

## **TRABAJO ESPECIAL DE GRADO**

### **“DISEÑO, CONSTRUCCIÓN Y PUESTA EN FUNCIONAMIENTO DE UNA MÁQUINA PARA ENSAYOS DE FATIGA POR FLEXIÓN ROTATIVA”.**

Presentado ante la ilustre  
Universidad Central de Venezuela  
Por los Brs. Medina V., Oswaldo J.  
Oropeza M., Ronnie L.  
Para optar al Título de  
Ingeniero Mecánico

Caracas, 2005

## **TRABAJO ESPECIAL DE GRADO**

### **“DISEÑO, CONSTRUCCIÓN Y PUESTA EN FUNCIONAMIENTO DE UNA MÁQUINA PARA ENSAYOS DE FATIGA POR FLEXIÓN ROTATIVA”.**

TUTOR ACADÉMICO: Prof. Eli Saúl Puchi C.

Presentado ante la ilustre  
Universidad Central de Venezuela  
Por los Brs. Medina V., Oswaldo J.  
Oropeza M., Ronnie L.  
Para optar al Título de  
Ingeniero Mecánico

Caracas, 2005

## ***DEDICATORIA***

*A Dios.*

*A mis padres: Luisa Elena y Oswaldo.*

*A todos los integrantes de lo que considero más importante en la vida: Mi Familia.*

*A mi abuelo Antonio Valverde.*

***Oswaldo J. Medina Valverde***

## ***DEDICATORIA***

Este trabajo esta dedicado a todas aquellas personas que me han apoyado y ayudado a lo largo de toda mi carrera.

*A Dios.*

*A mi abuela y Abuelo.*

*A mis padres: Josefina y Juan.*

*A mi hermano Gerald.*

***Ronnie L. Oropeza M.***

## **AGRADECIMIENTOS**

A Dios.

A nuestros padres, por el apoyo brindado.

A la UNIVERSIDAD CENTRAL DE VENEZUELA.

Al gremio de profesores de la ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA.

Al LABORATORIO NACIONAL DE REFERENCIA PARA LA EVALUACIÓN DE PROPIEDADES MECÁNICAS, DESGASTE Y CORROSIÓN DE MATERIALES.

Ing. Engels Ochoa e Ing. Luís Miguel Fernández, por su colaboración en el proceso de diseño y construcción del proyecto.

A INTRA INSTRUMENTACIÓN Y AUTOMATIZACIÓN. Ing. Enrique Delgado y colaboradores: Ing. Verónica Blanco e Ing. Edward Pineda, por la donación de la programación del dispositivo PLC.

A TALLERES METALÚRGICOS “DIESAN”. Juan y colaboradores: Alfredo, Eduardo, Enrique y Demis, por su ayuda en la construcción de los componentes de la máquina.

A SERVITEODOLITOS. Oscar Sánchez, por el préstamo de sus talleres de pintura.

Al Profesor Pedro Cadenas.

Al Profesor José La Riva.

Al Profesor Jorge Perdigón.

Al Profesor Crisanto Villalobos, por su apoyo durante la ejecución del proyecto.

Al Profesor Eli Saúl Puchi Cabrera, por guiarnos como tutor a lo largo de este trabajo especial de grado.

A la Abuela Sara.

Y a todas aquellas personas que de alguna u otra forma colaboraron con nuestra formación y el desarrollo de este trabajo.

**Tabla de Contenido**

	Pág.
Lista de Figuras.	iv
Abreviaturas y Símbolos.	vi
INTRODUCCIÓN.	1
CAPITULO I: Marco Teórico.	4
1.1.-Fatiga.	4
1.2.-Antecedentes.	6
1.3.-Características fundamentales del esfuerzo en función del tiempo.	15
1.4.-Ensayos de fatiga.	16
1.4.1.-Ensayos de fatiga por flexión rotativa.	19
1.5.-Probetas para ensayos de fatiga por flexión rotativa.	21
1.6.-Diagrama S-N.	22
1.7.-Resistencia a la fatiga y límite de fatiga.	24
1.8.-Efecto de la concentración de tensiones sobre la resistencia a la Fatiga.	25
1.9.-Factores que modifican el límite de fatiga.	27
1.9.1.-Factor de superficie.	27
1.9.2.-Factor de tamaño.	28
1.9.3.-Fatiga bajo tensiones combinadas.	28
1.9.4.-Factor de temperatura.	29
1.9.5.-Fatiga térmica.	29
1.9.6.-Frecuencia de aplicación de los ciclos de carga.	29
1.9.7.-Esfuerzos residuales.	30
1.9.8.-Fatiga corrosión.	30
1.10.-Medidas prácticas para el incremento de la resistencia a la fatiga.	31
CAPITULO II: Metodología del Diseño.	32
2.1.-Metodología del diseño.	32
2.2.-Definición del problema.	32
2.3.-Tormenta de Ideas.	34
2.3.1.-Propuesta N°1.	34
2.3.2.-Propuesta N°2.	34
2.3.3.-Propuesta N°3.	35
2.3.4.-Propuesta N°4.	35
2.3.5.-Propuesta N°5.	36
2.3.6.-Propuesta N°6.	36
2.3.7.-Propuesta N°7.	36
2.3.8.-Propuesta N°8.	37
2.4.-Fase de decisión.	37
2.4.1.-Matriz morfológica.	39
2.4.2.-Selección de una propuesta.	40
2.5.-Desarrollo y optimización.	40
2.6.-Construcción y especificaciones.	41

---

CAPITULO III: Desarrollo de la Máquina de Flexión Rotativa.	42
3.1.-Desarrollo de la máquina de flexión rotativa.	42
3.2.-Cálculo de los componentes y sistemas que conforman la máquina de flexión rotativa.	43
3.2.1.-Motor.	43
3.2.2.-Cálculos de las cargas distribuidas a lo largo del eje.	44
3.2.3.-Cálculo de la fuerza $F$ y de las reacciones $R_1$ y $R_2$ .	47
3.2.3.1.-Eje derecho.	48
3.2.3.2.-Eje izquierdo.	49
3.2.4.-Momento flector y fuerza cortante a lo largo del sistema de ejes izquierdo y derecho.	50
3.2.4.1.-Eje derecho.	50
3.2.4.2.-Eje izquierdo.	52
3.2.5.-Cálculo del diámetro mínimo del sistema de ejes izquierdo y derecho.	54
3.3.-Cálculo de la deflexión del sistema de ejes izquierdo y derecho.	57
3.4.-Rodamientos.	64
3.5.-Determinación de la geometría de la pesa.	66
3.6.-Cálculo de la deflexión del sistema tornillo de accionamiento.	74
3.7.-Cálculo del torque mínimo para el movimiento del tornillo de accionamiento.	76
3.8.-Cargas axiales en brazos.	79
3.9.-Cálculo de pasadores.	80
3.10.-Uniones roscadas.	82
3.11.-Cinemática de mecanismos.	87
CAPITULO IV: Construcción de la Máquina de Flexión Rotativa.	90
4.1.-Selección de materiales.	90
4.2.-Construcción del sistema de ejes.	92
4.3.-Construcción del mecanismo de accionamiento de carga.	93
4.4.-Construcción de la base y carcasa protectora.	94
4.5.-Construcción del sistema de monitoreo y control.	94
4.6.-Construcción del sistema de bombeo para ensayos de fatiga corrosión.	95
4.7.-Calibración de equipo.	96
CAPITULO V: Procedimiento Experimental.	100
5.1.-Procedimiento experimental.	100
CAPITULO VI: Manual de Operaciones.	102
6.1.-Descripción.	102
6.1.1.-General.	102
6.1.2.-Detallado.	102
6.1.2.1.-Motor y sistema de ejes.	102
6.1.2.2.-Mecanismo de accionamiento de carga.	103

---

6.1.2.3.-Sistema de monitoreo y control.	103
6.2.-Instalación.	103
6.2.1.-Dimensiones.	103
6.2.2.-Peso.	103
6.2.3.-Montaje.	103
6.2.4.-Cableado.	104
6.3.-Operación.	104
6.3.1.-Montaje de la probeta.	104
6.3.2.-Encendido de la máquina.	105
6.3.3.-Montaje del ensayo de fatiga corrosión.	108
6.4.-Diseño de la probeta.	109
CAPITULO VII: Conclusiones y Recomendaciones.	111
7.1.-Conclusiones.	111
7.2.-Recomendaciones.	111
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.	114
ANEXOS.	118
A.1.-Planos de la máquina de ensayos de flexión rotativa.	118

### Lista de Figuras

	Pág.
Figura 1.1.- Superficie de una fractura por fatiga en flexión rotativa.	5
Figura 1.2.- Configuración del eje de un vagón en la década de 1840.	7
Figura 1.3.- Máquina para ensayos de fatiga por flexión rotativa de August Wölher.	8
Figura 1.4.- Izquierda: Piscina de prueba del Comet; Derecha: Falla en el Comet por fatiga.	11
Figura 1.5.- Puente de Point Pleasant colapsado.	13
Figura 1.6.- Accidente Boeing 737 de Aloha Airlines en 1988.	14
Figura 1.7.- Variación del esfuerzo en función del tiempo.	15
Figura 1.8.- Esquema de una máquina electro hidráulica de fatiga axial.	18
Figura 1.9.- Flexión rotativa en voladizo.	20
Figura 1.10.- Flexión rotativa sobre dos apoyos.	20
Figura 1.11.- Flexión rotativa sobre dos apoyos cargados.	20
Figura 1.12.- Probeta para ensayos de fatiga por flexión rotativa según la norma ASTM E-466.	22
Figura 1.13.- Diagrama S-N o Curva de Wöhler.	23
Figura 3.1.- Diagrama de flujo del desarrollo y optimización del diseño.	42
Figura 3.2.- Vista frontal de la máquina de flexión rotativa.	43
Figura 3.3.- Sistema de ejes izquierdo y derecho.	44
Figura 3.4.- Diagrama de cuerpo libre del eje derecho.	48
Figura 3.5.- Diagrama de cuerpo libre del eje izquierdo.	49
Figura 3.6.- Diagrama de cuerpo libre del tramo 7.	50
Figura 3.7.- Momento flector vs. Coordenada axial del sistema de ejes.	54
Figura 3.8.- Factores $K_f$ recomendados para diversos concentradores de esfuerzos.	56
Figura 3.9.- Puntos críticos en el sistema de ejes izquierdo y derecho.	56
Figura 3.10.-Viga simplemente apoyada de $m$ nodos y $m-1$ elementos.	58
Figura 3.11.- Elemento $i$ de una viga conectado a dos nodos.	58
Figura 3.12.- Elemento $i$ de una viga solicitada a carga uniformemente distribuida de magnitud $w$ .	60
Figura 3.13.- Condiciones de borde para el estudio de vigas.	61
Figura 3.14.- Sistema de ejes izquierdo y derecho dividido en nodos y elementos.	61
Figura 3.15.- Deflexión del sistema de ejes bajo la máxima solicitación.	63
Figura 3.16.- Sistema tornillo de accionamiento. Posición cero.	66
Figura 3.17.- Sistema brazo derecho.	66
Figura 3.18.- Perfil del tornillo de accionamiento.	68
Figura 3.19.- Sistema tornillo de accionamiento en la posición cero.	69

---

Figura 3.20.- Forma de la pesa.	71
Figura 3.21.- Esquema de volúmenes que conforman la pesa.	72
Figura 3.22.- Iteraciones para el dimensionado de la pesa.	74
Figura 3.23.- Condición más desfavorable del sistema tornillo de accionamiento.	75
Figura 3.24.- Deflexión del sistema tornillo de accionamiento.	76
Figura 3.25.- Diagrama de cuerpo libre para torque. Sistema tornillo de accionamiento.	77
Figura 3.26.- Diagrama de fuerzas.	79
Figura 3.27.- Horquilla izquierda bajo carga axial.	80
Figura 3.28.- Diagrama de cuerpo libre del pasador.	81
Figura 3.29.- Unión atornillada brazo izquierdo-Base.	83
Figura 3.30.- Vínculo brazo derecho-regla guía.	89
Figura 4.1.- Galga extensiométrica.	96
Figura 4.2.- Puente de wheatstone con R1 y R4 como galgas extensiométricas.	97
Figura 4.3.- Montaje de galgas extensiométricas en la zona de trabajo.	98
Figura 5.1.- Resultados obtenidos en la máquina de flexión rotativa.	100
Figura 5.2.- Valores logarítmicos de esfuerzo y número de inversión de ciclos.	100
Figura 5.3.- Curva de resistencia a la fatiga.	101
Figura 6.1.- Máquina de flexión rotativa.	104
Figura 6.2.- Vista frontal del dispositivo PLC.	106
Figura 6.3.- Pantalla de selección de velocidad.	106
Figura 6.4.- Pantalla de selección de ensayo: con ruptura o daño acumulado.	106
Figura 6.5.- Introducción del número de ciclos para ensayos de daño acumulado.	107
Figura 6.6.- Pantalla de selección de ensayo de fatiga corrosión.	107
Figura 6.7.- Pantalla de inicio del ensayo.	108
Figura 6.8.- Monitoreo del número de inversión de ciclos (izq.) y de la velocidad angular (der.).	108
Figura 6.9.- Sistema de mangueras. Fatiga corrosión.	109
Figura 6.10.- Diseño de la probeta.	109

## ACTA

Quienes subscriben, miembros del Jurado designado por el Consejo de la Escuela de Ingeniería Mecánica, para examinar el Trabajo Especial de Grado titulado:

### **“DISEÑO, CONSTRUCCIÓN Y PUESTA EN FUNCIONAMIENTO DE UNA MÁQUINA PARA ENSAYOS DE FATIGA POR FLEXIÓN ROTATIVA”.**

presentado ante la ilustre **Universidad Central de Venezuela** por los Brs. **Oswaldo José Medina Valverde y Ronnie Leroy Oropeza Menéndez**, dejan constancia de lo siguiente:

Hemos leído este trabajo y participado en su discusión, encontrando que es suficiente en contenido, calidad y extensión para cumplir con todos los requerimientos establecidos para optar al título de **Ingeniero Mecánico**.

En fe de lo cual se levanta la presente acta en Caracas a los 6 días del mes de junio de dos mil cinco.



*Eli Saúl Puchi Cabrera*  
Prof. Ing. Eli Saúl Puchi Cabrera  
Tutor

*Manuel Martínez*  
Prof. Ing. Manuel Martínez  
Jurado

*Crisanto Villalobos*  
Prof. Ing. Crisanto Villalobos  
Jurado



Los suscritos Miembros del Jurado Examinador designados por el Consejo de Escuela de Ingeniería Mecánica de la Facultad de Ingeniería de la Universidad Central de Venezuela, para evaluar el Trabajo Especial de Grado, presentado por los bachilleres **OSWALDO JOSÉ MEDIVA VALVERDE (C.I.V.-13.409.999)** y **RONNIE LEROY OROPEZA MENÉNDEZ (C.I.V.-13.600.788)**, para optar al Título de Ingenieros Mecánicos.

Decidimos conferirle al Trabajo Especial de Grado, titulado:

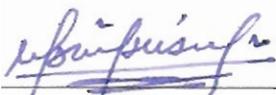
**“DISEÑO, CONSTRUCCIÓN Y PUESTA EN FUNCIONAMIENTO DE UNA MÁQUINA PARA ENSAYOS DE FATIGA POR FLEXIÓN ROTATIVA”**

la

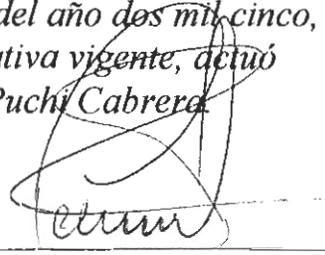
## **MENCION HONORÍFICA**

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

En fe de lo anteriormente expuesto se levanta la presenta Acta en la ciudad de Caracas, a los 3 días del mes de junio del año dos mil cinco, dejándose constancia que, de acuerdo a la normativa vigente, actuó como Coordinador del Jurado, el Prof. Eli Saúl Puchi Cabrera.

  
**Prof. Manuel Martínez**



  
**Prof. Crisanto Villalobos**

  
**Prof. Eli Saúl Puchi**  
Coordinador

**O. J. Medina Valverde, R. L. Oropeza Menendez.**

**DISEÑO, CONSTRUCCIÓN Y PUESTA EN FUNCIONAMIENTO DE UNA MÁQUINA PARA ENSAYOS DE FATIGA POR FLEXIÓN ROTATIVA.**

**Tutor Académico: Prof. Eli Saúl Puchi Cabrera.**

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

**Año 2005, 117 p.**

**Palabras clave:** Diseño, máquinas de fatiga, flexión rotativa, fatiga corrosión.

**Resumen.** En el Laboratorio Nacional de Referencia para la Evaluación de Propiedades Mecánicas, Desgaste y Corrosión de Materiales existe la clara necesidad de producir equipos para realizar estudios de fatiga en materiales, fenómeno que se considera clave en el ejercicio del diseño dentro del campo ingenieril en general. Con el propósito de cubrir esta necesidad, se desarrolló un proyecto para la construcción de una máquina para ensayos de fatiga por flexión rotativa, en donde se realizaron los cálculos de los componentes y sistemas que conforman dicha máquina, tales como, requerimientos de la capacidad del motor para transmitir una velocidad entre 2.500 y 5.000 revoluciones por minuto. Se evaluó el comportamiento de la deflexión, la fuerza cortante y el momento flector en función de la componente axial de los ejes que transmiten tanto el movimiento de giro necesario para completar un ciclo completo de esfuerzos, como el momento flector que se desea aplicar a la probeta de hasta 23 *N.m* (aproximadamente 200 *lbf.pulg*). Haciendo esta evaluación en la condición más desfavorable, se determinaron los puntos críticos a lo largo del eje, tomando en cuenta los cambios de sección transversal, el momento flector aplicado y el torque máximo que va a ser transmitido. Con esto, se determinó el diámetro mínimo de cada una de las secciones transversales del eje, considerando factores de seguridad superiores a los estándares sin comprometer otros aspectos importantes del diseño. Por otro lado, se hicieron cálculos para comprobar el funcionamiento de los rodamientos que sirven como apoyo a los ejes en tramos específicos, manteniendo así al sistema en equilibrio. Se determinó la geometría de la pesa (encargada de proporcionar la fuerza necesaria que será aplicada para generar el momento flector en la probeta) a partir de dos condiciones, ofrecer un máximo momento flector de 23 *N.m* y un momento flector mínimo en la que el usuario pueda hacer el montaje y desmontaje de la probeta sin que le estorben las fuerzas provocadas por un desequilibrio. Adicionalmente, cargas axiales en brazos, cálculo de pasadores, uniones roscadas y un estudio completo de la cinemática de mecanismos para determinar como se mueve el conjunto en las diferentes configuraciones de la máquina para garantizar la correcta funcionalidad de la misma. El propósito de este estudio fue diseñar, construir y poner en funcionamiento una máquina que se adapte a las necesidades actuales de los ensayos de fatiga, y que a su vez implemente los avances disponibles como la tecnología digital, que ayuda a tener sistemas de control y monitoreo más avanzados, entre los que se pueden mencionar el sistema de conteo de ciclos y tacómetro digital, variador de frecuencia, sistema de parada controlada y sistema de bombeo para ensayos de fatiga corrosión.

### Abreviaturas y Símbolos

$\alpha$	Ángulo de presión.
$\zeta$	Distancia entre la carga y el vínculo de la horquilla derecha.
$\theta$	Pendiente de la curva de deflexión.
$\lambda$	Ángulo de avance
$\rho_{\text{acero}}$	Densidad del acero (7844,5 Kg/m <sup>3</sup> ).
$\Sigma F_y$	Sumatoria de fuerza en la dirección $y$ .
$\sigma$	Esfuerzo normal.
$\tau_{\text{max}}$	Esfuerzo cortante máximo en el pasador.
$\varphi_i$	Diámetro de la sección transversal circular del tramo $i$ .
$A$	Medida en la pesa (Ver figura 3.20 y 3.21).
$A_{\text{pas}}$	Área de la sección transversal del pasador.
$A_{\text{tBI}}$	Área del esfuerzo a la tensión.
$B$	Ancho de la pesa.
$C$	Carga dinámica.
$C_{\text{BI}}$	Constante de la junta.
$d''$	Distancia entre el vínculo de la horquilla izquierda y el centro de gravedad de la pesa.
$D_{\text{BI}}$	Diámetro cara arandela.
$d_m$	Diámetro medio de la rosca.
$d_{\text{max}}$	Diámetro máximo tornillo accionamiento.
$D_{\text{max BI}}$	Diámetro nominal rosca del tornillo.
$d_{\text{pas}}$	Diámetro del pasador.
$d_{\text{paso}}$	Diámetro de paso del tornillo de accionamiento.
$E$	Módulo de elasticidad del material.
$F$	Fuerza aplicada en el extremo derecho del sistema de ejes izquierdo y derecho.
$F_{i \text{ BI}}$	Fuerza de precarga.
$F_j$	Carga puntual en el nodo $j$ .

---

$F_{mBI}$	Fuerza de contacto entre los materiales.
$F_{p BI}$	Carga de prueba.
$F_R$	Carga radial en rodamiento.
$F_{rb}$	Fuerza axial que se opone al movimiento lineal de la pesa.
$F_1$	Fuerza en el vínculo de la horquilla inferior derecha.
$g$	Aceleración de la gravedad de la tierra ( $9,81\text{m/s}^2$ ).
$I$	Momento de inercia de la sección transversal.
$k$	Factor del tipo de rodamiento.
$K$	Factor de par de torsión.
$K_a$	Factor de superficie.
$K_b$	Factor de tamaño.
$K_{bt}$	Rigidez efectiva del tornillo.
$K_c$	Factor de carga.
$K_d$	Factor de temperatura.
$K_e$	Factor de efectos diversos
$k_f$	Factor de concentrador de esfuerzos.
$K_{m BI}$	Constante de rigidez del elemento sujetado.
$K_t$	Rigidez parte roscada.
$L$	Matriz de transferencia.
$l_i$	Longitud elemento $i$ .
$L_i$	Longitud tramo $i$ .
$L_R$	Duración de vida del rodamiento.
$L_h$	Duración de vida del rodamiento en horas.
$l_{tBI}$	Agarre de la junta atornillada.
$M$	Momento flector.
$M_{np}$	Momento flector en el nodo principal.
$n_d$	Factor de seguridad.
$n_p$	Nodo principal.
$n_1$	Factor de carga.
$n_2$	Factor de separación de la junta.

---

$p$	Paso tornillo sin fin.
$P$	Peso de la pesa
$p_{BI}$	Paso de la rosca.
$P_{eq}$	Carga equivalente.
$P_i$	Peso total tramo $i$ .
$P_j$	Matriz de carga puntual nodo $j$ .
$P_{man}$	Peso de la manivela.
$P_{brazo}$	Peso del sistema brazo derecho.
$Q$	Fuerza requerida para subir la carga en un modelo de tornillo de potencia.
$r_i$	Radio de la sección transversal circular del tramo $i$ .
$R_b$	Reacción en el vínculo de la horquilla izquierda.
$R_1$	Reacción en el rodamiento N°1.
$R_2$	Reacción en el rodamiento N°2.
$S_e$	Límite de resistencia a la fatiga.
$S_p$	Resistencia de prueba.
$S_{uts}$	Resistencia última de la tensión del material.
$S_y$	Resistencia a la fluencia.
$T$	Torque que transmite el motor.
$T_a$	Torque producido por la fricción entre horquilla derecha y el tornillo de accionamiento.
$T_b$	Torque producido por la fricción entre horquilla izquierda y el tornillo de accionamiento.
$t_{BI}$	Zona de sujeción.
$T_c$	Torque producido por la fricción de la pesa y el tornillo de accionamiento.
$T_{rb}$	Torque que se necesita para vencer la fricción.
$T_{tot}$	Torque mínimo necesario para mover la pesa.
$V$	Fuerza cortante.
$V_{brazoder}$	Volumen del brazo derecho.

---

$v_i$	Volumen del elemento $i$ .
$V_{\max\_pas}$	Fuerza cortante máxima encontrado en el pasador.
$V_{np}$	Fuerza cortante en el nodo principal.
$v_{pesa}$	Volumen total de la pesa.
$V_R$	Factor de movimiento relativo.
$w$	Carga uniformemente distribuida.
$w_i$	Carga uniformemente distribuida en el elemento $i$ .
$W_{pi}$	Carga uniformemente aplicada en el elemento $i$ del pasador.
$X_R$	Factor de carga en rodamiento.
$y$	Deflexión.
$Z_i$	Vector de estado en el nodo $i$ .

---

## INTRODUCCIÓN

Es conocido que los componentes metálicos de una máquina sufren una degradación de sus propiedades mecánicas al estar sometidos a cargas que varían con el tiempo, lo que conduce a una rotura brusca de dicho componente. Ésta es la llamada *falla por fatiga* y ocurre a un valor de carga inferior a la carga de ruptura estática, sin presentar indicios de fallo inminente.

Desde los comienzos de la construcción metalmecánica ha existido la preocupación por conocer el comportamiento de las piezas que están sometidas a esfuerzos variables. El tema de la fatiga de los metales tiene una gran importancia, ya que la mayor parte de los fallos de los componentes y estructuras utilizadas en el campo de la ingeniería son debidos a este fenómeno, tanto en los mecanismos actuantes en estructuras aeronáuticas, férreas, industriales, navales y automovilísticas, como en las estructuras civiles de puentes, etc.

Por esto, surge la necesidad de abordar el tema realizando estudios que permitan analizar el comportamiento de los materiales ante estas solicitaciones, sometiéndolos a cargas cíclicas controladas para así obtener su capacidad su resistir cargas repetitivas. Para ello, se debe contar con los equipos de laboratorio adecuados, que ayuden a aquellos que trabajan en la investigación de la resistencia de los materiales, específicamente en un área tan importante como lo es el de la fatiga.

Para realizar el estudio de la resistencia a la fatiga en los materiales existen diferentes tipos de ensayo, entre los cuales se tiene, esfuerzo directo (axial), flexión plana, flexión rotativa, torsión alternativa y esfuerzo multiaxial. Se puede decir que la mayoría de los ensayos de fatiga se realizan en máquinas de flexión rotativa, ya que son máquinas pequeñas, seguras, poco costosas, requieren de poca atención y también porque la mayoría de los componentes en servicio están sometidos a este tipo de esfuerzo.

El funcionamiento de estas máquinas consiste en aplicarle a una probeta cilíndrica un momento flector. De esta manera, la probeta modelada como una viga, tendrá la mitad de sus fibras longitudinales a tracción y las otras a compresión,

registrándose la mayor magnitud de esfuerzo en la superficie. Luego, la máquina le imprime un movimiento de rotación a la probeta a una velocidad determinada, invirtiendo los esfuerzos de tracción a compresión y viceversa cada vez que gira media vuelta, provocando un estado de esfuerzo alternante. La máquina se detiene una vez que se rompe la probeta, registrando a su vez el número de inversión de ciclos que utilizó para lograrlo. Existen diferentes tipos de máquinas empleadas para este fin. La intención de este trabajo especial de grado es crear, a través del método clásico de diseño, una máquina para ensayos de fatiga por flexión rotativa que adopte nuevas tecnologías en los sistemas que la componen, haciendo hincapié sobre la interfaz hombre-máquina en cuanto al montaje de la probeta, introducción de datos operaciones y monitoreo del ensayo, que utilice en su fabricación materiales disponibles en el mercado y que tenga un óptimo proceso de producción, lo que conlleva a tener una máquina económicamente competitiva.

El proceso de diseño consiste en formular un plan para satisfacer una necesidad; ésta a su vez, conlleva a la definición del problema que marca los límites y el alcance de la solución que se está buscando. Esto se hace a través de la investigación, entrevistas y encuestas con los operadores, estudiando máquinas actuales y sintetizando la información obtenida de la mejor manera. Una vez determinadas dichas pautas se procede con la realización de una tormenta de ideas, en donde se exponen varias propuestas capaces de ofrecer una solución al problema planteado. Luego, se realiza una evaluación a cada una de las propuestas donde se determina en base al costo, fabricación, operabilidad, seguridad, etc., el diseño más conveniente. Comienza entonces el desarrollo de la máquina, que no es más que un proceso iterativo de cálculos, optimización y evaluación hasta dar con un diseño teóricamente funcional. Una vez obtenidos los planos del diseño empieza la construcción de un prototipo, en donde se determina la mejor manera de producirlo y una vez terminado se realizan pruebas para dar por concluido el producto.

La máquina de ensayos de fatiga por flexión rotativa de este proyecto, será construida bajo este esquema y se realizará un análisis comparativo entre los resultados experimentales obtenidos anteriormente en estudios similares y los

obtenidos por el prototipo para evaluar su funcionamiento y garantizar confiabilidad en los resultados.

### ***1.1-Fatiga.***

Se entiende por fatiga de un componente mecánico a su fallo originado por una sollicitación variable con el tiempo. Dicha sollicitación es relativamente baja, de forma que no se alcanzan las tensiones de rotura del material en ninguno de los ciclos de carga. Sin embargo, el efecto repetitivo de la sollicitación aplicada da lugar al fallo del componente aunque las tensiones nominales alcanzadas en servicio no sean elevadas.

Este fenómeno es definido de un modo más general por la norma ASTM como: *“el proceso de cambio estructural permanente, progresivo y localizado que ocurre en un punto del material sujeto a tensiones y deformaciones de amplitudes variables y que produce grietas que conducen a una fractura total luego de un cierto número de ciclos”* (ASTM-1979).

El origen del fallo es la generación de pequeñas grietas (grietas de fatiga) que crecen una pequeña cantidad con cada ciclo de aplicación de la carga. Con el tiempo, la grieta es lo suficientemente grande para que el componente se vea notablemente debilitado, provocando su rotura total.

Es común encontrar que las grietas de fatiga se originen en alguna discontinuidad superficial. Esto es debido a que cualquier cambio en la sección, como un agujero, un cambio en el diámetro de un eje, una ranura, un chavetero o incluso una muesca de una herramienta, produce una concentración de tensiones. La resistencia estática es muy poca afectada por tales cambios de sección, ya que las concentraciones de tensiones se liberan por deformación plástica. Sin embargo, bajo carga de fatiga, hay mucha menos deformación plástica y en consecuencia el valor del esfuerzo permanece considerablemente más alto en las concentraciones de tensiones que en el material circundante, dando por resultado una resistencia a la fatiga reducida.

Existen situaciones que potencialmente pueden dar lugar a fallo por fatiga:

- Un componente fijo sometido a cargas variables con el tiempo.
- Un componente giratorio sometido a cargas constantes.
- Un componente giratorio sometido a cargas variables.

En una pieza sometida a cargas cíclicas se pueden distinguir varias etapas durante el proceso de fatiga. La primera etapa corresponde a una fase donde se producen los primeros cambios microestructurales, aumento de densidad de dislocaciones, formación de microfisuras y una posterior localización de las zonas con daño irreversible. La segunda es donde se inician las macrogrietas y formación de fisuras con orientación dominante y por último, la etapa donde se produce un proceso de propagación inestable, provocando la fractura o fallo total de la pieza.

La duración de cada una de las etapas descritas anteriormente puede variar considerablemente en función del tipo de material, carga, geometría, temperatura, irregularidades, etc. También es necesario hacer notar que a menudo es bastante difícil distinguir nítidamente las etapas antes mencionadas.

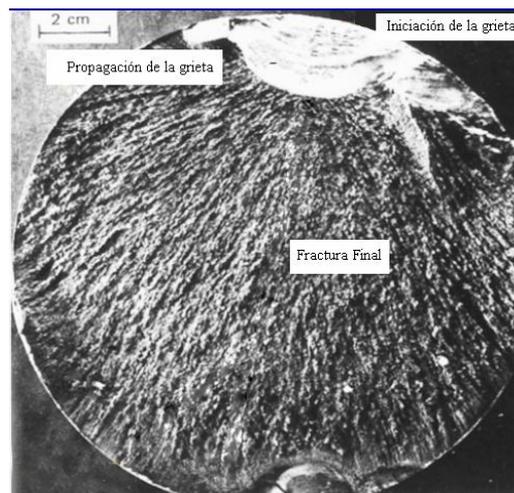


Figura 1.1 Superficie de una fractura por fatiga en flexión rotativa

La rotura es del tipo frágil, que se caracteriza por presentar zonas bien diferenciadas: una de textura lisa con muestra de rotura dúctil y otra de textura gruesa rugosa más brillante que es donde se localiza la rotura final al rebasar la resistencia máxima disminuida por el fenómeno de fatiga.

El estudio de la fatiga exige comprender que no es un fenómeno asociado al concepto clásico de plasticidad y que la rotura se produce bajo cargas que están aun en el ámbito elástico del comportamiento del material. En realidad se produce una

pérdida de resistencia en función del número de ciclos que induce a un posterior rebase de la resistencia máxima, provocando un problema de plasticidad secundario. Esta disminución de resistencia somete al material a comportamientos inelásticos que pueden entenderse como microfracturas y posterior coalescencia de las mismas, conduciendo al colapso total en las piezas estructurales.

### ***1.2.- Antecedentes.***

La fatiga de los materiales todavía es parcialmente comprendida. Lo que se sabe ha sido aprendido y desarrollado paso a paso y se ha convertido en algo complejo. Para obtener una visión general, lo mejor es empezar con una pequeña reseña histórica del desarrollo de la fatiga. Esto muestra algunas ideas básicas e indica brevemente como se fue desarrollando con el esfuerzo de muchos investigadores.

En la mayor parte de los casos, los órganos de máquinas animados de movimiento quedan sometidos a una acción dinámica de dirección e intensidad variable. Se ha comprobado que muchas piezas sometidas durante largo tiempo a esfuerzos variables, se rompen bruscamente sin acusar deformaciones permanentes visibles, con cargas notablemente más bajas que las que producirían la ruptura por sollicitación estática.

Desde los comienzos de la construcción metálica ha existido la preocupación de conocer el comportamiento de las piezas que han de soportar tales esfuerzos, en cuanto se refiere a resistencia y duración.

Uno de los primeros estudios emprendidos en este sentido fue efectuado por Albert en 1829 en Alemania sobre cadenas para minas, las cuales, antes de su puesta en servicio, eran sometidas a pruebas de tracción repetidas. La frecuencia de dicha tracción era de 10 por minuto, y su número alcanzó algunas veces las 100.000 repeticiones (Albert-1896).

El primer impacto de fallas de gran envergadura debido a la inversión de esfuerzos involucró a la industria de vías férreas en la década de 1840. Fue reconocido que los ejes de las ruedas fallaban regularmente en el hombro (Peterson-

1950), tal como describe la Figura 1.2; en aquel entonces la eliminación de esquinas afiladas era recomendada. Desde que estas fallas parecían ser diferentes a las rupturas normales asociadas con pruebas monotónicas, el concepto erróneo de “cristalización” debido a la vibración fue sugerido pero luego fue refutado.

La palabra “*fatiga*” fue introducida en la misma década para describir fallas ocurridas en elementos sometidos a cargas cíclicas. Esta palabra continúa siendo usada para la descripción de una fractura debido a la inversión de esfuerzo.

Desde 1843, Rankine reconoció los caracteres distintivos de las rupturas por fatiga y subrayó el peligro de las piezas que poseen ángulos vivos (Rankine-1843).

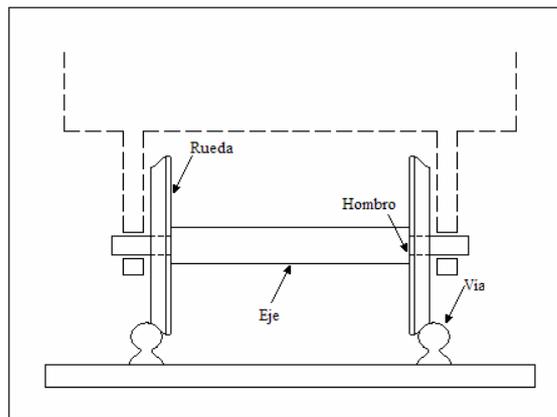


Figura 1.2 Configuración del eje de un vagón en la década de 1840.

En 1849, Hodgkinson fue encargado por el gobierno británico de estudiar las condiciones de empleo del hierro y fundición en los ferrocarriles, particularmente en la construcción de puentes metálicos. Efectuó ensayos de flexiones repetidas sobre vigas, por medio de una leva giratoria que las flectaba en su punto medio (Hodgkinson-1851).

El gobierno francés nombró en 1852 una comisión cuyo objeto era establecer si los ejes de los vehículos ferroviarios sufrían un deterioro capaz de hacer menos seguro su uso al cabo de cierto tiempo.

En Alemania desde 1852 hasta 1869, August Wöhler creó diferentes laboratorios para ensayos de fatiga construyendo las primeras máquinas,

especialmente la de *flexión rotativa*, que ha sido la base para el diseño de la mayoría de los tipos de máquinas de fatiga empleados. Estos experimentos fueron considerados en el estudio de fallas de vías férreas y también como el primer sistema de investigación de fatiga.

Usando diagramas de esfuerzo versus ciclos de vida (S-N), demostró como la resistencia a la fatiga decrece con altas amplitudes de esfuerzo y que, por debajo de cierta amplitud de esfuerzo, el espécimen de prueba no falla.

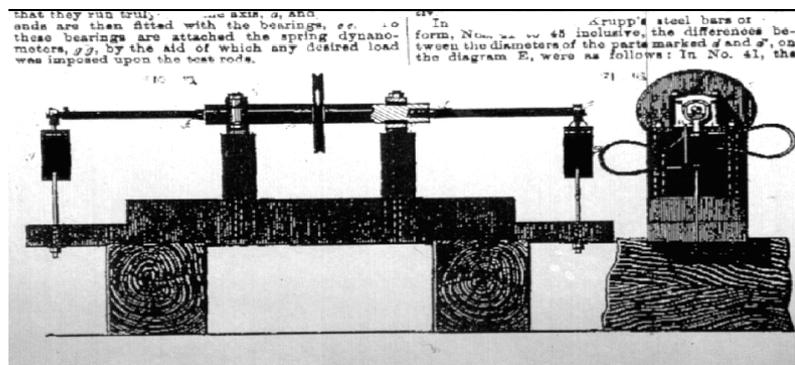


Figura 1.3 Máquina para ensayos de fatiga por flexión rotativa de August Wöhler

De este modo, Wöhler introdujo el concepto del diagrama S-N y del límite de fatiga, y formuló las leyes fundamentales de la fatiga:

*“El hierro y el acero pueden romperse bajo un esfuerzo unitario inferior, no solo a la carga de ruptura estática, sino también al límite elástico, cuando dicho esfuerzo se repite un número suficiente de veces”.*

*“La ruptura no tiene lugar, cualquiera que sea el número de sollicitaciones, si la amplitud de la sollicitación entre el esfuerzo máximo y el mínimo es inferior a cierto valor límite”.*

Este valor límite ha sido llamado por Wöhler resistencia de servicio; por Tresca, carga natural de rotura; por Bauschinger, límite elástico natural. Estas diversas denominaciones corresponden a lo que se llama hoy día límite de resistencia a la fatiga. Wöhler comprobó que si los esfuerzos cambian de sentido, el límite de resistencia a la fatiga puede ser inferior a la mitad del límite aparente de elasticidad.

Igualmente, puso en evidencia la influencia del temple y de las variaciones bruscas de sección de las piezas de acero, sobre la resistencia a los esfuerzos variables de las mismas (Wöhler-1871).

Durante las décadas de 1870 y 1890, investigadores adicionales sustentaron y expandieron el trabajo clásico de Wöhler. Gerber y otros, investigaron la influencia del límite de fatiga, y Goodman propuso una teoría concerniente a ésta. Sus nombres son todavía asociados con diagramas que involucran esfuerzo alternante y resistencia a la fatiga. El primer intento para relacionar el fallo debido a la fatiga con la aparición de la deformación plástica fue hecho por Bauschinger en 1886. Éste observó que los límites de proporcionalidad medidos en los ensayos de tensión y de compresión estáticos podían combinarse por la aplicación de un esfuerzo fluctuante, pero que podían alcanzar valores estables como los límites elásticos naturales y sugirió que estos estaban de acuerdo con el valor restrictivo de la fatiga.

Esta fue la primera indicación de que una simple reversión de compresión inelástica puede cambiar el comportamiento de los metales ante tensión-compresión. Esto fue precursor del entendimiento del endurecimiento y ablandamiento de los metales (Bauschinger-1886).

En los comienzos de 1900, Edwin, Rosenhain y Humfrey se incorporaron al estudio del mecanismo de la fatiga con la ayuda de la observación microscópica. Mostraron, por este medio, la formación de líneas de deslizamiento y fisuras en cristales de hierro que habían estado sometidos a esfuerzos repetidos (Swing-Humfrey-1903).

En 1910, Bairstow puso de manifiesto la histéresis de las deformaciones elásticas y su relación con la fatiga y Basquin demostró que el esfuerzo alternante versus el número de ciclos hasta la ruptura (S-N) en la región de vida finita puede ser representada como una relación lineal log-log (Basquin-1910).

En la década de 1920, Gough y colaboradores contribuyeron enormemente a la comprensión de los mecanismos de la fatiga. Ellos además mostraron el efecto combinado de flexión rotativa y torsión alternativa al que llamaron fatiga multiaxial (Gough-1924).

McAdams, desarrolló estudios extensivos sobre fatiga bajo corrosión en los cuales demostró una degradación significativa de la resistencia a la fatiga utilizando varias soluciones acuosas. Esta degradación era más pronunciada en aceros de alta resistencia (McAdams-1927).

Durante las décadas de 1920 y 1930, fueron muchas las personas que investigaron sobre los efectos de fatiga de los metales en Alemania, Austria, Francia, Italia, Suiza, Inglaterra y América.

Desde la segunda guerra mundial, la fatiga de los metales ha permanecido en primer plano de las preocupaciones de los ingenieros americanos. El uso frecuente del concepto de esfuerzo residual se volvió muy común en el diseño de motores aeronáuticos y vehículos armados.

Muchas de las fracturas en las uniones soldadas de los tanques y vehículos de guerra motivaron grandes esfuerzos para realizar estudios concernientes a discontinuidades preexistentes o defectos en la forma de la fractura, y a la influencia de la concentración de esfuerzos. Muchas de estas fracturas comenzaban en los vértices de las compuertas cuadradas, en cortes cuadrados y en soldaduras. En 1941, se preparó un manual que trataba de la prevención de rotura de metales sometidos a esfuerzos repetidos, para el uso de la Oficina Aeronáutica Naval de Estados Unidos de América, cuya preparación corrió a cargo del Consejo del Battelle Memorial Institute.

En 1946, la American Society for Testing and Materials (A.S.T.M.) crea el comité de investigación E-9 para el estudio de la fatiga, con Peterson como presidente de la junta, quien enfatizó que el factor de reducción del límite de fatiga, era función del factor de concentración de esfuerzos teórico, del concentrador y de la geometría del componente.

El Comet, el primer avión comercial con propulsión a chorro, entró en servicio en Mayo de 1952 después de 300 horas de vuelo de prueba. Cuatro días después de una inspección, en Enero de 1954, un Comet de matrícula G-ALYP se estrella en el mar Mediterráneo. Se suspenden los vuelos del Comet y luego de 9

semanas estos se reanudan. Días más tarde, el Comet matriculado G-ALYY se desvaneció sobre el golfo de Nápoles.

Se inmovilizan los Comet en tierra y unos días después, las autoridades retiran el certificado de navegabilidad de estos. Se recuperan los restos del Comet G-ALYP y son enviados al Real Establecimiento Aeronáutico (RAE) de Farnborough, donde se clasifican y se comienza con la difícil tarea de reensamblar las partes. En cambio los restos de otro fueron dejados donde estaban, a 3000 pies de profundidad en aguas inaccesibles.

Para simular las condiciones de vuelo, a un fuselaje del Comet se le sumerge en una piscina especialmente construida, a fin de absorber la energía de una eventual ruptura violenta de cualquier parte del fuselaje.

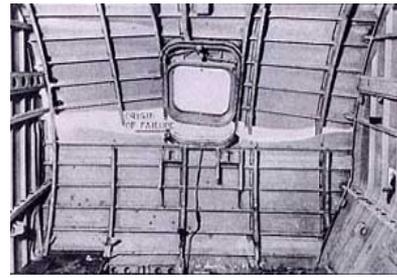
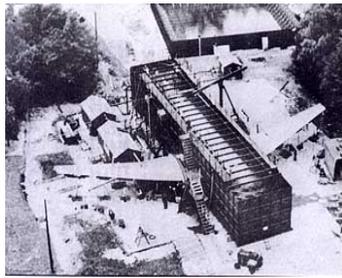


Figura 1.4 Izquierda: Piscina de Prueba del Comet; Derecha: Falla en el Comet por fatiga

Se le somete a toda clase de esfuerzos. Se presuriza y descomprime la cabina, y se flexionan las alas tratando de simular todas las condiciones del vuelo real. Después de 1830 simulaciones el fuselaje se agrietó catastróficamente, a partir del vértice de una de las ventanillas de pasajeros. Por otra parte, los paneles cuadrados en los que se habían escondido las antenas del ADF para mejorar la aerodinámica, se fatigaron y agrietaron por las juntas.

El esfuerzo de diseño de  $57 \text{ KPa}$  representaba el 40% de la resistencia a la tracción de la aleación de aluminio con la que estaba construido el fuselaje. Todos los aviones Comet se pusieron fuera de servicio y una atención adicional fue enfocada en el diseño de fatiga del fuselaje aeronáutico, en el mantenimiento y en la inspección.

En la década de los 50, más contribuciones al tema de fatiga se produjeron gracias a la introducción de ensayos controlados bajo sistemas servo-hidráulicos retroalimentados, quienes permitieron una mejor simulación de cargas aplicadas en muestras, componentes y sistemas mecánicos, y al microscopio electrónico que abrió nuevos horizontes hacia un mejor entendimiento de los mecanismos básicos de la fatiga.

La formación del Comité Especial de la ASTM sobre ensayos de fractura en aceros de alta resistencia a comienzos de los años 60 fue el inicio para la formación del Comité E-24 de la ASTM para ensayos de fractura en 1964. Este comité ha contribuido significativamente en el campo de la mecánica de la fractura y de la propagación de la fractura producida por fatiga, y fue combinado con el Comité E-09 de la ASTM en 1993 para formar el Comité E-08 sobre fatiga y fractura.

A finales de la década de los 60, el catastrófico accidente del avión de combate F-111 fue atribuido a rupturas de los elementos de sujeción debido a grietas preexistentes. A raíz de estas fallas, además de los problemas de fatiga en otros aviones de la fuerza aérea de EE.UU., surgió la necesidad de usar el concepto de la mecánica de la fractura para el programa de desarrollo del bombardero B-1 en los años 70. Este programa incluía consideraciones en la propagación de la fractura basadas en preestablecer un tamaño detectable en el inicio de la fractura por fatiga.

En 1967, el puente Point Pleasant Bridge en Point Pleasant, West Virginia, EE.UU., colapsó sin advertencia previa. Una extensiva investigación del colapso (Bennett-1973) demostró que unas pequeñas fracturas en las barras de bola, causadas por el crecimiento de una grieta hasta un tamaño crítico, fueron las responsables.

La grieta inicial fue debida a la fatiga y fatiga corrosión. Esta falla ha tenido una profunda influencia en los requerimientos de diseño subsecuentes, establecido por la American Association of State and Highway and Transportation Officials (AASHTO).



Figura 1.5 Puente de Point Pleasant colapsado.

En 1970 Elbert desarrolló un modelo cuantitativo que demostraba que la propagación de la fractura por fatiga era regida por la intensidad de esfuerzo efectiva o, más bien, por un factor de intensidad de esfuerzo aplicado. Este modelo es comúnmente utilizado para cálculos de propagación de la fractura por fatiga (Elbert-1970). Durante la década de 1970, una cooperativa internacional independiente unió esfuerzos para formular varios estándares en espectros de carga para aviación, estructuras costeras y vehículos. Estos estándares han sido utilizados por muchos ingenieros en una variedad de aplicaciones.

En Julio de 1974, la Fuerza Aérea de los EE.UU. elaboró la norma Mil A-83444, en donde se definieron los requerimientos de tolerancia de daño para el diseño de nuevas aeronaves militares. El uso de la mecánica de fractura como una herramienta para el estudio de la fatiga fue de este modo rigurosamente establecida a través de práctica y regulaciones.

Esta práctica además enfatizó la creciente necesidad de mejorar la cuantificación y la capacidad de inspección no destructiva como una parte integral de los requerimientos de tolerancia de daño.

Durante las décadas de 1980 y 1990, muchos investigadores estuvieron estudiando el problema complejo de la fatiga multiaxial en fase y fuera de fase. El método del plano crítico sugerido por Brown y Miller motivó una nueva filosofía

concerniente a este problema y muchos modelos adicionales de plano crítico fueron desarrollados (Brown-Miller-1973).

El problema de las grietas pequeñas se hizo notar durante esta época, y muchos investigadores procuraron entender su comportamiento. El problema era complejo y ganó importancia, ya que estas grietas crecían más rápido que aquellas más largas originadas por la misma fuerza. El interés en la fatiga de materiales electrónicos se incrementó, paralelamente con investigaciones significativas de fatiga termomecánica. Materiales compuestos basados en matrices de polímeros, metales y cerámicos empezaron a ser desarrollados por diferentes industrias. Estos desarrollos estuvieron fuertemente motivados por la industria aeroespacial pero a su vez involucraba otras industrias.

En 1988, el fatal accidente de la aeronave Boeing 737 de Aloha Airlines (Figura 1.6), después de realizar más de 90.000 vuelos, generó grandes consideraciones sobre daños multizona (MSD) e introdujo nuevas pautas de mantenimiento y de inspección no destructiva.

La corrosión, la fatiga corrosión, y una inadecuada inspección fueron grandes contribuyentes al problema de daños multizona que existió en diferentes tipos de aeronaves. Investigaciones fueron emprendidas para entender mejor el problema y determinar la mejor manera de hacerle frente y resolverlo.



Figura 1.6 Accidente Boeing 737 de Aloha Airlines en 1988

A su vez, en las décadas de los 80 y 90, cambios significativos en muchos aspectos del diseño en la fatiga, fueron atribuidos a los avances en la tecnología de

computación. Esto incluye software para diferentes modelos de resistencia a la fatiga y avances en la habilidad para simular solicitaciones reales bajo condiciones de amplitud variable con probetas, componentes o estructuras completas.

Programas CAE integrados que contienen simulación dinámica, análisis de elemento finito, y modelos de predicción/estimación de vida, crearon la idea de restringir las pruebas para la durabilidad de los componentes en vez de usarlo para desarrollo, incrementando el diseño digital de prototipos con menos ensayos.

En relación a los antecedentes expuestos, es evidente la necesidad de crear máquinas que ayuden a los investigadores especializados a estudiar el fenómeno de fatiga, ya que es uno de los principales causantes de fallas; máquinas que adopten nuevas tecnologías para un mejor desempeño, control y monitoreo, con una interfaz cómoda para el operador, y que sean lo suficientemente versátiles para adoptar pequeñas modificaciones requeridas por un ensayo determinado.

### *1.3.-Características fundamentales del esfuerzo en función del tiempo.*

La ley de variación de la tensión principal  $\sigma$  en función del tiempo está representada en la Figura 1.7. Las tensiones máximas y mínimas del ciclo son  $\sigma_{\max}$  y  $\sigma_{\min}$  respectivamente. La razón de estas tensiones se denomina coeficiente de asimetría del ciclo  $r$  ( $r = \sigma_{\min}/\sigma_{\max}$ ).

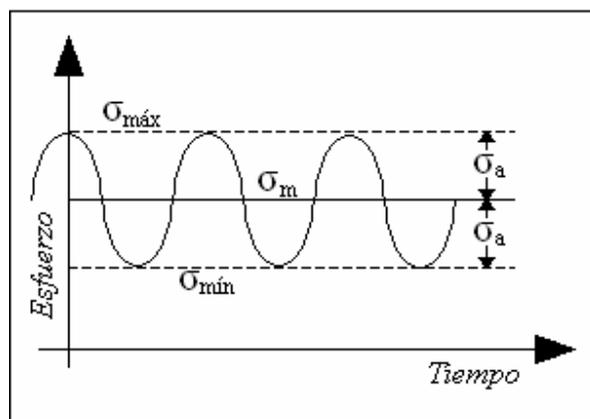


Figura 1.7 Variación del esfuerzo en función del tiempo

Cuando  $\sigma_{\max} = -\sigma_{\min}$  ( $r=-1$ ), el ciclo se denomina ciclo simétrico y ocurre particularmente en los ensayos de flexión rotativa. Si  $\sigma_{\min}=0$  ó  $\sigma_{\max}=0$  se dice que el ciclo es de pulsación. Un ejemplo de este ciclo son las sollicitaciones de los dientes de un engranaje al transmitir un torque.

Los ciclos con iguales valores de  $r$  se denominan ciclos semejantes. Cualquier ciclo puede ser interpretado como el resultado de la superposición de la tensión constante  $\sigma_m$  y la tensión que varía según el ciclo simétrico de amplitud  $\sigma_a$ , donde:

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

El proceso de formación de la grieta en el caso de tensiones alternadas está relacionado con la acumulación de deformaciones plásticas. Por lo tanto, es de esperar que la resistencia a la fatiga se determine solamente por las tensiones máximas y mínimas del ciclo, y no depende de la ley de variación de las tensiones dentro del intervalo  $[\sigma_{\max}, \sigma_{\min}]$ . Para juzgar la resistencia a la fatiga del ciclo es suficiente conocer solamente los valores de  $\sigma_{\max}$  y  $\sigma_{\min}$  ó  $\sigma_m$  y  $\sigma_a$ .

#### ***1.4.-Ensayos de fatiga.***

Para obtener medidas cuantitativas de resistencia a la fatiga, es necesario realizar ensayos bajo condiciones controladas y, para ello, se dispone de una amplia variedad de máquinas. Se pueden adoptar diferentes métodos de ensayo de fatiga, desde los ensayos de laboratorio con probetas, bajo las más simples condiciones de esfuerzo, a los ensayos a escala natural de componentes y estructuras bajo condiciones simuladas de lo que ocurre en la práctica.

Los ensayos de laboratorio se usan principalmente para determinar la influencia sobre la resistencia a la fatiga de factores como elementos de aleación, tratamientos térmicos o acabados superficiales, ya que los resultados se pueden obtener rápida y económicamente, y tales ensayos se pueden hacer en probetas lisas o entalladas, a baja o altas temperaturas o bajo condiciones corrosivas.

A diferencia de algunas áreas de los ensayos mecánicos, son muchos los dispositivos de prueba y diseños de probetas que se han desarrollado para los ensayos de fatiga. Estos dispositivos son comercializados para proveer a laboratorios con la capacidad de conducir las pruebas. Las probetas para los ensayos son principalmente determinados por el modo de carga a las que serán sometidas:

- Esfuerzo directo (axial).
- Flexión plana.
- Flexión rotativa.
- Torsión alternativa.
- Esfuerzo combinado o multiaxial.

En las máquinas de esfuerzo directo, la probeta está sometida a esfuerzos de tracción-compresión alternativamente. Las máquinas de fatiga por flexión son de dos tipos, una de flexión pura en la que la probeta es flectada repetidamente de un sentido al otro, y la máquina de flexión rotativa, donde la probeta se soporta como una viga y se carga con pesos muertos aplicados por medio de cojinetes, que permiten que gire, así las fibras superiores de la probeta estarán a tracción mientras que las inferiores estarán a compresión y, cuando la probeta gire media vuelta, las fibras a tracción quedarán a compresión y viceversa. Las máquinas de torsión alternativa que aplican a la probeta un torque de magnitud y sentido variable, y por último, las máquinas de esfuerzo multiaxial que combina el efecto de flexión rotativa y torsión alternativa.

Las máquinas pueden ser clasificadas según el tipo de carga que aplican (torsión, flexión, carga axial), y según las características operativas de la máquina (eléctrica, electromecánica, servo hidráulica, etc.). Sin embargo, existen del tipo universal que son capaces de realizar todas las formas de aplicación de carga, dependiendo del arreglo utilizado. Sean simples o complejas, todas las máquinas de fatiga constan de los mismos componentes básicos:

- La estructura.
- Dispositivos de sujeción.
- Probeta.
- Sistema de aplicación de carga o de accionamiento.

- Controles y monitores.

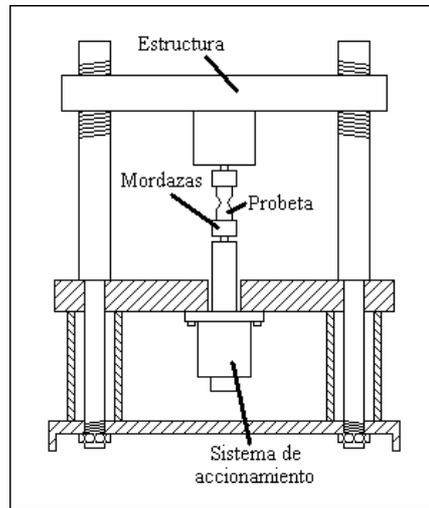


Figura 1.8 Esquema de una máquina electro hidráulica de fatiga axial

La estructura es aquella que reacciona a las fuerzas aplicadas a la probeta por el sistema de accionamiento. Varían en capacidad, conveniencia de uso y espacio, y sensibilidad a la alineación. Por lo general, la estructura debe soportar el sistema de accionamiento, dispositivos de sujeción, la probeta y todos los dispositivos de control y monitoreo. El sistema de accionamiento es el rasgo más significativo de las máquinas para ensayos de fatiga y usualmente es activado eléctricamente. El sistema más simple utiliza motores eléctricos para actuar sobre las probetas a través de levas, mordazas rotativas, etc. En máquinas electrohidráulicas, el motor acciona bombas hidráulicas para proveer presión de servicio y así tener control de movimiento y fuerza de un actuador de pistón hidráulico. Excitación electromagnética puede ser utilizada para aplicar la carga directamente sobre la probeta o sobre un sistema inercial de carga.

El anclaje apropiado no es simplemente la unión entre la probeta y el sistema de accionamiento. La falla en los dispositivos de sujeción a veces ocurre antes que la probeta. Frecuentemente, dispositivos de sujeción satisfactorios surgen después del diseño de la probeta. Debe tenerse mucho cuidado en el diseño de estos dispositivos y de su interacción con la probeta para evitar desalineamientos. Mordazas o mandriles

son comúnmente utilizados para probetas rotativas y son diseñadas para que no ocurra un fenómeno de fatiga superficial conocido como “fretting”, para que la probeta tenga las medidas correctas y para que no se dañen por el constante montaje y desmontaje de los ensayos.

La probeta es el elemento a ensayar. Es realizada con el material al que se le quiere determinar su comportamiento ante el fenómeno de fatiga y debe ser realizada con procesos de fabricación indicados bajo una normativa preestablecida y según el tipo de ensayo y la máquina.

Por último, las máquinas cuentan con controles y controladores, manuales o automáticos, que mantienen en orden los parámetros del ensayo. Los controladores terminan el ensayo a un estatus predeterminado (falla, número determinado de ciclos, etc.) y mantienen una velocidad determinada para la inversión de la carga. Los controles corresponden a la interfaz entre la máquina y el operador, donde éste introduce los parámetros del ensayo, como la carga máxima y su frecuencia, y se monitorean otros como el número de ciclos de esfuerzo a los que se ha sometido la probeta.

#### ***1.4.1.- Ensayos de fatiga por flexión rotativa.***

Se puede decir que las mayorías de las investigaciones de fatiga se realizan en máquinas de flexión rotativa. En parte, es debido a que estas máquinas son seguras, baratas y requieren poca atención, pero también porque el tipo de esfuerzo es igual al que se aplica a un gran número de componentes en las condiciones de servicio.

La diferencia esencial entre un eje estacionario y un eje rotatorio sujetos al mismo momento flector es que en el eje estacionario los esfuerzos a tensión están confinados en una sola porción de la periferia y en un eje rotativo cada punto de la periferia sostiene esfuerzos a tensión y luego esfuerzos a compresión cada vez que da una vuelta. El ensayo a la fatiga básico es el concebido por Wöhler en el cual una probeta lisa, entallada o, el componente mismo es sometido a una carga variable de amplitud constante determinándose el número de ciclos necesarios para que se produzca la iniciación de la fisura por fatiga o una cantidad dada de propagación.

La carga puede aplicarse de 3 maneras:

1. En el extremo de una probeta que está empotrada por su otro extremo. El momento de flexión  $M$  varía linealmente con la distancia a la sección considerada del eje de aplicación de la carga  $P$  (Figura 1.9).
2. En el centro de la probeta que reposa sobre apoyos en sus dos extremos, con aplicación de la carga en un punto (Figura 1.10). El momento de flexión es constante entre los dos puntos centrales en este caso.
3. La sollicitación se aplica en dos puntos. El momento de flexión es entonces constante en toda la longitud de la probeta, e igual al producto de la fuerza por la distancia entre los dos puntos de aplicación de la carga (Figura 1.11).

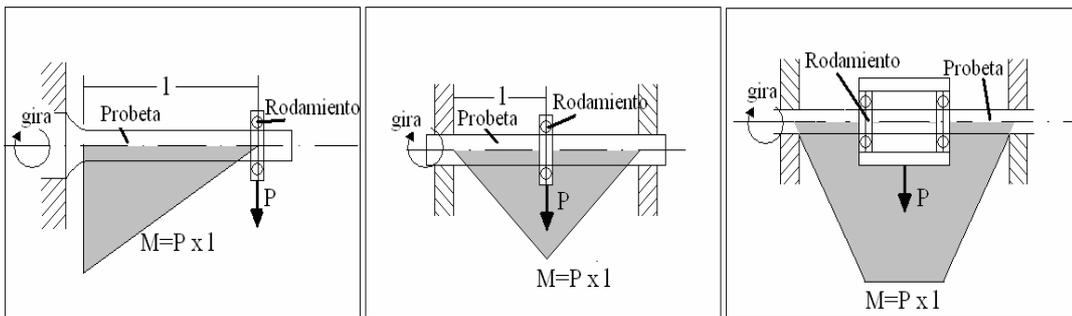


Figura 1.9 Flexión Rotativa en voladizo

Figura 1.10 Flexión rotativa sobre dos apoyos

Figura 1.11 Flexión rotativa sobre dos apoyos cargados

Hay dos limitaciones importantes para este método de ensayo. Primero está limitado a probetas cilíndricas, y segundo, que la probeta puede estar sometida solamente a esfuerzos alternantes.

En cada caso la probeta gira a una cierta velocidad, de 1500 a 6000 r.p.m., y soporta el esfuerzo por medio de una mordaza montada sobre un rodamiento de bolas.

Se tiene un eje de aplicación de la carga rigurosamente vertical, que permite la flexión de la probeta utilizando un rodamiento de bolas orientable. Los esfuerzos que actúan sobre cada fibra varían en función del tiempo según una ley sinusoidal con un valor medio nulo. Cada revolución corresponde a un período o ciclo de esfuerzo.

En las fibras externas, que son las más solicitadas, la amplitud de la variación del esfuerzo es máxima. Es esta variación de amplitud la que interviene en flexión

rotativa, permaneciendo constante la frecuencia de las revoluciones durante toda la duración del ensayo.

El valor del esfuerzo en la fibra externa se calcula en cada caso por la fórmula de Navier, que indica que tal esfuerzo es directamente proporcional al producto de momento flector aplicado por el radio de la probeta e inversamente proporcional al momento de inercia de la sección transversal.

### ***1.5.-Probetas para ensayos de fatiga por flexión rotativa.***

El tipo de la probeta utilizada va a depender del tipo de ensayo, del equipo, su capacidad, y la disponibilidad del material. La preparación de las probetas requiere el máximo cuidado y consta de las siguientes operaciones:

- Torneado en torno de precisión, lubricado abundantemente para que la temperatura no supere los 50° C, y dejando 0,2mm de tolerancia.
- Rectificado con muela finísima y refrigeración abundante.
- Pulido especular.
- Control microscópico de la superficie.

Es necesario el pulido especular para eliminar las pequeñas estrías producidas por los granos abrasivos de la muela, ya que éstas disminuyen notablemente la resistencia a la fatiga por representar un inicio de rotura.

Las probetas utilizadas por los diferentes experimentadores que han estudiado la flexión rotativa son muy diversas, tanto del punto de vista de la forma como de las dimensiones. Unos han empleado probetas cilíndricas o cónicas, y algunos han adoptado débiles radios en las uniones de las partes empotradas.

El ejemplo más significativo para este trabajo, es la probeta para ensayos de fatiga por flexión rotativa dispuesta en la norma ASTM E466 tal como se muestra en la Figura 1.12.

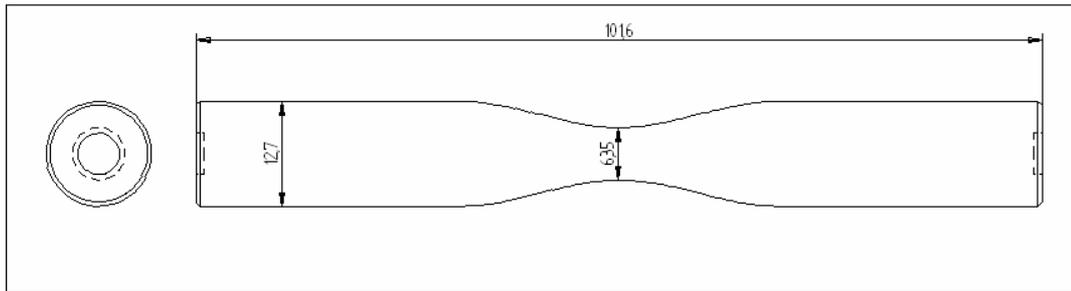


Figura 1.12 Probeta para ensayos de Fatiga por Flexión Rotativa según la norma ASTM E466

Se calcula el esfuerzo ( $L/M^2$ ) para la sección de la rotura que, si no existe ningún defecto, debe producirse hacia la mitad de la probeta, que no necesariamente corresponde a la sección con mayor momento flector. Si la rotura ocurre fuera de la sección de esfuerzo máximo se debe a efectos locales.

### ***1.6.-Diagrama S-N.***

Históricamente, antes del desarrollo de la mecánica de fractura, que permitió estudiar la fatiga en metales como un problema del crecimiento de grieta, la única información que se disponía para los diseños sometidos a fatiga era la curva que relaciona la tensión aplicada con el número de ciclos hasta la rotura  $N$ , que normalmente se representa en el plano semi-logarítmico resistencia a la fatiga vs.  $\log(N)$ . Este es el diagrama S-N y muestra directamente la percepción natural de la fatiga en términos de resultados experimentales. Sin embargo, no proporciona indicación alguna sobre la disminución de la rigidez, el mecanismo de daño, la presencia de grietas o el cambio en la característica de los materiales como consecuencia del proceso de degradación. La curva S-N relaciona simplemente la tensión cíclica de amplitud constante, normalmente en función de la tensión máxima, con el número de ciclos esperados  $N$  antes de que aparezca el fallo.

Mediante ensayos repetidos (si se dispone del número suficiente de probetas) se puede determinar el número de ciclos que resiste la probeta hasta la fractura en función de la magnitud de la tensión máxima del ciclo.

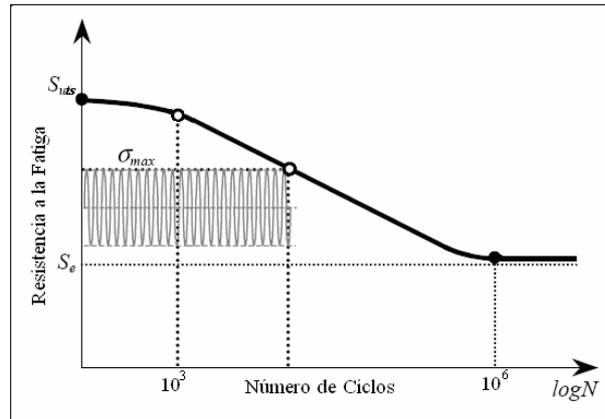


Figura 1.13 Diagrama S-N o Curva de Wöhler

Esta dependencia tiene el aspecto de la curva de la Figura 1.13. Como el número de ciclos aumenta rápidamente al disminuir la tensión máxima, es preferible ubicar sobre el eje de las abscisas el logaritmo de  $N$ , y en las ordenadas el valor de la tensión máxima, lo que permite construir el diagrama de manera más compacta.

Los resultados de los ensayos de fatiga pueden estar significativamente influenciados por las propiedades y por la historia de material base, de la operación utilizada durante la preparación de la probeta, de la máquina de fatiga y de los procedimientos de prueba usados durante la generación de los datos. La presentación de los resultados del ensayo de fatiga debería incluir información básica sobre el material, probetas y ensayo, para incrementar la utilidad de los resultados y para reducir a un mínimo la posibilidad de mal interpretación o de una aplicación inapropiada de estos resultados.

Un rasgo característico del comportamiento a la fatiga es la dispersión en los resultados de los ensayos. Parte de la dispersión puede atribuirse a errores experimentales, como una mala alineación de la probeta o una determinación inexacta del valor del esfuerzo. Pero lo que parece cierto es que la dispersión es una característica inherente del comportamiento de la fatiga.

El conjunto de conocimientos disponibles sobre la falla a la fatiga, desde  $N=1$  hasta  $N=1000$  ciclos, por lo general se clasifica como fatiga de bajo ciclaje. Entonces,

la fatiga de alto ciclaje tiene que ver con las fallas correspondientes a ciclos de esfuerzos mayores de  $10^3$  ciclos.

También se hace notar una diferencia entre una región de vida finita y vida infinita. La frontera entre las regiones no se puede definir con claridad excepto para un material específico, pero se ubica en algún punto entre  $10^6$  y  $10^7$  ciclos para aceros.

El procedimiento usual para determinar el diagrama S-N consiste en ensayar la primera probeta a una tensión elevada, a la que es de esperar que se rompa después de un corto número de ciclos, por ejemplo una tensión aproximadamente igual a  $2/3$  de la resistencia a la tracción estática del material. La tensión se va disminuyendo en el ensayo de cada una de las probetas sucesivas hasta que una o dos no rompan en el número especificado de ciclos (por lo general  $10^7$ ). La tensión máxima a la que se consigue que una probeta no rompa, después de un número indefinido de ciclos, se toma como límite de resistencia a la fatiga.

### ***1.7.- Resistencia a la fatiga y límite de fatiga.***

La resistencia a la fatiga es el valor máximo del esfuerzo alternante, representada en los diagramas S-N, que origina el fallo por fatiga a N ciclos.

En algunos materiales se produce un valor asintótico a partir de un número determinado de ciclos, alrededor de  $10^6$  y  $10^7$ . Esto se suele dar en aceros y en aleaciones de titanio. En las curvas correspondientes a otros materiales existe una disminución de la tensión a medida que aumenta el número de ciclos necesarios para romper la probeta.

Para las curvas con dicho valor asintótico se define a éste como el límite de fatiga ( $S_e$ ) y no es más que la máxima tensión que no produce rotura, cualquiera que sea el número de ciclos para el cual existe aplicación de cargas.

La aparición de un límite de fatiga puede explicarse si existe un cambio gradual en la estructura del metal, inducido por los esfuerzos cíclicos, que contrarresta el efecto perjudicial del esfuerzo.

De manera análoga, pero en otras máquinas, se realizan los ensayos y se determinan los límites de fatiga cuando actúan fuerzas axiales, de torsión y de deformaciones compuestas, ya que el límite depende también del procedimiento de los ensayos y no sólo de las propiedades del material. Al formarse la grieta, la magnitud de las tensiones y las leyes de su distribución dentro de la probeta varían en función de las condiciones del desarrollo posterior de la grieta. Estas condiciones dependen, a su vez, de las dimensiones absolutas de la probeta y del carácter de la aplicación de las fuerzas exteriores.

Como resultado de todo esto, el límite de fatiga que se obtiene en ensayos de tracción-compresión resulta ser de un 10% a un 20% inferior al límite de fatiga correspondiente a la flexión, y en el caso de torsión de probetas macizas es diferente al límite obtenido para las probetas huecas.

Actualmente para muchos materiales se han obtenido ya los límites de fatiga y éstos figuran en los manuales. De estos datos se ve que, para la mayoría de los metales, el límite de fatiga en ciclo simétrico es inferior al límite de fluencia.

### ***1.8.-Efecto de la concentración de tensiones sobre la resistencia a la fatiga.***

Uno de los factores fundamentales que se deben considerar en los cálculos prácticos de la resistencia a la fatiga es la concentración de las tensiones. Como las piezas reales de las máquinas contienen lugares donde la forma del cuerpo varía bruscamente, tales como filetes, chaveteros, roscas, agujeros pasantes y surcos, no es de sorprender que las grietas de fatiga se inicien generalmente en esas irregularidades geométricas.

Una de las mejores maneras de combatir las roturas por fatiga es la reducción al mínimo posible de los concentradores de tensiones mediante un diseño adecuado y evitando la aparición accidental a través de una mecanización y fabricación cuidadosa.

Se pueden producir también tales concentraciones por rugosidad de la superficie o por la presencia de singularidades metalúrgicas, tales como la porosidad, inclusiones y el sobrecalentamiento local en el rectificado.

El efecto de los concentradores de tensiones se estudia mediante probetas entalladas, normalmente en forma de V, o también con entalla circular.

El factor de reducción de la resistencia a la fatiga  $K_f$  sirve para evaluar la efectividad de la entalla en su acción de reducir la resistencia a la fatiga del material, y se define como la relación entre el límite de fatiga de las probetas sin entallas al mismo valor de la probeta entalladas, para un determinado material en un ensayo concreto y con el mismo ciclo de carga. Es un valor constante para cada material y para cada tipo de entalla, y varía con:

- La severidad de la entalla.
- Tipo de entalla.
- Tamaño de la probeta.
- Nivel de tensiones.
- Tipo de material.

Siendo  $K_t$  el factor teórico de concentración de tensiones definido para relacionar el esfuerzo máximo real en la discontinuidad con el esfuerzo nominal ( $\sigma_{\max}/\sigma_{\text{nom}}$ ), cuando se realizan ensayos en condiciones de inversión completa de carga (ciclos alternativos simétricos), en los que  $\sigma_m=0$ , se observan normalmente dos tendencias:

- $K_f$  es casi siempre menor que  $K_t$ .
- $K_f/K_t$  disminuye cuando aumenta  $K_t$ .

Esta segunda tendencia explica cómo el concentrador de tensiones reduce el límite de fatiga. Entallas muy agudas producen un efecto en la resistencia a la fatiga mucho menor de lo que cabría esperar. Esto se debe a la variación de  $K_t$  con respecto a  $K_f$ . Se comprueba experimentalmente que hay tamaños de grieta (para grietas muy pequeñas o críticas) que no producen nunca rotura por fatiga.

La sensibilidad a la entalla  $q$  de un material se define como  $q=(K_f-1)/(K_t-1)$ , donde  $q$ , por lo general, está entre cero y uno. Si  $q=0$  entonces  $K_f=1$ , y el material no tiene sensibilidad en absoluto a la entalla. Por otra parte, si  $q=1$ , entonces  $K_f=K_t$ , y el material tiene total sensibilidad a la entalla. Sin embargo,  $q$  no es una verdadera constante del material porque varía con la severidad y tipo de la entalla, el tamaño de

la probeta y el tipo de carga. La sensibilidad a la entalla aumenta con las dimensiones de la sección y con la resistencia a la tracción.

### ***1.9.-Factores que modifican el límite de fatiga.***

Se ha visto que la probeta para los ensayos de fatiga que se realizan en el laboratorio para determinar los límites de fatiga, se prepara con mucho cuidado y se ensaya bajo condiciones muy controladas. En cambio, en aplicaciones reales, existen diferentes factores que modifican el límite de fatiga que incluyen la condición de superficie, tamaño, carga, temperatura y otros. A continuación se desglosan estos factores:

#### ***1.9.1.-Factor de superficie.***

Se ha comprobado experimentalmente que el acabado superficial de las probetas tiene una influencia considerable en el límite de fatiga, debido a que las grietas se inician en la superficie del material.

La presencia de marcas de mecanizado en la superficie del material disminuye el límite de fatiga, porque dichas marcas actúan como concentradores de esfuerzos y es aquí donde se inician las grietas. Cuanto mayor sea la rugosidad superficial más bajo será el valor del límite de fatiga. Un pulido metalográfico mejorará el valor del límite de fatiga, haciendo más resistente al material.

Hay una extensa comprobación experimental de que las propiedades de fatiga son muy sensibles a la condición de la superficie. Los factores que afectan a la superficie de una probeta de fatiga se pueden dividir de manera general en tres categorías:

- Rugosidad de la superficie o concentradores de tensiones en la superficie.
- Variaciones en las propiedades superficiales.
- Variaciones en el estado de tensiones residuales de la superficie.

Además la superficie está sujeta a corrosión y oxidación.

### **1.9.2.-Factor de Tamaño.**

Un problema práctico importante es la predicción del comportamiento en fatiga de miembros grandes de máquinas a partir de los resultados obtenidos en los ensayos de laboratorio con probetas pequeñas. La experiencia ha demostrado que en la mayoría de los casos existe un efecto de tamaño, es decir, la resistencia a la fatiga de miembros grandes es más baja que el del las probetas pequeñas.

Los fallos reales en piezas grandes suelen ser directamente atribuibles a concentraciones de tensiones, de existencia intencionada o accidental, y resulta casi siempre imposible conseguir esta misma concentración y el mismo gradiente de tensiones en las probetas de laboratorio de tamaño pequeño.

Existen investigaciones que permiten obtener un factor de tamaño  $K_b$  que afecta al valor del límite de fatiga (Shigley-2002). Este factor viene dado para flexión y torsión como:

$$K_b = \begin{cases} (d/0,3)^{-0,107} = 0,879 \cdot d^{-0,107} & \text{para } 0,11 \leq d \leq 2 \text{ pulg} \\ 0,859 - 0,02125 \cdot d & \text{para } 2 < d \leq 10 \text{ pulg} \end{cases}$$

Para carga axial no hay efecto de tamaño

### **1.9.3.-Fatiga bajo tensiones combinadas.**

Muchas piezas de máquinas deben resistir cargas complejas con componentes tanto alternantes como estáticas. Aunque los datos existentes sobre los fallos por fatiga bajo tensiones combinadas son más escasos y menos de fiar que los relativos a la fluencia estática, se pueden hacer algunas generalizaciones. Los ensayos de fatiga con diferentes grados de flexión y torsión muestran que el criterio de la energía de distorsión el que mejor se ajusta a los resultados en el caso de los metales dúctiles. Para los materiales frágiles el mejor criterio de fallo es el de la teoría de tensión principal máxima.

#### ***1.9.4.- Factor de Temperatura.***

Para temperaturas por debajo del ambiente, cuanto más baja sea la temperatura, más alto será el límite de fatiga. A temperaturas altas, por encima de la temperatura ambiente, el valor del límite de fatiga disminuye, lo que implica una menor resistencia a la fatiga de los materiales, ya que las altas temperaturas favorecen los mecanismos de propagación de las grietas.

Un caso particular es el acero al carbono con 0,17% de C. En este acero aumenta el valor del límite de fatiga ( $S_e$ ) asociado a un mecanismo de endurecimiento que se hace efectivo a una temperatura que oscila entre 200°C y 400°C. Los materiales férreos, que suelen mostrar un límite de fatiga definido en los ensayos a la temperatura ambiente, ya no lo tienen cuando se ensayan a temperaturas superiores a 420°C aproximadamente. Los ensayos de fatiga dependen de la frecuencia cuando se realizan a temperatura elevada, por lo que se acostumbra a registrar la duración temporal hasta el fallo junto con la duración en ciclos de carga.

#### ***1.9.5.-Fatiga térmica.***

Se produce debido a las tensiones que se originan en el material por las dilataciones y contracciones que ocurren en piezas estructurales sometidas a variaciones de temperatura. Son tensiones internas de tipo residual (por debajo del límite elástico), debido a la imposibilidad del material para dilatarse y contraerse libremente. No es necesaria la aplicación de esfuerzos externos. Estas tensiones dependen del coeficiente de dilatación térmica ( $\alpha$ ), del módulo de Young (E) y de la variación de la temperatura ( $\Delta T$ ), según la ecuación:  $\sigma = \alpha * E * \Delta T$ .

Un material que se ve afectado por esta clase de fatiga es el acero inoxidable austenítico, debido a que tiene un coeficiente de dilatación alto y además una mala conductividad térmica.

#### ***1.9.6.-Frecuencia de aplicación de los ciclos de carga.***

Se observa que hasta 10000 o 12000 ciclos por minuto la frecuencia no tiene ningún efecto en el límite de fatiga. Se empieza a apreciar algo de influencia de este

factor a partir de unos 30000 ciclos por minuto, en donde se observa que frecuencias tan altas elevan ligeramente el valor del límite de fatiga (hacen al material más resistente).

#### ***1.9.7.- Esfuerzos residuales.***

Los esfuerzos residuales mejoran el límite de fatiga. En general, si el esfuerzo residual en la superficie de la parte es de compresión dicho límite mejora. Las fallas por fatiga parecen ser fallas de tensión, o al menos las provoca un esfuerzo de tensión, por tanto, cualquier cosa que reduzca el esfuerzo de tensión también reducirá la posibilidad de una falla por fatiga.

Las operaciones como el laminado, martillado, troquelado y forjado acumulan esfuerzos de compresión en la superficie de la parte y mejoran mucho el límite de fatiga. Por su puesto, el material no se debe trabajar hasta dejarlo exhausto.

#### ***1.9.8.-Fatiga corrosión.***

Es de esperar que las partes que operen en una atmósfera corrosiva tengan una menor resistencia a la fatiga. Por su puesto que es cierto y de debe al debastado o picadura de la superficie causado por el material corrosivo. Pero el problema no resulta tan simple como el de encontrar el límite de fatiga de una probeta que se ha corroído. La razón es que la corrosión y el esfuerzo ocurren al mismo tiempo. Básicamente, esto significa que al paso del tiempo cualquier parte fallará cuando se someta a esfuerzos repetidos a una atmósfera corrosiva. No existe límite de fatiga. Por consiguiente el problema del diseñador se reduce a tratar de minimizar los factores que afectan la vida a la fatiga corrosiva. Estos son:

- Concentración de electrolitos.
- Oxígeno disuelto en electrolitos.
- Temperatura.
- Rapidez del movimiento del fluido alrededor de la probeta.
- Hendiduras locales.

***1.10.-Medidas prácticas para el incremento de la resistencia a la fatiga.***

Al diseñar piezas que trabajan a tensión alternativa, se recomienda recurrir a las siguientes medidas, para aumentar la resistencia a la fatiga:

- Emplear materiales que sean lo más homogéneo posible, libres de focos de concentración de tensiones (grietas, burbujas de gas, incrustaciones no metálicas, etc.).
- Dar a las piezas configuraciones que reduzcan la concentración de tensiones. No se debe admitir que se pase de una dimensión de la sección a otra sin curvas que suavicen esta transición.
- Elaborar cuidadosamente la superficie de la pieza, puliéndola incluso, para eliminar las diminutas rayas, puesto que éstas pueden ser el comienzo de una futura grieta de fatiga.
- Emplear métodos especiales para aumentar la resistencia a la fatiga como consolidación superficial, entrenamiento de las piezas con cargas elevadas de poca duración, etc.

### **2.1.-Metodología del diseño.**

Diseñar es formular un plan para la satisfacción de una necesidad específica o resolver un problema. Si el plan propicia la creación de algo que tiene una realidad física, entonces el producto debe ser funcional, seguro, confiable, competitivo, útil y que se pueda fabricar y comercializar.

El diseño en ingeniería mecánica es el diseño de objetos y sistemas de naturaleza mecánica: piezas, estructuras, mecanismos, máquinas, dispositivos e instrumentos diversos. En su mayor parte, el diseño mecánico hace uso de las matemáticas, las ciencias de uso de materiales y las ciencias mecánicas aplicadas a la ingeniería.

La metodología del diseño es una guía general de los pasos que pueden seguirse para dar al ingeniero cierto grado de dirección para la solución de problemas. Los diseñadores emplean un gran número de combinaciones de pasos y procedimientos de diseño, y es un medio efectivo para proporcionar resultados organizados y útiles.

De manera general, las fases de la metodología del diseño son:

- Definición del problema.
- Tormenta de ideas.
- Fase de decisión.
- Desarrollo y optimización.
- Construcción y especificaciones.

A menudo se describe el proceso total de diseño empezando con la identificación de una necesidad y con una decisión de hacer algo al respecto, y después de muchas iteraciones, el proceso finaliza con la presentación de los planes para satisfacer tal necesidad. A continuación se examinarán en detalle estos pasos de la metodología del diseño.

### **2.2.- Definición del problema.**

Es importante en cualquier actividad constructiva dar una definición clara de los objetivos para así tener una meta hacia la cual dirigir todos los esfuerzos. La

identificación de la necesidad de un diseño se basa en datos de varios tipos: estadísticas, entrevistas, datos históricos, observaciones personales, datos experimentales o proyecciones de conceptos actuales.

Definir es establecer los límites; es delimitar el problema y el alcance de la solución que se está buscando. Es indicar lo que se quiere hacer y a dónde se quiere llegar. Definir un problema es la parte más complicada en el proceso de diseño. Una equivocación a esta altura representa un enorme error al final.

Esto se puede lograr de la siguiente manera:

- Comprensión del problema: efectuar entrevistas, informes.
- Recopilación de datos: realizar encuestas, efectuar mediciones.
- Analizar los datos: comprobar hipótesis, establecer relaciones causa-efecto.
- Formulación del problema: sintetizar de la mejor forma todo lo hallado.

En vista de que las máquinas existentes para la realización de ensayos de fatiga por flexión rotativa presentan deficiencias y son poco versátiles, se crea la necesidad de diseñar un equipo que carezca de estas deficiencias, que optimice tanto el montaje de las probetas como la ergonomía implicada en su operación. Luego se presenta el problema de fabricación basado en el diseño óptimo que se obtenga y en donde se deberá seleccionar el mejor orden para su construcción y así poder establecer la factibilidad de producción del equipo.

Para minimizar estas deficiencias al realizar ensayos de fatiga por flexión rotativa, se deben tomar en consideración ciertas restricciones para llegar a una solución que cumpla con las necesidades del usuario. A continuación se definirán dichas restricciones:

- Facilitar el montaje de la probeta a ensayar.
- Optimizar el sistema de sujeción de las probetas.
- Mejorar el sistema de control utilizando equipos digitales para la medición de ciclos y caudal para el ensayo de corrosión.
- Optimizar el mecanismo de fijación de la carga a aplicar.
- El operador deberá trabajar de una manera cómoda al momento de realizar el ensayo.

- El costo para la construcción de la solución obtenida debe ser competitivo de manera que sea factible su comercialización.
- La mayor cantidad de materiales que estén disponibles en el mercado.

### ***2.3.-Tormenta de ideas.***

Una vez que se ha definido y establecido el problema en forma clara, es necesario recopilar ideas preliminares a partir de las cuales se pueden asimilar los conceptos del diseño. Esta es probablemente la parte más creativa en el proceso de diseño, puesto que en la etapa de identificación del problema solamente se han establecido limitaciones generales. El diseñador puede dejar que su imaginación considere libremente cualquier idea que se le ocurra. Mediante el método de la Tormenta de Ideas, se presentarán las siguientes alternativas para llegar la solución mas adecuada al problema planteado.

#### ***2.3.1.-Propuesta N°1.***

En esta propuesta la máquina está formada por una bancada sobre la que van montados los soportes de la probeta, el motor y un cuentarrevoluciones. En el interior de la bancada va ubicado un dispositivo a manera de romana para aplicar la carga, provisto de una pesa deslizante y de un contrapeso para equilibrar el brazo. Sobre el cable de acero van montados los anillos portacargas provistos de tirantes verticales articulados en el travesaño. El punto medio de este travesaño se une a un brazo de la romana, por lo que desplazando la pesa se varía la carga. Dos micrómetros centesimales permiten medir la flecha durante la prueba. Los soportes de la probeta y de los dos anillos portacargas están equipados con cojinetes oscilantes de bolas.

#### ***2.3.2.-Propuesta N°2.***

Esta propuesta consta de una base de acero, en donde va montado un motor trifásico de dos polos de 3450 r.p.m., en donde se conecta un primer eje, a través de un acople tipo estrella con interfaz de goma; este eje va apoyado sobre un par de cojinetes de bola para reducir los esfuerzos de torsión; en el otro lado de este primer

eje se coloca una mordaza para la sujeción de la probeta. El otro extremo de la probeta se sujeta con otra mordaza acoplada a un segundo eje que posee en la otra extremidad un rodamiento montado en una horquilla unida a un mecanismo de brazo mediante el cual se le aplica la carga flectora. Posee un PLC que se encarga de registrar el número de ciclos del ensayo, controlar el variador de frecuencias que cambia la velocidad, y detiene inmediatamente el motor al recibir la señal de un botón de parada al momento de romper la probeta.

### ***2.3.3.-Propuesta N°3.***

En esta propuesta se tiene un motor eléctrico trifásico de dos polos controlado por un variador de frecuencia apoyado sobre una mesa de acero, dicho motor tiene como finalidad fijar las revoluciones por minuto a las que gira el ensayo. Al igual que la propuesta uno, la sollicitación se aplica en dos puntos. El momento de flexión es entonces constante en toda la longitud de la probeta, e igual al producto de la fuerza por la distancia entre los dos puntos de aplicación de la carga. En cada punto se encuentran cojinetes de bolas para reducir el esfuerzo torsional y para aplicar la carga se cuenta con un mecanismo de tijera accionado mediante un tornillo. La fuerza es monitoreada a través de un dinamómetro digital; en el extremo final se coloca un contador de ciclos y cuenta con un botón de parada automático.

### ***2.3.4.-Propuesta N°4.***

En una base de acero se coloca de manera transversal un motor eléctrico trifásico con un variador de frecuencia que permite un intervalo de velocidad de 1800 a 5000 r.p.m. Acoplado al eje se encuentra un tornillo sin fin que transmite el movimiento a una camisa a través de un engranaje. Dicha camisa se apoya en dos rodamientos de bolas y se encarga de sujetar la probeta utilizando para ello un mecanismo de husillo. El otro extremo de la probeta se empotra en un cojinete en el que se suspenden pesos muertos a través de una horquilla y una barra colectora. Se coloca un sensor inductivo en el eje del motor con el fin de registrar el número de ciclos del ensayo y un dispositivo automático de parada.

### **2.3.5.-Propuesta N°5.**

La máquina consta de una bancada robusta con un puente sobre el que va un soporte con manguito unido a una polea accionada por el motor eléctrico a través de una correa. En el manguito se sitúa y se fija la parte central de la probeta y de esta forma toma de la polea un movimiento de rotación. Los dos extremos de la probeta se alojan en los anillos de los que se suspenden las cargas flectoras. Se colocan rodamientos de bolas o de rodillos entre los anillos y los extremos de la probeta para reducir los esfuerzos de torsión. Para conocer el número de ciclos se utiliza un cuentarrevoluciones acoplado a la probeta en uno de sus extremos. Los pesos flectores varían entre 5 y 50 Kg, y puede girar a 2000 y a 4000 r.p.m. También se pueden utilizar probetas del tipo sencillo. Existe un dispositivo automático que para el motor cuando se rompe la probeta.

### **2.3.6.-Propuesta N°6.**

Este diseño posee una bancada robusta en donde va montado un motor eléctrico de 60Hz capaz de girar a 3450 r.p.m. Dicho motor está acoplado a una caja reductora de velocidad para realizar ensayos a 1800, 3000 y 6000 r.p.m. La carga flectora se aplica en un extremo de la probeta a través de un brazo que está conectado a un mecanismo tipo báscula. La probeta se sujeta a la caja reductora mediante una pinza. En su otro extremo se coloca un contador de ciclos que se conecta directamente a través de una goma. Cuenta con un dinamómetro dispuesto en forma vertical en el extremo de la probeta para medir la carga flectora aplicada, dos rodamientos que evitan el esfuerzo de torsión y un sistema automático de parada que apaga el motor al partirse la probeta.

### **2.3.7.-Propuesta N°7.**

Posee el mismo sistema de control de velocidad, monitoreo de ciclos y configuración de carga flectora sobre la probeta que en la propuesta N°2, con la diferencia que la carga se aplica a través de un sistema neumático que cuenta con un

mecanismo activado por un pistón y un compresor controlado por un PLC, calibrado de manera tal que la carga flectora va en función de la presión en el pistón.

#### **2.3.8.-Propuesta N°8.**

Se cuenta con un motor eléctrico de dos polos y 60 Hz acoplado a un juego de poleas que transmite el movimiento de rotación a través de una correa sobre otro juego de poleas que se encuentra en un segundo eje. La correa es intercambiable entre las poleas para variar a 3 velocidades de giro determinados. El segundo eje está apoyado sobre dos cojinetes de bolas y en su otro extremo posee una mordaza que sujeta la probeta, que a su vez, tiene en su otro extremo un soporte en donde actúa la carga. Esta carga flectora es aplicada por medio de un tornillo montado sobre un flanche y dicho tornillo es accionado por una manivela graduada de tal manera que indique directamente la fuerza.

#### **2.4.- Fase de decisión.**

Todas las alternativas son evaluadas, comparadas y seleccionadas hasta obtener la solución óptima. En el proceso de generar la toma de decisiones hay que dar los siguientes cuatro pasos antes de que pueda llegarse a la mejor decisión en cuanto al diseño:

- Seleccionar los criterios y determinar su importancia.
- Predecir el funcionamiento de las soluciones alternativas con respecto a tales criterios.
- Comparar y evaluar las alternativas sobre la base de funcionamientos predichos, mediante una matriz morfológica.
- Hacer una elección.

Generalmente, el criterio que predomina es la razón *beneficio a costo*, que es la utilidad esperada de una solución con relación al costo de crearla. El predecir cuán bien resultará cada alternativa adoptada, es la parte clave y más exigente del proceso de toma de decisiones. El proceso de decisión varía desde los procedimientos

exhaustivos más elaborados que comprendan medición, investigación, predicción y comparación de costos en alto grado, hasta el simple juicio informal y rápido.

Existen criterios que son utilizados en la ingeniería, entre los cuales están:

- *La confiabilidad:* que es la probabilidad de que el elemento o sistema en cuestión no falle durante el período especificado bajo condiciones prescritas.
- *La operabilidad:* que se refiere a la facilidad con que un diseño determinado puede ser manejado u operado por seres humanos y la automatización.
- *La disponibilidad:* que es la proporción de tiempo que una máquina está en condiciones de ser utilizada y, por lo tanto, en que no estará fuera de servicio por reparación, mantenimiento u otras formas de atención.
- *Mantenimiento:* Este parámetro se refiere a la accesibilidad a los mecanismos a ser mantenidos en el menor tiempo posible.
- *Seguridad:* Evaluar cuales son los niveles de riesgo que puede ocasionar una falla en alguno de los dispositivos utilizados.
- *Fabricación:* Determina cual es la facilidad de elaboración y ensamblaje de los componentes.
- *Peso:* Un menor peso de la máquina facilita el traslado de un lugar a otro y su ubicación.
- *Estilo:* La máquina debe poseer un diseño llamativo que incremente el despertar el interés comercial.
- *Ergonomía:* Es como se adapta la interfaz de la máquina de la manera más cómoda al operador.
- *Adquisición de los componentes:* Se refiere a la facilidad para obtener la mayor cantidad de elementos estándares y disponibles en el mercado a la hora de realizar el diseño.
- *Tamaño:* El espacio ocupado por el dispositivo no deberá interrumpir el desenvolvimiento de otras actividades.
- *Tiempo de construcción:* Es el necesario para cumplir con la construcción y ensamblaje.

### 2.4.1.-Matriz morfológica.

Los criterios antes expuestos permitirán evaluar las posibles soluciones, para poder compararlas y llegar a la solución más favorable. Esto se hace a través de una matriz morfológica, en donde a cada criterio se le dará un porcentaje debido a su importancia, el cual será multiplicado por la escala de evaluación asignada a cada diseño, según el criterio en cuestión, sumando todos los resultados para así obtener el valor a comparar entre las distintas propuestas. Para la evaluación de las propuestas en cada uno de los criterios, se utilizará la siguiente escala numérica:

- La menos favorable (1).
- Poco favorable (2).
- Favorable (3).
- Muy favorable (4).
- La más favorable (5).

El valor porcentual asignado a cada criterio se presenta a continuación:

<b>CRITERIOS</b>	<b>VALOR (%)</b>
Costos de fabricación	14
Confiabilidad	10
Disponibilidad	10
Operabilidad	10
Seguridad	12
Ergonomía	10
Mantenimiento	8
Adquisición de componentes	8
Fabricación	6
Tiempo de construcción	6
Peso	2
Estilo	2
Tamaño	2

Se procede a elaborar la matriz morfológica:

Criterios	Valor (%)	Propuestas															
		1		2		3		4		5		6		7		8	
		Ev.	Tot.	Ev.	Tot.	Ev.	Tot.	Ev.	Tot.	Ev.	Tot.	Ev.	Tot.	Ev.	Tot.	Ev.	Tot.
<b>Costos de fabricación</b>	14	2	0,28	3	0,42	3	0,42	2	0,28	5	0,7	2	0,28	1	0,14	4	0,56
<b>confiabilidad</b>	10	2	0,2	3	0,3	3	0,3	1	0,1	4	0,4	2	0,2	1	0,1	3	0,3
<b>Disponibilidad</b>	10	4	0,4	4	0,4	3	0,3	3	0,3	2	0,2	2	0,2	2	0,2	3	0,3
<b>Operabilidad</b>	10	3	0,3	5	0,5	3	0,3	3	0,3	2	0,2	3	0,3	4	0,4	2	0,2
<b>Seguridad</b>	12	3	0,36	4	0,48	4	0,48	3	0,36	4	0,48	4	0,48	4	0,48	3	0,36
<b>Ergonomía</b>	10	2	0,2	4	0,4	3	0,3	2	0,2	2	0,2	4	0,4	4	0,4	3	0,3
<b>Mantenimiento</b>	8	4	0,32	4	0,32	3	0,24	3	0,24	3	0,24	2	0,16	3	0,24	3	0,24
<b>Adquisición de componentes</b>	8	3	0,24	4	0,32	2	0,16	2	0,16	4	0,32	2	0,16	1	0,08	4	0,32
<b>Fabricación</b>	6	2	0,12	3	0,18	2	0,12	1	0,06	4	0,24	2	0,12	3	0,18	5	0,3
<b>Tiempo de construcción</b>	6	3	0,18	3	0,18	3	0,18	2	0,12	4	0,24	2	0,12	3	0,18	5	0,3
<b>Peso</b>	2	3	0,06	3	0,06	3	0,06	4	0,08	2	0,04	2	0,04	2	0,04	5	0,1
<b>Estilo</b>	2	3	0,06	4	0,08	3	0,06	4	0,08	2	0,04	2	0,04	4	0,08	3	0,06
<b>Tamaño</b>	2	2	0,04	3	0,06	2	0,04	5	0,1	1	0,02	1	0,02	2	0,04	4	0,08
<b>TOTAL</b>	100		2,76		3,7		2,96		2,38		3,32		2,52		2,56		3,42

#### 2.4.2.- Selección de una propuesta.

Después de analizar las propuestas planteadas en la matriz morfológica y tomando en cuenta los criterios de su evaluación, se observa que la propuesta con mayor puntuación es la N° 2, la cual será la solución seleccionada para desarrollar su diseño.

#### 2.5.-Desarrollo y optimización.

Seleccionada la propuesta definitiva, se procede a realizar el desarrollo y optimización de la máquina. En este proceso del diseño se evalúan cada uno de los componentes de la máquina en su condición más desfavorable para garantizar su óptimo funcionamiento, siempre y cuando se le dé un uso adecuado. Es aquí donde se realizan los cálculos preliminares, se realizan modificaciones y ajustes para obtener un diseño completamente funcional. El capítulo III de éste trabajo será dedicado completamente a este proceso, llegando así al diseño definitivo.

### ***2.6.-Construcción y especificaciones.***

Con un diseño establecido y calculado teóricamente, se modelan planos para continuar con una de las partes más importantes en el proceso de diseño, la construcción de un prototipo. Aquí, se debe especificar cual es la mejor manera de construir la máquina señalando los procesos de fabricación, la adquisición de sistemas y proponer una línea de producción óptima. Es en este paso donde se interactúa con los proveedores, operadores de máquinas herramientas y todas aquellas personas involucradas en la fabricación, que ayudan proponiendo ideas que facilitan la producción, aminorando el costo y el tiempo. Estas ideas, por lo general, aportan mejoras en el diseño original, modificándolo en el tipo de material, sistemas originalmente propuestos, forma, dimensiones, etc.

Una vez fabricado el prototipo y determinada la mejor manera de producirlo, se realizan pruebas para verificar su funcionamiento. Es aquí donde se realizan los ajustes finales y así dar por concluido el proceso de diseño. Esta es la fase final, donde se describen detalladamente las especificaciones finales en un manual de operaciones y se propone el diseño como una máquina para comercializar.

### 3.1.- Desarrollo de la máquina de flexión rotativa.

El proceso de diseño comienza con el reconocimiento de una necesidad y con la toma de una decisión para hacer algo al respecto. Luego se convierte en un proceso iterativo que termina en la presentación de un proyecto que satisface la necesidad.

La necesidad conlleva a la definición del problema y la diferencia entre ambos es que la definición del problema contiene todas las especificaciones con las que se va a basar un proyecto. Las especificaciones son las cantidades, características y dimensiones de los elementos que conformarán al diseño y definen el proceso de fabricación, costo, confiabilidad y vida esperada del diseño.

Con las especificaciones vienen las restricciones, que no son más que todo lo que limite la libertad de elección de un diseñador. Tomando en cuenta cuales son las restricciones, se realizan varias propuestas para atacar la necesidad a través de una tormenta de ideas, para luego seleccionar el diseño óptimo.

Una vez realizada la selección de un diseño base, comienza un proceso iterativo para cada uno de los sistemas que conforman este diseño. Esto corresponde al **desarrollo y optimización** del diseño y va desde una *síntesis*, en donde se plantea un sistema en particular, luego se recurre a un *análisis* del sistema en su condición más desfavorable y se prosigue con una *evaluación* que determinará si el sistema es satisfactorio. De no serlo, retornará a la síntesis hasta que el sistema sea óptimamente funcional, tal como se muestra en la Figura 3.1.

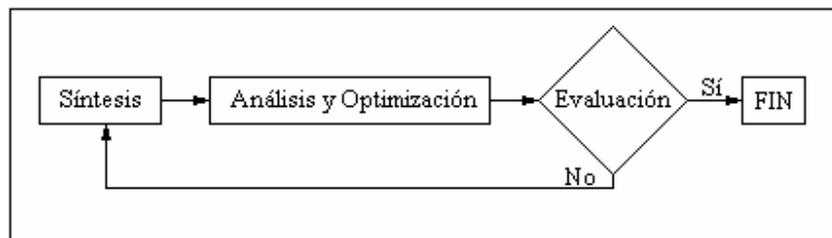


Figura 3.1 Diagrama de flujo del desarrollo y optimización del diseño.

Este proceso iterativo se realizará en cada uno de los sistemas que conforman la máquina de flexión rotativa, para garantizar un buen desempeño.

La propuesta N°2 fue seleccionada como diseño definitivo a desarrollar. Se procede a realizar los cálculos pertinentes para determinar el funcionamiento adecuado. Esto se hace planteando modelos aproximados que ayudan a estimar las dimensiones apropiadas, tomando en cuenta factores de seguridad que le proporcionan confiabilidad al equipo.

### 3.2.- Cálculos de los componentes y sistemas que conforman la máquina de flexión rotativa.

La máquina para ensayos de fatiga por flexión rotativa está constituida por una serie de elementos, tal como se muestra en la Figura 3.2. A continuación se procederá a analizar cada uno de los sistemas que componen estos elementos.

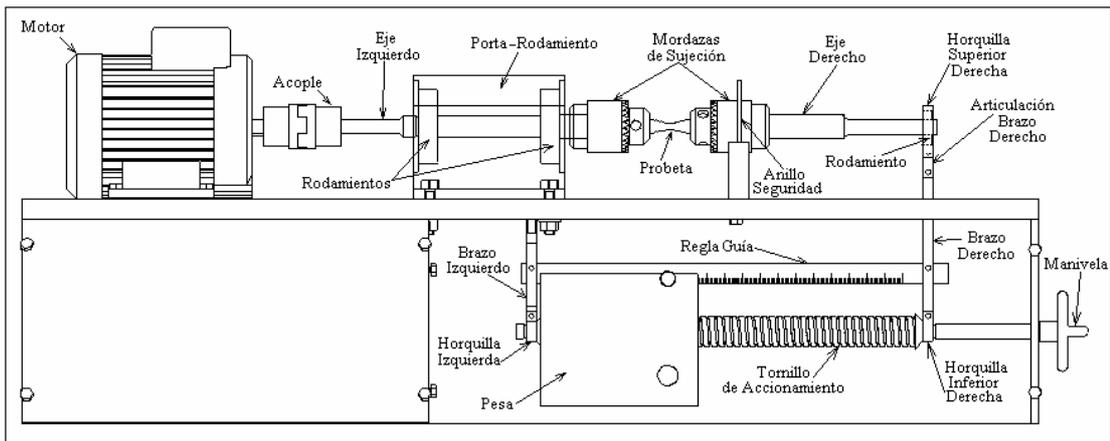


Figura 3.2 Vista frontal de la máquina de flexión rotativa.

#### 3.2.1.- Motor.

Para transmitir el movimiento giratorio a la probeta se tiene un motor eléctrico marca Siemens, trifásico, de 2 polos, 220/440 voltios, 60 HZ, 3/4 hp, 3450 r.p.m, con un eje de 14mm con aislamiento clase F. Este motor será controlado con un variador de frecuencia marca Rhymebus modelo RM5G2001 trifásico de 220 voltios, para motores de 3/4 hp, con el fin de fijar velocidades que van desde 2500 a 5000 revoluciones por minuto. Para que el motor transmita potencia al eje, se utiliza un

acople flexible de aluminio tipo estrella con interfaz de goma que conecta al eje del motor con el eje izquierdo, quien a su vez posee en el otro extremo una mordaza encargada de sujetar a la probeta. El eje izquierdo posee como apoyo dos rodamientos y en el otro extremo de la probeta se encuentra otra mordaza que forma parte del eje derecho, el cual posee en su otro extremo otro rodamiento.

### 3.2.2. Cálculo de las cargas distribuidas a lo largo del sistema de ejes izquierdo y derecho.

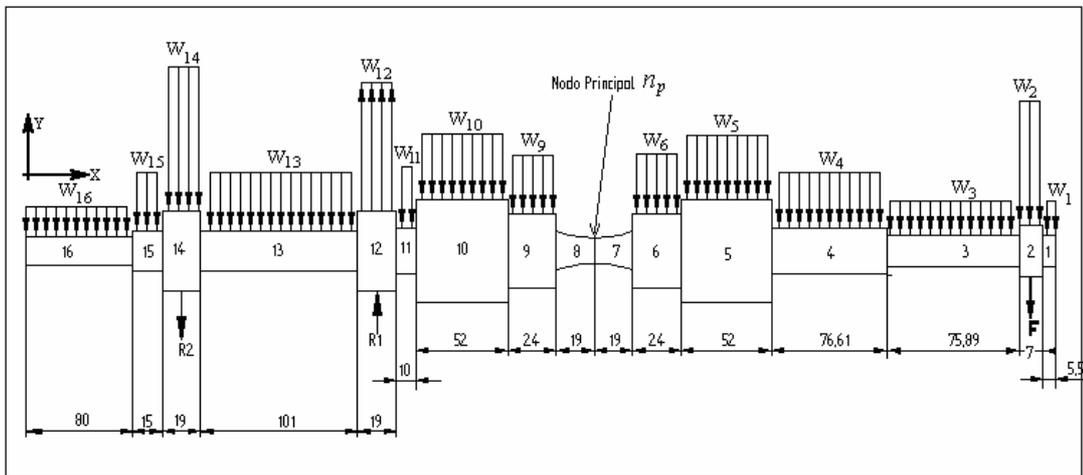


Figura 3.3 Sistema de ejes izquierdo y derecho.

En la Figura 3.3 se observa un modelo aproximado del sistema de ejes izquierdo y derecho. Este sistema está conformado por el eje izquierdo, las mordazas de sujeción, la probeta, el eje derecho, los rodamientos que sirven como apoyo al eje izquierdo y el rodamiento que ejerce una fuerza  $F$  sobre el eje derecho para producir el momento flector necesario en la mitad de la probeta. Cabe destacar que, por su importancia, el centro de la probeta será llamado nodo principal  $n_p$ .

El modelo propone un eje de acero de sección transversal circular, que será dividido en 16 tramos según cambie el diámetro de dicha sección o por la aparición de fuerzas aplicadas sobre éste.

El objetivo de plantear este sistema es el de tomar en cuenta el efecto que tiene su propio peso. Dicho efecto se refleja como cargas uniformemente distribuidas que cambiarán en magnitud según cambie la sección transversal.

La carga debido al peso será calculada para cada uno de los tramos e irá en función de su volumen  $v_i$  multiplicado por la densidad del material ( $\rho_{acero} = 7844,5 \text{ Kg/m}^3$ ) (Avallone-1995) y por la aceleración de la gravedad ( $g = 9,81 \text{ m/s}^2$ ).

Esto da el peso total del tramo  $P_i$  y será uniformemente distribuido a lo largo de su longitud  $L_i$ . Esto deja la siguiente expresión:

$$w_i = \frac{P_i}{L_i} = \frac{v_i \cdot \rho_{acero} \cdot g}{L_i} = \frac{\pi \cdot r_i^2 \cdot l_i \cdot \rho_{acero} \cdot g}{L_i} = \pi \cdot r_i^2 \cdot \rho_{acero} \cdot g \quad (\text{Ec.1})$$

Donde  $w_i$  es la carga uniformemente distribuida de tramo  $i$  y  $r_i$  su radio correspondiente.

Por ser la probeta de poco volumen con respecto al resto del eje y por tener su peso poca distancia para aplicar un momento flector considerable sobre el nodo principal, no se tomará en cuenta el efecto del peso de la probeta en los cálculos.

Siendo  $\phi_i$  el diámetro correspondiente al tramo  $i$ , los datos para este sistema son los siguientes:

$$\begin{aligned} \rho_{acero} &= 7844,5 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} & \phi_{13} &= 20 \cdot 10^{-3} \text{ m} \\ \phi_1 = \phi_2 = \phi_3 &= 15 \cdot 10^{-3} \text{ m} & \phi_{14} &= 14 \cdot 10^{-3} \text{ m} \\ \phi_4 = \phi_{11} &= 22,225 \cdot 10^{-3} \text{ m} & \phi_{prob} = \phi_7 = \phi_8 &= 12,7 \cdot 10^{-3} \text{ m} \\ \phi_5 = \phi_{10} &= 50,74 \cdot 10^{-3} \text{ m} & g &= 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \\ \phi_6 = \phi_9 &= 36,7 \cdot 10^{-3} \text{ m} & & \end{aligned}$$

*Tramo 1:* En este tramo del eje se tiene una sección circular de diámetro  $\phi_1 = 15 \cdot 10^{-3} \text{ m}$  y de longitud  $l_1 = 5,5 \cdot 10^{-3} \text{ m}$ . Para calcular la carga distribuida que está aplicada a lo largo del tramo 1, se sustituyen valores en la ecuación 2:

$$w_1 = -\pi \cdot (7,5 \cdot 10^{-3} \text{ m})^2 \cdot 7844,5 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = -13,6 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

Para todos los demás tramos se procederá de la misma manera, obteniéndose los siguientes valores y expresiones según sea el caso:

Tramo 2:

$$w_2 = -13,6 \frac{\text{N}}{\text{m}} - \frac{F}{7 \cdot 10^{-3}} \frac{\text{N}}{\text{m}} \quad (\text{Ec.2})$$

Tramo 3:

$$w_3 = -13,6 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

Tramo 4:

$$w_4 = -29,8543 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

Tramo 5:

$$w_5 = -155,61 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

Tramo 6:

$$w_6 = -79,442 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

Tramo 9:

$$w_9 = -79,442 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

Tramo 10:

$$w_{10} = -155,61 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

Tramo 11

$$w_{11} = -29,8543 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

Tramo 12:

$$w_{12} = -24,71 \frac{\text{N}}{\text{m}} + \frac{R_1}{19 \cdot 10^{-3}} \frac{\text{N}}{\text{m}} \quad (\text{Ec.3})$$

Tramo 13:

$$w_{13} = -24,17 \frac{N}{m}$$

Tramo 14:

$$w_{14} = -24,71 \frac{N}{m} - \frac{R_2}{19 \cdot 10^{-3}} \frac{N}{m} \quad (\text{Ec.4})$$

Tramo 15:

$$w_{15} = -24,17 \frac{N}{m}$$

Tramo 16:

$$w_{16} = -11,8462 \frac{N}{m}$$

Las cargas uniformemente distribuidas en los tramos 2, 12 y 14 son expresiones que dependen de una carga en particular  $F$ ,  $R_1$  y  $R_2$  respectivamente. Dichas cargas serán estudiadas a continuación.

### 3.2.3.- Cálculo de la fuerza $F$ y las reacciones $R_1$ y $R_2$ :

En el sistema de ejes izquierdo y derecho que se observa en la Figura 3.3, se hace notar la presencia de 3 fuerzas que resultan importantes. La primera es la fuerza  $F$ , encargada de producir el momento flector necesario en el centro de la probeta para realizar el ensayo. Esta fuerza será aplicada al sistema a través de un rodamiento que se encuentra dentro de la horquilla superior derecha y será uniformemente distribuida a lo largo del tramo 2, tal como se indica en la ecuación 3.

Las reacciones  $R_1$  y  $R_2$  son las fuerzas provenientes de los rodamientos que sirven como apoyo al eje izquierdo en los tramos 12 y 14 respectivamente y que se encargarán de proveer el momento flector contrario al producido por la fuerza  $F$  y por la cargas de los tramos 1 hasta el 11, para que el sistema quede en equilibrio.

Al igual que la fuerza  $F$ , estas reacciones son uniformemente distribuidas a lo largo de sus tramos correspondientes. De allí las ecuaciones 4 y 5.

Ahora, se debe analizar el sistema en su condición más desfavorable, que se logra cuando la máquina proporciona a la probeta el máximo momento flector que puede entregar. Dicho análisis propone un modelo de vigas en equilibrio.

Inicialmente se analizará el eje derecho hasta el nodo principal, en donde debe existir un momento flector de 23  $N.m$  como condición de máximo valor de momento aplicado. Este es el máximo valor que puede entregar la máquina.

Después de obtener las expresiones de este sistema, se procede de igual manera con el eje izquierdo, que complementará las expresiones que faltan para encontrar los valores de  $F$ ,  $R_1$  y  $R_2$ .

### 3.2.3.1.- Eje derecho.

En la Figura 3.4 se muestra un diagrama de cuerpo libre de todas las fuerzas que actúan a lo largo del eje derecho.

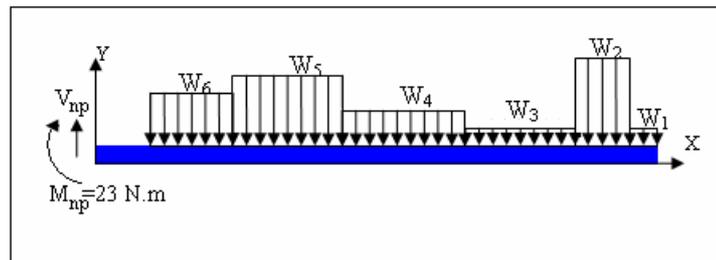


Figura 3.4 Diagrama de cuerpo libre del eje derecho.

Haciendo sumatoria de fuerzas en la dirección “Y” e igualando a cero se tiene la siguiente ecuación:

$$\sum F_Y = 0 \Rightarrow V_{np} - w_6 \cdot 24 \cdot 10^{-3} m - w_5 \cdot 52 \cdot 10^{-3} m - w_4 \cdot 7661 \cdot 10^{-3} m - w_3 \cdot 7589 \cdot 10^{-3} m \dots \quad (\text{Ec.5})$$

$$\dots - w_2 \cdot 7 \cdot 10^{-3} m - w_1 \cdot 5,5 \cdot 10^{-3} m = 0$$

Despejando la fuerza cortante en el nodo principal “ $V_{np}$ ” y sustituyendo los valores correspondientes se tiene la siguiente expresión:

$$V_{np} = 13,48 \frac{N}{m} + F \quad (\text{Ec.6})$$

Luego, haciendo sumatoria de momentos en el nodo principal e igualando a cero se obtiene la siguiente ecuación:

$$\begin{aligned} \sum M_{np} = 0 \Rightarrow & 23N \cdot m - w_6 \cdot 24 \cdot 10^{-3} m \cdot 31 \cdot 10^{-3} m - w_5 \cdot 52 \cdot 10^{-3} m \cdot 69 \cdot 10^{-3} m \dots \\ & \dots - w_4 \cdot 76,61 \cdot 10^{-3} m \cdot 13331 \cdot 10^{-3} m - w_3 \cdot 75,89 \cdot 10^{-3} m \cdot 20955 \cdot 10^{-3} m - w_2 \dots \quad (\text{Ec.7}) \\ & \dots \cdot 7 \cdot 10^{-3} m \cdot 251 \cdot 10^{-3} m - w_1 \cdot 5,5 \cdot 10^{-3} m \cdot 25725 \cdot 10^{-3} m = 0 \end{aligned}$$

Sustituyendo los valores correspondientes, resolviendo la ecuación y despejando “ $F$ ” se obtiene:

$$F = 86,92N$$

Sustituyendo ahora el valor de  $F$  en la ecuación 7 tenemos.

$$V_{np} = 13,48N + 86,92N = 100N$$

### 3.2.3.2.- Eje izquierdo.

En la Figura 3.5 se muestra un diagrama de cuerpo libre de todas las fuerzas que actúan a lo largo del eje izquierdo.

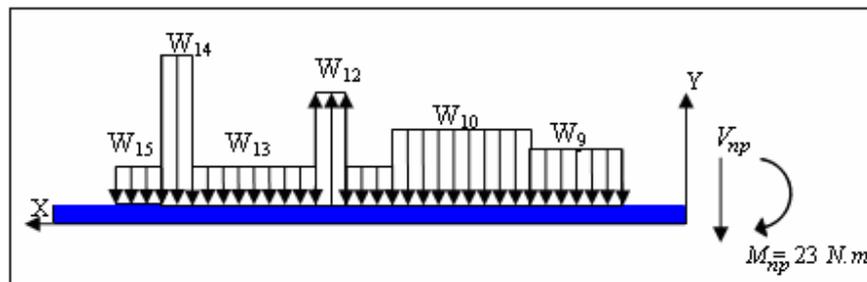


Figura 3.5 Diagrama de cuerpo libre del eje izquierdo.

De manera análoga al procedimiento utilizado para calcular la fuerza  $F$  aplicada en el eje derecho, se calculan las reacciones  $R_1$  y  $R_2$  en los apoyos, que se encuentran implícitas en las cargas uniformemente distribuidas  $W_{12}$  y  $W_{14}$  (Ec.3 y Ec.4). Esto se hace haciendo sumatoria de fuerzas en la dirección “ $Y$ ” e igualando a

ceros y luego haciendo sumatoria de momentos en el nodo principal e igualando a cero, obteniéndose los siguientes valores.

$$R_1 = 402,92N$$

$$R_2 = 287,90N$$

### 3.2.4.- Momento flector y fuerza cortante a lo largo del sistema de ejes izquierdo y derecho.

Se debe estudiar como varía el momento flector a lo largo del sistema de ejes izquierdo y derecho con la finalidad de encontrar los momentos puntuales en las zonas críticas del sistema. En estas zonas se encuentran los cambios de sección que son perjudiciales para el diseño, ya que estos aumentan la probabilidad de que el eje falle por fatiga.

#### 3.2.4.1.-Eje Derecho.

En la Figura 3.6 se observa un diagrama de cuerpo libre de un corte realizado en el tramo 7, con el fin de encontrar las expresiones de la fuerza cortante  $V$  y del momento flector  $M$  en función de la coordenada "X" a lo largo de todo el tramo.

#### Corte 1: (Tramo 7) para valores de $x$ comprendidos entre 0 y 19mm

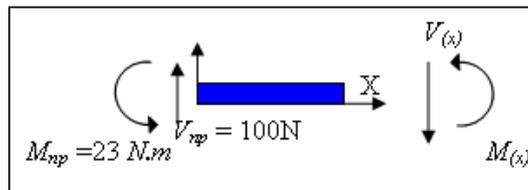


Figura 3.6 Diagrama de cuerpo libre del tramo 7.

Haciendo sumatoria de fuerzas en la dirección "Y" e igualando a cero tenemos la ecuación:

$$\sum F_y = 0 \Rightarrow V_{np} - V_{(x)7} = 0$$

Sustituyendo el valor de la fuerza cortante en el nodo principal  $V_{np}$  y despejando  $V_{(x)7}$  tenemos:

$$V_{np} = V_{(x)7} = 100N \quad (\text{Ec.8})$$

Haciendo sumatoria de momentos en  $n_p$  e igualando a cero se obtiene la siguiente ecuación:

$$\sum M_{np} = 0 \Rightarrow M_{(x)7} + M_{np} - V_{(x)7} \cdot x = 0$$

Despejando  $M_{(x)7}$  tenemos la expresión:

$$M_{(x)7} = 100 \cdot x - 23 N \cdot m \quad (\text{Ec.9})$$

Para el cálculo de la fuerza cortante ( $V_{(x)i}$ ) y el momento flector ( $M_{(x)i}$ ) de los demás tramos se utilizará el mismo procedimiento con el que se calcularon los valores del tramo 1, obteniéndose las siguientes ecuaciones:

**Para valores de  $x$  comprendidos entre 19mm y 43mm:**

$$V_{(x)6} = 100 N - 79,442 \frac{N}{m} \cdot (x - 19 \cdot 10^{-3} m) \quad (\text{Ec.10})$$

$$M_{(x)6} = 100 N \cdot x - 23 - 39,721 \frac{N}{m} \cdot (x - 19 \cdot 10^{-3} m)^2 \quad (\text{Ec.11})$$

**Para valores de  $x$  comprendidos entre 43mm y 95mm:**

$$V_{(x)5} = 98,1 N - 155,61 \frac{N}{m} \cdot (x - 43 \cdot 10^{-3} m) \quad (\text{Ec.12})$$

$$M_{(x)5} = 98,1 N \cdot x - 22,94 - 77,805 \frac{N}{m} \cdot (x - 43 \cdot 10^{-3} m)^2 \quad (\text{Ec.13})$$

**Para valores de  $x$  comprendidos entre 95mm y 171,61mm:**

$$V_{(x)4} = 90 N - 29,8543 \frac{N}{m} \cdot (x - 95 \cdot 10^{-3} m) \quad (\text{Ec.14})$$

$$M_{(x)4} = 90 N \cdot x - 22,38 - 14,93 \frac{N}{m} \cdot (x - 95 \cdot 10^{-3} m)^2 \quad (\text{Ec.15})$$

**Para valores de  $x$  comprendidos entre 171,61mm y 247,5mm:**

$$V_{(x)3} = 87,71 N - 13,6 \frac{N}{m} \cdot (x - 171,61 \cdot 10^{-3} m) \quad (\text{Ec.16})$$

$$M_{(x)3} = 87,71 N \cdot x - 22,075 - 6,8 \frac{N}{m} \cdot (x - 171,61 \cdot 10^{-3} m)^2 \quad (\text{Ec.17})$$

**Para valores de  $x$  comprendidos entre 247,5mm y 254,5mm:**

$$V_{(x)2} = 86,7N - 12430,74 \frac{N}{m} \cdot (x - 247,5 \cdot 10^{-3} m) \quad (\text{Ec.18})$$

$$M_{(x)2} = 86,7N \cdot x - 21,85 - 6215,37 \frac{N}{m} \cdot (x - 247,5 \cdot 10^{-3} m)^2 \quad (\text{Ec.19})$$

**Para valores de  $x$  comprendidos entre 254,5mm y 260mm:**

$$V_{(x)1} = -0,315N - 13,6 \frac{N}{m} \cdot (x - 254,5 \cdot 10^{-3} m) \quad (\text{Ec.20})$$

$$M_{(x)1} = -0,315N \cdot x - 0,0092 - 6,8 \frac{N}{m} \cdot (x - 254,5 \cdot 10^{-3} m)^2 \quad (\text{Ec.21})$$

#### **3.2.4.2.- Eje Izquierdo.**

Utilizando el mismo procedimiento anterior se determinan las expresiones correspondientes a cada tramo del eje izquierdo.

**Para valores de  $x$  comprendidos entre 0mm y 19mm**

$$V_{np} = V_{(x)8} = 100N \quad (\text{Ec.22})$$

$$M_{(x)8} = -100 \cdot x - 23N \cdot m \quad (\text{Ec.23})$$

**Para valores de  $x$  comprendidos entre 19mm y 43mm**

$$V_{(x)9} = 100N + 79,442 \frac{N}{m} \cdot (x - 19 \cdot 10^{-3} m) \quad (\text{Ec.24})$$

$$M_{(x)9} = -100N \cdot x - 23 - 39,721 \frac{N}{m} \cdot (x - 19 \cdot 10^{-3} m)^2 \quad (\text{Ec.25})$$

**Para valores de  $x$  comprendidos entre 43mm y 95mm**

$$V_{(x)10} = 101,91N + 155,61 \frac{N}{m} \cdot (x - 43 \cdot 10^{-3} m) \quad (\text{Ec.26})$$

$$M_{(x)10} = -101,91N \cdot x - 22,94 - 77,805 \frac{N}{m} \cdot (x - 43 \cdot 10^{-3} m)^2 \quad (\text{Ec.27})$$

**Para valores de  $x$  comprendidos entre 95mm y 105mm**

$$V_{(x)11} = 110N + 29,8543 \frac{N}{m} \cdot (x - 95 \cdot 10^{-3} m) \quad (\text{Ec.28})$$

$$M_{(x)11} = -110N \cdot x - 22,38 - 14,93 \frac{N}{m} \cdot (x - 95 \cdot 10^{-3} m)^2 \quad (\text{Ec.29})$$

**Para valores de  $x$  comprendidos entre 105mm y 124mm**

$$V_{(x)12} = 110,3N - 21182,15 \frac{N}{m} \cdot (x - 105 \cdot 10^{-3} m) \quad (\text{Ec.30})$$

$$M_{(x)12} = -110,3N \cdot x - 22,351 - 10591,075 \frac{N}{m} \cdot (x - 105 \cdot 10^{-3} m)^2 \quad (\text{Ec.31})$$

**Para valores de  $x$  comprendidos entre 124mm y 225mm**

$$V_{(x)13} = -292,16N + 24,17 \frac{N}{m} \cdot (x - 124 \cdot 10^{-3} m) \quad (\text{Ec.32})$$

$$M_{(x)13} = 292,16N \cdot x - 68,43 - 12,085 \frac{N}{m} \cdot (x - 124 \cdot 10^{-3} m)^2 \quad (\text{Ec.33})$$

**Para valores de  $x$  comprendidos entre 225mm y 244mm**

$$V_{(x)14} = -289,72N + 15176,77 \frac{N}{m} \cdot (x - 225 \cdot 10^{-3} m) \quad (\text{Ec.34})$$

$$M_{(x)14} = 289,72N \cdot x - 68 - 7588,385 \frac{N}{m} \cdot (x - 225 \cdot 10^{-3} m)^2 \quad (\text{Ec.35})$$

**Para valores de  $x$  comprendidos entre 244mm y 259mm**

$$V_{(x)15} = -1,36N + 24,17 \frac{N}{m} \cdot (x - 244 \cdot 10^{-3} m) \quad (\text{Ec.36})$$

$$M_{(x)15} = 1,36N \cdot x - 0,38 - 12,085 \frac{N}{m} \cdot (x - 244 \cdot 10^{-3} m)^2 \quad (\text{Ec.37})$$

En la Figura 3.7 se observa el comportamiento del momento flector a lo largo del eje, lo que permite visualizar los puntos que podrían ser de interés para verificar que el diseño no fallará.

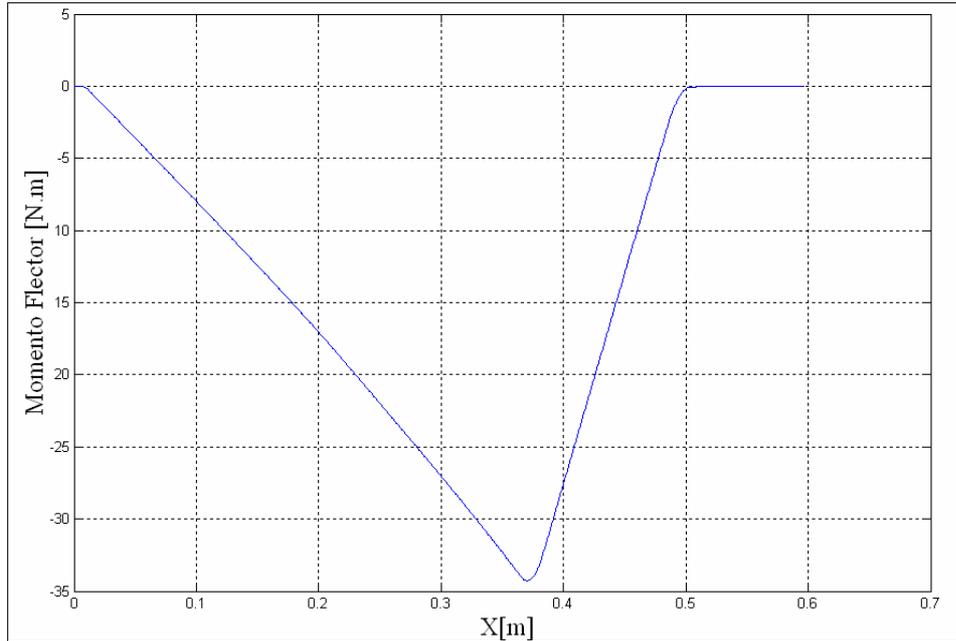


Figura 3.7 Momento flector vs. Coordenada axial del sistema de ejes.

### 3.2.5.- Cálculo del diámetro mínimo del sistema de ejes izquierdo y derecho.

Para el cálculo del diámetro mínimo de la sección transversal, tanto del eje izquierdo como del derecho, se tomó la consideración de que el eje soportará la aplicación de una fuerza máxima de 86,92 N, ubicada en el extremo del eje derecho, la cual producirá un momento flector de 23 N.m en el centro de la probeta. Para este cálculo se utilizará la ecuación de Goodman Modificada (Shigley-2002).

$$\frac{1}{n_d} = \left\{ \frac{32}{\pi \cdot d^3} \cdot \left[ \left( \frac{M \cdot K_f}{S_e} \right)^2 + \left( \frac{T}{S_{uts}} \right)^2 \right]^{1/2} \right\} \quad (\text{Ec.38})$$

Despejando el diámetro mínimo nos queda la siguiente ecuación:

$$d_{\min} = \left\{ \frac{32 \cdot n_d}{\pi} \cdot \left[ \left( \frac{M \cdot K_f}{S_e} \right)^2 + \left( \frac{T}{S_{uts}} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3} \quad (\text{Ec.39})$$

Donde  $n_d$  es el factor de seguridad,  $M$  es el momento flector,  $K_f$  es el factor del concentrador de esfuerzos,  $S_{uts}$  es la resistencia última a la tensión del material y  $T$  es

el torque que transmite el motor.  $S_e$  viene dado por la siguiente ecuación (Shigley-2002):

$$S_e = K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot S'_e \quad (\text{Ec.40})$$

Donde  $S'_e$  es:

$$S'_e = 0,504 \cdot S_{uts} \quad (\text{Ec.41})$$

Para este cálculo se consideró un material de acero AISI 4340 con una resistencia a la tracción  $S_{uts} = 833 \text{ MPa}$  y una resistencia a la fluencia  $S_y = 637 \text{ MPa}$ , (datos proporcionados por el proveedor del material).

El  $K_a$  es el factor de superficie y su valor dependerá del tipo de acabado superficial del eje, y viene dado por la siguiente ecuación (Shigley-2002):

$$K_a = a \cdot S_{ut}^b \quad (\text{Ec.42})$$

Donde  $a = 4,45 \text{ MPa}$  y  $b = -0,265$  para una superficie maquinada, sustituyendo se tiene:

$$K_a = 4,45 \cdot (833)^{-0,265} = 0,748637$$

El  $K_b$  es el factor de tamaño y su valor viene dado por la siguiente ecuación:

$$K_b = 1,24 \cdot d^{-0,107}. \text{ Siempre y cuando } 2,79\text{mm} \leq d \leq 51\text{mm} \quad (\text{Ec.43})$$

Para este caso se asumirá un  $K_b = 0,8$  por ser un extremo libre y luego con el diámetro calculado se comprueba este valor (Shigley-2002).

El  $K_c$  es el factor de carga y dependerá del tipo de carga aplicada en el eje. En este caso el valor es igual a 1 por estar sometido a una carga de flexión.

El  $K_d$  es el factor de temperatura, en este caso es igual a 1, ya que el eje no será sometido a altas temperaturas.

El  $K_e$  es el factor de efectos diversos. Se asumirá que es igual a 1 ya que este factor considera los puntos de concentración de esfuerzo, los cuales ya han sido tomados en cuenta en el factor  $K_f$ , este factor viene dado por la Figura 3.8:

Tipo de concentrador de esfuerzo	Valor de $K_f$
Chablán Redondeado	1,5
Chablán Cortante	2,5
Chavetero de Perfil	2
Chavetero de Corredera	1,6
Anillos de Retención	3
Pasador Transversal	2
Roscas Laminadas	3,2
Roscas Maquinadas	3,8

Figura 3.8 Factores  $K_f$  recomendados para diversos concentradores de esfuerzo (Mott-1992).

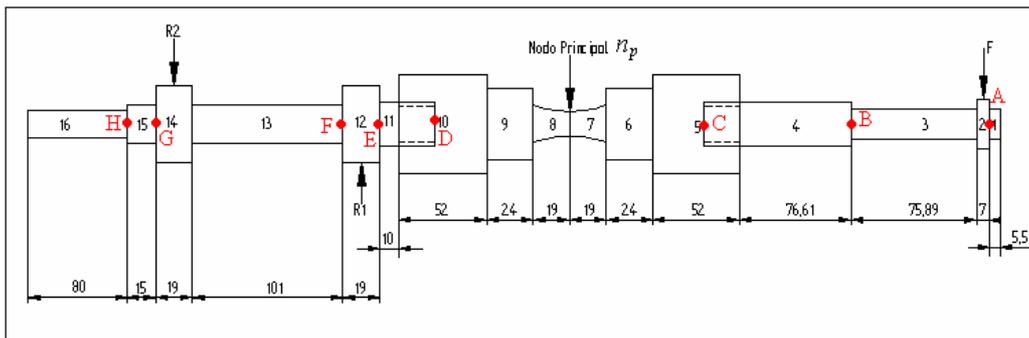


Figura 3.9 Puntos críticos en el sistema de ejes izquierdo y derecho.

Para el cálculo del diámetro mínimo se consideraron los puntos significativos A, B, C, D, E, F, G, H, tal como se muestran en la Figura 3.9. El torque que se debe transmitir a lo largo del eje para realizar el movimiento angular solo debe vencer la fricción en los rodamientos, por lo tanto este parámetro es considerado despreciable. Luego se calculan los valores de momento flector en cada uno de estos puntos y se sustituyen en la ecuación 39, dando como resultado:

$$\begin{aligned}
 d_{\min A} &= 2,9 \cdot 10^{-3} m & d_{\min E} &= 19,76 \cdot 10^{-3} m \\
 d_{\min B} &= 11,7 \cdot 10^{-3} m & d_{\min F} &= 14,6 \cdot 10^{-3} m \\
 d_{\min C} &= 18 \cdot 10^{-3} m & d_{\min G} &= 2,3 \cdot 10^{-3} m \\
 d_{\min D} &= 21,63 \cdot 10^{-3} m & d_{\min H} &= 1,9 \cdot 10^{-3} m
 \end{aligned}$$

Los diámetros utilizados en el diseño tanto del eje izquierdo como del derecho van por encima de estos valores. Esto aumenta la confiabilidad del diseño.

### **3.3.-Cálculo de la deflexión del sistema de ejes izquierdo y derecho.**

Una vez calculadas las fuerzas que intervienen en el sistema de ejes izquierdo y derecho, para aplicarle a la probeta un momento flector máximo de 23N.m (condición más desfavorable), se procede a analizar cual será la deflexión que tendrán el sistema bajo la acción de estas fuerzas.

La deflexión no es más que el desplazamiento de los centroides de cada una de las secciones transversales de una viga, en la dirección de las fuerzas que le generan efectos de flexión.

La deflexión de un eje puede expresarse matemáticamente como una función de la coordenada axial. La relación esta dada por (Hibbeler-1998):

$$\frac{d^2 y}{dx^2} = \frac{M}{E \cdot I} \quad (\text{Ec.44})$$

Donde  $y$  representa la deflexión,  $x$  es la coordenada axial,  $M$  el momento flector,  $E$  es el módulo de elasticidad del material e  $I$  es el momento de inercia de la sección transversal de la viga. Su solución, da la forma exacta de la configuración deformada del eje.

Es necesario saber cuanto deflectará el sistema de ejes bajo la acción de las fuerzas propuestas, es decir, cuanto desplazará el eje en la dirección de la carga y así analizar si este desplazamiento va en contra del funcionamiento de la máquina.

Para realizar este análisis se recurrió al método de Holzer-Van Den Dungen en su forma matricial que estudia las deflexiones estáticas de vigas de eje recto. Este método es una de las aplicaciones del álgebra lineal que se adapta fácilmente a herramientas computacionales (Cruz-2002).

También conocido como el método de la matriz de transferencia, éste toma en cuenta el hecho de que el comportamiento de cada punto que pertenece al eje está influenciado solamente por el comportamiento de los puntos vecinos.

Para explicar un poco como funciona el método, se plantea una viga cargada simplemente apoyada, formada por  $m-1$  elementos definidos por cambios sección transversal o de de rigidez, y  $m$  nodos que definen el inicio y el final de cada elemento, tal como se muestra en la Figura 3.10.

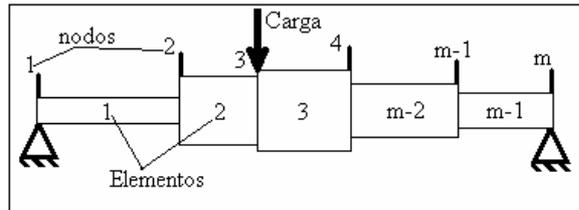


Figura 3.10 Viga simplemente apoyada de  $m$  nodos y  $m-1$  elementos.

En cada nodo se definirán cuatro cantidades importantes: la deflexión  $y$ , la pendiente de la curva de deflexión  $\theta$ , el momento flector  $M$  y la fuerza cortante  $V$ . Estas cantidades pueden ordenarse en forma del vector  $z_i = [y_i \ \theta_i \ M_i \ V_i \ \mathbf{1}]$  que describe el estado del sistema en el nodo  $i$  y se denomina *vector de estado*.

En la Figura 3.11 se muestra la convención de signo positivo del elemento  $i$  de la viga entre los nodos  $i$  e  $i+1$ .

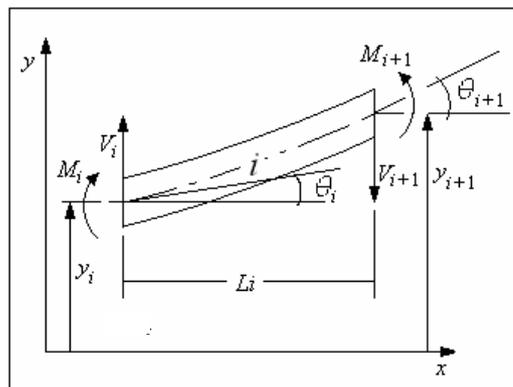


Figura 3.11 Elemento  $i$  de una viga conectado a dos nodos.

Si en la Figura 3.11:

1.  $i$  es igual a uno ( $i=1$ ).

2. Se conoce el vector de estado  $z_1$ .
3. No existen fuerzas que actúen entre 1 y 2.
4. Se utiliza la ecuación 44 para determinar la curva de deflexión integrando 2 veces entre 1 y 2 con respecto a  $x$ .
5. Derivando la deflexión con respecto a  $x$  para obtener la pendiente  $\theta$ .
6. Sacando sumatoria de momentos y fuerzas e igualando a cero.

Se crea el siguiente sistema:

$$\begin{aligned}
 y_2 &= Y_1 + l_1 \cdot \theta_1 + \frac{l_1^2}{2 \cdot E \cdot I_1} \cdot M_1 + \frac{l_1^3}{6 \cdot E_1 \cdot I_1} \cdot V_1 \\
 \theta_2 &= \theta_1 + \frac{l_1}{E_1 \cdot I_1} \cdot M_1 + \frac{l_1^2}{2 \cdot E_1 \cdot I_1} \cdot V_1 \\
 M_2 &= M_1 + l_1 \cdot V_1 \\
 V_2 &= V_1
 \end{aligned}$$

Este conjunto de ecuaciones pueden escribirse de manera matricial como:

$$z_2 = L_1 \cdot z_1 \quad (\text{Ec.45})$$

Con  $L_1$  igual a la matriz:

$$L_1 = \begin{bmatrix} 1 & l_1 & \frac{l_1^2}{2 \cdot E \cdot I_1} & \frac{l_1^3}{6 \cdot E_1 \cdot I_1} & 0 \\ 0 & 1 & \frac{l_1}{E \cdot I_1} & \frac{l_1^2}{2 \cdot E_1 \cdot I_1} & 0 \\ 0 & 0 & 1 & l_1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

La ecuación 45 dice que el vector de estado en el nodo 2 depende de lo que ocurra en el nodo 1 y de las características del elemento 1. Esta matriz  $L_1$  se denomina *matriz de transferencia* y para cada elemento de la viga existe una.

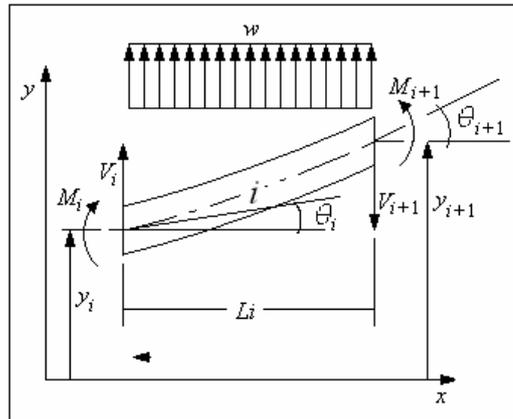


Figura 3.12 Elemento  $i$  de una viga solicitado a carga uniformemente distribuida de magnitud  $w$ .

Ahora, para el caso de un elemento de viga solicitado con una carga uniformemente distribuida de magnitud  $w$  (N/m), tal como se muestra en la Figura 3.12, y teniendo en cuenta las mismas condiciones expuestas para el caso anterior a excepción del ítem 3, se genera una nueva matriz  $W_1$  llamada *matriz de transferencia de carga uniforme*. Ésta es:

$$W_1 = \begin{bmatrix} 1 & l_1 & \frac{l_1^2}{2 \cdot E \cdot I_1} & \frac{l_1^3}{6 \cdot E_1 \cdot I_1} & \frac{w \cdot l_1^4}{24 \cdot E_1 \cdot I_1} \\ 0 & 1 & \frac{l_1}{E \cdot I_1} & \frac{l_1^2}{2 \cdot E_1 \cdot I_1} & \frac{w \cdot l_1^3}{6 \cdot E_1 \cdot I_1} \\ 0 & 0 & 1 & l_1 & \frac{w \cdot l_1^2}{2} \\ 0 & 0 & 0 & 1 & p \cdot l_1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

Cabe destacar que el subíndice en ambas matrices representa al elemento.

Lo que sigue para aplicar el método de Holzer es distinguir que variables nos proporciona el sistema, de manera que quede un conjunto de ecuaciones con igual número de incógnitas.

Se necesitan condiciones de borde para poder realizar un sistema determinado. Estas condiciones son aportadas según la vinculación que posea la viga, así como se muestra en la Figura 3.13.

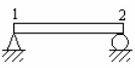
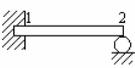
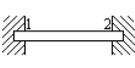
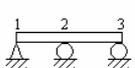
Simplemente Apoyada		$y_1=0 \quad M_1=0$ $y_2=0 \quad M_2=0$
Empotrada		$y_1=0 \quad \theta_1=0$ $y_2=0 \quad M_2=0$
Empotrada		$y_1=0 \quad \theta_1=0$ $y_2=0 \quad V_2=0$
Doblemente Empotrada		$y_1=0 \quad \theta_1=0$ $y_2=0 \quad \theta_2=0$
Hiperestática		$y_1=0 \quad M_1=0$ $y_2=0$ $y_3=0 \quad M_3=0$

Figura 3.13 Condiciones de borde para el estudio de vigas.

Para aplicar el método de Holzer Van Den Dungen al sistema de ejes, se utiliza el esquema mostrado en la Figura 3.14:

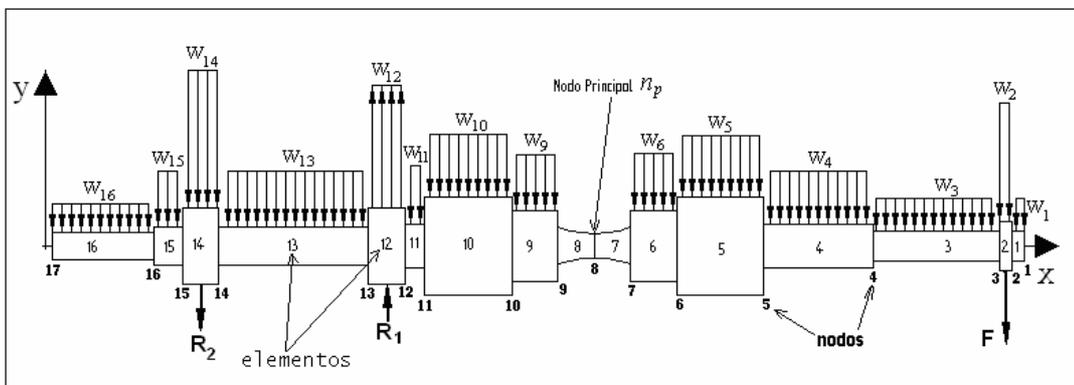


Figura 3.14 Sistema de ejes izquierdo y derecho dividido en nodos y elementos.

En ésta figura se divide al sistema en 16 elementos limitados por 17 nodos. Aquí, los vectores de estado  $z_i$  más importantes son aquellos que se encuentran en los nodos 1, 8, 12, 14 y 17 ya que es aquí donde se encuentran las condiciones iniciales para que el sistema sea determinado. Dichas condiciones son:

$$\begin{aligned} M_1 &= 0 & y_{12} &= 0 \\ V_1 &= 0 & M_{17} &= 0 \\ M_8 &= -23 & V_{17} &= 0 \\ y_{14} &= 0 \end{aligned}$$

Luego se tienen 11 matrices de transferencia de carga uniforme  $W_i$  pertenecientes a los elementos 1, 3, 4, 5, 6, 9, 10, 11, 13, 15 y 16, completamente definidas en cuanto a su longitud  $l_i$  (ver Figura 3.3), módulo de elasticidad, momento de inercia de la sección transversal (depende de los diámetros encontrados en el eje) y de la carga uniforme, que no es más que la carga debido al peso en cada tramo. Además se tienen 2 matrices de transferencia  $L_i$  para los elementos 7 y 8 que representan a la probeta.

Para terminar, existen 3 matrices de transferencia de carga uniforme  $W_i$  que corresponden a los elementos 2, 12 y 14. Estas matrices introducen 3 incógnitas que son  $F$ ,  $R_1$  y  $R_2$ , que serán calculadas a través de este método para constatar los resultados obtenidos anteriormente.

Utilizando una herramienta computacional, se introduce el siguiente sistema de ecuaciones, considerando las condiciones iniciales:

$$z_8 = L_7 \times W_6 \times W_5 \times W_4 \times W_3 \times W_2 \times W_1 \times z_1$$

$$z_{12} = W_{12} \times W_{11} \times W_{10} \times W_9 \times L_8 \times z_8$$

$$z_{14} = W_{14} \times W_{13} \times W_{12} \times z_{12}$$

$$z_{17} = W_{16} \times W_{15} \times W_{14} \times z_{14}$$

Este sistema posee 16 ecuaciones con 16 incógnitas. Los resultados obtenidos más importantes son los siguientes:

$$\begin{array}{ll} F = & 86,9256 \text{ N} & V_8 = & -100,412 \text{ N} \\ R_1 = & 403,7556 \text{ N} & y_1 = & -0,014 \text{ m} \\ R_2 = & 288,4125 \text{ N} & \theta_1 = & 3,1512^\circ \end{array}$$

Se comprueba que los valores de  $F$ ,  $R_1$  y  $R_2$  obtenidos a través de este método son muy aproximados a los calculados anteriormente.

Con estos valores, se procede a escribir un programa que, en base al sistema planteado y con el vector de estado del nodo 1 completamente definido, dibujará la curva de deflexión en función de la componente axial de la viga. Esto lo hace calculando vectores de estado a lo largo del eje tomando en cuenta las matrices de transferencia del sistema mientras se mueve axialmente. Esto se proyecta en la Figura 3.15.

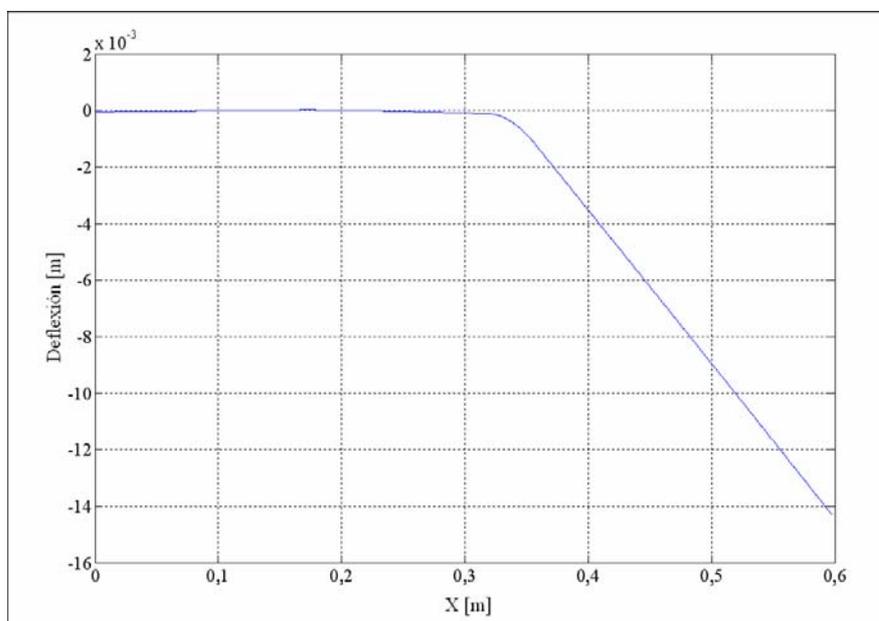


Figura 3.15 Deflexión del sistema de ejes vs. Coordenada axial del sistema de ejes bajo la máxima sollicitación.

Resulta evidente que los elementos más influenciados por las fuerzas aplicadas son el 7 y el 8 que representan a la probeta. Esto es debido a que en el sistema planteado, en vez de considerar la geometría real de la probeta, se supuso un elemento cilíndrico de diámetro igual al mínimo encontrado en ésta (6,35mm), que es una condición desfavorable. Además, se supuso un módulo de elasticidad que, bajo la acción de estas fuerzas, podría no ser suficiente para mantener un comportamiento elástico, es decir, por lo general, los materiales que van a estar sometidos a esta magnitud de esfuerzo, tienen un módulo de elasticidad mayor al considerado, ya que el ensayo requiere que el máximo esfuerzo aplicado sea un porcentaje de la resistencia de fluencia del material de la probeta.

Aún así, lo más importante a resaltar sobre la deflexión del sistema de ejes bajo el esquema planteado, es el desplazamiento de 14 milímetros que tiene el nodo 1. Con este desplazamiento, el mecanismo adyacente que conforma la horquilla superior derecha, la articulación brazo derecho y el brazo derecho no llega a interferir con el agujero de la base. Esto se puede constatar en el estudio cinemático que se hará posteriormente.

Otra observación importante, es que la deflexión mostrada por el resto de los elementos que conforman el sistema de ejes, presentan desplazamientos que van por el orden de los 0,2 milímetros, lo que indica que éstos afrontan de buena forma las solicitaciones implementadas según las recomendaciones de diseño de ejes (Shigley-2002).

#### **3.4.- Rodamientos.**

La configuración de la máquina consta de tres rodamientos, dos que sirven como apoyo al eje izquierdo y uno que aplica la fuerza  $F$  en el extremo derecho del eje derecho.

Con el diámetro del eje izquierdo igual a 20mm y conocidas las reacciones  $R_1$  y  $R_2$  de los apoyos, se procede a seleccionar un tipo de rodamiento para ambos. Por la geometría del diseño, se selecciona en el manual de la SKF un rodamiento 6404 de una hilera de bolas, que posee un diámetro interno de 20mm, diámetro externo de

72mm, 19mm de ancho, una capacidad de carga dinámica de 30.700N, una capacidad de carga estática de 15000N, una carga límite de fatiga 640N y puede girar a una velocidad nominal de 10000 r.p.m. lubricada con grasa.

Para comprobar que el rodamiento cumple con las exigencias del diseño se comienza por especificar la carga equivalente  $P_{eq}$  en el cojinete, que viene dada por:

$$P_{eq} = V_R \cdot x_R \cdot F_R \quad (\text{Ec.46})$$

Con  $x_R=1$  por tratarse de cargas radiales,  $V_R=1$  por ser el eje el que rota y  $F_R$  la carga radial a soportar. Entonces:

$$P_{eq} = F_R = R_1 = 402,92N$$

Luego, con una capacidad de carga dinámica  $C$  igual a 30700N y un  $k$  igual a 3, por tratarse de un rodamiento de bola, se calcula la duración de vida del rodamiento  $L_{R1}$ :

$$L_{R1}[10^6 \text{ ciclos}] = \left( \frac{C}{P_{eq}} \right)^k \quad (\text{Ec.47})$$

Sustituyendo los valores correspondientes:

$$L_{R1}[10^6 \text{ ciclos}] = \left( \frac{30700N}{402,92N} \right)^3 = 442 \cdot 10^9 \text{ ciclos}$$

Para saber cual es la duración de vida del cojinete en horas  $L_H$ , se realiza la siguiente operación:

$$L_{H1}[h] = \frac{L \cdot 10^6}{60 \cdot n} \quad (\text{Ec.48})$$

Con lo que se obtiene:

$$L_{H1}[h] = \frac{442342,482144 \cdot 10^6}{60 \cdot 7000} = 1.053.196 \text{ _horas}$$

De igual manera, se selecciona en el manual de la SKF un rodamiento 61902 para el eje derecho. Éste es un rodamiento de una hilera de bolas que posee un diámetro interno de 15mm, diámetro externo de 28mm, 7mm de ancho, una capacidad de carga dinámica de 4030N, una capacidad de carga estática de 2040N,

una carga límite de fatiga 85N y puede girar a una velocidad nominal de 24000 r.p.m. lubricada con grasa.

También se debe comprobar que el rodamiento cumple con las exigencias del diseño. Utilizando el procedimiento anterior se calcula la duración de vida del rodamiento, en millones de ciclos y en horas:

$$L_{R2} = 99,7 \cdot 10^9 \text{ ciclos}$$

$$L_{H2} = 237.304 \text{ _horas}$$

Todos los rodamientos, bajo un mantenimiento apropiado y de bajo costo, cumplen adecuadamente con el trabajo y poseen una gran durabilidad.

### 3.5.- Determinación de la geometría de la pesa.

Una vez determinada la fuerza  $F$  que se debe aplicar sobre el extremo derecho en el eje derecho, se procede a estudiar los sistemas planteados en las Figuras 3.16 y 3.17. El objetivo de plantear estos sistemas es determinar las dimensiones y el peso  $P$  de la pesa. Dicha pesa tiene la función de variar la fuerza  $F$  que creará el momento flector en el centro de la probeta, variando su posición a lo largo del tornillo de accionamiento.

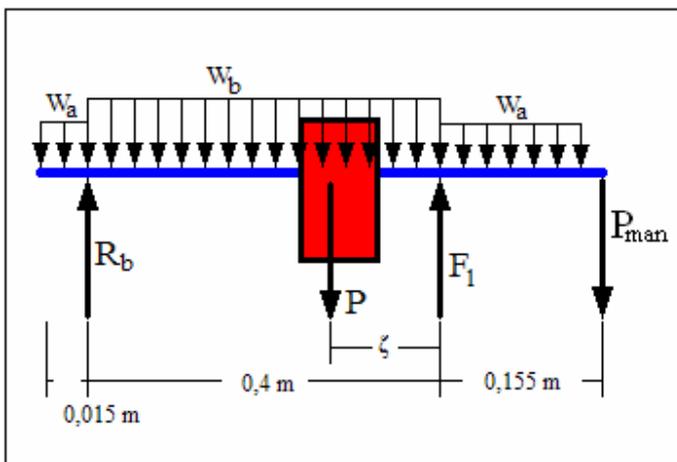


Figura 3.16 Sistema tornillo de accionamiento en posición uno.

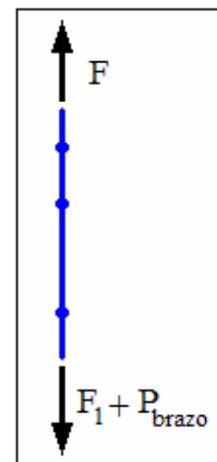


Figura 3.17 Sistema brazo derecho.

Los datos para este par de sistemas son los siguientes:

- $F = 86,92\text{N}$  (condición para proporcionar el máximo momento flector de  $23\text{ N}\cdot\text{m}$  en el centro de la probeta).
- $P_{man} = 0,150\text{kg}\cdot 9,81\text{m/s}^2 = 1,4715\text{N}$  (Peso de la manivela).

Entre los parámetros que hay que calcular para que el sistema sea determinado, se encuentran las fuerzas uniformemente distribuidas  $w_a$  y  $w_b$ , que son causa del propio peso del tornillo de accionamiento, con  $w_a$  para el tramo no roscado y  $w_b$  para el tramo roscado, el peso del brazo derecho  $P_{brazo}$ , que influye directamente sobre la fuerza  $F$  y la reacción  $R_b$  del vínculo de la horquilla izquierda.

El volumen del sistema brazo derecho será aquel compuesto por las siguientes piezas: horquilla superior, articulación brazo derecho, brazo derecho y horquilla inferior derecha. Esto es:

$$\begin{aligned}
 v_{brazoderecho} &= \left\{ \left( \frac{-\pi \cdot (28 \cdot 10^{-3} \text{ m})^2}{4} + (40 \cdot 10^{-3} \text{ m})^2 + 2 \cdot 10 \cdot 10^{-3} \text{ m} \cdot 10 \cdot 10^{-3} \text{ m} \right) \cdot 10 \cdot 10^{-3} \text{ m} \right\} + \dots \\
 &\dots \left\{ \left( \frac{\pi \cdot (10 \cdot 10^{-3} \text{ m})^2}{8} + 35 \cdot 10^{-3} \text{ m} \cdot 10 \cdot 10^{-3} \text{ m} \right) \cdot 20 \cdot 10^{-3} \text{ m} - (10 \cdot 10^{-3} \cdot \text{ m})^3 \right\} + \dots \\
 &\dots \left\{ \left( \frac{\pi \cdot (10 \cdot 10^{-3} \text{ m})^2}{4} + 10 \cdot 10^{-3} \text{ m} \cdot 126 \cdot 10^{-3} \text{ m} \right) \cdot 10 \cdot 10^{-3} \text{ m} \right\} + \dots \\
 &\dots \left\{ \left( (20 \cdot 10^{-3} \text{ m})^2 + (10 \cdot 10^{-3} \text{ m})^2 - \frac{\pi (15 \cdot 10^3 \text{ m})^2}{4} \right) \cdot 10 \cdot 10^{-3} \text{ m} \right\} = 1,1842 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 + \dots \\
 &\dots 6,785 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3 + 1,338 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 + 3,232 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3 = 3,5237 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3.
 \end{aligned}$$

Por lo tanto, el peso del brazo será:

$$P_{brazo} = v_{brazoderecho} \cdot \rho \cdot g = 3,5237 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 \cdot 7844,5 \text{ kg/m}^3 \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 = 2,712 \text{ N}.$$

Se observa sobre el sistema de brazo derecho una fuerza  $F_1$ . Esta fuerza es la que deberá aplicar el sistema tornillo de accionamiento para generar el momento requerido en el centro de la probeta. Para el caso de máxima carga, esta fuerza tendrá un valor de:

$$\sum F_y = 0 \Rightarrow F - F_1 - P_{brazo} = 0 \Rightarrow F_1 = F - P_{brazo} = 86,92N - 2,712N = 84,208N = F_1.$$

Se procede con calcular el volumen del tornillo de accionamiento para encontrar las cargas uniformemente distribuidas  $w_a$  y  $w_b$ . El volumen del tornillo de accionamiento en su tramo roscado será considerado como el volumen de un cilindro de diámetro igual al diámetro de paso  $p$ . El diámetro de paso  $d_{paso}$  de un tornillo M30×3,5 es (Figura 3.18):

$$p = 3,5mm; H = \frac{\sqrt{3}}{2} \cdot p = 3,03mm; \quad d_{max} = 30mm; d_{paso} = d_{max} - H$$

$$d_{paso} = 30 - 3,03 = 26,96mm$$

Por lo tanto el volumen del tramo roscado será:

$$v_{rosca} = \frac{\pi \cdot (26,96 \cdot 10^{-3} m)^2}{4} \cdot 0,390m \Rightarrow v_{rosca} = 2,2263 \cdot 10^{-4} m^3$$

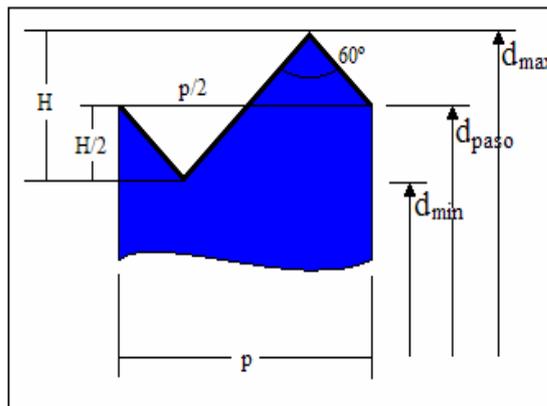


Figura 3.18 Perfil del tornillo de accionamiento

Luego se calcula el volumen del tramo no roscado, que posee un radio de 15 mm.

$$v_{\text{sin rosca}} = \frac{180 \cdot 10^{-3} \text{ m} \cdot \pi \cdot (15 \cdot 10^{-3} \text{ m})^2}{4} = 3,181 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$$

Utilizando la ecuación 1, se obtiene:

$$w_a = \frac{3,181 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 \cdot 7844,5 \text{ kg/m}^3 \cdot 9,81 \text{ m/s}^2}{180 \cdot 10^{-3} \text{ m}} = 13,6 \text{ N/m}$$

$$w_b = 43,92 \text{ N/m}$$

Ahora, para el sistema tornillo de accionamiento, se deben analizar dos condiciones. La primera se refiere al caso en que la máquina no proporciona momento flector y en el que la pesa se encuentra en su *posición cero* (Figura 3.19). Para lograr un equilibrio de momentos entre la pesa en su posición cero con el peso del tornillo de accionamiento, brazo derecho y manivela, tomando como pivote el vínculo horquilla izquierda, se crea el siguiente sistema:

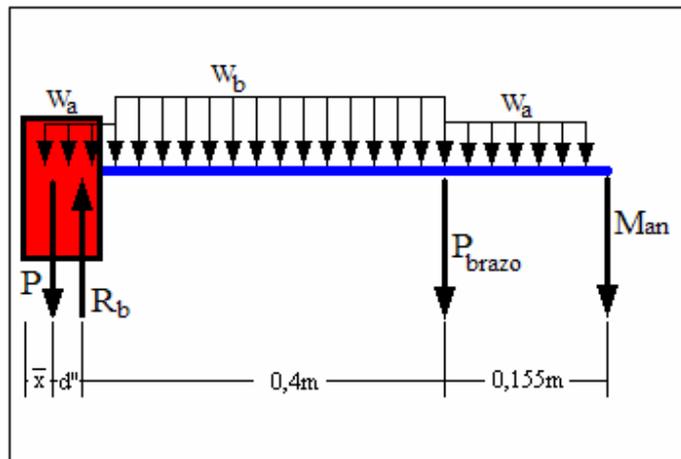


Figura 3.19 Sistema Tornillo de Accionamiento en posición cero.

El centro de gravedad de la pesa debe sobrepasar al vínculo donde está  $R_b$  hacia la izquierda. Así se creará un momento contrario al que produce el peso del

tornillo de accionamiento, del brazo derecho y de la manivela. La finalidad es crear un estado en la que el usuario pueda hacer el montaje y desmontaje de la probeta sin que le estorben las fuerzas provocadas por un desequilibrio. Esto conlleva a la primera ecuación:

$$\sum M_{R_b} = 0 \Rightarrow d'' \cdot P - w_b \cdot 0,4m \cdot 0,2m - P_{brazo} \cdot 0,4m + w_a \cdot 0,015m \cdot 7,5 \cdot 10^{-3} \dots \\ - w_a \cdot 0,155m \cdot 477,5 \cdot 10^{-3} m - P_{man} \cdot 555 \cdot 10^{-3} = 0$$

Despejando  $d''$ , se obtiene:

$$d'' = \frac{6,4201225N \cdot m}{P} \quad (\text{Ec.49})$$

El parámetro  $d''$  es la distancia que debe tener el centro de gravedad de la pesa con respecto al vínculo donde está  $R_b$ , para generar el momento flector contrario.

La segunda condición es el caso contrario, en la que la pesa está posicionada para proporcionar el máximo momento flector que puede ofrecer la máquina al centro de la probeta, tal como muestra la Figura 3.16. Haciendo sumatoria de momentos en el vínculo donde está  $R_b$ , e igualando a cero, se tiene:

$$\sum M_{R_b} = 0 \Rightarrow w_a \cdot 15 \cdot 10^{-3} m \cdot 7,5 \cdot 10^{-3} m - w_b \cdot 0,2m \cdot 0,4m - P(0,4m - \zeta) + F_1 \cdot 0,4 \dots \\ \dots - w_a \cdot 0,155 \cdot 477,5 \cdot 10^{-3} m - P_{man} \cdot 555 \cdot 10^{-3} = 0$$

Despejando  $P$ , se obtiene:

$$P = \frac{28,3478N \cdot m}{0,4m - \zeta} \quad (\text{Ec.50})$$

En esta condición la pesa no debe llegar al brazo derecho debido a las limitaciones que impone el análisis cinemático del mecanismo. La distancia máxima entre la pesa y el brazo derecho debe ser igual a 3 centímetros. Por lo tanto, si consideramos al peso de la pesa como una carga puntual, la distancia  $\zeta$  entre la carga y el vínculo de la horquilla derecha será:

$$\zeta = d'' + A + 35 \cdot 10^{-3} \quad (\text{Ec.51})$$

En esta ecuación aparece la incógnita  $A$ , la cual es un parámetro importante a la hora de buscar el centro de gravedad con respecto a la coordenada axial  $x$  y será calculada posteriormente. Dicha posición de la pesa se le llamará *posición uno*.

Se procede a plantear la forma que tendrá la pesa y encontrar la ecuación que indique su centro de gravedad.

En la Figura 3.20 se muestra la forma de la pesa, en donde no se han determinado las medidas de  $A$  y  $B$ . Éstos deben tener los valores correctos para lograr el equilibrio en la posición cero y para que el sistema pueda ejercer la fuerza  $F_1$  en la posición uno, y así alcanzar el momento máximo impuesto en el centro de la probeta. Para estudiar este sólido y poder encontrar el centro de gravedad en base a lo anterior, se divide a éste en 5 volúmenes, tal como se demuestra en la Figura 3.21.

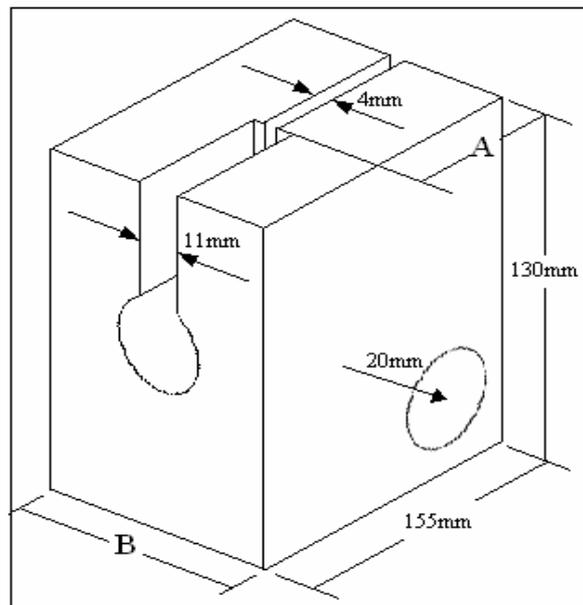


Figura 3.20 Forma de la pesa

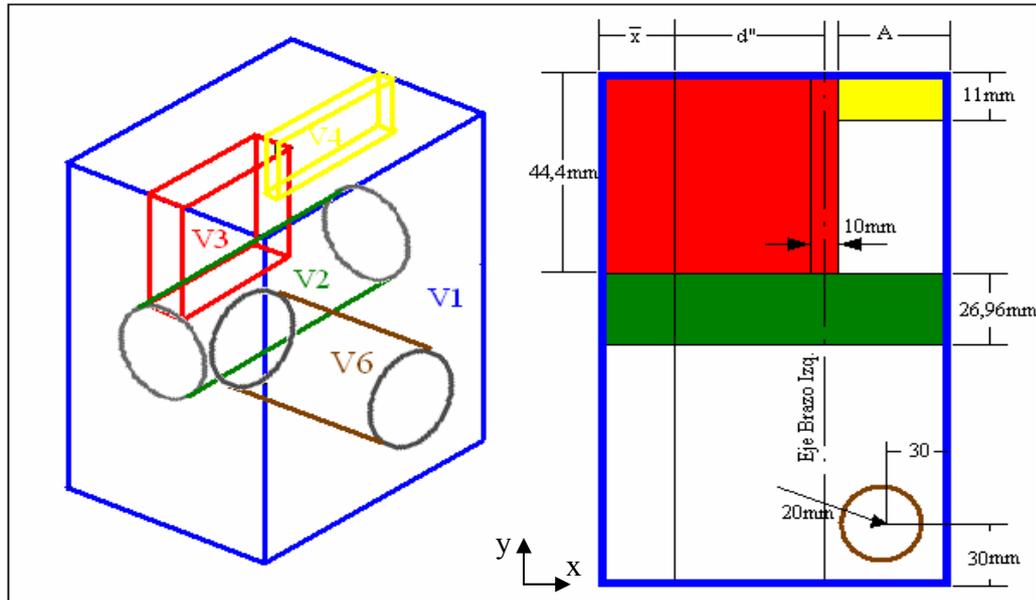


Figura 3.21 Esquema de volúmenes que conforman la pesa

En la Figura 3.21, no solo se observa como se divide en cinco volúmenes la pesa sino que también se demuestra un corte transversal de la pesa por  $B/2$ , que indica las distancias a considerar para poder obtener su centro de gravedad con respecto a  $x$ .

Al igual que el tornillo de accionamiento, el volumen del agujero roscado será considerado como el volumen de un cilindro de diámetro igual al diámetro de paso. Entonces cada volumen será:

$$v_1 = (0,155m) \cdot (0,13m) \cdot B = 0,02015m^2 \cdot B$$

$$v_2 = \frac{\pi \cdot dp^2 \cdot h}{4} = \pi \cdot (13,48 \cdot 10^{-3} m)^2 \cdot 0,155m = 8,85 \cdot 10^{-5} m^3$$

$$v_3 = (44,4 \cdot 10^{-3} m) \cdot (11 \cdot 10^{-3} m) \cdot (0,155m - A) = 488,4 \cdot 10^{-6} \cdot (0,155m - A)$$

$$v_4 = (4 \cdot 10^{-3} m) \cdot (11 \cdot 10^{-3} m) \cdot A = 44 \cdot 10^{-6} \cdot A$$

Existe un quinto volumen que hay que sumar al volumen total, producto del solape entre los volúmenes  $v_2$  y  $v_3$ . Éste es igual a:

$$v_5 = 8,7183 \cdot 10^{-6} m^2 \cdot (0,155m - A)$$

El sexto volumen se trata de un agujero circular de 20mm de radio, creado para desplazar el centro de gravedad con respecto a  $x$  hacia la izquierda, que ayudará a contrarrestar el momento y crear el equilibrio.

$$v_6 = \frac{\pi \cdot (40 \cdot 10^{-3} \cdot m)^2}{4} \cdot B = 1,2566 \cdot 10^{-3} m^2 \cdot B$$

El volumen total de la pesa será igual a:

$$v_{pesa} = \frac{P}{\rho \cdot g} \quad (\text{Ec.52})$$

Y a su vez:

$$v_{pesa} = v_1 - v_2 - v_3 - v_4 + v_5 - v_6 \quad (\text{Ec.53})$$

Sustituyendo las expresiones y valores correspondientes en la ecuación 53, se despeja B y se obtiene:

$$B = \frac{v_{pesa} + 8,85 \cdot 10^{-5} m^3 + 479,6817 \cdot 10^{-6} m^2 (0,155m - A) + 44 \cdot 10^{-6} m^2 \cdot A}{0,0188934 \cdot m^2} \quad (\text{Ec.54})$$

Ahora, el centro de gravedad con respecto a  $x$  será:

$$\bar{x} = \frac{v_1 \cdot \bar{x}_1 - v_2 \cdot \bar{x}_2 - v_3 \cdot \bar{x}_3 - v_4 \cdot \bar{x}_4 - v_6 \cdot \bar{x}_6}{v_1 - v_2 - v_3 - v_4 - v_6} = 0,155m - d'' - A - 0,005m \quad (\text{Ec.55})$$

Con la ecuación 55, se garantiza el equilibrio en la posición cero. Sustituyendo:

$$\frac{0,0014 \cdot B - 8,85 \cdot 10^{-5} m^3 \cdot (77,5 \cdot 10^{-3} m) - 488,4 \cdot 10^{-6} \cdot m^2 \cdot (0,155 m - A)^2 / 2}{0,02015 \cdot m^2 \cdot B - 8,85 \cdot 10^{-5} \cdot m^3 - 488,4 \cdot 10^{-6} \cdot m^2 \cdot (0,155 m - A) - 44 \cdot 10^{-6} \cdot m^2 \cdot A} \dots$$

$$\dots \frac{-44 \cdot 10^{-6} \cdot A \cdot (A/2 + (0,155 \cdot m - A))}{\dots} = 0,155 m - d'' - A \cdot 0,005 m$$

Para resolver este sistema, se debe realizar un proceso iterativo que comienza por estimar la distancia que existe entre el peso y el brazo derecho  $\zeta$ , con esto se calcula  $P$  utilizando la ecuación 50, de aquí se pasa a calcular  $d''$  con la ecuación 49 para luego encontrar  $v_{pesa}$  con la ecuación 52 y con la ecuación 55 se calcula  $A$ . Se recalcula  $\zeta$  con la ecuación 51 y se itera hasta que converja con el valor inicial.

<b>n</b>	$\zeta_{n-1}$	$P_{n-1}$	$v_{peso\ n-1}$	$d''_{n-1}$	$A_{n-1}$	$\zeta_n$
1	$105 \cdot 10^{-3} m$	96,093N	$1,249 \cdot 10^{-3} m^3$	$6,81 \cdot 10^{-2} m$	$1,06 \cdot 10^{-3} m$	$78 \cdot 10^{-3} m$
2	$78 \cdot 10^{-3} m$	88,04N	$1,14 \cdot 10^{-3} m^3$	$7,29 \cdot 10^{-2} m$	$4,73 \cdot 10^{-3} m$	$112,5 \cdot 10^{-3} m$
<b>3</b>	<b><math>112 \cdot 10^{-3} m</math></b>	<b>98,43N</b>	<b><math>1,279 \cdot 10^{-3} m^3</math></b>	<b><math>6,523 \cdot 10^{-2} m</math></b>	<b><math>12,18 \cdot 10^{-3} m</math></b>	<b><math>112,41 \cdot 10^{-3} m</math></b>

Figura 3.22 Iteraciones para el dimensionado de la pesa.

En la Figura 3.22 se observan los resultados obtenidos en tres iteraciones. El valor de  $A$  fue de 12,18mm, que se aproximará a 12mm para facilitar la fabricación. Con este valor y utilizando la ecuación 54, se calcula el valor  $B$  el cual fue de 76mm.

### 3.7.- Cálculo de la Deflexión Sistema tornillo de accionamiento.

Se debe calcular la deflexión del tornillo de accionamiento bajo su condición más desfavorable, para verificar si ésta tendrá un efecto adverso al funcionamiento correcto de la máquina. Para ello, al igual que el sistema de ejes, se utilizará el método de la matriz de transferencia, éste toma en cuenta el hecho de que el comportamiento de cada punto que pertenece al eje está influenciado solamente por el comportamiento de los puntos vecinos.

Para este caso, se debe definir una nueva matriz  $P_j$  que se utilizará para cargas puntuales. Se definirá un nodo  $j$  en el punto de aplicación de la carga  $F_j$ , en donde se tendrán dos vectores de estado que difieren en fuerza cortante y momento flector. Un vector de estado pertenecerá al lado izquierdo del nodo y el otro, al lado derecho. Cuando se empiece a plantear el sistema a través de la componente axial de la viga, se debe introducir entre las matrices de transferencia que rodean al nodo, la siguiente matriz:

$$P_j = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & F_j \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

Esta matriz, introducirá en el sistema, la carga puntual  $F_j$  aplicada sobre la viga.

Para el cálculo de la deflexión del tornillo de accionamiento, se plantea la condición más desfavorable, que ocurre cuando la pesa se encuentra en la mitad del tornillo, tal como se muestra en la Figura 3.23.

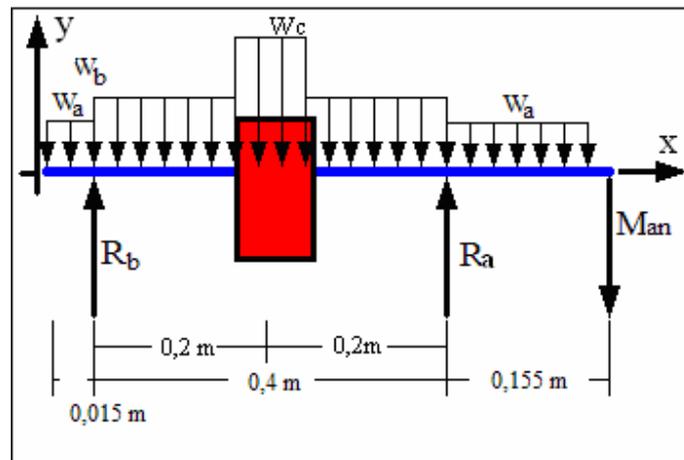


Figura 3.23 Condición más desfavorable sistema tornillo accionamiento

Utilizando apropiadamente el método matricial, se obtiene como resultado la Figura 3.24, que representa la deflexión en función de la componente axial del tornillo  $x$ . Además, se obtienen los valores de  $R_a=62,5533\text{N}$  y  $R_b=57,2282\text{N}$ .

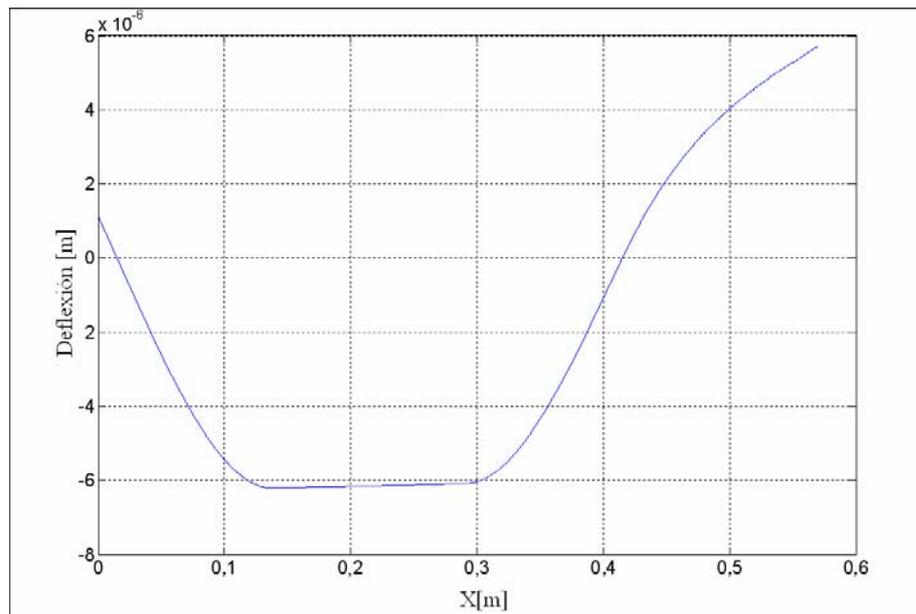


Figura 3.24 Deflexión sistema tornillo de accionamiento.

Es importante destacar que la deflexión máxima encontrada en el tornillo está por el orden de  $6.10^{-6}\text{m}$ , lo que indica que el tornillo responde correctamente a las sollicitaciones a las que está sometido, lo que indica que éstos afrontan de buena forma las sollicitaciones implementadas según las recomendaciones de diseño de ejes (Shigley-2002).

### **3.7.- Cálculo del torque mínimo para el movimiento del tornillo de accionamiento.**

Un tornillo de transmisión de potencia es un dispositivo que se utiliza en maquinaria para cambiar el movimiento angular en movimiento lineal y por lo general para transmitir potencia.

El sistema tornillo de accionamiento se modela como un tornillo de transmisión de potencia, ya que se debe determinar el torque mínimo necesario para mover la pesa a lo largo de éste. Dicho torque estará dado por la sumatoria de torques que produce la fricción del tornillo con la horquilla izquierda, con la horquilla derecha y con la pesa, además se considera la fuerza de roce entre la pesa y la regla guía, que va en contra del movimiento axial de la pesa. Tal como se muestra en la Figura 3.25.

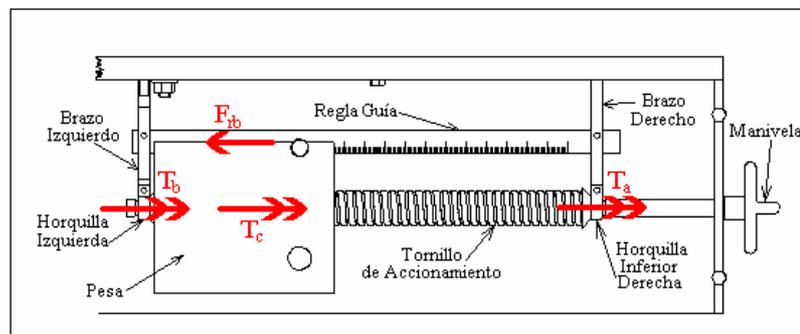


Figura 3.25 Diagrama de cuerpo libre para torque. Sistema tornillo accionamiento

Los torques  $T_a$  y  $T_b$  son aquellos producidos por la fricción existente entre la horquilla derecha y la horquilla izquierda con el tornillo. Cada uno de ellos va en función de las reacciones  $R_a$  y  $R_b$  respectivamente, que generan una fuerza normal en la superficie de contacto, y que multiplicada por el coeficiente de fricción  $f$ , considerado  $f=0,15$  un valor razonable para contactos entre dos aceros (Shigley-2002), da como resultado la fuerza de fricción que se opone al movimiento. Multiplicando esta fuerza de fricción por el radio del tornillo de accionamiento se obtiene:

$$T_a = R_a \cdot f \cdot (0,0075m) \quad (\text{Ec.56})$$

$$T_b = R_b \cdot f \cdot (0,0075m) \quad (\text{Ec.57})$$

Como la suma de las reacciones  $R_a$  y  $R_b$  es igual al peso del conjunto, que es una constante, no importará en que posición se encuentre la pesa para determinar una condición en específico. Entonces, se vale del análisis anterior, en donde la pesa se

encuentra en el medio del tornillo de accionamiento y las reacciones son:  $R_a=62,5533\text{N}$  y  $R_b=57,2282\text{N}$ , por lo tanto, utilizando las ecuaciones 56 y 57, se tiene:

$$T_a=0,07037\text{N.m}$$

$$T_b=0,06438\text{N.m.}$$

El torque  $T_c$  es aquel producido por la fricción entre la pesa y el tornillo de accionamiento. De igual manera, la fuerza de fricción es directamente proporcional al peso de la pesa multiplicado por un coeficiente de fricción de 0,15 y considerando el radio de paso del tornillo de accionamiento, se obtiene:

$$T_c = P \cdot f \cdot (0,01348\text{m}) = 98,43\text{N} \cdot 0,15 \cdot 0,01348\text{m} = 0,1990\text{N.m}$$

Ahora se debe calcular el torque  $T_{rb}$  que se necesita para vencer la fricción entre la pesa y la regla guía. Esta fuerza se refleja como una fuerza axial  $F_{rb}$  y depende de la normal que aparece entre las superficies en contacto. Dicha normal es producto de la fuerza que ejerce el torque total entre la distancia que existe entre la regla guía y el eje del tornillo. Los parámetros a considerar son la fuerza axial  $F_{rb}$  que se opone al movimiento de la pesa, el diámetro de paso  $d_{paso}$  del tornillo y el desplazamiento axial por cada vuelta completa, que en este caso corresponde al paso  $p$  ya que el tornillo es unifilar.

El modelo utilizado para analizar lo anterior emplea el sistema planteado en la Figura 3.26, que describe una carga que esta siendo empujada sobre un plano inclinado. Este plano es aquel que se genera si se considera que el filete helicoidal de la rosca se desarrolla de forma plana y lo hará exactamente en la longitud correspondiente a una vuelta. Entonces, el borde externo del filete formará la hipotenusa de un triángulo rectángulo cuya base es la circunferencia correspondiente al diámetro medio de la rosca ( $\pi \cdot d_{paso}$ ) y cuya altura es el paso  $p$ .

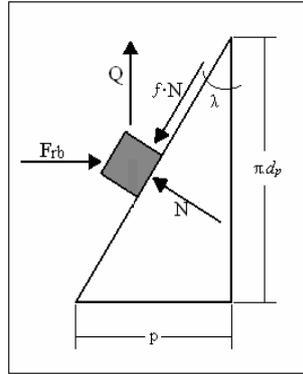


Figura 3.26 Diagrama de fuerzas

El ángulo  $\lambda$  es llamado ángulo de avance y está dado por:  $\tan \lambda = \frac{p}{d_{paso} \cdot \pi}$

En la Figura 3.26 se representan las fuerzas que actúan sobre una cuerda del tornillo, donde  $Q$  es la fuerza requerida para subir la carga. Entonces, haciendo sumatorias de fuerzas verticales y horizontales, se expresa la fuerza  $Q$  en función de la fuerza axial  $F_{rb}$  y considerando que el par de torsión es el producto de la fuerza  $Q$  y el radio de paso  $d_{paso}/2$ , se obtiene:

$$T_{rb} = \frac{F_{rb} \cdot d_{paso}}{2} \left( \frac{p + \pi \cdot f \cdot d_{paso} \cdot \sec \beta}{\pi \cdot d_m - f \cdot p \cdot \sec \beta} \right) \quad (\text{Ec.58})$$

Siendo  $\beta$  el ángulo de la rosca igual a  $60^\circ$  y sustituyendo las expresiones y los valores correspondientes, se obtiene que el torque  $T_{rb}=0,0298\text{N.m}$ . Luego, haciendo sumatoria de torques en el sistema se tiene el valor del torque máximo requerido para mover la pesa:

$$T_{tot}=0,3636\text{N.m.}$$

### 3.8.-Cargas axiales en brazos.

Ya están definidas las fuerzas a soportar por los brazos tanto derecho como izquierdo. Estas fuerzas son cargas axiales que solicitan a los elementos que componen a dichos brazos y se deben buscar las secciones críticas para garantizar que no fallen.

Las zonas críticas se caracterizan por tener la mayor fuerza aplicada y el área de la sección transversal más pequeña. Dicha área es perpendicular a la fuerza, lo que

genera un esfuerzo normal. Debido a que los elementos de ambos brazos están fabricados con el mismo material (acero AISI 4340) se estudiará el área ubicada en el vínculo Brazo izquierdo-Horquilla izquierda, que presenta la condición más desfavorable, tal como se demuestra en la Figura 3.27.

Entonces, para calcular el esfuerzo normal  $\sigma$ , se usa la siguiente ecuación:

$$\sigma = \frac{\text{Fuerza}}{\text{Área}} = \frac{P_{\text{pesa}}}{4 \times (a^2)} = \frac{98,43N}{4 \cdot (2,5 \cdot 10^{-3} \cdot m)^2} \quad (\text{Ec.59})$$

Con lo que se obtiene:  $\sigma = 3,94\text{MPa}$

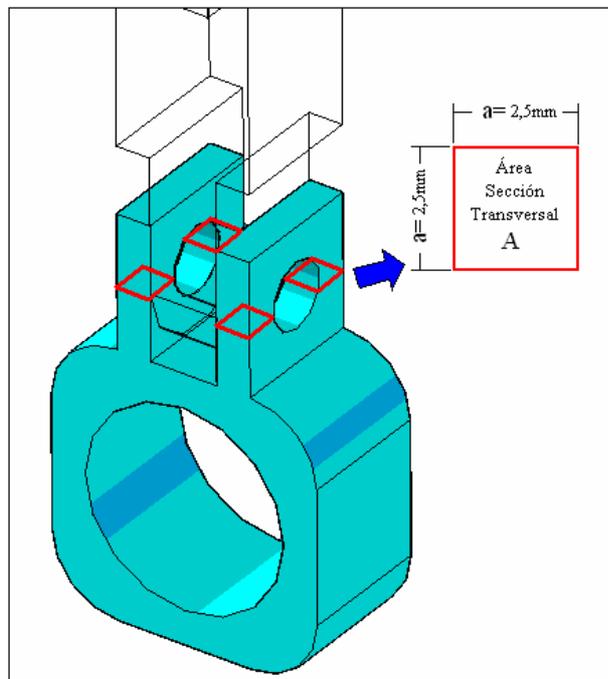


Figura 3.27 Horquilla izquierda bajo carga axial.

El esfuerzo normal permisible de este material es de 637MPa, lo que indica que soporta con una gran capacidad la carga implementada.

### 3.9.-Cálculo de Pasadores.

Se utilizarán pasadores macizos de teflón con un diámetro de 5mm ( $d_{pas}$ ) para fijar los vínculos entre los siguientes elementos:

1. Horquilla superior derecha-Articulación brazo derecho.

2. Articulación brazo derecho-Brazo derecho.
3. Brazo derecho-Regla guía.
4. Brazo derecho-Horquilla inferior derecha.
5. Brazo izquierdo-Horquilla izquierda.
6. Brazo izquierdo-Regla guía.

La carga a soportar por los pasadores 1, 2 y 4, es la fuerza  $F$  que debe transmitir el sistema brazo derecho al eje secundario para producir el máximo momento flector que puede ofrecer la máquina. Esta fuerza es igual a 86,92N y será la máxima carga que tendrán que soportar los pasadores de este sistema. Los pasadores 3 y 6, solo soportarán el peso de la regla guía que es equivalente a 2N. El pasador 5 es el que más carga deberá soportar, siendo ésta de 98,43N, lo cual ocurre cuando centro de gravedad de la pesa esté alineado con el eje del brazo izquierdo. Por lo tanto, se estudiará el comportamiento del pasador 5 y con esto se garantiza el funcionamiento de los otros, ya que poseen las mismas dimensiones y están sometidas a menor carga. Así se plantea:

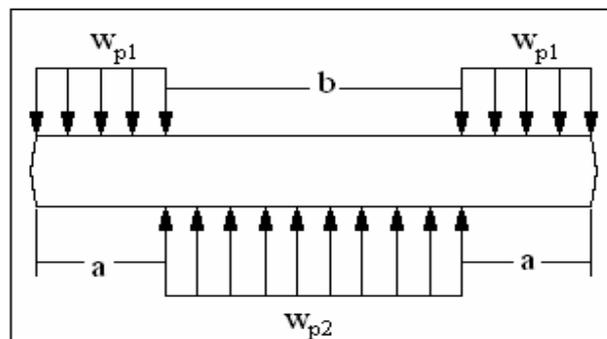


Figura 3.28 Diagrama de cuerpo libre del pasador

En la Figura 3.28 se observa la configuración de fuerzas sobre el pasador 5, donde  $W_{p2}$  es una carga uniforme aplicada en el centro por acción del brazo izquierdo y  $W_{p1}$  es otra carga uniforme causada por la acción de la horquilla izquierda.

La fuerza cortante máxima para este sistema viene dada por:

$$V_{m\acute{a}x\_pas} = W_{p1} \cdot a \quad (\text{Ec.60})$$

Que no es más que la fuerza resultante de la carga uniforme  $W_{p1}$ , y ésta a su vez es igual a:

$$W_{p1} \cdot a = \frac{P}{2} = \frac{98,43N}{2} = 49,215N = V_{\max\_pas}$$

Utilizando la teoría del esfuerzo cortante máximo (Shigley-2002), se calcula el esfuerzo máximo sobre el pasador 5, según la expresión:

$$\tau_{\max} = \frac{4}{3} \cdot \frac{V_{\max\_pas}}{A_{pas}} = \frac{4}{3} \cdot \frac{49,215}{\frac{\pi \cdot (5 \cdot 10^{-3})^2}{4}} = 3,34MPa$$

Donde  $A_{pas}$  es el área de la sección transversal del pasador. Ahora, se calcula el esfuerzo cortante permisible utilizando la ecuación 61 (Shigley-2002):

$$\tau_{per} = \frac{1}{\sqrt{3}} \cdot \sqrt{\left(\frac{S_y}{n_d}\right)^2} = \frac{1}{\sqrt{3}} \cdot \sqrt{\left(\frac{13,788}{2}\right)^2} = 4MPa \quad (\text{Ec.61})$$

El esfuerzo cortante permisible supera al esfuerzo máximo encontrado en el pasador 5, garantizando que ninguno de los pasadores fallará.

### 3.10.-Uniones roscadas.

Cuando lo que se quiere es una unión que se pueda desarmar sin emplear métodos destructivos y que sea suficientemente resistente a cargas externas de tensión entonces, una buena solución es la unión atornillada simple que tenga arandelas de acero endurecido.

Existen diferentes uniones de este tipo en el diseño. Estas uniones son:

1. Brazo izquierdo-Base.
2. Portarrodamientos-Base.
3. Motor- Base.
4. Carcasa-Base.

Se empieza analizando la unión Brazo izquierdo-Base. El brazo izquierdo posee en su extremo superior una rosca M10×1,5 (diámetro nominal=10mm y

paso=1,5mm), que será introducida en un agujero de 11 milímetros ubicada en el centro a lo ancho de la base. Se logra la unión utilizando 2 tuercas acompañadas de dos arandelas, tal como se muestra en la Figura 3.29.

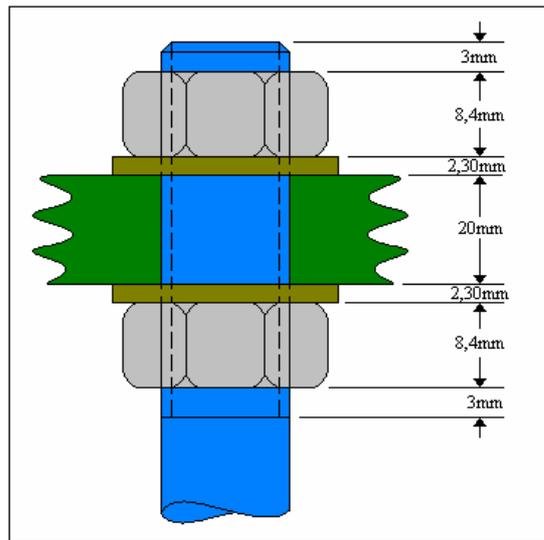


Figura 3.29 Unión Atornillada Brazo Izquierdo-Base

Para la rosca externa M10×1,5 de este sistema, se tienen los siguientes datos:

$$p_{BI}=1,5\text{mm}; d_{\text{máx}BI}=10\text{mm}; A_{tBI}=58\text{mm}^2.$$

Donde  $p_{BI}$  es el paso de la rosca,  $d_{\text{máx}BI}$  el diámetro mayor de la rosca y  $A_{tBI}$  el área de esfuerzo a la tensión (Shigley-2002).

Para comprobar que la unión es adecuada, se deben calcular el factor de carga  $n_1$  y el factor contra la separación de la junta  $n_2$ . El primero trata de que la unión no falle por exceso de carga y el segundo de que la junta tenga la fuerza mínima requerida para permanecer unida. Ambos factores deben ser mayores a uno.

El problema planteado en la Figura 3.29 se le conoce como Birlo, que no es más que una varilla roscada en ambos extremos de la junta. El birlo primero se atornilla en el extremo inferior, luego se posiciona dentro de los elementos a sujetar y después se atornilla en la parte superior. El birlo es considerado como una unión permanente, ya que la unión se desensambla con solo quitar la tuerca superior y no se dañan los hilos de la zona inferior.

La zona de sujeción será la distancia comprendida entre las dos arandelas y el espesor de la base de 20mm.

Las arandelas para este tipo de unión serán: 2 arandelas métricas sencillas 10N que poseen un diámetro interno igual a 10,85mm, diámetro externo igual a 20mm y un espesor de 2,30mm (Shigley-2002).

Las tuercas seleccionadas son: 2 tuercas hexagonales M10×1,5, con una altura de 8,4mm y un ancho de cara de 16mm (Shigley-2002).

El brazo derecho será fabricado con un acero AISI 4340 cuyo módulo de elasticidad es de:  $E = 207GPa$  (Avallone-1995).

El agarre de una conexión consiste en el espesor total del material sujetado. El agarre está dado por la suma de los espesores de los elementos y ambas arandelas. El agarre  $L_{tBI}$  de la junta en estudio será:

$$L_{tBI} = 2,3mm \cdot 2 + 20mm = 24,6 \cdot 10^{-3} m$$

La longitud ideal del tornillo es aquella donde se proyectan uno o dos hilos de la tuerca después que se aprieta. Esto es:  $1,5 \frac{mm}{hilo} \cdot 2hilos = 3mm$  adicionales que fueron considerados a la hora de diseñar el brazo izquierdo.

Para un elemento elástico como el tornillo, la expresión de resorte, que relaciona la fuerza aplicada al elemento y su desplazamiento debido a esta fuerza, es adecuada para determinar su constante de rigidez.

La rigidez de un tornillo dentro de la zona de sujeción en general consistirá en dos partes: la del cuerpo sin rosca y con rosca. Así, la constante de rigidez del perno equivale a la rigidez de dos resortes en serie:  $\frac{1}{K_{bt}} = \frac{1}{K_t} + \frac{1}{K_d}$ , en la que  $K_{bt}$  representa la rigidez efectiva estimada del perno en la zona de sujeción y en donde  $K_t$  y  $K_d$  representan la rigidez de la parte del tornillo roscada y no roscada respectivamente.

Para el sistema planteado solo existe cuerpo con rosca en la zona de sujeción, por lo tanto:

$$K_{btBI} = K_{tBI} = \frac{A_{tBI} \cdot E}{L_{tBI}} = \frac{58 \cdot 10^{-6} m^2 \cdot 207 \cdot 10^9 Pa}{24,6 \cdot 10^{-3} m} = 488 \frac{MN}{m}$$

Así como el tornillo posee un comportamiento elástico, los elementos sujetos también lo tienen y se calcula una constante de rigidez de los elementos  $K_m$  haciendo la equivalencia de resortes en serie:  $\frac{1}{K_m} = \frac{1}{K_1} + \frac{1}{K_2} + \dots$  donde  $K_i$  representa la rigidez del elemento  $i$  respectivo.

Ahora, para determinar las constantes de rigidez de cada uno de los elementos ( $K_1$ ,  $K_2$ , etc.) se utiliza la siguiente ecuación, que toma en consideración la distribución de la presión de la interfaz del elemento (Shigley-2002):

$$K_1 = \frac{\pi \cdot E \cdot d_{\text{máxBI}} \cdot \text{tg} \alpha}{\ln \left( \frac{(2t_{\text{BI}} \cdot \text{tg} \alpha + D_{\text{BI}} - d_{\text{máxBI}}) \cdot (D_{\text{BI}} + d_{\text{máxBI}})}{(2t_{\text{BI}} \cdot \text{tg} \alpha + D_{\text{BI}} + d_{\text{máxBI}}) \cdot (D_{\text{BI}} - d_{\text{máxBI}})} \right)} \quad (\text{Ec.62})$$

Si los elementos poseen el mismo módulo de elasticidad  $E$ , considerando  $\alpha=30^\circ$  que es un ángulo recomendado en la mayoría de las uniones (Shigley-2002), siendo el diámetro de la cara de la arandela 50% mayor que el diámetro del tornillo, lo que simplifica  $D_{\text{BI}}=1,5 \cdot d_{\text{máxBI}}$ , y la zona de sujeción  $t_{\text{BI}}$  igual a  $L_{\text{tBI}}$ , la ecuación 62 queda simplificada a:

$$K_{1\text{BI}} = \frac{0,577\pi \cdot E \cdot d_{\text{máxBI}}}{\ln \left( 5 \cdot \frac{(0,577 \cdot L_{\text{tBI}} + 0,5 \cdot d_{\text{máxBI}})}{(0,577 \cdot L_{\text{tBI}} + 2,5 \cdot d_{\text{máxBI}})} \right)} \quad (\text{Ec.63})$$

Entonces, sustituyendo los valores pertinentes, la constante de rigidez  $K_{\text{mBI}}$  de los elementos será:

$$\frac{1}{K_{\text{mBI}}} = \frac{1}{K_{1\text{BI}}} \Rightarrow K_{\text{mBI}} = K_{1\text{BI}} = 4,19 \frac{\text{GN}}{\text{m}}$$

Lo que sigue, es relacionar las constantes de rigidez tanto del tornillo como el de los elementos de igual manera. Así nace la constante de la junta  $C_{\text{BI}}$ :

$$C_{BI} = \frac{K_{btBI}}{K_{mBI} + K_{btBI}} = \frac{488048780}{4190077521 + 488048780} = 0,104$$

Una vez calculada la constante de rigidez de la junta se procede a verificar la resistencia de la zona roscada. Para ello, se sabe que el material del tornillo es Acero AISI 4340 que posee una resistencia a la fluencia  $S_y=637\text{MPa}$  y una resistencia a la tracción de  $S_{uts}=833\text{MPa}$  (datos proporcionados por el proveedor del material).

La carga de prueba  $F_p$  es aquella fuerza que el perno puede soportar sin adquirir una deformación permanente. Esto conlleva a definir la resistencia de prueba  $S_p$  del tornillo, que está dada por el cociente de la carga de prueba y área de esfuerzo a tensión  $A_{tBI}$ . La resistencia de prueba se recomienda estimarla como 85% de la resistencia a la fluencia ( $S_p=0,85 \cdot S_y$ ), por lo tanto será:  $S_p=542\text{MPa}$ .

Entonces, la fuerza de prueba es:

$$F_{pBI} = S_p \cdot A_{tBI} = 542\text{MPa} \cdot 58 \cdot 10^{-6} \text{m}^2 = 31,4\text{KN}$$

La carga de sujeción estira o alarga el tornillo. Esta fuerza aparece cuando se gira la tuerca hasta que el tornillo llegue casi hasta su límite elástico. Si la tuerca no se afloja, la tensión en el tornillo permanece como la fuerza de precarga  $F_i$ .

Para uniones no permanentes, es decir, uniones que eventualmente serán desarmadas, se recomienda estimar a la fuerza de precarga en un 75% de la fuerza de prueba  $F_{pBI}$  (Shigley-2002). Entonces:

$$F_{iBI} = F_{pBI} \cdot 0,75 = 23,6\text{KN}$$

Por lo que el torque necesario para llegar a esta fuerza de precarga será:

$$T_{pr} = K \cdot d_{\max BI} \cdot F_{iBI} = 0,3 \cdot 10 \cdot 10^{-3} \text{m} \cdot 23577 \text{N} = 70,7 \text{N} \cdot \text{m}$$

Siendo K el factor del par de torsión, en la que se recomienda 0,3 para pernos sin recubrimiento o de acabado negro (Casillas-2004).

Ahora, el valor del esfuerzo aplicado en el perno no debe sobrepasar la resistencia de prueba de éste. Entonces, haciendo sumatoria de las fuerzas que están actuando axialmente, dividiendo entre el área de esfuerzo a tensión  $A_{tBI}$  e igualando a la resistencia de prueba, tomando en cuenta el factor de carga se tiene que:

$$\frac{C_{BI} \cdot n_{iBI} \cdot P}{A_{iBI}} + \frac{F_{iBI}}{A_{iBI}} = Sp \quad (\text{Ec.64})$$

Despejando  $n_{iBI}$  de la ecuación 64 y sustituyendo los valores correspondientes, se tiene:

$$n_{iBI}=247,61.$$

La fuerza de contacto en los materiales de la junta es:

$$F_{mBI} = (1 - C_{BI}) \cdot P_{BI} - F_{iBI} \quad (\text{Ec.65})$$

La junta se separa cuando la carga externa  $P_{BI}$  aumenta tanto que  $F_{mBI}$  se hace cero. Por lo tanto, la carga externa que separa la junta se obtiene de igualar a cero, y despejar  $P_{BI}$ .

$$P_{oBI}=32,4KN$$

Luego, el factor de seguridad contra la separación de la junta será:

$$n_{2BI} = \frac{P_{oBI}}{P_{pesa}} = 330$$

### 3.11.-Cinemática de mecanismos:

Por último, se realizará el estudio cinemático de la máquina. Esto comprende analizar como se mueve un elemento con respecto a otro vinculado a él y determinar como se mueve el conjunto en las diferentes configuraciones de la máquina para garantizar que el mecanismo no se tranque.

El diseño cinemático se realiza en base a los requerimientos de movimiento comparado con el diseño en base a los requerimientos de fuerzas.

Para comenzar este estudio se realizan tres 3 definiciones: mecanismo, máquina y movimiento. Un *mecanismo* es una combinación de cuerpos rígidos o resistentes formados de tal manera y conectados de tal forma, que se muevan uno sobre el otro con un movimiento relativo definido. Una *máquina* es un mecanismo o una serie de mecanismos que transmiten fuerza desde la fuente de energía hasta la resistencia que se debe vencer y *movimiento* corresponde al tipo de trayectoria que define una partícula que cambia de posición con respecto al tiempo.

Existen dos tipos de movimiento general que son los movimientos de *traslación y rotación*. El movimiento de traslación es cuando un cuerpo rígido se mueve en tal forma que cada línea recta que pertenece a este cuerpo es paralela a todas sus otras posiciones y el de rotación si cada punto de un cuerpo rígido que tiene movimiento plano permanece a una distancia constante de un eje fijo que está perpendicular al plano del movimiento.

También es importante decir el concepto de *par cinemático*, que no es más que la unión de 2 elementos y define un movimiento relativo entre ambos (Mabie-1990).

En la máquina de flexión rotativa, se deben analizar cada uno de los pares cinemáticos por separado y en conjunto como un mecanismo, para garantizar que la máquina, en ninguna condición de funcionamiento, se obstruya. Estos pares corresponden a los vínculos:

1. Brazo derecho-Regla guía.
2. Horquilla superior derecha-Articulación brazo derecho.
3. Articulación brazo derecho-Brazo derecho.
4. Brazo derecho-Horquilla inferior derecha.
5. Brazo izquierdo-Horquilla izquierda.
6. Brazo izquierdo-Regla guía.

Todos estos pares cinemáticos poseen un solo movimiento relativo, que es de rotación. Entonces, lo que se debe buscar en cada uno de ellos es el ángulo máximo  $\alpha_i$  que puede rotar cada elemento respecto del otro, partiendo de una posición inicial. Una vez que se encuentren cada uno de estos ángulos, se procede a estudiar en conjunto estos pares cinemáticos y así determinar si el mecanismo se tranca o es funcional ante cualquiera de las configuraciones de la máquina.

Para dar un ejemplo del análisis cinemático se estudia la unión Brazo derecho-Regla guía. Para analizar este par cinemático se cuenta con la Figura 3.30, en donde se plantea el vínculo y los elementos con lo conforman.

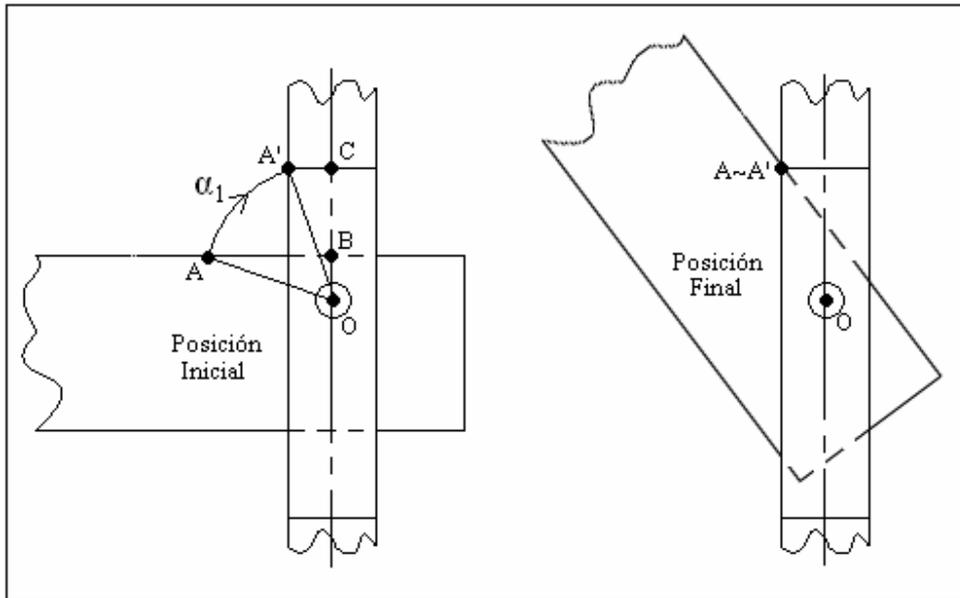


Figura 3.30 Vínculo Brazo derecho-Regla guía

Se crea un sistema geométrico que tiene como propósito encontrar el ángulo  $\alpha_1$  que determina la máxima rotación que tendrá la regla guía con respecto al brazo derecho en sentido horario, siendo este sentido el único de interés para este caso. Se resaltan los puntos  $B, C$  y  $A'$  que pertenecen al brazo derecho,  $A$  que pertenece a la regla guía y  $O$  que pertenece al perno y que actúa como pivote. En la posición final, el punto  $A$  coincide con el punto  $A'$ , lo que indica que la regla guía choca con el brazo derecho y es aquí donde se alcanza la máxima rotación  $\alpha_1$ . Entonces,  $\alpha_1$  viene dado por la resta de los ángulos:  $\alpha_1 = \angle AOB - \angle A'OC$ , siendo:  $\overline{OA} = \overline{OA'} = \sqrt{15^2 + 5^2} = 15,81mm$ .

$$\alpha_1 = \arccos\left(\frac{\overline{OB}}{\overline{OA}}\right) - \arctan\left(\frac{\overline{A'C}}{\overline{OC}}\right) = \arccos\left(\frac{5}{15,81}\right) - \arctan\left(\frac{5}{15}\right) = 53,13^\circ.$$

Una vez determinada la funcionalidad del diseño de manera teórica comienza un nuevo proceso que consiste en la construcción de un prototipo. Este es un paso muy importante, ya que en la construcción del prototipo se recogen datos en relación a los procesos de fabricación utilizados para realizar cada una de las piezas que componen la máquina, y así, evaluar y seleccionar una modalidad productiva que permita que su construcción sea óptima en cuanto a tiempo y dinero.

Terminada la construcción del prototipo, se procede a evaluar su funcionalidad. Con esta evaluación, por lo general, se detectan y corrigen ciertas imperfecciones que no salieron a flote en el análisis teórico. En el caso de que alguno de los sistemas que conforman la máquina no trabaje de la manera esperada, se rediseña dicho sistema y se procede a la elaboración de un segundo prototipo que incluya la nueva modificación y la adaptación de los sistemas adjuntos para asegurar que la máquina sea completamente funcional.

Muchas veces, en el proceso de construcción se toman decisiones que alteran de alguna manera el diseño original en la búsqueda de abaratar costos y de reducir el tiempo de fabricación, lo que conlleva a realizar ajustes posteriores. Sin embargo, esto no se debe interpretar como una falla en el proceso de diseño, por el contrario, ayuda a mejorar al proyecto adoptando ideas que optimizan la producción, siempre y cuando se cumpla con las especificaciones y limitaciones impuestas inicialmente.

#### ***4.1.- Selección de Materiales.***

La selección de materiales a ser utilizados en la construcción de la máquina de flexión rotativa se realiza esencialmente en función de cinco criterios importantes:

- Funcionalidad.
- Disponibilidad.
- Geometría inicial (Tocho).
- Costo.
- Condiciones de operación y ambiente de trabajo.

En primer lugar está la funcionalidad, en donde teóricamente se evalúa la capacidad de los materiales y su resistencia ante las sollicitaciones que les serán

impuestas como piezas que conformarán a la máquina. Luego, se verifica su disponibilidad realizando una investigación en el mercado, estipulando así cuales son los materiales más comunes y fáciles de conseguir. De ésta investigación también se determina la geometría disponible, es decir, la forma y las dimensiones que posee el material en venta. Esto es muy importante, pues se debe buscar aquel que tenga la geometría más parecida a la pieza, para que su conformado sea más rápido y menos costoso. Muchas veces, si el material viene en presentaciones de una dimensión más grande de lo esperado, se pueden realizar varias piezas del mismo tocho. Esto dependerá del proceso productivo y de la conveniencia económica.

Lo anterior conlleva a estudiar el costo. Determinar el costo de adquirir el material no solamente implica saber su valor, sino también tener en cuenta los procesos posteriores que se deben realizar para fabricar la pieza. Probablemente, un material sea más costoso que otro, pero su maquinado es más simple, entonces lo que se pierde en su obtención se gana en la fabricación. Son cosas que se deben evaluar antes de tomar decisiones, en las que también intervienen las recomendaciones de quienes operan las máquinas herramientas.

Por último, se analizan las condiciones de operación y el ambiente de trabajo. Por lo general, los lugares en donde opera este tipo de máquina son ambientes que propician la oxidación de los componentes metálicos ferrosos. Más aún, está estipulado en el proyecto que la máquina realizará ensayos de fatiga en ambiente corrosivo, en donde estará expuesta a sustancias que degradan al metal. Entonces, la selección de materiales que sean resistentes a este tipo de atmósfera es vital para el equipo, y en caso de que no lo sean, se deberá proteger cada componente con líquido anticorrosivo, fondo protector y pintura a base de esmalte.

Para la fabricación de la mayoría de las piezas, el material seleccionado fue un acero AISI 1045. Éste es un acero al carbono (0,45% C) de alta calidad, especial para la construcción de maquinaria en general, maquinarias expuestas a exigencias medianas y partes expuestas al desgaste por fricción. Tiene buena disponibilidad en el mercado y su costo es conveniente en relación a los demás materiales encontrados.

Con este material serán construidas tanto las piezas que conforman el mecanismo de accionamiento de carga como las que conforman la base y la carcasa protectora.

Para la construcción de los ejes izquierdo y derecho, se seleccionó un acero AISI 4340. Acero de alta resistencia a la tracción y torsión, con 0,34%C, que tiene buena resistencia al desgaste y al impacto. Se utiliza para partes sometidas a esfuerzos dinámicos muy altos y viene en estado de temple y revenido que mejora su resistencia. Fue seleccionado por su disponibilidad, costo, y porque posee una resistencia a la tracción entre 85 y 115 kg/mm<sup>2</sup>, ideal para soportar las solicitaciones de flexión y fatiga a las que estarán sometidos ambos ejes, tal como se demuestra en el capítulo anterior.

Para la protección de los componentes metálicos, se comienza con el uso de un químico que neutraliza la corrosión, la herrumbre y el óxido a nivel atómico. Luego, se le aplica una capa de fondo anticorrosivo y después se pinta con pintura martillada que le da un acabado protector y presentable a la máquina.

Se utilizó material de goma en la elaboración de la base del mandril derecho, específicamente poliuretano A90, ya que tiene alta resistencia al impacto y contribuye al frenado del eje derecho una vez que rompe la probeta. A su vez, el mismo material fue utilizado en una lámina protectora para resguardar parte de la base en la zona de montaje, ya que es un área muy propensa a golpes y derrames de sustancias corrosivas.

Los pasadores encargados en crear el vínculo entre las piezas del mecanismo fueron elaborados con teflón, polímero resistente que ayuda en cierta forma a disipar los efectos de vibración que se puedan encontrar en la máquina. Otros polímeros utilizados fueron el Nylon en la fabricación de la carcasa encargada de crear el ambiente corrosivo para ensayos de este tipo, y acrílico para realizar una ventana en la carcasa protectora y tener visibilidad sobre el ensayo.

#### ***4.2.- Construcción del sistema de ejes.***

Para la construcción del sistema de ejes izquierdo y derecho se adquirieron dos mandriles con capacidad de sujetar cilindros de 1/2" de diámetro y con rosca para

conectar a un husillo de 7/8". Éstos serán el medio de sujeción de la probeta. Para la creación de los ejes, se utilizó un tocho cilíndrico de acero AISI 4340, en el que se comienza por hacer un tornillo de 7/8" donde se posicionará el mandril, según lo indiquen los planos del diseño. Luego, se enrosca el mandril al eje y se continúa con un proceso de cilindrado para darle la forma final a éste. El torno, debe sujetar al eje a través del mandril que ha sido enroscado previamente, ya que así se garantiza la alineación del eje con el mandril, y se evitan problemas de desbalanceo y vibraciones. Se realiza el mismo procedimiento en ambos ejes y sólo se exige tolerancia en las partes donde el sistema es insertado en los rodamientos.

Se obtuvieron 3 rodamientos, de los cuales dos son del tipo 6460 según el manual de la SKF y uno 61902, que le sirven de soporte al eje. Para sostener los dos rodamientos 6460 se creó un portarrodamiento, diseñado no solo para soportar las cargas implementadas durante el ensayo, sino también para evitar que, debido a los momentos flectores encontrados en el eje, los rodamientos roten sus caras y permanezcan siempre paralelas. En la construcción del portarrodamiento se realizaron ciertas modificaciones al diseño original. Debido a que se contaba con un tocho cilíndrico, no se realizaron 2 de los refrentados correspondientes a los planos inclinados encontrados en la parte superior, y para realizar las dos alas destinadas a la unión entre portarrodamiento y la base, fueron soldadas dos pletinas de 10 mm de espesor a la parte inferior del portarrodamiento. Con estas modificaciones se ganó significativamente en tiempo y en costos de fabricación.

#### ***4.3.- Construcción del mecanismo de accionamiento de carga.***

Todas las piezas que involucran al mecanismo de accionamiento de carga fueron construidas con acero AISI 1045 que, además de estar disponible y de no ser relativamente costoso, soporta perfectamente las solicitaciones en la condición más desfavorable. Todas fueron realizadas a través de procesos de fresado sin ningún inconveniente.

La pesa, encargada de aportar la fuerza que genera el momento flector en la probeta, posee una geometría capaz de crear un momento contrario al ocasionado por

el peso del resto de los componentes del mecanismo en la posición cero. Para lograrlo, la pesa debe sobrepasar a la horquilla izquierda (representa el pivote del sistema) y, por ende, también debe sobrepasar al tornillo izquierdo. Para ello es necesario que la pesa tenga un canal, tal como lo demuestran los planos. Para su construcción es necesario realizar primero dicho canal y luego el agujero roscado. Si no se cumple este procedimiento, el material puede que esté tenso internamente y al crear el canal se cerrará el agujero roscado ocasionando que no entre correctamente el tornillo de accionamiento.

#### ***4.4.- Construcción de la base y carcasa protectora.***

El diseño de la base fue enfocado, no solo en la creación de una plataforma lo suficientemente rígida para soportar el peso de todos los componentes de la máquina, sino también en la optimización del espacio destinado a cada uno de estos componentes. La pieza principal de la base es una pletina rectangular de 20mm de espesor, con dimensiones de 1m×20cm. Posee una serie de agujeros roscados y pasantes, posicionados para sujetar a cada elemento en su lugar correspondiente. Ésta, se apoya sobre tres pletinas de 8mm de espesor, colocadas para soportar el peso de canto, y con gomas en los puntos de fijación a la mesa de trabajo, para atenuar efectos de vibración que puedan existir en la máquina.

La carcasa protectora no es más que una serie de chapas de 3mm de espesor, sujetadas a la máquina a través de tornillos, que resguardan los elementos de la máquina. En la zona de trabajo, la carcasa protectora es una compuerta que permite el acceso al montaje y desmontaje de la probeta, y se cierra para realizar un ensayo seguro, libre del contacto del operador, y con una ventana que permite la visualización de la probeta durante el experimento.

#### ***4.5.- Construcción del sistema de monitoreo y control.***

Para crear el sistema de monitoreo y control, se deben adquirir (tal como lo indica el diseño), un dispositivo PLC con pantalla digital, un variador de frecuencia, un sensor inductivo y cableado para la interconexión y alimentación del sistema. Su

funcionamiento básicamente se centra en el dispositivo PLC (Controlador Lógico Programable). Es aquí donde el operador introducirá los parámetros del ensayo y donde se registrarán los ciclos del mismo. El PLC se encargará de pedirle al usuario la velocidad angular de trabajo; si quiere un ensayo con ruptura o de fatiga acumulada y, de ser así, le pide el número de ciclos a los que quiere parar el ensayo; y por último, le pregunta si desea un ensayo de fatiga corrosiva. Fijados estos parámetros, el PLC se encargará de controlar la velocidad del motor a través del variador de frecuencia y, mediante el sensor inductivo, registrará los ciclos del ensayo y las revoluciones por minuto que posee. Si el ensayo es con ruptura, el mecanismo tiene un botón de parada que se activa y manda la señal al PLC para que éste termine con el conteo de ciclos y pare al motor.

Se dispuso de un espacio interno en la máquina para la instalación de estos equipos, evitando cualquier manipulación del usuario con el sistema. Únicamente, la pantalla del dispositivo PLC queda al acceso del operador. Esto se logra con la creación de un agujero soporte en el panel de control. Este último no es más que una pletina metálica de 3mm de espesor, posicionada en el frente de la máquina y en ángulo para que el usuario tenga una posición más cómoda al interactuar con el dispositivo.

#### ***4.6.- Construcción del sistema de bombeo para ensayos de fatiga corrosión.***

Existe una variación en los ensayos de fatiga conocida como fatiga corrosión, donde se estudia el efecto de la corrosión sobre el comportamiento del metal bajo sollicitaciones variables. Para realizar este tipo de ensayo se debe generar una atmósfera corrosiva alrededor del material. Esto se logra vertiendo un químico sobre la zona de la probeta con mayor esfuerzo aplicado (por lo general la de menor sección transversal), a un caudal determinado.

Para este proyecto, se diseñó un sistema de goteo que crea una atmósfera corrosiva alrededor de la probeta. Éste cuenta con un depósito de 2 litros, una bomba eléctrica, un sistema de mangueras y una cámara encargada de envolver a la probeta y de verter el químico. Su funcionamiento comienza con la activación de la bomba

eléctrica colocada en el fondo del depósito. Dicha activación proviene del dispositivo PLC quien manda un pulso eléctrico cada cierto tiempo para generar un goteo continuo. Entonces, el líquido corrosivo es enviado a la cámara a través de una manguera, en donde se vierte sobre la probeta, para luego ser capturado y reenviado al depósito, completando el circuito.

La cámara tiene un diseño particular. Creada con material de Nylon (resistente a líquidos corrosivos), posee canales que albergan gomas que evitan que la solución se salga de la zona del ensayo y pueda ser recolectada. Tiene un pequeño depósito que almacena la solución que será reenviada al circuito, y dos orejas encargadas de sujetarla a la base de la máquina con un sencillo sistema de tornillos. Su construcción fue en base a procesos de fresado y refrentado.

#### ***4.7.-Calibración del equipo.***

El procedimiento para realizar la calibración de la máquina consistió principalmente en la utilización de galgas extensiométricas. Éstas proporcionan uno de los métodos más flexibles para la construcción de sensores de fuerza, y en general, de magnitudes físicas fácilmente trasladables a una deformación de un material.

La galga extensiométrica es básicamente una resistencia eléctrica. El parámetro variable y sujeto a medida es el valor de la resistencia de la misma. Esta variación de resistencia depende de la deformación que sufre ésta.

Se considerara que el sensor experimenta la misma deformación que la superficie sobre la cual está fijada. El sensor está constituido básicamente por una base muy delgada no conductora, sobre la cual va adherido un hilo metálico muy fino, de forma que la mayor parte de su longitud está distribuida paralelamente a una dirección determinada, tal y como se muestra en la Figura 4.1.

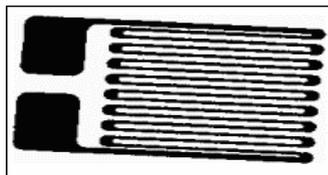


Figura 4.1 Galga extensiométrica.

La resistencia eléctrica del hilo es directamente proporcional a su longitud, o lo que es lo mismo, su resistencia aumenta cuando éste se alarga. De este modo las deformaciones que se producen en el objeto, en el cual está adherida la galga, provocan una variación de la longitud y, por consiguiente, una variación de la resistencia.

El montaje más común utilizado para medir deformaciones mediante galgas es el puente de Wheatstone. Existen tres tipos de montajes básicos: con una, dos y cuatro galgas. El puente de Wheatstone con dos galgas, que se presenta en la Figura 4.2, consigue duplicar la sensibilidad del puente respecto al que tiene una galga. Esto permite que para una misma deformación se tenga una mayor señal de salida para una tensión de alimentación dada. La disposición de las galgas, permiten la compensación en temperatura.

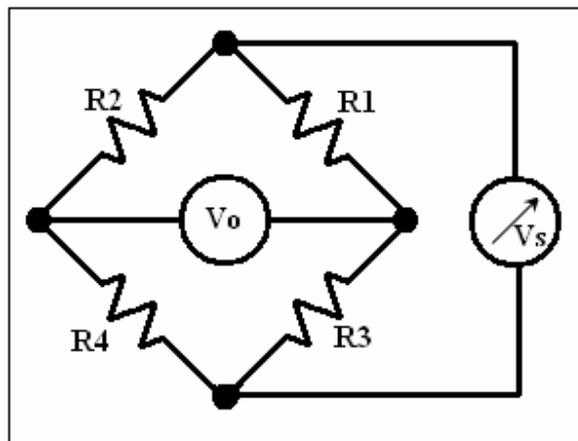


Figura 4.2 Puente de Wheatstone con R1 y R4 como galgas extensiométricas.

Para efectuar la calibración, fueron instaladas dos galgas en el centro de dos probetas hechas de un acero conocido (AISI 1020). Una para ser colocada entre los mandriles del sistema de ejes (ver Figura 4.3) y la otra para realizar la compensación en temperatura.

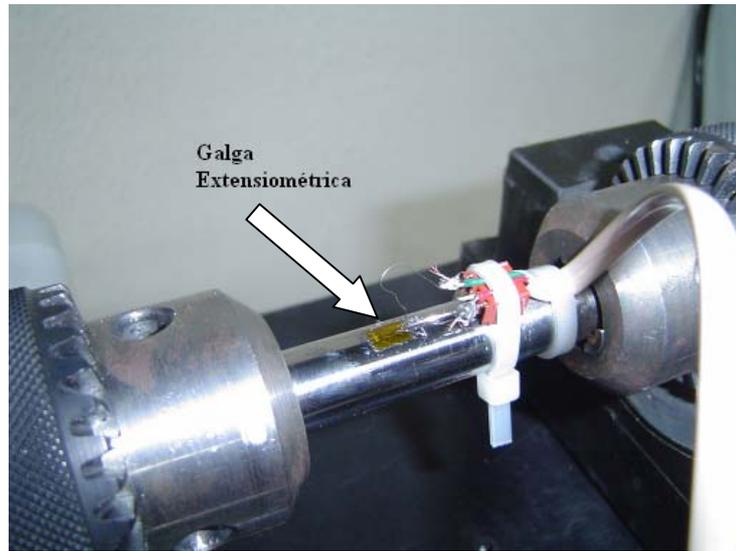


Figura 4.3 Montaje de galgas extensiométricas en la zona de trabajo

Realizando el montaje del puente de Wheatstone con dos galgas (Figura 4.2), en donde éstas se representan como R1 y R4, se midieron variaciones de voltaje ( $V_s$ ) que produce el alargamiento de la galga a medida que se varía la posición de la pesa en función de marcas específicas en la regla guía. Dicha variación de voltaje representa la deformación que genera la carga en la probeta. Conocido el módulo de elasticidad del material se determina el esfuerzo aplicado, y con éste y la sección transversal de la zona central de la probeta se calcula el momento flector aplicado en función del posicionamiento de la pesa. El esfuerzo aplicado se obtiene a través de la fórmula (Bannister-1991):

$$\sigma = \frac{4}{Ke} \cdot \frac{V_s}{V_o} \cdot E$$

Donde  $E$  es el módulo de elasticidad del material,  $\sigma$  el esfuerzo aplicado,  $Ke$  el factor de galga,  $V_o$  es el voltaje de entrada o alimentación del circuito,  $V_s$  es el voltaje de salida del circuito. El factor de galga o factor de sensibilidad de la galga es una constante característica de cada galga. Determina la sensibilidad de ésta y es función de muchos parámetros, pero especialmente de la aleación empleada por el fabricante.

Una vez obtenido el momento flector aplicado correspondiente a cada marca en la regla guía, se realiza una gráfica que indica el comportamiento del momento en

función del posicionamiento de la pesa y, a su vez, de la incidencia del borde superior derecho de la pesa sobre la regla guía. Dicho comportamiento es lineal y, conocido éste, se procede retirando la regla guía del mecanismo para así marcarle una escala de números que indican el momento aplicado en el centro de la probeta en unidades de Newton por metro y en intervalos de 0,1.

Éste método fue verificado con la utilización de una balanza, que, colocada apropiadamente, midió la fuerza aplicada en el extremo del eje derecho en función de la posición de la pesa en el tornillo de accionamiento según las marcas predeterminadas. Con la fuerza y la distancia que existe entre ésta y el centro de la probeta, se determina el momento flector aplicado, a quien se le adiciona el momento generado por el peso del eje derecho. Una vez conocido el momento flector creado por la posición de la pesa en cada una de las marcas en la regla guía, se determina la relación entre ambos y se extrae la regla para hacer la comprobación.

### 5.1.-Procedimiento experimental.

En este capítulo se llevará a cabo un análisis comparativo producto de resultados experimentales. Esta comparación se realizará entre los resultados obtenidos a través de los ensayos llevados a cabo con la máquina construida y con los resultados experimentales obtenidos en investigaciones similares previas realizadas. El análisis comparativo se hará con la finalidad de evaluar el funcionamiento del equipo y así garantizar la confiabilidad de los resultados obtenidos.

Para dicho análisis se ensayarán en la máquina de flexión rotativa 8 probetas de acero AISI 4340, utilizando el procedimiento descrito en el CAPÍTULO VI: *Manual de Operaciones*. Una vez culminados los ensayos, se grafican conjuntamente los datos obtenidos y los resultados de investigaciones anteriores, tal como se muestra en la Figura 5.3. Los datos obtenidos se exponen en la Figura 5.1.

Probeta	d (mm)	$\sigma$ (MPa)	M (N.m)	Ciclos a Falla
1	6,38	662	15,9	70.413
2	6,41	662	16,2	64.256
3	6,3	614	14,3	123.590
4	6,35	614	14,6	156.433
5	6,15	614	13,3	105.373
6	6,35	603	14,3	185.256
7	6,28	567	13,0	281.534
8	6,29	567	13,1	425.952

Figura 5.1.-Resultados obtenidos en la máquina de flexión rotativa.

Para realizar una curva de resistencia a la fatiga, se debe calcular el logaritmo tanto a los valores de esfuerzo como a los números de inversión de ciclos, tal como se muestra en la Figura 5.2.

Log( $\sigma$ )	Log(N)
2,82	4,85
2,82	4,81
2,79	5,09
2,79	5,19
2,79	5,02
2,75	5,45
2,75	5,63
2,78	5,27

Figura 5.2.-Valores logarítmicos de esfuerzo y número de inversiones de ciclos

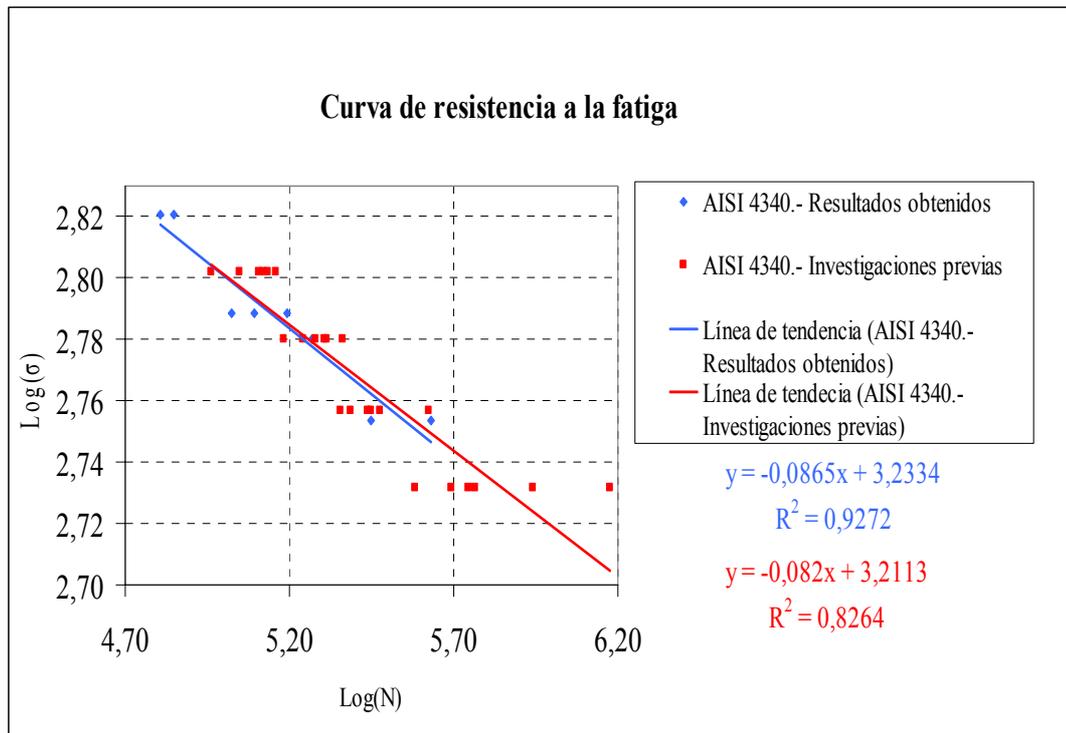


Figura 5.3.-Curva de resistencia a la fatiga.

Los datos expresados en color rojo (Figura 5.3) representan los resultados de investigaciones previas (Moreno-2004), mientras que los de color azul representan los resultados obtenidos con la máquina de flexión rotativa construida en este trabajo. La comparación viene dada entre las líneas de tendencia que genera cada grupo de datos (ASTM-1979).

Se puede observar que ambas curvas poseen aproximadamente la misma pendiente y que en un intervalo de valores llegan a sobreponerse, lo que indica que los resultados obtenidos por la máquina de flexión rotativa desarrollada en este proyecto presentan características similares a los resultados obtenidos en investigaciones anteriores. Esto corrobora el funcionamiento de la máquina y la confiabilidad de sus resultados.

**6.1.-Descripción.****6.1.1.-General.**

La máquina de este proyecto fue diseñada para efectuar ensayos de fatiga en inversión completa por flexión rotativa en probetas cilíndricas de un material determinado. Incluye un dispositivo PLC (controlador lógico programable) que registra el conteo de ciclos (99.999.999 ciclos) y controla la velocidad del motor (2500 a 5000 r.p.m.), según sea fijado previamente por el operador. Posee un mecanismo calibrado para crear un momento flector en la probeta (máx. 23 N.m) y mordazas capaces de anclar cilindros de hasta ½” de diámetro.

**6.1.2.-Detallado.****6.1.2.1.-Motor y sistema de ejes.**

El motor es eléctrico marca Siemens de ¾ HP, 220V, trifásico de 2 polos. Es energizado por un variador de frecuencia marca Rhymebus modelo RM5G-2001 de 220V quien, controlado por el dispositivo PLC, fija la frecuencia para que el sistema gire a velocidades predeterminadas, que van desde 2500 hasta 5000 revoluciones por minuto. El motor mueve a un sistema de ejes a través de un acople flexible de aluminio con interfaz de goma.

**PRECAUCIÓN:** El motor no debe ser operado a velocidades por encima de las 5000 revoluciones por minuto.

El sistema de ejes consiste en un portarrodamiento, dos mordazas, tres cojinetes y dos ejes. El primer eje es apoyado sobre dos cojinetes del tipo 6064 (clasificación SKF), que a su vez van dentro de un portarrodamiento anclado a la base de la máquina. Dos mordazas con rosca de 7/8”-9UNF sujetan probetas de hasta ½” de diámetro y al final del segundo eje, se encuentra un cojinete modelo 61902.

**6.1.2.2.-Mecanismo de accionamiento de carga.**

El mecanismo de accionamiento de carga se activa a través de una manivela acoplada a un tornillo, que varía la posición de una pesa. Según esta posición, se genera un momento flector determinado que va desde 0 hasta 23 N.m. El valor del momento aplicado en la probeta se refleja en la incidencia del borde superior derecho de la pesa con la regla graduada, con intervalos de 0,1 N.m.

**6.1.2.3.-Sistema de monitoreo y control.**

Mediante un dispositivo PLC marca Unitronics modelo M-90, el usuario fija una velocidad predeterminada, que va desde 2500 hasta 5000 RPM. A su vez, selecciona el tipo de ensayo entre los cuales están: ensayo con ruptura, daño acumulado o fatiga corrosión. Si su elección es de ensayo con ruptura, la máquina parará el conteo y frenará al motor en el momento que rompa la probeta. Si es con daño acumulado, el usuario deberá introducir la cantidad de ciclos a los que será sometida la probeta y si es de fatiga corrosión, se activará un sistema de bombeo para crear una atmósfera corrosiva en la zona de ensayo. Una vez activada la máquina, se monitorea el número de ciclos y las revoluciones por minuto a través de la pantalla del PLC.

**6.2.-Instalación.****6.2.1.-Dimensiones.**

La máquina posee aproximadamente las siguientes dimensiones:

Largo=1m; Ancho=31,5cm; Alto=40cm.

**6.2.2.-Peso.**

La máquina pesa aproximadamente: 70 Kg.

**6.2.3.-Montaje.**

Soldadas a las esquinas inferiores de la máquina, se encuentran cuatro orejas de anclaje con agujeros de ¼". La máquina deberá ser fijada a una mesa de trabajo

capaz de soportar su peso, utilizando tornillos y tuercas de  $\frac{1}{4}$ ", cuidando a su vez que el nivel de la base sea completamente horizontal. La utilización de arandelas de goma como interfaz entre la máquina y la mesa es recomendable, ya que esto atenuará cualquier indicio de vibración que pueda presentarse.

#### 6.2.4.-Cableado.

La máquina deberá ser conectada a una fuente trifásica de 220VCA (60Hz).

#### 6.3.-Operación.

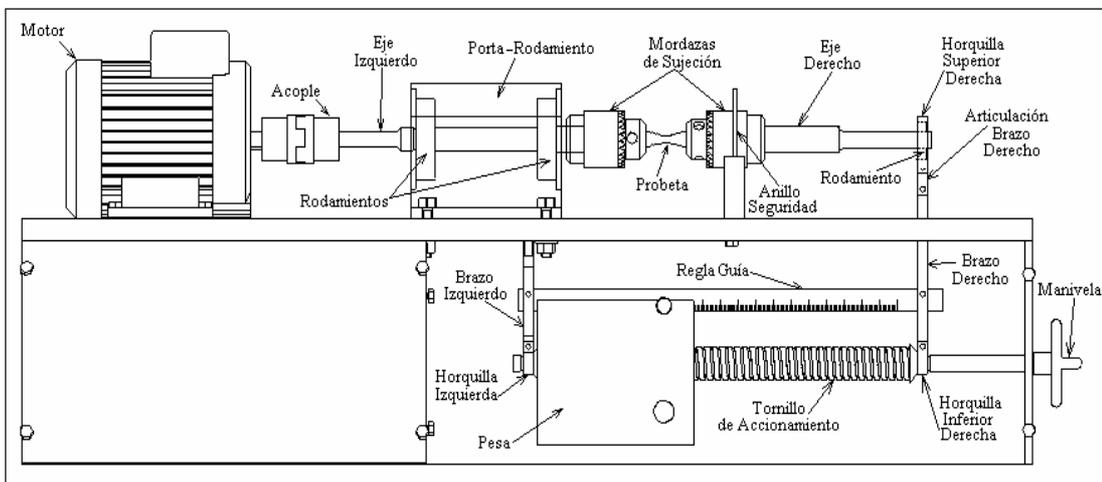


Figura 6.1.- Máquina de flexión rotativa

#### 6.3.1.-Montaje de la probeta.

El montaje de la probeta en la máquina debe ser acorde con la siguiente secuencia de pasos, haciendo referencia a la Figura 6.1:

- Aflojar el tornillo de seguridad de la pesa y colocarla en su posición cero (totalmente hacia la izquierda del tornillo de accionamiento) utilizando la manivela.
- Con el tornillo de accionamiento en su tope superior, colocar la tranca del costado derecho en la chapa derecha.
- Abrir la carcasa de seguridad.

- Retirar el anillo de seguridad y, utilizando la llave, abrir las mordazas de sujeción. El anillo de seguridad se sostiene a presión, por lo tanto, para retirarlo basta con aplicar una fuerza hacia arriba.
- Rotar el eje derecho hacia arriba y a la derecha, y colocarlo tal que la esquina superior derecha de la horquilla descansa sobre una pequeña base de goma en la base de la máquina.
- Antes de colocar la probeta, verificar que ésta cumple con las medidas establecidas y que no tenga discontinuidades como golpes o ralladuras, que puedan alterar el resultado del ensayo. Limpiarla hasta chequear que no tenga ningún elemento que pueda interferir con el correcto agarre de las mordazas.
- Colocar la probeta en el mandril izquierdo e introducirla hasta que el tope del hombro de la probeta coincida con la cara frontal del mandril.
- Apretar el mandril izquierdo con la llave, lo suficiente como para prevenir cualquier desplazamiento relativo con la probeta.
- Tomar el mandril derecho e introducirlo en el otro extremo de la probeta, hasta que la articulación del brazo derecho quede completamente vertical y alineado con la horquilla y el brazo derecho. Apretar el mandril derecho de la misma forma que el mandril izquierdo.
- Aplicar el momento flector deseado utilizando la manivela para posicionar la pesa. El borde superior derecho de la pesa indica, sobre una regla graduada, el valor del momento aplicado. Una vez colocada la carga, retirar la tranca del tornillo de accionamiento en la chapa derecha.
- Colocar la carcasa de seguridad sobre la zona de ensayo y asegurarla.

### ***6.3.2.-Encendido de la máquina.***

El encendido y arranque de la máquina debe realizarse de acuerdo con la siguiente secuencia de pasos:

- Una vez encendida la máquina aparecerá una pantalla de presentación tal como se muestra en la Figura 6.2:



Figura 6.2 Vista frontal dispositivo PLC

- Para continuar, presionar el botón que tiene la flecha hacia la derecha.
- La primera pantalla (ver Figura 6.3) es para fijar la velocidad del ensayo. Utilizando los botones subir/bajar (flechas arriba/abajo), seleccionar una de las 5 velocidades predeterminadas que van desde 2500 hasta 5000 r.p.m y presionar enter.



Figura 6.3 Pantalla de selección de velocidad

- En la siguiente pantalla se fija si el ensayo es con ruptura o de daño acumulado. En caso de ensayo con ruptura presionar “S” (botón 7) y en caso de daño acumulado presionar “N” (botón 6) (véase Figura 6.4 y 6.2).

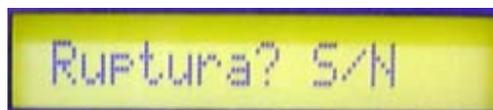


Figura 6.4 Pantalla de selección del ensayo: con ruptura o daño acumulado

- Si la selección fue de daño acumulado, ingresar el número de ciclos en el que se desea parar el ensayo. Esto se hace en tres pasos. El número mostrado en la pantalla posee 8 dígitos y se divide en dos grupos (ver Figura 6.5). Primero se

introducen los primeros cuatro dígitos y se presiona enter, luego los últimos cuatro dígitos y se presiona dos veces enter. Ejemplo: Si el número requerido de ciclos es 5.400.350 (la máquina parará cuando el ensayo complete esta cantidad de vueltas). El primer bloque de números (4 dígitos) estará intermitente, entonces:

- 1.- Presionar 0→5→4→0→ENTER (Comenzará a titilar el segundo bloque de números).
- 2.- Presionar 0→3→5→0→ENTER→ENTER (Quedará fijado el número deseado de ciclos y el PLC pasa a la siguiente pantalla).



Figura 6.5 Introducción del número de ciclos para ensayos de daño acumulado.

- A continuación, seleccionar si el ensayo es de fatiga corrosión o no, a través de la pantalla mostrada en la Figura 6.6. En el caso de que sea fatiga corrosión presionar “S” (botón 7) y si no, presionar “N” (botón 6).

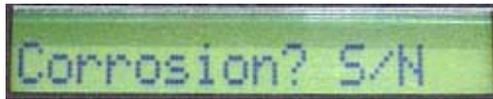


Figura 6.6 Pantalla de selección de ensayo de fatiga corrosiva.

**ADVERTENCIA:** Para realizar un ensayo de fatiga corrosión, seguir los pasos descritos en la siguiente sección 6.3.3. “*Montaje del ensayo de fatiga corrosión*”.

- Para comenzar el ensayo, presionar el botón con la flecha hacia arriba una vez que en la pantalla aparezca “Start/Stop”, así como se muestra en la Figura 6.7. El motor comenzará a girar y el dispositivo PLC a registrar el número de ciclos. En caso de que, por cualquier motivo, se requiera parar el ensayo, presionar el botón con la flecha hacia abajo. La máquina se detendrá y

quedarán registrados los ciclos implementados. Al comenzar el ensayo nuevamente, el contador de ciclos se reiniciará.



Figura 6.7 Pantalla de inicio del ensayo.

- Para monitorear el registro del número de ciclos, pulsar el botón que tiene la flecha hacia la derecha y aparecerá la pantalla de la Figura 6.8 (izquierda), que indica la cantidad de ciclos que han transcurrido. Si se presiona nuevamente el botón, se mostrará en la pantalla cuales son las revoluciones por minuto actuales (Figura 6.8 derecha). Se podrá ir de una pantalla a otra utilizando las teclas derecha/izquierda.



Figura 6.8 Monitoreo del número de inversión de ciclos (izq.) y de la velocidad angular (der.)

### ***6.3.3.- Montaje del ensayo de fatiga corrosión.***

La máquina viene equipada con un sistema para realizar ensayos de fatiga corrosión. Este sistema debe ser instalado siguiendo el procedimiento que se describe a continuación:

- Realizar los 6 primeros pasos especificados en el procedimiento de la sección 6.3.1. "*Montaje de la probeta*".
- Colocar la base de la cámara corrosiva en la base de la máquina, justamente al lado del mandril izquierdo, y anclarla con dos tornillos de 3/16" en dos agujeros roscados que posee la base de la máquina.
- Colocar 2 empacaduras de goma en la probeta e introducir a esta dentro del mandril izquierdo, cuidando que dichas empacaduras entren en las ranuras dispuestas en la cámara corrosiva. Apretar el mandril izquierdo tal como se indicó en la sección 6.3.1.

- Colocar la parte superior de la cámara corrosiva, encajándola sobre dos espárragos que contiene la base y cuidando que las empacaduras de goma entren en las ranuras superiores. Sujetar ambas piezas utilizando dos tuercas tipo mariposa.
- Agregar la solución a utilizar como líquido corrosivo en el depósito situado en la parte trasera de la máquina hasta llegar a  $\frac{1}{2}$  o  $\frac{3}{4}$  de su capacidad.
- Conectar correctamente el sistema de mangueras, según lo indica la Figura 6.9

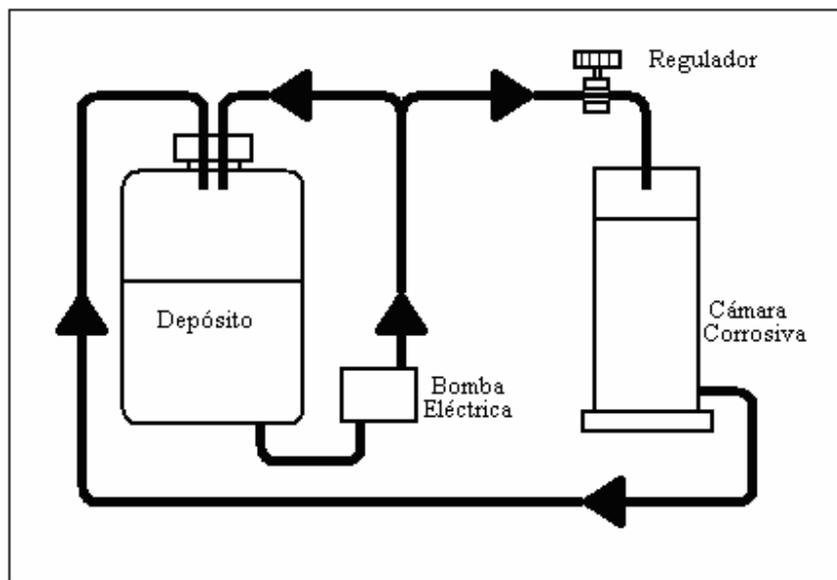


Figura 6.9 Sistema de mangueras. Fatiga corrosiva.

#### 6.4.-Diseño de la probeta.

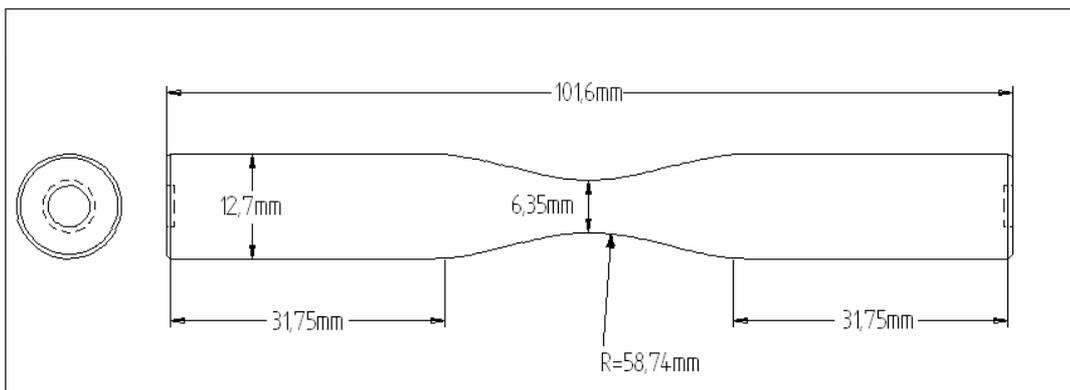


Figura 6.10 Diseño de la probeta

La geometría y el diseño sugerido para la fabricación de las probetas está planteado en la Figura 6.10.

El momento aplicado viene dado generalmente en función a un nivel de esfuerzo deseado. Este momento va a ser determinado por la ecuación:

$$M[N.m] = \sigma[MPa] \cdot d^3[mm] \cdot 9,817 \cdot 10^{-5} \quad (\text{Ec.66})$$

Donde:

$M$ =Momento flector aplicado en el centro de la probeta.

$\sigma$ =Nivel de esfuerzo deseado en el centro de la probeta.

$d$ =Diámetro en el centro de la probeta.

### **7.1.-Conclusiones.**

- La máquina de flexión rotativa simula condiciones necesarias para que ocurra una fractura por fatiga y, mediante los resultados experimentales obtenidos, se garantiza el correcto funcionamiento de la misma.
- Las superficies de fracturas encontradas en las probetas que fallaron en los ensayos realizados en la máquina construida, presentaron características similares, en cuanto a la morfología de las superficies de fracturas obtenidas en investigaciones anteriores.
- La máquina facilita el montaje de las probetas clasificadas en la norma E-606 de la ASTM, garantiza velocidades que van entre 2500 y 5000 revoluciones por minuto, y puede generar un momento flector máximo de 23 Nm.
- El costo para la construcción del diseño es competitivo de manera que es factible su comercialización.
- Es posible la construcción de la máquina en Venezuela, ya que existe la capacidad técnica de diseño y construcción, y porque es viable la adquisición de sistemas y de materiales en el mercado nacional.

### **7.2.-Recomendaciones.**

Para que la máquina tenga un buen desempeño en su funcionamiento se recomienda:

- Leer el manual de operaciones antes de poner en funcionamiento la máquina de flexión rotativa.
- Según el promedio de ciclos por trabajo de tesis, se recomienda realizar una lubricación con grasa sintética a los rodamientos cada cinco proyectos de investigación.
- En caso de que en el futuro la máquina presente vibraciones excesivas, hacer un balanceo dinámico del sistema de ejes de la máquina.
- Chequear los carbones del motor antes de comenzar un proyecto de investigación. En caso de deterioro, remplazarlos con carbones recomendados por el fabricante del motor.

- Reemplazo de los rodamientos en caso de que se presente un ruido fuera de lo común (buscar asesoría técnica especializada).
- Limpieza exhaustiva de la máquina después de un ensayo de fatiga corrosión.

El diseño de la máquina para ensayos de fatiga por flexión rotativa elaborado en este proyecto se presta para realizar ciertas modificaciones que harían de ésta un diseño superior, sin incrementar significativamente su costo competitivo. Modificaciones que no se efectuaron en este prototipo por no estar dentro de los alcances del proyecto, pero bastantes atractivas para ser consideradas en un desarrollo posterior.

La primera, es la motorización del tornillo de accionamiento. Es factible la colocación de un motor pequeño en la horquilla inferior izquierda (tras una pequeña variación), con su piñón engranado a una corona de plástico de dientes rectos, perteneciente a la rotación del tornillo de accionamiento. Ahora, colocando un sensor óptico de conteo de vueltas, el dispositivo de PLC utilizado en el proyecto, tendría la capacidad de controlar al motor y a las vueltas que éste le otorga al tornillo. Se investiga la relación entre el momento flector aplicado en la probeta y la posición rotacional del tornillo, se programa en el dispositivo PLC y así, el usuario solo tendría que colocar en la pantalla digital el momento flector que desea aplicar en el ensayo.

La segunda, es la implementación de un dispositivo anexo que se adapta al PLC. Se trata de un equipo que crea un control de acceso remoto utilizando telefonía celular. El usuario entonces estaría al tanto de la ruptura de la probeta y de los ciclos registrados, a través de un mensaje de texto enviado directamente a su teléfono celular, en el momento que ocurra. También podrá variar la velocidad, monitorear el estado del ensayo o, si es una tesis de daño acumulado, podrá especificar el nuevo momento flector (si ha sido incluida la modificación anterior) y la velocidad.

La otra modificación va centrada en la elaboración de ensayos de fatiga con temperatura. La máquina posee espacio suficiente para el diseño de una cámara de temperatura y para la utilización de probetas más largas, generalmente utilizadas en este tipo de ensayo. Solo habría que variar la posición del brazo izquierdo,

desenroscándolo y colocándolo en otro agujero, ya que este es el único vínculo a la máquina que posee el mecanismo de accionamiento de carga. Claro está, el diseño de una cámara de temperatura y de un portarrodamiento capaz de disipar calor, es indispensable para realizar esta variación en la máquina.

- ALBERT, (1896), Stahl und Eisen, Alemania, p. 437.
- AMERICAN SOCIETY FOR METALS, (1992), ASM Handbook.-Failure Analysis and Prevention, 4<sup>ta</sup> Edición, Vol. 11, Ohio.
- AMERICAN SOCIETY FOR METALS, (1992) ASM Handbook.-Mechanical Testing, 4<sup>ta</sup> Edición, Vol. 8, Ohio.
- AMERICAN SOCIETY FOR TESTING AND MATERIALS, (1976), Constant Amplitude Fatigue Test of Metallic Materials, Standard AISI/ASTM E-468, Philadelphia.
- AMERICAN SOCIETY FOR TESTING AND MATERIALS, (1976), Fatigue Testing and Statistical Analysis of Fatigue Data, Standard AISI/ASTM E206-72, Philadelphia.
- AMERICAN SOCIETY FOR TESTING AND MATERIALS, (1976), Standard Practice for Statistical Analysis of Linear or Linearized Stress-Life (S-N) and Strain-Life (e-N) Fatigue Data, Standard AISI/ASTM E739, Philadelphia.
- AMERICAN SOCIETY FOR TESTING AND MATERIALS, (1976), Standard Practice for Strain-Controlled Fatigue Testing, Standard AISI/ASTM E606-72, Philadelphia.
- AVALLONE E. A., BAUMEISTER THEODORE, (1995), Marks.-Manual del Ingeniero Mecánico, McGRAW-Hill, 9<sup>na</sup> Edición, México.
- BANNISTER B. R., WHITEHEAD D. J., (1991), Instrumentación. Transductores e Interfaz, 2<sup>da</sup> Edición, Addison-Wesley Iberoamericana.
- BARAJAS O. M., (2003), El Proceso de Diseño en Proyectos de Ingeniería, Bogotá.
- BASQUIN O. H., The Experimental Law of Endurance Tests, (1910), Proc. ASTM Vol. 10 Part. II.
- BATTLE MEMORIAL INSTITUTE, (1941), Prevention of Fatigue of Metals, John Wiley & Son, Nueva York.

- BAUSCHINGER J., (1886), Cambio del Límite Elástico por Efecto de Variaciones Cíclicas de la Carga, Mitt. Mech. Tech. Lab., Vol. 13, Munich.
- BEEVERS C. J., (1984), Fatigue, International Editorial Panel, Reino Unido.
- BENNETT J. A., MINDLIN H., (1973), Metallurgical Aspects of the Failure of the Point Pleasant Bridge, J. Test. Eval., Vol. 1, p.152.
- BESA A. J., GINER E., RÓDENAS J. J., (2003), Componentes de Máquinas. Fatiga de Alto Ciclo, Prentice Hall, España.
- BROWN M.W., MILLER K. J., (1973), A Theory for Fatigue Failure under Multiaxial Stress-Strain Condition, Proc. Inst. Mech. Eng., Vol. 187, p.745.
- CASILLAS A. L., (2004), Máquinas.-Cálculos de Taller, Artes Gráficas ENCO, 38<sup>va</sup> Edición, España.
- CAZAUD R., (1957), La Fatiga de los Metales, Editorial Aguilar, Madrid.
- COLLINS J. A., (1981), Failure of Materials in Mechanical Desing.-Analysis Prediction Prevention, John Wiley & Son, Nueva York.
- CRUZ J. D., (2002), Aplicación del Método de Holzer-Van Den Dungen en el Cálculo de Deflexiones Estáticas de Vigas Elásticas de Eje Recto, Revista de la Facultad de Ingeniería.-Universidad Central de Venezuela, Vol 17 -N 1, p.47.
- DIETER GEORGE, (1967), Metalurgia Mecánica, McGraw Hill Company, Madrid, pp. 316-357.
- ELBERT W., (1970), Fatigue Crack Closure Under Cyclic Tension, Eng. Fracture Mech., Vol. 2, p.37.
- FORREST, P.G., (1972), Fatiga de los Metales, Ediciones Urmo, Bilbao.
- FRAGA L. PEDRO, (1998), Análisis Dinámico de Máquinas Rotativas por Vibraciones, Universidade Da Coruña, España.
- GOUGH H. J., (1924), The Fatigue of Metals, Scott, Greenwood and Son, Londres.
- HIBBELER R. C., (1997), Mecánica de Materiales, Pretince Hall, 3<sup>era</sup> Edición, México.

- HODGKINSON, (1851), Encuesta Sobre el Empleo del Hierro y de la Fundición, Inglaterra, p.193.
- HUMFREY J. C. W., (1903), Roturas de los Metales para Cargas Repetidas, Phil. Trans. Roy. Soc., Vol. CC, Londres, p.241.
- LUDWIK (1934), Fatiga de los Metales, Communication au Congrès des Matériaux, Zürich.
- MABIE H., FRED W. OCVIRK, (1990), Mecanismos y Dinámica de Maquinaria, Editorial Limusa, México.
- MARIANA MORENO, LUIS CABEZA, (2004), Estudio de Fatiga y Fatiga Corrosión del acero AISI 4340 con recubrimiento de TiCN empleando la técnica de PDV, Trabajo Especial de Grado, Escuela de Ingeniería Mecánica-U.C.V.
- McADAM D. J., (1927), Corrosion Fatigue of Metals, Trans. Am. Soc. Steel treating, Vol. 11.
- MILLANI RODOLFO, (1985), Diseño para Nuestra Realidad, Editorial USB Equinoccio, Caracas.
- MINER M. A., (1945), Dañado Acumulativo en Fatiga, Applied Mechanism, Vol. 12, p. 159.
- MOTT ROBERT, (1992), Diseño de Elementos de Máquina, Prentice Hall Hispanoamericano, México.
- ORLOV, (1985), Ingeniería del Diseño, Editorial Mir, Moscú.
- PETERSON R. E., (1950), Discussion of a Century Ago Concerning the Nature of Fatigue, and Review of Some of the Subsequent Researches Concerning the Mechanism of Fatigue, ASTM Bull, No. 164, p.50.
- POPOV EGOR P., (1999), Introducción a la Mecánica de Sólidos, Editorial Limusa, México.
- RANKINE, (1843), Causas de Roturas Prematuras de los Ejes de Ruedas de Ferrocarriles y Remedios para estos Accidentes, Observando las Leyes de Continuidad, Inglaterra, p.175.

- SABINO C., (1997), El Proceso de Investigación, D.C. Editorial Panamericana, Santa Fe de Bogotá.
- SHIGLEY J. E., (2002), MISCHKE C. R., Diseño en Ingeniería Mecánica, McGRAW-Hill, México.
- SINES G., WAISMAN J. L., (1959), Metal Fatigue, McGraw Hill Company, Nueva York.
- THOMPSON M., WADSWORTH N. J., (1958), Metal Fatigue, Advances in Phys., Vol. 7, pp. 72-179.
- WÖHLER AUGUST, (1967), Experiments on the Strength of Metals, Alemania, p.160.
- WÖHLER AUGUST, (1871), Zeit für Bauwesen, Vols. 10, 13, 16 y 20, Alemania, p.199.