

**TRABAJO ESPECIAL DE GRADO**

**REDISEÑO, CONSTRUCCION Y PUESTA EN MARCHA DE  
UNA MÁQUINA DE ENSAYOS DE FATIGA POR FLEXIÓN  
ALTERNATIVA**

Presentado ante la Ilustre  
Universidad Central de Venezuela  
por los Bachilleres:  
Almérída P., Víctor A.  
Chitty P., José A.  
Para optar al Título de  
Ingeniero Mecánico

Caracas, 2007.

# **TRABAJO ESPECIAL DE GRADO**

## **REDISEÑO, CONSTRUCCION Y PUESTA EN MARCHA DE UNA MÁQUINA DE ENSAYOS DE FATIGA POR FLEXIÓN ALTERNATIVA**

TUTOR ACADEMICO: Prof. Alberto Pertuz.

Presentado ante la Ilustre  
Universidad Central de Venezuela  
por los Bachilleres:  
Almérída P., Víctor A.  
Chitty P., José A.  
Para optar al Título de  
Ingeniero Mecánico

Caracas, 2007.

Caracas, 20 de Noviembre de 2007

## ACTA

Nosotros los abajo firmantes, miembros del jurado nombrado por el Consejo de Escuela de la Escuela de Ingeniería Mecánica, hacemos constar que evaluamos el trabajo especial de grado presentado por los bachilleres *José Chitty C.I. 16.461.858* y *Víctor Almérida C.I. 17.721.208*

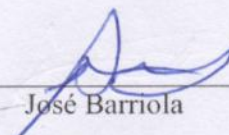
**“REDISEÑO, CONSTRUCCIÓN Y PUESTA EN MARCHA DE UNA MÁQUINA DE ENSAYOS DE FATIGA DE FLEXIÓN ALTERNATIVA”**

Hallamos que cumple con todos los requisitos exigidos por el plan de estudios conducente al título de Ingeniero Mecánico.



  
Juan García  
Jurado

  
Crisanto Villalobos  
Coordinador del Jurado

  
José Barriola  
Jurado

Caracas, 20 de Noviembre de 2007

## MENCIÓN

Quienes suscriben profesores miembros del jurado examinador nombrado por el Consejo de Escuela de la Escuela de Ingeniería Mecánica, abajo firmantes, otorgamos a los alumnos *José Chitty C.I. 16.461.858* y *Víctor Almérida C.I. 17.721.208*

### MENCIÓN HONORÍFICA

Por la exelencia demostrada en la realización del Trabajo Especial de Grado titulado

***“REDISEÑO, CONSTRUCCIÓN Y PUESTA EN MARCHA DE UNA MÁQUINA DE ENSAYOS DE FATIGA DE FLEXIÓN ALTERNATIVA”***



  
Juan García  
Jurado

  
Crisanto Villalobos  
Coordinador del Jurado

  
José Barriola  
Jurado

*A mis padres por ser un ejemplo a seguir*

*A mis hermanos*

*V. Almérida*

*A mis padres  
Mis hermanos  
Mi compañera  
Y mi hija*

*J. Chitty*

## AGRADECIMIENTOS

A Dios.

Al departamento de automática de la escuela de Ingeniería Mecánica y sus profesores, Lecue, Hans, Barriola, Juvenal, por toda la ayuda prestada para hacer posible la realización de este proyecto.

A los profesores Alberto Pertuz, Jose Chitty y Crisanto Villalobos.

Al CEDEA por todo el apoyo que nos brindaron para la fabricación de las piezas, en especial a Franco Viera, Carlos Carmona, Juanluis, Isturis y Journeys.

A nuestros compañeros de la escuela, en especial a Ricardo, Fabi, Luis V, Albex, Sebastián, Pernia, Victoria, Andrea, Alirio, Cinthia, Salvador, Italo, Byron y todos los demás que de una u otra forma nos acompañaron durante la carrera.

A mis padres, Pedro y Sira y mis hermanos, Pedro V., Pedro J., Pedro R., Zuleida, Quintina, Eduardo, Marbellys, Alexander y Sara, por ayudarme a hoy estar donde estoy y por su apoyo incondicional.

A mi tía Lourdes por darme tanto cariño.

A la familia Chitty por abrirme las puertas de su casa.

A mis Padres, José y Martha, por creer siempre en mí.

A mis hermanos, Jesús y Jhosmar, por una vida compartiendo.

A Lucy por siempre estar allí en las buenas y las malas.

A Maribeth de los Angeles por ser la alegría en nuestras vidas.

A Pedro, Marisol, Alexander, Lucila, Luís y todos los miembros de las familias Ramírez y Zambrano por su comprensión y apoyo.

**Almériada P., Víctor A. y Chitty P., José A.**

**REDISEÑO, CONSTRUCCION Y PUESTA EN MARCHA DE UNA  
MÁQUINA DE ENSAYOS DE FATIGA POR FLEXION ALTERNATIVA**

**Tutor Académico: Prof. Alberto Pertuz**

**Tesis. Caracas, U.C.V. Facultad de Ingeniería. Escuela de Ingeniería  
Mecánica**

**Palabras Clave:** Fatiga, Diseño, Flexión, Instrumentación, Ensayo.

En este trabajo de investigación se presentan las modificaciones realizadas a 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 generado durante el ensayo, se realizó de igual manera como parte de este trabajo la instrumentación y programación necesaria para la obtención de las variables relevantes al ensayo (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, las cuales fueron filtradas por una serie de criterios básicos e indispensables para el funcionamiento del equipo, 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. En la instrumentación se utilizó un transductor de fuerza U9B2K y uno de desplazamiento WA100, ambos de la casa HBM y para el control de la velocidad del ensayo un variador de frecuencia Altivar 18 de la casa Telemecanic. 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.

ÍNDICE

|   |    |
|---|----|
| INTRODUCCION  | 1  |
| PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA                            | 3  |
| 1. MARCO TEÓRICO                                      | 5  |
| 1.1 Fatiga  | 5  |
| 1.1.1 Reseña Histórica                                | 6  |
| 1.1.2 Manifestación y proceso de fatiga               | 10 |
| 1.1.3 Zonas características de la fractura por fatiga | 11 |
| 1.1.4 Análisis del origen de las fallas por fatiga    | 13 |
| 1.1.5 Diagrama S-N                                    | 16 |
| 1.1.6 Factores que modifican el límite de fatiga      | 17 |
| 1.1.7 Caracterización de esfuerzos fluctuantes        | 24 |
| 1.1.8 Ensayos de fatiga y máquinas de ensayo          | 25 |
| 1.2 Diseño  | 29 |
| 1.2.1 Análisis de la necesidad                        | 30 |
| 1.2.2 Uso de técnicas creativas para generar ideas    | 31 |
| 1.2.3 Evaluación, selección y desarrollo              | 34 |
| 1.3 Proceso de Maquinado                              | 36 |
| 1.3.1 Definición de maquinado                         | 36 |
| 1.3.2 Ventajas del maquinado                          | 37 |
| 1.3.3 Condiciones de corte                            | 37 |
| 1.3.4 Tipos de operaciones de maquinado               | 38 |
| 1.4 Instrumentación y Control                         | 42 |
| 1.4.1 Reseña Histórica                                | 42 |
| 1.4.2 Definiciones en control                         | 44 |
| 1.4.3 Clases de instrumentos                          | 50 |
| 1.4.4 Controladores lógicos programables              | 53 |

---

|  |     |
|--|-----|
| 1.4.5 Variadores de frecuencia   | 60  |
| 1.4.6 Galgas extensiométricas (Strain Gage)                            | 63  |
| 1.4.7 Transformador diferencial o LVDT                                 | 66  |
| 2. APLICACION DE LA METODOLOGÍA DE DISEÑO                              | 70  |
| 2.1 Análisis de la Necesidad   | 70  |
| 2.2 Uso de Técnicas Creativas para Generar Ideas                       | 70  |
| 2.3 Evaluación y Selección   | 78  |
| 2.4 Análisis de los Criterios de Diseño                                | 79  |
| 2.5 Matriz de Selección  | 82  |
| 3. DESARROLLO DEL DISEÑO FINAL   | 84  |
| 3.1 Especificación del Diseño Final                                    | 84  |
| 3.1.1 Cálculo del desplazamiento                                       | 84  |
| 3.1.2 Cálculo de la fuerza máxima                                      | 86  |
| 3.2 Cálculos de los Componentes y Sistemas que Conforman las Máquinas  | 86  |
| 3.2.1 Cálculo de las bases de mordaza con corredera                    | 86  |
| 3.2.2 Cálculo de las bases de mordaza sin corredera                    | 91  |
| 3.2.3 Cálculo de las mordazas  | 94  |
| 3.2.4 Cálculo de los pasadores de las mordazas                         | 101 |
| 3.2.5 Cálculo del plato alternante                                     | 103 |
| 3.2.6 Cálculo de eje del motor   | 110 |
| 3.3 Selección de los Equipos de Instrumentación y Adquisición de Datos | 114 |
| 3.3.1 Control de velocidad del ensayo                                  | 114 |
| 3.3.2 Transductores  | 115 |
| 3.3.3 Adquisición y control  | 115 |
| 4. CONSTRUCCION DE LAS PIEZAS  | 116 |
| 4.1 Construcción de las Piezas   | 116 |
| 4.1.1 Modificación de la mordaza                                       | 116 |
| 4.1.2 Base de mordaza fija con corredera                               | 117 |
| 4.1.3 Base de mordaza alternante con corredera                         | 117 |
| 4.1.4 Base de mordaza alternante sin corredera                         | 117 |

---

|  |     |
|--|-----|
| 4.2 Selección del Material   | 118 |
| 5. MANUAL DE OPERACIÓN   | 120 |
| 5.1 Descripción General  | 120 |
| 5.2 Descripción Detallada  | 120 |
| 5.2.1 Descripción de motor   | 120 |
| 5.2.2 Descripción del acople                                       | 120 |
| 5.2.3 Descripción de los rodamientos y soportes de los rodamientos | 120 |
| 5.2.4 Descripción de la excéntrica                                 | 121 |
| 5.2.5 Descripción biela plato alternante                           | 121 |
| 5.2.6 Descripción de mordazas y bases de mordazas                  | 121 |
| 5.3 Diseño de la Probeta   | 121 |
| 5.4 Instalación del Equipo   | 122 |
| 5.4.1 Dimensiones y peso   | 122 |
| 5.4.2 Montaje  | 122 |
| 5.4.3 Montaje de la probeta  | 122 |
| 5.5 Activación y parada del equipo                                 | 123 |
| 5.5.1 Realización de ensayos                                       | 123 |
| 5.6 Configuración Avanzada   | 126 |
| 5.6.1 KepServer V4.170.328   | 126 |
| 5.6.2 WinCC flexible 2004 Advance V1.0                             | 129 |
| 5.6.3 PL7 PRO V4.3   | 132 |
| 5.7 Calibración del Equipo   | 134 |
| 6. CONCLUSIONES  | 136 |
| 7. RECOMENDACIONES   | 138 |
| REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS   | 139 |
| ANEXOS   | 141 |

**ÍNDICE DE FIGURAS**

|  |    |
|--|----|
| Figura 1.1 Evolución de la Falla   | 12 |
| Figura 1.2 Estructura de Grano   | 15 |
| Figura 1.3 Diagrama S-N de un Acero al Carbono                             | 17 |
| Figura 1.4 Concentrador de Esfuerzo  | 23 |
| Figura 1.5 Concentrador de Esfuerzo  | 23 |
| Figura 1.6 Concentrador de Esfuerzo  | 23 |
| Figura 1.7 Concentrador de Esfuerzo  | 23 |
| Figura 1.8 Concentrador de Esfuerzo  | 23 |
| Figura 1.9 Concentrador de Esfuerzo  | 23 |
| Figura 1.10 Registros Esfuerzo-Tiempo                                      | 25 |
| Figura 1.11 Flexión en voladizo  | 28 |
| Figura 1.12 Flexión sobre dos apoyos                                       | 28 |
| Figura 1.13 Flexión sobre dos apoyos cargados                              | 28 |
| Figura 1.14 Máquina para Ensayos de Flexión Rotativa                       | 28 |
| Figura 1.15 Matriz de Selección  | 35 |
| Figura 1.16 Torno Convencional usado comúnmente en el maquinado de piezas  | 39 |
| Figura 1.17 Taladradora Sensitiva de Columna                               | 40 |
| Figura 1.18 Fresadora de tres grados de libertad, de uso común en talleres | 41 |
| Figura 1.19 Fresado Frontal  | 41 |
| Figura 1.20 Fresado Periférico   | 41 |
| Figura 1.21 Cepilladora Convencional de uso común                          | 42 |
| Figura 1.22 PLC's Comerciales  | 54 |
| Figura 1.23 Variadores de Frecuencia Comerciales                           | 60 |
| Figura 1.24 Características del Par Torsor de un Motor Eléctrico           | 62 |
| Figura 1.25 Diagrama de Variador de Frecuencia con Modulación de Ancho de  |    |

|   |     |
|---|-----|
| Pulso   | 62  |
| Figura 1.26 Galga Cementada   | 63  |
| Figura 1.27 Galga no Cementada  | 63  |
| Figura 1.28 Puente de Wheatstone para Galgas Extensiométricos             | 64  |
| Figura 1.29 Transductor de Presión de Silicio                             | 64  |
| Figura 1.30 Puente de Wheatstone para Transductores de Silicio Difundido  | 65  |
| Figura 1.31 Esquema de un LVDT  | 66  |
| Figura 1.32 Modo de Desplazamiento  | 67  |
| Figura 1.33 Esquema de Funcionamiento del LVTD                            | 68  |
| Figura 2.1 Propuesta número 1   | 71  |
| Figura 2.2 Propuesta número 2   | 72  |
| Figura 2.3 Propuesta número 3   | 72  |
| Figura 2.4 Propuesta número 4   | 73  |
| Figura 2.5 Propuesta número 5   | 73  |
| Figura 2.6 Propuesta número 6   | 74  |
| Figura 2.7 Propuesta número 7   | 74  |
| Figura 2.8 Propuesta número 8   | 75  |
| Figura 2.9 Propuesta número 9   | 75  |
| Figura 2.10 Propuesta número 10   | 76  |
| Figura 2.11 Propuesta número 11   | 76  |
| Figura 2.12 Propuesta número 12   | 77  |
| Figura 2.13 Propuesta número 13   | 77  |
| Figura 2.14 Propuesta número 14   | 78  |
| Figura 3.1 Desplazamiento de mordazas                                     | 85  |
| Figura 3.2 Diagrama de fuerzas en soporte de mordaza con corredera        | 87  |
| Figura 3.3 Diagrama de fuerzas en soporte de mordaza sin corredera        | 91  |
| Figura 3.4 Diagrama de fuerzas en las mordazas                            | 95  |
| Figura 3.5 Diagramas de fuerza cortante y momento flector de las mordazas | 96  |
| Figura 3.6 Secciones transversales de los puntos críticos de las mordazas | 97  |
| Figura 3.7 Diagrama de Fuerzas en los pasadores de las mordazas           | 101 |

|   |     |
|---|-----|
| Figura 3.8 Diagrama de fuerzas en el plato alternante                           | 104 |
| Figura 3.9 Diagramas de fuerza cortante y momento flector del plato alternante  | 105 |
| Figura 3.10 Secciones transversales de los puntos críticos del plato alternante | 106 |
| Figura 3.11 Diagrama de fuerzas en el eje del motor                             | 111 |
| Figura 3.12 Diagramas de fuerza cortante y momento flector en el eje del motor  | 112 |
| Figura 5.1 Dimensiones de la probeta usada para los ensayos                     | 122 |
| Figura 5.2 Inicio WinCC Flexible  | 123 |
| Figura 5.3 Inicio de la aplicación de adquisición de datos                      | 124 |
| Figura 5.4 Presentación del programa  | 125 |
| Figura 5.5 Inicio de KepServer  | 127 |
| Figura 5.6 Selección del nombre de la conexión                                  | 127 |
| Figura 5.7 Selección del puerto de comunicación                                 | 128 |
| Figura 5.8 Selección del protocolo de comunicación                              | 128 |
| Figura 5.9 Ventana de añadidura de variable                                     | 129 |
| Figura 5.10 Ventana de conexión   | 129 |
| Figura 5.11 Configuración de los ficheros                                       | 130 |
| Figura 5.12 Ventana de propiedades de variables                                 | 132 |
| Figura 5.13 Configuración de hardware   | 133 |
| Figura 5.14 Programación en escalera  | 133 |
| Figura 5.15 Programación de variables de sistema                                | 134 |

**ÍNDICE DE TABLAS**

|   |    |
|---|----|
| Tabla 1.1 Factores de Acabado Superficial                                   | 19 |
| Tabla 1.2 Diametros Equivalentes  | 20 |
| Tabla 1.3 Efecto de la Temperatura en la Resistencia a la Tensión del Acero | 21 |
| Tabla 1.4 Valores de $\sqrt{a}$ para algunos concentradores de esfuerzo     | 22 |
| Tabla 2.1 Ponderación de los criterios de evaluación.                       | 80 |
| Tabla 2.2 Evaluación de los criterios                                       | 82 |

## ABREVIATURAS Y SÍMBOLOS

---

### 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.   |
| $\sigma$        | Esfuerzo.   |
| $\sigma_{\max}$ | Esfuerzo máximo.                                  |
| $\sigma_{\min}$ | Esfuerzo mínimo.                                  |
| $\sigma_a$      | Esfuerzo alternante.                              |
| $\sigma_m$      | 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.  |
| mm              | Milímetro.  |
| min             | Minuto.   |
| N               | Newton.   |

## **ABREVIATURAS Y SÍMBOLOS**

---

|          |   |
|----------|---|
| M        | Momento.                                  |
| $\tau$   | Esfuerzo cortante.                        |
| $\tau_m$ | Esfuerzo cortante medio.                  |
| $\tau_m$ | Esfuerzo cortante alterante.              |
| T        | Torque.                                   |
| F        | Fuerza.                                   |
| P        | Presión.                                  |
| p        | Polos del motor eléctrico.                |
| PLC      | Controlador lógico programable.           |
| LVDT     | Linear Variable Differential Transformer. |

### INTRODUCCIÓN

La fatiga es un fenómeno de falla o daño en los materiales cuando éstos se encuentran sometidos a cargas repetidas o esfuerzos variables. En la mayoría de los casos, este tipo de falla no produce una deformación superficial apreciable o visible y ocurre muchas veces por debajo del límite de fluencia, esto, sin lugar a dudas, representa un riesgo al no poder detectar la falla y realizar una sustitución oportuna de la pieza. Las fallas por fatiga comienzan generalmente en la superficie de la pieza aunque en algunos casos pueden incluso desarrollarse desde el interior de las piezas lo que puede hacer más difícil su detección. Aunque la fatiga está invariablemente asociada con deformaciones plásticas en el material es común que los esfuerzos nominales en componentes mecánicos que han fallado por fatiga estén por debajo del límite elástico del material, agravando aún más el riesgo.

En el área de ingeniería es de vital importancia tomar en cuenta este fenómeno al momento de diseñar un elemento mecánico. Por ello se ha enfatizado en su estudio elaborando una serie de equipos que permitan ensayar los materiales bajo condiciones controladas y poder estudiar las fallas por fatiga.

Los tipos de sollicitaciones más comunes que se realizan en un ensayo de fatiga son: el axial (tracción-tracción o tracción-compresión), flexión alternativa, flexión rotativa y torsión alternante. Actualmente la Escuela de Ingeniería Mecánica cuenta con una máquina de ensayos de fatiga por flexión alternativa que permite aplicar un momento constante sobre la zona de ensayo de la probeta. Esta máquina no cuenta con la instrumentación necesaria para la adquisición de los datos comúnmente requeridos en el ensayo, además presenta la problemática de aplicar cargas axiales no deseadas durante la realización del ensayo. Esto se debe a que cuando la probeta flexa se produce el alargamiento en la dirección del eje de la probeta y al no poseer la

## INTRODUCCION

---

máquina los grados de libertad necesarios para permitir el desplazamiento en la dirección axial se producen entonces las mencionadas cargas axiales indeseadas.

Es la finalidad de este trabajo realizar la instrumentación y automatización del equipo diseñado por los bachilleres Gondar Geoffrey y Rodríguez Rolando <sup>(16)</sup> utilizando elementos electrónicos que permitan una amplia confiabilidad y precisión en las medidas obtenidas, además se comprobará la adquisición de los datos.

## PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

Hoy en día es necesario la caracterización y estudio de muchos materiales utilizados en la fabricación de elementos mecánicos, de allí la importancia de contar con los equipos necesarios para realizar dichos estudios.

Durante este año los estudiantes Gondar y Rodríguez bajo la tutoría del profesor Alberto Pertuz realizaron el diseño y construcción de una máquina para ensayos de fatiga por flexión alternativa que permite aplicar un momento constante sobre toda la probeta, sin embargo, este equipo no está totalmente operativo, ya que carece de la instrumentación necesaria para la toma de datos y presenta el inconveniente de no disipar las cargas axiales producidas durante el ensayo.

Debido a esta problemática se hace imposible la realización de ensayos verídicos que permitan un estudio adecuado de los materiales. Por lo que es indispensable realizar la instrumentación del equipo y subsanar la problemática de las cargas axiales para que la máquina quede totalmente operativa y pueda dar continuidad a la línea de investigación que desarrolla actualmente la escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Central de Venezuela.

Los objetivos propuestos para esta investigación son los siguientes:

### **Objetivo General**

El objetivo general del trabajo a realizar es el rediseño de la máquina de ensayos de fatiga por flexión alternativa de la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Central de Venezuela, de tal forma que se eviten los esfuerzos axiales en la probeta junto con la modificación de las partes necesarias de la máquina para

lograr esto. También se persigue instrumentar y automatizar el equipo para su puesta en marcha.

### **Objetivos Específicos**

- Rediseño de la máquina para evitar esfuerzos axiales sobre la probeta durante la realización del ensayo.
- Construcción de las partes a modificar.
- Instrumentar y automatizar el equipo.
- Implementar un sistema de parada automática.
- Realización de la documentación del manual de operación.

### **ALCANCES**

- Realizar el diseño conceptual de detalle utilizando técnicas morfológicas y de tormenta de ideas de las modificaciones necesarias al equipo de ensayos existente para que el mismo no transmita esfuerzos axiales a la probeta durante el ensayo, incluyendo los cálculos y los planos de las modificaciones a efectuarse.
- Instrumentar el equipo para la obtención de la deformación, el esfuerzo y el número de ciclos del ensayo, de manera tal que puedan ser almacenados para su posterior estudio y/o graficación.
- Automatización de la máquina para lograr controlar el ensayo de acuerdo a los parámetros de frecuencia del motor y decisiones propias del ensayo.
- Implementar un sistema de parada automática al momento de producirse la fractura de la probeta ensayada o en un porcentaje de caída del esfuerzo predefinido.
- Realizar la documentación de la metodología de uso del equipo, junto con el respaldo de cualquier programación realizada, documentación anexa de los equipos utilizados e información pertinente a futuras modificaciones.

**CAPITULO I****MARCO TEÓRICO****1.1 Fatiga**

Se entiende por fatiga al fenómeno de falla que ocurre en elementos mecánicos solicitados a cargas variantes en el tiempo. Según las normas ASTM<sup>(5)</sup> 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”. Es importante destacar que las cargas que pueden ocasionar la falla de un elemento pueden estar incluso por debajo del límite elástico del material.

El punto principal de partida para el comienzo de la fatiga son las inhomogeneidades de los materiales, aun los materiales fabricados con las mejores tecnologías presentan defectos e imperfecciones de diversos tipos. Estas imperfecciones o defectos generan puntos de concentración de esfuerzo tal que se generan pequeñas deformaciones plásticas en el material, produciendo así un deterioro en el mismo evidenciado por pérdida de resistencia y pérdida de ductilidad.

Generalmente, este proceso no es dependiente del tiempo, por lo cual la frecuencia del ensayo es poco importante, esto representa una gran ventaja al realizar ensayos de fatiga para caracterizar los materiales, los cuales pueden realizarse a altas frecuencias reduciendo así el tiempo requerido para el estudio de la fatiga. Ésto deja de ser cierto cuando se presenta la fatiga en conjunto con algún otro fenómeno dependiente del tiempo, como por ejemplo corrosión o fluencia lenta (del inglés “creep”) entre otros.

### 1.1.1 Reseña Histórica

Desde el inicio de la construcción metálica ha existido la preocupación de conocer el comportamiento de las piezas sometidas a esfuerzos variables, para conocer su resistencia y duración. Se presume que los primeros ensayos orientados a este tipo de esfuerzos fueron realizados en Alemania por Albert<sup>(12)</sup>, en el año de 1829, quien ensayó cadenas para minas, sometidas a pruebas de tracción repetidas.

Sin embargo, el estudio de las fallas repentinas hasta esa fecha presentaban un carácter misterioso; ya que no presentaban deformación aparente alguna que anunciara la rotura, las investigaciones se intensifican con el estudio de las fallas presentadas por los ferrocarriles y los rieles de los mismos. Fue en los años de 1840 cuando a este fenómeno se le designó el nombre de fatiga.

En 1849, el gobierno Británico designó a Hodgkinson<sup>(12)</sup> el estudio de los materiales empleados para la construcción de los puentes metálicos que servían de vías a los ferrocarriles. Hodgkinson efectuó ensayos de flexión repetida sobre vigas, mediante una leva giratoria que flexaba el punto medio de la viga. Con este ensayo obtuvo que si la fuerza era la mitad de la fuerza de rotura estática la viga fracturaba después de cerca de 9000 flexiones.

En 1843 un joven ingeniero de ferrocarriles llamado Rankine estudió las roturas por fatiga y encontró que las piezas con ángulos agudos representaban un gran peligro si eran sometidas a esfuerzos repetidos.

Durante esta época la atención se concentró en la fallas ocurridas en los rieles y ejes de los ferrocarriles, esto motivó a que en 1852 el gobierno francés designara una comisión, encargada de determinar si los ejes de los ferrocarriles sufrían un deterioro que hiciera inseguro su uso después de cierto tiempo de trabajo y si debían ser sustituidos luego de un recorrido determinado.

Con el paso de los años, el uso de metales para la fabricación de maquinarias para la industria era mayor, sin embargo, las fallas por fatiga seguían apareciendo. Lo que requería que las investigaciones sobre fatiga siguieran avanzando. Entre los años de 1852 y 1869 el alemán August Wöhler<sup>(12)</sup>, ingeniero de ferrocarriles, realizó numerosos ensayos con el objeto de determinar las causas de las fallas de los ejes.

Wöhler creó las primeras máquinas de ensayos repetidos, específicamente de flexión rotativa y concluyó lo siguiente: “El hierro y el acero pueden romperse bajo un esfuerzo unitario inferior, no sólo a la carga de rotura estática, sino también al límite elástico, cuando dicho esfuerzo se repite un número suficiente de veces” y “La rotura no tiene lugar, cualquiera que sea el número de sollicitaciones, si la amplitud de la sollicitación entre el esfuerzo máximo y el esfuerzo mínimo es inferior a cierto valor límite”. Ese valor límite es lo que actualmente se conoce como límite de fatiga.

Wöhler también puso en evidencia la influencia del temple y de las variaciones bruscas de sección en las piezas de acero, sobre la fatiga. Además sugirió los diagramas S-N, en el que se grafica la amplitud del esfuerzo contra el número de ciclos antes de fractura, introduciendo así los diagramas que aun hoy son la base para el diseño contra fatiga y que son denominados curvas S-N o curvas de Wöhler en honor a su nombre. Posteriormente Basquin sugirió modelar la sección no horizontal de los diagramas S-N mediante una relación potencial ( $S=k(2N)^b$ ) que se presenta como una recta cuando se usa una escala log-log.

Durante los años 1870 y 1890, Gerber y Goodman<sup>(12)</sup> continuaron con el trabajo de Wöhler, estudiando y desarrollando, respectivamente, la teoría del efecto del esfuerzo medio.

A pesar del interés sobre los daños por fatiga, no fue sino hasta principios del siglo XX, cuando Ewing y Humfrey<sup>(12)</sup> estudian el mecanismo de la fatiga con la

ayuda de la observación microscópica, lo cual le permitió observar la formación de las líneas de deslizamiento y fisuras en cristales de hierro sometidos a esfuerzos variables.

Un evento histórico que influyó en los estudios de la fatiga fue la Segunda Guerra Mundial, y el estudio de la fractura frágil que sufrieron algunos barcos en las aguas heladas del ártico como es el caso de los barcos Liberty fabricados por los Estados Unidos de América para la Armada Británica.

A lo largo de la historia son incontables los estudios de fatiga que se han realizado, desde Wöhler a la actualidad son muchos los investigadores que han aportado sus conocimientos al estudio de este fenómeno. Aún en el siglo XXI muchos estudios de fatiga realizados por estos pioneros de la fatiga se mantienen vigentes. La fatiga es aun un tema de mucha actividad entre los investigadores y hay mucho camino por recorrer en el entendimiento del fenómeno particularmente en el caso de los primeros estadios del daño.

Gran cantidad de técnicas de caracterización y ensayos de materiales han tenido un lugar importante en los estudios de la fatiga. Así, los ensayos no destructivos han dado grandes aportes y son técnicas que aun tienen mucho que dar a los estudios de fatiga en particular en la medición del tamaño de grieta y daño sobre el material en tiempo real (el material es ensayado bajo condiciones de funcionamiento sin la necesidad de ser sustituidos posteriormente al ensayo). La microscopía electrónica ha dado también invaluable aportes en el entendimiento de los micromecanismos asociados con el fenómeno.

Con el desarrollo de las diferentes técnicas de ensayo, se ha hecho indispensable la fabricación de una gran variedad de máquinas, que se clasifican de acuerdo al tipo de carga, el tipo de esfuerzo, el propósito del ensayo, características de operación o medio de producción de la carga. Según la aplicación de la carga a los

especímenes, se encuentran los ensayos de fatiga para cargas axiales, flexión rotativa, flexión alternativa, torsión alternante, cargas combinadas de flexión y torsión. Cargas multiaxiales en general, que típicamente se obtienen sometiendo una probeta tubular a tracción-compresión, torsión, presión interna y presión externa.

El principio de los esfuerzos constantes es el que rige el funcionamiento de las máquinas para ensayos de flexión alternante, éste principio consiste en flexionar una y otra vez, alternando los esfuerzos de compresión y tracción de las fibras superiores e inferiores de la probeta. En el año 1949, Horger<sup>(12)</sup> describe varios de estos mecanismos, algunos de los cuales permitían que se ajustara la amplitud de la carga con la máquina en funcionamiento. Cuando se somete un espécimen a cargas de flexión el momento flector en algunos casos puede ser constante o variable a lo largo de toda la zona de prueba del mismo. Entre las primeras máquinas para ensayos de fatiga por flexión alternante se encuentra la de Upton y Lewis<sup>(12)</sup>, en la cual uno de los extremos de la probeta se encuentra fija y en el otro se aplica una carga alternante mediante un cigüeñal. Sin embargo, a lo largo del espécimen aumentaba el momento flector. En busca de mantener el esfuerzo constante a lo largo de la zona de prueba de la probeta, se reduce el ancho de la misma en forma lineal para así compensar el incremento en el momento flector.

También, se han propuesto mecanismos que garanticen que el momento flector se mantenga constante a lo largo de la probeta. Uno de estos mecanismos es la máquina DVL, desarrollada en 1933 por Matthaes<sup>(12)</sup>, en ella el espécimen está fijo en los extremos y unido a un mecanismo que transmite el movimiento mediante un cigüeñal. Erlinger<sup>(12)</sup> fue otro de los que trabajó en las máquinas de flexión alternante con el momento flector constante a lo largo del espécimen, en 1938 diseñó una máquina en la cual el espécimen se fijaba en el centro y se le aplicaba movimientos circulares en los extremos. En 1956, Low<sup>(12)</sup> describe una máquina diseñada y construida por el Laboratorio de Física Nacional de USA, en ella los extremos del espécimen se desplazaban describiendo una trayectoria circular, estando fija en el

punto medio, un sistema de varillas eliminaba las cargas de torsión en los extremos de este mecanismo.

Algunas máquinas de flexión alternativa pueden ser adaptadas para realizar pruebas a múltiples probetas en forma simultánea. Los Laboratorios Bell<sup>(12)</sup>, desarrollaron para el año de 1929, una prueba simultánea d 126 probetas, en una modificación realizada por Morton y Goñi<sup>(12)</sup> en 1949, el número de especimenes se redujo a 26. Para ambas máquinas la carga estática era de 3000ciclos/min, lo cual resulta relativamente elevado para este tipo de ensayo.

A pesar de los avances obtenidos en las máquinas de ensayos de fatiga alternativa y la inclusión en los ensayos de factores que alteran la fatiga, aún se mantienen vigentes principios y teorías desarrolladas hace más de un siglo.

### **1.1.2 Manifestación y proceso de fatiga**

La aplicación repetida de una carga ocasiona el deterioro progresivo de los materiales, aun cuando la misma carga aplicada a éste no tiene ningún efecto permanente si se aplica en forma estática. Este deterioro se presenta a través de la formación de fisuras en el material que pueden llevar a la rotura. Sin embargo, este fenómeno sólo afecta a las piezas cuando están sometidas a sollicitaciones repetidas de una cierta amplitud. Su progreso puede explicarse de la siguiente manera: a los pocos ciclos de acción de la carga repetida empiezan a producirse en puntos dispersos del material cambios aislados en la microestructura, los cuales dan inicio a la formación y desarrollo de fisuras submicroscópicas que se hacen más grandes a medida que el número de ciclos es mayor, hasta tener proporciones microscópicas y visibles en algunos casos; por último, cuando la fisura alcanza un tamaño considerable y debilita la pieza, se produce su rotura. Así, la evolución de la falla por fatiga puede dividirse en tres etapas denominadas: nucleación, propagación o crecimiento de grieta y rotura (Figura 1.1).

**Nucleación**

Es un proceso que puede ocurrir, como ya hemos mencionado, incluso por debajo del límite elástico del material. La deformación plástica que pudiera ocurrir en forma localizada en puntos de concentración de esfuerzo como entallas, rayas superficiales, inclusiones y poros, entre otros, se acumula durante cada ciclo de carga esta acumulación de deformación plástica localizada conduce finalmente a zonas altamente deformadas que conducen al ‘nacimiento’ o nucleación de una grieta. Es precisamente la acumulación de deformación plástica lo que diferencia el fenómeno de fatiga de la aplicación de una carga monotónica.

**Propagación**

Abarca la mayor parte de la duración del proceso de fatiga y se extiende desde el momento de la nucleación hasta la fractura del material. En algunos casos esta etapa de crecimiento de grieta se divide convenientemente en dos subetapas como son: propagación de grietas cortas y propagación de grietas largas, esto en virtud que los modelos matemáticos que se aplican para predecir su crecimiento son esencialmente distintos debido a que existen diferentes mecanismos de crecimiento de éstas.

**Rotura**

Se produce cuando la grieta es suficientemente grande, de manera que la sección transversal remanente no es capaz de soportar la carga aplicada y se produce la falla por sobrecarga. La superficie de fractura de una pieza que ha fallado por fatiga, presenta tanto a nivel microscópico como a nivel mesoscópico algunas características muy particulares del fenómeno, así si observamos la superficie de fractura de una pieza que ha fallado por fatiga a bajos aumentos es posible observar las siguientes zonas:

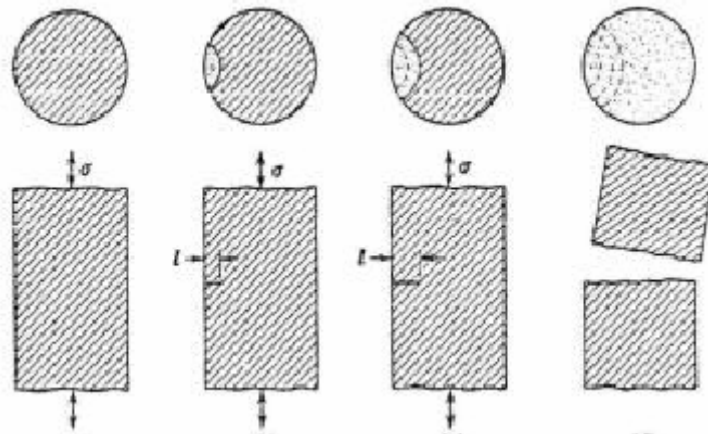


Fig. 1.1 Evolución de la Falla

### 1.1.3 Zonas características de la fractura por fatiga

#### Zona lisa

Aparece debido al roce por la propagación de la grieta a través de la sección. Esta propagación se indica con una serie de marcas anulares (llamadas líneas de parada o de reposo, similares a las marcas que dejan las olas sobre la playa), generada a partir del Punto de Nucleación. A su vez, podemos distinguir:

**Marcas de playa:** se forman en el frente de la fisura al producirse un reposo en el funcionamiento de la pieza. Consecuentemente no aparecerán en el caso de probetas, que generalmente se ensayan sin interrupción.

**Líneas radiales:** las fisuras que se generan en la superficie, en ocasiones se progresan según frentes a niveles levemente escalonados; en cierto momento de su desarrollo, sin embargo, colisionan quedando estas líneas radiales como huellas de las diferencias de nivel iniciales.

### **Zona rugosa**

Aparece al romper la pieza por disminución de la sección efectiva sana ante el mismo valor de carga actuante. La rotura final, a diferencia de la zona lisa, presenta una superficie fibrosa y de relieve muy accidentado. Esta zona remanente sana es demasiado pequeña para resistir un ciclo más de sollicitación, y termina rompiéndose frágilmente.

#### **1.1.4 Análisis del origen de las fallas por fatiga**

La mayoría de las fisuras de fatiga comienzan en discontinuidades visibles o microscópicas, que actúan como concentradores de esfuerzo, estas pueden ser: orificios, empalmes, chaveteros, inclusiones, rechupes, defectos de fabricación, entre otros.

### **Nucleación**

Las fisuras se originan debido al endurecimiento producido en las regiones donde ha habido fluencia. Algunos cristales siempre estarán orientados de tal forma que deslizarán fácilmente. La nucleación se produce a partir de esta fluencia altamente localizada.

A medida que la tensión aumenta, estos cristales "débiles" fluirán primero, sin embargo, como están rodeados por material elástico, no afectan apreciablemente el diagrama de tensión-deformación estático. No obstante ha habido fluencia, a una tensión nominal que generalmente no sobrepasa el límite elástico. Si el material se carga solo una vez, este efecto resulta insignificante. Pero si la carga se repite, cada repetición produce una fluencia localizada adicional que en ocasiones resulta en la formación de fisuras de fatiga en las regiones en fluencia.

En este proceso un cristal débil está rodeado enteramente por cristales más fuertes que se orientan de tal forma que permanecen completamente elásticos a la tensión más alta que ocurre durante el proceso de carga. A medida que la tensión aumenta a su máximo durante el primer cuarto de ciclo, el cristal débil (A) fluye una pequeña cantidad (Figura 1.2). Durante la fluencia la tensión en A aumenta mucho más lentamente que la tensión total. El cristal A se comporta más o menos como un cristal único, por lo que sus propiedades son diferentes a las del conjunto.

En el medio ciclo siguiente la tensión disminuye a cero y se invierte, subiendo al máximo en la dirección opuesta. Durante esta inversión la deformación en el cristal débil se determina casi enteramente por la rigidez del material elástico circundante.

La deformación negativa que acompaña la tensión negativa máxima es igual que la deformación positiva que acompañó la tensión positiva máxima. El primer efecto de la descarga es simplemente permitir que los átomos en todos los cristales regresen elásticamente a sus posiciones de equilibrio. Sin embargo, el cristal A alcanza su configuración de equilibrio antes que la deformación de la totalidad haya llegado a cero. A medida que la deformación continúa disminuyendo, el cristal débil comienza a deformarse en la dirección opuesta.

Este proceso se repite con cada medio ciclo de deformación. Cada vez que la tensión se invierte, el cristal A fluye un poco más, y cada vez que fluye, se endurece un poco más por deformación.

En resumen, el primer efecto de la fatiga en metales es la formación de bandas de deslizamiento altamente localizadas en cristales individuales durante los primeros ciclos. A medida que continúan los ciclos, se forman nuevas bandas de deslizamiento, por lo que la deformación permanece altamente localizada. 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.

Las fisuras submicroscópicas comienzan a formarse en las mismas direcciones que las bandas de deslizamiento. Las grietas individuales crecen, y los grupos de fisuras se unen hasta que el total alcanza un tamaño microscópico.

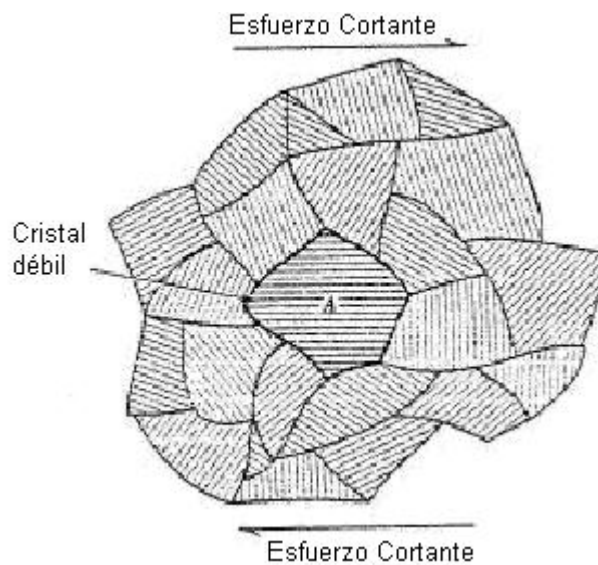


Fig. 1.2 Estructura de Grano

### Propagación

Algunos materiales más resistentes y de mayor dureza se caracterizan por propagar las fisuras más rápido y fácilmente que otros materiales. Otros materiales menos resistentes pero más “tenaces” originan fisuras que se propagan lo suficientemente lento, que frecuentemente pueden ser detectadas a tiempo y remediadas antes que lleguen a fracturar.

Las primeras fisuras microscópicas aparecen en las bandas de deslizamiento,

en cristales desfavorablemente orientados cuya orientación es tal que las bandas de deslizamiento coinciden con los planos de corte máximos. Las fisuras microscópicas crecen en estos planos que incluyen todos los planos a  $45^\circ$  al eje de la pieza. Las fisuras generalmente se originan en más de uno de estos planos. Cuando el área de la sección transversal remanente llega a ser lo suficientemente pequeña, ocurre la fractura final. La falla resulta así de apariencia frágil. En ocasiones la grieta comienza y no se propaga. Un factor importante es el gradiente de tensiones: las fisuras nuclean en zonas de alta tensión, pero si crecen en la dirección de las tensiones decrecientes, la propagación tenderá a hacerse más lenta llegando a detenerse. La velocidad del crecimiento de grieta depende también del material y de las condiciones ambientales.

### **1.1.5 Diagrama S-N**

El diagrama S-N fue desarrollado por Wöhler y posteriormente Basquin realizó la relación lineal del mismo mediante el uso de una escala lineal. Este diagrama permite la representación lineal de la resistencia a la fatiga de un material, en él se expresan el número de ciclos necesarios para alcanzar la fractura del material sometido a distintos esfuerzos cíclicos. Para construir un diagrama S-N es necesario ensayar un gran número de probetas, a distintos valores de esfuerzo, debido a que este tipo de ensayo presenta una gran dispersión, siendo indispensable emplear procedimientos estadísticos que permitan obtener una curva de fatiga que haga posible el análisis de un material y poder realizar el diseño de elementos sometidos a cargas cíclicas.

En el eje de las abscisas del diagrama S-N se representa el número de ciclos de esfuerzo, en el eje de las ordenadas se encuentran los valores de la amplitud del esfuerzo a los que se somete la probeta. La curva S-N de cada material es característica del mismo y representa el comportamiento de dicho material ante la fatiga.

Sin embargo para los aceros al carbono las curvas de fatiga son similares, presentando un descenso rápido para un número de ciclos bajo. Posteriormente la curva tiende a ser paralela al eje horizontal, a partir de los 20 millones de ciclos aproximadamente (Figura 1.3). En el caso de aluminios la curva se hace asintótica al eje de las abscisas, lo que evidencia que estos materiales poseen un límite de fatiga bajo y requiere ensayar las probetas a un número muy grande de ciclos para obtener su valor.

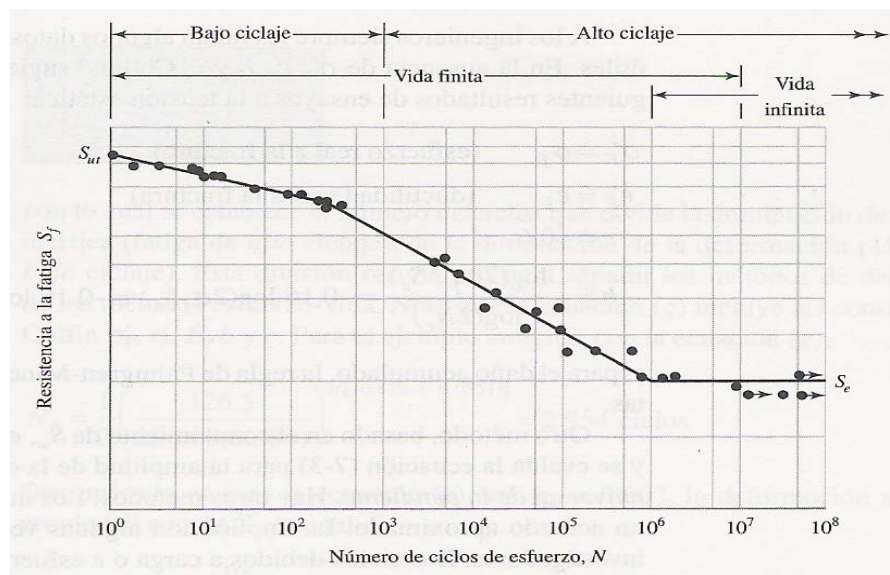


Fig. 1.3 Diagrama S-N de un Acero al Carbono.

### 1.1.6 Factores que modifican el límite de fatiga

Las probetas utilizadas en los ensayos de fatiga en máquinas rotativas son preparadas con mucho cuidado y se ensayan en condiciones controladas. Por esto es imposible que las piezas reales posean valores iguales a los de las probetas. En vista de esto Joseph Marin<sup>(25)</sup> identificó factores que cuantifican los efectos que modifican la resistencia a la fatiga del material, proponiendo la ecuación conocida como la ecuación de Marin, la cual establece que:

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e S_e'$$

Donde:  $k_a$  = Factor de Superficie.

$k_b$  = Factor de Tamaño.

$k_c$  = Factor de Carga.

$k_d$  = Factor de Temperatura.

$k_e$  = Factor de Efectos Diversos.

$S'_e$  = Límite de Resistencia a la Fatiga en Viga Rotatoria.

$S_e$  = Límite de Resistencia a la Fatiga en la ubicación Crítica de una Parte de Máquina en la Geometría y Condiciones de uso.

### **Factor de superficie $k_a$**

Durante la realización de los ensayos de flexión rotativa, a la probeta se le realiza un pulido metalográfico, eliminando de la misma cualquier raya o marca en la superficie de la probeta que pueda ser un acumulador de esfuerzos, el pulido del espécimen se realiza en dirección axial. Este factor de modificación depende de la calidad del acabado superficial de la pieza y de la resistencia a la tracción. En busca de determinar expresiones cuantitativas para acabados superficiales comunes en partes de máquinas (esmerilada, maquinada o estirada en frío, laminado en caliente y forjada), se construyeron gráficas del límite de resistencia a la fatiga contra la resistencia última a la tensión. El resultado del análisis de Mischke resultó en:

$$k_a = aS_{ut}^b$$

Los valores de a y b pueden encontrarse en tablas, para los acabados superficiales más comunes (Tabla 1.1).

Tabla 1.1 Factores de Acabado Superficial.<sup>(25)</sup>

| Acabado superficial          | $k_a = a S_{ur}^b \text{LN}(1, C)$ |      |        |
|------------------------------|------------------------------------|------|--------|
|                              | 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 |

### Factor de tamaño $k_b$

Los resultados de laboratorio con las probetas pequeñas demuestran la existencia del efecto de tamaño, produciéndose una disminución del límite de fatiga a medida que las piezas son más grandes. El factor de tamaño para cargas de flexión y torsión viene dado por las siguientes expresiones:

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

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

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

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

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.<sup>(25)</sup>

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

### Factor de carga $k_c$

El tipo de carga que aplicada es un factor que modifica el límite de fatiga del material, por esto al realizar ensayos de fatiga con carga de flexión rotativa, axial y torsión, se obtienen resultados distintos de los límites de resistencia a la fatiga. Para definir el  $k_c$  se usan las siguientes expresiones, con en  $S_{ut}$  en kpsi.

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

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

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

### Factor de temperatura $k_a$

Si las temperaturas de operación son mayores a la temperatura ambiente, es necesario estudiar su influencia en la fatiga, porque la resistencia a la fluencia del material, en general, disminuye rápidamente con la temperatura. Menores esfuerzos inducirán flujo plástico en un material que este operando a elevadas temperaturas.

A medida que la temperatura de operación aumenta se pueden generar pequeños incrementos del límite de resistencia a la fatiga en los aceros, sin embargo, entre 200 y 370°C se produce una disminución del mismo. Es por esto que a

temperaturas elevadas el límite de la resistencia a la fatiga se relaciona con la resistencia a la tensión en la misma forma que a temperatura ambiente. La expresión usada para obtener estos valores es:

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

El autor Shigley E.<sup>(25)</sup> ofrece una tabla de los  $k_d$  a distintas temperaturas (Tabla 1.3).

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        |                 |              |

### 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.

### Concentración de esfuerzo y sensibilidad a la muesca

La sensibilidad a la muesca de las piezas puede obtenerse mediante la siguiente expresión:

$$q = \frac{K_f - 1}{k_t - 1}$$

Según la ecuación de Neuber se tiene que:

$$K_f = 1 + \frac{k_t - 1}{1 + \sqrt{\frac{a}{r}}}$$

De donde se deduce que la sensibilidad de la muesca es:

$$q = \frac{1}{1 + \sqrt{\frac{a}{r}}}$$

El valor de la expresión  $\sqrt{a}$  puede obtenerse de la tabla 1.4.

Tabla 1.4 Valores de  $\sqrt{a}$  para algunos concentradores de esfuerzo<sup>(25)</sup>.

| Característica      | $\sqrt{a}$          |                    | $C_{kf}$ |
|---------------------|---------------------|--------------------|----------|
|                     | $\bar{S}_{ut}$ kpsi | $\bar{S}_{ut}$ Mpa |          |
| Agujero transversal | $5/\bar{S}_{ut}$    | $174/\bar{S}_{ut}$ | 0.10     |
| Hombro              | $4/\bar{S}_{ut}$    | $139/\bar{S}_{ut}$ | 0.11     |
| Ranura              | $3/\bar{S}_{ut}$    | $104/\bar{S}_{ut}$ | 0.15     |

Por su parte el valor de  $k_f$  se obtiene de de las figuras 1.4, 1.5, 1.6, 1.7, 1.8 y 1.9. Dependiendo del tipo de muesca que se tenga.

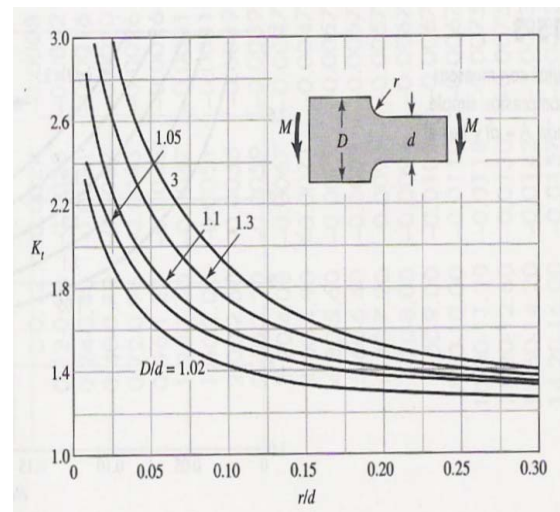
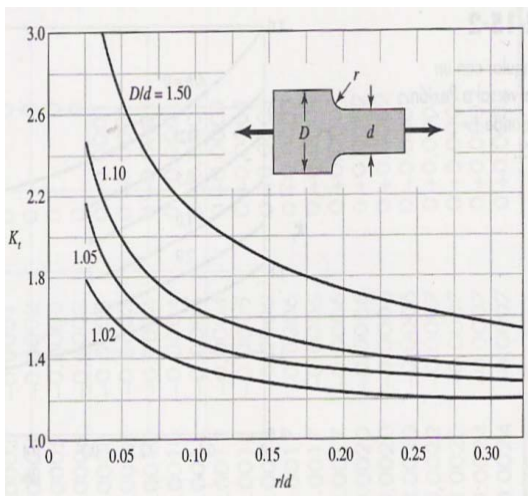
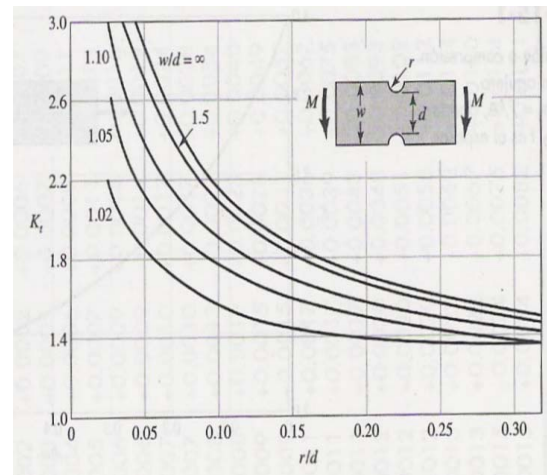
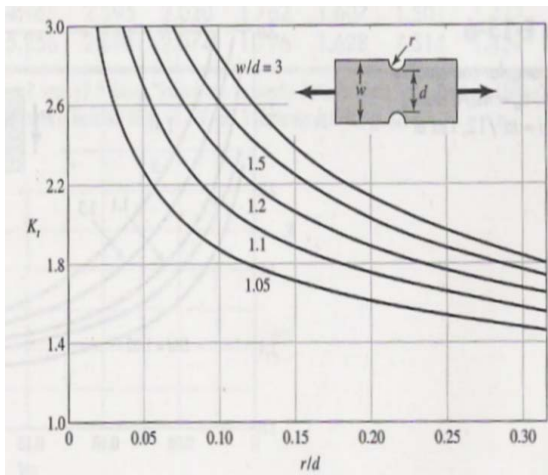
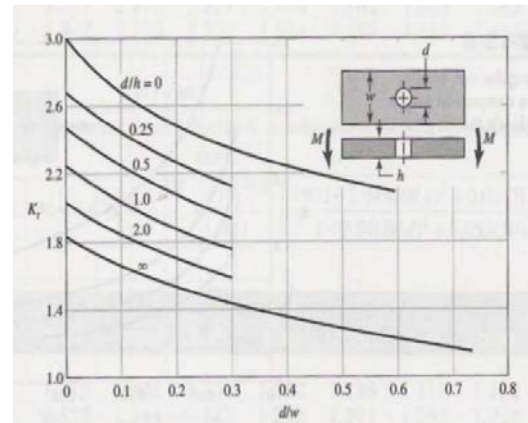
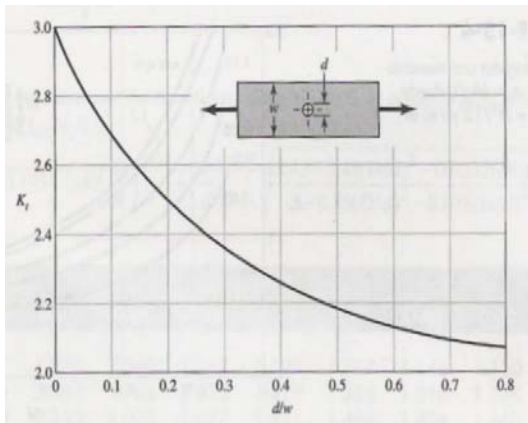


Fig. 1.4, 1.5, 1.6, 1.7, 1.8 y 1.9. Concentradores de Esfuerzo.

### 1.1.7 Caracterización de esfuerzos fluctuantes

En muchos casos los esfuerzos fluctuantes adoptan un patrón sinusoidal, sin embargo, se presentan otros muy irregulares. El estudio de estos patrones ha determinado que los mismos presenten solo un máximo y un mínimo de la fuerza. De esta forma se tiene una  $F_{\max}$  y una  $F_{\min}$ . Con estas dos fuerzas se construye una componente uniforme y una alternante como se muestra a continuación:

$$F_m = \frac{F_{\max} + F_{\min}}{2} \quad \text{y} \quad F_a = \left| \frac{F_{\max} - F_{\min}}{2} \right|$$

Siendo  $F_m$  la componente de intervalo medio de la fuerza y  $F_a$  es la componente de la amplitud de la fuerza.

Por otra parte los esfuerzos se obtienen de la siguiente manera:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} \quad \text{y} \quad \sigma_a = \left| \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} \right|$$

El esfuerzo medio y el alternante respectivamente.

En la figura 1.10 se presentan algunos de los varios registros esfuerzo-tiempo que ocurren.

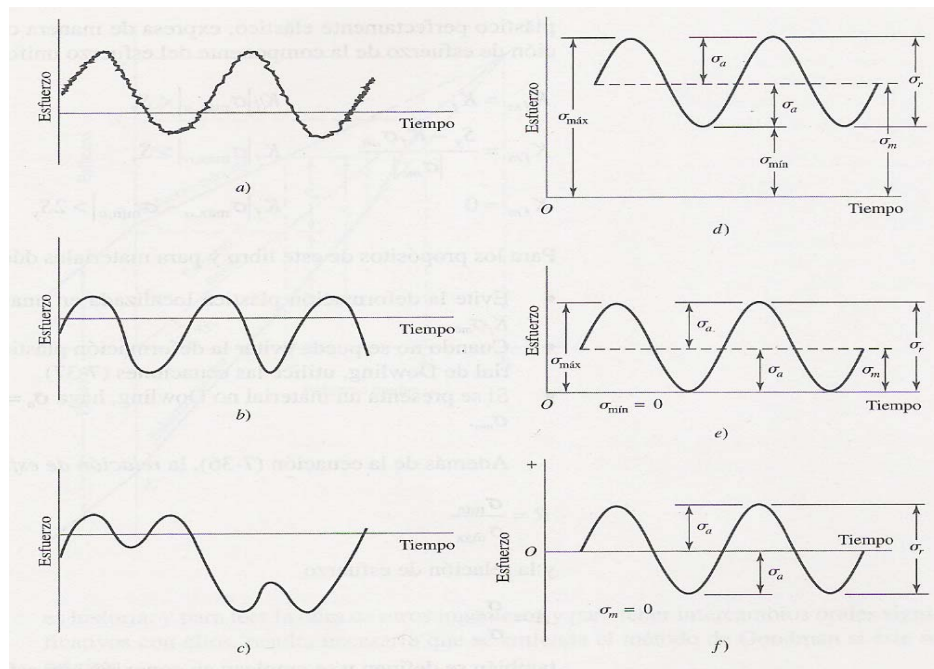


Fig. 1.10 Registros Esfuerzo-Tiempo

$\sigma_{\max}$  = esfuerzo máximo.

$\sigma_{\min}$  = esfuerzo mínimo.

$\sigma_m$  = esfuerzo medio.

$\sigma_a$  = esfuerzo alternante.

$\sigma_r$  = intervalo de esfuerzo

### 1.1.8 Ensayos de fatiga y máquinas de ensayo

En el estudio de los materiales en servicio, como componentes de máquinas o estructuras, debe tenerse en cuenta que las sollicitaciones predominantes a que generalmente están sometidos, no resultan estáticas, muy por lo contrario en la

mayoría de los casos se encuentran afectados a cambios de tensiones, ya sean de tracción, compresión, flexión o torsión, que se repiten sistemáticamente y que producen la rotura del material, incluso para valores de la misma considerablemente menores que las calculadas en ensayos estáticos.

### **Clasificación de los ensayos de fatiga**

En general los ensayos de fatiga se clasifican por el espectro de carga-tiempo, pudiendo presentarse como:

- Ensayos de fatiga de amplitud constante: en el se evalúa el comportamiento a la fatiga mediante ciclos predeterminados de carga o deformación, generalmente sinusoidales o triangulares, de amplitud y frecuencia constantes. Son de ampliación en ensayos de bajo y de alto número de ciclos, ponderan la capacidad de supervivencia o vida a la fatiga por el número de ciclos hasta la rotura y la resistencia a la fatiga por la amplitud de la tensión para un número de ciclos de rotura predeterminado. Es usual denominar como resistencia a la fatiga a la máxima tensión bajo la cual el material no rompe o aquella que corresponde a un número preestablecido de ciclos según los metales o aleaciones.
- Ensayos de fatiga de amplitud variable: en fatiga, cuando la amplitud del ciclo es variable, se evalúa el efecto del daño acumulado debido a la variación de la amplitud del esfuerzo en el tiempo. Son ensayos de alto número de ciclos con control de carga, que según el espectro de carga elegido serán más o menos representativos de las condiciones de servicio.

Otra forma de clasificar los ensayos de fatiga es de acuerdo al tipo de acción deformante que se le aplica a la probeta. Entre los más típicos se encuentran:

### **Ensayos de carga axial**

En este tipo de ensayo la probeta se somete a cargas alternantes de tracción-compresión y también se les puede aplicar un esfuerzo medio. Para la realización de estos ensayos existe una amplia gama de equipos, algunos mecánicos, electromecánicos o hidráulicos. Las máquinas de mayores dimensiones, por lo general son las de tipo hidráulico y trabajan a baja frecuencia. Las mecánicas y electromecánicas tienden a trabajar con frecuencias próximas a la frecuencia de resonancia, para así reducir la potencia necesaria.

### **Ensayos de flexión alternativa**

En este ensayo los esfuerzos de compresión y tracción se alternan en las fibras superiores e inferiores de la probeta, mediante la aplicación de una carga que proporciona el momento flector variante en el tiempo. En los ensayos de fatiga por flexión alternativa la carga puede aplicarse de tres formas distintas:

1. En el extremo de la probeta que está empotrada en el otro extremo. El momento flector en la probeta disminuye linealmente con la distancia a la zona de aplicación de la carga, para mantener el momento constante en toda la probeta es necesario una geometría especial de la misma (Figura 1.11).
2. En el centro de la probeta que permanece apoyada en sus extremos, con la aplicación de la carga en un punto (Figura 1.12). En este caso el momento flector es constante entre los dos puntos centrales.
3. La carga es aplicada en dos puntos. Manteniendo constante el momento flector a lo largo de toda la probeta e igual al producto de la fuerza por la distancia entre los dos puntos de aplicación de la carga (Figura 1.13).

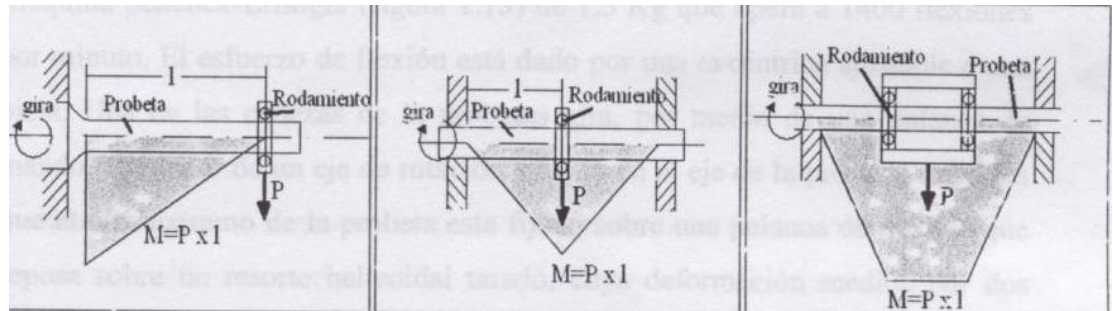


Fig. 1.11 Flexión en voladizo

Fig. 1.12 Flexión sobre dos apoyos

Fig. 1.13 Flexión sobre dos apoyos cargados

### Ensayos de flexión rotativa

Este es uno de los ensayos de fatiga más usado y conocido, gran número de investigaciones de fatiga se realizan en máquinas de flexión rotativa. Existen una gran variedad de máquinas que realizan estos ensayos, sin embargo la más común es la de ménsula o voladizo, en la que un extremo de la probeta es sujetado a un mandril y se aplica la carga en el otro extremo mediante una balanza romana conectada al soporte, durante el ensayo la probeta se encuentra en rotación (Figura 1.14).



Fig. 1.14 Máquina para Ensayos de Flexión Rotativa

### **Ensayos de torsión**

Generalmente para la realización de este ensayo la probeta se encuentra sujeta a una mordaza fija en uno de sus extremos, en otro extremo se tiene una mordaza que gira en forma alternante en los dos sentidos. El momento de torsión producido durante el ensayo se efectúa en el extremo móvil de la probeta y la medida de los límites del par de torsión se realiza en el extremo inmóvil.

### **Ensayos no convencionales**

Entre los ensayos de fatiga no convencionales se encuentran el ensayo de fatiga corrosión y fatiga creep, el de fatiga corrosión es un ensayo en el cual la probeta es sometida a sollicitaciones alternantes y simultáneamente se expone a un ambiente corrosivo para estudiar la influencia de la corrosión sobre un determinado material. En el ensayo de creep fatiga la probeta se ensaya a temperaturas elevadas y muy bajas frecuencias que modifican el límite de fluencia del material y por esta razón el límite de resistencia a la fatiga se ve alterado.

## **1.2 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”<sup>(20)</sup>.

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

### **1.2.1 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.

#### **Estudio del usuario**

En esta etapa se estudia el campo de las personas que están en contacto con la necesidad

#### **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.

#### **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.

### **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.

#### **1.2.2 Uso de técnicas creativas 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<sup>(20)</sup> y consiste en reunir un grupo para trabajar sobre un problema. Este grupo debe seguir las siguientes normas:

- 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 la 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.

### **1.2.3 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 1.15).

| Criterios | Ponderación | Diseño 1  |    | Diseño 2 |    | Diseño 3 |    |
|-----------|-------------|-----------|----|----------|----|----------|----|
|           |             |           |    |          |    |          |    |
| C1        | 5           | 2         | 10 | 4        | 20 | 1        | 5  |
| C2        | 2           | 5         | 10 | 5        | 10 | 5        | 10 |
| C3        | 3           | 5         | 15 | 1        | 3  | 1        | 3  |
| Total     |             | <b>35</b> |    | 33       |    | 18       |    |

Fig. 1.15 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: Defina 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.

### **1.3 Proceso de maquinado**

La remoción de material como un medio de manufactura se remonta a los tiempos prehistóricos, cuando los seres humanos aprendieron a tallar la madera y esculpir las piedras para fabricar sus herramientas de caza y labranza.

El desarrollo de las máquinas de herramientas modernas está relacionado directamente a la Revolución Industrial, siendo necesarias para la fabricación de las máquinas de vapor. Actualmente se cuenta con un gran desarrollo tecnológico en el área de maquinado, lo que ha permitido que los procesos de manufactura constituyan una fuerza esencial para la economía moderna, permitiendo la producción en masa que domina el mercado. Con esto se evidencia la importancia de los procesos de maquinado en la fabricación de mecanismos y componentes de máquinas.

#### **1.3.1 Definición de maquinado**

El maquinado es un proceso de manufactura en el cual se usa una herramienta de corte para remover el exceso de material de una pieza de trabajo, el material remanente será la pieza deseada. El maquinado se obtiene al someter localmente el 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.

El éxito del maquinado viene dado en gran parte por las propiedades del material de trabajo y la facilidad relativa con la que este puede ser maquinado, usando las herramientas y condiciones de corte apropiadas, esta propiedad se conoce como maquinabilidad del material.

### **1.3.2 Ventajas del maquinado**

El maquinado ofrece muchas ventajas entre las cuales se encuentran las siguientes:

- i. Puede aplicarse a una amplia variedad de materiales, prácticamente todos los metales sólidos pueden ser maquinados.
- ii. Permite generar cualquier forma geométrica regular, superficies planas, agujeros redondos y cilindros. La combinación de varias operaciones permiten obtener una variedad ilimitadas de formas con distintos niveles de complejidad.
- iii. Con el maquinado es posible obtener tolerancias muy pequeñas, menores a los 0,025mm.
- iv. Es capaz de crear acabados superficiales de aproximadamente  $4\mu\text{m}$ .

### **1.3.3 Condiciones de corte**

Las condiciones de corte en el proceso de maquinado son las variables fáciles de modificar por el operador en las máquinas de herramienta y que afectan la remoción de material. Estas variables son:

#### **Velocidad de corte**

La velocidad de corte se refiere a la velocidad relativa entre la herramienta de corte y el material de trabajo. En unas máquinas la velocidad de corte la da el material de trabajo que se encuentra rotando durante el proceso y en otras es la herramienta la que provee la velocidad de corte.

### **Profundidad de corte**

La profundidad de corte es la distancia en la cual la herramienta de corte se proyecta por debajo de la superficie de la pieza de trabajo, esta variable determina las dimensiones finales de la pieza.

### **Avance**

El avance se define como el movimiento relativo lateral entre la herramienta de corte y el material de trabajo durante el proceso de maquinado.

Estas variables determinan el tiempo de maquinado y condicionan la vida útil de la herramienta de corte, afectando directamente los costos de producción.

### **1.3.4 Tipos de operaciones de maquinado**

El maquinado no es solamente un proceso, sino una familia de procesos. La característica común de ellos es el uso de una herramienta de corte para formar la viruta, la cual se remueve de la pieza de trabajo.

Hay muchas clases de operaciones de maquinado, cada una de las cuales es capaz de generar una geometría y textura superficial específica. Alguno de los procesos de maquinado más usados son:

#### **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 (Figura 1.16).

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.



Fig. 1.16 Torno Convencional, usado comúnmente en el maquinado de piezas.

### **Taladrado**

El taladrado es una operación de maquinado que se usa para crear agujeros redondos en una pieza de trabajo. El taladrado se realiza generalmente con una herramienta cilíndrica rotatoria, conocida como broca, que tiene dos bordes cortantes en sus extremos. La broca avanza dentro de la pieza de trabajo estacionaria, formando

un agujero cuyo diámetro está determinado por el diámetro de la broca. Para la realización del taladrado se usa una maquina de herramienta llamada taladro (Figura 1.17). Con el taladro es posible realizar otras operaciones como son el roscado interno, el escariado y el avellanado entre otros. Sin embargo, para estas operaciones es necesario realizar previamente un agujero por taladrado.



Fig. 1.17 Taladradora Sensitiva de Columna

### **Fresado**

El fresado es una operación de maquinado en la cual se hace pasar una pieza de trabajo enfrente de una herramienta cilíndrica rotatoria con múltiples filos cortantes. La dirección del avance es perpendicular al eje de rotación de la herramienta de corte, siendo esta orientación lo que diferencia el fresado del taladrado. La herramienta de corte del fresado se conoce como fresa y sus bordes cortantes como dientes. Para la realización del fresado se emplea una máquina de herramienta llamada fresadora (Figura 1.18). Con el fresado se obtienen superficies planas y otras formas mediante la trayectoria y forma de la herramienta de corte. El fresado es una de las operaciones de maquinado más versátiles y usadas, debido a la gran variedad de formas que pueden obtenerse.

Hay dos tipos básicos de fresado, el fresado periférico (el eje de la herramienta es paralelo a la superficie que se esta maquinando. Figura 1.19) y el fresado frontal (el eje de la fresa es perpendicular a la superficie de trabajo, el maquinado se realiza con los filos cortantes del extremo y la periferia de la fresa. Figura 1.20).



Fig. 1.18 Fresadora de tres grados de libertad, de uso común en talleres.

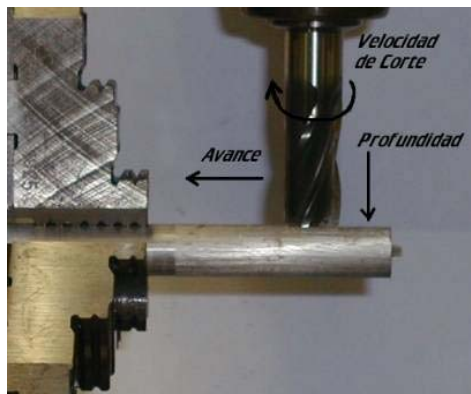


Fig. 1.19 Fresado Frontal



Fig. 1.20 Fresado Periférico

## Cepillado

Es un proceso de maquinado en el cual una herramienta de punta sencilla remueve material de la superficie de una pieza de trabajo, la velocidad de corte se logra por medio de una mesa de trabajo oscilante que mueve la parte posterior de la herramienta de corte. Los cepillos se pueden clasificar en cepillos de columna simple y los de doble columna. Para la realización del proceso de cepillado se emplea una máquina de herramienta llamada cepillo (Figura 1.21).



Fig. 1.21 Cepilladora Convencional de uso común.

## 1.4 Instrumentación y Control

### 1.4.1 Reseña Histórica

Desde el principio de la humanidad el hombre ha implementado herramientas en procesos de construcción, donde se empezó a evidenciar la necesidad de sistemas

de medición y otras herramientas utilizadas para realizar un control sobre las medidas deseadas, mejorar la calidad y poder obtener cierta coherencia en la repetición de los procesos.

Es durante la era industrial donde los procesos de manufactura dejan de estar en manos de artesanos calificados y pasan a estar en manos de máquinas controladas por obreros, donde nace la instrumentación moderna, estos obreros, basándose en su experiencia, tenían cierto control sobre el proceso pero los resultados eran de baja calidad y presentaban un alto riesgo, por esto sólo eran utilizados para procesos simples. Luego comienzan a utilizarse instrumentos de medición con los cuales los operadores podían guiar mejor sus decisiones y así mejorar la calidad del producto y disminuir los riesgos, sin embargo, la calidad todavía era baja, debido a que aún eran procesos sumamente artesanales, es decir, todavía existía una extensa intervención humana en los procesos. El siguiente paso en la evolución fue el control neumático, el cual mejoraba mucho la calidad, disminuía el riesgo, aumentaba la productividad pero requería un alto mantenimiento y tenía poca capacidad de control centralizado, de estas necesidades y con el nacimiento de la electrónica nace el control electrónico de los procesos, con él se disminuyeron los costos de mantenimiento requeridos por los sistemas neumáticos y se obtuvo la posibilidad de tener puntos centrales de control donde se pudiese monitorear el proceso por completo.

Al mismo tiempo que todo esto se desarrolló, los requisitos necesarios sobre los materiales utilizados en procesos cada vez más complejos fueron creciendo, necesitando un mayor control en su elaboración y mejores métodos para su caracterización, con el principio de la era industrial y las máquinas de vapor comienzan a verse afectados los equipos por la fatiga como fenómeno de falla, es en esta época cuando comienza el estudio de este fenómeno y comienzan a desarrollarse equipos para su estudio. Las máquinas que se han desarrollado desde entonces hasta la actualidad para el estudio de la fatiga se han apoyado en los sistemas de instrumentación y control desarrollados para sistemas industriales para la obtención

de las variables pertinentes a los diferentes estudios de fatiga (esfuerzo, desplazamiento, temperatura, número de ciclos, pH, entre otros).

### 1.4.2 Definiciones en control

Los instrumentos de control utilizados en los diferentes procesos tanto industriales como de laboratorio presentan cada uno características específicas para cumplir con su función ya sean indicadores, registradores, controladores, transmisores o elementos de control finales de control. Se han realizado esfuerzos por unificar la terminología utilizada por distintos fabricantes, usuarios y organismos involucrados en la instrumentación, algunos de los términos más importantes en este campo se describen a continuación, según las normas SAMA (“Scientific Apparatus Makers Association”) y se escribe su término equivalente en inglés entre paréntesis debido a su amplio uso.

#### **Campo de medida (range)**

Se entiende por campo de medida o range por su nombre en inglés el conjunto de valores comprendidos entre el valor mínimo y el valor máximo medible o transmisible por un instrumento.

#### **Alcance (span)**

Este valor es calculado como la diferencia algebraica de la resta del valor superior y el valor inferior del campo de medida.

$$\text{Valor}_{\text{sup}} - \text{Valor}_{\text{inf}}$$

#### **Error**

El error es obtenido de la resta algebraica del valor obtenido del instrumento de medición y el valor real de la variable medida. Dependiendo del proceso éste

podrá ser estático o dinámico, si el proceso está en condición de régimen permanente será un error de tipo estático, si por el contrario la variable está en constante cambio obtendremos un error de tipo dinámico el cual varía considerablemente debido a que los equipos de instrumentación necesitan un tiempo para físicamente adquirir la medida, ya sea por absorción de energía del sistema u otro método, y necesitan un tiempo para transmitir esta medida, representando esto una diferencia entre el valor transmitido o indicado por el instrumento y valor real instantáneo de la variable medida.

Cuando el valor de una medida depende de varios instrumentos los cuales poseen cada uno un porcentaje de error, el error máximo es la suma algebraica de todos los instrumentos involucrados

$$\pm(a+b+c+d+...)$$

Sin embargo, como es altamente improbable que todos los instrumentos presenten el máximo error al mismo tiempo, suele ser aceptable tomar la raíz media cuadrática del conjunto de posibles errores como el error total de la medida

$$\pm\sqrt{a^2+b^2+c^2+d^2+...}$$

### **Incertidumbre de la medida (uncertainty)**

Los errores que se generan durante la medición de una magnitud crean una incertidumbre sobre el verdadero valor de la medida. La incertidumbre es la variación posible de una medida dada, podemos calcular la incertidumbre utilizando herramientas de distribución estadística aplicadas a los resultados de series de mediciones, las características de los equipos, entre otros factores.

Si la incertidumbre es calculada sobre una sola medida esta viene dada por

$$i=K\sigma$$

Donde:

$K$  = Factor que depende de la confiabilidad (2 para una confiabilidad de 95%)

$\sigma$  = desviación típica del instrumento según datos del fabricante

### **Exactitud**

Este término se refiere a la capacidad de un instrumento de presentar valores cercanos al valor real de la magnitud medida.

### **Precisión (accuracy)**

Por precisión se entiende la tolerancia admisible en una medida o de transmisión de un instrumento, según esto se definen los límites del error cometido al utilizar el instrumento bajo condiciones normales de servicio durante un período determinado (normalmente de un año). Esta puede expresarse de varias maneras

- i. Porcentaje del alcance
- ii. En unidades de la variable medida
- iii. Porcentaje de la lectura
- iv. Porcentaje del valor máximo del campo de medida
- v. Porcentaje de la longitud de la escala

### **Zona muerta (dead zone o dead band)**

Es el campo de valores de la medida que no producen una variación en el campo de valores de la salida del instrumento, normalmente viene dado como un porcentaje del alcance de la medida.

**Sensibilidad (sensitivity)**

Es la relación de incremento de la señal de salida o medición del instrumento y el incremento de la variable medida, después de ser alcanzado el estado de reposo. Normalmente es expresado como un porcentaje del alcance de la medida.

**Repetibilidad**

Es la capacidad de un instrumento de obtener el mismo valor de una medida, dadas las mismas condiciones de servicio, operación y en el mismo sentido de medición recorriendo todo el campo, sin tomar en cuenta la exactitud de la medida o la histéresis. Se expresa como un porcentaje del alcance considerándose su valor máximo y viene dada por la formula

$$\sqrt{\frac{\sum (x_i - x)^2}{N}}$$

**Histéresis (hysteresis)**

Este término está dado por la diferencia máxima dada al tomar medidas en sentido ascendente y luego tomar las mismas medidas en sentido descendente de la escala. Es expresada como un porcentaje del alcance del instrumento.

**Otros términos**

Existen otros términos utilizados en las especificaciones de instrumentos que son relevantes, como por ejemplo

**Campo de medida con elevación de cero**

Es un campo de medida en el cual el cero no ocupa el valor mínimo en el campo de medida, un valor inferior a este ocupa la posición mínima en el campo de medida. Por Ejemplo  $-20^{\circ}$  a  $50^{\circ}$  C.

**Campo de medida con supresión de cero**

A diferencia del anterior, este campo de medida posee un valor mínimo superior al cero. Por Ejemplo  $10^{\circ}$  a  $100^{\circ}$  C.

**Elevación de cero**

Es la cantidad por la cual el cero supera al valor mínimo del campo de medida. Es expresado en unidades de medida o en un porcentaje del alcance.

**Supresión de cero**

Es la cantidad por la cual el valor mínimo del campo de medida supera al cero. Al igual que la elevación de cero este puede venir expresado en unidades de medida o como un porcentaje del alcance.

**Deriva**

Es una variación en la variable de salida del instrumento durante un período de tiempo, manteniendo constantes tanto la variable de entrada como las condiciones ambientales. Son consideradas normalmente dos variaciones de la deriva, la deriva de cero, siendo esta la variación en la señal de salida para un valor cero durante un periodo de tiempo debida a aspectos internos del instrumento. La otra variación considerada es la deriva térmica de cero, estando esta dada por la variación de la señal de salida en cero debida únicamente al cambio de temperatura. Normalmente son expresadas en términos de porcentaje del alcance por unidad de tiempo o por intervalo de temperatura respectivamente.

**Fiabilidad**

Es la probabilidad de que un instrumento se mantenga dentro de los límites de operativos durante un periodo de tiempo bajo las condiciones de operación.

**Resolución**

Es la magnitud mínima de incremento posible en la señal de salida, también puede interpretarse como la menor diferencia posible que el instrumento puede distinguir.

**Resolución infinita**

Es la capacidad de un instrumento de proporcionar una salida continua y progresiva para todo el campo de medida.

**Trazabilidad (Traceability)**

Se refiere a la propiedad del resultado de las mediciones con un instrumento que puedan relacionarse con otros patrones nacionales o internacionales, mediante una cadena ininterrumpida de comparaciones, con incertidumbres determinadas.

**Ruido**

Es una perturbación externa no deseada en la señal de transmisión, medida o en el registro de la data.

**Linealidad**

Se refiere a la proximidad de una línea de calibración a una línea recta específica.

**Linealidad basada en puntos**

Desviación máxima con respecto de una recta que pasa a través de los puntos correspondientes al cero y al valor máximo del campo de medición.

**Estabilidad**

Es la capacidad de un instrumento de mantener su comportamiento durante su término de vida útil.

**Temperatura de servicio**

Campo de temperaturas para el cual el instrumento se mantendrá dentro de los parámetros de error especificados.

**Vida útil de servicio**

Tiempo mínimo bajo condiciones de servicio estándar durante el cual el fabricante garantiza los márgenes de error especificados.

**Reproductividad**

Es la capacidad de un instrumento de reproducir una misma medida de la misma lectura de la variable leída bajo las mismas condiciones de servicio y en ambos sentidos de operación a lo largo de un tiempo determinado.

**Respuesta frecuencial**

Es la variación de la frecuencia respecto a la relación existente entre la señal de salida y la señal de entrada.

**1.4.3 Clases de instrumentos**

Existe una amplia gama de instrumentos de medición y control cada uno con sus diferentes características de trabajo para realizar diversas tareas, existen también diversas maneras de clasificarlos para entender mejor su funcionamiento, se estudiarán dos clasificaciones básicas para tratar de comprender mejor los equipos, estas son:

### **En función del instrumento**

- **Instrumentos ciegos**

No presentan indicación visible de la variable, un ejemplo de ellos son los termostatos y presostatos así como los transmisores de caudal, presión, nivel, temperatura, entre otros, que no presenten un “*Display*” de la variable.

- **Instrumentos indicadores**

A diferencia de los anteriores poseen una escala graduada donde puede apreciarse el valor de la variable de proceso, según la amplitud de la escala se dividen en indicadores concéntricos o excéntricos, también existen indicadores digitales los cuales presentan la variable en dígitos.

- **Instrumentos registradores**

Estos instrumentos registran la variable con un trazo continuo o por puntos, pueden encontrarse en diferentes formatos, tales como circulares, rectangulares o alargados según sea la forma del gráfico.

- **Elementos primarios**

Se encuentran en contacto directo con el medio donde está ocurriendo el cambio y absorben energía de ésta para dar al sistema de medición una indicación que responda a la variación de la variable. El efecto producido por este puede ser un cambio de presión, fuerza, posición, medida eléctrica, etc.

- **Transmisores**

Estos recogen la señal generada por el elemento primario y la transmiten a un receptor a larga distancia mediante una señal neumática (normalmente 3 – 15 psi), electrónica (normalmente 4 – 20 mA c.c.) o digital. El elemento primario puede o no formar parte del transmisor.

- **Transductor**

Estos reciben una señal de entrada en función de una o más cantidades físicas y la convierten modificada a una señal de salida entendible por el sistema. Un ejemplo de estos son los convertidores PP/I y PP/P (presión de proceso a intensidad y presión respectivamente).

- **Convertidores**

Estos reciben una señal de salida de algún instrumento, la modifican y la convierten en una señal de salida estándar. Un ejemplo de estos sistemas son los convertidores P/I e I/P los cuales convierten señales neumáticas (por ejemplo 3 – 15 psi) en señales electrónicas (por ejemplo 4 – 20 mA).

- **Receptores**

Estos reciben la señal de salida de los transmisores y la registran o la indican. Existen también receptores controladores, los cuales envían una señal de salida ya sea neumática o electrónica al elemento final de control.

- **Controladores**

Estos reciben la señal directa o indirectamente del proceso (de los transmisores) y la comparan con un valor deseado o un “set point”, como es conocido por su nombre en inglés, y ejercen una acción de control correctiva de acuerdo con la desviación presentada.

- **Elemento final de control**

Estos reciben las señales de los elementos de control y modifican el caudal de fluido o agente de control. Estos elementos pueden ser válvulas neumáticas, servomotores neumáticos, servomotores eléctricos, válvulas eléctricas, en muchos casos se utilizan convertidores para transformar la señal del controlador en una compatible con el elemento final de control.

### **En función de la variable de proceso**

Según este método de clasificación lo único que es considerado es la variable medida por el instrumento por lo cual podemos dividirlos en instrumentos de temperatura, caudal, presión, nivel, fuerza, peso específico, densidad, pH, frecuencia, conductividad, velocidad, posición, viscosidad, etc.

Es común encontrar en la designación de un instrumento el uso de estos dos métodos de clasificación simultáneamente, como por ejemplo un transmisor ciego de presión, un indicador de temperatura, receptores indicadores de nivel, entre otros.

#### **1.4.4 Controladores Lógicos Programables ó PLC (Programmable Logic Controller)**

Los PLC son computadores industriales destinados a funciones de control y automatización, que cuentan con una arquitectura especial en su CPU y en la circuitería de interface de campo, este computador está basado en microprocesadores. Básicamente el PLC lee parámetros de proceso o entradas y a través de una lógica controla, regula, ajusta o actualiza variables del proceso llamadas salidas.

Según la ISA (en inglés “Industry Standard Architecture”) el PLC es un “aparato electrónico que opera digitalmente usando memoria programable para el almacenamiento interno de instrucciones que implementen funciones específicas tales como: Lógicas, secuencias, temporizadores, contadores, funciones aritméticas, para el control de máquinas y procesos”.

Los PLC fueron creados para sustituir las lógicas de relés, para finales de los años 60 Bedford y asociados propusieron el MODICON 086 como primer modelo de controladores lógicos programables, para ser usado en la industria automotriz.

A medida que avanzaban las tecnologías de los microprocesadores el poder de procesamiento de los PLC's aumentaba, ya para mediados de la década de los 70 comienzan a aparecer las redes industriales o Modbus, lo cual facilita la comunicación entre los equipos.

En los años 80 se introdujeron los lenguajes gráficos y los PLC's comienzan a programarse a través de computadoras y no de consolas dedicadas, lo cual representó un gran avance. A partir de la década de los 90 se estandariza el uso de los controladores lógicos programables, en especial con la norma IEC 61131.

En los últimos años los PLC's se han convertido en una herramienta de control casi universal, debido a su flexibilidad y adaptabilidad a diversas situaciones de control, sus herramientas de programación cada vez son más semejantes a las usadas en la informática. Actualmente estos equipos son fabricados con componentes confiables y duraderos, que garanticen su funcionamiento óptimo en el ambiente industrial, además tienen la capacidad de autodiagnóstico y depuración tanto del software como del hardware (Figura 1.22).

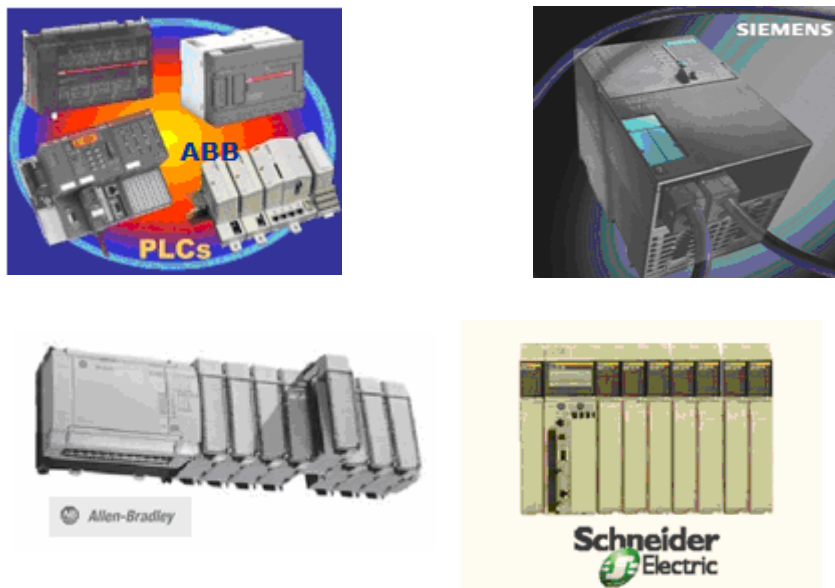


Fig. 1.22 PLC's Comerciales

## **Estructura del PLC**

Los PLC's están constituidos por una estructura externa y una interna.

**Estructura externa o configuración externa:** Se refiere al aspecto físico exterior del mismo, bloques o elementos en que está dividido.

Actualmente son tres las estructuras más significativas que existen en el mercado:

### **Estructura compacta**

Este tipo de autómatas se distingue por presentar en un solo bloque todos sus elementos, fuente de alimentación, CPU, memorias, entradas/salidas, entre otros.

Son los autómatas de gama baja o nanoautómatas los que suelen tener una estructura compacta. Su potencia de proceso suele ser muy limitada dedicándose a controlar máquinas muy pequeñas o cuadros de mando.

### **Estructura semimodular**

Se caracteriza por separar las E/S del resto del autómata, de tal forma que en un bloque compacto están reunidas las CPU, memoria de usuario o de programa y fuente de alimentación y separadamente las unidades de E/S.

### **Estructura modular**

Su característica principal es la de que existe un módulo para cada uno de los diferentes elementos que componen el autómata, como puede ser una fuente de alimentación, CPU, E/S, entre otros. La sujeción de los mismos se hace por carril DIN, placa perforada o sobre RACK, en donde va alojado el BUS externo de unión de los distintos módulos que lo componen.

**Estructura interna:** El autómata está constituido por diferentes elementos, pero tres son los básicos:

- i. CPU
- ii. Entradas
- iii. Salidas

Con las partes mencionadas se puede decir que se tiene un autómata pero para que sea operativo son necesarios otros elementos tales como:

- iv. Fuente de alimentación
- v. Interfaces
- vi. La unidad o consola de programación
- vii. Memorias

**i. La unidad de procesamiento central o CPU:** es la parte inteligente del sistema. Interpreta las instrucciones del programa de usuario y consulta el estado de las entradas. Dependiendo de dichos estados y del programa, ordena la activación de las salidas deseadas.

El CPU está constituido por los siguientes elementos:

- Procesador
- Memoria monitor del sistema
- Circuitos auxiliares

**ii. Sección de entradas:** esta sección mediante el interfaz, adapta y codifica de forma comprensible para el CPU las señales procedentes de los dispositivos de entrada o captadores.

Hay dos tipos de entradas:

1. Entradas Digitales: Los módulos de entrada digitales permiten conectar captadores de tipo todo o nada al autómata. Los módulos de

entrada digitales trabajan con señales de tensión, por ejemplo cuando por una vía llegan 24 voltios se interpreta como un "1" y cuando llegan cero voltios se interpreta como un "0".

2. Entradas Analógicas: Los módulos de entrada analógicas permiten que los autómatas programables trabajen con accionadores de mando analógico y lean señales de tipo analógico como pueden ser las provenientes de medidores de temperatura, de presión o de caudal. Los módulos de entradas analógicas convierten una magnitud analógica en un número que se deposita en una variable interna del autómata. Lo que realiza es una conversión A/D, puesto que el autómata solo trabaja con señales digitales. Esta conversión se realiza con una precisión o resolución determinada (dependiendo del número de bits utilizado) y cada cierto intervalo de tiempo (frecuencia).

**iii. Sección de salida:** trabaja de forma inversa a las entradas, es decir, decodifica las señales procedentes del CPU, y las amplifica y manda con ellas los dispositivos de salida o actuadores.

Hay dos tipos de salidas:

1. Salidas Digitales: Un módulo de salida digital permite al autómata programable actuar sobre los preaccionadores y accionadores que admitan ordenes de tipo todo o nada. El valor binario de las salidas digitales se convierte en la apertura o cierre de un relé interno del autómata en el caso de módulos de salidas a relé.

2. Salidas Analógicas: Los módulos de salida analógica permiten que el valor de una variable numérica interna del autómata se convierta en tensión o intensidad. Lo que realiza es una conversión D/A, puesto que el autómata solo trabaja con señales digitales. Esta

conversión se realiza con una precisión o resolución determinada (dependiendo del número de bits utilizado) y cada cierto intervalo de tiempo (período de muestreo).

**iv. La Fuente de alimentación:** proporciona las tensiones necesarias para el funcionamiento de los distintos circuitos del sistema.

La alimentación al CPU puede ser de corriente continua a 24 Vcc, tensión muy frecuente en cuadros de distribución, o en corriente alterna a 110/220 Vca. En cualquier caso es el propio CPU la que alimenta las interfaces conectadas a través del bus interno.

La alimentación a los circuitos E/S puede realizarse en corriente alterna a 48/110/220 Vca o en corriente continua a 12/24/48 Vcc.

**v. Interfaces:** en el control de un proceso automatizado, es imprescindible un dialogo entre operador-máquina junto con una comunicación entre la máquina y el autómeta, estas comunicaciones se establecerán por medio del conjunto de entradas y salidas del citado elemento.

Los autómetas son capaces de manejar tensiones y corrientes de nivel industrial, gracias a que disponen de un bloque de circuitos de interfaz de E/S muy potente, que les permite conectarse directamente con los sensores y accionadores del proceso.

Entre todos los tipos de interfaces que existen, las interfaces específicas permiten la conexión con elementos muy concretos del proceso de automatización. Se pueden distinguir entre ellas tres grupos bien diferenciados: Entradas/salidas especiales, entradas/salidas inteligentes, y los procesadores periféricos inteligentes.

**vi. Unidad de programación:** es el conjunto de medios de hardware y software mediante los cuales el programador introduce y depura sobre las secuencias de instrucciones (en uno u otro lenguaje) que constituyen el programa a ejecutar.

Entre los lenguajes para programar los PLC se encuentran:

1. Lenguaje de Instrucciones o IL: de origen europeo, se basa en instrucciones cortas y sencillas, semejante al lenguaje “assembly”;
2. Lenguaje de Texto Estructurado o ST: lenguaje de alto nivel, con raíces en Pascal y “C”. Contiene los elementos esenciales de un programa de programación moderno.
3. Lenguaje de Escalera o LD: de origen norteamericano, consta de un conjunto de instrucciones gráficas basadas en la lógica de relés. Muy usado por su sencillez.
4. Lenguaje de Diagramas de Bloques Funcionales o FBD: muy común en la industria de procesos, se basa en funciones y bloques de funciones gráficas interconectadas mediante enlaces. El programa se interpreta como un flujo de señales entre los bloques gráficos.

**vii. Memoria:** es el almacén donde el autómata guarda todo cuanto necesita para ejecutar la tarea de control.

Datos del proceso:

- Señales de planta, entradas y salidas.
- Variables internas, de bit y de palabra.
- Datos alfanuméricos y constantes.

Datos de control:

- Instrucciones de usuario o programa.
- Configuración del autómata.

Existen varios tipos de memorias:

RAM: Memoria de lectura y escritura.

ROM: Memoria de sólo lectura, no reprogramable.

EPROM: Memoria de sólo lectura, reprogramable con borrado por ultravioletas.

EEPROM. Memoria de sólo lectura, alterables por medios eléctricos.

### 1.4.5 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 1.23). Como el voltaje es variado a la vez que la frecuencia, algunas veces son llamados drivers VVVF (variador de voltaje variador defrecuencia).



Fig. 1.23 Variadores de

Comerciales

Estos dispositivos operan bajo el principio de que la velocidad síncrona 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 sobrevelocidad 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.

Las características de par se pueden observar en la figura 1.24.

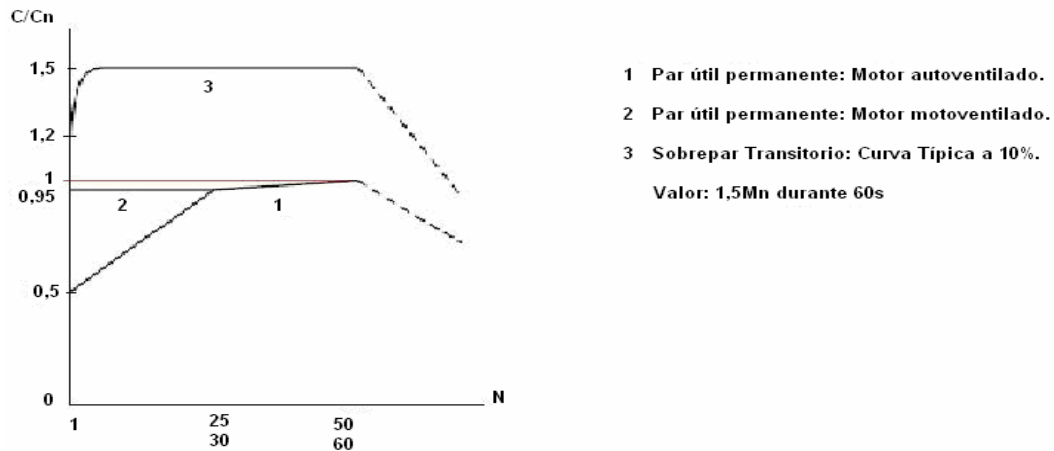


Fig. 1.24 Características del Par Torsor de un Motor Eléctrico.

La manera en la cual funciona un variador de frecuencia es mediante un elemento de control de variación de frecuencia, este está formado por dispositivos de conversión electrónicos de estado sólido. El diseño habitual primero convierte la energía de entrada de corriente alterna en corriente continua usando un puente rectificador. La energía intermedia en corriente continua es luego convertida en una señal quasi-senoidal de corriente alterna usando un circuito inversor conmutado. El rectificador es usualmente un puente trifásico de diodos, pero también se usan a veces rectificadores controlados. Debido a que la corriente es convertida en continua, muchos modelos de variadores aceptan entradas tanto monofásicas como trifásicas.

En la figura 1.25 se muestra el Diagrama de Variador de frecuencia con Modulación de Ancho de Pulso (PWM).

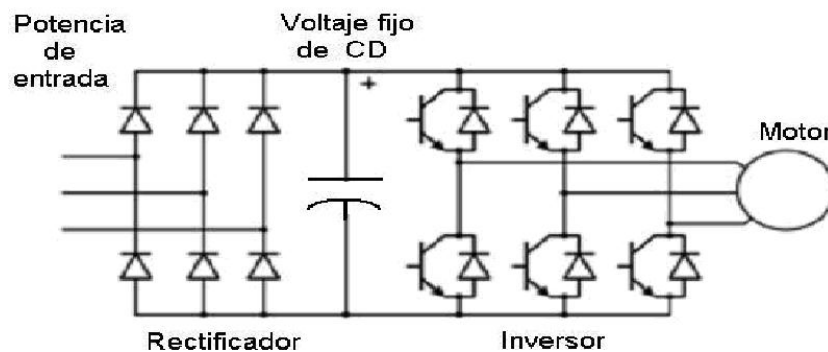


Fig. 1.25 Diagrama de Variador de Frecuencia con Modulación de Ancho de Pulso (PWM).

Las características de los motores de corriente alterna requieren la variación proporcional del voltaje cada vez que la frecuencia es variada. Normalmente la relación voltios/hertzios deben ser regulados en un valor constante para lograr un funcionamiento óptimo, otros ajustes de voltaje son necesarios dependiendo de otras variables, pero normalmente mantener constante la relación V/Hz es la regla general.

#### 1.4.6 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.

Existen básicamente dos tipos de galgas extensiométricas, el primer tipo son las cementadas (Figura 1.26), 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 1.27), 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.

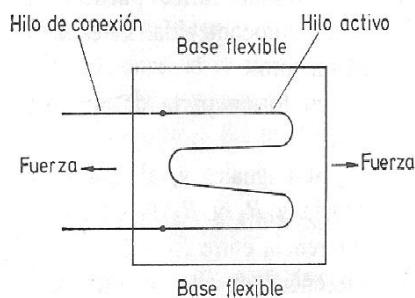


Fig. 1.26 Galga Cementada

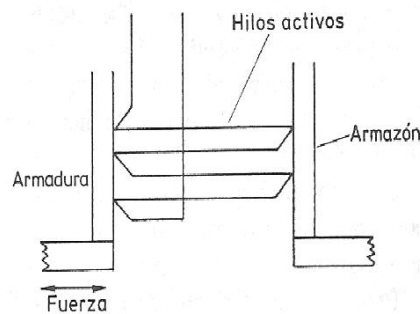


Fig. 1.27 Galga no Cementada

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 1.28) 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.

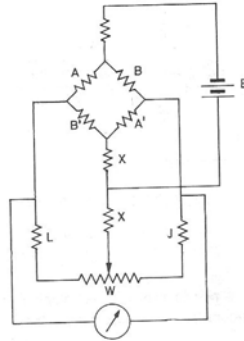


Fig. 1.28 Puente de Wheatstone para Galgas Extensiométricos.

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.

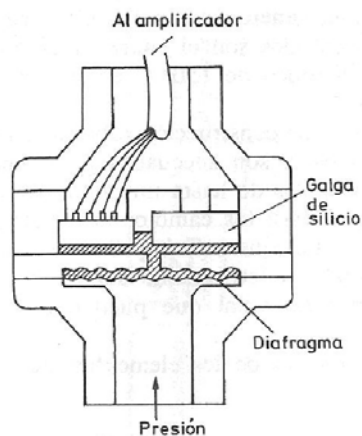


Fig. 1.29 Transductor de Presión de Silicio

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 1.29). Dentro del microcristal de silicio se difunde boro para formar así varios puentes de Wheatstone (Figura 1.30), de esta forma se forma una galga extensiométrica autocontenida.

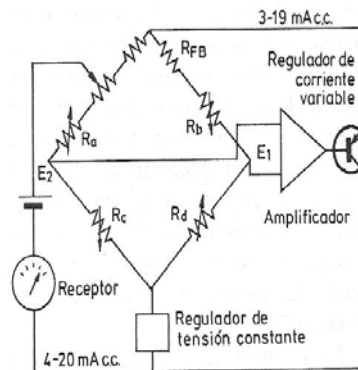


Fig. 1.30 Puente de Wheatstone para Transductores de Silicio Difundido.

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 19 mA más 1 mA aportado por el puente proporciona una señal final de salida de 4 a 20 mA 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.

### 1.4.7 Transformador diferencial o LVDT (Linear Variable Differential Transformer)

Éste es un dispositivo de sensado de posición que provee un voltaje de salida de corriente alterna proporcional al desplazamiento de su núcleo que pasa a través de sus bobinados (Figura 1.31). Los dispositivos LVDT proporcionan una salida lineal al desplazamiento del núcleo siempre que este se mantenga dentro del bobinado primario.

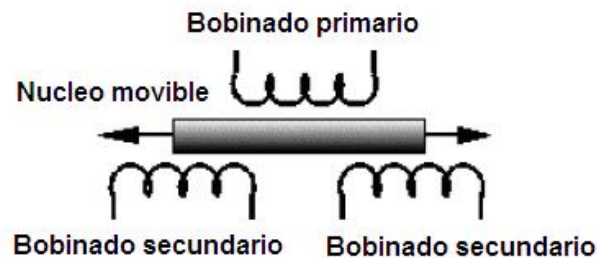


Fig. 1.31 Esquema de un LVDT

La operación de un LVDT es muy similar a la de un transformador común, el cual consta de tres partes, un bobinado primario, un bobinado secundario y un núcleo magnético. Se induce una corriente alterna en el bobinado primario, la cual produce un campo magnético alrededor del núcleo, este campo magnético variante induce una corriente en el bobinado secundario el cual se encuentra en la cercanía del núcleo. Al igual que en otros transformadores la relación existente entre la tensión en el bobinado primario y el bobinado secundario es lineal en relación al número de espiras.

$$\frac{V_{out}}{V_{in}} = \frac{N_{out}}{N_{in}}$$

Cuando el núcleo se desplaza el número de espiras expuestas al bobinado secundario cambia en forma lineal, por lo tanto también será lineal su relación con la tensión de salida del instrumento (Figura 1.32).

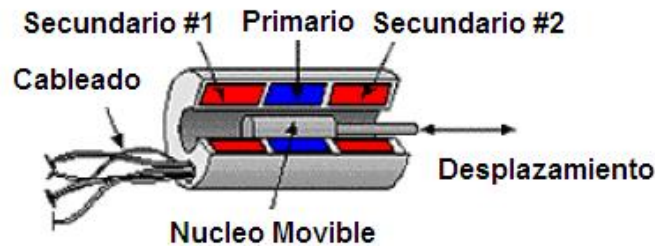


Fig. 1.32 Modo de Desplazamiento

La dirección del desplazamiento es indicada debido a que el bobinado secundario se encuentra fraccionado en dos y sus salidas se encuentran balanceadas mutuamente. Estos son conectados en sentidos opuestos y sus salidas se suman conectando ambos a un punto común de centro (el cero del instrumento), así cuando el mismo campo magnético actúa sobre ambos bobinados la salida de ambos es de igual magnitud pero diferente sentido, por ende al sumar la salida del instrumento es cero. Para finalizar normalmente la salida corriente alterna es demodulada para producir un voltaje en corriente continua (típicamente 0-10 VDC) que sea sensible a la amplitud y a la fase de la corriente alterna producida. En la figura 1.33 se presenta un esquema de funcionamiento de un LVTD.

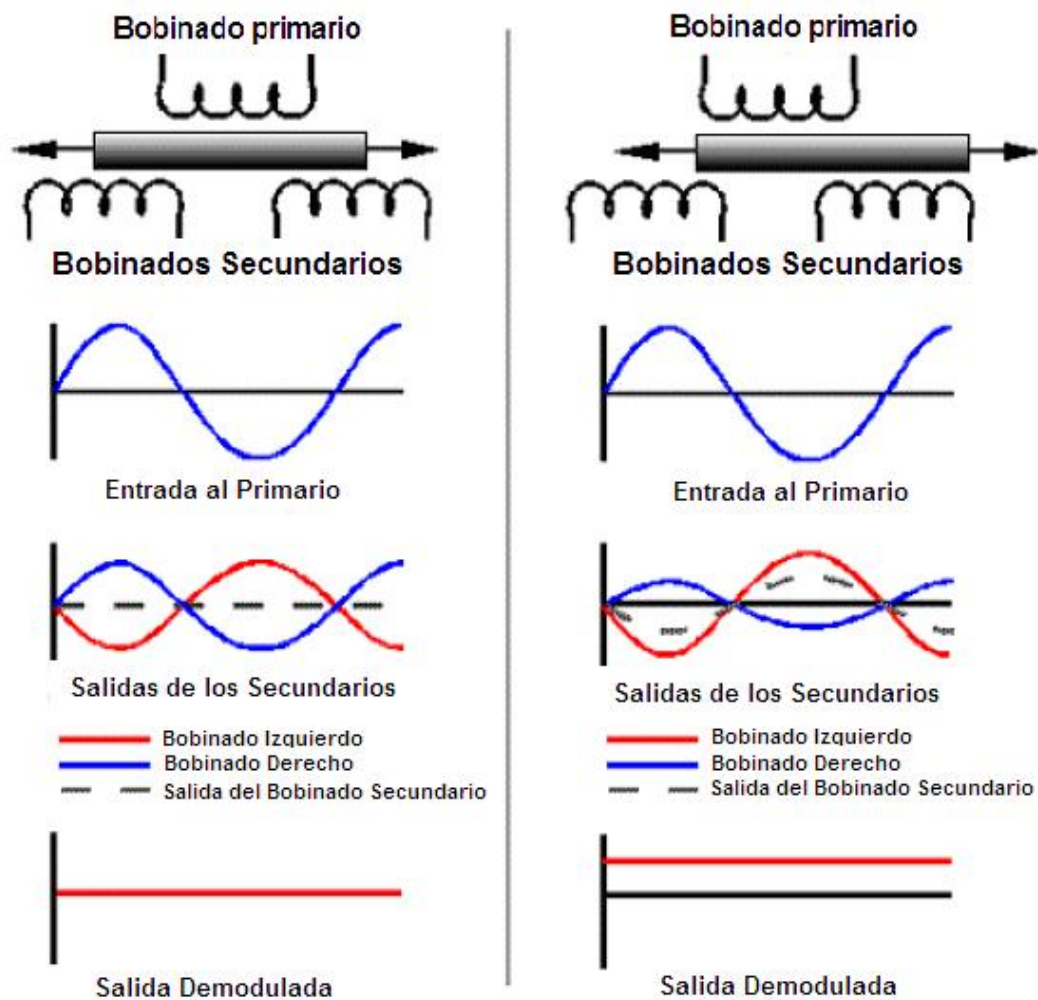


Fig. 1.33 Esquema de Funcionamiento del LVDT.

Existen ciertas características propias de los LVDT que proporcionan beneficios significativos para la aplicación de los mismos en una máquina de ensayos de fatiga, entre estas características encontramos:

- No existe contacto mecánico entre el núcleo y el bobinado por lo cual la resistencia mecánica que el elemento añade al sistema es casi nula siendo ésta sólo la resistencia por fricción con el aire la cual es fácilmente despreciable.
- Debido a que los LVDT funcionan bajo principios de acoplamiento electromagnético estos pueden sensor cambios infinitamente pequeños en la posición del núcleo, estando esta capacidad solamente limitada por las

capacidades del acondicionador de la señal del LVDT y las capacidades del receptor. Pudiendo ser así elementos de muy alta precisión.

- Dado que el agujero interno del LVDT es completamente pasante este es inmune a daños por sobrecarga, solo siendo afectada la linealidad de la señal de salida pero estando el elemento libre de daños, esto es importante de ocasionarse un golpeteo dada la fractura de la pieza que ocasionara una sobrecarga del LVDT.
- El punto nulo es altamente estable y constante durante una amplia gama de temperaturas lo cual elimina la necesidad de recalibración en casos de ensayos de creep-fatiga.
- Poseen una muy rápida respuesta dinámica limitada únicamente por las capacidades del acondicionador de la señal, por lo cual es perfectamente viable para ensayos de fatiga a altas frecuencias.
- Existen otras ventajas de los LVDT como por ejemplo su capacidad para funcionar bajo una gran variedad de medios ambientes, la capacidad de funcionar a través de materiales no magnéticos, entre otras facultades que no presentan gran beneficio para una máquina de ensayos de fatiga.

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

Actualmente la escuela de ingeniería mecánica cuenta con una máquina para la realización de ensayos de fatiga de flexión alternativa en las que el espécimen se encuentra sometido a un momento flector constante. Sin embargo, ésta no disipa las cargas axiales producidas, además carece de equipos de medición que permitan obtener la información arrojada por el ensayo. En vista de esto, surge la necesidad de realizar el rediseño y construcción de las piezas necesarias para liberar las cargas axiales y realizar la selección e instalación de equipos de medición.

Para la solución del problema deben cumplirse con las siguientes restricciones:

- El momento en la probeta debe mantenerse constante.
- Deben liberarse las cargas axiales.
- La máquina debe ser de fácil manejo.

**2.2 Uso de Técnicas Creativas para Generar Ideas**

El método usado para la obtención de ideas sobre como solucionar el problema que posee la máquina para ensayos de fatiga de muestras planas por flexión alternativa de la escuela de ingeniería mecánica, fue la tormenta de ideas. Para ello se contó con la participación de un grupo de estudiantes de ingeniería mecánica, a los que se les explicó brevemente el funcionamiento de la máquina y el problema que ésta presentaba al no poder disipar las cargas axiales generadas. Empleando técnicas

como la inversión, la empatía y la analogía surgieron una serie de soluciones mostradas a continuación:

1. Articulación en ambas bases de las mordazas.

En esta propuesta se sugiere el uso de una base de mordaza articulada en la parte media y la base de menor longitud articulada en su base, de esta manera se busca que la mordaza pueda moverse en la dirección axial disipando este tipo de carga. La base de menor longitud consta de dos bases pequeñas unidas por un perno. La articulación de la base pequeña será en su extremo inferior unido a la placa base de la máquina, como se muestra en la figura 2.1.

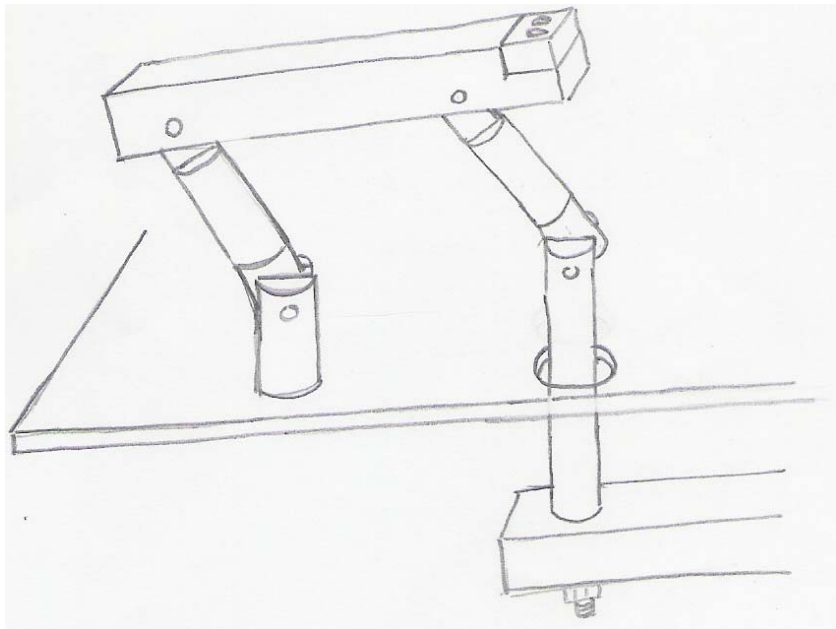


Fig. 2.1 Propuesta número 1

2. Orificios ovalados en los agarres de la probeta.

Esta solución propone que los agujeros en uno de los extremos de la probeta pasen de ser redondos a ovalados como lo ilustra la figura 2.2, de tal forma que durante los ensayos la probeta pueda desplazarse permitiendo que la carga axial sea disipada. Para ello se empleará un ajuste adecuado de la mordaza, para permitir el

movimiento del espécimen ensayado y tendrá una separación entre el extremo de la probeta y la mordaza, para impedir que se tranque el mecanismo.

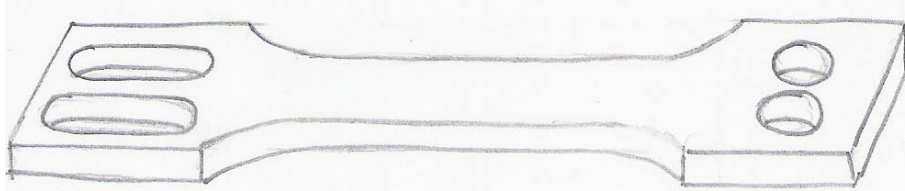


Fig. 2.2 Propuesta número 2

### 3. Orificios ovalados en la base de la máquina.

En esta propuesta se consideran tres orificios ovalados. Dos de los orificios en el cuerpo de la máquina, el primero en la base de mordaza de menor longitud de forma que la misma pueda moverse en el plano horizontal y el segundo en la mordaza de mayor longitud, para que permita el movimiento de la misma, finalmente; el tercer orificio estará en el plato alternante, como se observa en la figura 2.3.

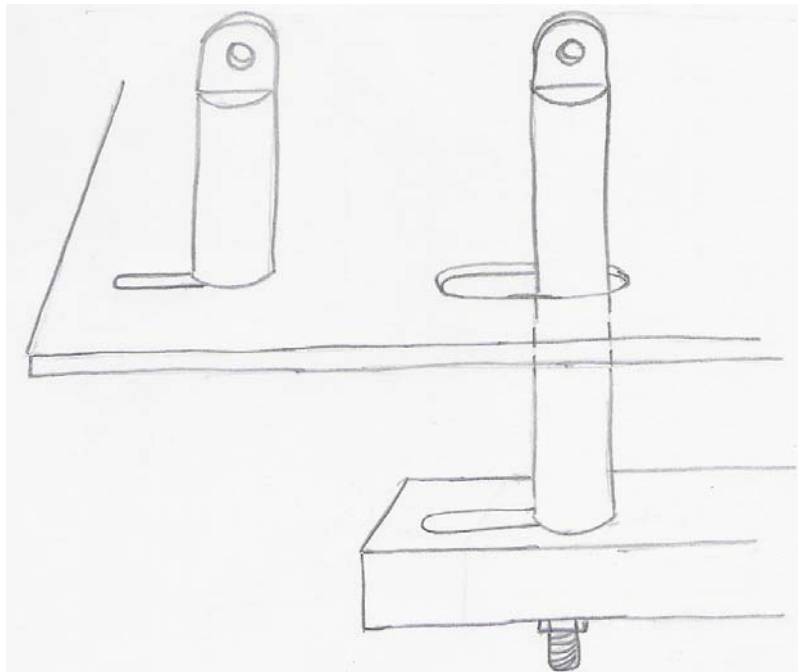


Fig. 2.3 Propuesta número 3

## 4. Corredera interna en la mordaza.

Esta propuesta consta de una mordaza con dos piezas, en la primera se sujetará la probeta, ésta es de un espesor menor, y con un orificio transversal en el cual va un pasador que rodará en una corredera que se encuentra en la otra pieza de la mordaza, la pieza que posee la corredera tiene una parte hueca, las dimensiones de este hueco son tales que permiten que la pieza de agarre, entre en él. En la figura 2.4 se puede observar la disposición de las piezas de la mordaza.

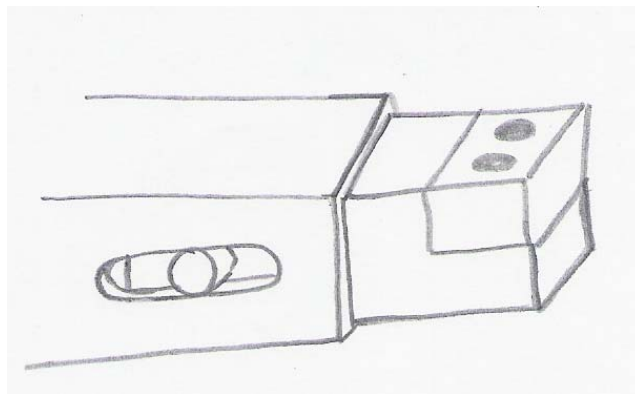


Fig. 2.4 Propuesta número 4

## 5. Corredera externa en la mordaza.

Como se muestra en la figura 2.5, esta solución es una inversión de la anterior, ya que en ella la pieza hueca con la corredera es la que sujetará la probeta, por su parte la otra pieza será de menor espesor para entrar en el agujero, además tendrá un agujero redondo en el que va el perno que rodará en la corredera.

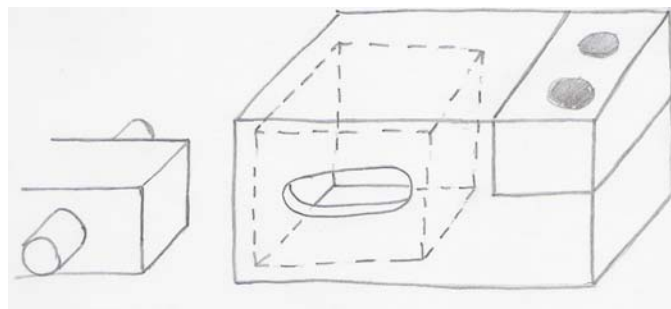


Fig. 2.5 Propuesta número 5

### 6. Corredera horizontal en las bases de las mordazas.

Esta solución consta de unos agujeros ovalados en las bases de las mordazas, estos agujeros sirven de correderas a los pernos que sujetan la mordaza, permitiendo que perno y mordaza se muevan como una sola pieza en la dirección axial. Los agujeros se harán en las dos bases de una de las mordazas, esta propuesta mantiene ambos extremos de la probeta a la misma altura en todo momento del ensayo. Para ello el diámetro de las bases modificadas debe ser mayor. En la figura 2.6 se ilustra la nueva forma del agujero de la base de mordaza.

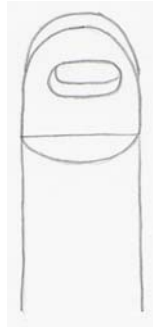


Fig. 2.6 Propuesta número 6

### 7. Corredera horizontal soldada a las bases de las mordazas.

Esta propuesta es una analogía con la anterior, sin embargo en ésta, el diámetro de las bases es el del diseño original y el material faltante será soldado a la pieza original, como se muestra en la figura 2.7, así el tamaño de la corredera será suficiente para permitir el máximo desplazamiento en la dirección axial.

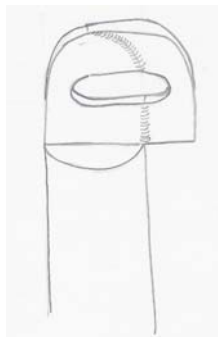


Fig. 2.7 Propuesta número 7

### 8. Articulación en el extremo inferior de las bases de la mordaza.

En esta propuesta se articulan las dos bases de una de las mordazas, como se observa en la figura 2.8, esta articulación es en la parte inferior de dichas bases y dará un grado de libertad al mecanismo en la dirección axial, también contará con un agujero ovalado en la placa base, por donde pasa la base de mordaza de mayor longitud, para permitir que la misma pueda moverse.

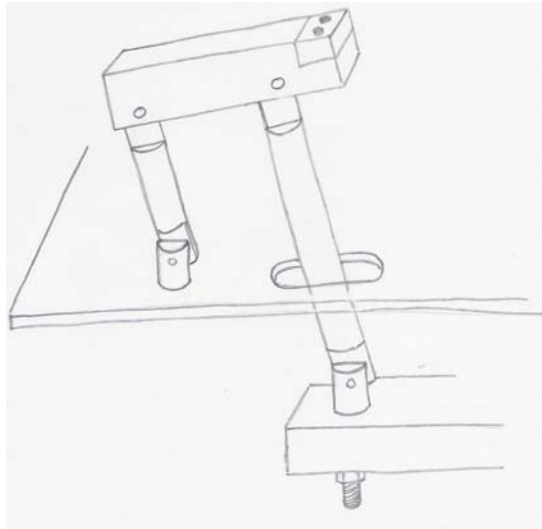


Fig. 2.8 Propuesta número 8

### 9. Mordaza móvil sin corredera interna.

Esta solución es muy similar a la número cuatro, pero en este caso no hay una corredera, en esta el desplazamiento de la pieza de agarre de la probeta se obtiene por el ajuste existente entre ambas partes de la mordaza, este ajuste estará lubricado para facilitar el movimiento de la parte que se desplaza dentro de la otra para liberar la carga axial. La figura 2.9 ilustra la mordaza propuesta.

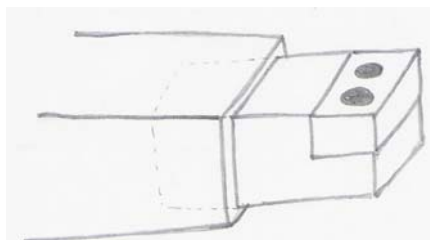


Fig. 2.9 Propuesta número 9

## 10. Mordaza móvil sin corredera externa.

Esta propuesta es una inversión de la anterior en la que la parte de la mordaza que sujeta la probeta está provista de un hueco de dimensiones tales que permite que la parte más delgada de la mordaza se desplace dentro de él, como se observa en la figura 2.10. Para facilitar el movimiento las partes en contacto de ambas piezas están lubricadas.

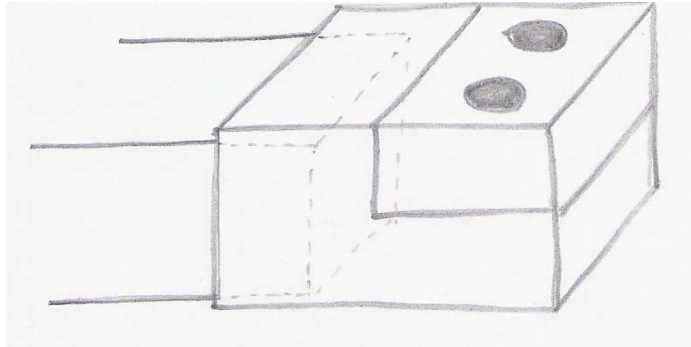


Fig. 2.10 Propuesta número 10

## 11. Mordaza móvil con resorte.

En esta propuesta la probeta se sujeta por una pieza que se desplaza en una guía que se encuentra en la mordaza. Esta pieza de agarre está unida a dos resortes, que a su vez están unidos a la mordaza y permiten que la misma regrese a su posición inicial luego que deje de aplicarse la carga axial, como se presenta en la figura 2.11.

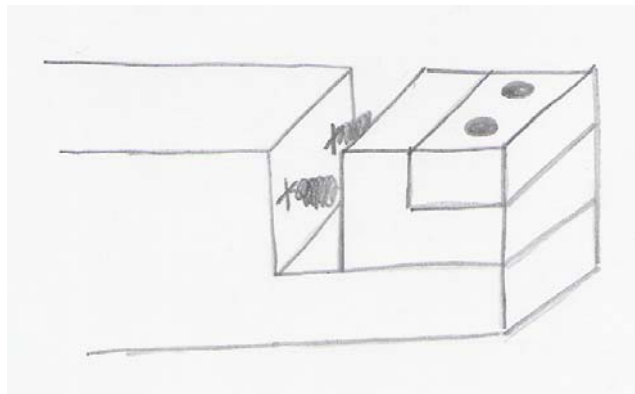


Fig. 2.11 Propuesta número 11

## 12.Mordaza con vástago.

Esta solución consta de una mordaza en la cual el agarre de la probeta está provisto de un vástago de una longitud dada, en la cara opuesta de la otra parte de la mordaza se encuentra un orificio cilíndrico de un diámetro que permite que el vástago de la pieza anterior quede dentro de él y se desplace, la longitud del agujero cilíndrico es mayor que la del vástago para permitir el movimiento. La figura 2.12 representa esta propuesta.

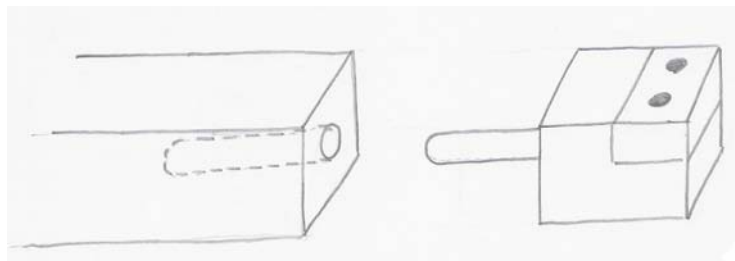


Fig. 2.12 Propuesta número 12

## 13.Mordaza deslizante.

En esta propuesta los orificios transversales de la mordaza son ovalados y cada uno funciona como corredera al perno que va fijo a las bases de las mordazas, como se observa en la figura 2.13. De esta manera la mordaza se desplazará sobre el perno en la misma dirección de las cargas axiales, relajando éstas cargas y permitiendo que la probeta se someta exclusivamente a cargas de flexión.



Fig. 2.13 Propuesta número 13

## 14. Placa base deslizante.

En esta solución se secciona la placa base de la máquina en dos, una de las partes se desplaza en la dirección de las cargas axiales porque está unida a una de las mordazas mediante la base de mordaza pequeña, la otra base de mordaza se mueve sobre un orificio ovalado en el plato alternante, como se muestra en la figura 2.14. El motor de la máquina se fija a la parte de la placa que se mantiene fija.

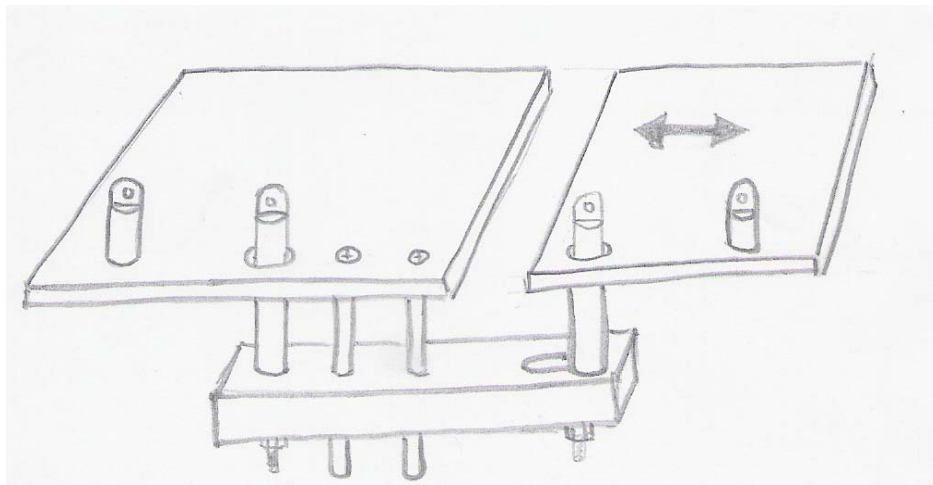


Fig. 2.14 Propuesta número 14

**2.3 Evaluación y Selección**

El proceso de selección del diseño final se realizó en dos (2) etapas. En la primera etapa se usaron dos (2) criterios de diseño indispensables. Estos criterios son:

1. Que se relajen las cargas axiales generadas durante la realización de los ensayos.
2. Que ambos extremos de la probeta se mantengan a la misma altura en todo momento.

La segunda etapa del proceso de selección fue una matriz de selección en la que se evaluaron cuantitativamente las propuestas que hayan superado la primera etapa. Esta evaluación se realizará asignándole valores a parámetros y criterios de diseño y evaluando cada una de las propuestas que cumplan con la etapa anterior.

#### **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 preescritas.
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. Operabilidad: 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 maquina.
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 las máquina.
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.

A cada criterio se le asignó un valor porcentual, este porcentaje se multiplicó por el puntaje dado a cada solución, de esta manera se obtuvo el valor total de cada propuesta.

El valor porcentual asignado a cada criterio se presenta en la tabla 2.1.

Tabla 2.1 Ponderación de los criterios de evaluación.

|    | <b>Criterios</b>          | <b>Valor (%)</b> |
|----|---------------------------|------------------|
| 1  | Adquisición de materiales | 12               |
| 2  | Confiabilidad             | 12               |
| 3  | Costo                     | 12               |
| 4  | Disponibilidad            | 12               |
| 5  | Estilo                    | 5                |
| 6  | Fabricación               | 10               |
| 7  | Operabilidad              | 8                |
| 8  | Peso                      | 4                |
| 9  | Seguridad                 | 10               |
| 10 | Tamaño                    | 4                |
| 11 | Tiempo de Construcción    | 5                |
| 12 | Mantenimiento             | 6                |

Los valores porcentuales adjudicados a cada uno de los criterios se tomaron de acuerdo a la importancia relativa que tiene cada uno de ellos.

A los costos de fabricación se les asignó un valor alto debido a que el financiamiento para la realización del proyecto, proviene del CDCH (Consejo de Desarrollo Científico y Humanístico) y las posibilidades adquisitivas de los tesisistas, no se cuenta con ningún patrocinio.

La disponibilidad posee un valor porcentual elevado ya que esta máquina será empleada para el área de investigación y se espera que trabaje durante largos períodos de tiempo, altas velocidades y grandes cargas, por lo tanto debe evitarse que la misma permanezca inactiva por mucho tiempo.

En el caso de la adquisición de materiales, su elevado valor porcentual se debe a que los materiales usados para la elaboración de las piezas modificadas deben estar disponibles en el mercado nacional.

La confiabilidad es un criterio de gran importancia, ya que los resultados obtenidos de los ensayos deben ser confiables, es por eso que su valor porcentual es alto.

La operabilidad y seguridad poseen valores intermedios, en vista que el equipo será manejado por personas que cuenten con la capacitación y conocimientos necesarios.

El valor medianamente elevado de la fabricación viene dado por la necesidad de que las piezas puedan ser fabricadas en máquinas de herramientas convencionales.

Para evaluar las soluciones en cada uno de los criterios será utilizada una escala del uno (1) al diez (10), siendo el uno (1) el menos favorable y el diez (10) lo mas favorable.

Las propuestas que superaron la primera etapa y cumplen con los dos criterios esenciales son las siguientes:

1. La propuesta número 3: Orificios ovalados en las bases.
2. La propuesta número 6: Correderas horizontales en las bases de las mordazas.
3. La propuesta número 7: Corredera horizontal soldada a las bases de las mordazas.
4. La propuesta número 14: Base deslizante.

### 2.5 Matriz de Selección

Tabla 2.2 Evaluación de los criterios.

| Criterios                        | Propuestas | 1  |       | 2  |            | 3  |       | 4  |       |
|----------------------------------|------------|----|-------|----|------------|----|-------|----|-------|
|                                  | Valor (%)  | Ev | Total | Ev | Total      | Ev | Total | Ev | Total |
| <b>Adquisición de materiales</b> | 12         | 10 | 1.2   | 10 | 1.2        | 8  | 0.96  | 8  | 0.96  |
| <b>Confiabilidad</b>             | 12         | 7  | 0.84  | 10 | 1.2        | 6  | 0.72  | 5  | 0.6   |
| <b>Costo</b>                     | 12         | 10 | 1.2   | 8  | 0.96       | 6  | 0.72  | 5  | 0.6   |
| <b>Disponibilidad</b>            | 12         | 7  | 0.84  | 8  | 0.96       | 7  | 0.84  | 6  | 0.72  |
| <b>Estilo</b>                    | 5          | 8  | 0.4   | 8  | 0.4        | 6  | 0.3   | 6  | 0.3   |
| <b>Fabricación</b>               | 10         | 10 | 1     | 9  | 0.9        | 7  | 0.7   | 7  | 0.7   |
| <b>Operabilidad</b>              | 8          | 5  | 0.4   | 10 | 0.8        | 9  | 0.72  | 8  | 0.64  |
| <b>Peso</b>                      | 4          | 8  | 0.32  | 7  | 0.28       | 6  | 0.24  | 7  | 0.28  |
| <b>Seguridad</b>                 | 10         | 8  | 0.8   | 9  | 0.9        | 8  | 0.8   | 6  | 0.6   |
| <b>Tamaño</b>                    | 4          | 8  | 0.32  | 7  | 0.28       | 7  | 0.28  | 10 | 0.4   |
| <b>Tiempo de Construcción</b>    | 5          | 9  | 0.45  | 6  | 0.3        | 7  | 0.35  | 7  | 0.35  |
| <b>Mantenimiento</b>             | 6          | 7  | 0.42  | 7  | 0.42       | 8  | 0.48  | 6  | 0.36  |
| <b>Totales</b>                   |            |    | 8.19  |    | <b>8.6</b> |    | 7.11  |    | 6.51  |

Como muestra la tabla 2.2, la propuesta que obtuvo la mayor puntuación fue la corredera horizontal en los soportes.

**CAPITULO III****DESARROLLO DEL DISEÑO FINAL****3.1 Especificación del Diseño Final**

La solución seleccionada consta de unos agujeros ovalados en las bases de las mordazas, estos agujeros sirven de correderas a los pernos que sujetan la mordaza, permitiendo que perno y mordaza se muevan como una sola pieza en la dirección axial. El agujero se hará en las dos bases de una de las mordazas, así los extremos de la probeta se mantendrán a la misma altura en todo momento del ensayo.

Se confirmarán los factores de seguridad de los elementos mecánicos sometidos a fatiga realizando los cálculos pertinentes.

El equipo debe cumplir con ciertas características calculadas a continuación.

**3.1.1 Cálculo del desplazamiento**

Cuando las mordazas se desplazan de su posición horizontal ya sea en sentido ascendente o en sentido descendente debe ocurrir un desplazamiento en el sentido axial en las correderas A y B, para así no inducir esfuerzos axiales no deseados en el ensayo, este traslado es calculado sabiendo que los puntos B y D tienen un desplazamiento máximo de 30mm en cualquiera de sus direcciones de movimiento. En la figura 3.1 se muestra un esquema del desplazamiento.

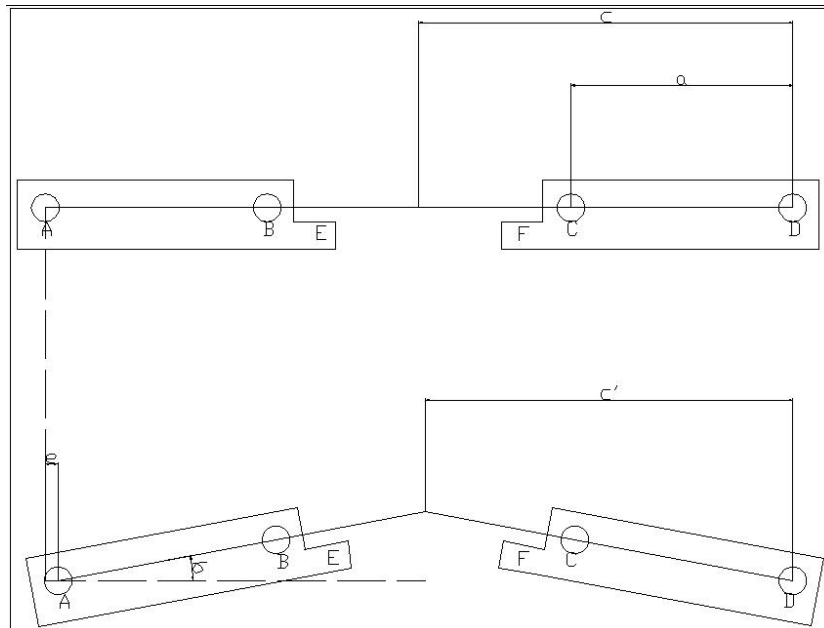


Fig. 3.1 Desplazamiento de mordazas.

$$\tan \alpha = \frac{b}{a}$$

$$\alpha = \arctan \frac{b}{a}$$

$$\alpha = \arctan \frac{30}{160,6}$$

$$\alpha = 10,58^\circ$$

$$\cos \alpha = \frac{c'}{c}$$

$$c' = c \times \cos \alpha$$

$$c' = 270,6 \times \cos 10,58^\circ$$

$$c' = 266,1437 \text{ mm}$$

$$e = 2c - 2c'$$

$$e = 2(c - c')$$

$$e = 2(270,6 - 266,1437) \text{ mm}$$

$$e = 8,9126 \text{ mm}$$

Siendo 8,91mm el desplazamiento mínimo a liberar por la corredera

### 3.1.2 Cálculo de la fuerza máxima

La fuerza máxima de diseño es desarrollada en base a una probeta con espesor de 12,7mm y 30mm de ancho, sometida a un esfuerzo superior al 30% del  $S_y$  de un acero AISI 4140 templado y revenido con un  $S_y$  de como 1140MPa<sup>(4)</sup>.

$$\sigma = \frac{Mx}{I}$$

$$M = \frac{\sigma I}{x}$$

$$M = \frac{1482 \times 10^6 \times 0,64 \times 10^{-9}}{0,003175} Nm$$

$$M = 298,7338 Nm$$

$$F = \frac{M}{b}$$

$$F = \frac{298,7338}{0,1606} N$$

$$F = 1860,1112 N$$

Ya que el sensor seleccionado es de 2000N se utilizará este valor para los cálculos del equipo.

## 3.2 Cálculos de los componentes y sistemas que conforman las máquinas

A continuación se presentan los cálculos para los componentes sometidos a carga del equipo, se utilizó para todos los cálculos de fatiga las tablas, datos y ecuaciones del libro “Diseño para Ingeniería Mecánica” 6<sup>ta</sup> edición de Shigley.

### 3.2.1 Cálculo de las bases de mordaza con corredera

Material: Acero AISI 4340

$S_y$ : 637,65MPa

$S_{ut}$ : 833,85MPa

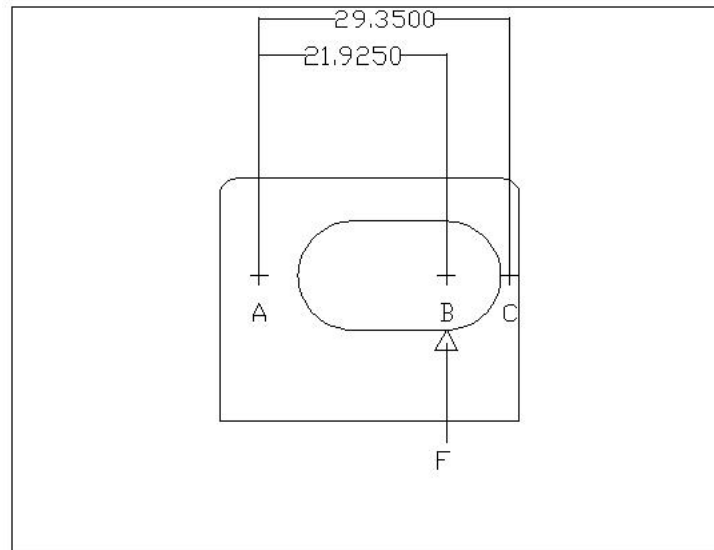


Fig. 3.2 Diagrama de fuerzas en soporte de mordaza con corredera

Fuerzas involucradas y reacciones según la geometría mostrada en la Fig. 3.2

$$\sum M_A = AB \times F - AC \times R_C$$

$$\sum M_A = 21,925 \times 2000 - 29,35 \times R_C$$

$$R_C = 1494,0374 N$$

$$\sum F_y = F - R_A - R_C$$

$$\sum F_y = 2000 - R_A - 1494,0374$$

$$R_A = 505,9625 N$$

Áreas en el corte transversal

$$A_A = 9,15 \times 10$$

$$A_A = 91,5 mm^2$$

$$A_C = 2,15 \times 10$$

$$A_C = 21,5 mm^2$$

Esfuerzos promedios en los puntos A y C

$$\sigma_A = \frac{R_A}{A_A}$$

$$\sigma_A = \frac{505,9625}{91,5} \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_A = 5,5296 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_C = \frac{R_C}{A_C}$$

$$\sigma_C = \frac{1494,0374}{21,5} \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_C = 69,4901 \frac{N}{mm^2}$$

Factores de Marin y Se

Factor de superficie

$$k_a = aSut^b$$

$$k_a = 4,45(833,85)^{-0,265}$$

$$k_a = 0,7486$$

Factor de tamaño

$$k_b = 1$$

Factor de carga

$$k_c = 1,23Sut_{kpsi}^{-0,0778}$$

$$k_c = 1,23(120,785)^{-0,0778}$$

$$k_c = 0,8471$$

Factor de temperatura

$$k_d = 1$$

Factor de efectos diversos

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

$$k_f = 1 + \frac{k_t - 1}{1 + \sqrt{\frac{a}{r}}}$$

$$\frac{d}{w} = \frac{12,7}{35} = 0,36$$

$$k_t = 2,3$$

$$\sqrt{a} = \frac{174}{Sut_{MPa}}$$

$$\sqrt{a} = \frac{174}{833,85}$$

$$\sqrt{a} = 0,2086$$

Entonces

$$k_f = 1 + \frac{2,3 - 1}{1 + \frac{0,2086}{\sqrt{6,35}}}$$

$$k_f = 2,2006$$

$$k_e = \frac{1}{2,2006}$$

$$k_e = 0,4544$$

Con los factores calculados podemos entonces obtener

$$Se = k_a k_b k_c k_d k_e Se'$$

$$Se' = 0,506 Sut$$

$$Se = k_a k_b k_c k_d k_e 0,506 Sut$$

$$Se = 0,7486 \times 1 \times 0,8471 \times 1 \times 0,4544 \times 0,506 \times 833,85 \frac{N}{mm^2}$$

$$Se = 121,5797 \frac{N}{mm^2}$$

Factor de seguridad para cargas de tracción

$$n = \frac{Se}{\sigma_{max}}$$

$$n = \frac{121,5797}{69,4901}$$

$$n = 1,7495$$

Corte por desgarramiento

$$\sigma = \frac{F}{2ts}$$

$$t = \text{espesor}$$

$$s = \text{altura}$$

$$\sigma = \frac{2000}{2 \times 10 \times 5} \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma = 46,5116 \frac{N}{mm^2}$$

Factor de seguridad por desgarramiento

$$n = \frac{Se}{\sigma}$$

$$n = \frac{121,5797}{46,5116}$$

$$n = 2,6139$$

Siendo el menor de los dos el factor de seguridad de la pieza 1,7495

### 3.2.2 Cálculo de las bases de mordaza sin corredera

Material: Acero AISI 4140

$S_y$ : 686,7 MPa

$S_{ut}$ : 931,95 MPa

La figura 3.3 muestra la geometría de la pieza, las fuerzas involucradas y reacciones son:

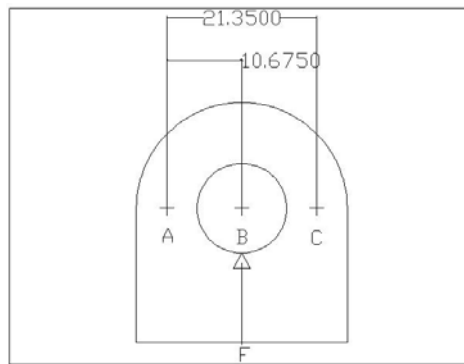


Fig. 3.3 Diagrama de fuerzas en soporte de mordaza sin corredera

$$\sum M_A = AB \times F - AC \times R_C$$

$$\sum M_A = 10,675 \times 2000 - 21,35 \times R_C$$

$$R_C = 1000N$$

$$\sum F_y = F - R_A - R_C$$

$$\sum F_y = 2000 - R_A - 1000$$

$$R_A = 1000N$$

Área en el corte transversal

$$A_A = 8,65 \times 10mm^2$$

$$A_A = 86,5mm^2$$

Esfuerzos promedios en los puntos

$$\sigma_A = \sigma_C$$

$$\sigma_A = \frac{R_A}{A_A}$$

$$\sigma_A = \frac{1000 \text{ N}}{86,5 \text{ mm}^2}$$

$$\sigma_A = 11,5607 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Factores de Marin y Se

Factor de superficie

$$k_a = aSut^b$$

$$k_a = 4,45(931,95)^{-0,265}$$

$$k_a = 0,7268$$

Factor de tamaño

$$k_b = 1$$

Factor de carga

$$k_c = 1,23Sut_{\text{ksi}}^{-0,0778}$$

$$k_c = 1,23(135,1328)^{-0,0778}$$

$$k_c = 0,8397$$

Factor de temperatura

$$k_d = 1$$

Factor de efectos diversos

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

$$k_f = 1 + \frac{k_t - 1}{1 + \sqrt{\frac{a}{r}}}$$

$$\frac{d}{w} = \frac{12,7}{30} = 0,42$$

$$k_t = 2,3$$

$$\sqrt{a} = \frac{174}{Sut_{MPa}}$$

$$\sqrt{a} = \frac{174}{931,95}$$

$$\sqrt{a} = 0,1867$$

Entonces

$$k_f = 1 + \frac{2,3 - 1}{1 + \frac{0,1867}{\sqrt{6,35}}}$$

$$k_f = 2,2103$$

$$k_e = \frac{1}{2,2103}$$

$$k_e = 0,4524$$

Con los factores calculados pueden entonces obtenerse:

$$Se = k_a k_b k_c k_d k_e Se'$$

$$Se' = 0,506 Sut$$

$$Se = k_a k_b k_c k_d k_e 0,506 Sut$$

$$Se = 0,7268 \times 1 \times 0,8397 \times 1 \times 0,4524 \times 0,506 \times 931,95 \frac{N}{mm^2}$$

$$Se = 130,1981 \frac{N}{mm^2}$$

Factor de seguridad contra falla por fatiga axial

$$n = \frac{Se}{\sigma_{\max}}$$
$$n = \frac{130,1981}{11,5607}$$
$$n = 11,2621$$

Corte por desgarramiento

$$\sigma = \frac{F}{2ts}$$

$t = \text{espesor}$   
 $s = \text{altura}$

$$\sigma = \frac{2000}{2 \times 10 \times 7,5} \frac{N}{\text{mm}^2}$$
$$\sigma = 13,3333 \frac{N}{\text{mm}^2}$$

Factor de seguridad por desgarramiento

$$n = \frac{Se}{\sigma}$$
$$n = \frac{130,1981}{13,3333}$$
$$n = 9,7648$$

Siendo el menor de los dos el factor de seguridad de la pieza 9,7648

### 3.2.3 Cálculo de las mordazas

Material: Acero P20

$S_{ut}$ : 1000 MPa

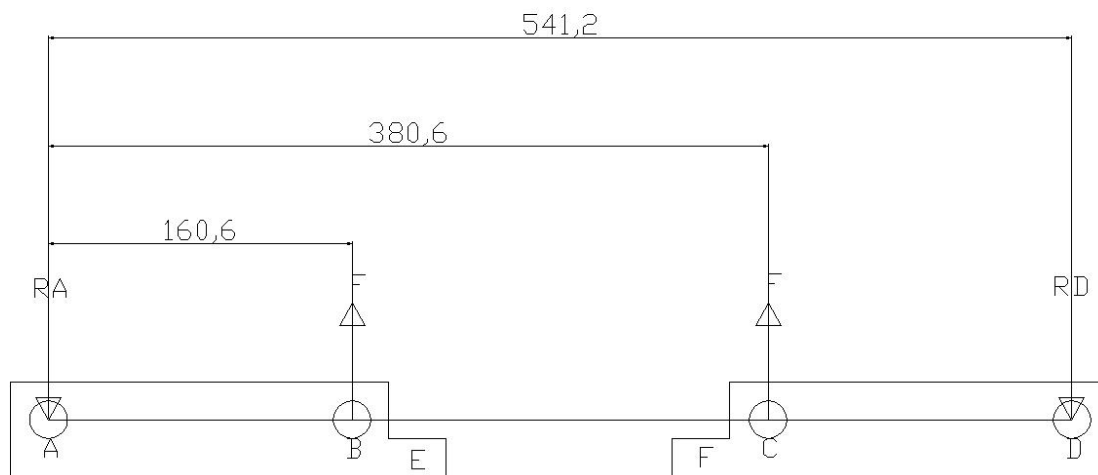


Fig. 3.4 Diagrama de fuerzas en las mordazas

Utilizando la geometría de la pieza (Fig. 3.4) y conociendo  $F$  se calculan las reacciones

$$\begin{aligned}\sum M_A &= AB \times F + AC \times F - AD \times R_D \\ \sum M_A &= 160,6 \times 2000 + 380,6 \times 2000 - 541,2 \times R_D \\ R_D &= 2000N\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\sum F_y &= F + F - R_A - R_C \\ \sum F_y &= 2000 + 2000 - R_A - 2000 \\ R_A &= 2000N\end{aligned}$$

Los diagramas de fuerza cortante y momento para la configuración de fuerzas obtenido se presentan en la figura 3.5.

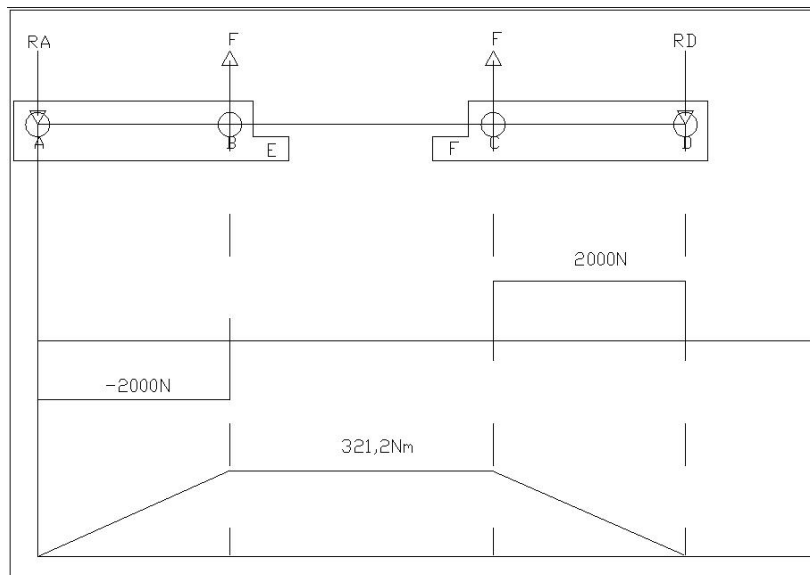


Fig. 3.5 Diagramas de fuerza cortante y momento flector de las mordazas

Posibles esfuerzos máximos en los punto B y C y los puntos E y F

$$\sigma = \frac{Mx}{I}$$

$$M = Fx$$

$$M_B = 2000 \times 0,1602 Nm$$

$$M_B = 321,2 Nm$$

$$M_C = 321,2 Nm$$

El momento de inercia es diferente en ambos puntos, su geometría es distinta (Fig. 3.6)

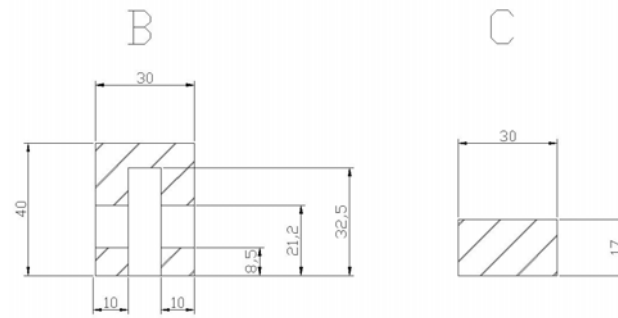


Fig. 3.6 Secciones transversales de los puntos críticos de las mordazas

$$I_B = I_a - I_b - I_c - I_d$$

$$I_a = \frac{bh^3}{12}$$

$$I_a = \frac{30 \times 40^3}{12 \times 1000^4} m^4$$

$$I_a = 16 \times 10^{-8} m^4$$

$$I_b = \frac{bh^3}{12} + bhr^2$$

$$I_b = \frac{10 \times 12,7^3}{12 \times 1000^4} + \frac{10 \times 12,7 \times (5,15)^2}{1000^4} m^4$$

$$I_b = 0,5075 \times 10^{-8} m^4$$

$$I_c = \frac{bh^3}{12} + bhr^2$$

$$I_c = \frac{10 \times 12,7^3}{12 \times 1000^4} + \frac{10 \times 12,7 \times (5,15)^2}{1000^4} m^4$$

$$I_c = 0,5075 \times 10^{-8} m^4$$

$$I_d = \frac{bh^3}{12} + bhr^2$$

$$I_d = \frac{10 \times 32,5^3}{12 \times 1000^4} + \frac{10 \times 32,5 \times (3,75)^2}{1000^4}$$

$$I_d = 3,3177 \times 10^{-8} m^4$$

$$I_B = (16 - 0,5075 - 0,5075 - 3,3137) 10^{-8} m^4$$

$$I_B = 11,8513 \times 10^{-8} m^4$$

$$I_D = \frac{bh^3}{12}$$

$$I_D = \frac{30 \times 17^3}{12} \times \frac{1}{1000^4} m^4$$

$$I_D = 1,2283 \times 10^{-8} m^4$$

El esfuerzo en estos puntos es entonces

$$\sigma_B = \frac{321,2 \times 0,020}{11,8513 \times 10^{-8}} \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_B = 5,4205 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_E = \frac{321,2 \times 0,020}{1,2283 \times 10^{-8}} \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_E = 52,2999 \frac{N}{mm^2}$$

Factores de Marin y Se

Factor de superficie

$$k_a = aSut^b$$

$$k_a = 4,45(931,95)^{-0,265}$$

$$k_a = 0,7269$$

Factor de tamaño

$$d_e = 0,808(b \times h)^{\frac{1}{2}}$$

$$d_e = 0,808(30 \times 40)^{\frac{1}{2}}$$

$$d_e = 27,9899$$

$$k_b = \left( \frac{d}{7,62} \right)^{-0,107}$$

$$k_b = \left( \frac{27,9899}{7,62} \right)^{-0,107}$$

$$k_b = 0,8700$$

Factor de carga

$$k_c = 1$$

Factor de temperatura

$$k_d = 1$$

Factor de efectos diversos

$$\frac{d}{w} = \frac{12,7}{40}$$

$$\frac{d}{w} = 0,3175$$

$$\frac{d}{h} = \frac{12,7}{10}$$

$$\frac{d}{h} = 1,27$$

$$k_t = 1,8$$

$$k_f = 1 + \frac{k_t - 1}{1 + \sqrt{\frac{a}{r}}}$$

$$\sqrt{a} = \frac{174}{931,95}$$

$$\sqrt{a} = 0,1867$$

$$k_f = 1 + \frac{1,8 - 1}{1 + \frac{0,1867}{\sqrt{14}}}$$

$$k_f = 1,7619$$

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

$$k_e = 0,5675$$

Con los factores calculados podemos entonces obtener

$$Se = k_a k_b k_c k_d k_e Se'$$

$$Se' = 0,506 Sut$$

$$Se = k_a k_b k_c k_d k_e 0,506 Sut$$

$$Se = 0,7269 \times 0,8700 \times 1 \times 1 \times 0,5675 \times 0,506 \times 931,95 \frac{N}{mm^2}$$

$$Se = 169,2399 \frac{N}{mm^2}$$

El factor de seguridad de la pieza estaría dado en el punto más desfavorable donde el esfuerzo es máximo

$$n = \frac{Se}{\sigma_E}$$

$$n = \frac{169,2399}{52,2999}$$

$$n = 3,2359$$

### 3.2.4 Cálculo de los pasadores de las mordazas

Material: Acero AISI 4140

$S_y$ : 686,7 MPa

$S_{ut}$ : 931,95 MPa

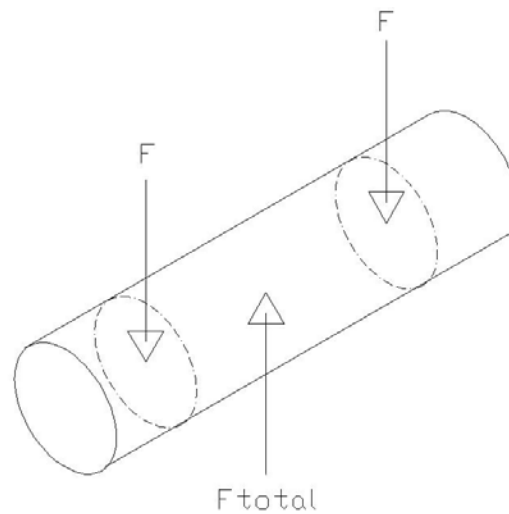


Fig. 3.7 Diagrama de Fuerzas en los pasadores de las mordazas

Las fuerzas involucradas se muestran en la Fig. 3.7 y el cálculo de las reacciones

$$\sum F_y = F_{TOTAL} - F - F$$

$$\sum F_y = 2000 - 2F$$

$$F = 1000N$$

Esfuerzo cortante

$$\tau_{total} = \frac{F}{2A}$$

$$A = \frac{\pi d^2}{4}$$

$$\tau_{total} = \frac{2F}{\pi d^2}$$

$$\tau_{total} = \frac{2 \times 2000}{\pi \times 12,7^2} \frac{N}{mm^2}$$

$$\tau_{total} = 7,8941 \frac{N}{mm^2}$$

Factores de Marin y Se

Factor de superficie

$$k_a = aSut^b$$

$$k_a = 4,45(931,95)^{-0,265}$$

$$k_a = 0,7269$$

Factor de tamaño

$$k_b = \left( \frac{d}{7,62} \right)^{-0,107}$$

$$k_b = \left( \frac{12,7}{7,62} \right)^{-0,107}$$

$$k_b = 0,9468$$

Factor de carga

$$k_c = 0,328Sut_{kpsi}^{0,125}$$

$$k_c = 0,328(135,1328)^{0,125}$$

$$k_c = 0,6056$$

Factor de temperatura

$$k_d = 1$$

Factor de efectos diversos

$$k_e = 1$$

Con los factores calculados se obtiene

$$Se = k_a k_b k_c k_d k_e Se'$$

$$Se' = 0,506 Sut$$

$$Se = k_a k_b k_c k_d k_e 0,506 Sut$$

$$Se = 0,7269 \times 0,9468 \times 0,6056 \times 1 \times 1 \times 0,506 \times 931,95 \frac{N}{mm^2}$$

$$Se = 156,5449 \frac{N}{mm^2}$$

Factor de seguridad

$$n = \frac{Se}{\tau_{\max}}$$

$$n = \frac{196,5449}{7,8941}$$

$$n = 26,9184$$

### 3.2.5 Cálculo del plato alternante

Material: Acero P-20

$S_{ut}$ : 1000 MPa

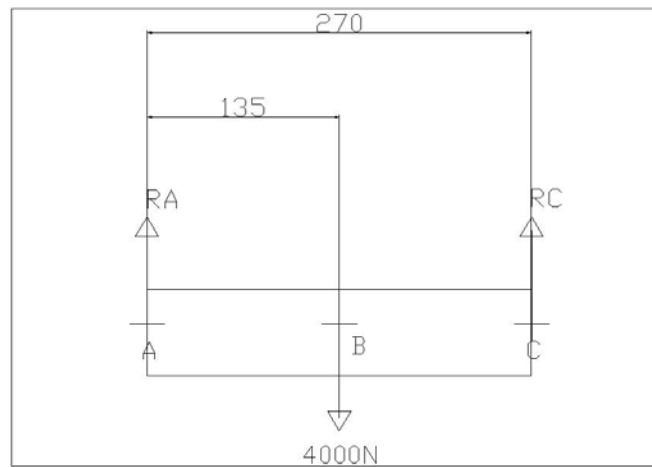


Fig. 3.8 Diagrama de fuerzas en el plato alternante.

Fuerzas involucradas (Fig. 3.8) y reacciones

$$\sum M_A = AB \times F_{TOTAL} - AC \times R_C$$

$$\sum M_A = 135 \times 4000 - 270 \times R_C$$

$$R_C = 2000N$$

$$\sum F_y = F - R_A - R_C$$

$$\sum F_y = 4000 - R_A - 2000$$

$$R_A = 2000N$$

Se ilustran los diagramas de fuerza cortante y momento en la Fig. 3.9

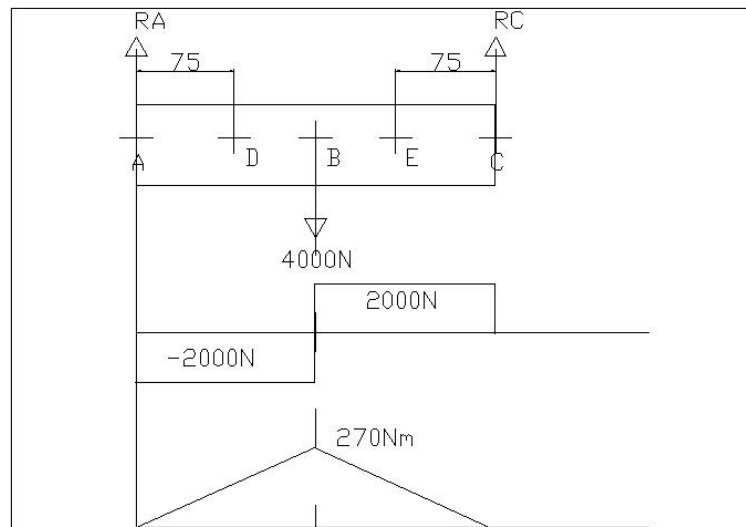


Fig. 3.9 Diagramas de fuerza cortante y momento flector del plato alternante.

Posibles esfuerzos máximos en el punto B y el punto D

$$\sigma = \frac{Mx}{I}$$

$$M = Fx$$

$$M_B = 2000 \times 0,135$$

$$M_B = 270Nm$$

$$M_C = 2000 \times 0,075$$

$$M_C = 150Nm$$

El momento de inercia es diferente en ambos puntos, su geometría es la siguiente

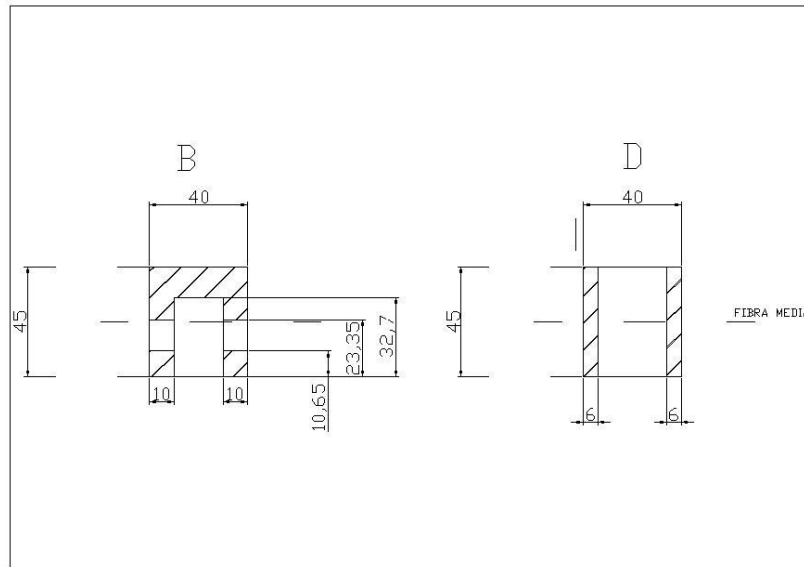


Fig. 3.10 Secciones transversales de los puntos críticos del plato alternante

$$I_B = I_a - I_b - I_c - I_d$$

$$I_a = \frac{bh^3}{12}$$

$$I_a = \frac{40 \times 45^3}{12 \times 1000^4} m^4$$

$$I_a = 30,375 \times 10^{-8} m^4$$

$$I_b = \frac{bh^3}{12} + bhr^2$$

$$I_b = \frac{10 \times 12,7^3}{12 \times 1000^4} + \frac{10 \times 12,7 \times (5,5)^2}{1000^4} m^4$$

$$I_b = 0,5549 \times 10^{-8} m^4$$

$$I_c = \frac{bh^3}{12} + bhr^2$$

$$I_c = \frac{10 \times 12,7^3}{12 \times 1000^4} + \frac{10 \times 12,7 \times (5,5)^2}{1000^4} m^4$$

$$I_c = 0,5549 \times 10^{-8} m^4$$

$$I_d = \frac{bh^3}{12} + bhr^2$$

$$I_d = \frac{20 \times 32,7^3}{12 \times 1000^4} + \frac{20 \times 32,7 \times (6,15)^2}{1000^4} m^4$$

$$I_d = 6,4766 \times 10^{-8} m^4$$

$$I_B = (30,375 - 0,5549 - 0,5549 - 6,4766) 10^{-8} m^4$$

$$I_B = 22,7886 \times 10^{-8} m^4$$

$$I_D = 2 \times \frac{bh^3}{12}$$

$$I_D = 2 \times \frac{6 \times 45^3}{12} \times \frac{1}{1000^4} m^4$$

$$I_D = 9,1125 \times 10^{-8} m^4$$

El esfuerzo en estos puntos es entonces

$$\sigma_B = \frac{270 \times 0,0225}{22,7886 \times 10^{-8}} \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_B = 26,6581 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_D = \frac{150 \times 0,0225}{9,1125 \times 10^{-8}} \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_D = 37,0370 \frac{N}{mm^2}$$

Factores de Marin y Se

Factor de superficie

$$k_a = aSut^b$$

$$k_a = 4,45(1000)^{-0,265}$$

$$k_a = 0,7134$$

Factor de tamaño con el diámetro equivalente

$$d_e = 0,808(b \times h)^{\frac{1}{2}}$$

$$d_e = 34,2805$$

$$k_b = \left( \frac{d}{7,62} \right)^{-0,107}$$

$$k_b = \left( \frac{34,2805}{7,62} \right)^{-0,107}$$

$$k_b = 0,8513$$

Factor de carga

$$k_c = 1$$

Factor de temperatura

$$k_d = 1$$

Factor de efectos diversos

$$\frac{d}{w} = \frac{28}{40}$$

$$\frac{d}{w} = 0,7$$

$$\frac{d}{h} = \frac{28}{6}$$

$$\frac{d}{h} = 4,67$$

$$k_t = 1,2$$

$$k_f = 1 + \frac{k_t - 1}{1 + \sqrt{\frac{a}{r}}}$$

$$\sqrt{a} = \frac{174}{931,95}$$

$$\sqrt{a} = 0,1867$$

$$k_f = 1 + \frac{1,2 - 1}{1 + \frac{0,1867}{\sqrt{14}}}$$

$$k_f = 0,1905$$

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

$$k_e = 0,8399$$

Con los factores calculados se puede obtener

$$Se = k_a k_b k_c k_d k_e Se'$$

$$Se' = 0,506 S_{ut}$$

$$Se = k_a k_b k_c k_d k_e 0,506 S_{ut}$$

$$Se = 0,7134 \times 0,8513 \times 1 \times 1 \times 0,8399 \times 0,506 \times 1000 \frac{N}{mm^2}$$

$$Se = 258,1035 \frac{N}{mm^2}$$

El factor de seguridad de la pieza estaría dado en el punto más desfavorable donde el esfuerzo es máximo

$$n = \frac{Se}{\sigma_d}$$

$$n = \frac{258,1035}{37,0370}$$

$$n = 6,9688$$

### 3.2.6 Cálculo de eje del motor

Material: Acero AISI 4140

$S_y$ : 686,7 MPa

$S_{ut}$ : 931,95 MPa

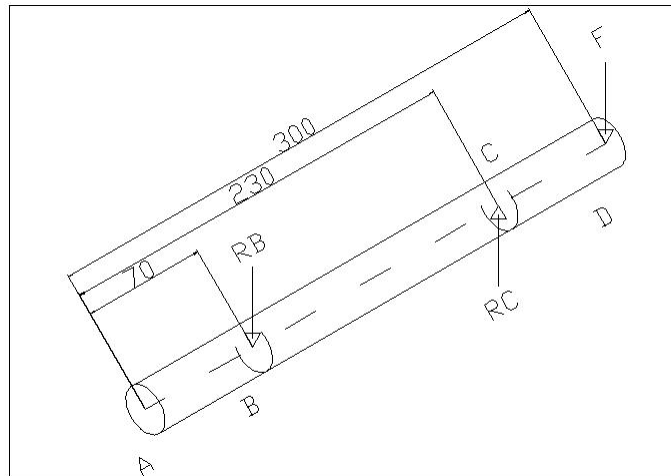


Fig. 3.11 Diagrama de fuerzas en el eje del motor

Fuerzas involucradas (ilustradas en Fig. 3.11) y reacciones

$$\sum M_B = BC \times R_C - BD \times 2F$$

$$\sum M_B = 160 \times R_C - 230 \times 2 \times 2000$$

$$R_C = 5750N$$

$$\sum F_y = R_C - R_B - F$$

$$\sum F_y = 5750 - R_B - 4000$$

$$R_A = 1750N$$

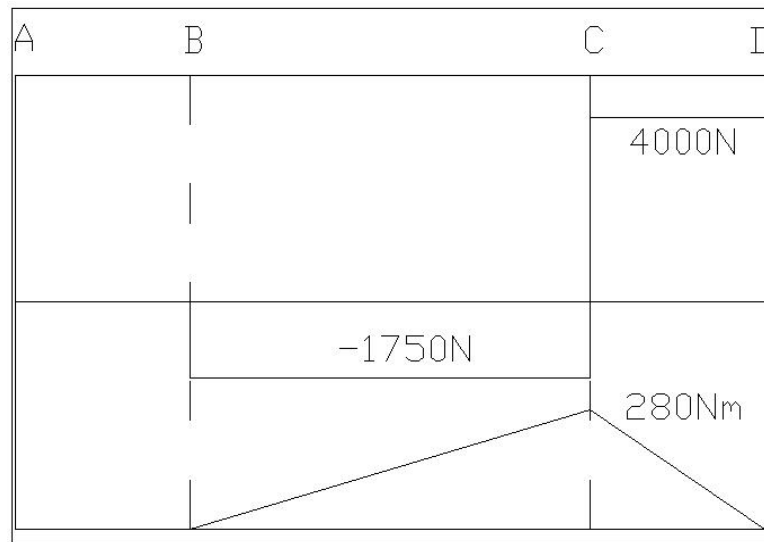


Fig. 3.12 Diagramas de fuerza cortante y momento flector en el eje del motor

Esfuerzo alternante (dado por el diagrama de momento anterior Fig. 3.12) y esfuerzo medio (dado por el momento torsor del motor)

$$\sigma_a = \frac{Mx}{I}$$

$$\sigma_a = \frac{32M_a}{\pi d^3}$$

$$\sigma_a = \frac{32 \times 240}{\pi 0,0254^3} \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_a = 149,1799 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_m = \frac{M_t r}{G}$$

$$\sigma_m = \frac{16M_t}{\pi d^3}$$

$$\sigma_m = \frac{16 \times 12,51}{\pi 0,0254^3 \times 1000^2} \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_m = 3,8880 \frac{N}{mm^2}$$

Factores de Marin y Se

Factor de superficie

De la tabla 7-5 p380 Shigley 6<sup>ta</sup> edición

$$k_a = aS_{ut}^b$$

$$k_a = 4,45(931,95)^{-0,265}$$

$$k_a = 0,7269$$

Factor de tamaño

$$k_b = \left( \frac{d}{7,62} \right)^{-0,107}$$

$$k_b = \left( \frac{25,4}{7,62} \right)^{-0,107}$$

$$k_b = 0,8791$$

Factor de carga

$$k_c = 0,328S_{ut_{kpsi}}^{0,125}$$

$$k_c = 0,328(135,1328)^{0,125}$$

$$k_c = 0,6056$$

Factor de temperatura

$$k_d = 1$$

Factor de efectos diversos

$$k_e = 1$$

Con los factores calculados se puede entonces obtener

$$Se = k_a k_b k_c k_d k_e Se'$$

$$Se' = 0,506 Sut$$

$$Se = k_a k_b k_c k_d k_e 0,506 Sut$$

$$Se = 0,7269 \times 0,8791 \times 0,6056 \times 1 \times 1 \times 0,506 \times 931,95 \frac{N}{mm^2}$$

$$Se = 182,4912 \frac{N}{mm^2}$$

Despejando de la ecuación de Soderberg se obtiene el factor de seguridad

$$\frac{\sigma_a}{Se} + \frac{\sigma_m}{Sy} = \frac{1}{n}$$

$$n = \frac{Se \times Sy}{\sigma_a Sy + \sigma_m Se}$$

$$n = \frac{182,4912 \times 686,7}{149,1799 \times 686,7 + 3,8880 \times 182,4912}$$

$$n = 1,2148$$

### 3.3 Selección de los equipos de instrumentación y adquisición de datos.

#### 3.3.1 Control de velocidad del ensayo

Para controlar la velocidad del ensayo y disminuir las vibraciones ocurrentes al seleccionar grandes desplazamientos, se utilizó un variador de frecuencia Altivar 18 de 3hp de la casa Telemecanic, que se encontraba disponible en el departamento de Automatización de la Escuela de Ingeniería Mecánica (E.I.M.) de la U.C.V.

### 3.3.2 Transductores

Se utilizará para el desplazamiento un transductor de desplazamiento LVDT WA100 con recorrido de 100mm, el cual abarca el desplazamiento máximo del plato alternante, este proporciona una salida de 0-10VDC lineal y debe ser suministrado con un voltaje entre 15 y 30VDC.

Para la obtención de la fuerza se utilizará un transductor U9B2K con una capacidad máxima de carga 2000N, sin embargo, este mantiene su linealidad hasta un 20%, la señal proporcionada por el sensor es de 0-12VDC y debe ser suministrado con un voltaje de 12VDC, ambos transductores son de la casa HBM

### 3.3.3 Adquisición y control

Para la adquisición de las señales de los sensores se utilizará un PLC TSX Micro 3721 V4, se utilizarán también un modulo de entradas y salidas digitales y un módulo de entradas analógicas para este equipo, disponible al igual que el variador del departamento de Automatización de la E.I.M de la U.C.V.

Para la programación del PLC se utilizará el software PL7 PRO. El servidor OPC KepServer será utilizado para la comunicación entre el computador y el PLC durante el ensayo, por último el manejo de la data se realizará con WinCC Flexible.

**CAPITULO IV****CONSTRUCCIÓN DE LAS PIEZAS****4.1 Construcción de las Piezas**

Una vez finalizado el proceso de selección de las piezas que requerían ser modificadas y culminado el proceso de cálculos y elaboración de planos, se dispone a la construcción de las mismas. Con tal fin, se produce la búsqueda de un taller o centro de maquinado que contara con los equipos necesarios para la elaboración de las piezas. El centro de mecanizado en el cual se realizaron las piezas fue el CEDEA en la ciudad de la Victoria estado Aragua, que cuenta con equipos de alta tecnología en el área de maquinado y con personal altamente capacitado, que con sus conocimientos y experiencia, brindaron importantes aportes en la realización de los trabajos de maquinado necesarios para la fabricación de los componentes de la máquina.

A continuación se describe el proceso de fabricación usado en la construcción de cada una de las piezas.

**4.1.1 Modificación de la Mordaza**

La mordaza izquierda de la máquina requería una longitud mayor en los canales donde se introducen las bases de la mordaza. Para esto se fijó la pieza original en la fresadora con una prensa, posteriormente se procedió a ubicar los centros de los canales y con una fresa de 10mm de diámetro se realizó la remoción de material, aumentando la longitud de ambos canales 7mm hacia la izquierda, conservando la profundidad original, el lado derecho no sufrió modificaciones.

#### **4.1.2 Base de Mordaza Fija con Corredera**

Para la realización de esta base se adquirió una barra de acero AISI 4340 con un diámetro de 35mm, con una cortadora se obtuvo un segmento de la barra de 147mm al que se le aplicó un refrentado en el torno para obtener la longitud exacta y caras planas en ambos extremos. Posteriormente se realizó un cilindrado de 50mm de longitud en uno de los extremos y un diámetro de 9/16 pulgada para la realización de una rosca 9/16UNF. Finalmente para obtener la oreja de fijación de 10mm de espesor y centrada, se utilizó una fresadora. La pieza fue fijada en un plato divisor para asegurar que ambas caras de la oreja sean paralelas, se maquinó una de las caras y luego se giró la pieza 180 grados para maquinar la otra cara. Una vez obtenidas las caras planas se realizó un agujero de 12,7mm de diámetro con una broca de taladro, luego con una fresa del mismo diámetro se elaboró la corredera, removiendo 2mm de material a la derecha y 9mm a la izquierda del agujero original.

#### **4.1.3 Base de Mordaza Alternante con Corredera**

Para su fabricación se cortó un tocho de 155mm de longitud de acero AISI 4340 y un diámetro de 35mm, posteriormente se le aplicó un refrentado en el torno para obtener la longitud exacta y caras planas en ambos extremos. Luego uno de los extremos fue cilindrado 70mm de longitud y con el diámetro necesario para realizar una rosca 1/2UNF. Para obtener la oreja de fijación se utilizó el mismo procedimiento empleado en la base de mordaza fija con corredera.

#### **4.1.4 Base de Mordaza Alternante sin Corredera**

Esta base de mordaza se modificó para instalar la celda de carga en ella y obtener los valores de la fuerza aplicada en el ensayo. La mordaza original fabricada en acero AISI 4140 fue dividida en dos partes, mediante un proceso de tronzado realizado en un torno, cada una de las partes obtenidas cuenta con un segmento

cilíndrico de 30mm de diámetro y 50mm de longitud. Posteriormente ambas partes de la base se refrentaron 15mm para obtener cilindros de 30mm de diámetro y 35mm de longitud, los 30mm de material removido representan la longitud de la celda de carga. Por último se le realizó una rosca interna M10 en la cara plana de las dos partes de la pieza, esto para realizar la instalación del sensor, que posee los vástagos con rosca M10.

#### **4.2 Selección del Material**

Para la selección del material a usar en la construcción de las piezas deben tomarse en cuenta varios factores:

1. La resistencia necesaria para soportar esfuerzos de carga.
2. La cantidad y disponibilidad.
3. Tipo de mecanizado u operación.
4. Costo de los materiales.

La resistencia del material para soportar las cargas a las que será sometido y su resistencia ante cargas variables es un factor importante al momento de realizar los cálculos y la fabricación de las piezas. Una vez que se obtienen los posibles materiales a utilizar, se debe verificar la existencia y dimensiones en las que estos se encuentran en el mercado. Otro factor relevante en la selección del material es la maquinabilidad del mismo. Finalmente para la efectiva construcción es necesario tomar en cuenta el costo del material.

Para la construcción de las piezas se emplearon los siguientes materiales:

- Acero AISI 4140. Su composición nominal es en porcentaje en peso (%):  
C = 0.40, Si = 0.30, Mn = 0.70, Cr = 1.10 y Mo = 0.20.

Acero especial para la bonificación aleado con cromo y molibdeno. Muy resistente a la torsión; buena resistencia al desgaste y al impacto. Se suministra en estado bonificado lo que permite, en la mayoría de los casos, su aplicación sin necesidad de tratamiento térmico adicional. Utilizable en temperaturas de hasta 450°. Equivalente a AISI 4142 y a ASTM A-193 grado B7, indicado cuando se exige alta resistencia a la tracción y alta tenacidad. Este material se usó en la fabricación de las mordazas sin corredera.

- Acero AISI 4340. su composición química nominal es: 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/mm<sup>2</sup> y liberado de tensiones. Con este material se fabricaron las bases de mordaza con corredera.

- Acero AISI P20. Composición química nominal: C (%) = 0.32-0.38, Si (%) = 0.3, Mn(%) = 1.5, Cr (%) = 1.75-2.00 y Mo (%) = 0.20-0.38.

Acero forjado, bonificado a 28/36HRC (285-335 HB), de gran tenacidad y excelente resistencia al desgaste, con buena maquinabilidad y gran brillo. Cementable o nitrurable. Acto para cromado duro y tratamiento galvánico. Utilizado en la fabricación de las mordazas de la máquina.

## CAPITULO V

## MANUAL DE OPERACIÓN

**5.1 Descripción General**

El principio de funcionamiento de la máquina se basa, en cambiar el movimiento rotatorio de un motor eléctrico en un movimiento lineal alternativo. Esto se logra a través de un eje acoplado al motor y soportado por dos chumaceras fijas al cuerpo de la máquina, el extremo posterior del eje está unido a un sistema excéntrica-biela, en el pie de la biela se encuentra conectado un plato alternante, sobre el que se fijan dos bases de mordazas, que mediante unos pernos se une a las mordazas. Las mordazas también están vinculadas al cuerpo de la máquina con un par de bases fijas. De esta manera la probeta que se une a la mordaza queda sometida a ciclos de inversión completa por flexión alternativa con momento constante.

**5.2 Descripción Detallada****5.2.1 Descripción de motor**

El motor que posee la máquina es un motor eléctrico trifásico de inducción, marca Siemens de 3HP, modelo 1LA7096-4YA60 de 1780 RPM y dos pares de polos (4 polos), la alimentación eléctrica es de 220V y su torque nominal es de 12,51Nm.

**5.2.2 Descripción del acople**

Acople de hierro con estrella de goma, tamaño 65 y marca Coupling.

**5.2.3 Descripción de los rodamientos y soportes de los rodamientos**

Rodamientos SKF en Y con soporte de fundición y prisionero.

El modelo de la unidad del rodamiento es SYH 1TF, sus características son: diámetro 10mm, C 14kN, Co 7,8kN y una velocidad límite de 7000 RPM.

Rodamientos lineales THK 20-30, con las siguientes características: diámetro interno 20mm, diámetro externo 30mm, C 863N y Co 1370N.

#### **5.2.4 Descripción de la excéntrica**

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 90grados. La biela se conecta a la excéntrica a través de un rodamiento que permite el giro libre y se sujeta con dos arandelas y un tornillo.

#### **5.2.5 Descripción biela plato alternante**

La biela está conectada al plato por medio de un pasador y gira libremente a través de un rodamiento que se encuentra entre el pasador y la biela, el plato es guiado por dos barras de acero solidarias al cuerpo de la máquina, en el interior del plato se encuentran dos (2) rodamientos lineales con el fin de disminuir el roce entre el plato y las guías.

#### **5.2.6 Descripción de mordazas y bases de mordazas**

Las mordazas de la máquina se conectan a las bases de las mordazas mediante pasadores, las cuales están unidas al plato alternante y al cuerpo de la máquina a través de una rosca y tuercas.

### **5.3 Diseño de la Probeta**

La probeta para la realización de los ensayos, debe cumplir con las especificaciones que se muestran en la figura 5.1.

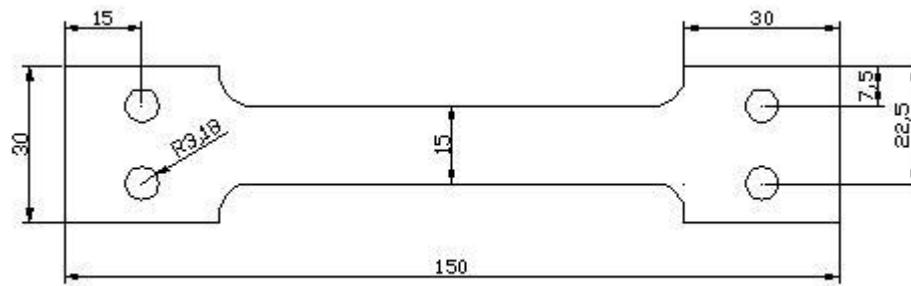


Fig. 5.1 Dimensiones de la probeta usada para los ensayos.

La probeta es plana de sección rectangular, el espesor de la probeta no puede exceder una medida mayor de 6,35mm.

## 5.4 Instalación del Equipo

### 5.4.1 Dimensiones y peso

Aproximadamente las dimensiones de la máquina son:

- Largo: 80cm.
- Ancho: 70cm.
- Alto: 55cm.
- El peso aproximado de la máquina es de: 145kg.

### 5.4.2 Montaje

La máquina está apoyada sobre cuatro bases amortiguadas, se recomienda anclarla a una estructura lisa y rígida con ocho (8) pernos, de esta manera se garantiza la estabilidad y se evitan vibraciones que afecten el funcionamiento óptimo de la máquina durante el ensayo.

### 5.4.3 Montaje de la probeta

Para el montaje de la probeta se deben seguir los siguientes pasos:

- Aflojar los cuatro (4) tornillos principales de la excéntrica con la llave Allen correspondiente.
- Para obtener el desplazamiento se introduce una llave Allen en el tornillo-piñón y se gira, se desplaza la marca que posee la corona sobre la escala hasta alinearse en la medida deseada por el operador.
- Después de establecer la distancia se procede a apretar los tornillos.
- Debe verificarse las dimensiones y condiciones de la probeta antes de montarla, evitando que la misma presente golpes o ralladuras que ocasionen alteraciones en los resultados del ensayo.
- Se debe limpiar la probeta hasta eliminar cualquier elemento que pueda interferir con el agarre correcto de las mordazas.
- Por ultimo se procede a colocar la muestra sobre las mordazas y sobre ella los fijadores de las mordazas sobre la probeta. Luego se aprieta este conjunto con cuatro tornillos Allen.

## 5.5 Activación y parada del equipo

### 5.5.1 Realización de ensayos

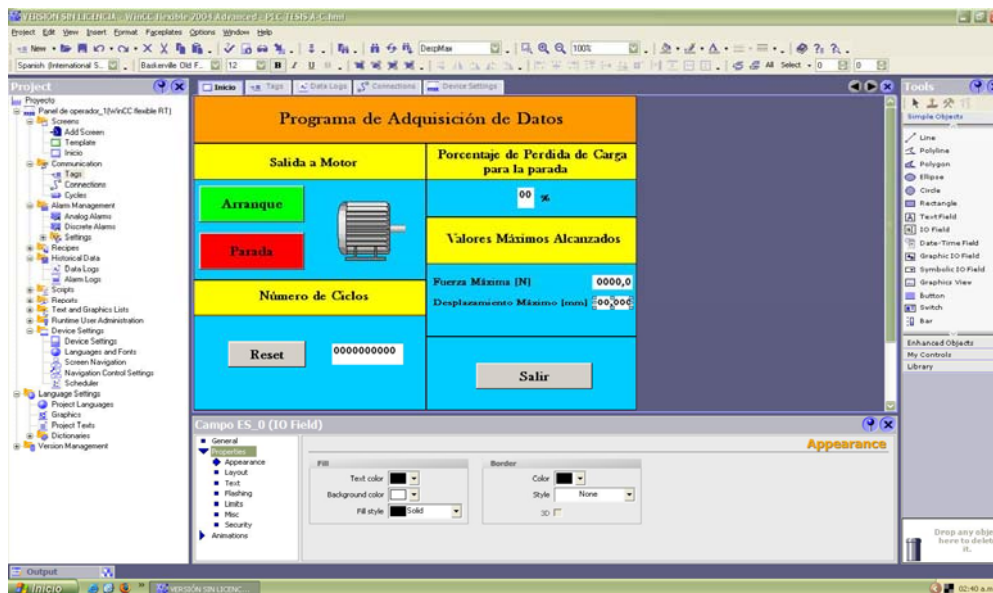


Fig. 5.2 Inicio WinCC Flexible

El programa puede iniciarse desde el desktop con el icono “PLC TESIS A-C.Panel de operador\_1.fwx” o podemos dar comienzo al programa “SIMATIC WinCC flexible” desde el menú de inicio de Windows o desde el acceso directo en el escritorio. De no iniciar cargado el proyecto “Tesis PLC A-C.hmi” (Fig. 5.1) debe de cargarse de la carpeta de proyectos.

Para dar inicio al programa se debe de pulsar el botón de “Iniciar RunTime”



, activando así la aplicación (Fig. 5.3). El programa automáticamente iniciara el servidor OPC KepServer para la adquisición de las señales.

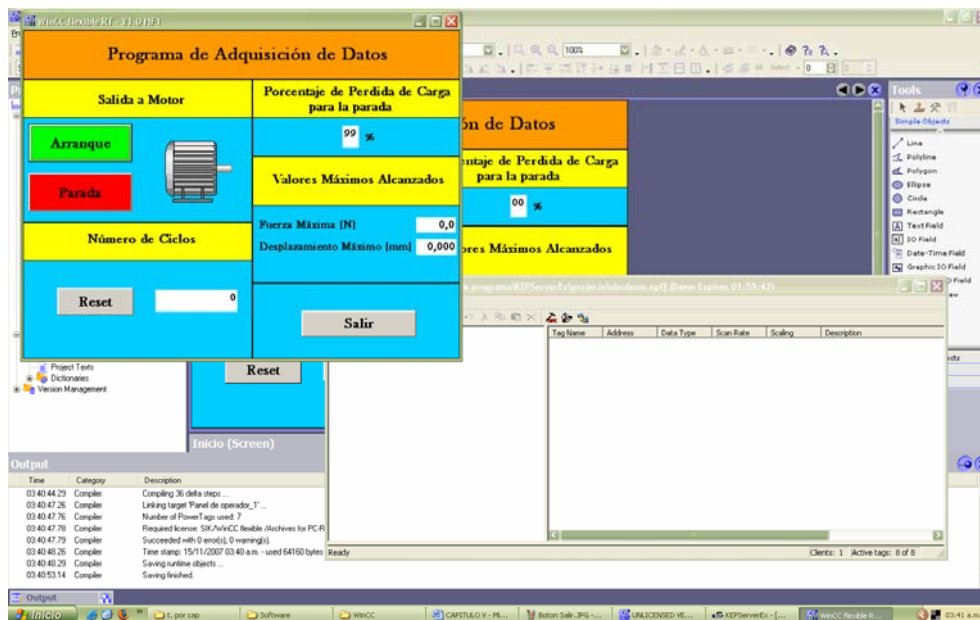


Fig. 5.3 Inicio de la aplicación de adquisición de datos

Una vez iniciado el “Programa de Adquisición de Datos” (ampliación mostrada en la figura 5.4) comienza inmediatamente la adquisición de las variables del LVDT y la celda de carga en ficheros formato csv (Celda Carga0.csv y

LVDT0.csv) en la carpeta C:\Logs\. Estos pueden ser accedados una vez terminado el ensayo a través de un programa de hoja de cálculo.

Para dar inicio al ensayo debe primeramente seleccionarse el desplazamiento del plato alternante utilizando la excéntrica variable, aflojando con una llave Allen los cuatro tornillos externos y luego graduando la excéntrica con el tornillo central, por ultimo se aprietan nuevamente los tornillos externos de la excéntrica, puede utilizarse la señal mostrada de desplazamiento máximo para ayudar a la precisión de esta operación.

El segundo paso del procedimiento es el montaje de la probeta como se describe en el punto 5.4.3.

Como tercer paso la velocidad del ensayo debe ser seleccionada en el variador de frecuencia Altivar 18. Luego al hacer clic sobre el pulsador de arranque se envía la señal al variador para energizar el motor. Podrá observarse como variaran los valores de fuerza máxima y desplazamiento hasta que estos se estabilizan en un valor.

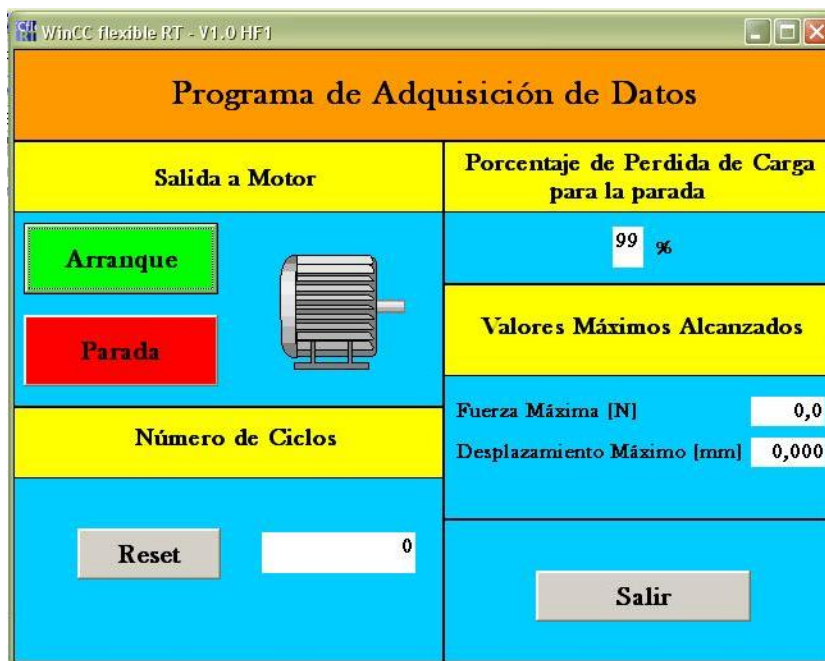


Fig. 5.4 Presentación del programa

Es de notar que los valores mostrados en la Fig. 5.4 para el número de ciclos (0), porcentaje de pérdida de carga (99), fuerza (0) y desplazamiento (0) máximos son colocados a estos valores pre-determinados al iniciarse la aplicación, sin embargo, si se desea, es posible colocarlos a estos valores nuevamente durante la operación utilizando el botón reset.

El ensayo se detiene al pulsar el botón de parada o cuando la carga en el punto de máximo desplazamiento disminuye en el valor del porcentaje de pérdida de carga.

El botón de “Salir” cierra la aplicación, WinCC flexible debe cerrarse por separado en la esquina superior izquierda o en el menú “Proyect”-“Exit”.

## **5.6 Configuración Avanzada**

En caso de que por motivos académicos, de investigación o algún otro pertinente se desee reconfigurar el equipo o realizar variaciones a la configuración original se presenta a continuación un resumen de los parámetros configurados más relevantes, sin embargo no es recomendable cambiar la configuración y se sugiere realizar un respaldo de la configuración actual antes de realizar alguna modificación.

### **5.6.1 KepServer V4.170.328**

Una vez iniciado el programa (Fig. 5.5) ya sea por el vínculo en el escritorio o por el encontrado en el menú de inicio, la configuración de KepServer comienza por la selección del canal de comunicación (Fig. 5.6), puede colocarse un nombre más significativo al canal o dejarse como el valor predeterminado de “Channel1” o el número correspondiente. Luego se selecciona el puerto y los parámetros de la comunicación (Fig. 5.7) la configuración por defecto es a través del puerto COM1.

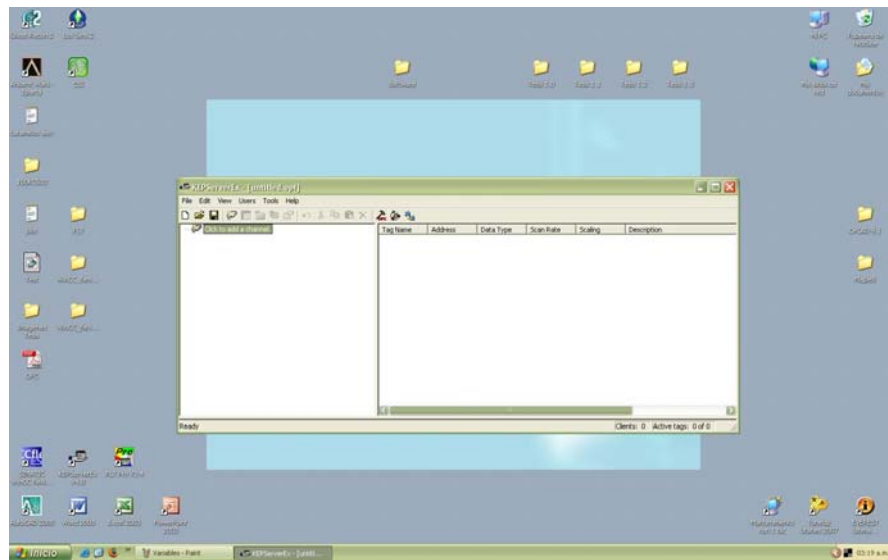


Fig. 5.5 Inicio de KePServer.

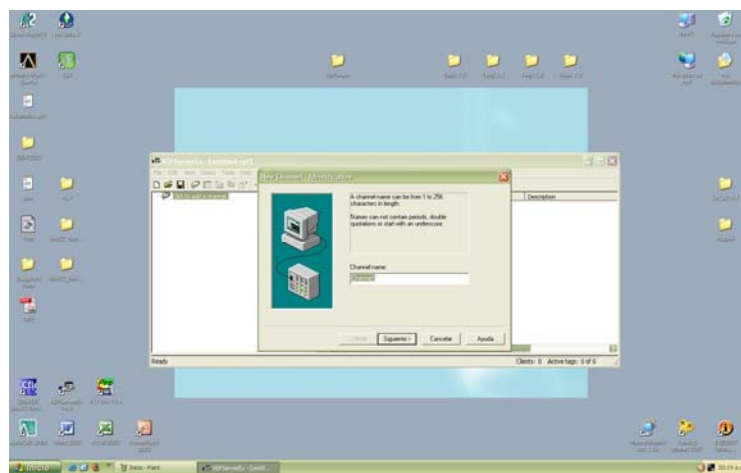


Fig. 5.6 Selección del nombre de la conexión

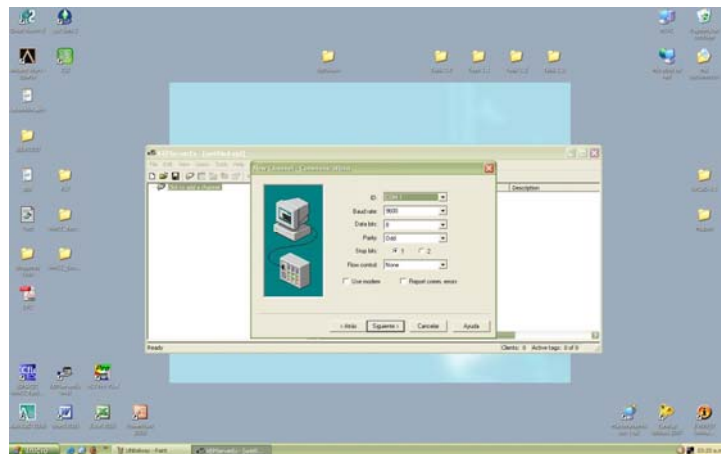


Fig. 5.7 Selección del puerto de comunicación.

Luego de seleccionar el canal de comunicación se selecciona el equipo con el cual se realizará la comunicación, también es posible configurarse con algún nombre significativo o por defecto Device1 o el número pertinente. El protocolo de comunicación utilizado para la interacción con el PLC es “Uni-Telway” (Fig. 5.8) y el tipo de equipo es “Small Frame”.

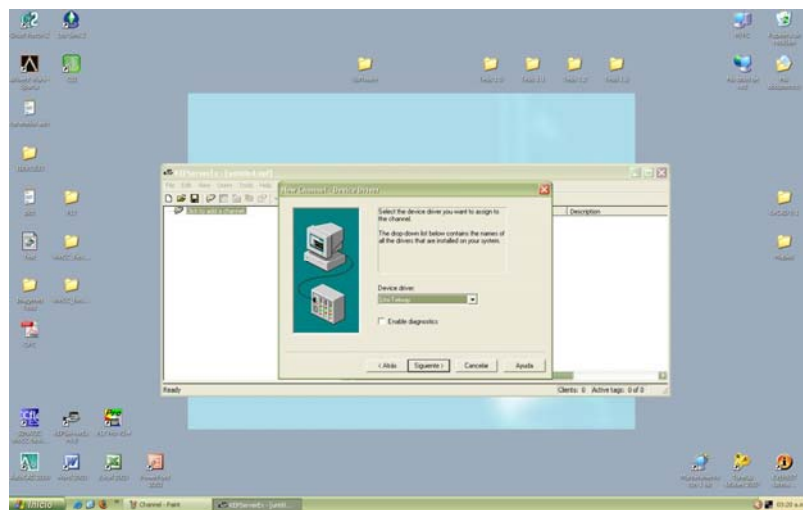


Fig. 5.8 Selección del protocolo de comunicación

Por ultimo se configuran las entradas deseadas, se realiza en parte derecha de la ventana (Fig. 5.9), haciendo clic en ésta se pueden agregar variables, el nombre que

se coloque sirve de identificador para la variable. Debe seleccionarse la dirección de memoria en la cual se encuentra la información a la que se desea acceder y el tipo de variable a obtener (tipo bit, word, doble word, etc.)

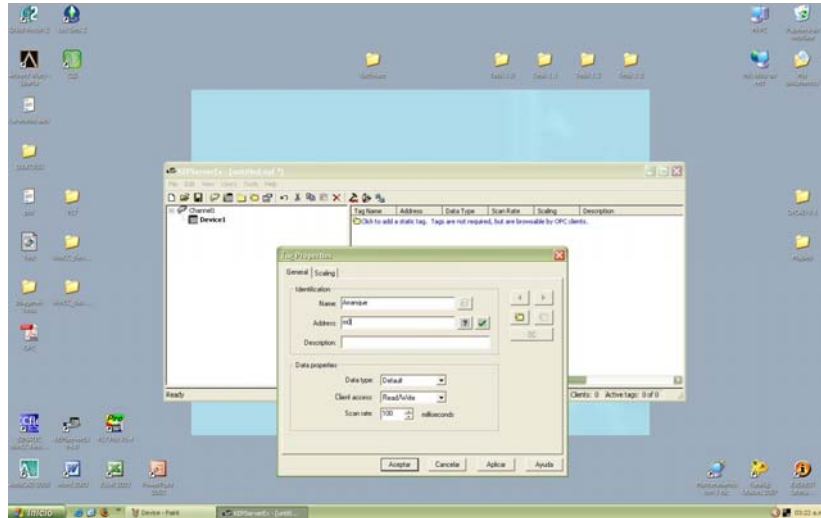


Fig. 5.9 Ventana de añadida de variable.

## 5.6.2 WinCC flexible 2004 Advance V1.0

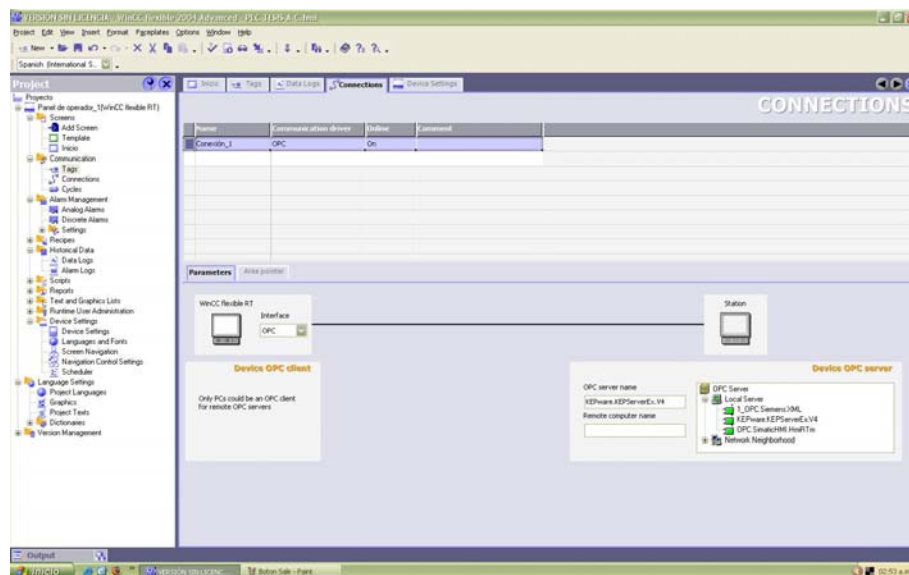


Fig. 5.10 Ventana de conexión

Después de comenzar WinCC en un nuevo proyecto, el primer paso a tomar es configurar la conexión (Fig. 5.10). En la barra de proyecto/comunicación/ se selecciona conexiones/, luego se crea una nueva conexión en la ventana del lado derecho, seleccionando como “driver” de comunicación “OPC”, el último paso para configurar la conexión es seleccionar el servidor OPC en la parte inferior derecha de la ventana, el servidor utilizado es “KEPware.KEPServerEx.V4”.

Se procede entonces a configurar los ficheros donde serán almacenadas las variables, en el la barra de proyecto/historial debe seleccionarse Archivos de Datos/ (Fig 5.11), crear dos nuevos ficheros uno para la celda de carga y otro para el LVDT ambos de tipo fichero cíclico, y con una respuesta al inicio de “runtime” de continuar el fichero desde donde se detuvo la operación pasada. El número de registros se encuentra en el valor máximo de 500000 registros, lo cual con un escaneo de la señal cada segundo proporciona una capacidad de almacenamiento de un poco menos de 6 días de trabajo continuo.

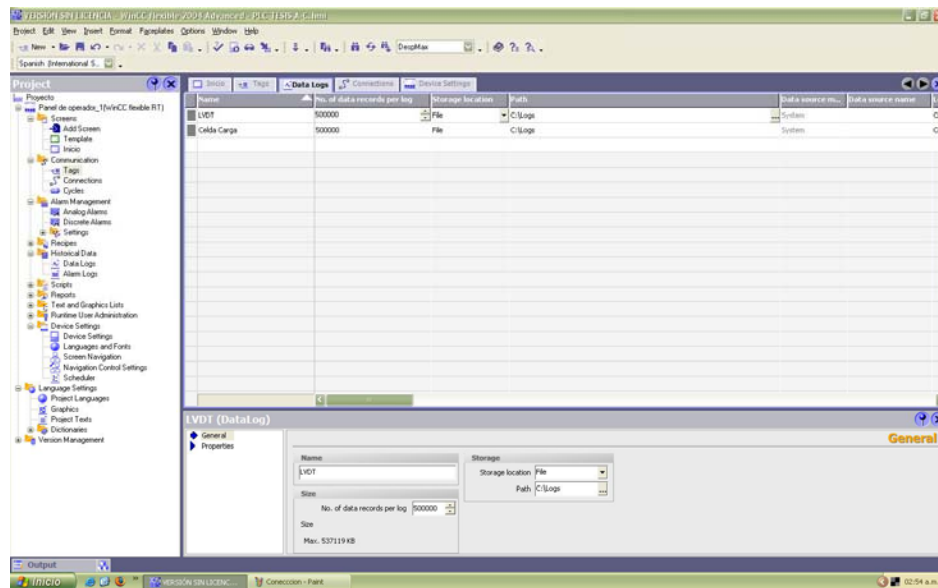


Fig. 5.11 Configuración de los ficheros.

Después de configurada la conexión y los ficheros se procede a introducir las variables, seleccionamos variables/ en la barra de proyecto/comunicación (Fig. 5.12), creamos una nueva variable haciendo doble clic en una casilla vacía en el recuadro de variables, es recomendable cambiar el nombre de la variable por uno más significativo, debe seleccionarse la conexión que se estableció previamente, luego al hacer clic en el recuadro símbolo se abrirá una ventana de kepsserver donde al seleccionar la conexión y el equipo previamente configurado es posible ver y seleccionar la variable deseada, el ciclo de adquisición de todas las variables seleccionadas para la aplicación es de 100ms. Las variables de la celda de carga (CeldaCarga) y el LVDT (LVDT) son configuradas con sus respectivos ficheros con un ciclo de archivo de 1s.

En la parte inferior de la pantalla se presenta la barra de propiedades de objeto, en donde se selecciona como valor inicial de las variables Ciclos, CargaMax y DespMax como cero (0), y el valor inicial de la variable Porcentaje como noventa y nueve (99) y los valores límites de esta como uno (1) y noventa y nueve (99). Por último se colocan las escalas de los transductores, ya que la salida del plc proporciona una señal entre 0 y 10000 y la escala de los transductores es diferente (LVDT -5000 a 5000, celda 0 a 20000).

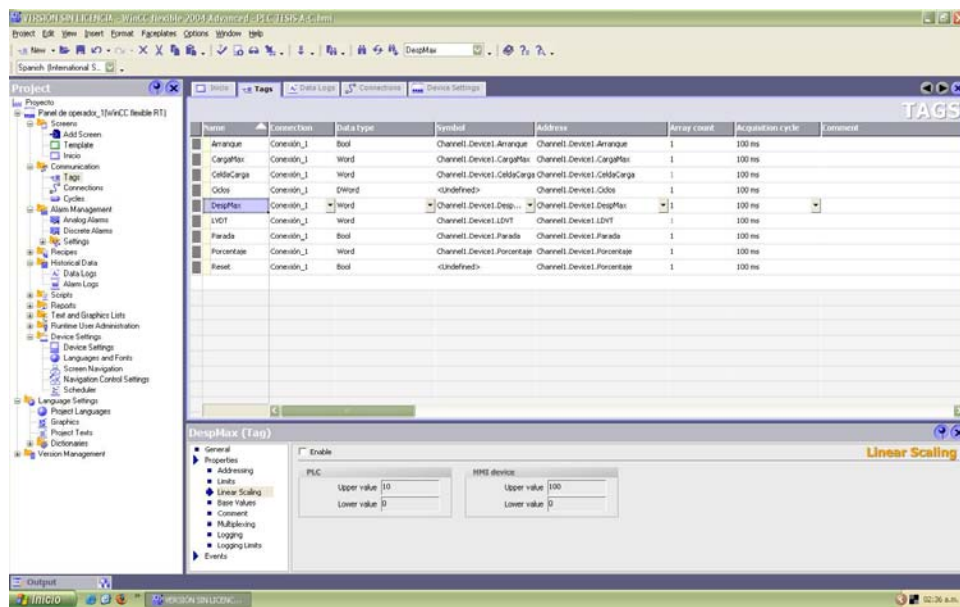


Fig. 5. 12 Ventana de propiedades de variables.

Estando todas las variables, la conexión, y los ficheros configurados se procede a la colocación de los elementos de la pantalla del operador, en la barra de proyecto/imágenes, se selecciona una nueva imagen, luego se seleccionan uno por uno, botones, cuadros de texto, cuadros de entradas y salidas, imágenes y todos los elementos que se deseen. Estos elementos son luego configurados en el panel inferior de propiedades donde se añaden animaciones, eventos en caso de pulsar, hacer clic, cambio, entre muchas otras opciones. Con estos elementos es posible crear un panel de control personalizado, específico del ensayo o la aplicación que se realice en caso de que el panel proporcionado no sea suficiente para dicha aplicación.

### 5.6.3 PL7 PRO V4.3

El primer paso después de iniciar el programa es configurar el hardware utilizado, se utilizó un PLC TSX Micro 3721 V4.0 con los siguientes módulos de salida adicionales:

- 1.- DMZ 28 AR de 16 entradas y 12 salidas digitales
- 2.- AEZ 414 de 4 entradas analógicas

## 3.-ASZ 200 de 2 salidas analógicas

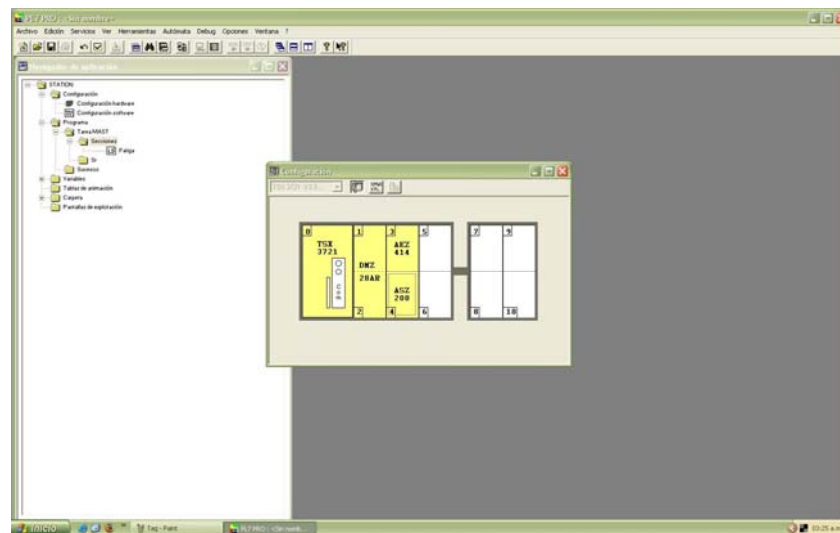


Fig. 5.13 Configuración de hardware

Después de seleccionado y configurado el hardware, se procede a la creación del programa que será cargado al PLC para su operación el lenguaje utilizado fue de tipo escalera (Fig. 5.14), sin embargo, se puede programar en lenguaje de lista de instrucciones y lenguaje estructurado.

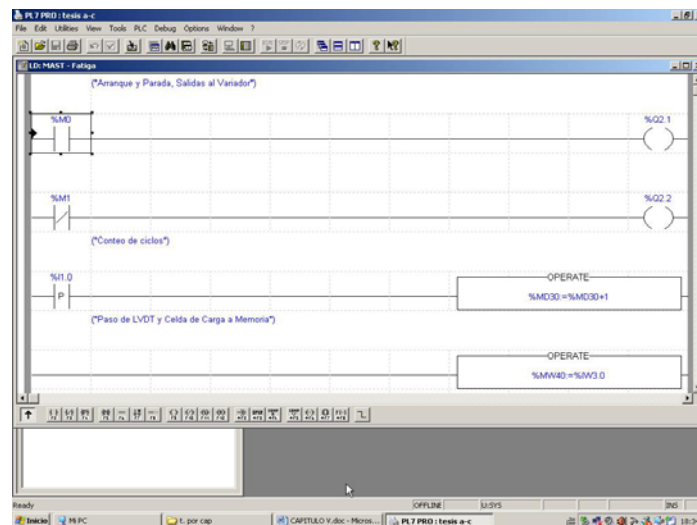
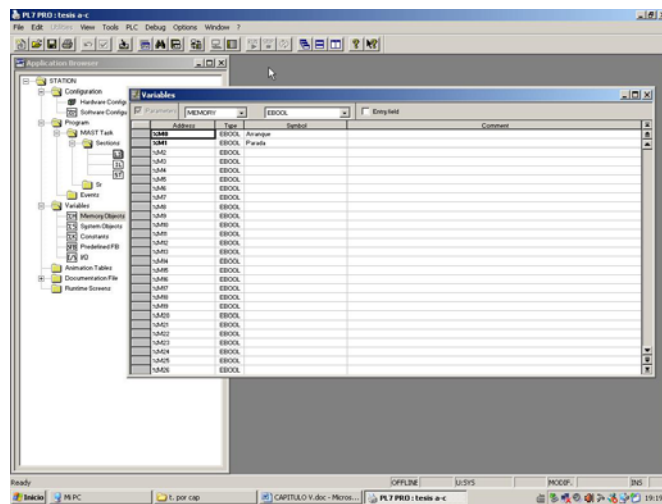


Fig. 5.14 Programación en escalera

Es importante notar que algunos elementos de la programación como las constantes y los valores de los temporizadores se configuran en la ventana de variables (Fig. 5.14), accesible desde el panel izquierdo de Station/Variables y haciendo doble clic sobre el tipo de variable deseado, es importante destacar que se utilizó un operador sumador con una variable tipo doble word, ya que el contador programable tiene una capacidad máxima de conteo de 9999 ciclos, estando esto muy por debajo del conteo necesario para estudios de fatiga, los cuales deberían estar como mínimo alrededor de  $10^6$  ciclos.



5.15 Programación de variables de sistema.

## 5.7 Calibración del Equipo

Para la calibración del equipo se colocó la excéntrica en desplazamiento cero y con un palpador fijado al cuerpo de la máquina, verificando que ambas mordazas se encuentran horizontales y a la misma altura, el mismo procedimiento se empleó en la cara frontal de las mordazas, para constatar que las mismas forman un ángulo de 180 grados. También se comprobó que el plato alternante estuviese horizontal usando el mismo palpador.

Para la verificar el correcto funcionamiento de las entradas del PLC en las que se conectan los sensores se le suministró diferentes valores de voltaje

correspondientes a los voltajes de la señal de salida de los sensores, usando un generador de voltaje DC, American Reliace Inc modelo PPS-1322.

## CAPITULO VI

## CONCLUSIONES

- Se rediseñaron las piezas necesarias para el correcto funcionamiento de la máquina de ensayos de fatiga por flexión alternativa de la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Central de Venezuela.
- Se aplicó la metodología del diseño propuesta por Rodolfo Millani en su libro *“Diseño para Nuestra Realidad”*,<sup>(20)</sup> demostrándose que con ella es posible obtener una solución viable a problemas de diseño.
- Fue posible fabricar las piezas sustituidas en la máquina, para que pueda relajar las cargas axiales durante los ensayos, en el Centro Eurovenezolano de Desarrollo Empresarial de Aragua.
- Se comprobó que era posible la adquisición de las variables del ensayo mediante una Celda de Carga y un LVDT, obteniendo el valor de la señal 0-10V correspondiente a la fuerza aplicada y el desplazamiento.
- La selección de la Celda de Carga y el LVDT se realizó tomando en cuenta las condiciones de máximo esfuerzo y desplazamiento de la máquina.
- Las variables adquiridas y almacenadas pueden ser utilizadas para construir gráficas S-N y de histéresis.
- Se implementó un sistema de parada automática de la máquina cuando el valor de la carga máxima disminuye en un porcentaje determinado por el usuario, usando para ello un Controlador Lógico Programable.

- Se utilizó un Variador de Frecuencia para controlar la velocidad de funcionamiento de la máquina y variar la frecuencia del motor.

**CAPITULO VII****RECOMENDACIONES**

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

- Realizar bases de concreto para mejorar el anclaje de la máquina y evitar vibraciones que puedan alterar el funcionamiento de la misma.
- Calibrar la máquina después de montar los sensores para garantizar que los resultados sean confiables.
- Evaluar la posibilidad de sustituir el motor o idear un sistema que permita que el torque entregado a la excéntrica sea mayor.
- Hacer muescas en los pernos de las mordazas y colocar retenes para evitar que los mismos se suelten debido a la vibración.
- Estudiar la comercialización del equipo.

### REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. Alonso R. y Goilarranz E., 1969, *Diseño de una Máquina para Ensayos de Fatiga*, Universidad Central de Venezuela, Caracas.
2. Alvares J., 1978, *Análisis y Síntesis Cinemática de Sistemas Mecánicos*, Limusa, México.
3. AMERICAN SOCIETY FOR METALS, 1992, *ASM Handbook.- Fatigue and Fracture*; Vol. 19, 4<sup>o</sup> Edición, Ohio.
4. AMERICAN SOCIETY FOR METALS, 1992, *ASM Handbook.- Mechanical Testing*; Vol. 8, 4<sup>o</sup> Edición, Ohio.
5. AMERICAN SOCIETY FOR TESTING AND MATERIALS, 1976, *Fractography*, Vol. 12, Ohio.
6. Barajas O. M., 2003, *El Proceso de Diseño en Proyectos de Ingeniería*, Limusa, Bogota.
7. Beer F. P y Johnston E. R., 1997, *Mecánica Vectorial para Ingenieros. Estática*, Mc Graw Hill, 6<sup>o</sup> Edición, México.
8. Casillas L., 2004, *Máquinas – Cálculos de Taller*, ENCO, 38<sup>va</sup> Edición, España.
9. Dastko J., 1966, *Material Properties and Manufacturing Processes*, Wiley, New York.
10. Dieter G., 1986, *Mechanical Metallurgy*, Mc Graw Hill, Tokyo.
11. FERRUM ACEROS C.A., 2005, *Catálogo FERRUM Aceros C.A.*, Gráficas Evil II, Venezuela.
12. Forrest P. G., 1962, *Fatiga de los Metales*, Urmo Ediciones, Londres.
13. Goover M., 1997, *Fundamentos de Manufactura Moderna*, Prentice Hall, 1<sup>era</sup> Edición, México.
14. Gurney T. R., 1968, *Fatigue of Welded Structures*, Cambridge University Press, UK.
15. Hibbeler R. C, 1997, *Mecánica de Materiales*, Prentice Hall, 3<sup>era</sup> Edición, México.
16. Gondar G. y Rodríguez R., 2007, *Diseño y Construcción de una Máquina de Ensayos Fatiga de Muestras Planas por Flexión Alternativa*, Caracas.

## **BIBLIOGRAFÍA**

---

17. López L. y Benavides R., 2001, *Proyecto de Instrumentación y Control de un Banco de Prueba para Turbinas Hidráulicas*, Universidad Central de Venezuela, Caracas.
18. Márquez M. N. y Liendo L. E., 2005, *Diseño de una Máquina de Ensayos de Fatiga por Contacto Mecánico Esfera Plano*, Universidad Central de Venezuela, Caracas.
19. Medina Valverde O. J. y Oropeza Menéndez R. L., 2005, *Diseño, Construcción y Puesta en Funcionamiento de una Máquina para Ensayos de Fatiga por Flexión Rotativa*, Universidad Central de Venezuela, Caracas.
20. Millani R., 1985, *Diseño para Nuestra Realidad*, Editorial U.S.B., Equinoccio, Caracas.
21. Mott R., 1992, *Diseño de Elementos de Máquinas*, Prentice Hall Hispanoamericano, México.
22. Orlov P., 1975, *Ingeniería de Diseño I*, Editorial Mir, Moscú.
23. Orlov P., 1975, *Ingeniería de Diseño II*, Editorial Mir, Moscú.
24. Pericchi J. y Zubillaga V., 1962, *Diseño y Construcción de una Máquina para Ensayos de Fatiga*, Universidad Central de Venezuela, Caracas.
25. Shigley J. E. y Mischke L. D., 2002, *Diseño en Ingeniería Mecánica*, McGraw Hill, 6<sup>o</sup> Edición, México.
26. Spotts M., 1982, *Proyecto de Elementos de Máquinas*, Editorial Reverté, México.
27. Thompson M. y Wadsworth N. J., 1958, *Metal Fatigue*, Advances in Phys.
28. <http://www.fedinc.com/sheet-plate>. Consultado (17/07/2007)
29. [http://www.fi.uba.ar/materias/6761/fatiga\\_1](http://www.fi.uba.ar/materias/6761/fatiga_1). Consultado (17/07/2007)
30. Telemecanic, *Manual Altivar 18*  
Disponible de:  
[http://download.telemecanique.com/Repository/index.nsf/%20%20aa\\_get\\_docs?OpenAgent&p=705&c=group8~ES&L=fr&App=?&sort=?&f=?&bd=?&ed=?&](http://download.telemecanique.com/Repository/index.nsf/%20%20aa_get_docs?OpenAgent&p=705&c=group8~ES&L=fr&App=?&sort=?&f=?&bd=?&ed=?&)  
Consultado (10/08/2007)