

**ESCUELA POLITÉCNICA DEL EJÉRCITO
EXTENSIÓN LATACUNGA**



CARRERA DE INGENIERÍA ELECTROMECÁNICA

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA PARA
REALIZAR ENSAYO DE FATIGA POR FLEXIÓN ROTATIVA
UTILIZANDO PC”**

**SIZA SIMBAÑA ROBERTO MARCELO
CHANGO MORETA DAVID MISAEL**

**Tesis presentada como requisito previo a la obtención del
grado de:**

INGENIERO EN ELECTROMECÁNICA

Latacunga, Marzo 2012

ESCUELA POLITÉCNICA DEL EJÉRCITO

CARRERA DE INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA

CERTIFICACIÓN

ING. JUAN CORREA (DIRECTOR).

ING. MARCO SINGAÑA (CODIRECTOR).

CERTIFICAN:

Que el trabajo titulado “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA PARA REALIZAR ENSAYO DE FATIGA POR FLEXIÓN ROTATIVA UTILIZANDO PC” realizado por los señores CHANGO MORETA DAVID MISAEL y SIZA SIMBAÑA ROBERTO MARCELO ha sido guiado y revisado periódicamente y cumple normas estatutarias establecidas por la ESPE, en el Reglamento de Estudiantes de la Escuela Politécnica del Ejército.

Debido a que constituye un trabajo de excelente contenido científico que coadyuvará a la aplicación de conocimientos y al desarrollo profesional, SI recomienda su publicación.

Ing. Juan Correa
DIRECTOR DE PROYECTO

Ing. Marco Singaña
CODIRECTOR DE PROYECTO

ESCUELA POLITÉCNICA DEL EJÉRCITO

CARRERA DE INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA

DECLARACIÓN DE RESPONSABILIDAD

Nosotros, CHANGO MORETA DAVID MISAEEL
 SIZA SIMBAÑA ROBERTO MARCELO

DECLARAMOS QUE:

El proyecto de grado “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA PARA REALIZAR ENSAYO DE FATIGA POR FLEXIÓN ROTATIVA UTILIZANDO PC” ha sido desarrollado con base a una investigación exhaustiva, respetando derechos intelectuales de terceros, conforme las citas que constan al pie de las páginas correspondientes, cuyas fuentes se incorporan en la bibliografía.

Consecuentemente este trabajo es de nuestra autoría.

En virtud de esta declaración, nos responsabilizamos del contenido, verdad y alcance científico del proyecto de grado en mención.

Latacunga, Marzo del 2012

CHANGO MORETA DAVID M.
CI: N°.- 1804160032

SIZA SIMBAÑA ROBERTO M.
CI: N°.- 1717348070

ESCUELA POLITÉCNICA DEL EJÉRCITO

CARRERA DE INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA

AUTORIZACIÓN DE PUBLICACIÓN

Nosotros, **CHANGO MORETA DAVID MISAEEL**
 SIZA SIMBAÑA ROBERTO MARCELO

AUTORIZAMOS

A la Escuela Politécnica del Ejército, la publicación en Biblioteca Virtual y/o revista de la institución nuestro trabajo “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA PARA REALIZAR ENSAYO DE FATIGA POR FLEXIÓN ROTATIVA UTILIZANDO PC”, cuyo contenido, ideas y criterios son de nuestra exclusiva responsabilidad y autoría.

Latacunga, Marzo del 2012

CHANGO MORETA DAVID M.

CI: N°.- 1804160032

SIZA SIMBAÑA ROBERTO M.

CI: N°.- 1717348070

AGRADECIMIENTO

Mi agradecimiento muy reverente a Dios todo Poderoso.

A mis padres Angélica y Heriberto, quienes con su ejemplo hicieron que siga adelante. Y por supuesto a mis hermanos, por el apoyo incondicional que siempre me brindaron.

David Chango

AGRADECIMIENTO

A JEHOVÁ Dios porque tuya es la gloria. Por brindarme una oportunidad de vida, por admirar tu creación y cuidar de mí y de mi familia.

A mi padre Manuel por enseñarme desde pequeño a valorar las cosas y brindarme todo su amor y apoyo que me impulsaron a finalizar mi carrera.

A mi madre Nieves por darme todo su cariño y comprensión.

Y a l@s amig@s que hice en Latacunga que son muchos, con quienes compartí buenas experiencias inolvidables.

Marcelo Siza

DEDICATORIA

Este trabajo está dedicado con mucho cariño, a la memoria de mi hermanito Carlos. Sé que desde el cielo has guiado el camino que he transitado en esta tierra.

David Chango

DEDICATORIA

Con toda la fuerza de mi corazón este proyecto lo dedico a mis padres: Manuel y Nieves quienes con el sudor de sus frentes han salido adelante, siendo responsables y educando con amor a sus hijos Juan Carlos, Marcelo y Cristóbal

Marcelo Siza

ÍNDICE DE CONTENIDOS

| CONTENIDO | PÁGINA |
|-------------------------------------|--------|
| CARÁTULA..... | i |
| CERTIFICACIÓN..... | ii |
| DECLARACIÓN DE RESPONSABILIDAD..... | iii |
| AUTORIZACIÓN DE PUBLICACIÓN..... | iv |
| AGRADECIMIENTO..... | v |
| DEDICATORIA..... | vii |
| ÍNDICE DE CONTENIDOS..... | ix |
| RESUMEN..... | xxii |
| SUMMARY..... | xxiii |
| ANTECEDENTES..... | xxiv |
| OBJETIVO GENERAL..... | xxv |
| OBJETIVOS ESPECÍFICOS..... | xxv |
| JUSTIFICACIÓN..... | xxvi |
| ALCANCES Y METAS..... | xxviii |

CAPÍTULO 1

MARCO TEÓRICO

| | |
|---|-------|
| 1.1 EL PROBLEMA DE LA FATIGA EN LOS MATERIALES..... | - 1 - |
| 1.2 RESISTENCIA A LA FATIGA Y REGÍMENES DE FATIGA..... | - 2 - |
| 1.2.1 Diagramas S-N (Resistencia a la fatiga- Número de ciclos)..... | - 2 - |
| 1.2.2 Límite de resistencia a la fatiga..... | - 4 - |
| 1.2.3 Factores de corrección del límite de resistencia a la fatiga..... | - 4 - |
| a. Factor de superficie (k_a)..... | - 5 - |
| b. Factor de tamaño (k_b)..... | - 6 - |
| c. Factor de carga (k_c)..... | - 7 - |
| e. Factor de confiabilidad (k_e)..... | - 8 - |
| f. Factor de efectos varios (k_f)..... | - 9 - |

| | |
|--|---------------|
| f.1. Corrosión..... | - 9 - |
| f.2. Recubrimiento electrolítico | - 10 - |
| f.3. Metalizado por aspersion | - 10 - |
| f.4. Frecuencia cíclica..... | - 10 - |
| f.5. Corrosión por frotamiento..... | - 10 - |
| 1.2.4 Concentración de esfuerzos y muescas (K_f) | - 10 - |
| 1.2.5 Regímenes de fatiga | - 12 - |
| a. Resistencia a la fatiga en bajo ciclaje | - 13 - |
| b. Resistencia a la fatiga en alto ciclaje de duración finita | - 14 - |
| b.1. Método de mínimos cuadrados | - 15 - |
| 1.3 ESFUERZOS CÍCLICOS | - 17 - |
| 1.3.1 Criterios de falla por fatiga ante esfuerzos cíclicos | - 18 - |
| a. Diagrama de Goodman Modificado | - 19 - |
| b. Diagrama de Soderberg..... | - 21 - |
| c. Diagrama de Gerber | - 21 - |
| 1.4 MÁQUINAS PARA ENSAYOS DE FATIGA..... | - 22 - |
| 1.4.1 Máquina de flexión rotativa con dos soportes principales | - 22 - |
| 1.4.2 Máquina de flexión rotativa en voladizo..... | - 23 - |
| a. Máquina modelo Gunt WP 140..... | - 24 - |
| 1.5 ESTUDIO DE LA MÁQUINA DE R.R. MOORE..... | - 25 - |
| 1.5.1 Funcionamiento..... | - 26 - |
| 1.5.2 Cargas que intervienen en la máquina de Moore | - 27 - |
| 1.5.3 Ensayo de fatiga producida por flexión rotativa | - 30 - |
| a. Probeta de ensayo..... | - 31 - |
| b. Aplicación de la carga en la máquina de Moore | - 33 - |
| 1.6 SENSORES COMUNES EN MÁQUINAS PARA ENSAYOS DE FATIGA..... | - 35 - |
| 1.6.1 Sensores de reluctancia variable..... | - 35 - |
| 1.6.2 Optointerruptores..... | - 36 - |

| | |
|--|---------------|
| 1.6.3 Interruptores finales de carrera | - 37 - |
| 1.7 SISTEMA DE ADQUISICIÓN DE DATOS | - 38 - |
| 1.7.1 Sensores o transductores..... | - 40 - |
| 1.7.2 Acondicionamiento de la señal..... | - 40 - |
| 1.7.3 Tratamiento de la señal | - 40 - |
| 1.7.4 Visualización | - 41 - |
| a. LabView | - 41 - |
| a.1. Creación de SubVIs | - 42 - |
| a.2. Utilización de SubVIs | - 43 - |
| a.3. DIAdem | - 43 - |
| 1.8 SISTEMAS HMI | - 48 - |
| 1.9 MICROCONTROLADOR..... | - 50 - |
| 1.9.1 Procesador | - 50 - |
| 1.9.2 Memoria | - 50 - |
| 1.9.3 Buses | - 51 - |
| 1.9.4 Estructura interna | - 51 - |
| 1.9.5 ATMEGA 164p | - 52 - |
| a. Herramienta de programación BASCOM-AVR | - 53 - |
| 1.10 COMUNICACIÓN SERIAL | - 54 - |
| 1.10.1 Características..... | - 55 - |
| 1.10.2 Tipos:..... | - 55 - |
| 1.10.3 Modos de transmisión | - 56 - |
| 1.10.4 Estándar RS – 232 | - 56 - |
| a. Niveles de voltaje..... | - 57 - |
| a.1. MAX-232 | - 58 - |

CAPÍTULO 2

DISEÑO Y/O SELECCIÓN

| | |
|--|---------------|
| 2.1 DESCRIPCIÓN GENERAL DEL EQUIPO..... | - 59 - |
|--|---------------|

| | |
|--|---------------|
| 2.1.1 Determinación de las características técnicas y funcionales... | - 59 - |
| a. Momento máximo | - 60 - |
| b. Ambiente de trabajo..... | - 60 - |
| c. Limitaciones de Tamaño | - 60 - |
| d. Tipo de trabajo..... | - 61 - |
| e. Vida útil | - 61 - |
| f. Motor..... | - 61 - |
| g. Transmisión de potencia..... | - 61 - |
| h. Sujeción de la probeta | - 62 - |
| h.1. Selección del sistema de sujeción..... | - 63 - |
| i. Sistema de apoyo de los ejes | - 63 - |
| j. Sistema de aplicación de carga y su cuantificación | - 63 - |
| j.1. Selección del sistema de carga..... | - 66 - |
| k. Contador de ciclos de carga que se apliquen a la probeta | - 66 - |
| l. Sistema de control | - 66 - |
| m. Comunicación entre la máquina y una PC..... | - 67 - |
| n. Sistema de adquisición de datos | - 67 - |
| 2.1.2 Diseño de la máquina..... | - 68 - |
| a. Funcionamiento | - 69 - |
| 2.2. ELEMENTOS MECÁNICOS DE LA MÁQUINA | - 69 - |
| 2.2.1 Diseño y/o selección de las partes mecánicas | - 71 - |
| a. Diseño de los ejes conductor y conducido..... | - 71 - |
| a.1. Diseño de ejes de transmisión para cargas estáticas | - 73 - |
| a.2. Diseño de ejes de transmisión para cargas dinámicas | - 76 - |
| b. Cálculo y selección de los soportes con rodamientos..... | - 81 - |
| c. Determinación de la potencia del motor..... | - 84 - |
| d. Cálculo de la chaveta del eje conductor | - 86 - |
| e. Cálculo y selección del acople..... | - 89 - |
| e.1. Dimensionamiento del acople | - 90 - |
| f. Diseño de las barras de carga | - 91 - |

| | |
|--|----------------|
| g. Diseño de placas | - 94 - |
| g.1. Diseño de la placa de fuerza | - 96 - |
| g.2. Diseño de la placa de soporte principal..... | - 102 - |
| h. Diseño de la estructura | - 107 - |
| h.1. Vigas. | - 108 - |
| h.3. Diseño por estabilidad..... | - 109 - |
| h.4. Diseño por resistencia a la flexión..... | - 110 - |
| h.5. Cálculo de la estructura..... | - 112 - |
| 2.3 COMPONENTES ELÉCTRICOS Y ELECTRÓNICOS | - 125 - |
| 2.3.1 Diseño del sistema de control y adquisición de datos | - 125 - |
| a. Selección de elementos eléctricos y electrónicos..... | - 125 - |
| a.1. Motor | - 125 - |
| a.2. Sensor contador de ciclos | - 126 - |
| a.3. Sensor de proximidad | - 127 - |
| a.4. Controlador..... | - 127 - |
| 2.4 SISTEMA DE GENERACIÓN Y ADQUISICIÓN DE DATOS | - 128 - |
| 2.4.1 Programación del microcontrolador..... | - 129 - |
| a. Diseño del programa para el Atmel 164p..... | - 129 - |
| a.1. Asignación de pines como entradas..... | - 129 - |
| a.2. Asignación de pines como salidas | - 130 - |
| a.3. Configuración para comunicación RS232 | - 131 - |
| a.5. Conexión del optointerruptor | - 133 - |
| b. Explicación del programa diseñado | - 134 - |
| c. Simulación en ISIS PROTEUS | - 139 - |
| 2.4.2 Software para análisis de datos | - 140 - |
| a. Selección | - 140 - |
| b. Estructuración del programa para LabView | - 140 - |
| b.1. SubVI COMUNICACIÓN | - 143 - |

| | |
|------------------------|---------|
| b.2. SubVI DATOS | - 145 - |
| b.3. SubVI ENSAYO..... | - 148 - |
| b.4. SubVI CURVA..... | - 151 - |

CAPÍTULO 3

CONSTRUCCIÓN IMPLEMENTACIÓN Y PRUEBAS

| | |
|---|----------------|
| 3.1 CONSTRUCCIÓN DE LA PARTE MECÁNICA..... | - 156 - |
| 3.1.1 Diagramas de procesos de los elementos mecánicos..... | - 157 - |
| a. Diagrama de proceso del eje motriz | - 158 - |
| b. Diagrama de proceso del eje conducido..... | - 159 - |
| c. Diagrama de proceso de la chaveta..... | - 160 - |
| d. Barra de carga fija..... | - 161 - |
| e. Barra de carga móvil..... | - 162 - |
| f. Placa de fuerza..... | - 163 - |
| g. Placa soporte principal..... | - 164 - |
| h. Placa soporte del motor | - 165 - |
| i. Placa guía | - 166 - |
| j. Chumaceras..... | - 167 - |
| k. Estructura Metálica | - 168 - |
| k.1. Marcos rígido..... | - 168 - |
| k.2. Vigas longitudinales..... | - 169 - |
| k.3. Vigas en voladizo | - 170 - |
| 3.1.2 Montaje de los elementos de la máquina | - 171 - |
| a. Montaje de los mandriles en los ejes | - 171 - |
| b. Montaje de los ejes con los rodamientos-chumaceras | - 171 - |
| c. Montaje de la chaveta sobre el eje motriz..... | - 172 - |
| d. Montaje del acople semiflexible | - 172 - |
| e. Montaje de las placas | - 173 - |

| | |
|---|----------------|
| f. Montaje de la barra fija, barra móvil y manivela de ajuste | - 174 - |
| g. Montaje del motor en el eje motriz | - 174 - |
| 3.2 IMPLEMENTACIÓN DE LA PARTE ELÉCTRICA Y ELECTRÓNICA DE LA MÁQUINA | - 175 - |
| 3.2.1 Construcción de la tarjeta | - 175 - |
| 3.3 IMPLEMENTACIÓN SISTEMA DE ADQUISICIÓN DE DATOS | - 176 - |
| 3.4 PRUEBAS Y RESULTADOS | - 177 - |

CAPÍTULO 4

ANÁLISIS FINANCIERO DE COSTOS

| | |
|---|----------------|
| 4.1 COSTO DEL PROYECTO | - 181 - |
| 4.1.2 Costos de misceláneos | - 182 - |
| 4.1.3 Remuneraciones a no profesionales | - 183 - |
| 4.1.4 Costo general del proyecto..... | - 183 - |
| 4.2 RENTABILIDAD DEL PROYECTO | - 183 - |
| 4.2.1 Cálculo de rentabilidad de la máquina..... | - 184 - |
| 4.3 ANÁLISIS COMPARATIVO CON MÁQUINAS SIMILARES..... | - 185 - |

CAPÍTULO 5

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

| | |
|----------------------------------|----------------|
| 5.1 CONCLUSIONES | - 186 - |
| 5.2 RECOMENDACIONES | - 187 - |
| Bibliografía..... | - 189 - |
| Anexos..... | - 191 - |

ÍNDICE DE FIGURAS

CAPÍTULO 1

| | |
|--|--------|
| Figura 1.1. Regímenes de fatiga..... | - 3 - |
| Figura 1.2. Expresiones para el cálculo del área al 95%. | - 7 - |
| Figura 1.3. Curvas de sensibilidad a la muesca en aceros..... | - 12 - |
| Figura 1.4. Diagrama S-N | - 13 - |
| Figura 1.5. Ecuación lineal y puntos experimentales..... | - 16 - |
| Figura 1.6. Esfuerzo-Tiempo..... | - 17 - |
| Figura 1.7. Líneas de falla de fatiga | - 19 - |
| Figura 1.8. Diagrama de Goodman Modificado “aumentado” | - 20 - |
| Figura 1.9. Momento y esfuerzos generados..... | - 23 - |
| Figura 1.10. Máquina de flexión rotativa en voladizo. | - 23 - |
| Figura 1.11. Máquina de flexión rotativa marca Gunt WP 140..... | - 24 - |
| Figura 1.12. Diagrama S-N generado, Gunt modelo WP 140..... | - 25 - |
| Figura 1.13. Máquina de R.R Moore..... | - 26 - |
| Figura 1.14. Diagrama de cuerpo libre de la máquina de Moore. | - 27 - |
| Figura 1.15. Diagrama cortante del sistema. | - 29 - |
| Figura 1.16. Diagrama de momento flector teórico del sistema. | - 30 - |
| Figura 1.17. Dimensiones estandarizadas de la probeta. | - 31 - |
| Figura 1.18. Probeta Máquina R.R. Moore, marca Satec | - 33 - |
| Figura 1.19. Bosquejo de cargas de la máquina de Moore..... | - 33 - |
| Figura 1.20 Esquema del sensor de reluctancia variable. | - 36 - |
| Figura 1.21 Construcción típica de un opto interruptor: | - 37 - |
| Figura 1.22. Símbolo de los contactos de finales de carrera. | - 37 - |
| Figura 1.23 Tipos de finales de carrera. | - 38 - |
| Figura 1.24. Señal digital. | - 39 - |
| Figura 1.25. Señal Análoga..... | - 39 - |
| Figura 1.26. Etapas del sistema de adquisición de datos. | - 39 - |
| Figura 1.27. Configuración SubVI Node Setup. | - 43 - |

| | |
|--|--------|
| Figura 1.28. Express Vi DIAdem Report. | - 44 - |
| Figura 1.29. Construcción del vector de variables de texto. | - 45 - |
| Figura 1.30. Visualización de variables de texto. | - 46 - |
| Figura 1.31. Ingreso de señales en forma de vectores. | - 46 - |
| Figura 1.32. Cuadro diálogo del Express Vi DIAdem Report. | - 47 - |
| Figura 1.33. Panel principal de la Aplicación DIAdem. | - 48 - |
| Figura 1.34 Sistema HMI. | - 49 - |
| Figura 1.35. Estructura interna del Microcontrolador. | - 51 - |
| Figura 1.36. Configuración de pines del ATMEGA 164P. | - 52 - |
| Figura 1.37. Tipos de variables de Bascom-AVR | - 54 - |
| Figura 1.38. Comunicación Simplex. | - 56 - |
| Figura 1.39. Comunicación Half dúplex. | - 56 - |
| Figura 1.40. Comunicación Full Duplex. | - 56 - |
| Figura 1.41. Estructura del Max 232 | - 58 - |

CAPÍTULO 2

| | |
|---|--------|
| Figura 2.1. Aplicación de pesos para producir flexión..... | - 64 - |
| Figura 2.2: Aplicación de carga mediante tensadores. | - 65 - |
| Figura 2.3. Dinamómetro Digital. | - 66 - |
| Figura 2.4. Esquema general de la máquina de fatiga a diseñarse. | - 68 - |
| Figura 2.5. Componentes, máquina para realizar ensayos de fatiga. ... | - 70 - |
| Figura 2.6. Diagrama de cuerpo libre..... | - 72 - |
| Figura 2.7. Diagrama de cortante. | - 72 - |
| Figura 2.8. Diagrama de momento flector..... | - 73 - |
| Figura 2.9. Esquema de fuerzas sobre la chaveta..... | - 87 - |
| Figura 2.10. Diagrama de cuerpo libre de la barra de carga..... | - 92 - |
| Figura 2.11. Placa de fuerza..... | - 96 - |
| Figura 2.12. Cargas ejercidas en la placa de fuerza..... | - 97 - |
| Figura 2.13. Fuerza cortante y momento flector máximo de la placa...- | - 98 - |
| Figura 2.14. Sección de la placa de fuerza. | - 98 - |

| | |
|---|---------|
| Figura 2.15. Diagrama de cuerpo libre de la placa soporte principal. | - 103 - |
| Figura 2.16. Placa de soporte principal..... | - 103 - |
| Figura 2.17. Diagrama fuerza cortante de la placa principal..... | - 106 - |
| Figura 2.18. Diagrama de momento flector de la placa. | - 107 - |
| Figura 2.19. Estructura de la máquina de viga rotatoria. | - 108 - |
| Figura 2.20. Forma y dimensiones de la estructura. | - 112 - |
| Figura 2.21. Diagrama de cuerpo libre del marco rígido. | - 114 - |
| Figura 2.22. Representación de cargas en el tramo A-B. | - 116 - |
| Figura 2.23. Representación de cargas en el tramo B-C. | - 117 - |
| Figura 2.24. Fuerza cortante y momento flector del marco rígido..... | - 118 - |
| Figura 2.25. Dirección de ubicación del perfil en la viga transversal.. | - 121 - |
| Figura 2.26. Diagrama de cuerpo libre de la viga longitudinal. | - 121 - |
| Figura 2.27. Fuerza cortante y momento flector viga longitudinal..... | - 123 - |
| Figura 2.28. Dirección de ubicación del perfil en la viga transversal.. | - 124 - |
| Figura 2.29. Sistema de control y adquisición de datos..... | - 125 - |
| Figura 2.30 Sensor final de carrera push-button..... | - 127 - |
| Figura 2.31. Entradas conectadas microcontrolador ATMEGA 164p. | - 130 - |
| Figura 2.32. Salidas del microcontrolador ATMEGA 164p. | - 131 - |
| Figura 2.33. Conexión MAX232 para comunicación serial. | - 132 - |
| Figura 2.34. Esquema circuito de control del motor. | - 133 - |
| Figura 2.35. Esquema de conexión del optointerruptor. | - 134 - |
| Figura 2.36. Diagrama flujo de general para ATMEGA 164P. | - 135 - |
| Figura 2.37. Diagrama de flujo de la subrutina Verificación. | - 135 - |
| Figura 2.38. Diagrama de flujo de la subrutina Comprobación. | - 136 - |
| Figura 2.39. Diagrama de flujo de la subrutina Proceso. | - 137 - |
| Figura 2.40 Diagrama de flujo de la cuarta subrutina. | - 138 - |
| Figura 2.41. Ventana BASCOM AVR compilación..... | - 139 - |
| Figura 2.42. Simulación del circuito. | - 139 - |
| Figura 2.43. Diagrama principal para el manejo del ensayo. | - 141 - |
| Figura 2.44. Pantallas utilizadas en la aplicación..... | - 142 - |
| Figura 2.45. Pantalla principal para la realización del ensayo. | - 143 - |

| | |
|--|---------|
| Figura 2.46. Panel frontal del SubVI COMUNICACIÓN..... | - 143 - |
| Figura 2.47. Subrutina Comunicación..... | - 144 - |
| Figura 2.48. Panel Frontal SubVI..... | - 145 - |
| Figura 2.49. Subrutina Datos..... | - 146 - |
| Figura 2.50. Subrutina Ensayo..... | - 149 - |
| Figura 2.51. Panel frontal SubVI Ensayo..... | - 150 - |
| Figura 2.52. Diagramas S-N real y teóricos en el SubVI CURVA | - 151 - |
| Figura 2.53. Subrutina Curva..... | - 152 - |
| Figura 2.54. Express VI Linear Fit..... | - 152 - |
| Figura 2.55. Diagrama S-N estimada del ensayo de fatiga..... | - 153 - |

CAPÍTULO 3

| | |
|--|---------|
| Figura 3.1. Montaje de los ejes en los mandriles..... | - 171 - |
| Figura 3.2. Montaje de los ejes con los rodamientos-chumaceras. | - 172 - |
| Figura 3.3. Montaje de la chaveta sobre el eje motriz..... | - 172 - |
| Figura 3.4. Montaje del acople semiflexible..... | - 173 - |
| Figura 3.5. Montaje de la placa de soporte principal..... | - 173 - |
| Figura 3.6. Montaje de la barra fija, barra móvil y manivela..... | - 174 - |
| Figura 3.7. Montaje del motor en el eje de motriz..... | - 174 - |
| Figura 3.8. Circuito completo tarjeta electrónica..... | - 175 - |
| Figura 3.9. Circuito impreso para la construcción de la placa..... | - 176 - |
| Figura 3.10. Curvas S-N real y teórica obtenidas del ensayo..... | - 178 - |
| Figura 3.11. Ecuación lineal encontrada en LabVIEW..... | - 179 - |
| Figura 3.12. Diagrama S-N estimado, ensayo de fatiga..... | - 180 - |

ÍNDICE DE TABLAS

CAPÍTULO 1

| | |
|--|--------|
| Tabla 1.1. Coeficientes a y b para el factor de superficie | - 5 - |
| Tabla 1.2. Factor de temperatura (k_d)..... | - 8 - |
| Tabla 1.3. Factor de confiabilidad..... | - 9 - |
| Tabla 1.4. Niveles de voltaje Estándar RS-232..... | - 57 - |

CAPÍTULO 2

| | |
|---|---------|
| Tabla 2.1. Propiedades mecánicas del acero AISI 1018 | - 71 - |
| Tabla 2. 2. Características del rodamiento tipo Y. | - 83 - |
| Tabla 2. 3. Características del Soporte de pie con rodamiento tipo Y. - | 83 - |
| Tabla 2. 4. Soporte de pie con rodamiento tipo Y marca DKF. | - 84 - |
| Tabla 2.5. Propiedades mecánicas del acero ASTM A-36..... | - 92 - |
| Tabla 2.6. Pesos de los elementos que soporta la estructura..... | - 113 - |
| Tabla 2.7. Selección del sensor contador de revoluciones..... | - 126 - |
| Tabla 2.8. Selección del controlador..... | - 127 - |
| Tabla 2.9. Descripción pines de entrada..... | - 129 - |
| Tabla 2.10. Descripción de pines de Salida..... | - 130 - |
| Tabla 2.11 Selección del Software..... | - 140 - |

CAPÍTULO 3

| | |
|---|---------|
| Tabla 3.1. Elementos mecánicos de la máquina..... | - 156 - |
| Tabla 3.2. Maquinaria y herramientas a utilizarse..... | - 157 - |
| Tabla 3.3. Valores teóricos ensayo de fatiga. | - 177 - |
| Tabla 3.4. Valores Reales ensayo de fatiga..... | - 177 - |
| Tabla 3.5. Resistencia a la fatiga para distintos ciclos..... | - 179 - |

CAPÍTULO 4

| | |
|---|---------|
| Tabla 4.1. Costos de Materiales y Equipos..... | - 181 - |
| Tabla 4.1. Costos de Materiales y Equipos (Continuación)..... | - 182 - |
| Tabla 4.2. Costos Misceláneos. | - 182 - |
| Tabla 4.3. Remuneraciones a no profesionales..... | - 183 - |
| Tabla 4.4. Costo general del proyecto. | - 183 - |

RESUMEN.

Un componente mecánico se ve sometido a fatiga cuando soporta esfuerzos repetitivos, como por ejemplo; el eje de un motor eléctrico, la rueda de un ferrocarril, la biela de un motor de explosión, etc.

El fenómeno de fatiga es el responsable que el 90% de las piezas en servicio fallen repentinamente. Esto creó la necesidad de obtener un valor límite de diseño que garantice que el elemento trabaje en condiciones normales si en el diseño mecánico no se excede dicho límite. Este valor se conoce con el nombre del límite de resistencia a la fatiga y se relaciona con el número de ciclos de carga que se requieren que una pieza soporte. Los datos del límite de resistencia a la fatiga se obtienen a partir de ensayos dinámicos. La máquina más empleada para este fin es la denominada “Máquina de Moore”.

La máquina para realizar ensayos de fatiga por flexión rotativa o “Máquina de Moore” es la que se diseñó y construyó en el presente proyecto. Para la construcción de la máquina se recopiló toda la información necesaria respecto a equipos similares existentes en la actualidad. Los componentes mecánicos fueron diseñados o seleccionados, según sea el caso, en función de las características propias de la máquina.

Se cuenta además, con un sistema de adquisición de datos, que está conformada por una tarjeta de control y una PC, los mismos que se comunican entre sí mediante el estándar RS 232. La tarjeta cuenta los ciclos de carga que se le apliquen a una probeta estandarizada utilizada en el ensayo de fatiga y la PC realiza los respectivos cálculos para obtener el dato del límite estimado de la resistencia a la fatiga. Al finalizar los ensayos establecidos, se podrá obtener un informe en formato PDF.

SUMMARY.

A mechanical component is subjected to fatigue when repetitive strain supports such as, the shaft of an electric motor, the wheel of a railway, connecting rod of a combustion engine, etc.

The fatigue phenomenon that is responsible for 90% of the pieces suddenly fail in service. This created the need for a design limit value which ensures that the element working under normal conditions in the mechanical design if no such limit is exceeded. This value is known as the limit of resistance to fatigue and is related to the number of load cycles required to a support piece. Data limit fatigue resistance are obtained from dynamic tests. The machine most commonly used for this purpose is called "Moore machine".

The machine for testing rotating bending fatigue or "Moore machine" is one that was designed and constructed in this project. For the construction of the machine are collected all the necessary information regarding similar equipment currently available. The mechanical components were designed or selected, as appropriate, depending on the characteristics of the machine.

There is also a data acquisition system, which consists of a control card and a PC, the same that communicate with each other through the RS 232. The card account charging cycles to be applied to a standardized test piece used in the fatigue test and the respective PC performs calculations to obtain the data of the estimated limit of resistance to fatigue. At the end of the tests set, you can get a report in PDF format.

ANTECEDENTES.

Los estudios de la fatiga se inician en los años 1800, como consecuencia de la ruptura de algunos elementos de máquina de los ferrocarriles al poco tiempo de servicio. Dada la importancia del diseño de máquinas más seguras y de larga vida útil, se ha hecho de vital importancia la profundización e investigación para científicos e ingenieros acerca del tema. Los distintos estudios efectuados, condujeron a diversas teorías y la creación de máquinas para realizar varios tipos de ensayos de fatiga, siendo la más utilizada la máquina por flexión rotativa de R.R. Moore, la cual inicialmente estaba provista de elementos y partes mecánicas. La medida del número de ciclos a los cuales se produce la falla en este ensayo se realizaba de forma analógica.

La exigencia actual del diseño de materiales hace necesario obtener datos más precisos en los ensayos, por lo que se requieren máquinas que cuenten con un sistema de adquisición y análisis de datos digital. Máquinas actuales cuentan con este tipo de avance tecnológico lo que permite tener resultados más fiables.

OBJETIVO GENERAL.

DISEÑAR Y CONSTRUIR UNA MÁQUINA PARA REALIZAR ENSAYO DE FATIGA POR FLEXIÓN ROTATIVA UTILIZANDO PC.

OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Recopilar información sobre el funcionamiento y operación de máquinas para ensayo de fatiga por flexión rotativa, así como realizar un estudio sobre los fundamentos teóricos de la falla por fatiga.
- Diseñar y seleccionar las partes mecánicas, eléctricas y electrónicas que conformarán la máquina.
- Diseñar e implementar el sistema de control de la máquina de ensayos.
- Seleccionar e implementar el sistema de adquisición de datos.
- Construir una máquina que permita realizar el ensayo de fatiga en aceros tales como; acero de construcción, acero de transmisión y algunos aceros especiales, siempre y cuando tengan una resistencia última a la tracción no mayor a 200Kpsi, en la cual se pueda visualizar los diagramas S-N (Resistencia a la fatiga - número de ciclos), tanto real como estimado.
- Encontrar el límite de resistencia a la fatiga estimado, para realizar el diseño de elementos de máquinas que puedan tener mayor confiabilidad y economía.
- Realizar la guía de procedimiento de la práctica en la máquina de ensayo.

JUSTIFICACIÓN.

Una de las primeras causas de fallo en muchas piezas de máquinas construidas con materiales férricos es la falla por fatiga, ésta se puede desarrollar en partes de máquinas tales como: máquinas rotativas, tornillos, alas de aviones, ruedas de ferrocarril, barcos, vehículos, entre otros.

Para evitar el fallo por fatiga de elementos de máquinas se debe tener información experimental del límite de resistencia a la fatiga, este valor se ve modificado por factores que toman en cuenta las condiciones reales a las cuales va a estar sometido el elemento mecánico.

Por lo mencionado anteriormente se requiere de una máquina que proporcione datos experimentales de la resistencia a la fatiga, y un valor estimado del límite de resistencia a la fatiga, la práctica que permite obtener estos valores es el ensayo de fatiga por flexión rotativa.

El presente proyecto permitirá realizar el ensayo de fatiga por flexión rotativa, dado que este fenómeno es más propenso de ser observado en elementos de máquina rotantes.

Tanto la realización de la gráfica de los datos experimentales obtenidos en el ensayo de fatiga, así como el cálculo estimado del límite de fatiga, anteriormente se los realizaba de forma manual; el proyecto a desarrollarse permitirá mostrar estos parámetros en una computadora.

El proyecto es de importancia porque permitirá realizar prácticas de fatiga, ya que es muy difícil comprender el fenómeno mediante enfoques analíticos y la mayoría del conocimiento acerca de la fatiga del material se basa en la experimentación.

En la actualidad, la ESPE Extensión Latacunga no cuenta con una máquina para realizar ensayos de fatiga a los materiales, esto implica que los estudiantes y profesores no pueden realizar prácticas de la misma.

Adicionalmente la construcción de la máquina permitirá realizar prácticas a los estudiantes de diferentes Carreras como son: Electromecánica, Automotriz y Mecatrónica.

ALCANCES Y METAS.

- Disponer de una máquina para ensayos de fatiga de viga rotatoria en ciertos materiales de diseño de máquinas.
- Obtener la visualización de los diagramas S-N real y estimado.
- Proporcionar datos experimentales de la resistencia a la fatiga.
- Disponer de información sobre el límite de resistencia a la fatiga estimado.

CAPÍTULO 1

MARCO TEÓRICO

1.1 EL PROBLEMA DE LA FATIGA EN LOS MATERIALES

“La fatiga es un proceso de degeneración de un material sometido a cargas cíclicas de valores por debajo de aquellos que serían capaces de provocar su rotura mediante tracción”¹. Ésta ocurre porque hay deformaciones plásticas cíclicas que provocan cambios irreversibles en la dislocación de la micro estructura de los materiales, durante dicho proceso se genera una grieta que, si se dan las condiciones adecuadas crecerá hasta producir la rotura de la pieza al aplicar un número de ciclos suficientes. El número de ciclos necesarios dependerá de factores como la carga aplicada, presencia de entallas, inclusiones, porosidades y concentraciones de esfuerzos.

En el estudio de los materiales, como los de elementos de máquinas o estructuras, la mayoría de cargas no son estáticas, sino que se encuentran afectados en combinaciones de esfuerzos, ya sean de tracción, compresión, flexión o torsión, que se repiten de una manera sistemática en el tiempo y que producen la rotura del material para valores considerablemente menores que los calculados en ensayos estáticos. Realizando esta consideración, es importante el estudio de la construcción de las piezas de máquinas basándose en el análisis de la fatiga de estos elementos.

“Wöhler estudió el fenómeno de fatiga en los materiales y desarrolló diversas máquinas de ensayo llegando a dos conclusiones:

¹ <http://bibing.us.es/proyectos/abreproy/4089/fichero/4.pdf>

- Las fuerzas necesarias para provocar la ruptura con cargas que varían en el tiempo son inferiores a las que se requieren cuando se tienen cargas estáticas.
- Existe un umbral por debajo del cual las probetas no se rompen, que se conoce como el límite de fatiga.”²

1.2 RESISTENCIA A LA FATIGA Y REGÍMENES DE FATIGA

“La resistencia a la fatiga de un material es su capacidad de resistir cargas de fatiga. En general, es el valor del esfuerzo que puede resistir un material durante una cantidad de ciclos de carga”³. Las cargas que pueden causar la fatiga pueden ser axiales, transversales, de torsión o combinadas. Al disminuir la magnitud del esfuerzo aplicado, el número de ciclos para producir la falla aumenta. Si la cantidad de ciclos es infinita el valor del esfuerzo se denomina límite de fatiga.

1.2.1 Diagramas S-N (Resistencia a la fatiga- Número de ciclos)

Los datos de los ensayos de la flexión alternante se grafican como la resistencia a la fatiga denominado S_f , en función del logaritmo del número total de ciclos a la falla N , ($\text{Log } [N]$), para cada probeta. Estas gráficas se llaman diagramas S-N, y son utilizadas para presentar información relativa a fatiga y para realizar el diseño de partes mecánicas sometidas a esfuerzos alternantes.

La utilización de la escala logarítmica permite una mejor apreciación de los cambios de pendientes de la curva que no se manifestaría si se

² James S., Ciencia y Diseño de Ingeniería de los Materiales, 2000, Pág. 261

³ Robert L. Mott, Diseño de Elementos de Máquinas, Cuarta edición, 2006, Pág. 172

emplearán coordenadas cartesianas, ya que los datos del ensayo tienen una gran dispersión.

En la Figura 1.1 se observa que hay tres rectas que podrían aproximar la nube de puntos experimentales. Estas rectas permiten distinguir entre fatiga a bajo número de ciclos ($<10^3$) y fatiga de alto número de ciclos ($>10^3$). La recta horizontal define el límite de resistencia a la fatiga (S_e') del material, que constituye el límite de carga por debajo del cual se considera que el material no fallará por fatiga. "El límite entre tales regiones no puede definirse con claridad, excepto en el caso de un material específico; pero se localiza entre 10^6 y 10^7 ciclos para los aceros."⁴ En metales no ferrosos y aleaciones no existe límite a la fatiga.

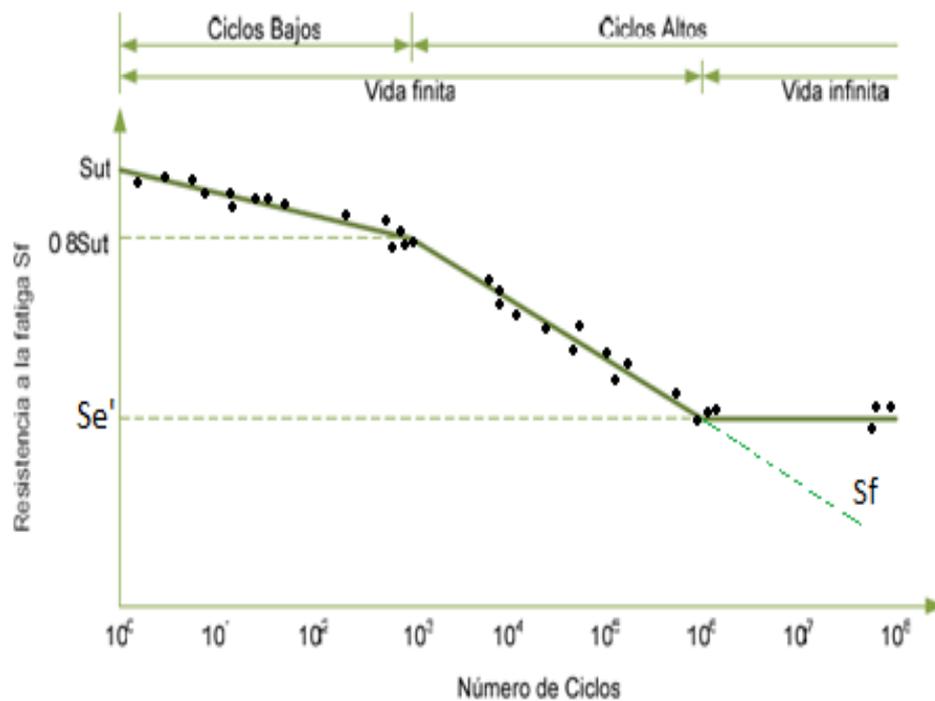


Figura 1.1. Regímenes de fatiga.

⁴.<http://www.mailxmail.com/curso-diseño-ingenieria-mecanica-segunda-parte/carga-variable>

1.2.2 Límite de resistencia a la fatiga

El límite de resistencia a la fatiga (**S_e'**) indica el valor del esfuerzo por debajo del cual el material ya no fallará en el ensayo de fatiga por flexión rotativa.

Varias fuentes proporcionan datos de pruebas reales en aceros, de donde se concluye que el límite de fatiga puede estar relacionado con la resistencia a la tracción de la siguiente manera (Ecuación 1.1).

$$S'_e = \begin{cases} 0.5S_{ut} & S_{ut} \leq 200Kpsi(1400MPa) \\ 100Kpsi & S_{ut} > 200Kpsi \\ 700MPa & S_{ut} > 1400MPa \end{cases} \quad \text{Ec.1.1}$$

Donde:

S_{ut} = Resistencia a la tracción.

S_e' = Límite de resistencia a la fatiga en flexión rotativa de una probeta.

1.2.3 Factores de corrección del límite de resistencia a la fatiga

El límite de resistencia a la fatiga (**S_e'**), obtenido de ensayos en viga rotativa, no se puede utilizar directamente para el diseño de un elemento de máquina real. Por tanto se calcula el límite de fatiga corregido (**S_e**), que es el resultado de la aplicación de una serie de factores de corrección que acercan el material ensayado a las condiciones reales de funcionamiento de la pieza.

El límite de fatiga corregido esta dado como:

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e \quad \text{Ec.1.2}$$

Donde:

S_e = Límite de fatiga corregido

S_e' = Límite de resistencia a fatiga de probetas

k_a = Factor de acabado superficial

k_b = Factor de tamaño

k_c = Factor de carga

k_d = Factor de temperatura

k_e = Factor de confiabilidad

k_f = Factor efectos varios

a. Factor de superficie (k_a)

Puesto que la probeta utilizada para la realización del ensayo de flexión rotativa tiene un acabado superficial pulido espejo (superacabado). Para compensar la diferencia entre el acabado del elemento mecánico real y el de la probeta, se define un coeficiente de superficie (k_a), que corrija dicho efecto.

Para encontrar el coeficiente de superficie se utiliza la ecuación 1.3 que depende del acabado superficial final de la pieza. La Tabla 1.1 muestra los valores de a y b .

$$k_a \cong a(S_{ut})^b \quad \text{Ec.1.3}$$

Tabla 1.1. Coeficientes a y b para el factor de superficie⁵

| Acabado Superficial | Factor a | | Exponente b |
|------------------------------|------------|-----------|---------------|
| | Sut (kpsi) | Sut (MPa) | |
| Esmerilado | 1.34 | 1.58 | -0.085 |
| Maquinado o laminado en frío | 2.70 | 4.51 | -0.265 |
| Laminado en caliente | 14.4 | 57.7 | -0.718 |
| Como sale de forja | 272 | 39.90 | -0.995 |

⁵ Richard G. Budynas, Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, Octava edición, 2008, Pág. 280.

Para aceros, se empleará el valor de uno; si el resultado de la ecuación 1.3 es mayor que uno, el mismo criterio puede aplicarse cuando se trate de hierro fundido.

b. Factor de tamaño (k_b)

Debido a que en la práctica, las piezas reales tienen formas y diámetros que difieren a las de la probeta, el factor de tamaño corrige estas diferencias con las siguientes expresiones:

$$k_b = \begin{cases} (d/0.3)^{-0.107} = 0.879d^{-0.107} & 0.11 \leq d \leq 2 \text{ pulg} \\ 0.91d^{-0.157} & 2 \leq d \leq 10 \text{ pulg} \\ (d/7.62)^{-0.107} = 1.24d^{-0.107} & 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1.51d^{-0.157} & 51 < d \leq 254 \text{ mm} \end{cases} \quad \text{Ec.1.4}$$

Para carga axial se toma $k_b = 1$

Cuando las piezas no tengan sección circular, se utiliza el concepto de dimensión efectiva, que reemplaza a d en la ecuación 1.4

$$d_e = \sqrt{\frac{A_{95}}{0.0766}} \quad \text{Ec.1.5}$$

Donde A_{95} es la porción de la sección transversal de una pieza no circular, que está sometida a una tensión entre el 95% y 100% de su tensión máxima. A continuación se presentan algunas secciones para el cálculo del área al 95%:

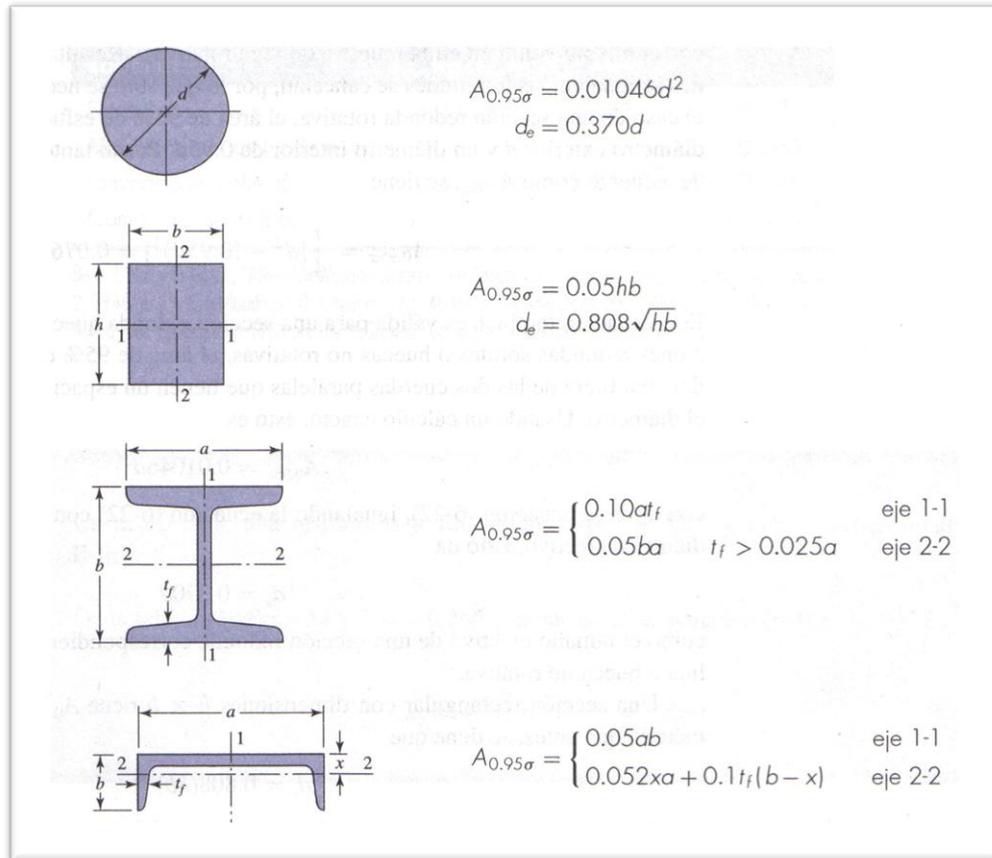


Figura 1.2. Expresiones para el cálculo del área al 95%⁶.

c. Factor de carga (k_c)

Este factor toma en cuenta el tipo de carga al que estará sometido el elemento mecánico real. Con esta consideración el valor de k_c para las cargas más comunes es:

$$k_c = 1; \quad \text{Flexión} \quad \text{Ec.1.6}$$

$$k_c = 0.85; \quad \text{Axial} \quad \text{Ec.1.7}$$

$$k_c = 0.59; \quad \text{Torsión} \quad \text{Ec.1.8}$$

⁶ Richard G. Budynas, Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, Octava edición, 2008, Pág. 282

d. Factor de temperatura (k_d)

La mayoría de las piezas tienen un servicio a temperaturas muy altas, mayores de las correspondientes al ensayo de laboratorio. Si la temperatura es lo suficientemente alta, su efecto en la fatiga es considerable, produciéndose una variación de la resistencia a la fatiga, dando lugar a la aparición de una componente de tensión constante, que se suma al efecto de fatiga. El factor de temperatura se encuentra en la siguiente Tabla, donde la relación S_T/S_{RT} , representa el factor k_d .

Tabla 1.2. Factor de temperatura (k_d)⁷.

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

e. Factor de confiabilidad (k_e)

Debido a que la fatiga es un fenómeno estadístico, existe una dispersión en los datos obtenidos en los ensayos, por esta razón se requiere el factor de confiabilidad.

⁷ Richard G. Budynas, Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, Octava edición, 2008, Pág. 282

Los valores de este factor se exponen en la Tabla 1.3 y se han obtenido sobre la base de una desviación estándar del 8%. Estos valores deben considerarse estimativos.

Tabla 1.3. Factor de confiabilidad⁸.

| Confiabilidad, % | Variación de transformación z_0 | Factor de confiabilidad k_e |
|------------------|-----------------------------------|-------------------------------|
| 50 | 0 | 1.000 |
| 90 | 1.288 | 0.897 |
| 95 | 1.645 | 0.868 |
| 99 | 2.326 | 0.814 |
| 99.9 | 3.091 | 0.753 |
| 99.99 | 3.719 | 0.702 |
| 99.999 | 4.265 | 0.659 |
| 99.9999 | 4.753 | 0.620 |

Se debe interpretar la confiabilidad, como la probabilidad de que las probetas superen la resistencia supuesta. Es decir cuanto mayor sea la confiabilidad, menor debe ser la resistencia a la fatiga, y por tanto menor debe ser k_e .

f. Factor de efectos varios (k_f)

El valor de la resistencia a la fatiga puede ser modificado por varios efectos, entre los cuales se pueden citar:

f.1. Corrosión

Elementos que operan en una atmósfera corrosiva poseen una menor resistencia a la fatiga. Esto significa que con el paso del tiempo, cualquier

⁸ Richard G. Budynas, Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, Octava edición, 2008, Pág. 285

elemento fallará cuando se lo someta a esfuerzos repetidos bajo condiciones corrosivas.

f.2. Recubrimiento electrolítico

Los recubrimientos metálicos reducen sensiblemente el límite de resistencia a la fatiga, en muchos casos hasta en un 50% del mismo.

f.3. Metalizado por aspersion

El mecanizado por aspersion provoca imperfecciones superficiales que en muchos casos pueden iniciar grietas. Mediante ensayos se ha probado que la resistencia a la fatiga disminuye hasta en un 14%.

f.4. Frecuencia cíclica

Sobre todo cuando se tiene casos donde se puede presentar corrosión, temperaturas altas o ambas, en donde la frecuencia cíclica resulta importante.

f.5. Corrosión por frotamiento

Es el resultado de movimientos microscópicos de partes o estructuras de ajuste a presión. El proceso implica decoloración superficial, picaduras y con el tiempo fatiga.

1.2.4 Concentración de esfuerzos y muescas (K_f)

En la práctica la concentración de esfuerzos son los responsables de la mayoría de las fallas por fatiga. Los coeficientes de concentración de

tensiones que se utilizan para cargas estáticas no son útiles en problemas de fatiga.

Para cargas estáticas se utiliza el factor de concentración de tensiones K_t , mientras que para cargas dinámicas se emplea el denominado factor de concentración de tensiones a fatiga K_f . Este factor se calcula de la siguiente manera:

$$K_f = \frac{\text{Esfuerzo máximo en la pieza de prueba con muesca}}{\text{Esfuerzo en la pieza de prueba sin muesca}} \quad \text{Ec.1.9}$$

Los valores de K_t , dependen de la forma de la discontinuidad (Entallas, agujeros, filetes, ranuras, etc.), se encuentran en tablas y su valor es menor que tres.

Los resultados experimentales relacionan a los coeficientes K_t y K_f de acuerdo al tipo y forma de carga. Estos coeficientes se encuentran en el denominado factor de sensibilidad de muesca (q), definido como:

$$q = \frac{K_f - 1}{K_t - 1} \quad \text{Ec.1.10}$$

Donde:

q = Factor de sensibilidad de la muesca

K_t = Factor de concentración de tensiones estática

K_f = Factor de concentración de tensiones a fatiga.

Con el tipo de material especificado, se encuentra el factor de sensibilidad a la muesca y se reemplaza en la ecuación 1. 11:

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \quad \text{Ec.1.11}$$

En gráficos, se pueden encontrar el valor de sensibilidad a la muesca en función del radio de la misma, para el caso de cargas por flexión y axial se puede utilizar la Figura 1.3.

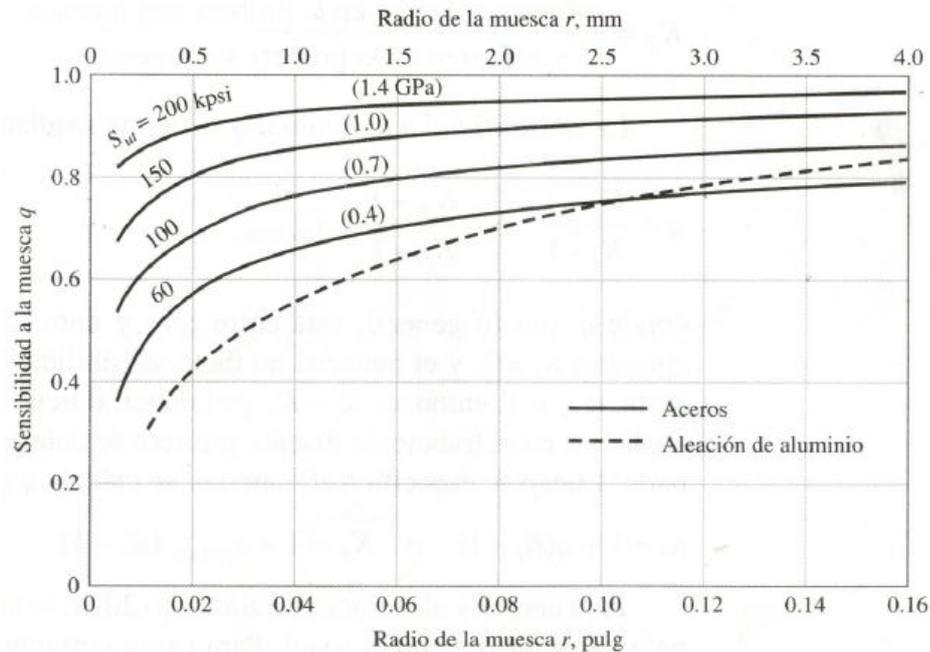


Figura 1.3. Curvas de sensibilidad a la muesca en aceros⁹.

Para tomar en cuenta este fenómeno se deberá dividir K_f de S'_e , entonces el límite de fatiga corregido será:

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f \frac{S'_e}{K_f} \quad \text{Ec.1.12}$$

1.2.5 Regímenes de fatiga

Los regímenes de fatiga se aprecian en el diagrama S-N de la Figura 1.1, donde existen tres regiones diferenciadas que se las conoce como: región de bajo ciclaje ($1-10^3$), región de alto ciclaje de duración finita (10^3-

⁹ Richard G. Budynas, Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, Octava edición, 2008, Pág. 287

10^6) y región de alto ciclaje de duración infinita ($N > 10^6$), el comportamiento de la resistencia de la fatiga varía de acuerdo a la región en donde se encuentre.

a. Resistencia a la fatiga en bajo ciclaje

La región de fatiga de bajo ciclaje se extiende desde los ciclos correspondientes a $N = 1$ hasta $N = 1000$ ciclos. “En esta región la resistencia a la fatiga S_f es poco menor que la resistencia a la tensión S_{ut} ”¹⁰. El valor de S_m es el esfuerzo aplicado cuando $N = 1000$ ciclos, como se puede apreciar en la Figura 1.4.

Existen ajustes de curvas populares donde consideran a S_m en función de S_{ut} . De los datos experimentales se pueden tener las siguientes aproximaciones:

$$\text{Flexión:} \quad S_m = 0.9S_{ut} \quad \text{Ec.1.13}$$

$$\text{Carga axial:} \quad S_m = 0.75S_{ut} \quad \text{Ec.1.14}$$

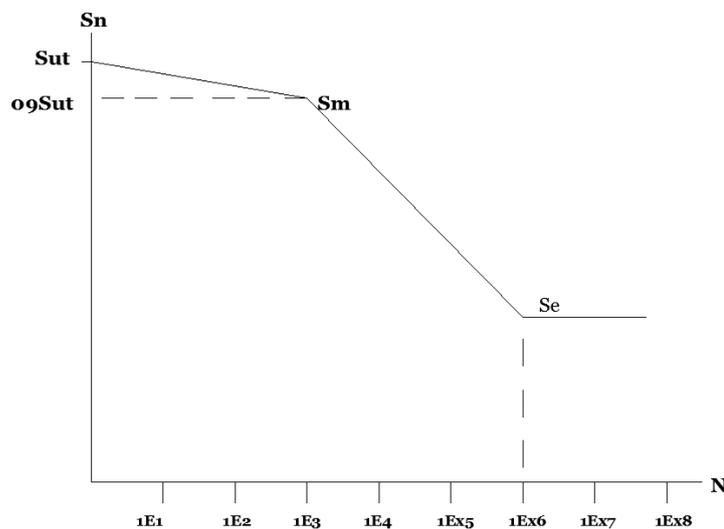


Figura 1.4. Diagrama S-N

¹⁰ Richard G. Budynas, Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, Octava edición, 2008, Pág. 275.

Los criterios de diseño estático son suficientes para calcular elementos de máquinas que estén a bajo ciclaje, puesto que se utiliza la resistencia a la fluencia para la definición de esfuerzos permisibles.

b. Resistencia a la fatiga en alto ciclaje de duración finita

El rango de fatiga de alto ciclaje comprende desde $N = 1000$ ciclos hasta la vida de resistencia a la fatiga límite S_e' . En los aceros S_e' se estima hasta aproximadamente de 10^6 a 10^7 ciclos ya que después su S_f es constante.

En este rango la resistencia a la fatiga respecto al número de ciclos de carga sigue una ley lineal cuando se grafica en escala logarítmica. Para determinar la ecuación lineal se necesita conocer los límites de fatiga en este rango. La ecuación de la resistencia a la fatiga, para esta región tiene la siguiente forma:

$$S_f = aN^b \quad 10^3 \leq N \leq 10^6 \quad \text{Ec.1.15}$$

O bien

$$\text{Log}(S_f) = \text{Log}(a) + b\text{Log}(N) \quad 10^3 \leq N \leq 10^6 \quad \text{Ec.1.16}$$

Donde:

S_f = Resistencia a la fatiga.

b = Pendiente de la recta.

a = Punto de intersección con el eje de ordenadas en 10^3 .

N = Número de ciclos hasta una falla.

Para determinar las constantes a y b se tiene que reemplazar en la ecuación 1.15, los valores de la resistencia a la fatiga en 10^3 y 10^6 y se obtiene:

$$b = -\frac{1}{3} \text{Log} \left(\frac{S_m}{S_e'} \right) \quad \text{Ec.1.17}$$

La constante **a** será:

$$\text{Log } a = \text{Log } S_m - b \text{Log } N_1 = \text{Log } S_m - 3b \quad \text{Ec.1.18}$$

Despejando **N** de la Ecuación 1.15 se puede hallar el número de ciclos a los cuales fallará la probeta a un esfuerzo flexionante dado:

$$N = \left(\frac{S_f}{a} \right)^{\frac{1}{b}} \quad \text{Para} \quad 10^3 \leq N \leq 10^6 \quad \text{Ec.1.19}$$

Finalmente, aproximadamente desde 10^6 ciclos en adelante, la resistencia a la fatiga es constante para aceros y a este valor se lo llama límite de fatiga **S_e'**.

b.1. Método de mínimos cuadrados

Es un método matemático que modeliza la relación entre una variable dependiente **Y** con las variables independientes **X**. El objetivo es crear una ecuación de predicción que expresa a **Y** como función de estas variables independientes, proporcionando una estimación probabilística a partir de datos experimentales.

En la ciencia y en la ingeniería los experimentos producen un conjunto de datos $(x_1, y_1), \dots, (x_n, y_n)$, entonces se plantea en determinar una función $y = f(x)$ que relacione los datos lo mejor posible en algún sentido.

Una forma razonable de relacionar las variables **Y** y **X** es la estimación lineal:

$$Y = mX + b \quad \text{Ec. 1.20}$$

Donde:

m = Es la pendiente de la recta.

b= Es el punto de intersección con el eje **Y**.

Como es lógico, este método solo tiene utilidad si se aplica a series de datos que presentan una tendencia lineal. En la Figura 1.5 se observa la cercanía entre la recta y los puntos graficados.

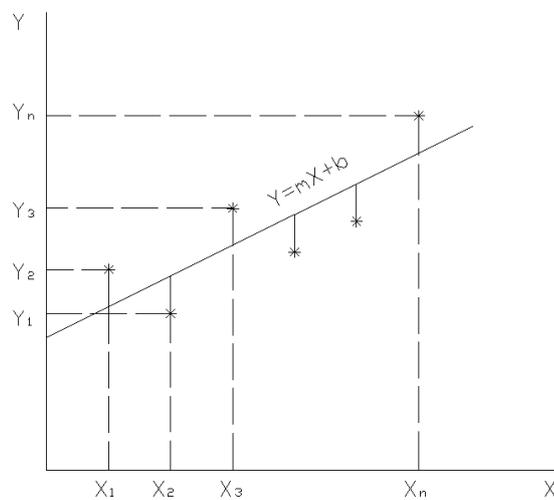


Figura 1.5. Ecuación lineal y puntos experimentales.

Se utiliza el método de los mínimos cuadrados para encontrar la pendiente de la recta **m** y el punto de intersección **b**, mediante las ecuaciones 1.21 y 1.22.

$$m = \frac{n \sum xy - (\sum x)(\sum y)}{n \sum x^2 - (\sum x)^2} \quad \text{Ec.1.21}$$

$$b = \frac{\sum y - m(\sum x)}{n} \quad \text{Ec.1.22}$$

Donde:

Σxy = suma de productos ($x_1y_1+ x_2y_2+x_3y_3..... x_ny_n$)

Σy = suma de valores de y ($y_1+ y_2+ y_3.....y_n$)

Σx = suma de valores de x ($x_1+ x_2+ x_3..... x_n$)

Σx^2 = suma de valores de x^2 ($x_1^2+ x_2^2+ x_3^2..... x_n^2$)

Este método se puede utilizar para encontrar la ecuación que determine el comportamiento del límite de resistencia a la fatiga en la zona de alto ciclaje, para los datos experimentales obtenidos con la máquina del presente proyecto. Para esta finalidad la ecuación 1.15 tiene la correspondiente forma:

$$S_f = m \text{Log}(N) + b \quad 10^3 \leq N \leq 10^6 \quad \text{Ec.1.23}$$

“El número de observaciones debe ser mayor que el número de parámetros a estimar”¹¹. En este caso el número de parámetros o incógnitas que tiene la ecuación lineal es **m** y **b**; entonces el ajuste es aceptable si se tienen como mínimo tres pares de datos experimentales.

1.3 ESFUERZOS CÍCLICOS

“Cada punto de un elemento estructural, o de una probeta, sometido a cargas cíclicas a lo largo de un periodo de tiempo estará sujeto a una tensión también variable”¹².

Para definir estos esfuerzos fluctuantes se necesitan varios parámetros como son: valor del esfuerzo máximo, esfuerzo mínimo, período, etc. (Figura 1.6.)

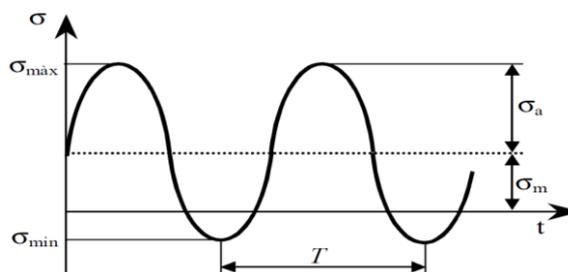


Figura 1.6. Esfuerzo-Tiempo.

¹¹<http://www.monografias.com/trabajos30/estadistica-basica/estadistica-basica.shtml>

¹²<http://www.mailxmail.com/curso-diseno-ingenieria-mecanica-segunda-parte/carga-variable>: Pág.13

A partir de los valores máximos y mínimos ($\sigma_{m\acute{a}x}$ y $\sigma_{m\acute{i}n}$), es posible calcular los parámetros característicos del tipo de carga cíclica: esfuerzo medio, relación de esfuerzos, etc.

- Rango de esfuerzos $\Delta\sigma$:

$$\Delta\sigma = \sigma_{m\acute{a}x} - \sigma_{m\acute{i}n} \quad \text{Ec.1.24}$$

- Componente alternante de esfuerzos σ_a :

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{m\acute{a}x} - \sigma_{m\acute{i}n}}{2} \quad \text{Ec.1.25}$$

- Componente medio de esfuerzos σ_m :

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{m\acute{a}x} + \sigma_{m\acute{i}n}}{2} \quad \text{Ec.1.26}$$

Por lo tanto se pueden formar dos relaciones:

- Relación de esfuerzos R:

$$R = \frac{\sigma_{m\acute{i}n}}{\sigma_{m\acute{a}x}} \quad \text{Ec.1.27}$$

- Relación de amplitud A:

$$A = \frac{\sigma_a}{\sigma_m} \quad \text{Ec.1.28}$$

1.3.1 Criterios de falla por fatiga ante esfuerzos cíclicos

En la Figura 1.6 se puede observar que los esfuerzos fluctuantes tienen componentes medios o estáticos diferentes de cero, y en conjunto tanto los esfuerzos medios como los alternantes deben ser tomados en cuenta para poder determinar un factor de seguridad apropiado, la técnica utilizada para este propósito consiste en hacer variar el esfuerzo medio y su amplitud para investigar la resistencia a la fatiga de piezas sometidas a tales esfuerzos.

El efecto de componentes medios sobre las fallas cuando están presentes en combinación con esfuerzos alternantes se los grafican en un plano, en el eje **X** se grafica el esfuerzo medio σ_m , así como la resistencia a la fluencia S_y , y la resistencia última a la tensión S_{ut} , en el eje de las **Y** se grafica la componente del esfuerzo alternante σ_a , el límite de resistencia a la fatiga S_e . Las líneas de falla a fatiga se grafican para vida infinita.

La Figura 1.7 presenta las principales líneas de falla a fatiga, estas líneas son: líneas Goodman Modificada, línea Soderberg y la parábola de Gerber.

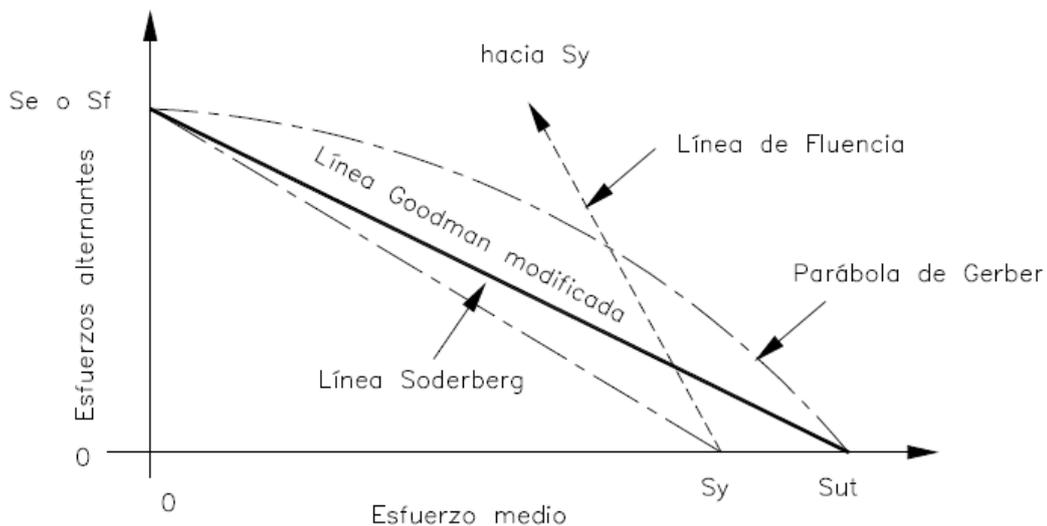


Figura 1.7. Líneas de falla de fatiga¹³

a. Diagrama de Goodman Modificado

El diagrama de Goodman Modificado consiste en las rectas trazadas desde el punto de la resistencia última a la tracción S_{ut} en el eje de las abscisas hasta el límite de resistencia a la fatiga corregido S_e en el eje **Y**; también se muestra una línea de fluencia que conecta a S_y sobre ambos ejes, esta línea se presenta para servir como límite al primer ciclo de

¹³ Robert L. Norton, Diseño de Máquinas, Quinta Edición, Pág. 410

esfuerzo, es decir esta línea está por seguridad ya que si la pieza falla, esta falla se ha presentado independientemente de su seguridad a la fatiga.

En la Figura 1.8 se presenta un límite diagrama de Goodman modificado aumentado, en donde se muestra las líneas tanto para los efectos a la tracción como a la compresión.

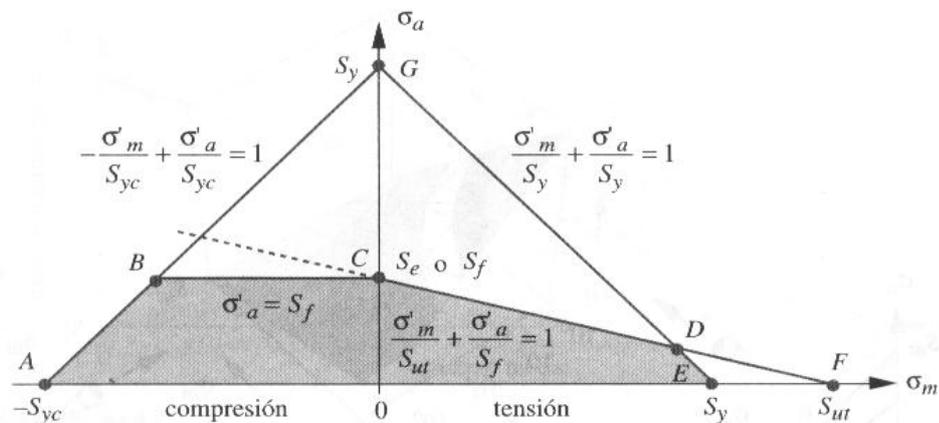


Figura 1.8. Diagrama de Goodman Modificado "aumentado".¹⁴

En la Figura anterior, a diferencia de la Figura 1.7, se muestra la región de compresión del material, la línea CF que conecta S_{ut} con S_e ó S_f puede ser extendida como se muestra con línea punteada, pero para efectos de diseño se utiliza una línea horizontal BC que es más conservadora.

En la región a tensión la línea GE define la fluencia por cargas estáticas y la región de diseño segura queda definida por las rectas CD y DE para tener mayor seguridad tanto en fallas a fatiga como estáticas.

En el diagrama de Goodman modificado la región segura está delimitado por cuatro líneas como se observa en la Figura 1.8.

¹⁴ Robert L. Norton, Diseño de Máquinas, Quinta Edición, Pág. 412

Algunos autores recomiendan que el factor de seguridad vaya incluido en la ecuación de Goodman Modificado como sigue:

$$\frac{S_m}{S_{ut}} + \frac{S_a}{S_f} = 1 \quad \text{Ec.1.29}$$

Donde:

$$S_a = n * \sigma_a \quad \text{Ec.1.30}$$

$$S_m = n * \sigma_m \quad \text{Ec.1.31}$$

Siendo n el factor de seguridad.

b. Diagrama de Soderberg

Como se muestra en la Figura 1.7 la línea de Soderberg es una línea que une el límite de resistencia a la fatiga corregido S_e o la resistencia a la fatiga corregida S_f en el eje de las ordenadas con el límite de resistencia a la fluencia S_y . La ecuación que define esta teoría es:

$$\frac{\sigma_m}{S_y} + \frac{\sigma_a}{S_f} = 1 \quad \text{Ec.1.32}$$

La teoría de falla a fatiga de Soderberg es una teoría por demás conservadora, aún más conservadora que la teoría de Goodman Modificada; por tanto se la usa en casos especiales donde no se tienen datos precisos de las cargas o se tienen ciertas dudas acerca de la resistencia de los materiales o de su composición.

c. Diagrama de Gerber

Este diagrama es el que más se ajusta a los datos experimentales, el diagrama de Gerber es una teoría no lineal y se la expresa en cualquiera de las siguientes dos formas:

$$\left(\frac{\sigma_m}{S_{ut}}\right)^2 + \frac{\sigma_a}{S_f} = 1 \quad \text{Ec.1.33}$$

Incluyendo el factor de seguridad en la ecuación anterior también queda expresada como:

$$\left(\frac{S_m}{S_{ut}}\right)^2 + \frac{S_a}{S_f} = 1 \quad \text{Ec.1.34}$$

El diagrama de Goodman modificado suele ser más empleado ya que es seguro y su uso es común al diseñar piezas a fatiga.

1.4 MÁQUINAS PARA ENSAYOS DE FATIGA

Existen cuatro categorías de máquinas de ensayo que realizan diferentes tipos de esfuerzos a una probeta; éstas pueden ser:

- Máquinas de torsión.
- Máquinas de flexión, plana o rotativa.
- Máquinas de esfuerzos axiales.
- Máquinas de esfuerzos combinados.

El desarrollo del proyecto se basa en una máquina de flexión rotativa, por lo cual se dedicará al estudio de la misma.

1.4.1 Máquina de flexión rotativa con dos soportes principales

Sirve para el estudio de fatiga en una probeta que está sometida a un esfuerzo flexionante puro y giratorio, cargada de pesos en dos puntos extremos, las tensiones actuantes en una fibra a cierta distancia del eje neutro cambia de signo cada medio giro de la probeta, de esta manera las

fibras estarán sometidas a una tensión alternativa cuya amplitud será máxima para las más alejadas del eje de la probeta (Figura 1.9).

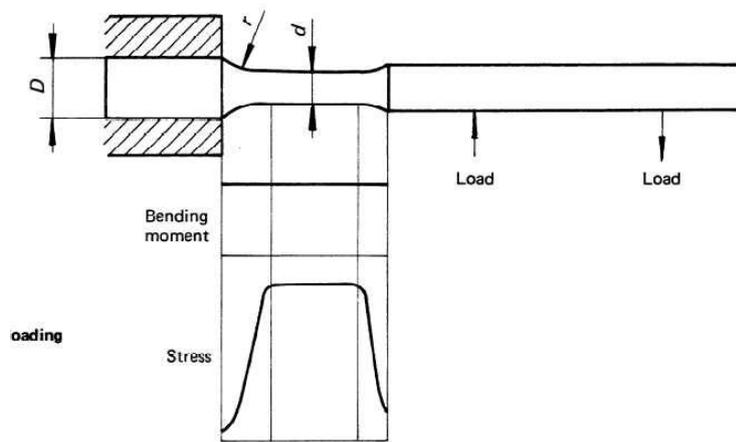


Figura 1.9. Momento y esfuerzos generados.¹⁵

1.4.2 Máquina de flexión rotativa en voladizo

La utilización de esta máquina es otro método común para medir la resistencia a la fatiga. El extremo de la probeta mecanizada en forma cilíndrica se monta en un dispositivo acoplado a un motor. En el otro extremo se suspende un peso (Figura 1.10). La probeta soporta cargas cíclicas hasta su fractura

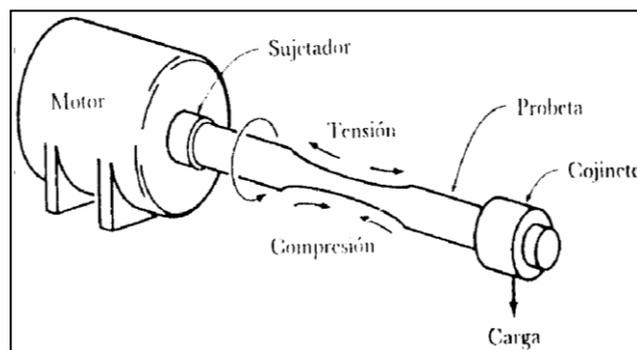


Figura 1.10. Máquina de flexión rotativa en voladizo.¹⁶

¹⁵ http://www.iso.org/iso/iso_catalogue/catalogue_tc/catalogue_detail.htm?csnumber=5683

¹⁶ <http://www.metalurgiausach.cl/TECNICAS%20EXPERIMENTALES/UNID7.pdf>

Un fabricante de este tipo de equipos es Gunt Machines, debido a que posee las características más importantes de las máquinas actuales utilizadas para este tipo de ensayos, se realizará una descripción detallada, poniendo atención especial en el aspecto del software y hardware que utiliza la misma.

a. Máquina modelo Gunt WP 140¹⁷

Máquina para realizar ensayos de fatiga por flexión rotativa. Utilizada para fines didácticos, con este equipo de mesa pueden determinarse los principios fundamentales de la comprobación de resistencia a la fatiga, (Anexo A). El aspecto físico de esta máquina es el siguiente:



Figura 1.11. Máquina de flexión rotativa marca Gunt WP 140.¹⁸

Sus características más relevantes son:

- Regulación sin escalonamiento de la amplitud de carga mediante un husillo manual, desde 0 hasta 200 N.

¹⁷ http://www.gunt.de/static/s3152_1.php?p1=&p2=&pN=search;Disziplin;13

¹⁸ http://www.gunt.de/static/s1_3.php?p1=&p2=&pN=

- Desconmutación automática en caso de rotura de la probeta mediante interruptor de paro.
- Contador digital para la indicación de los esfuerzos alternos mediante un sensor inductivo sin contacto.
- Adquisición de datos asistida por ordenador mediante software Labview, el cual permite la realización del diagrama S-N según Wöhler, una vez terminados los ensayos (Figura 1.12).

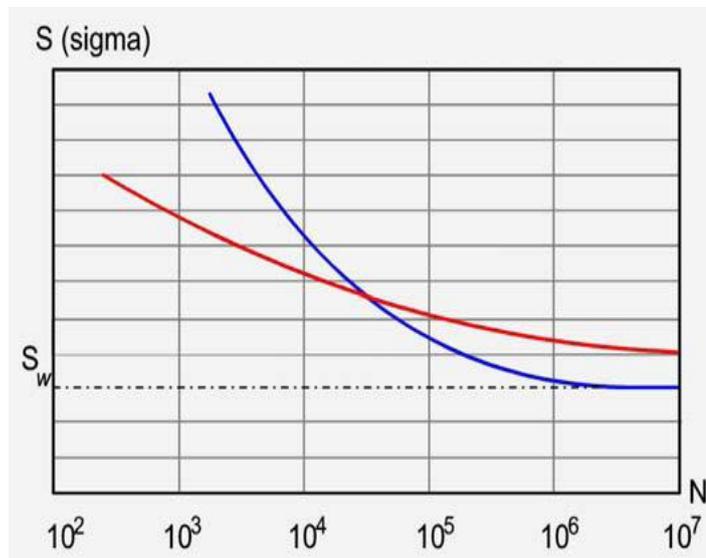


Figura 1.12. Diagrama S-N generado, Gunt modelo WP 140.¹⁹

1.5 ESTUDIO DE LA MÁQUINA DE R.R. MOORE²⁰

La máquina de R.R. Moore, mostrada en la Figura 1.13, se emplea con más frecuencia cuando se pretende obtener datos de ensayos de materiales sometidos a flexión rotativa.

¹⁹ http://www.gunt.de/static/s1_3.php?p1=&p2=&pN=

²⁰ Richard G. Budynas, Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, Octava edición, 2008, Pág. 266.

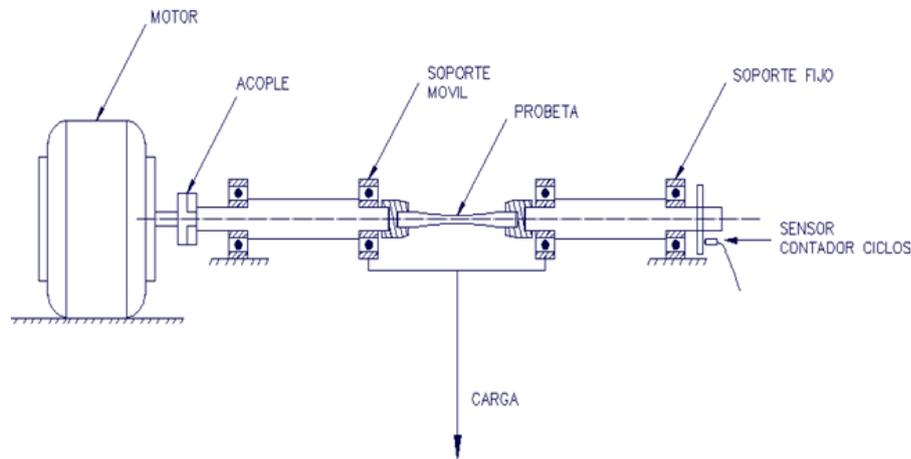


Figura 1.13. Máquina de R.R Moore.

Sus partes principales son:

- Motor
- Acople.
- Mordazas.
- Sistema de aplicación de carga.
- Rodamientos móviles, quienes reciben el peso de la carga que provocarán la fatiga de la probeta.
- Rodamientos fijos, las cuales se encargan de sostener en la estructura, las mordazas, rodamientos móviles y a la probeta.

Tanto los rodamientos fijos como móviles, deben evitar que se produzcan cargas por tracción o compresión, caso contrario la probeta no estará sometida a flexión pura, la selección adecuada de los mismos, determinará el correcto funcionamiento de la máquina.

1.5.1 Funcionamiento

El funcionamiento de la máquina se puede explicar haciendo referencia a la Figura 1.13 de la siguiente manera:

La carga es aplicada entre los rodamientos libres, produciéndose el caso de una viga simplemente apoyada, sometida a flexión pura. El giro del motor hace que se tenga la aplicación de esfuerzos alternantes.

El giro del motor es transmitido a los ejes que soportan la probeta por medio del acople. La probeta tienen rotación libre gracias a los rodamientos, lo que permite que ningún elemento en movimiento de la máquina esté sometido a esfuerzo torsionante; el esfuerzo de torsión resultante por la fricción de los rodamientos se considera como despreciable para los cálculos posteriores.

Al girar media revolución la probeta, un punto de la viga sobre el eje neutro pasa de tener un esfuerzo de compresión para tener un esfuerzo de tracción, la siguiente media revolución hace que los esfuerzos en dicho punto se inviertan.

1.5.2 Cargas que intervienen en la máquina de Moore

Con ayuda de la Figura 1.14, se pueden determinar los diagramas tanto de cortante como de momento que se generan en la máquina, los puntos donde se encuentran las reacciones son: **A, B, C y D**.

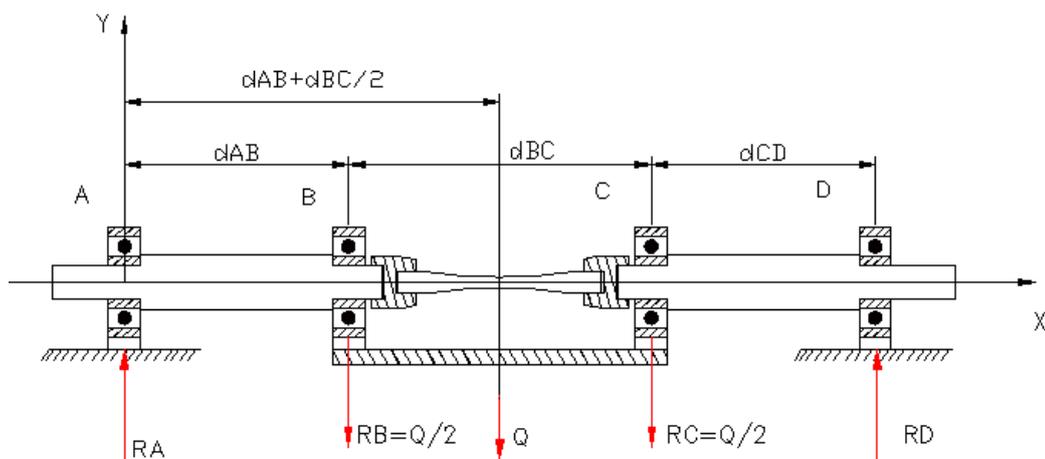


Figura 1.14. Diagrama de cuerpo libre de la máquina de Moore.

La fuerza ejercida por la carga **Q** es el único componente que va a producir reacciones. Como se explicó anteriormente, no existen momentos flectores externos ni tampoco los elementos están sometidos a torsión.

En los rodamientos **B** y **C** se transmite a la probeta el valor de **Q/2** en dirección vertical.

Realizando sumatoria de fuerzas en el eje **Y**, y sumatoria de momentos en el punto **A**, se puede determinar que las reacciones en los rodamientos **A** y **D** soportan también cargas de la misma magnitud y en sentido opuesto que las cargas soportadas por los rodamientos **B** y **C**.

$$\sum F_y = 0$$

$$R_A + R_D - R_B - R_C = 0 \text{ Pero como } R_B = R_C = \frac{Q}{2}$$

Donde:

R_A = Reacción en el rodamiento A

R_B = Reacción en el rodamiento B

R_C = Reacción en el rodamiento C

R_D = Reacción en el rodamiento D

Q = Carga máxima

Entonces:

$$R_A + R_D = Q \tag{Ec.1.35}$$

Ahora, realizando la sumatoria de momentos en el punto **A** se tiene:

$$\sum M_A = 0$$

$$R_B d_{AB} + R_C (d_{AB} + d_{AC}) = R_D (d_{AB} + d_{BC} + d_{CD})$$

Las distancias d_{AB} y d_{CD} son iguales, por lo tanto

$$\frac{Q}{2}(d_{AB} + d_{AB} + d_{AC}) = R_D(d_{AB} + d_{BC} + d_{CD})$$

$$\frac{Q}{2}(2d_{AB} + d_{AC}) = R_D(2d_{AB} + d_{CD})$$

$$R_D = \frac{Q}{2}$$

Si se reemplaza R_D en la ecuación 1.35 se tiene que R_A es:

$$R_A = \frac{Q}{2}$$

Por tanto la ecuación del cortante máximo será:

$$V_{m\acute{a}x} = \frac{Q}{2} \quad \text{Ec.1.36}$$

La ecuación del momento flector máximo es:

$$M_{m\acute{a}x} = d_{AB} \frac{Q}{2} \quad \text{Ec.1.37}$$

Una vez determinadas las reacciones se puede realizar el diagrama de fuerza cortante (Figura 1.15).

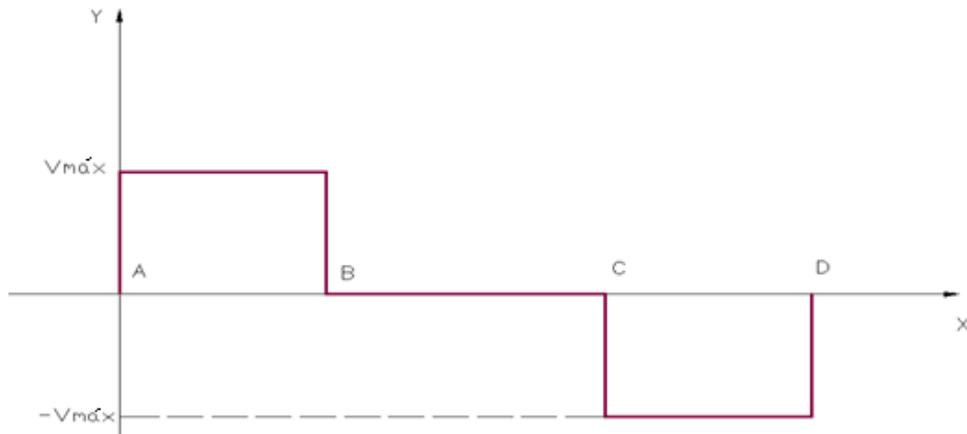


Figura 1.15. Diagrama cortante del sistema.

El diagrama de momento flector es el siguiente (Figura 1.16):

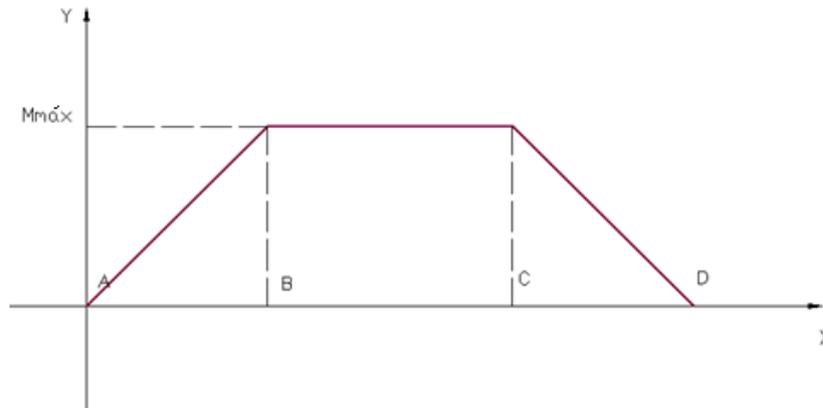


Figura 1.16. Diagrama de momento flector teórico del sistema.

El mayor momento flector lo soportará la probeta en la zona donde el área de la misma disminuye, es decir en su parte central.

Este valor de $M_{máx}$ depende entonces de dos parámetros que son:

- La distancia d_{AB}
- Y el peso que se aplique (Q).

Por tanto el diseño permite variar los parámetros de distancia entre rodamientos y el valor de la carga máxima.

1.5.3 Ensayo de fatiga producida por flexión rotativa

Se utilizan probetas estandarizadas, con una superficie pulida en forma axial, las cuales se someten a flexión pura mediante la aplicación de pesos, el motor hace que el esfuerzo sea completamente alternante, la característica constructiva de la máquina es tal, que no se produce esfuerzo cortante transversal.

La probeta se somete a cargas alternas en el tiempo y se cuentan los ciclos a los cuales la probeta se ha fracturado. El esfuerzo aplicado inicialmente es ligeramente menor que la resistencia a la rotura del

material ensayado; para los posteriores ensayos, la amplitud del esfuerzo disminuye gradualmente y se registran el número de ciclos de falla en cada ensayo.

a. Probeta de ensayo

La máquina de R.R. Moore emplea probetas estandarizadas como se mencionó anteriormente, según la norma ASTM E466 (Anexo B), la cual se muestra en la Figura 1.17, la misma que cuenta con un diámetro menor de 0.3 pulgadas ubicado en su parte central. Esta probeta es simétrica tanto en sentido transversal como longitudinal; debe ser elaborada por medio del proceso de torneado y contar con una superficie pulida para que se evite la falla del material en una zona diferente a la requerida.

Cabe indicar, con relación al ensayo, que si la probeta falla en el centro, el ensayo es válido, pero si falla en otro punto, se deduce que existe un defecto en el material. Los defectos del material se presentan con mayor frecuencia y dependen de los procesos de fabricación del material de la probeta, dichos procesos ocasionan que aparezcan tensiones y deformaciones adicionales a las producidas por las cargas externas.

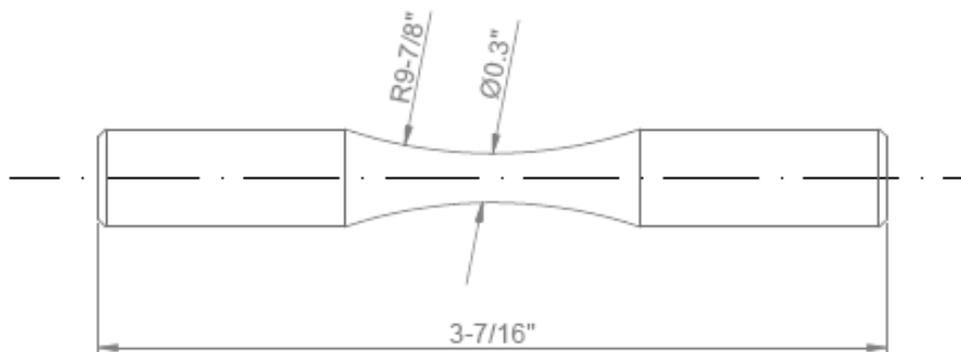


Figura 1.17. Dimensiones estandarizadas de la probeta.

Las medidas básicas son:

- Longitud total de la probeta,
- Diámetro de la menor sección
- Radio de curvatura del cuerpo de la probeta.

Los defectos del material son a escala microestructural, dependiendo éstas de los procesos de fabricación del material de la probeta, dichos procesos ocasionan que aparezcan tensiones y deformaciones adicionales a las producidas por las cargas externas. La explicación de que aparezcan estas tensiones y deformaciones adicionales es que la falta de homogeneidad de material da lugar a la aparición de cargas internas entre los distintos componentes del material.

La probeta debe maquinarse cuidadosa y meticulosamente, tomando en cuenta todas las medidas, especificaciones y tolerancias respetando cada una de ellas.

Por último la probeta al final debe pulirse en forma axial, evitando ralladuras circunferenciales.

Todo lo descrito anteriormente se lo hace para evitar que el material falle en una zona que no es de interés, y el ensayo se considere válido por fatiga.

La Figura 1.18 que se muestra a continuación, presenta la geometría propuesta para la probeta de Moore utilizada en la máquina de ensayos de fatiga por flexión rotativa de la marca "Satec", con su geometría y tolerancias recomendadas.

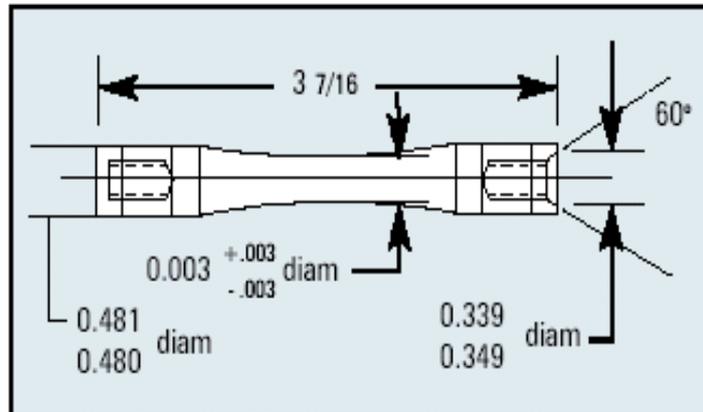


Figura 1.18. Probeta Máquina R.R. Moore, marca Satec²¹

Otras marcas constructoras de máquinas de ensayos de fatiga traen en sus catálogos las geometrías que deben tener las piezas para que puedan ser usadas en dichas máquinas, las medidas de las probetas dependen del momento flector nominal o máximo que la máquina proporcionará a la probeta.

b. Aplicación de la carga en la máquina de Moore

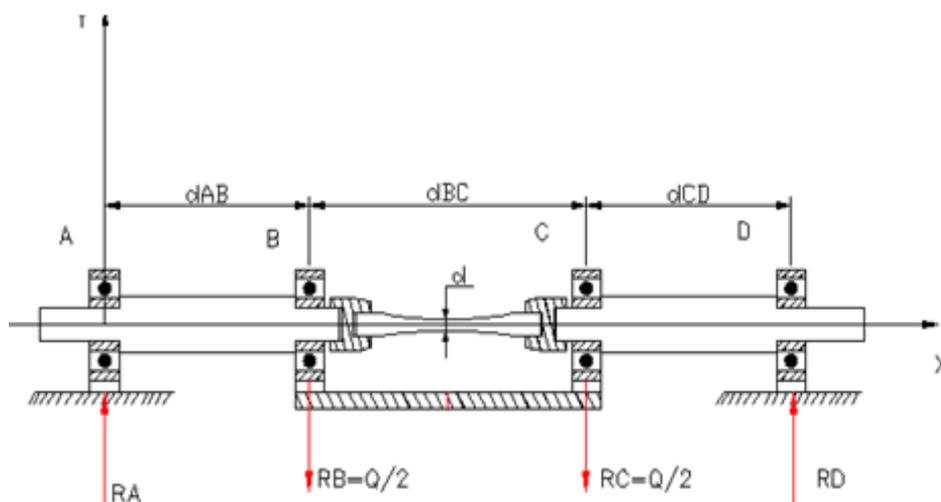


Figura 1.19. Bosquejo de cargas de la máquina de Moore.

²¹ <http://www.satec.com/Literature/RRMoore.PDF>

El esfuerzo que produce el momento flector totalmente alternante sobre la probeta se determina ayudados por Figura 1.19, con la ecuación:

$$\sigma_a = \frac{M_{m\acute{a}x}c}{I} \quad \text{Ec.1.38}$$

Donde:

c = Distancia entre la línea neutra de la probeta y la fibra más lejana

I = Momento de inercia.

Las variables c e I , se calculan con las siguientes ecuaciones:

$$c = \frac{d_{probeta}}{2} \quad \text{Ec.1.39}$$

$$I = \frac{\pi(d_{probeta})^4}{64} \quad \text{Ec.1.40}$$

Donde:

$d_{probeta}$ = Es el menor diámetro de la probeta (parte central).

Reemplazando las ecuaciones 1.39 y 1.40 en 1.38 se obtiene:

$$\sigma_a = \frac{32M_{m\acute{a}x}}{\pi(d_{probeta})^3} \quad \text{Ec.1.41}$$

Si se reemplaza la ecuación 1.37 del momento máximo en 1.36 se encuentra que:

$$\sigma_a = \frac{16Qd_{AB}}{\pi(d_{probeta})^3} \quad \text{Ec.1.42}$$

Ahora sabiendo que el esfuerzo producido por fatiga, obedece a la ecuación 1.35.

La condición para que se produzca la fractura de la probeta es que el esfuerzo alternante generado por la carga sea igual al esfuerzo de fatiga; es decir:

$$\sigma_a = S_f \quad \text{Ec.1.43}$$

Al igualar las ecuaciones 1.35 con la 1.42, se determina la expresión de la carga en la máquina de Moore:

$$Q = \frac{aN^b \pi (d_{probeta})^3}{16d_{AB}} \quad \text{Ec.1.44}$$

La ecuación 1.44 será utilizada posteriormente para encontrar la carga teórica que se aplicará a la máquina a diseñarse.

1.6 SENSORES COMUNES EN MÁQUINAS PARA ENSAYOS DE FATIGA

A continuación se describirán algunos sensores que son comunes en las máquinas actuales para el ensayo de fatiga, el número de ciclos de carga es la característica más importante para poder obtener datos del ensayo, los sensores utilizados para este fin tienen distintos principios de funcionamiento. Se pueden encontrar del tipo optoacoplador, generadores de señales como los de reluctancia variable, entre otros. Para detener automáticamente el motor, se utilizan sensores de proximidad o finales de carrera.

1.6.1 Sensores de reluctancia variable

Se componen de un cilindro metálico a manera de tornillo y un elemento que produzca la variación de la reluctancia, un esquema básico se puede observar en la Figura 1.20.

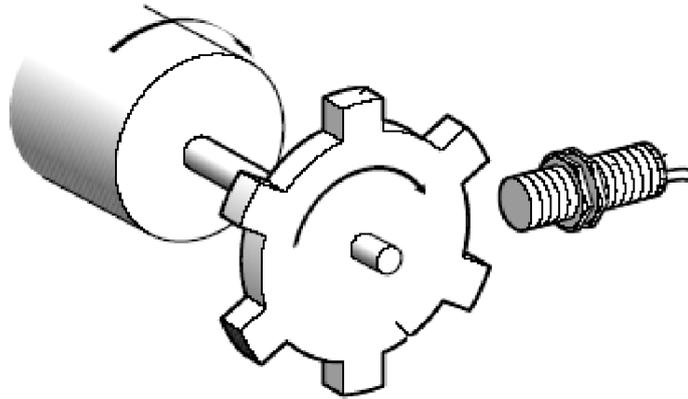


Figura 1.20 Esquema del sensor de reluctancia variable.²²

El paso de un objeto metálico deforma el campo magnético generado por un imán permanente, induciendo un voltaje en la bobina colocada rodeando al imán. La magnitud de este voltaje depende de la velocidad con que el objeto metálico pase frente del imán permanente, si es superior a 4500 mm/seg, se lo emplea directamente para contadores y registradores de velocidad.

1.6.2 Optointerruptores

Los optointerruptores son dispositivos ópticos conformados por un único par de emisor receptor, utiliza perforaciones que interrumpen o permiten el paso de los rayos infrarrojos entre el emisor y el receptor. El modelo de optointerruptor se elegirá en función de sus componentes de operar dentro de un rango de voltajes amplio, su capacidad de manejar corrientes y por su disponibilidad comercial (Figura 1.21).

²²http://www.fing.edu.uy/iimpi/academica/grado/instindustrial/teorico/080310-Sensores-parte_V.posici%C3%B3n.pdf

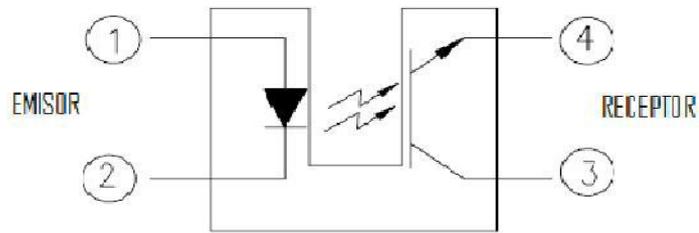


Figura 1.21 Construcción típica de un opto interruptor:

1.6.3 Interruptores finales de carrera

Son elementos actuadores de conmutación, normalmente están provistos de muelles, detectan la posición de un elemento móvil, mediante accionamiento mecánico. Son muy habituales en la industria para detectar la llegada de un elemento móvil a una determinada posición.

Internamente tienen contactos que pueden ser normalmente abiertos (NO) o normalmente cerrados (NC), la utilización de estos contactos dependerá de la aplicación que se esté realizando, el símbolo de sus terminales se muestra en la siguiente Figura:

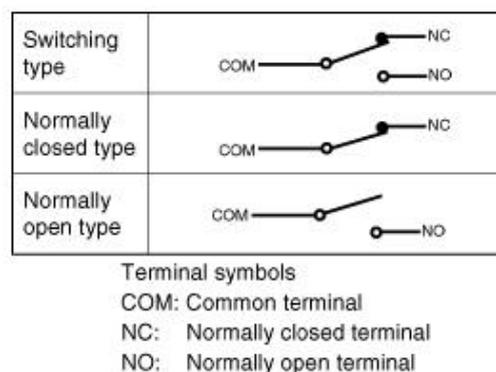


Figura 1.22. Símbolo de los contactos de finales de carrera.²³

²³ <http://www.epsj23.net/docs/SENSORES.PDF>

Existen varios tipos de interruptores final de carrera, se distinguen básicamente por el elemento móvil que genera la señal eléctrica de salida. En la Figura 1.23, se aprecian algunos ejemplos disponibles en el mercado.



Figura 1.23 Tipos de finales de carrera.²⁴

Se tienen, por ejemplo, los de lengüeta, bisagra, palanca con rodillo, varilla, palanca metálica con muelle, de pulsador, etc.

1.7 SISTEMA DE ADQUISICIÓN DE DATOS

“Un sistema de adquisición de datos es el instrumento que nos sirve para obtener datos de un proceso”²⁵. Estos datos pueden estar presentados en forma digital o analógica.

Las señales digitales son aquellas que pueden tomar un cierto número de valores en un intervalo de tiempo. En la Figura 1.24 se observa una señal digital donde se mantiene el valor de 3 Voltios por un período de tiempo y el valor de 0 Voltios también por un período de tiempo. Pueden venir de

²⁴ <http://www.quiminet.com/liga/llama.php?id=502>

²⁵ http://catarina.udlap.mx/u_dl_a/tales/documentos/lem/marroquin_c_g/capitulo2.pdf

una variedad de fuentes tales como interruptores, relevadores, optoacopladores, etc.

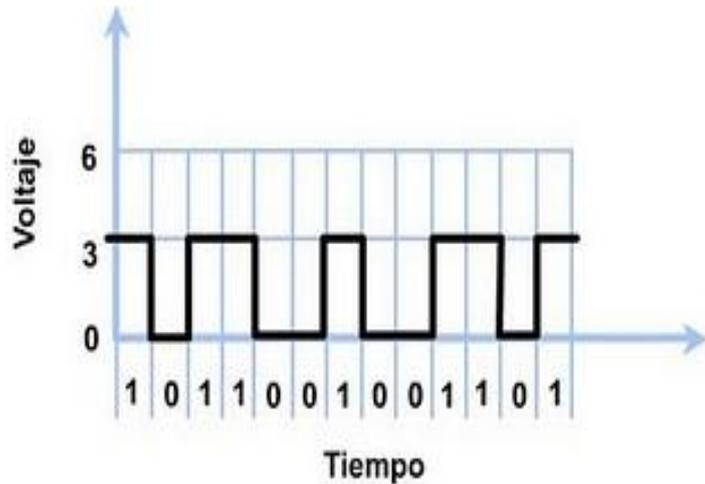


Figura 1.24. Señal digital.

Una señal análoga es una función del tiempo en donde no existen puntos de discontinuidad (Figura 1.25), vienen de sensores que convierten energía en forma de presión, posición o temperatura en voltaje.

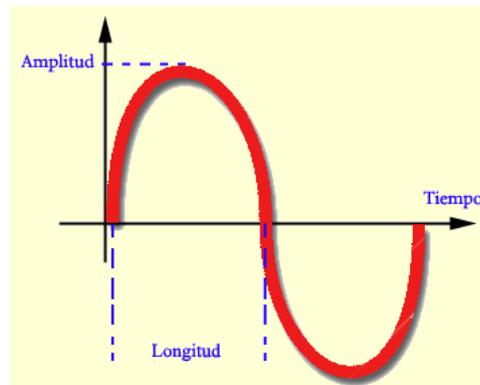


Figura 1.25. Señal Analógica.

Por lo general los sistemas de adquisición de datos tienen las siguientes etapas (Figura 1.26):



Figura 1.26. Etapas del sistema de adquisición de datos.

1.7.1 Sensores o transductores

Un sensor es un dispositivo que convierte una propiedad física o fenómeno en una señal eléctrica correspondiente medible. La capacidad de un sistema de adquisición de datos para medir los distintos fenómenos depende de los transductores para convertir las señales de los fenómenos físicos mensurables en la adquisición de datos por hardware. Hay transductores específicos para diferentes aplicaciones, como la medición de la temperatura, la presión, o flujo de fluidos.

1.7.2 Acondicionamiento de la señal

Los circuitos de acondicionamiento de señales mejoran la calidad de la señal generada por el transductor antes de que sean convertidas a señales digitales. Cabe recalcar que no es necesario a veces realizar el acondicionamiento de señal en un sistema de adquisición de datos, cuando la variable a medir presenta facilidad de acoplamiento a los convertidores.

Se pueden encontrar diferentes etapas en el acondicionamiento de señal como pueden ser:

- Amplificación.
- Excitación.
- Filtrado.
- Multiplexado.

1.7.3 Tratamiento de la señal

En esta etapa la señal adquirida debe ser sometida a convertidores analógicos - digital (A/D) y digital - analógico (D/A), para de esta manera procesar información de un sistema físico.

Este tipo de convertidores pueden ser DAQs, microcontroladores, PLCs, etc. que son por lo general las interfaces entre las señales y la PC, realizando funciones de cuantificación y codificación.

La cuantificación implica la división del rango continuo de entrada en una serie de pasos, de modo que para infinitos valores de la entrada la salida sólo puede presentar una serie determinada de valores. Por tanto la cuantificación implica una pérdida de información que no se puede olvidar.

La codificación es el paso por el cual la señal digital se ofrece según un determinado código binario, de modo que las etapas posteriores al convertidor puedan leer estos datos adecuadamente.

1.7.4 Visualización

Los datos adquiridos se visualizan, analizan, y almacenan en un ordenador, utilizando un software especificado que pueda hacer los controles y visualizaciones. Estos software pueden ser: Visual Basic, C++, Fortran, Java, Lisp, Pasca, MATLAB, Labview, etc.

a. LabView²⁶

LabView es un lenguaje especializado de programación, utilizado en la construcción de grandes sistemas de adquisición de datos para control y monitoreo de un proceso, presenta un entorno gráfico de programación, ofreciendo bibliotecas y herramientas para realizar análisis y procesar información.

²⁶ <http://perso.wanadoo.es/jovilve/tutoriales/016tutorlabview.pdf>

Permite una fácil integración con hardware, específicamente con tarjetas de medición, adquisición y procesamiento de datos.

Tiene dos ventanas de programación:

- Panel Frontal: Se colocan instrumentos virtuales para ingresar y recibir datos analizados.
- Diagrama de Bloques: En esta se encuentra la programación, se construye este diagrama con bloques funcionales denominados nodos, conectándose o uniéndose entre sí según sea el objetivo. Estos nodos realizan todas las funciones necesarias para el VI y controlan el flujo de la ejecución del VI.

a.1. Creación de SubVIs

Representan una forma eficaz para realizar una programación modular, en el lenguaje Basic común, corresponde a las Subrutinas que hacen que un programa sea más fácil de comprender y estructurar.

Cualquier aplicación puede ser transformada en un SubVI, de modo que se utilice en otro programa principal creado en LabView, como parte de su código de programación, comportándose de manera similar a un Express Vi. Este SubVI puede o no mostrar su panel frontal dependiendo de su configuración.

La creación de SubVIs requiere seguir los siguientes pasos:

- Construir la aplicación.
- Asignar los conectores.
- Configurar el comportamiento del SubVI.

a.2. Utilización de SubVIs

Se realiza mediante el botón de la paleta de funciones '**Select a VI...**', escogiendo de la lista de ficheros donde fue guardado y pegando en la ventana de diagrama del instrumento virtual principal.

Finalmente resta por determinar el comportamiento del SubVI, es decir, si se quiere que aparezca o no su panel frontal en la programación de la aplicación principal. La opción para mostrar el panel frontal se establece dando un clic derecho en el icono del SubVI, las opciones del **SubVI Node Setup** debe ser idéntico a la siguiente Figura.

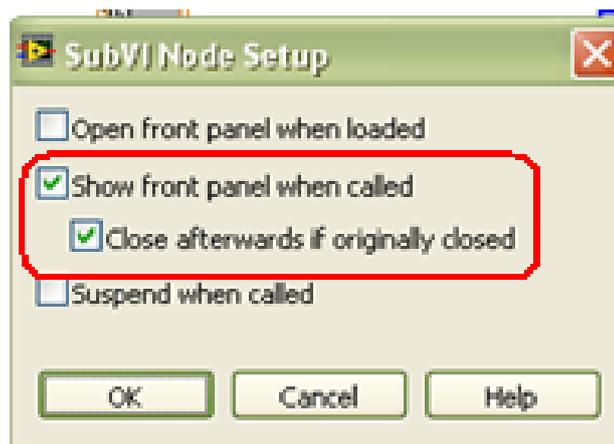


Figura 1.27. Configuración SubVI Node Setup.

a.3. DIAdem

DIAdem es un software adicional proporcionado por LabView, este es requerido para utilizar el Express Vi denominado **DIAdem Report** (Figura 1.28), el mismo que facilita la generación de reportes que pueden contener gráficos imágenes, tablas, etc.

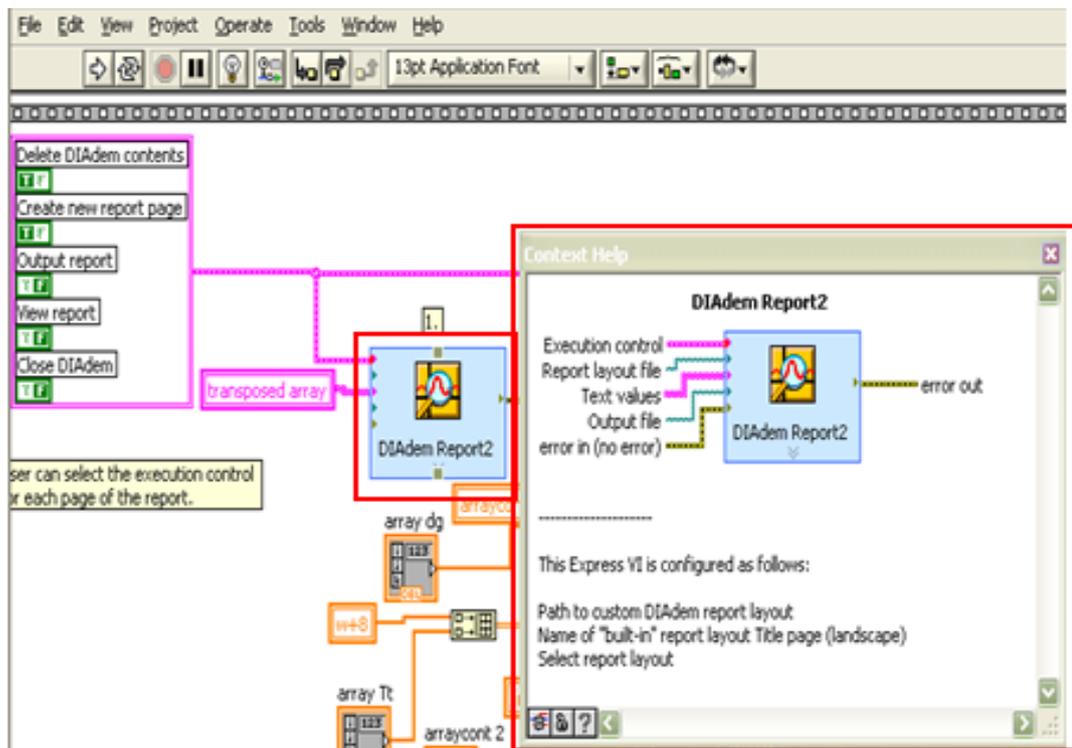


Figura 1.28. Express Vi DIAdem Report.

En la Figura 1.28, también se pueden observar las entradas que requiere este Express VI para su funcionamiento, la opción **Execution Control**, acepta valores booleanos, su configuración establece las siguientes características del reporte:

- **Delete DIAdem Contents.**- Si esta opción es True, entonces se borrarán los datos ingresados en anteriores Express VIs.
- **Create New Report Page.**- Si es True, entonces el Express VI creará una nueva página donde ubicará los datos.
- **Output Report.**- En True, generará un archivo en los siguientes formatos PDF, HTML ó Para Impresión, de lo contrario no se generará aún el reporte.

- **View Report.**- De ser verdadero, mostrará el archivo generado, de lo contrario no lo mostrará aún.

- **Close DIAdem.**- Si es True, cerrará el Software DIAdem, en False se mantendrá activo.

Los datos que se ingresan en **Text Values** (Figura 1.29), son de tipo string, sirven solamente como información y etiquetado de los informes, no se pueden realizar cálculos con ellos. Estos valores deben tener la forma de un vector de dos dimensiones; La primera dimensión representa las variables de texto, conocidas como **Report Object**, que son utilizados en el software DIAdem, la segunda dimensión corresponden a las letras, conocidas como Value, que se asignan a cada variable (Figuras 1.29 y 1.30).

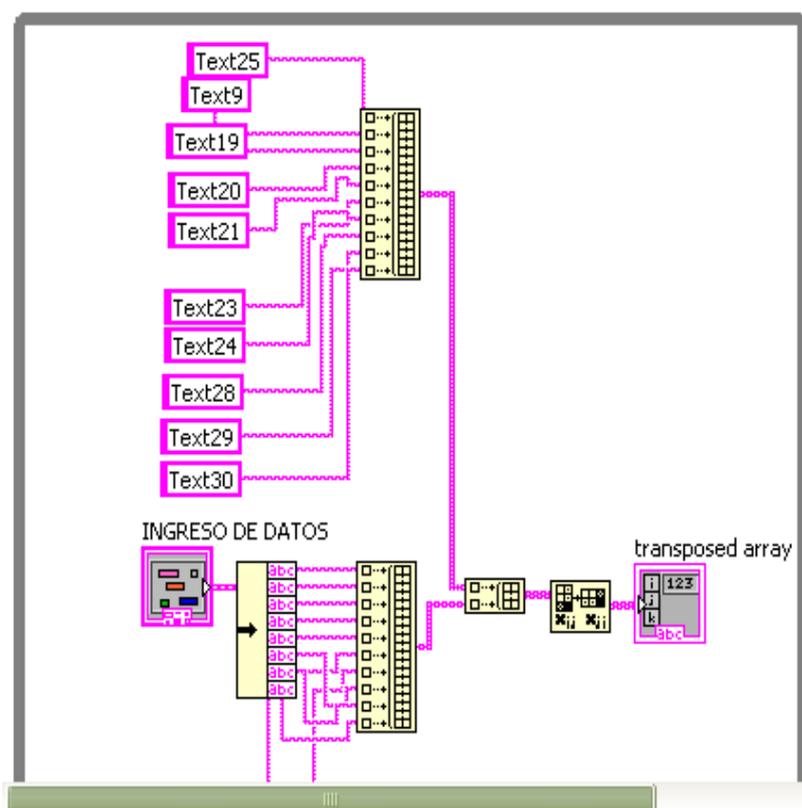


Figura 1.29. Construcción del vector de variables de texto.

Edit layout

Configure Report

| Report object | Type | Value (double-click to edit) |
|---------------|---------------|--------------------------------------|
| Metafile1 | Graphics File | C:\Documents and Settings\PERSONAL' |
| Metafile2 | Graphics File | C:\Documents and Settings\PERSONAL' |
| Metafile3 | Graphics File | C:\Documents and Settings\PERSONAL' |
| Text1 | Text | ESCUELA POLITECNICA DEL EJERCITO |
| Text10 | Text | Condición ensayo: Temperatura amb |
| Text11 | Text | Número de ensayos: |
| Text12 | Text | Máquina Utilizada: Maquina de Wholer |
| Text13 | Text | Normas Consultadas: |
| Text14 | Text | Hoja de Datos |
| Text15 | Text | 1 de 3 |
| Text16 | Text | Paralelo: |
| Text18 | Text | ELECTROMECAÁNICA |
| Text19 | Text | Carre |
| Text2 | Text | CARRERA DE INGENIERÍA |
| Text20 | Text | V I |

Figura 1.30. Visualización de variables de texto.

Al expandir por la parte inferior este Express VI (Figura 1.31), se tienen las opciones de ingreso de datos numéricos que pueden ser mostrados en tablas o gráficos. Estos valores son tomados como señales, es decir que deben tener la forma de vectores, cada columna de una tabla será un vector unidimensional. Los valores del eje X y de Y, en un gráfico, también serán un vector, en este caso de dos dimensiones. Se pueden tener la cantidad de señales de entradas que el reporte requiera.

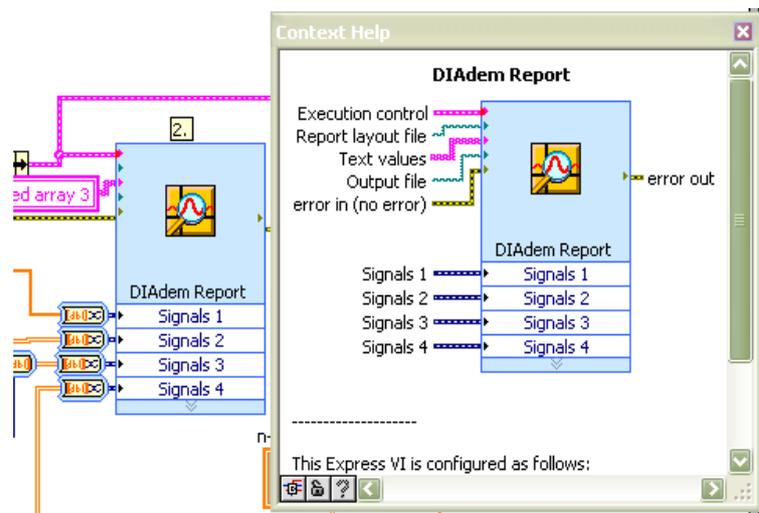


Figura 1.31. Ingreso de señales en forma de vectores.

Al hacer doble clic el **Express Vi**, se ingresa a su cuadro de dialogo (Figura 1.32), se debe seleccionar **Custom Layout**, para escoger un esquema personalizado que se debió haber creado previamente con **DIAdem**. Presionando el botón **Edit Layout** se abre automáticamente la aplicación **DIAdem**, desde la cual se puede establecer la apariencia del reporte (Figura 1.33), se puede añadir texto, tablas, gráficos o imágenes.

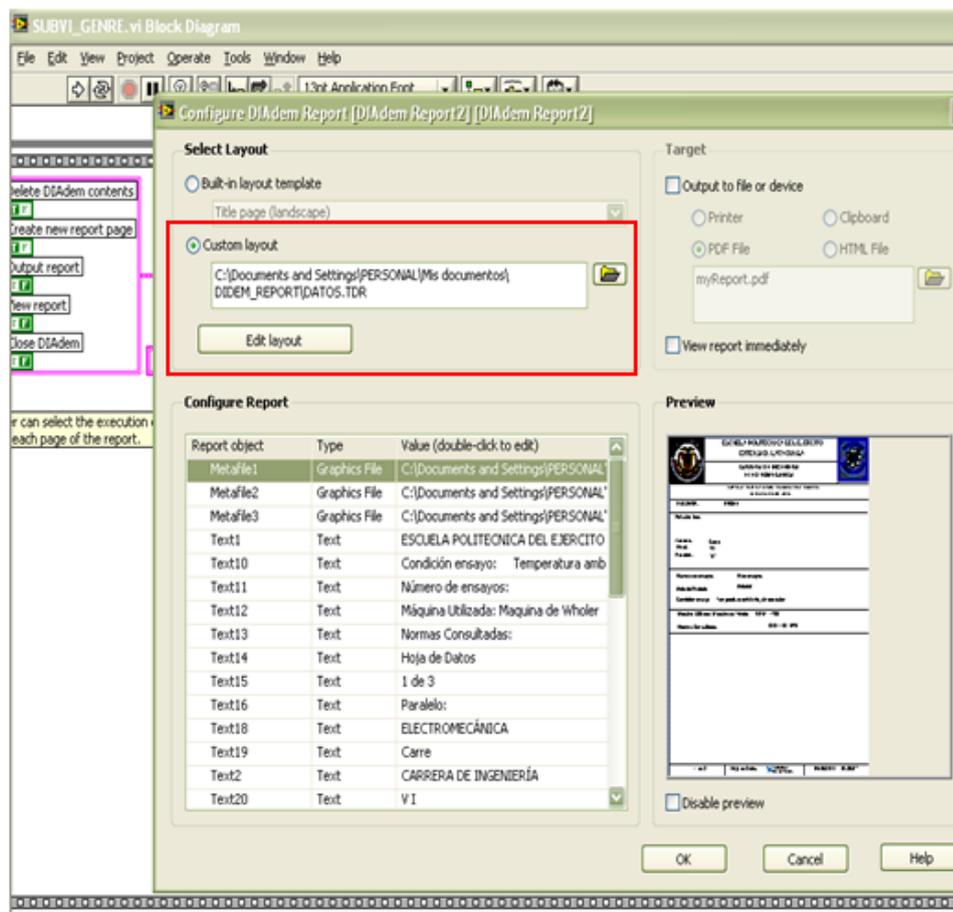


Figura 1.32. Cuadro diálogo del Express Vi **DIAdem Report**.

El esquema (Layout), de la apariencia del reporte, tiene una extensión .TDR, el programa principal de LabView, llamará a este archivo a través del Express Vi DIAdem Report. Basta con minimizar DIAdem para regresar al cuadro de dialogo de la Figura 1.32, sin olvidar guardar los

cambios realizados. Al presionar OK se retorna al diagrama de bloque de LabView.

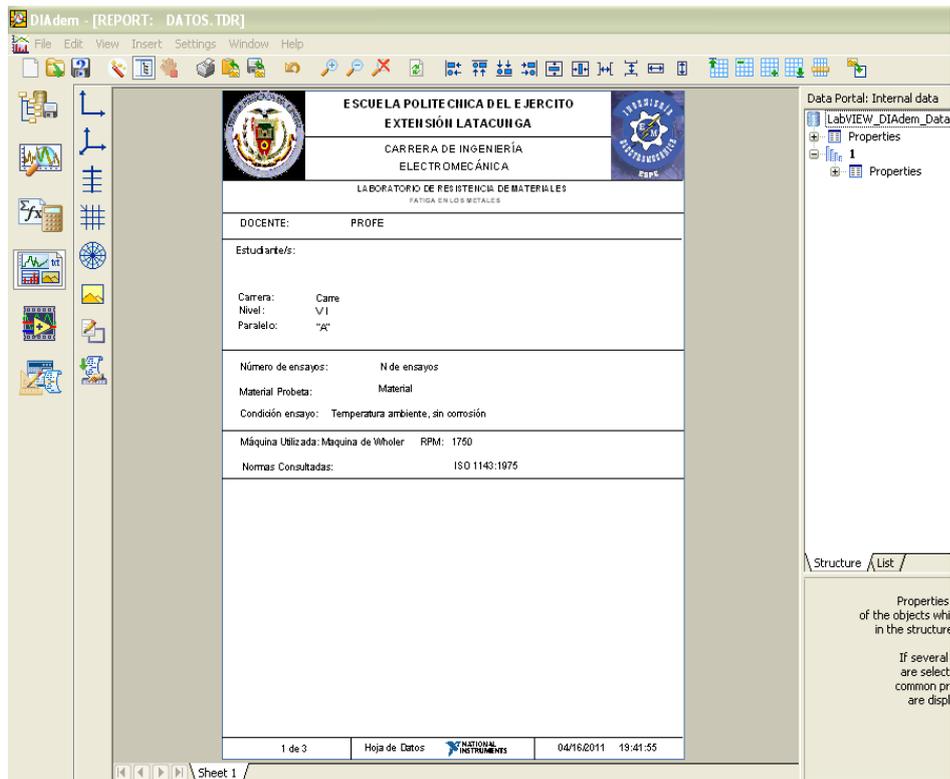


Figura 1.33. Panel principal de la Aplicación DIAdem.

1.8 SISTEMAS HMI

“Un sistema HMI es el aparato que presenta los datos a un operador (humano) y a través del cual éste controla el proceso.”²⁷ Los sistemas HMI se pueden pensarlos como una “ventana” de un proceso. Esta ventana puede estar en dispositivos especiales como paneles de operador (Panel-view) o en una computadora.

²⁷ <http://es.wikipedia.org/wiki/SCADA>

Las señales del proceso son conducidas al HMI por medio de dispositivos (Figura 1.34) como microcontroladores, PLCs, RTU o Drives. Todos estos dispositivos deben tener una comunicación que entienda el HMI.

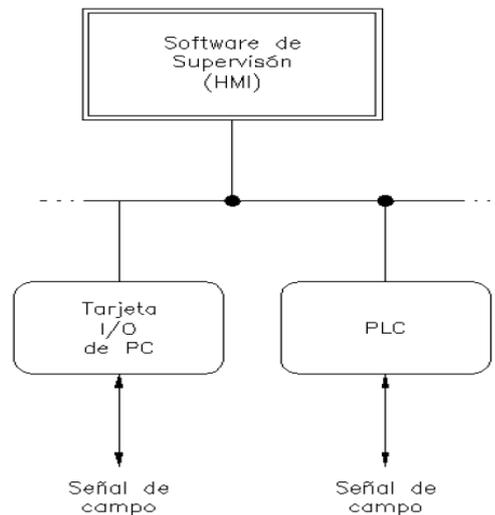


Figura 1.34 Sistema HMI.

En su forma más común, un sistema HMI permite:

- **Representar procesos.** El proceso se representa en el panel de operador y cambia periódicamente en función del estado de las variables asociadas.

Si se modifica por ejemplo un estado en el proceso, se actualizará la visualización en el panel de operador.

- **Emitir avisos.** Si durante el proceso se producen estados de proceso críticos, automáticamente se emite un aviso (por ejemplo, si se sobrepasa un valor límite especificado).

- **Documentar valores de proceso y avisos.** El sistema HMI permite visualizar avisos y valores de procesos en informes.

1.9 MICROCONTROLADOR²⁸

Un microcontrolador es un circuito integrado, en cuyo interior posee toda la arquitectura de un computador, esto es memorias RAM, EEPROM, y circuitos de entrada y salida.

Dispone esencialmente de los siguientes componentes:

- Procesador o UCP (Unidad Central de Proceso).
- Memoria RAM para Contener los datos.
- Memoria para el programa tipo ROM/PROM/EPROM.
- Líneas de E/S para comunicarse con el exterior.
- Diversos módulos como (temporizadores, Puertas Serie y Paralelo, CAD: Conversores Analógico/Digital, CDA: Conversores Digital/Analógico, etc.).

1.9.1 Procesador

Se encarga del procesamiento de las instrucciones. Debido a la necesidad de conseguir elevados rendimientos en este proceso, actualmente se ha generalizado el empleo de procesadores de arquitectura Harvard, es decir que tiene un bus para datos y otro para las instrucciones.

1.9.2 Memoria

Se trata de un dispositivo de almacenamiento de datos. Puede ser de dos tipos: de almacenamiento permanente, cuyos datos permanecen almacenados en ausencia de energización de la misma; o de

²⁸http://www.lulu.com/items/volume_38/588000/588200/1/print/SESION_1_ATMEGA8.pdf

almacenamiento transitorio, cuyos datos se pierden si no hay energización.

1.9.3 Buses

Son los medios físicos a través de los cuales se tiene flujo de datos o de información de un dispositivo hacia otro, como por ejemplo desde la unidad central hasta la memoria.

1.9.4 Estructura interna

Como se mencionó anteriormente la estructura del microcontrolador se encuentra internamente relacionada. Un esquema general se presenta en la Figura 1.35, donde se aprecian: la memoria tanto de las instrucciones como de los registros, la unidad aritmética y lógica (ALU), las entradas y salidas (E/S), un multiplexor que alternara la utilización del procesador y los buses que llevan la información.

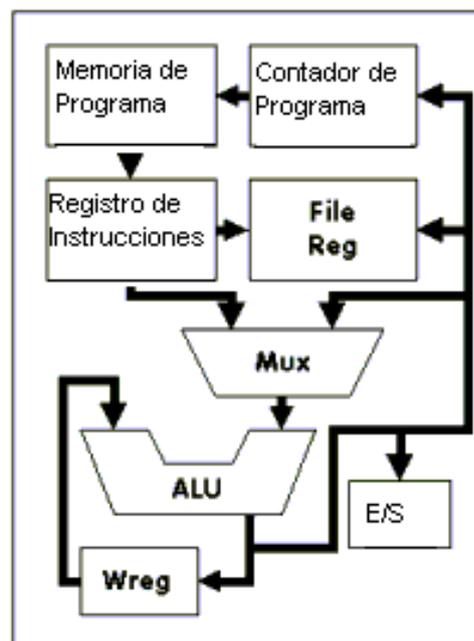


Figura 1.35. Estructura interna del Microcontrolador.

Los microcontroladores se pueden utilizar para control y automatización, como por ejemplo control de iluminación, control de nivel, control de caudal, etc.; ya que cada vez vienen con un mayor número de interfaces como: puerto USB, Puerto Ethernet con Protocolo TCP/IP, Linux incorporado, etc.

1.9.5 ATMEGA 164p²⁹

El ATMEGA 164P posee 4 Puertos (A, B, C y D), cada uno tiene 4 líneas que pueden ser usadas independientemente como entradas o salidas (Figura 1.36).

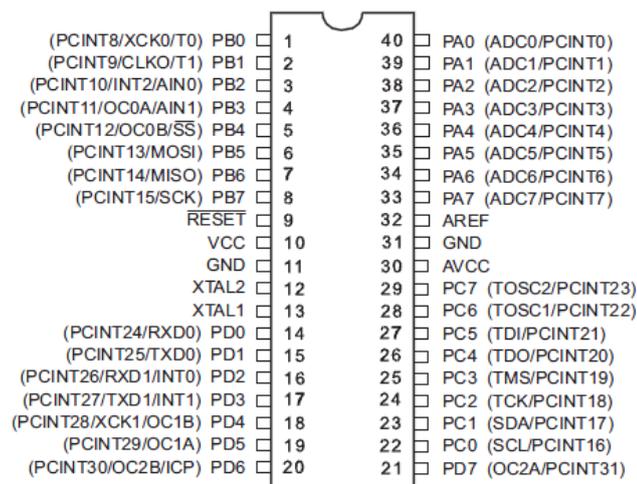


Figura 1.36. Configuración de pines del ATMEGA 164P.

El puerto A posee los canales de conversión Análogo a Digital. El puerto B tiene como pines relevantes los de programación del microcontrolador, como: SCK, MISO y MOSI. El puerto C presenta características primordiales para la comunicación I2C. El puerto D se encuentra pines de transmisión y recepción de datos seriales.

²⁹ Ramiro Valencia B, Aplicaciones Electrónicas con microcontroladores, Pág.3

A continuación se muestra las características más importantes del microcontrolador ATMEGA 164P:

- 32 registros de propósito general.
- 16KBytes de memoria de programa
- 512 Bytes en memoria no volátil EEPROM
- 1 Kbyte en memoria interna SRAM.
- 6 Canales PWM.
- 2 puertos seriales USART programables.
- Velocidad de funcionamiento: Oscilador interno RC de hasta 8MHz
- Voltaje de operación de 2,7V a 5,5V.
- Retención de Datos: 20 años a 85°C / 100 años a 25°C

a. Herramienta de programación BASCOM-AVR³⁰

BASCOM-AVR, sirve para realizar programas en alto nivel para microcontroladores AVR, este posee un compilador y un ensamblador que traduce las instrucciones estructuradas en lenguaje de máquina.

Las características propias de este lenguaje de programación ayudan a desarrollar una estructura de programa más sencilla. Entre sus principales funciones se tienen:

- Programación estructurada con sentencias IF-THEN-ELSE-END IF, DO-LOOP,WHILE-WEND,SELECT-CASE.
- Permite utilizar las librerías para un rápido desarrollo de instrucciones de adquisición de datos, manejo de memorias, LCDs, conversión de números y datos, comunicación, entre otras características utilizadas para la programación de microcontroladores de la familia de ATMEL.

³⁰ Ramiro Valencia B, Aplicaciones Electrónicas con microcontroladores, Pág.3

- Las instrucciones y comandos de BASCOM son bastante similares a las del Visual Basic de Microsoft.

- Simulador integrado.

Bascom-AVR utiliza los siguientes tipos de variables (Figura 1.37).

| Tipo | Dimensión |
|---------|---|
| Bit | 0 – 1 |
| Byte | 0 a 255 |
| Word | 0 a 65535 |
| Long | 2147483648 a 2147483647 |
| Integer | -32,768 a +32,767 |
| Single | 1.5×10^{-45} to 3.4×10^{38} |
| String | Cadena de caracteres, máximo 254 |
| Array | Matriz 65535 |
| Double | 5.0×10^{-324} to 1.7×10^{308} |

Figura 1.37. Tipos de variables de Bascom-AVR

1.10 COMUNICACIÓN SERIAL³¹

La comunicación serial es muy común para la transmisión de datos entre dispositivos, y se incluyen de manera estándar en prácticamente cualquier computadora.

El concepto de comunicación serial es sencillo, el puerto serial envía y recibe bytes de información un bit a la vez; aun cuando es más lenta que la comunicación en paralelo, que permite la transmisión de un byte completo por vez, este método de comunicación es más sencillo, seguro y puede alcanzar mayores distancias.

³¹ http://cselectrobomba.googlecode.com/files/Serial_Rs232.pdf

1.10.1 Características

- **Velocidad de transmisión:** Indica el número de bits por segundo que se transfieren, y se mide en baudios, por ejemplo, 300 baudios representa 300 bits por segundo.

- **Bits de datos:** Es la cantidad de bits de información en la transmisión, las cantidades más comunes de bits por paquete son 5, 7 y 8. El número de bits que se envía depende del tipo de información que se transfiere; por ejemplo, el ASCII estándar tiene un rango de 0 a 127; es decir, utiliza 7 bits; para ASCII extendido es de 0 a 255, lo que utiliza 8 bits.

- **Bits de parada:** Se utiliza para indicar el fin de la comunicación de un solo paquete, los valores típicos son 1, 1.5 o 2 bits; debido a la manera como se transfiere la información a través de las líneas de comunicación y que cada dispositivo tiene su propio reloj, es posible que los dos dispositivos no estén sincronizados.

- **Paridad:** Utilizada para verificar si hay errores en la transmisión serial, existen cuatro tipos de paridad: par, impar, marcada y espaciada. La opción de no usar paridad alguna también está disponible. Para paridad par e impar, el puerto serial fijará el bit de paridad (el último bit después de los bits de datos) a un valor para asegurarse que la transmisión tenga un número par o impar de bits en estado alto lógico.

1.10.2 Tipos:

Existen básicamente dos tipos de comunicación serial:

- Asíncrona
- Síncrona.

1.10.3 Modos de transmisión

Se tiene 3 modos de transmisión: simplex, half dúplex y full dúplex.

- **Simplex:** La comunicación se efectúa en un solo sentido (Figura 1.38).



Figura 1.38. Comunicación Simplex.

- **Half dúplex:** La comunicación se efectúa alternadamente en los dos sentidos, es decir no se tiene la posibilidad de una recepción y transmisión en forma simultánea de los datos. Originalmente se la llamó comunicación a dos hilos (Figura 1.39).

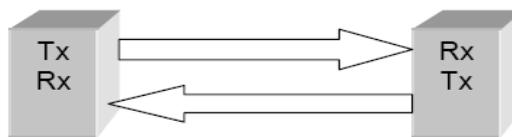


Figura 1.39. Comunicación Half dúplex.

- **Full dúplex:** La comunicación se efectúa en los dos sentidos de manera simultánea (Figura 1.40).



Figura 1.40. Comunicación Full Duplex.

1.10.4 Estándar RS – 232 ³²

La EIA (Asociación de industrias electrónicas), ha desarrollado estándares para comunicación de datos, éstos originalmente fueron

³² <http://es.wikipedia.org/wiki/RS-232>

marcados con el prefijo RS lo que significa que es un estándar recomendado (Recommended Standard). En RS – 232, tanto la transmisión síncrona y asíncrona son soportadas, la interfaz puede operar en modo full dúplex, teniendo flujo en ambas direcciones.

Dentro del estándar se creó normas para la conexión entre un DTE (Equipo Terminal de Datos) y un DCE (Equipo de Comunicación de Datos) las cuales son:

- Tipo de conector a emplear.
- Características eléctricas.
- Niveles de voltaje.
- Longitudes máximas a distintas velocidades.
- Señales que intervienen en el funcionamiento y la estructura del protocolo de comunicación.

a. Niveles de voltaje

Para el estándar RS – 232 las señales se encuentran más o menos entre 3 y 15 voltios (Tabla 1.4). Los rangos cercanos a cero voltios no son válidos.

Tabla 1.4. Niveles de voltaje Estándar RS-232

| Nivel | Capacidad de Transmisión (V) | Capacidad de Recepción (V) |
|------------------------|------------------------------|----------------------------|
| Estado de espacio (0L) | +5 ... +15 | +3 ... +25 |
| Estado de marca (1L) | -5 ... -15 | -3 ... -25 |
| No definido | - | -3 ... +3 |

Se define al uno lógico como un voltaje negativo, la condición de la señal se la llama de marca y tiene la función de OFF (apagado). Para el cero lógico se determina un voltaje positivo, la condición de la señal es de espaciamento y tiene la función de ON.

Debido a que los niveles de voltaje que maneja el estándar son mayores a los niveles lógicos usados por circuitos integrados como los microcontroladores, se requiere circuitos especiales que los traduzcan a niveles lógicos adecuados, para así proteger los circuitos internos de un dispositivo de los voltajes usados por el interfaz. Uno de los dispositivos utilizados para este fin es el MAX-232, el cual se describe a continuación.

a.1. MAX-232

Tiene como función adaptar los niveles de voltaje TTL (0-5V) de algunos circuitos integrados, a los valores del estándar RS-232. Su esquema se presenta en la Figura 1.41.

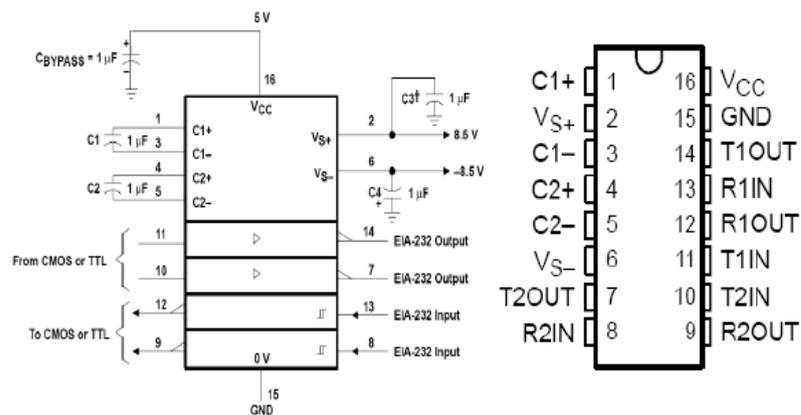


Figura 1.41. Estructura del Max 232 ³³

³³Data Sheet Max 220-Max249

CAPÍTULO 2

DISEÑO Y/O SELECCIÓN

2.1 DESCRIPCIÓN GENERAL DEL EQUIPO

La máquina de viga rotatoria debe reunir una serie de características que permitirán que sea un equipo que brinde facilidad de operación y la mayor seguridad a sus operarios.

2.1.1 Determinación de las características técnicas y funcionales

Los distintos elementos y sistemas de la máquina cuyas características y especificaciones deben ser establecidas, son las siguientes:

- Momento máximo.
- Ambiente de trabajo.
- Tamaño máximo.
- Tipo de trabajo.
- Motor.
- Transmisión de potencia.
- Sujeción de la probeta.
- Sistema de apoyo de los ejes.
- Sistema de aplicación de carga y su visualización.
- Contador de los ciclos de carga que se aplique a la probeta.
- Sistema de control de la máquina.
- Comunicación entre la máquina y una PC.
- Sistema de adquisición de datos.

A continuación se presenta, para cada elemento, las características que sean más apropiadas para la máquina a diseñarse, las mismas que están

en función del análisis y la información recopilada acerca de equipos similares.

a. Momento máximo

El momento máximo será de 500 kg-cm, este análisis se encuentra en el Anexo C, dependerá esencialmente del tipo de material a ensayar y el número de ciclos que se desee que se produzca la falla, los mismos que deben estar comprendidos entre 1000 y 1000000, es decir, en la zona de alto ciclaje.

Esta máquina permite ensayar varios aceros:

De construcción, de transmisión y algunos aceros especiales siempre y cuando la resistencia a la rotura de éstos, sea menor o igual a 200 kpsi.

b. Ambiente de trabajo

Al ser un equipo didáctico, no estará sometido a ningún ambiente de trabajo corrosivo, funcionando en un taller bajo techo con temperaturas entre 9 a 35 °C.

c. Limitaciones de Tamaño

La altura del sistema de sujeción debe permitir facilidad de montaje y desmontaje de la probeta, el ancho de la máquina está determinado de acuerdo al espacio disponible para su instalación y se encuentra entre 0.40m y 0.50m al igual que la longitud que está entre 1.20 y 1.5 m de largo.

d. Tipo de trabajo

Podrá trabajar en una superficie plana, en estado estacionario.

e. Vida útil

La máquina estará diseñada para realizar un trabajo no continuo y su duración está basada en la vida útil del elemento más susceptible al desgaste como son rodamientos, ejes, motor y acople. Con un mantenimiento adecuado y una operación de acuerdo con lo establecido en el respectivo manual de mantenimiento (Anexo P), se tendrá un desempeño aceptable.

f. Motor

La fuente de potencia de la máquina está suministrada por un motor, éste hará rotar a la probeta para generar cargas alternadas en el tiempo. En la denominada máquina de Wöhler la velocidad es de 1800 rpm, por tanto, el motor escogido deberá cumplir este parámetro o por lo menos acercarse.

g. Transmisión de potencia

Para el sistema de transmisión de giro del motor a los ejes de la máquina se considera la unión por medio de acoples, los mismos que deben permitir un grado de desalineación considerable entre los elementos que se van a unir.

h. Sujeción de la probeta

Las probetas deben tener una sujeción confiable, así como permitir una rapidez y facilidad de montaje por parte del operario; por lo tanto, se pueden plantear dos alternativas: sujeción por mordazas y sujeción mediante unión roscada.

- Sujeción por mordazas

Este tipo de sujeción consiste en el empleo de mordazas o mandriles ubicados en los extremos de los ejes y que permita un buen agarre de la probeta a los ejes.

Facilita una sujeción confiable de la probeta y de una manera rápida.

Por ser de llave cónica presenta una gran maniobrabilidad al operario al momento del ajuste de las probetas a los mismos.

- Sujeción por unión roscada

Este tipo de sujeción de la probeta a los ejes consiste en la unión directa de la probeta con los ejes de la máquina mediante una unión roscada entre ambas. Se requiere que los extremos de las probetas estén roscados previamente y realizar un cilindrado roscado interno en cada uno de los extremos de los ejes para transmisión.

La desventaja de este sistema es que se tiene que realizar una operación de roscado en los extremos en cada una de las probetas y presenta una incomodidad por parte del operario de la máquina al momento del montaje, porque tiene que asegurarse que la probeta está perfectamente sujeta a los ejes.

h.1. Selección del sistema de sujeción

De acuerdo al requerimiento de facilidad al momento del montaje y desmontaje de la probeta, así como de economía para la realización del ensayo; se escoge la alternativa de sujeción por medio de mordazas y ajuste por llave cónica.

i. Sistema de apoyo de los ejes

Los ejes que transmiten el giro a la probeta deben estar sujetos a la estructura de la máquina, para este propósito se considera la utilización de soportes de pie con rodamientos (Chumaceras).

j. Sistema de aplicación de carga y su cuantificación

Para producir el esfuerzo por flexión alternante en la probeta, se requiere que al mismo tiempo, se gire y se aplique una fuerza en sentido vertical a la misma. El giro es producido por el motor, queda por tanto, establecer la manera de producir la fuerza en sentido vertical.

- Aplicación y cuantificación de la carga mediante pesas

Se pueden suspender pesas para producir la fuerza vertical en la probeta; de acuerdo al esfuerzo que se necesite producir, se agregarán o quitarán pesas, esta alternativa se presenta en la Figura 2.1.

Esta opción tiene como inconveniente de producir una oscilación excesiva de los pesos, variando así el valor de la carga aplicada, además el valor de la fuerza está limitado a la variedad de pesos que se disponga.

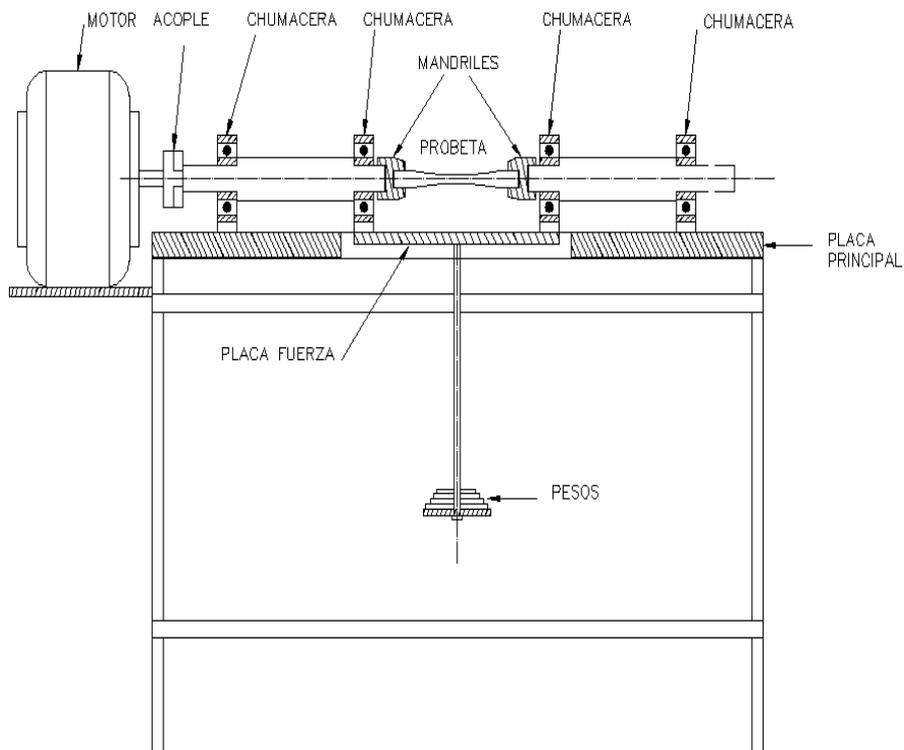


Figura 2.1. Aplicación de pesos para producir flexión.

- Aplicación de carga mediante barras y cuantificación mediante dinamómetro digital

Para producir la carga se pueden también utilizar barras como se muestra en la Figura 2.2; al girar la palanca, se produce una fuerza en sentido vertical en la barra móvil, la misma que es transmitida a través del dinamómetro, la barra fija, la placa de fuerza y ésta mediante las chumaceras, finalmente la transmite a la probeta.

Con esta alternativa se puede tener el valor de carga deseado, cuya magnitud será marcada en el dinamómetro digital.

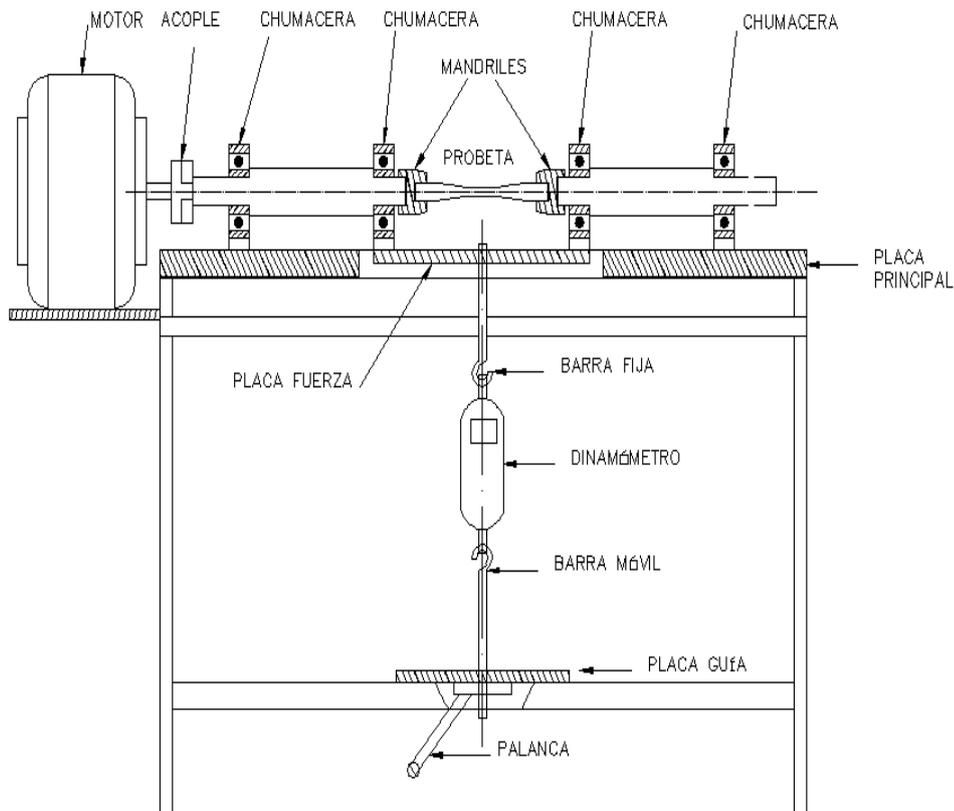


Figura 2.2: Aplicación de carga mediante tensadores.

- Características principales del dinamómetro digital

El dinamómetro digital es un tipo de balanza, cuya función principal es determinar y registrar una determinada carga, en su interior cuenta con bandas extensométricas resistentes al desgaste, que permiten obtener valores precisos, su rango de medición está comprendido entre 0 y 45 Kg con una buena resolución de centésimas.

Esta balanza para colgar puede utilizarse en lugares donde se desee determinar cargas específicas. Una peculiaridad del dinamómetro es que cada vez que se lo enciende, éste realiza una puesta a cero automática, lo que garantiza una precisión permanente al momento de registrar la medición. El aspecto físico de este aparato se muestra en la Figura 2.3



Figura 2.3. Dinamómetro Digital.

El dinamómetro requiere de una cuidadosa manipulación para que funcione correctamente.

j.1. Selección del sistema de carga

Se seleccionará el sistema de aplicación de carga mediante barras y dinamómetro digital, debido a que presenta mejor estabilidad de la carga.

k. Contador de ciclos de carga que se apliquen a la probeta

Los ciclos de carga que soporta la probeta hasta la fractura deben ser cuantificados, se plantea por tanto la utilización de un sistema de generación y conteo totalmente electrónico.

l. Sistema de control

El sistema de control debe tener las siguientes funciones:

- Permitir el inicio del ensayo, es decir el encendido del motor; si la probeta no está en su sitio correspondiente, el motor no se deberá encender.

- Debe realizar el conteo de los ciclos de carga.
- Permitir el apagado del motor, ya sea por voluntad del operador o automáticamente una vez que la probeta se ha fracturado.
- Mostrar el funcionamiento de la máquina si el operador no desea utilizar una PC.

m. Comunicación entre la máquina y una PC

La aplicación utilizará el estándar RS-232, para la comunicación entre el controlador y la PC, sus características ya fueron estudiadas en el Capítulo uno.

n. Sistema de adquisición de datos

Cuando el operador determina utilizar una PC para la realización del ensayo, el software almacenado en la misma tendrá las funciones siguientes:

- Realizar una secuencia de pasos que permitan efectuar cada uno de los ensayos.
- Establecer comunicación del controlador con una PC, para permitir el encendido o apagado del motor, así como transmitir los ciclos de carga y el estado de la probeta.
- Calcular el esfuerzo teórico y carga que se deba aplicar a la máquina.
- Recibir y mostrar los ciclos totales al término de cada ensayo y calcular el esfuerzo por fatiga real.

- Mostrar, al finalizar todos los ensayos, las curvas S-N, tanto reales como teóricas, la curva S-N estimada del ensayo de fatiga, el límite de resistencia estimada a la fatiga y finalmente, generar un informe con los datos obtenidos del ensayo.

2.1.2 Diseño de la máquina

Con las especificaciones y requerimientos anteriormente establecidos, se puede plantear un esquema previo general de la máquina que permita cumplir las características necesarias para la realización del ensayo (Figura 2.4).

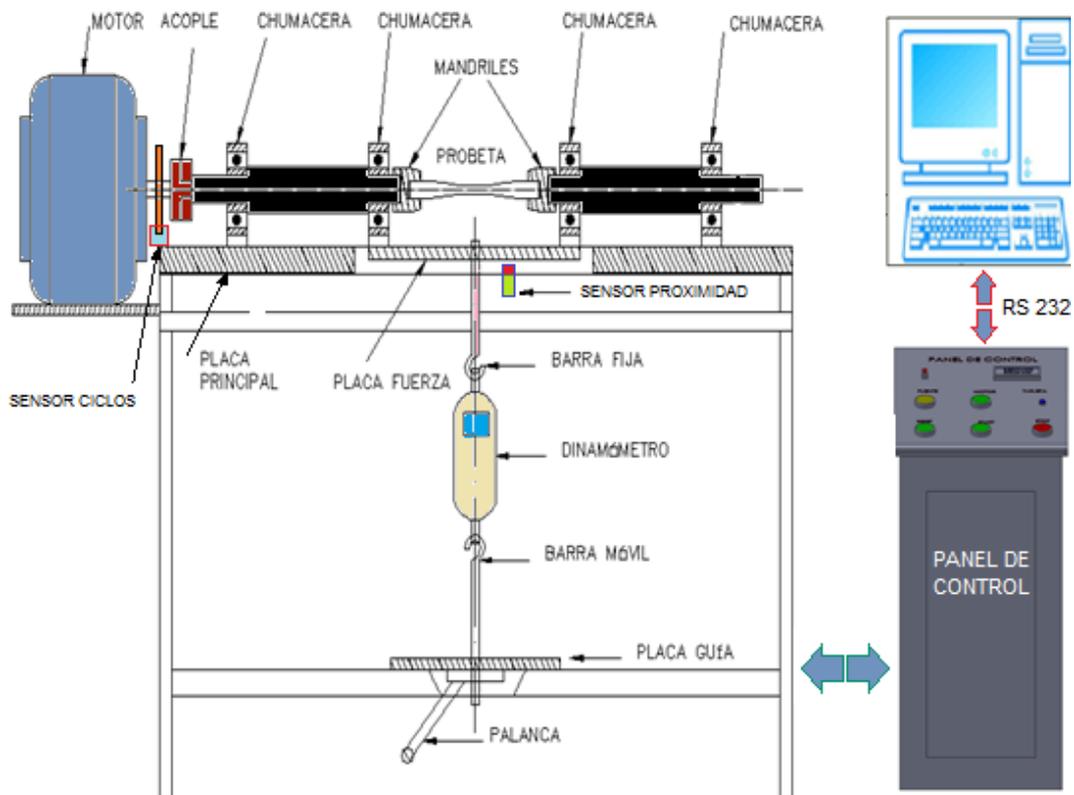


Figura 2.4. Esquema general de la máquina de fatiga a diseñarse.

a. Funcionamiento

Una explicación del funcionamiento general de la máquina se lo realiza mediante la Figura 2.4; la probeta está sujeta con mandriles, y éstos al giro del motor por medio del acople, el sistema de carga produce la fuerza necesaria para generar flexión.

Se puede iniciar el ensayo (Encendido del motor), ya sea mediante los controles ubicado en la propia máquina o mediante la utilización de una PC, el mismo comportamiento tiene el apagado del motor; sin embargo, se detiene automáticamente cuando la probeta se fracture, debido a que, en estas condiciones, la placa de fuerza activará el sensor de presencia el cual enviará una señal al controlador para que finalice el ensayo.

El sensor contador de ciclos se encarga de enviar pulsos al controlador para que éste los contabilice, muestre y los envíe mediante la interface RS-232 a la computadora.

2.2. ELEMENTOS MECÁNICOS DE LA MÁQUINA

Está conformada por los elementos mostrados en la Figura 2.5, los mismos que serán seleccionados o diseñados de acuerdo al momento máximo que se puede aplicar a la máquina (500Kg-cm).

Las partes que conforman la máquina de fatiga a diseñarse son:

1. Dinamómetro.
2. Barra de carga móvil.
3. Placa guía.
4. Palanca de ajuste.
5. Ángulo soporte.

- 6. Placa motor.
- 7. Motor.
- 8. Acople.
- 9. Chumacera fija
- 10. Eje conductor.
- 11. Chumacera móvil.
- 12. Mandril.
- 13. Probeta.
- 14. Placa de fuerza
- 15. Eje conducido.
- 16. Placa principal
- 17. Detector.
- 18. Estructura.
- 19. Barra de carga fija.

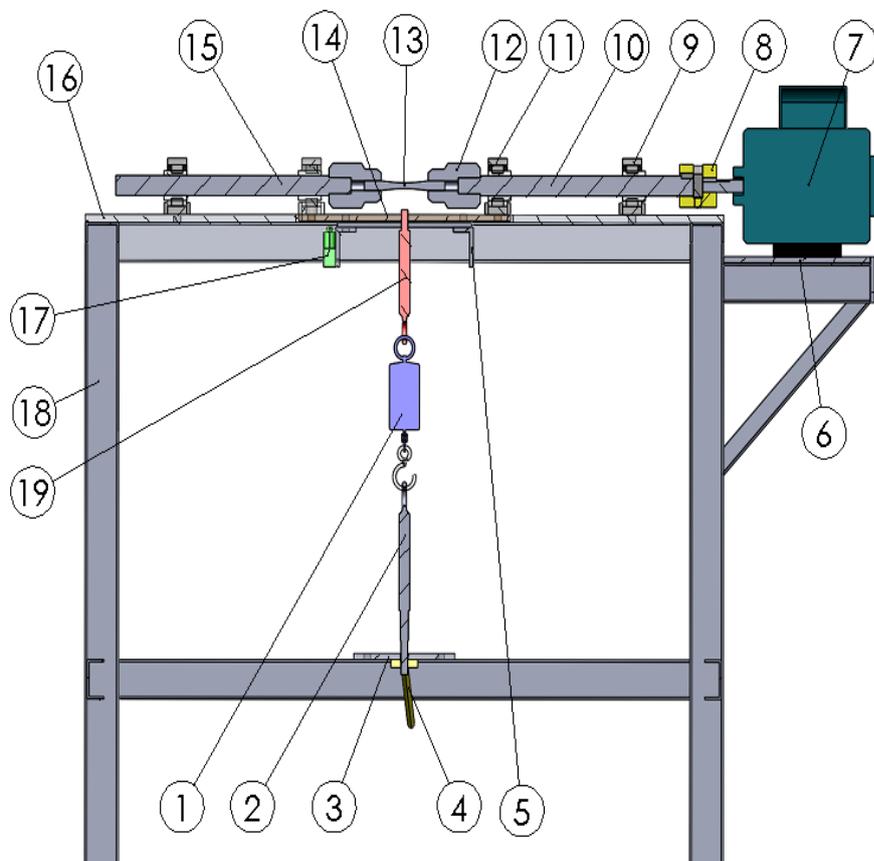


Figura 2.5. Componentes, máquina para realizar ensayos de fatiga.

2.2.1 Diseño y/o selección de las partes mecánicas

En esta sección se procederá al diseño o selección, según sea el caso, de todos los elementos mecánicos que conforman la máquina para ensayo de fatiga.

a. Diseño de los ejes conductor y conducido

Se diseñará solamente un eje y el resultado será válido para ambos, ya que tienen condiciones similares de funcionamiento (Figura 2.5; #:15,10).

Los ejes de transmisión de potencia normalmente requieren un acero que tenga una buena resistencia a la fatiga y al desgaste, por lo que el material seleccionado es el acero AISI 1018 cuyas propiedades mecánicas se presentan en la siguiente Tabla:

Tabla 2.1. Propiedades mecánicas del acero AISI 1018 ³⁴

| | |
|-----------------|--------|
| S _{ut} | 64Kpsi |
| S _y | 54Kpsi |

Para el desarrollo de los cálculos, se utiliza el análisis previo de las cargas que intervienen en el sistema realizado en la sección 1.5 (Figura 1.14), con el que se obtienen el diagrama de cuerpo libre, el de cortante y el de momentos (Figuras 2.6, 2.7 y 2.8), los valores encontrados aplicando las ecuaciones 1.36 y 1.37 son:

$$V_{m\acute{a}x} = \frac{Q}{2}$$

$$V_{m\acute{a}x} = \frac{50[Kg]}{2} = 25[Kg]$$

³⁴CATÁLOLO ACEROS BOHLER

$$M_{\text{máx}} = d_{AB} \frac{Q}{2} [\text{Kg}]$$

$$M_{\text{máx}} = 20 * \frac{50}{2} = 500 [\text{Kg} - \text{cm}] = [5000 \text{Kg} - \text{mm}]$$

En la máquina de fatiga, los ejes están sometidos a la acción del peso proporcionado por el sistema de carga, produciéndose flexión rotativa completamente alternante.

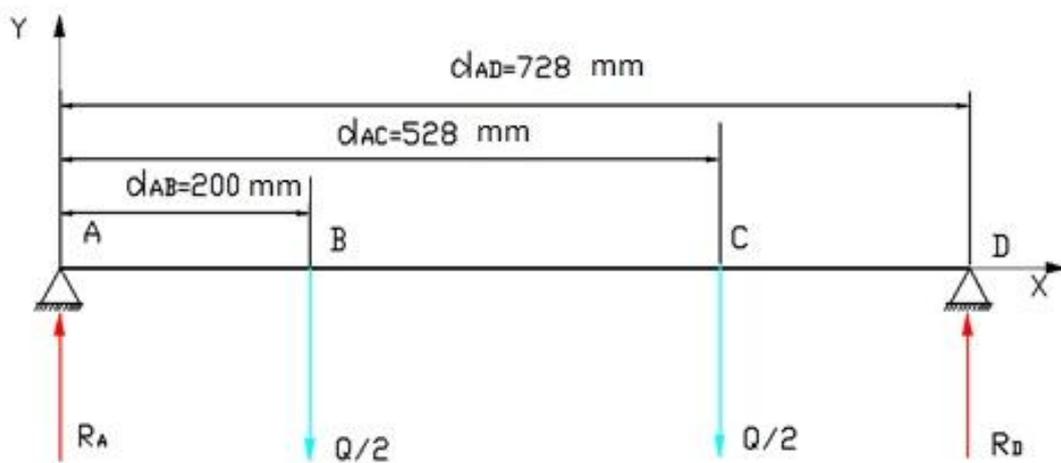


Figura 2.6. Diagrama de cuerpo libre.

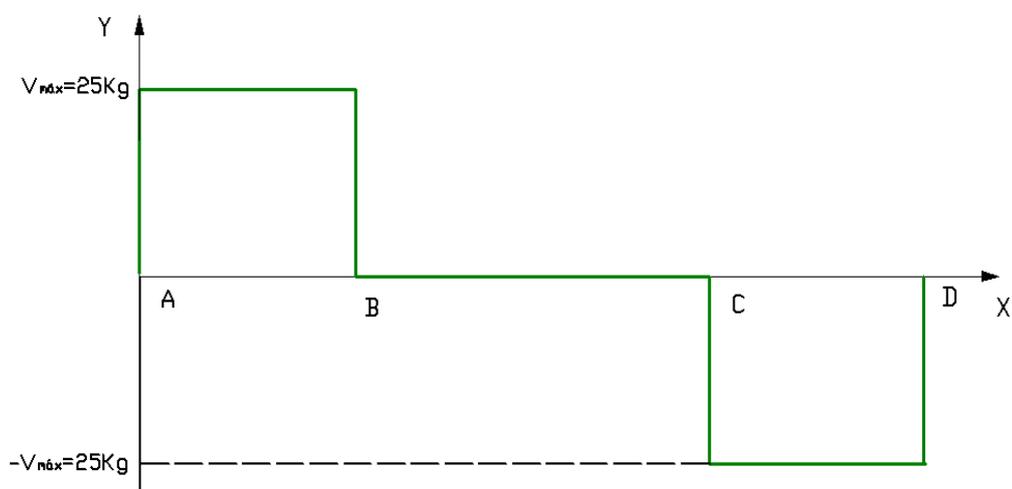


Figura 2.7. Diagrama de cortante.

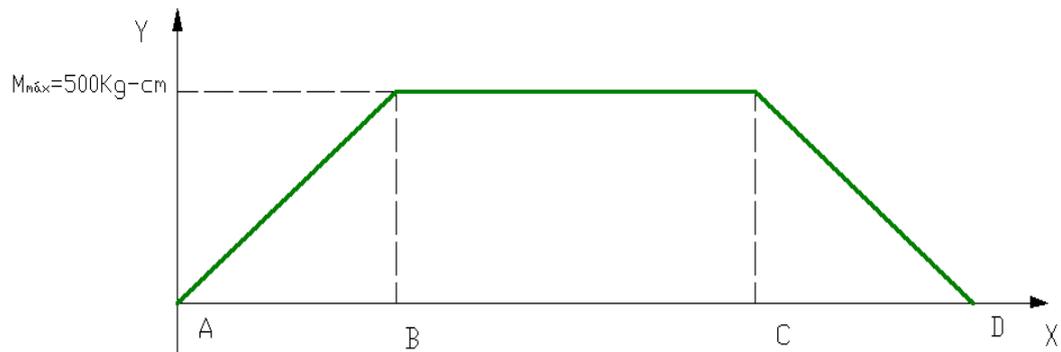


Figura 2.8. Diagrama de momento flector.

Para el diseño del eje se considerará el criterio por resistencia estática así como el diseño por carga dinámica (fatiga).

a.1. Diseño de ejes de transmisión para cargas estáticas

La naturaleza propia de la máquina hace que se generen dos tipos de esfuerzos; de torsión y de flexión, el primero se consideró como despreciable por su valor casi nulo, al existir flexión se produce además un esfuerzo por cortante que tampoco se tomará en cuenta ya que se trata de flexión pura. Con estas consideraciones se tiene:

$$\tau_{xy} \approx 0$$

$$\tau_{máx} \approx 0$$

Donde:

$$\tau_{xy} = \text{Esfuerzo por torsión}$$

Solamente se tiene el esfuerzo por flexión dado en la siguiente ecuación:

$$\sigma_x = \frac{32M_{máx}}{\pi d^3} \quad \text{Ec.2.1}$$

Donde:

$$\sigma_x = \text{Esfuerzo por flexión}$$

d = Diámetro del eje.

Los esfuerzos principales para este caso serán respectivamente:

$$\sigma_1 = \frac{\sigma_x}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2} \quad \text{Ec.2.2}$$

Reemplazando la ecuación 2.1 en 2.2 se encuentra el esfuerzo principal uno:

$$\sigma_1 = \sigma_x$$

Entonces:

$$\sigma_1 = \frac{32M_{\text{máx}}}{\pi d^3} \quad \text{Ec.2.3}$$

$$\sigma_2 \approx 0$$

$$\sigma_3 = 0$$

Cumpléndose la relación:

$$\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$$

Entonces, el esfuerzo de Von Mises será:

$$\sigma' = \left[\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2} \right]^{\frac{1}{2}}$$
$$\sigma' = \sigma_1 = \sigma_x$$
$$\sigma' = \frac{32M_{\text{máx}}}{\pi d^3} \quad \text{Ec.2.4}$$

Aplicando la teoría de la energía de distorsión se tiene:

$$n = \frac{S_y}{\sigma'}$$

$$n = \frac{S_y \pi d^3}{32 M_{m\acute{a}x}} \quad \text{Ec.2.5}$$

Donde:

n = Factor de seguridad

Se diseñará tomando en cuenta el momento máximo que se puede aplicar a la máquina. El factor de diseño seleccionado será 2; entonces para un diámetro estimado de 16mm y aplicando la ecuación 2.5 se encuentra:

$$2 \leq \frac{S_y}{\sigma'}$$

$$S_y = 54[\text{Kpsi}] ; (\text{Tabla 2.1})$$

$$S_y = 38.4 \left(\frac{\text{Kg}}{\text{mm}^2} \right)$$

$$d = 16\text{mm}$$

$$n = \frac{S_y \pi d^3}{32 M_{m\acute{a}x}}$$

$$n = \frac{38.84 \pi 16^3 (\text{Kg} - \text{mm})}{32 * 5000 (\text{Kg} - \text{mm})}$$

$$n = 3.123$$

Se verifica que:

$$2 \leq 3.123$$

Se toma un diámetro estandarizado:

$$d = \frac{3}{4} \text{ pulg} = 19.05\text{mm}$$

El factor de seguridad para este diámetro será (ecuación 2.5):

$$n = \frac{\pi d^3 S_y}{32 M_{\max}}$$

$$n = \frac{\pi (19.05)^3 38.4 \left(\frac{\text{Kg}}{\text{mm}^2} \right)}{32 * 5000 (\text{Kg} - \text{mm})}$$

$$n = 5.21$$

De acuerdo a los resultados, el diámetro escogido hasta el momento, para cargas estáticas, es válido con un factor de seguridad de 5.21, sin embargo para proporcionar una mayor seguridad se tomará:

$$d = 1 \text{ pulg} = 25.4 \text{ mm}$$

a.2. Diseño de ejes de transmisión para cargas dinámicas

Las mismas consideraciones hechas anteriormente para el diseño para cargas estáticas se realizarán para el diseño a fatiga; es decir, solamente se considerará el esfuerzo por flexión que en este caso será alternante y se calcula con la ecuación:

$$\sigma_a = \frac{32 M_a}{\pi d^3} \quad \text{Ec.2.6}$$

Donde:

M_a = Momento alternante

σ_a = Esfuerzo flexionante alterno

El momento alternante (M_a) se calcula con:

$$M_a = \frac{M_{\max} - M_{\min}}{2} \quad \text{Ec.2.7}$$

El momento medio es cero ya que se trata de flexión pura; es decir:

$$M_m = 0$$

Por lo tanto:

$$\sigma_m = 0$$

Al aplicar la ecuación 1.29 de la teoría de Goodman modificada se establece que:

$$\frac{S_m}{S_{ut}} + \frac{S_a}{S_f} = 1$$

Como:

$$\sigma_m = 0 \text{ Entonces } S_m = 0$$

$$\frac{S_a}{S_f} = 1 \quad \text{Ec.2.8}$$

Según la ecuación 1.30 S_a será:

$$S_a = n * \sigma_a$$

Reemplazando 1.30 en 2.8 la ecuación para el cálculo del eje a fatiga será:

$$\frac{n\sigma_a}{S_f} = 1$$

Como:

$$S_f = S_e$$

Entonces:

$$\sigma_a = \frac{S_e}{n} \quad \text{Ec.2.9}$$

Igualando las ecuaciones 2.6 y 2.9, despejando el diámetro se tiene:

$$\frac{32M_a}{\pi d^3} = \frac{S_e}{n}$$
$$d = \left[\frac{n32M_a}{\pi S_e} \right]^{\frac{1}{3}} \quad \text{Ec.2.10}$$

M_a Se encuentra con la ecuación 2.7 (Figuras 2.6 y 2.8):

$$M_a = \frac{M_{\max} - M_{\min}}{2}$$

$$M_a = \frac{5000 - (-5000)[Kg - mm]}{2}$$

$$M_a = 5000[Kg - mm] = 433.07[lb - pu lg]$$

Se procede a determinar el límite de resistencia a la fatiga corregido (S_e), que implica conocer los valores de los factores:

- Factor k_a : Con la Tabla 1.1 y considerando al material como maquinado o estirado en frío, los valores para **a** y **b** son respectivamente

$$a=2.7$$

$$b=-0,265$$

Aplicando la ecuación 1.3 se tiene:

$$k_a \cong a(S_{ut})^b$$

$$k_a \cong 2.7(64)^{-0,265}$$

$$k_a \cong 2.7(64)^{-0,265}$$

$$k_a \cong 0.896$$

- Factor k_b : Utilizando la ecuación 1.4 y tomando un diámetro del eje entre 0.11 y 2plug, se encuentra la expresión para k_b :

$$k_b = \left(\frac{d}{0.3}\right)^{-0.107}$$

$$k_b = \left(\frac{1}{0.3}\right)^{-0.107}$$

$$k_b = 0.879$$

- Factor k_c :

$$K_c = 1; \quad \text{Flexión (ecuación 1.6)}$$

- Factor k_d : Como la máquina funcionará a una temperatura ambiente (20 °C), con la ayuda de la Tabla 1.2 se tiene:

$$k_d = 1$$

- Factor k_e : De la Tabla 1.3 se obtiene el valor de k_e , para una confiabilidad del 99,99%:

$$k_e = 0.702$$

No se tomará en cuenta la concentración de tensiones en el eje.

Con la consideración anterior el factor k_f será:

$$k_f = 1.$$

Para encontrar S'_e se aplica la relación de la ecuación 1.1, para S_{ut} menor que 200Kpsi, entonces:

$$S'_e = 0.5S_{ut}$$

$$S'_e = 0.5 * 64Kpsi$$

$$S'_e = 32Kpsi$$

Se calcula S_e con la ecuación 1.2; con los factores de corrección encontrados anteriormente:

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e$$

$$S_e = 0.896 * 0.879 * 0.702 * 32.[Kpsi]$$

$$S_e = 17.6319.[Kpsi]$$

Para calcular el diámetro del eje se aplica la ecuación 2.10 con $n=2$:

$$d = \left[\frac{n32M_a}{\pi S_e} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$d = \left[\frac{2*32*433.07}{\pi*17631.9} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$d = 0.793[\text{pulg}] = 20.164\text{mm}$$

Ahora se calcula nuevamente k_b , con este valor se encuentra S_e y finalmente el valor del diámetro:

$$k_b = \left(\frac{0.793}{0.3} \right)^{-0.107}$$

$$k_b = 0.901$$

$$S_e = 0.901*0.879*0.702*32[\text{Kpsi}]$$

$$S_e = 17.795[\text{Kpsi}]$$

$$d = \left[\frac{2*32*433.07}{\pi*17795.3} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$d = 0.794[\text{pulg}] = 20.103\text{mm}$$

Se determina el factor de seguridad con el valor de 1 pulgada que es el que se planteó anteriormente:

$$n = \frac{d^3 \pi S_e}{32M_a} \quad (\text{Despejando } n \text{ de la ecuación 2.10})$$

$$n = \frac{\pi(17795.3)}{32*433.07}$$

$$n = 4.034$$

Entonces el factor de seguridad para el eje considerando la falla por fatiga es $n = 4.034$, con un diámetro de una pulgada.

b. Cálculo y selección de los soportes con rodamientos

En la selección de un rodamiento se considera el tipo y capacidad de carga, duración, límites de velocidad, lubricación, etc.

Las RPM a las que trabajará la máquina es 1750, determinada de acuerdo a la comparación con equipos similares existentes en el mercado.

En la Figura 1.19 se presentan las cargas que intervienen en cada uno de los rodamientos que son de tipo radial, entonces:

$$\frac{Q_B}{2} = \frac{Q_C}{2} = P_d = 25Kg \approx 245.3[N]$$

Donde:

P_d = Carga radial de diseño

El diámetro del eje, limita el tamaño del diámetro interior en el rodamiento.

La duración nominal en horas de servicio (L_{10h}) es:

$$L_{10h} = \frac{\text{Límite inferior} - \text{Límite superior}}{2} \quad \text{Ec.2.11}$$

Los límites inferiores y superiores se obtienen en función del tipo de máquina a diseñarse. Para especificar la duración de diseño del rodamiento, se utiliza la Tabla del Anexo D, tomando en cuenta que se

trata de una máquina para trabajar con alta fiabilidad de funcionamiento por cortos períodos o intermitentemente, las horas de servicio están entre 8000 – 12000 h, entonces aplicando la ecuación 2.11 se tiene:

$$L_{10h} = \frac{8000 + 12000}{2}$$

$$L_{10h} = 10000h$$

Se debe calcular además, la capacidad de carga dinámica básica requerida (**C**), mediante la ecuación:

$$C = P_d \left(\frac{L_{10h} 60n}{10^6} \right)^{\frac{1}{p}} \quad \text{Ec.2.12}$$

Donde:

C = Capacidad de carga dinámica, [N]

P_d = Carga radial de diseño, [N]

n = Velocidad de giro, [rpm]

p = 3 para los rodamientos de bolas.

Se escoge el rodamiento apropiado teniendo en cuenta su capacidad de carga con la siguiente consideración:

$$C_r > C \quad \text{Ec. 2.13}$$

Donde:

C_r = Capacidad de carga dinámica del rodamiento dado por el fabricante.

Con los siguientes datos y aplicando la ecuación 2.12 se encuentra **C**.

Datos:

$$P_d = 245,3 \text{ [N]}$$

$$p = 3$$

$$n = 1725 \text{ [rpm]}$$

$$L_{10h} = 10000h$$

$$C = 245.3 \left(\frac{10000 * 60 * 1725}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$C = 2481.291$$

Los rodamientos deben ser autoalineantes, por consiguiente se seleccionarán los rodamientos con soporte tipo Y o comúnmente conocidos como rodamientos con chumaceras de pie, cuyas características se indican en la Tabla 2.2 (Catálogo SKF)

Tabla 2. 2. Características del rodamiento tipo Y.³⁵

| Dimensiones [mm] | | | | | Capacidad de carga dinámica, [N] | Designación |
|------------------|----------------|----|------|----|-------------------------------------|------------------|
| d | d ₁ | D | B | C | C _r | Sin espaciadores |
| 25.4 | 33.7 | 52 | 34.1 | 15 | 10800 | YAR 205 -100 |

Utilizando el mismo catálogo SKF, se selecciona el soporte para el rodamiento, que proporcionará un medio de sujetar la unidad del rodamiento al armazón de la máquina, la Tabla 2.3 presenta las características de la unidad completa.

Tabla 2. 3. Características del Soporte de pie con rodamiento tipo Y.³⁶

| Dimensiones [mm] | | | | | | | | | | | | |
|------------------|----|----------------|----|----------------|----------------|------------------|------------------|-----|------|----------------|----|----------------|
| d | A | A ₁ | H | H ₁ | H ₂ | J _{min} | J _{máx} | L | N | N ₁ | G | S ₁ |
| 25.4 | 36 | 21 | 70 | 36.5 | 16 | 94 | 110 | 130 | 19.5 | 11.5 | 10 | 19.8 |

³⁵Catálogo General SKF

³⁶Catálogo General SKF

Se aplica la consideración 2.13, para comprobar que la capacidad dinámica de carga propia del rodamiento no sea menor a la requerida.

$$C < C_r$$

$$2481.291 < 10800$$

Al comparar la relación $C_r > C$, se determina que la unidad completa es la correcta para el diseño.

Por la disponibilidad en el mercado se decidió adquirir las chumaceras de la marca DKF de designación UCP205, cuyas características concuerdan con las de la marca SKF (Detalle completo Anexo E).

Tabla 2. 4. Soporte de pie con rodamiento tipo Y marca DKF.³⁷

| Dimensiones [mm] | | | | | | | | | | | | |
|------------------|----|----|------|----------------|----------------|-----|----|----------------|-----|----------------|----|------|
| d | D | A | H | H ₁ | H ₂ | J | N | N ₁ | L | L ₁ | B | S |
| 25.4 | 52 | 38 | 36.5 | 15 | 71 | 105 | 13 | 16 | 140 | 42 | 34 | 14.3 |

c. Determinación de la potencia del motor

La potencia mínima del motor, está en función del momento de torsión en cada uno de los rodamientos, puesto que ésta será la única fuerza que se oponga al movimiento del eje.

La potencia necesaria del motor para producir el movimiento en los ejes se calcula mediante la ecuación:

$$H = \frac{T * RPM}{63000} \quad \text{Ec.2.14}$$

³⁷Hoja de especificaciones DKF

El torque en función de la potencia será:

$$T = \frac{63000 * H}{RPM} \quad \text{Ec.2.15}$$

Donde:

T = Torque en lbf-pulg

H = Potencia del motor en HP.

RPM = velocidad de rotación, [rpm]

Se necesita, por tanto, primero determinar el momento de torsión mínimo que se requiere para vencer la fuerza de rozamiento en los rodamientos.

Esto se lo realiza mediante la ecuación:

$$T = \mu * F * \frac{d}{2} \quad \text{Ec.2.16}$$

Donde:

μ = coeficiente de rozamiento del rodamiento

F = carga aplicada sobre el rodamiento, [N]

d = diámetro del agujero interior del rodamiento, [m]

Utilizando la ecuación 2.16 se encuentra el torque que presenta un rodamiento, con los siguientes datos:

$\mu = 0.0015$ (Para rodamientos de bolas)

F = 245 [N]

d = 25,4 [mm]

$$T = 0.0015 * 245 * \frac{25.4}{2}$$

$$T = 4.7[N - mm] = 0.0047[N _ m]$$

Este par es el mismo en los cuatro rodamientos de las chumaceras, por lo que el torque total será:

$$T_i = 4 * 4.7[N - mm] = 0.166[lb - pu lg]$$

Reemplazando en la ecuación 2.14:

$$RPM = 1725rpm$$

$$H = \frac{0.166 * 1725}{63000}$$

$$H = 0.00454..HP$$

Esta potencia es la mínima requerida para vencer la fricción en los rodamientos y transmitir el movimiento a los ejes, entonces se seleccionará un motor de H= 0.25HP que es una potencia disponible en el mercado y su tamaño es el requerido para el diseño establecido.

d. Cálculo de la chaveta del eje conductor

La máquina requiere, para transmitir la potencia desde el acople semiflexible hasta el eje motriz, la utilización de una chaveta.

Para el diseño de la chaveta se debe considerar el modo de falla por cortante.

En la Figura 2.9 se realiza un diagrama de las fuerzas que actúan sobre la chaveta, en donde **F** que es provocada por el giro del eje, produce una reacción del cubo sobre la chaveta **R**.

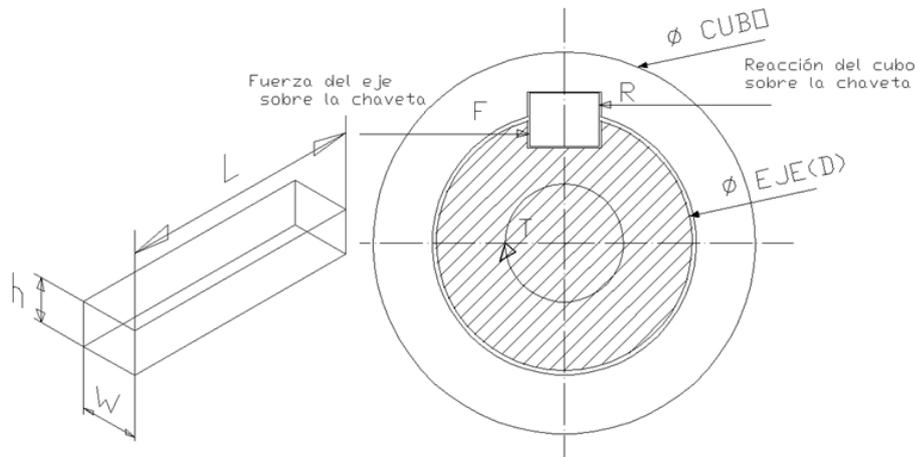


Figura 2.9. Esquema de fuerzas sobre la chaveta.

La fuerza en función del par transmitido será:

$$T = F \frac{D}{2}$$

$$F = \frac{2T}{D}$$

Ec.2.17

Donde:

D=Diámetro del eje

T=Par transmitido

El esfuerzo cortante, es:

$$\tau = \frac{F}{A_c}$$

$$\tau = \frac{2T}{DL}$$

$$\tau = \frac{2T}{DWL}$$

Ec.2.18

Donde:

W=Ancho de la chaveta

L=Longitud de la chaveta

A_c=Área de corte

Al aplicar la teoría del esfuerzo cortante máximo se encuentra la ecuación para calcular la longitud de la chaveta:

$$n = \frac{S_s}{\tau}$$

$$n = \frac{0.5S_y}{\frac{2T}{DWL}}$$

$$L = \frac{2Tn}{0.5S_yWD} \quad \text{Ec.2.19}$$

Donde:

W = Ancho de la chaveta, [pulg]

L = Longitud de la chaveta, [pulg]

D = Diámetro Del eje, [pulg]

n = Es el factor de seguridad.

La sección escogida dependerá del diámetro del eje y generalmente se encuentra normalizado en tablas.

Utilizando como material un Acero St 60, el diseño se basará en una resistencia de fluencia $S_y = 48500 \text{ lb/pulg}^2$.

Para iniciar los cálculos se empleará una chaveta estandarizada paralela de sección rectangular. Las dimensiones de la sección para un diámetro del eje de 25.4 mm son tomadas del Anexo F:

$$\mathbf{b=W} = 8 \text{ mm} = 0.3149 \text{ pulg}$$

El torque se calcula despejando de la ecuación 2.17, pero con la potencia del motor que se ha seleccionado anteriormente, entonces para:

$$H = 0.25HP$$

$$RPM = 1725[rpm]$$

$$T = \frac{H63000}{w}$$

$$T = \frac{0.25 * 63000}{1725}$$

$$T = 9.1304 [lb - pu\lg]$$

Aplicando la ecuación 2.19, se tiene la longitud de la chaveta.

En construcción de maquinaria normalmente se recomienda un factor de seguridad (n) de 3, entonces:

$$L = \frac{2Tn}{0.5S_yWD}$$

$$L = \frac{2 * 9.13 * 3}{0.5 * 48500 \frac{lb}{pu\lg^2} * 0.315 pu\lg * 1 pu\lg}$$

$$L = 0.0071 pu\lg = 0.182mm$$

Por tanto la longitud mínima de la chaveta es de 0.182mm, entonces se decidió que tenga la longitud del cubo del acople a seleccionarse posteriormente.

e. Cálculo y selección del acople

La selección del acople se lo realiza en función de los siguientes parámetros:

- Características de desalineación.
- Par nominal a transmitir.
- Coeficiente de seguridad – Par nominal del acoplamiento.

Debido a que la máquina tiene que soportar cargas por flexión, se necesita un tipo de acople flexible que admita cierta desalineación, ya sea de tipo axial, paralela o angular, por esta razón el acoplamiento flexible más adecuado es el que posee un elemento elastomérico tipo quijada.

Este acople puede transmitir potencias de hasta 100 [HP] y a su vez absorber la desalineación generada por la flexión de uno o más de sus componentes.

e.1. Dimensionamiento del acople³⁸

Se necesita conocer el par nominal que debe transmitir el acople, el mismo que se determina con la ecuación:

$$C = \frac{7160H}{RPM} \quad \text{Ec.2.20}$$

Donde:

C =Par nominal a transmitir, N-m.

Entonces el par nominal con la ecuación 2.20 es:

$$C = \frac{7160 * 0.25}{1725} = 1.037[N - m]$$

El par nominal del acoplamiento se determina con la siguiente ecuación:

$$C_a = KC \quad \text{Ec.2.21}$$

Donde:

C_a =Par nominal del acoplamiento, N-m

K =coeficiente de seguridad o factor de carga

El coeficiente de seguridad está en función de las irregularidades del par debidas a los diferentes tipos de máquinas motrices y receptoras (k_1), las frecuencias de arranque (k_2), el número de horas de funcionamiento por día (k_3)

$$K = k_1 k_2 k_3 \quad \text{Ec.2.22}$$

³⁸“Ingeniería de Ejecución Mecánica en Mantenimiento Industrial”
www.carr.cl/download/Comunidad_Emagister_44744_44743.pdf

Para obtener estos factores se utiliza las tablas del anexo G-1, cuyos valores son:

$k_1 = 1$ (línea de ejes).

$k_2 = 1.2$ (máximo 10 arranques por hora).

$k_3 = 1$ (de 2 a 8 horas de funcionamiento diario).

Entonces aplicando las ecuaciones 2.21 y 2.22 se encuentra que:

$$K = 1 * 1.2 * 1 = 1.2$$

$$C_a = 1.2 * 1.037 * [N - m]$$

$$C_a = 1.244 * [N - m] = 10.987 * [lb - pulg]$$

Tomando en cuenta el diámetro de los ejes, y con el valor obtenido para el par nominal del acople, utilizando el catálogo de Lovejoy (Anexo G-2), se selecciona el tipo de acople L-090. Que tiene la capacidad de transmitir una potencia de hasta 4 [HP], un par nominal efectivo de 144 [lb*pulg], absorber desalineamiento angular en 1° y puede alojar ejes de diámetro que van desde ¼ hasta 1 [pulg].

f. Diseño de las barras de carga

Las barras de carga son elementos de sección circular que estarán sometidos a esfuerzos de tensión axial.

Para el diseño de barras se tomará en cuenta:

- La carga máxima a aplicar es de 50 kg (Figura 2.2).
- La barra posee una sección constante.

Se diseñará solamente la barra de mayor longitud, es decir la barra móvil que se aprecia en la Figura 2.5 (#2), ya que es la más susceptible a sufrir

tracción, el diámetro obtenido para ésta, será también aplicado a la barra de carga fija.

Para la construcción de las barras de carga, planchas y estructura se utilizará el acero ASTM A-36 por ser el más usado en la fabricación de estructuras metálicas y otros elementos mecánicos. Las propiedades mecánicas se observa en la Tabla 2.5.

Tabla 2.5. Propiedades mecánicas del acero ASTM A-36.³⁹

| Unidades | Mpa | Kg/mm ² | Kpsi |
|-----------------|-------|--------------------|------|
| S _y | 248.6 | 25.36 | 36 |
| S _{ut} | 400 | 64.34 | 42 |

Con el material establecido se realiza el diagrama de cuerpo libre de la barra de carga (Figura 2.10.).

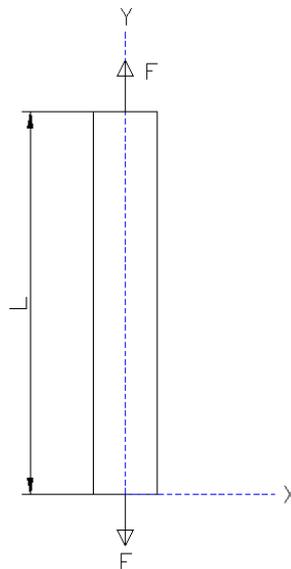


Figura 2.10. Diagrama de cuerpo libre de la barra de carga.

³⁹ William T. Segui, Diseño en acero por factores de carga y resistencia, Segunda Edición, 2000, Pagina 10.

Al analizar el diagrama de cuerpo libre de la Figura 2.10 se tiene que existe un esfuerzo normal en el eje Y de tracción, entonces se tiene siguiente ecuación:

$$\sigma_y = \frac{F}{A} \quad \text{Ec.2.23}$$

$$A = \frac{\pi d^2}{4} \quad \text{Ec.2.24}$$

Donde:

A=Área transversal de la varilla.

d= Diámetro de la varilla.

Reemplazando la ecuación 2.24 en 2.23:

$$\sigma_y = \frac{F}{\frac{\pi d^2}{4}}$$

$$\sigma_y = \frac{4F}{\pi d^2} \quad \text{Ec.2.25}$$

Al tratarse de un esfuerzo de tracción simple se tiene:

$$\sigma_x = 0 \quad \text{y} \quad \tau_{xy} = 0$$

Por lo tanto:

$$\sigma_1 = \sigma_y \quad , \quad \sigma_2 = 0 \quad \text{y} \quad \sigma_3 = 0$$

Aplicando el esfuerzo de Von Mises:

$$\sigma' = \left[\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2} \right]$$

$$\sigma' = \sigma_1$$

Para diseñar la barra se utilizará la ecuación de la Teoría de la energía de distorsión:

$$\sigma' = S_y/n$$

Entonces se tiene:

$$\sigma_1 = \frac{S_y}{n} \quad \text{Ec.2.26}$$

Igualando las ecuaciones 2.25 y 2.26 se obtiene:

$$\frac{4F}{\pi d^2} = \frac{S_y}{n} \quad \text{Ec.2.27}$$

Para encontrar el diámetro de la varilla de carga se despeja de la ecuación 2.27, obteniendo:

$$d^2 = \frac{4Fn}{S_y \pi}$$

$$d = \sqrt{\frac{4Fn}{S_y \pi}} \quad \text{Ec.2.28}$$

A partir de la ecuación 2.28 se calcula el diámetro de la varilla con un factor de seguridad de $n = 6$.

$$d = \sqrt{\frac{4Fn_s}{S_y \pi}}$$

$$d = \sqrt{\frac{4 * 50 * 6}{25.36 * \pi}} ; d = 3.88[mm]$$

Por facilidad de construcción y robustez para el diseño de la máquina se diseñará el eje con un diámetro de 16 mm.

g. Diseño de placas

Con respecto a las placas para su diseño y cálculo, se considerarán a las mismas como si fuesen vigas de sección constante, y algunas consideraciones que idealizan al problema que se tenga en cuestión.

Para el cálculo de las placas se toma en cuenta el peso propio de los mismos.

- Cálculo del peso de los componentes de la máquina

Se tiene la siguiente ecuación para el cálculo de la masa:

$$m = \rho * V \quad \text{Ec.2.29}$$

Donde:

ρ = densidad del acero (7.85×10^{-6} kg/mm²)

m = masa del componente (kg)

V = volumen del componente (mm³)

- Cálculo del peso de la placa

Para determinar el volumen de las placas se toma la ecuación (Figura 2.11).

$$V = e * b * L \quad \text{Ec.2.30}$$

Donde:

e = espesor de la placa.

b = ancho de la placa.

L = longitud de la placa.

Entonces se tiene la masa de la placa:

$$m = \rho * e * b * l \quad \text{Ec.2.31}$$

La placa de fuerza y la placa de soporte principal van a estar sometidos al peso de los ejes, entonces se debe calcular el peso de los mismos (Figura 2.5; #:14,16)

- Cálculo del peso de los ejes

Se toma la ecuación del volumen de un cilindro para determinar el volumen de los ejes:

$$V = \pi \frac{d^2}{4} L \quad \text{Ec.2.32}$$

Donde:

d = diámetro del eje.

L = Longitud del eje.

Entonces se tiene la masa del eje:

$$m = \rho * \pi \frac{d^2}{4} L \quad \text{Ec.2.33}$$

g.1. Diseño de la placa de fuerza

La placa (Figura 2.5; #14) es la encargada de transmitir la fuerza mediante una varilla de carga hacia las chumaceras para que mediante el giro del motor se produzca la flexión alternante en la probeta. Como se puede observar en la Figura 2.11, la placa de fuerza es de forma rectangular con agujeros pasantes para sujetar las chumaceras y un agujero pasante central para sujetar la varilla de carga.

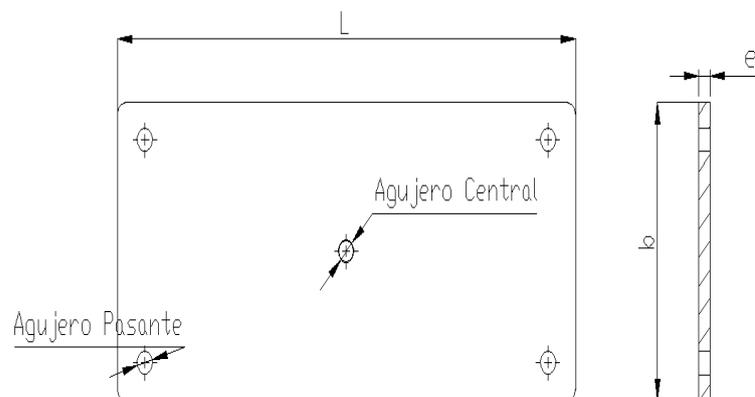


Figura 2.11. Placa de fuerza.

La carga que soportará la placa de fuerza es la proporcionada por el peso de la varilla de carga sumada la carga máxima (50kg). El diagrama de fuerza de la placa se aprecia en la Figura 2.12.

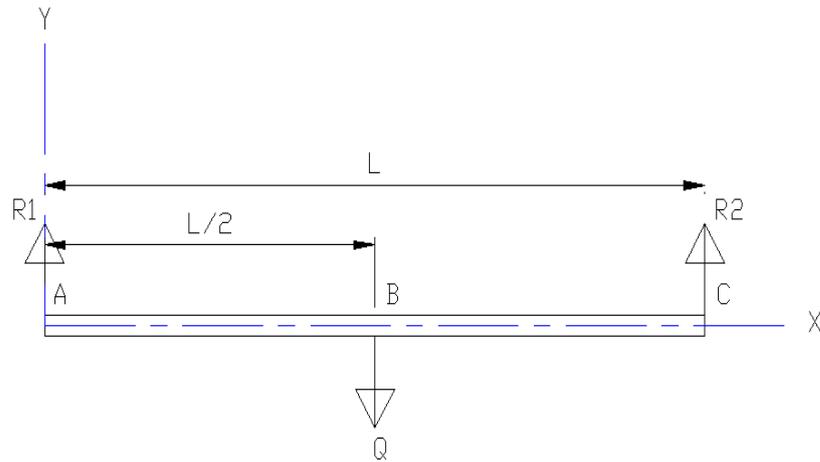


Figura 2.12. Cargas ejercidas en la placa de fuerza.

Realizando la sumatoria de fuerzas se obtiene las siguientes ecuaciones.

$$\sum F_y = 0$$

$$R_1 + R_2 = Q$$

$$R_1 = R_2 = Q/2 \quad \text{Ec. 2.34}$$

Una vez definidas las fuerzas que actúan en la placa se debe calcular la fuerza cortante y momento flector máximo.

$$V_{AB} = R_1 \quad ; \quad V_{BC} = -R_2 \quad \text{Ec. 2.35}$$

$$M_{AB} = \frac{Q \cdot x}{2} \quad ; \quad M_{BC} = \frac{Q}{2}(L-x) \quad \text{Ec. 2.36}$$

Se construye los diagramas de los mismos (Figura 2.13).

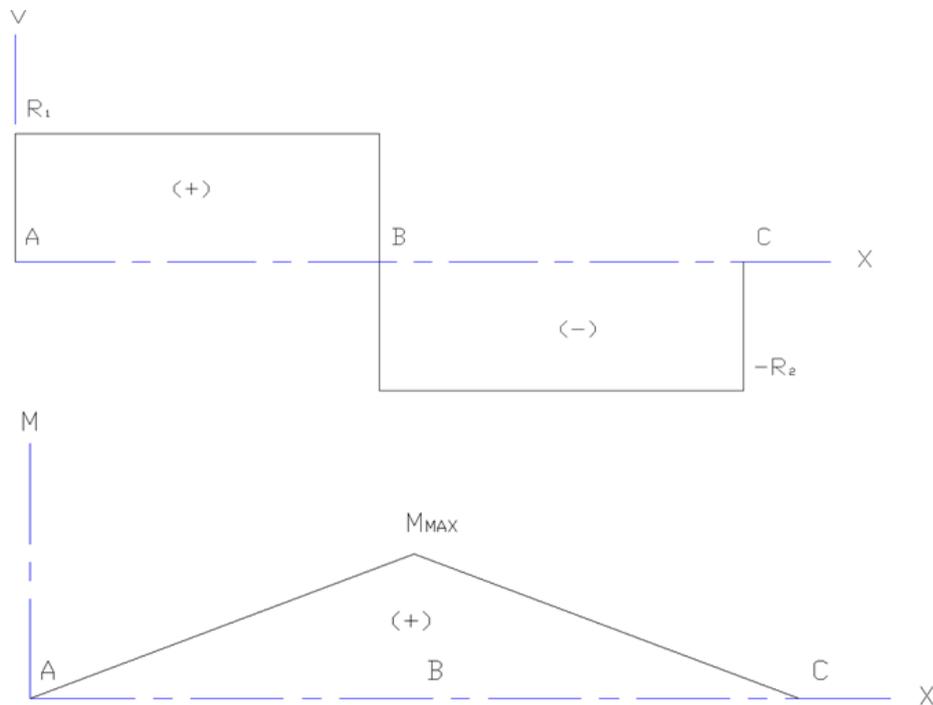


Figura 2.13. Fuerza cortante y momento flector máximo de la placa.

Al analizar el esfuerzo normal de flexión ejercido en la placa se tiene que el esfuerzo en el eje x es:

$$\sigma_x = \frac{M_{m\acute{a}x} * c}{I} \quad \text{Ec. 2.37}$$

Donde:

$M_{m\acute{a}x}$ = Momento flector máximo ejercido en la sección crítica de la placa.

c = Distancia desde la capa neutra de la sección hasta las capas exteriores.

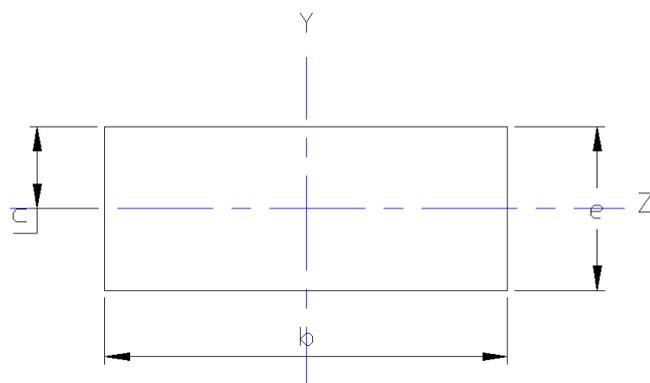


Figura 2.14. Sección de la placa de fuerza.

Como se puede ver en la Figura 2.14 el valor de c será:

$$c=e/2 \quad \text{Ec. 2.38}$$

Donde:

e = Espesor de la placa.

El momento de inercia de la sección, se calcula con la ecuación:

$$I = \frac{be^3}{12} \quad \text{Ec. 2.39}$$

Donde:

b = Ancho de la placa.

Reemplazando las ecuaciones 2.38 y 2.39, en 2.37 se tiene:

$$\sigma_x = \frac{M_{\max} \frac{e}{2}}{\frac{be^3}{12}}$$
$$\sigma_x = 6 \frac{M_{\max}}{be^2} \quad \text{Ec. 2.40}$$

Al no existir esfuerzo en el eje Y, y al existir una flexión pura se considera al esfuerzo cortante despreciable, entonces se tiene:

$$\sigma_y = 0 \quad \text{y} \quad \tau_{xy} = 0$$

Por lo tanto:

$$\sigma_1 = \sigma_x \quad , \quad \sigma_2 = 0 \quad \text{y} \quad \sigma_3 = 0$$

Aplicando el esfuerzo de Von Mises:

$$\sigma' = \left[\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2} \right]$$

$$\sigma' = \sigma_1$$

Para diseñar las placas se utilizará la ecuación de la Teoría de la energía de distorsión:

$$\sigma' = S_y/n$$

Entonces se tiene:

$$\sigma_1 = \frac{S_y}{n} \quad \text{Ec. 2.41}$$

$$6 \frac{M_{\max}}{be^2} = \frac{S_y}{n} \quad \text{Ec. 2.42}$$

Si se despeja de la ecuación 2.42 el espesor de la placa, será:

$$e = \sqrt{\frac{6M_{\max}n}{S_y b}} \quad \text{Ec. 2.43}$$

Definidas todas las ecuaciones que se requieren, se procede a calcular la carga total **Q** a la que estará sometida la placa de fuerza.

La carga total **Q** estará en función de:

$$Q = W_{\text{peso propio}} + W_{\text{peso varilla carga}} + W_{\text{carga máxima.}}$$

Las dimensiones de la placa de fuerza son las siguientes (Figura 2.11):

$$L = 315 \text{ mm.}$$

$$b = 140 \text{ mm.}$$

$$e = 8 \text{ mm.}$$

Para el cálculo del peso propio de la placa se utiliza la ecuación 2.31.

$$W_{\text{peso,propio}} = \rho * e * b * L$$

$$W_{\text{peso,propio}} = 7.85 \times 10^{-6} * 8 * 140 * 315 = 2.76. [kg]$$

Para el cálculo de la varilla de carga se utiliza la ecuación 2.33:

$$W_{\text{peso. varilla.de.carga}} = \rho * \pi * r^2 * (l_1 + l_2)$$

Donde:

l_1 y l_2 = longitudes de las barras de carga.

$$W_{\text{peso. varillas.de.carga}} = 7.85 \times 10^{-6} * \pi * 8^2 * (202 + 125) = 0.51 [kg]$$

La carga máxima a la que será sometida es:

$$W_{\text{carga.maxima}} = 50 [kg]$$

Entonces **Q** será:

$$Q = 2.76 + 0.51 + 50 = 53.27 [Kg]$$

Se calcula el momento flector máximo a partir de los diagramas simplificados de la Figura 2.13, y las ecuaciones 2.34 y 2.35:

$$R1 = R2 = \frac{Q}{2} = \frac{53.27}{2} = 26.63 [kg]$$

$$V_{AB} = 26.63 [kg] \quad ; \quad V_{CB} = -26.63 [kg]$$

$$M_{AB} = \frac{Qx}{2}$$

Cuando $x=0$ $M = \frac{53.27 * 0}{2} = 0 [kg.mm]$

Cuando $x = L/2 = 157.5$ mm $M = \frac{53.27 * 157.5}{2} = 4195.01 [kg.mm]$

$$M_{BC} = \frac{Q}{2} (L - x)$$

Cuando $x=L=300$ mm $M = \frac{53.27}{2} (315 - 315) = 0 [kg.mm]$

Por lo tanto el momento máximo es:

$$M_{m\acute{a}x} = \frac{QL}{4} \text{ en } x = \frac{L}{2}$$

$$M_{m\acute{a}x} = 4195[\text{kg} - \text{mm}]$$

Se calcula el espesor de la placa mediante la ecuaci3n 2.43, para un factor de seguridad de n=4:

$$e = \sqrt{\frac{6M_{m\acute{a}x}n}{S_y b}}$$

$$S_y = 25.36 \text{ kg/mm}^2$$

$$b = 140 \text{ mm}$$

$$e = \sqrt{\frac{6 * 4195 * 4}{25.36 * 140}} \quad e = 5.325[\text{mm}]$$

Por lo tanto se selecciona una placa de 8 mm de espesor, y se calcula el factor de seguridad despejando de la ecuaci3n 2.42.

$$6 \frac{M_{pl}}{be^2} = \frac{S_y}{n}$$

$$n = \frac{b * e^2 * S_y}{6M_{\text{max}}}$$

$$n = \frac{140 * 8^2 * 25.36}{6 * 4195} \quad ; \quad n = 9$$

g.2. Dise2o de la placa de soporte principal

Para el c3lculo de la placa de soporte principal (Figura 2.5; #16) se realizan los mismos pasos que en el caso anterior, teniendo en cuenta que se trata de un caso particular de cargas aplicadas sobre la placa soporte.

La placa de fuerza va a estar sometida a una carga q distribuida como se muestra en la Figura 2.15:

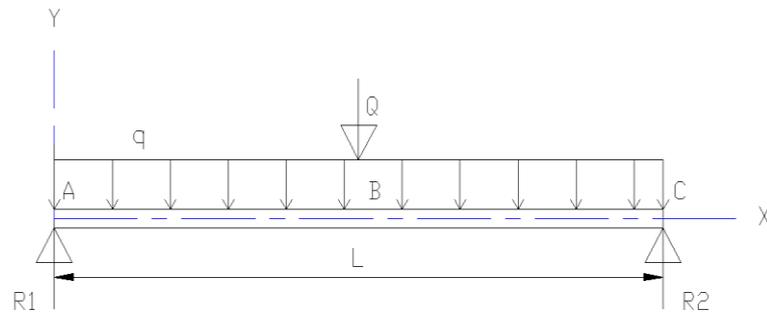


Figura 2.15. Diagrama de cuerpo libre de la placa soporte principal.

Donde la carga distribuida q tiene la siguiente expresión:

$$q = \frac{(W_{\text{peso.propiq}} + W_{\text{peso.barrascarga}} + W_{\text{peso.chumaceras}} + W_{\text{peso.ejes}} + W_{\text{mandriles}})}{L}$$

a) Cálculo del peso de la placa de soporte principal

Las dimensiones de la placa de soporte principal (Figura 2.16), son las siguientes:

$L = 950 \text{ mm}$, $b = 400 \text{ mm}$ y $e = 8 \text{ mm}$.

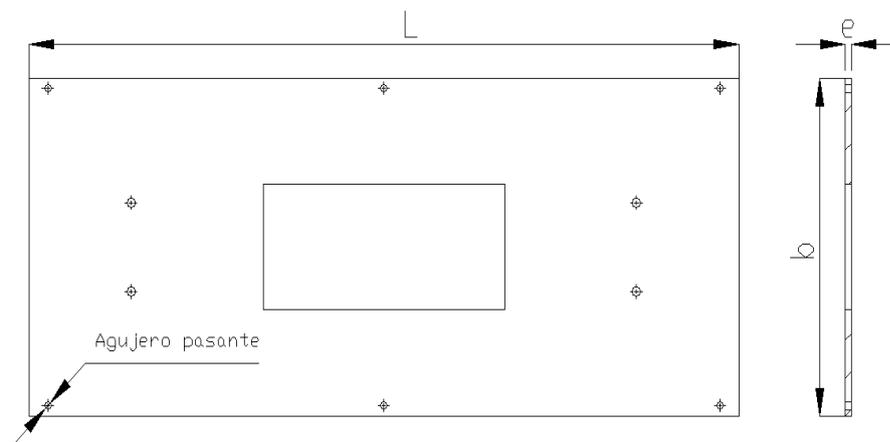


Figura 2.16. Placa de soporte principal

$$W_{\text{peso.propio}} = \rho * e * b * L$$

$$W_{\text{peso.propio}} = 7.85 \times 10^{-6} * 8 * 400 * 950 = 23.86 [kg]$$

b) Cálculo del peso de los ejes.

El peso aproximado de un eje se calcula mediante la ecuación 2.33:

$$W_{\text{peso.eje}} = 7.85 \times 10^{-6} \pi \frac{d^2}{4} L [kg]$$

$$d = 25.4 [mm]$$

$$L = 350 [mm]$$

$$W_{\text{peso.eje}} = 7.85 \times 10^{-6} \pi \frac{25.4^2}{4} 350 = 1.39 [kg]$$

Al tratarse de dos ejes, el peso aproximado será:

$$W_{\text{peso.ejes}} = 1.39 * 2 = 2.78 [kg]$$

c) Peso de las chumaceras.

Del catálogo de chumaceras SKF, se tiene que cada chumacera pesa 0.8 kg, entonces el peso total de las chumaceras será:

$$W_{\text{peso.chumaceras}} = 4 * 0.8 = 3.2 [kg]$$

d) Peso de mandriles.

$$W_{\text{peso.mandriles}} = 2 * 1 = 2 [kg]$$

e) Peso barras de carga.

$$W_{\text{peso.varillas.de.carga}} = 0.51 [kg]$$

Entonces la carga distribuida es:

$$q = \frac{(W_{\text{peso.propia}} + W_{\text{peso.varilla.carga}} + W_{\text{peso.chumaceras}} + W_{\text{peso.ejes}} + W_{\text{mandriles}})}{L}$$

$$q = \frac{(23.86 + 0.51 + 3.2 + 2.78 + 2)}{950} = 0.034 \left[\frac{kg}{mm} \right]$$

La carga máxima es:

$$Q = 50 [kg]$$

El cálculo de las reacciones es de la siguiente manera:

$$\sum F_y = 0$$

$$R_1 + R_2 = Q + qL$$

$$R_1 + R_2 = 50 + 0.034 * 950$$

$$R_1 + R_2 = 82.3 [kg]$$

$$\sum M_1 = 0$$

$$950R_2 = 475 * Q + q \frac{L^2}{2}$$

$$950R_2 = 475 * 45 + 0.034 \frac{950^2}{2}$$

$$R_2 = \frac{36717.5}{950} = 41.15 [kg]$$

$$R_1 = 82.3 - 41.15 = 41.15$$

La fuerza cortante está definido por:

$$V = R_1 - q * x$$

$$\text{Cuando } x=0 \quad V = 41.15 - 0.034 * 0 = 41.15 [kg]$$

$$\text{Cuando } x=L/2 \quad V = 38.65 - 0.034 * 475 = 25 [kg]$$

$$\text{Cuando } x=L \quad V = -R_1 = -41.15 [kg]$$

Calculadas las fuerzas cortantes en cada punto se procede a realizar el diagrama de fuerza cortante (Figura 1.17).

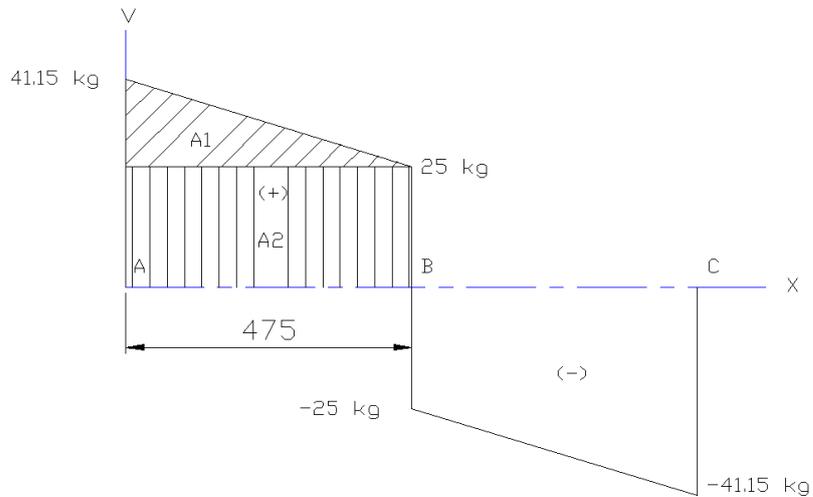


Figura 2.17. Diagrama fuerza cortante de la placa principal.

El momento máximo está dado por el área bajo la curva del diagrama de fuerza cortante (Figura 2.17).

Entonces se forma la ecuación observando la Figura 2.17, al realizar una sumatoria de áreas A1 y A2:

$$M_{m\acute{a}x} = A1 + A2$$

$$M_{m\acute{a}x} = \frac{(41.15 - 25) * d_{A-B}}{2} + 25 * d_{A-B}$$

$$M_{m\acute{a}x} = \frac{(41.15 - 25) * 475}{2} + 25 * 475$$

$$M_{m\acute{a}x} = \frac{16.15 * 475}{2} + 25 * 475 = 15710.62 [kg.mm]$$

El diagrama de momento flector máximo se puede observar en la Figura 2.18:

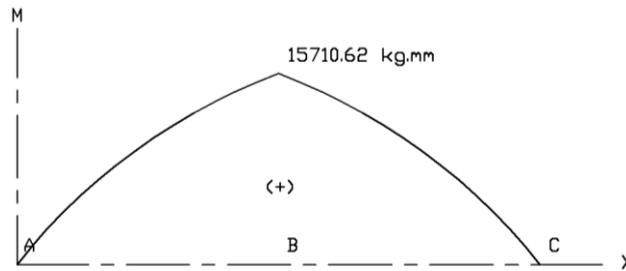


Figura 2.18. Diagrama de momento flector de la placa.

Se calcula el espesor de la placa con la ecuación 2.43 deducido de la ecuación de la Teoría de la energía de distorsión, con un factor de seguridad $n = 4$:

$$e = \sqrt{\frac{6M_{\max}n}{S_y b}}$$

$$e = \sqrt{\frac{6 * 15710.62 * 4}{25.36 * 400}} = 6 [mm]$$

Entonces, se selecciona una plancha de acero A-36 con 8 mm de espesor existente en el mercado, y se calcula el factor de seguridad despejando de la ecuación 2.42.

$$n = \frac{b * e^2 * S_y}{6M_{\max}}$$

$$n = \frac{400 * 8^2 * 25.36}{6 * 15710.62} \quad n = 6.88 \approx 7$$

h. Diseño de la estructura

El diseño de la estructura debe tener las características adecuadas para asegurar su estabilidad bajo cargas verticales.

h.1. Vigas⁴⁰.

Las vigas son uno de los elementos más comunes encontrados en la estructura. Cuando una viga se carga perpendicularmente con respecto a su eje longitudinal, se desarrollan fuerzas internas, cortante y momento que transmiten las cargas aplicadas a los apoyos. En la Figura 2.19 se muestra la configuración de la estructura.

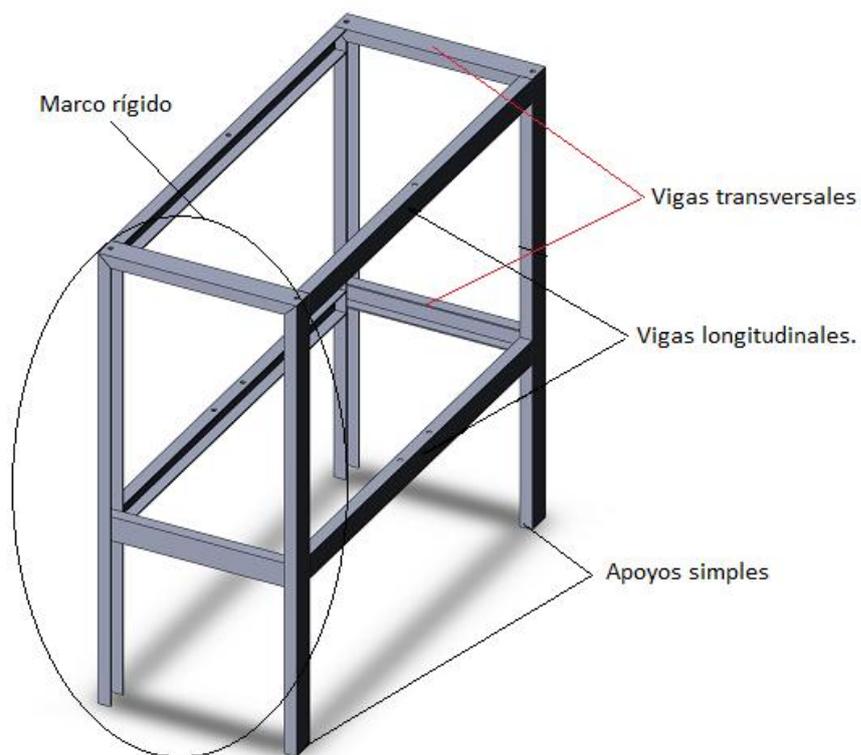


Figura 2.19. Estructura de la máquina de viga rotatoria.

h.2. Marcos Rígidos

Los marcos rígidos son elementos estructurales compuestos de vigas y columnas conectadas por juntas rígidas. El ángulo entre la viga y la columna generalmente es de 90° .

⁴⁰ Kenneth M. Leet, Fundamentos de análisis estructural, Segunda edición, 2006, Pág. 166

Al diseñar marcos rígidos debe seguirse el siguiente procedimiento:

- a) Determinar la forma y las dimensiones generales del marco: Altura de las columnas y claro (luz).
- b) Seleccionar la forma general de construcción: perfiles laminados, miembros armados, juntas remachadas, atornilladas o soldadas.
- c) Determinar el espaciamiento entre marcos.
- d) Seleccionar el tipo de apoyo para las columnas: rotación libre o restringida
- e) Determinar las cargas que actúan sobre el marco y la distribución de las fuerzas y momentos sobre el mismo.
- f) Dimensionar los miembros y sus conexiones.
- g) Diseñar las bases y las cimentaciones para los marcos si los tuviere.

Las cargas aplicadas a la estructura están dadas por el peso total de los componentes de la máquina.

Las columnas trabajan sujetas a cargas de compresión por lo que su diseño es realizado por estabilidad y todas las vigas mediante resistencia a la flexión.

h.3. Diseño por estabilidad

La teoría del manual de la AISC será utilizado para el diseño de las columnas, el manual recomienda seguir el siguiente procedimiento:

a) Para un valor conocido de la carga axial, se selecciona una columna de prueba con sus propiedades.

b) Se calcula el esfuerzo de compresión de la columna:

$$fa = \frac{V}{A} \quad \text{Ec. 2.44}$$

Donde:

fa = esfuerzo de compresión de la columna.

V= Carga de compresión.

A = Sección transversal del perfil.

c) Se debe cumplir que:

$$fa \leq FA \quad \text{Ec. 2.45}$$

Donde:

FA= Esfuerzo permisible de compresión, en el manual de la AISC se encuentran los esfuerzos admisibles para el acero estructural ASTM A36.

d) Se comparan los valores de **fa** y **FA**, se calcula el índice de trabajo de la columna.

$$Ia = \frac{fa}{FA} \leq 1 \quad \text{Ec. 2.46}$$

Donde:

Ia = Índice de trabajo de la columna.

h.4. Diseño por resistencia a la flexión

Para realizar el diseño por resistencia a la flexión de vigas se debe determinar el esfuerzo en las vigas por medio de la siguiente ecuación 2.37:

$$\sigma_x = \frac{M_{m\acute{a}x}c}{I}$$

Pero:

$$W = \frac{I}{c} \quad \text{Ec. 2.47}$$

Donde:

W= M3dulo de la secci3n en flexi3n.

Reemplazando **W** en la ecuaci3n 2.37 se tiene:

$$\sigma_x = \frac{M_{m\acute{a}x}c}{I} = \frac{M_{m\acute{a}x}}{W} \quad \text{Ec. 2.48}$$

Al no existir esfuerzo en el eje Y, y al existir una flexi3n pura se considera al esfuerzo cortante despreciable:

$$\sigma_y = 0 \quad \text{y} \quad \tau_{xy} = 0$$

Por lo tanto:

$$\sigma_1 = \sigma_x \quad , \quad \sigma_2 = 0 \quad \text{y} \quad \sigma_3 = 0$$

Aplicando el esfuerzo de Von Mises:

$$\sigma' = \left[\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2} \right]$$

$$\sigma' = \sigma_1$$

Para dise1nar las vigas se utilizar1 la ecuaci3n de la Teor1a de la energ1a de distorsi3n:

$$\sigma' = S_y/n$$

Entonces se tiene:

$$\sigma_1 = S_y/n \quad \text{Ec. 2.49}$$

$$\frac{M_{m\acute{a}x}}{W} = \frac{S_y}{n} \quad \text{Ec. 2.50}$$

$$\frac{M_{m\acute{a}x}}{W} = \sigma_1$$

$$W = \frac{M_{m\acute{a}x}}{\sigma_1} \quad \text{Ec. 2.51}$$

h.5. Cálculo de la estructura

a) Marcos rígidos:

Las dimensiones y forma para el diseño del marco rígido y la estructura se presentan en la Figura 2.20, las columnas y las vigas transversales de los marcos serán construidas con perfiles estructurales tipo canal C. El tipo de apoyo para las columnas es de rotación libre (no empotrado).

Las dimensiones del marco rígido son las siguientes:

Luz = 400 mm

Altura de las columnas = 950 mm

Longitud de vigas longitudinales = 850 mm

Largo voladizo = 218 mm

Ancho voladizo = 400 mm

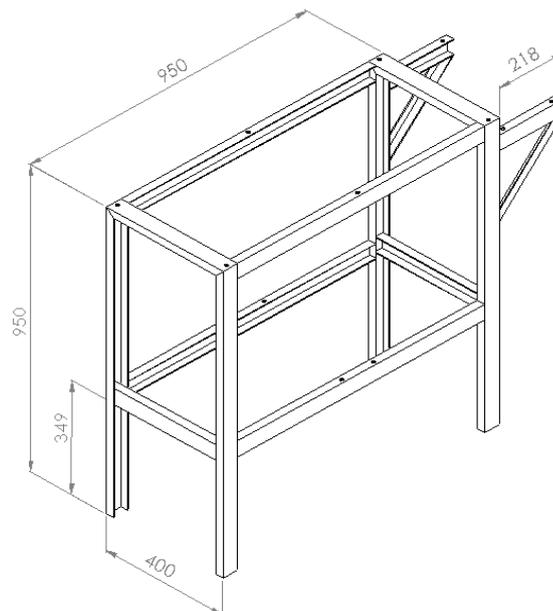


Figura 2.20. Forma y dimensiones de la estructura.

b) Cargas sobre el marco:

Los perfiles estructurales soportarán los pesos de todos los elementos que contenga la máquina más la carga máxima que se requiere aplicar.

El peso de la placa del motor es:

$$L = 400 \text{ mm.}$$

$$b = 218 \text{ mm.}$$

$$e = 8 \text{ mm.}$$

$$W_{placamotor} = \rho * e * b * l$$

$$W_{placamotor} = 7.85 \times 10^{-6} * 8 * 218 * 400 = 5.47 [kg]$$

Los distintos pesos de los elementos que soporta la estructura se puede observar en la Tabla 2.6.

Tabla 2.6. Pesos de los elementos que soporta la estructura.

| ELEMENTO | PESO (kg) |
|-------------------------|-----------|
| Motor | 8.00 |
| Ejes | 2.78 |
| Chumaceras | 3.2 |
| Mandriles | 2 |
| Placa de fuerza | 2.76 |
| Placa soporte principal | 21.1 |
| Placa guía | 3.76 |
| Placa motor | 5.47 |
| Varillas de fuerza | 0.51 |
| PESO TOTAL | 49.58 |

Entonces el peso total que soportará la estructura será:

$$Q_t = W_{elementos} + W_{carga\ máxima}$$

$$Q_t = 49.58 + 50 = 99.58 [kg] \approx 100 [kg]$$

Al peso total aplicado se aumenta el 4% por cuestiones de seguridad:

$$Q_t = 100 + 4 = 104 [kg]$$

La carga total se divide para 2, porque son dos los marcos rígidos los que soportan esta carga:

$$Q = \frac{Q_t}{2}$$

$$Q = \frac{104}{2} = 52 [kg]$$

Se calcula la carga final que está distribuida a lo largo de la viga transversal del marco rígido.

$$q = \frac{Q}{L}$$

$$q = \frac{52}{400} = 0.13 \left[\frac{kg}{mm} \right]$$

c) Diagrama de cuerpo libre (Figura 2.21) y conexiones de la estructura.

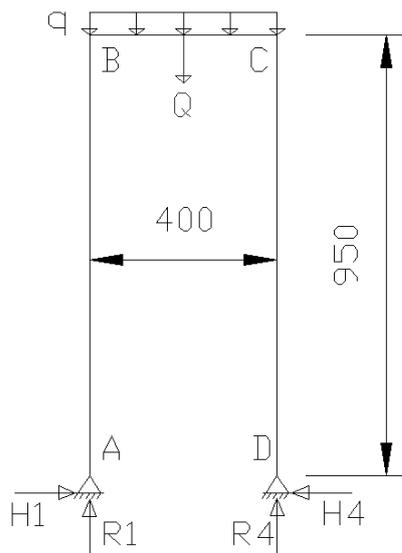


Figura 2.21. Diagrama de cuerpo libre del marco rígido.

Una vez realizado el diagrama de cuerpo libre se determinan las reacciones producidas en la columna.

$$\sum F_x = 0$$

$$H_1 - H_4 = 0$$

$$H_1 = H_4 = 0$$

$$\sum F_y = 0$$

$$R_1 + R_4 = q * L$$

$$R_1 + R_4 = 0.13 * 400 = 52[kg]$$

$$\sum M_A = 0$$

$$R_4 L - q \frac{L^2}{2} = 0$$

$$R_4 = q \frac{L}{2}$$

$$R_4 = 0.13 \frac{52}{2} = 26[kg]$$

Se encuentra R_1 :

$$R_1 = 52 - R_4$$

$$R_1 = 52 - 26 = 26[kg]$$

Calculadas las reacciones en los apoyos de la estructura se determina la fuerza normal, fuerza cortante y momento flector en cada uno de los miembros para ver la sección más crítica, para ello se dividió al marco rígido en tres secciones; Tramo A-B.

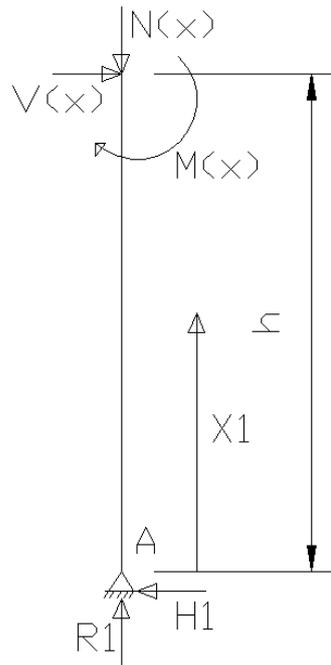


Figura 2.22. Representación de cargas en el tramo A-B.

Según la Figura 2.22 se tienen las siguientes ecuaciones:

$$\sum F_N = 0$$

$$N(x) = R_1$$

$$N(x) = 26(kg)$$

$$\sum F_v = 0$$

$$V(x) - H(x) = 0$$

$$V(x) = H(x) = 0$$

$$\sum M_A = 0$$

$$M(x) = H_1 * X_1 = 0$$

Tramo B-C

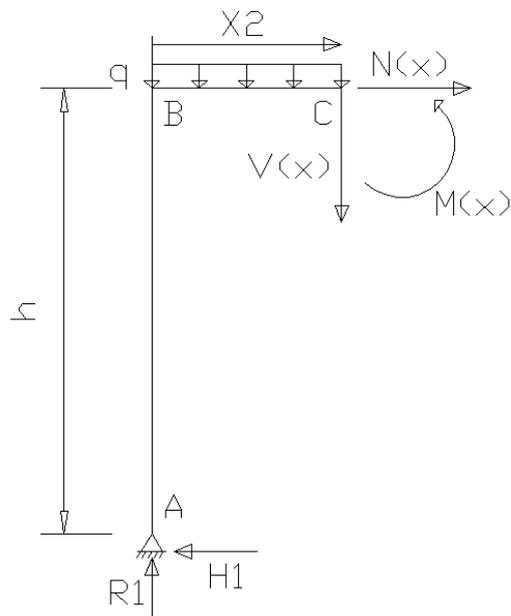


Figura 2.23. Representación de cargas en el tramo B-C.

Entonces según la Figura 2.23 se tienen las siguientes ecuaciones:

$$\sum F_N = 0$$

$$N(x) = -H_1 = 0$$

$$\sum F_v = 0$$

$$V(x) = R_1 - qX_2$$

Cuando:

$$X_2=0 \quad V(x) = R_1 = 26[kg]$$

$$X_2=L/2 \quad V(x) = 26 - 0.13 \frac{400}{2} = 0$$

$$X_2=400 \quad V(x) = 26 - 0.13 * 400 = -26[kg]$$

$$\sum M_c = 0$$

$$M(x) = R_1 X_2 - q \frac{X_2^2}{2}$$

Cuando:

$$X_2=0 \quad M(x) = 0[kg * mm]$$

$$X_2=L/2 \quad M(x) = 26 * 200 - 0.13 * \frac{200^2}{2} = 2600[kg * mm]$$

$$X_2=L \quad M(x) = 26 * 400 - 0.13 * \frac{400^2}{2} = 0[kg * mm]$$

Las fuerzas que actúan sobre la columna en el tramo C-D, son iguales a la del primer tramo por lo que no es necesario hacer el análisis de la fuerza normal, cortante y momento flector.

Se procede a identificar las zonas críticas analizando los diagramas de fuerza cortante y momento flector.

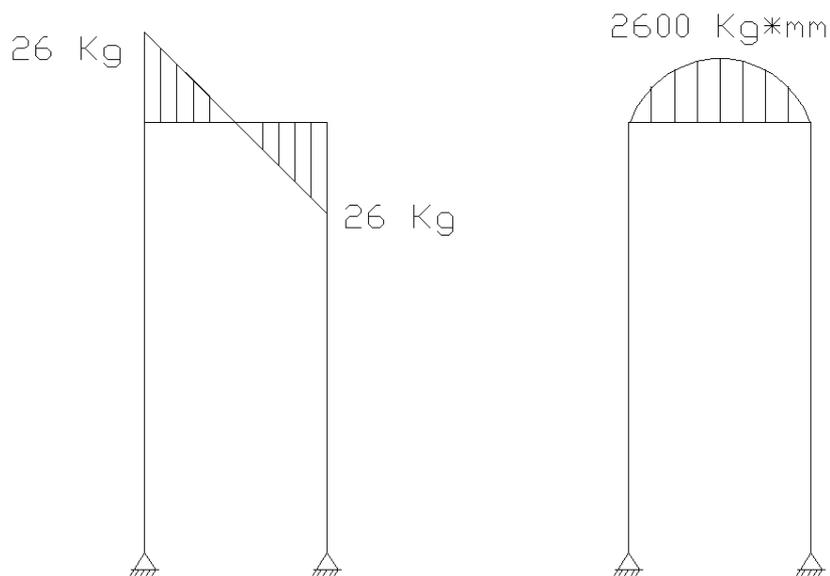


Figura 2.24. Fuerza cortante y momento flector del marco rígido.

d) Cálculo de columnas.

Para el cálculo de columnas es necesario determinar el esfuerzo de compresión al que están sometidas el perfil, para ello es necesario conocer el área transversal.

Para ello se selecciona un perfil tipo C de 50x25X3 del catálogo de perfiles estructurales de DIPAC. En el Anexo H se tienen las principales características.

La fuerza de compresión que actúa en la columna es:

$$V = R1 = 26[Kg] = 57.2[lb]$$

Utilizando la ecuación 2.44 se determina en la columna el esfuerzo de compresión:

$$fa = \frac{V}{A}$$
$$fa = \frac{57.2}{0.42} = 136.2[psi] = 0.136[kpsi]$$

En el manual de la AISC, en la Tabla 3-36 se encuentra que $FA=3.19$ Kpsi⁴¹

Se tiene que cumplir también la ecuación 2.45, para determinar si la columna va a trabajar correctamente.

$$fa \leq FA$$
$$0.136kpsi \leq 3.19kpsi$$

Cumpliendo también con la relación de esfuerzos.

Por último se verifica que el índice de trabajo de la columna sea menor que 1 con la ecuación 2.46:

$$Ia = \frac{fa}{Fa} \leq 1$$
$$Ia = \frac{0.136}{3.19} = 0.04 \leq 1$$

⁴¹ AISC, Manual de Construcción de Estructuras Metálicas, Segunda Edición, 1993.

Finalizando de esta manera el diseño de la columna.

e) Vigas Transversales.

Las vigas se diseñan para resistir cargas a flexión. De la Figura 2.24 se obtiene el momento máximo:

$$M_{m\acute{a}x} = 2600[\text{kg}\cdot\text{mm}] = 225.2[\text{lb}\cdot\text{plg}]$$

Para el acero estructural se trabajará con un factor de seguridad: $n_s = 5$.

Entonces se utilizará la ecuación 2.49

$$\sigma_1 = \frac{36000}{5} = 7200 \left[\frac{\text{lb}}{\text{plg}^2} \right]$$

Calculado el esfuerzo σ_1 , se utiliza la ecuación 2.51:

$$W = \frac{M_{m\acute{a}x}}{\sigma_1}$$

$$W = \frac{225.2}{7200} = 0.031[\text{plg}^3] = 0.5[\text{cm}^3]$$

Como se utilizó el perfil tipo canal C 50x25x3, entonces el módulo de resistencia a la flexión mínima (W_{yy}) obtenida del catálogo de Dipac (Anexo H) es:

$$W_{yy} = 0.91[\text{cm}^3] = 0.05[\text{plg}^3]$$

Cumpliendo también de esta manera el diseño de la viga transversal.

$$W_{yy} \geq W$$

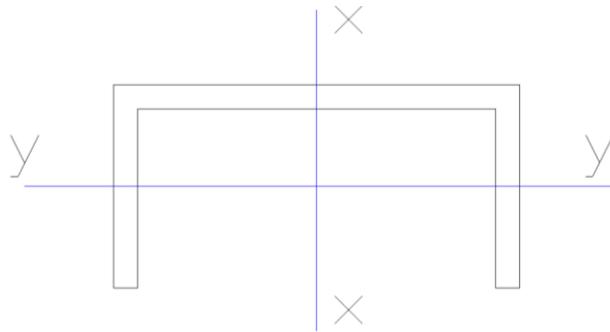


Figura 2.25. Dirección de ubicación del perfil en la viga transversal.

Se procede a calcular el factor de seguridad que tiene el perfil despejando de la ecuación 2.50.

$$\frac{M_{\text{máx}}}{W} = \frac{S_y}{n}$$

$$n = S_y \frac{W_{yy}}{M_{\text{máx}}}$$

$$n = 36000 \frac{0.05}{225.2} = 8$$

e) Vigas longitudinales.

Se realiza el diagrama de cuerpo libre (Figura 2.26) de la viga longitudinal donde se analizará el siguiente caso de esfuerzos.

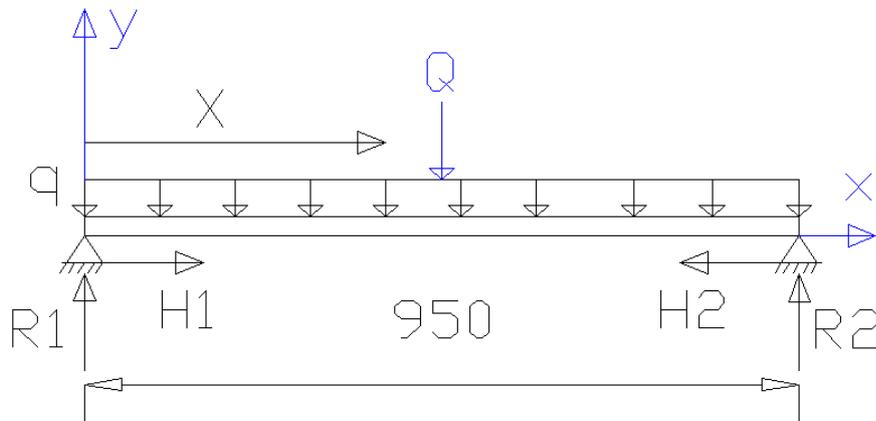


Figura 2.26. Diagrama de cuerpo libre de la viga longitudinal.

La fuerza distribuida es la misma que soporta los marcos rígidos por lo que se tiene:

$$q = \frac{Q}{L}$$

$$q = \frac{52}{950} = 0.054 \left[\frac{kg}{mm} \right]$$

Según el diagrama de cuerpo libre de la Figura 2.26 se tiene las siguientes sumatorias de fuerza:

$$\sum F_x = 0$$

$$H_1 - H_2 = 0$$

$$H_1 = H_2 = 0$$

$$\sum F_y = 0$$

$$R_1 + R_2 = q * l$$

$$R_1 + R_2 = 0.054 * 950 = 52 [kg]$$

$$R_1 = R_2 = 26 [kg]$$

Debido a que la viga es simétrica las reacciones son iguales.

Una vez obtenido las reacciones, las ecuaciones de fuerza cortante y momento flector son:

$$\sum F_v = 0$$

$$V(x) = R_1 - qx$$

Cuando:

$$x=0 \quad V(x) = 26 - 0 = 26 [kg]$$

$$x=L/2 \quad V(x) = 26 - 0.054 * \frac{950}{2} = 0 [kg]$$

$$x=L \quad V(x) = 26 - 0.054 * 950 = -26 [kg]$$

$$\sum M = 0$$

$$M(x) = R_1 x - q \frac{x^2}{2}$$

Cuando:

$$x=0 \quad M(x)=0$$

$$x=L/2 \quad M(x) = 26 * 475 - 0.054 \frac{475^2}{2} = 6258 [kg.mm]$$

$$x=L \quad M(x) = 26 * 950 - 0.054 \frac{950^2}{2} = 0$$

Obtenidos la fuerza cortante y momento flector máximo se realizan los diagramas de los mismos.

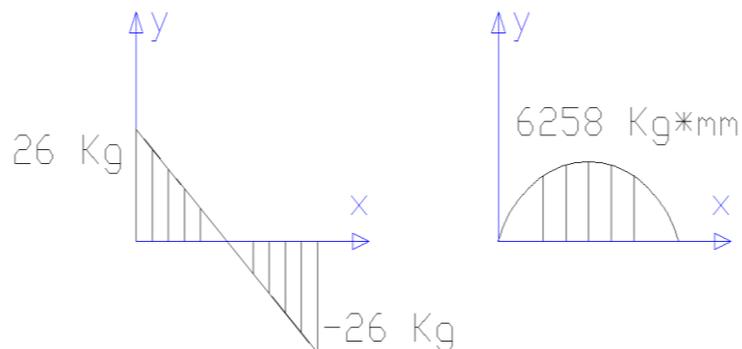


Figura 2.27. Fuerza cortante y momento flector viga longitudinal.

De la Figura 2.27 se tiene que el momento flector máximo se produce en la parte central de la viga.

$$M_{máx} = 6258 [kg.mm] = 542.03 [lb.p1g]$$

Se utiliza el mismo factor de seguridad para el perfil estructural C 50x25x3 transversal A-36, para tener el mismo esfuerzo admisible calculado anteriormente.

El módulo de resistencia a la flexión utilizando la ecuación 2.51 será:

$$W = \frac{M_{m\acute{a}x}}{\sigma_1}$$

$$W = \frac{542.03}{7200} = 0.075[\text{plg}^3] = 1.23[\text{cm}^3]$$

El perfil estará situado en la estructura como se muestra en la Figura 2.28, por lo que el módulo de resistencia a la flexión mínima (W_{xx}) indicado en el catálogo de Dipac (Anexo H) es:

$$W_{xx} = 3.88 [\text{cm}^3] = 0.23 [\text{plg}^3]$$

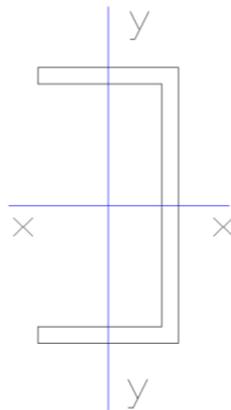


Figura 2.28. Dirección de ubicación del perfil en la viga transversal.

Cumpliendo también de esta manera el diseño de la viga longitudinal.

$$W_{xx} \geq W$$

$$3.88[\text{cm}^3] \geq 1.23[\text{cm}^3]$$

Se calcula el factor de seguridad despejando de la ecuación 2.50:

$$\frac{M_{m\acute{a}x}}{W} = \frac{S_y}{n_s}$$

$$n_s = S_y \frac{W_{xx}}{M_{m\acute{a}x}}$$

$$n_s = 36000 \frac{0.2}{542} = 13$$

2.3 COMPONENTES ELÉCTRICOS Y ELECTRÓNICOS

2.3.1 Diseño del sistema de control y adquisición de datos

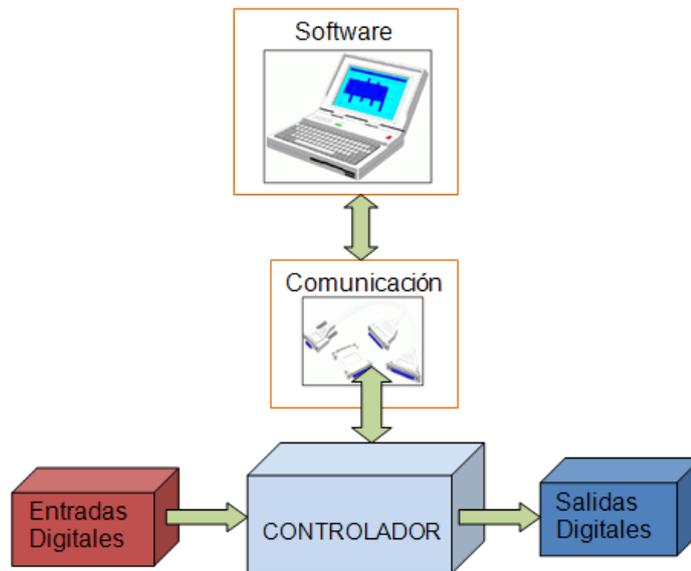


Figura 2.29. Sistema de control y adquisición de datos.

El controlador debe poseer como mínimo las siguientes características:

- Entradas digitales.
- Salidas digitales.
- Capacidad de comunicación.
- Disponibilidad en el mercado.
- Precio moderado.
- Disponibilidad del software para su programación.

a. Selección de elementos eléctricos y electrónicos

a.1. Motor

Tomando en cuenta las características que se establecieron en el diseño mecánico, la comparación con equipos similares, disponibilidad en el

mercado y costos, se selecciona el motor con las siguientes especificaciones:

- Motor monofásico.
- RPM= 1725.
- Voltaje= 110-220.
- Potencia = 1/4HP.
- Marca=WEG
- Frecuencia 60Hz.

a.2. Sensor contador de ciclos

La selección de los sensores toma en cuenta los parámetros más sobresalientes de los mismos.

Se escogerá 2 tipos de sensores para realizar el análisis de selección (Tabla 2.7)

Tabla 2.7. Selección del sensor contador de revoluciones.

| Parámetros | Valoración | Sensor contador de revoluciones | |
|---------------------------------|------------|---------------------------------|----------------------|
| | | Opto interruptores | Reluctancia variable |
| Características del sensor | 30% | 5 | 4 |
| Señal de salida | 20% | 5 | 4 |
| Resistencia física | 10% | 5 | 5 |
| Costo | 30% | 5 | 3 |
| Características de alimentación | 10% | 5 | 4 |
| Total (Puntaje máx=5) | | 5 | 3.8 |

Como se puede observar en la Tabla 2.9 el sensor de mayor puntuación es el optointerruptor. Entonces se seleccionó el sensor TCST 1000 cuyas características se presentan en el Anexo I.

Como se puede observar en la Tabla 2.8 el microcontrolador es el de mayor puntaje.

- Selección del microcontrolador

Se requiere determinar las necesidades propias de la aplicación, para la máquina de fatiga se tiene:

- Entradas digitales, se necesitan cuatro en total que serán utilizadas para: Pulsador de inicio del ensayo, pulsador de paro de emergencia, sensor de presencia y finalmente sensor contador de ciclos de carga.

- Salidas Digitales, se requiere en este caso de quince, dentro de las cuales se encuentran asignadas doce salidas para el LCD dispuesto en la máquina, las tres restantes son: Salida para el relé del motor, salida para una luz piloto y finalmente una salida para verificar el funcionamiento de la tarjeta.

- Comunicación mediante el estándar RS-232

Se selecciona, por tanto, el microcontrolador ATMEGA 164p de la marca ATMEL, que aún cuando posee mayores I/O que las requeridas, la utilización de su oscilador interno de 8 MHz hace que la comunicación serial sea más confiable que el de otros modelos de esta misma marca, sus características principales ya fueron detalladas en el Capítulo anterior.

2.4 SISTEMA DE GENERACIÓN Y ADQUISICIÓN DE DATOS

Esta sección abarca la parte de programación tanto del microcontrolador como del software de adquisición de datos instalado en el PC.

2.4.1 Programación del microcontrolador

Para realizar un programa se deben seguir los siguientes pasos:

- Escribir el programa en BASIC.
- Compilar a código máquina binaria (ejecución rápida).
- Programar el chip con uno de los programadores integrados. (El hardware se adquiere por separado).

a. Diseño del programa para el Atmel 164p

El microcontrolador se encarga del control y transmisión de datos, por lo tanto su programación abarca estas dos funciones.

a.1. Asignación de pines como entradas

La Tabla 2.9 muestra la asignación de pines configurados como entradas.

Tabla 2.9. Descripción pines de entrada.

| NOMBRE | PIN | DESCRIPCIÓN | OPERACIÓN |
|--------|-----|--|-------------------------------|
| PB0 | 1 | PULSOS: Sensor Optointerruptor. | 0L Activado 1L Desactivado |
| PB0 | 4 | SENS: Final de carrera. | 0L Activado 1L Desactivado |
| RESET | 9 | RESET: Pulsador resetear Microcontrolador | 0L Activado 1L Desactivado |
| INT0 | 16 | START: Pulsador inicio | 0L Activado 1L Desactivado |
| INT1 | 17 | STOP: Pulsador paro | 0L Activado 1L Desactivado |

En la Figura 2.31, se tiene la conexión de las entradas mencionadas, realizado en ISIS versión 7.7.

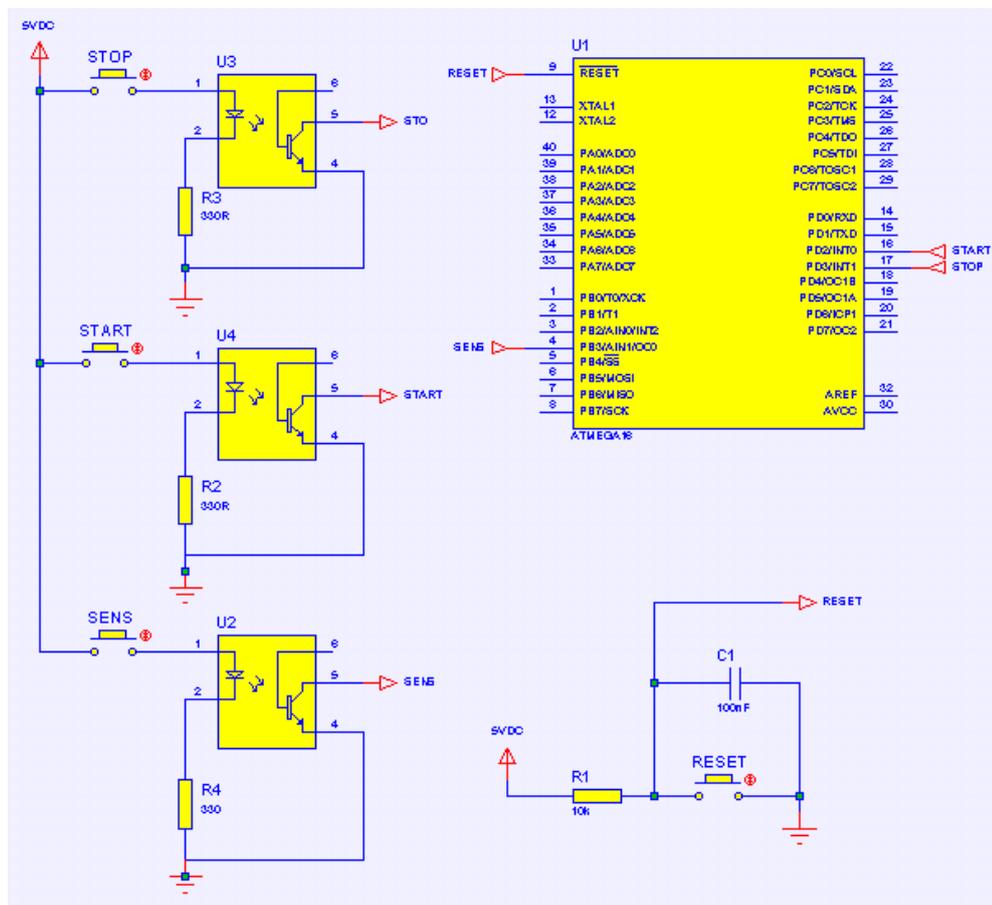


Figura 2.31. Entradas conectadas microcontrolador ATMEGA 164p.

a.2. Asignación de pines como salidas

Se necesita, además, la asignación de pines que corresponden a las salidas. En la Tabla 2.10 se muestra este detalle.

Tabla 2.10. Descripción de pines de Salida.

| NOMBRE | PIN | DESCRIPCIÓN |
|---------|-------|------------------------|
| PD4 | 18 | LEDM: Luz piloto motor |
| PA7-PA2 | 33-38 | Conexión LCD |
| PA1 | 39 | MOT: Motor AC |
| PA0 | 40 | LED: Tarjeta |

El esquema de conexión de las salidas se visualiza en la Figura siguiente:

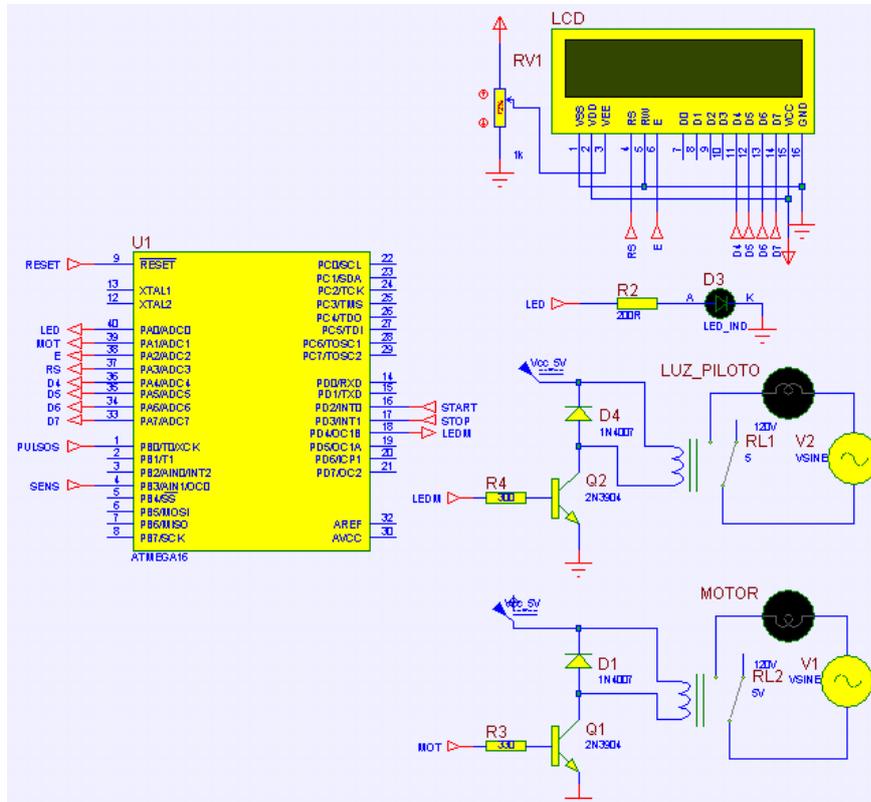


Figura 2.32. Salidas del microcontrolador ATMEGA 164p.

a.3. Configuración para comunicación RS232

El microcontrolador ATMEGA 164p, tiene la capacidad de comunicación serial mediante los siguientes pines:

- PIN 14 (Rx), corresponde al Receptor.
- PIN 15 (Tx), corresponde al Transmisor

Los niveles de voltaje que maneja el microcontrolador para la comunicación serial son TTL, por tal motivo se necesita la utilización del MAX232 para llevarlos a niveles RS-232, el esquema de conexión se observa en la Figura 2.33, los valores de los condensadores son los

recomendados por el fabricante. Se debe tener en cuenta que se utilizan únicamente los pines 2, 3, y 5 del conector DB9.

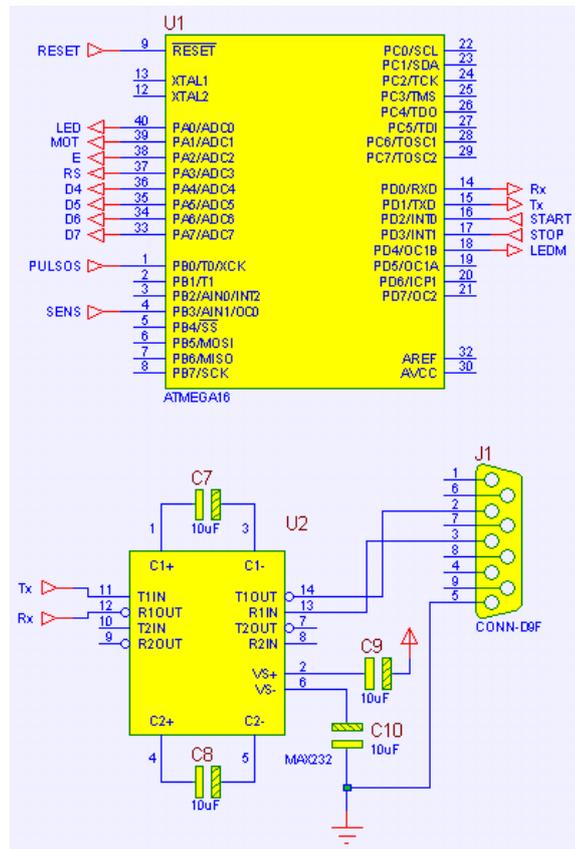


Figura 2.33. Conexión MAX232 para comunicación serial.

Para la programación del microcontrolador, una vez iniciado BASCOM AVR, se debe indicar al compilador el modelo del mismo, esto se realiza con la sentencia siguiente:

```
$regfile = "m164pdef.dat".
```

En la aplicación se utilizará el oscilador (RC) interno del propio microcontrolador. El oscilador funcionará a 8 MHz al escribir la siguiente instrucción:

```
$crystal = 8000000
```

En la comunicación serial, por defecto el programa asigna los valores de bits de datos como 8, bit de paridad ninguno, bit de parada 1; la configuración de la velocidad de transmisión de datos se lo realiza mediante programación como sigue:

\$baud = 9600

a.4 Circuito de control para el motor

El circuito que controla el motor está constituido por un relé de AC, su bobina se alimenta con 5V DC, puede manejar potencia de hasta ½ HP. La conexión se muestra en la Figura 2.34.

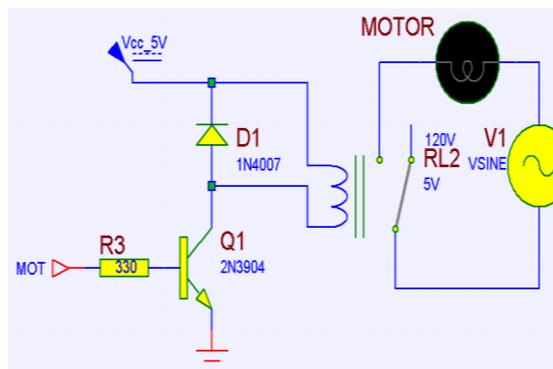


Figura 2.34. Esquema circuito de control del motor.

La salida del microcontrolador (MOT), se conecta a la base del transistor Q1, cuando ésta es puesta en 1L, la bobina del relé RL2 es activada dejando pasar la corriente desde la fuente de AC al motor. El diodo D1, tiene como finalidad proteger la bobina del relé RL2.

a.5. Conexión del optointerruptor

Debido a la configuración del microcontrolador, el optointerruptor tiene la función de un simple interruptor que se abre o se cierra en función del estado del optotransistor, entonces pondrá en 0L o en 1L la entrada del

microcontrolador, teniendo por tanto, la presencia de pulsos que deben ser contados. El esquema de excitación definitivo se presenta en la Figura 2.35.

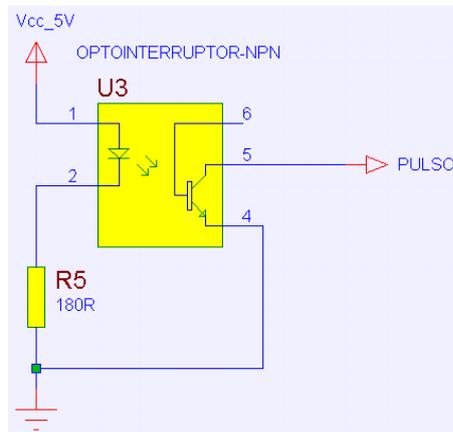


Figura 2.35. Esquema de conexión del optointerruptor.

La alimentación para este dispositivo es de 5V DC, la resistencia R5 evita el daño de diodo IR, su valor es recomendada por el fabricante para garantizar la intensidad adecuada que excite al optotransistor.

b. Explicación del programa diseñado

El programa empieza habilitando la interrupción 0 (PIN 16), con el cual se puede encender el motor en cualquier momento, habilita además la interrupción serial de recepción de datos; en función de este dato se dirigirá a una de las cuatro subrutinas programadas, después de ejecutarse la subrutina correspondiente, vuelve al programa principal, si el dato no es identificado ninguna subrutina es ejecutada, manteniéndose en el programa principal en espera de un dato válido. Cabe indicar que cada vez que se tenga la recepción de datos vía serial, se encenderá un led para que el usuario lo visualice. El diagrama de flujo del programa principal se muestra en la Figura 2.36.

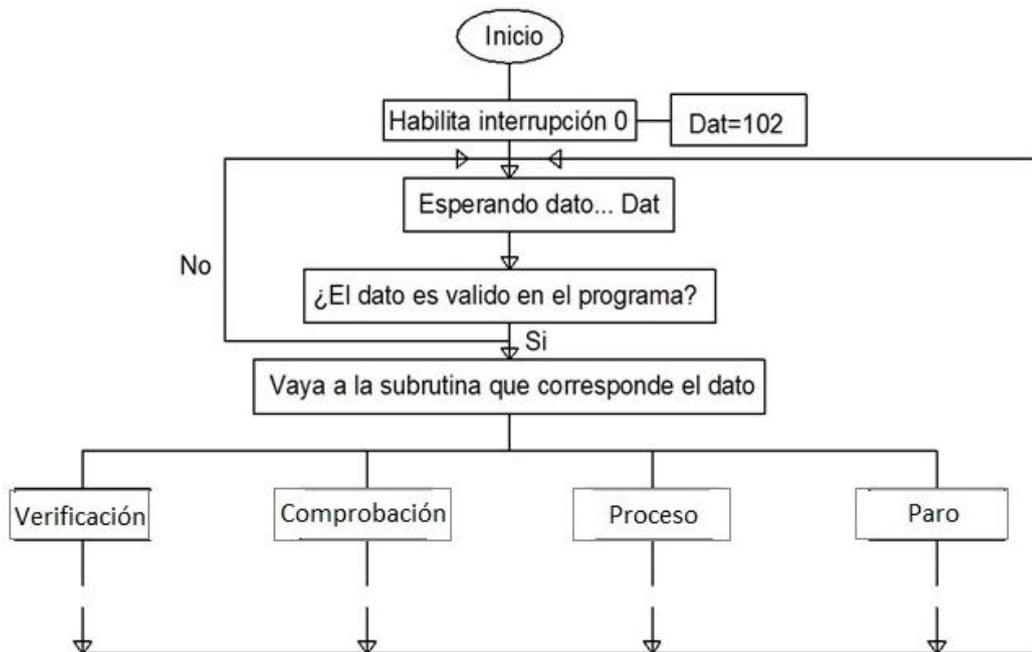


Figura 2.36. Diagrama de flujo general para ATMEGA 164P.

La subrutina **Verificación** mostrada en la Figura 2.37, sirve para comprobar el estado de la comunicación serial, se ejecuta si el dato serial recibido es el caracter “a” en código ASCII de 8 bits, entonces el microcontrolador envía al puerto serial el caracter “b” y carga la variable **Dat** con un valor de cero provocando que se retorne al programa principal.

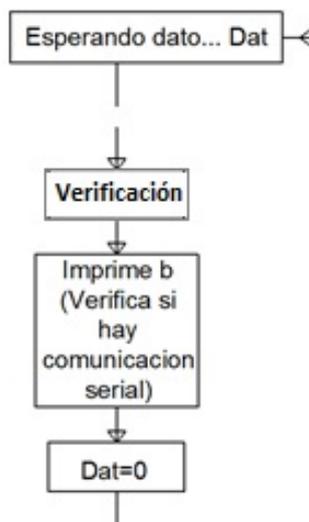


Figura 2.37. Diagrama de flujo de la subrutina Verificación.

En la subrutina **Comprobación** (Figura 2.38) sirve para ver el estado del final de carrera. Al recibir el microcontrolador el caracter “c”, verificará si el sensor de presencia está activado, de ser el caso imprimirá el caracter “d”; de lo contrario, imprimirá el caracter “e”. La acción anterior sirve para asegurarse que la probeta esté montada antes de encender el motor.

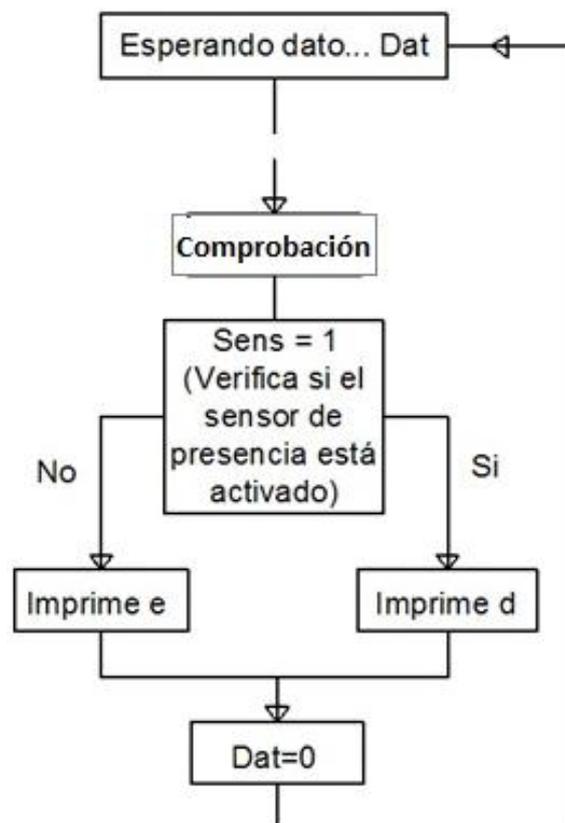


Figura 2.38. Diagrama de flujo de la subrutina Comprobación.

Al recibir el microcontrolador el caracter “f”, se ejecuta la subrutina **Proceso** donde primero se verifica si el sensor de presencia está desactivado, en estas condiciones, habilita el pin de interrupción 1 del micro que corresponde al botón **STOP**, prende el motor, se dirige a la subrutina **Inilab**, donde, mientras no se active el sensor de proximidad se contarán los pulsos generados por el optointerruptor (Figura 2.39).

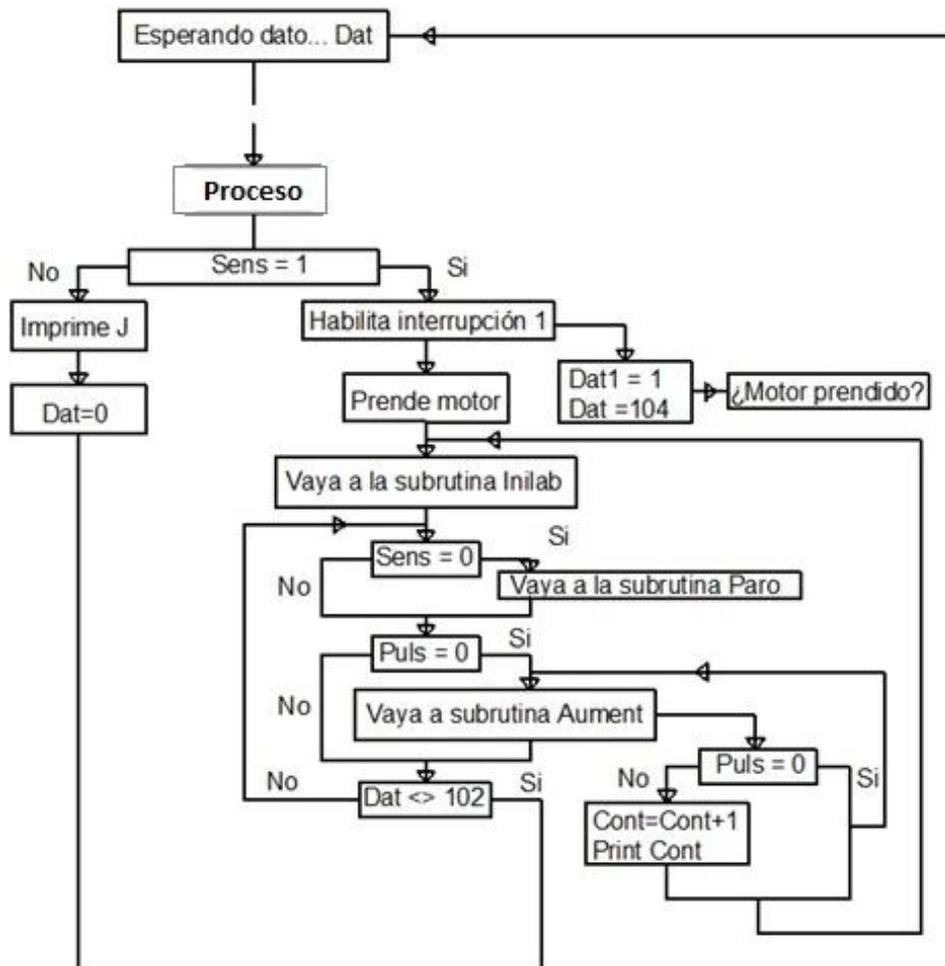


Figura 2.39. Diagrama de flujo de la subrutina Proceso.

Para detener el ensayo (Apagar el motor), se tienen tres posibilidades; cada una de ellas se dirige a la cuarta subrutina denominada **Paro**, donde el motor será apagado, se envía al puerto serial el valor de los ciclos finales (**Cont**) y se carga el valor de cero a la variable **Dat** para retornar a la programación principal (Figura 2.40), donde se permanecerá a la espera del carácter **f**, que será enviado por la programación realizada en LabView, dando lugar a la iniciación de un nuevo ensayo, mientras este se realiza, los ciclos de carga son enviados continuamente a la PC, en código ASCII.

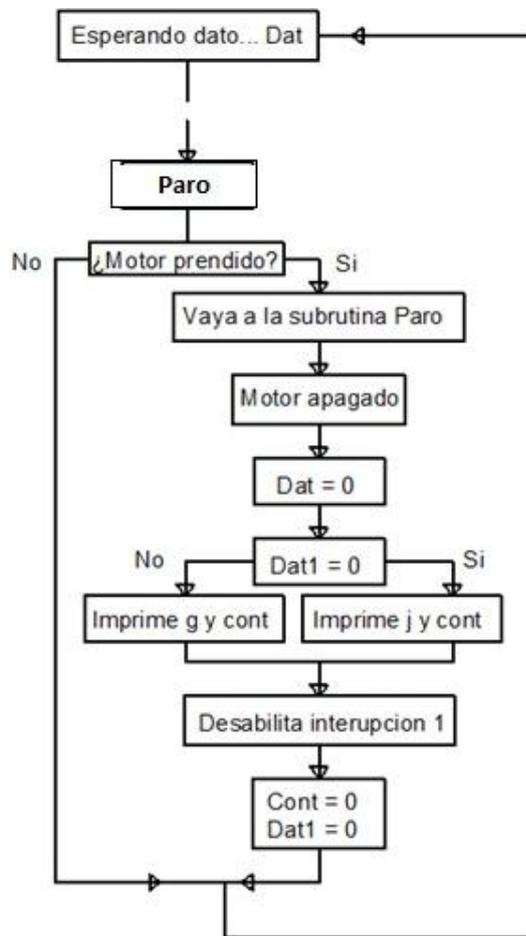


Figura 2.40 Diagrama de flujo de la subrutina Paro.

Si el motor fue apagado por el final de carrera se imprimirán los ciclos finales y el carater “j”, si fue apagado por el pulsador del tablero de control se imprimirán los ciclos finales junto con el carácter “g”; de esta manera se identifica en LabView si el ensayo se realizó correctamente o tuvo que ser interrumpido por cualquier otra circunstancia anómala.

En el Anexo J, se encuentra la programación del Atmega 164p realizada en Bascom – AVR.

Una vez finalizada la programación se procede a su compilación para detectar posibles errores, en la Figura 2.41, se muestra esta operación.

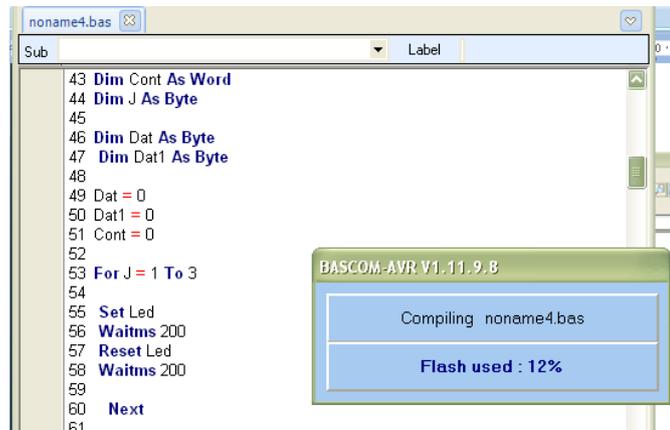


Figura 2.41. Ventana BASCOM AVR compilación.

c. Simulación en ISIS PROTEUS

BASCOS AVR genera un archivo en formato hexadecimal del programa, el cual puede ser cargado desde ISIS PROTEUS para verificar el desempeño deseado, junto con los dispositivos de entradas y salidas. Esta comprobación se encuentra en la Figura 2.42.

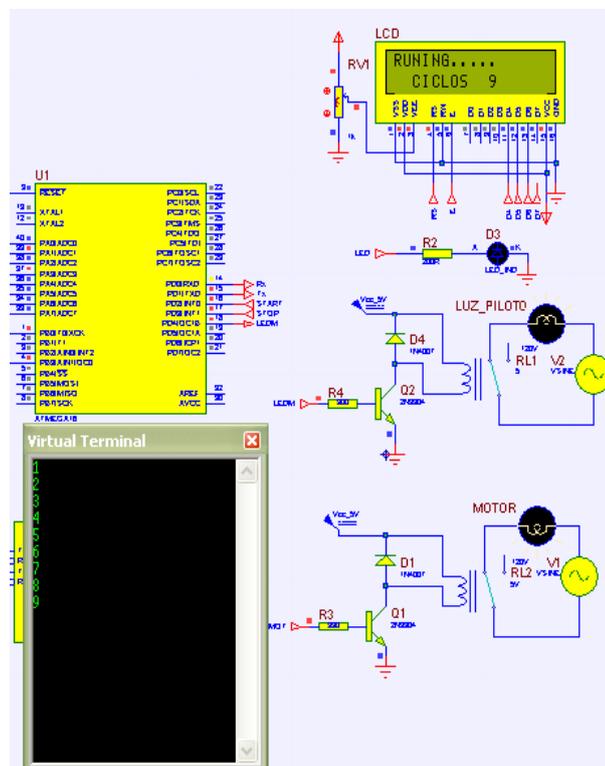


Figura 2.42. Simulación del circuito.

El Virtual Terminal (Figura 2.42), permite la simulación de la comunicación serial, en la Figura anterior se destaca la transmisión de los ciclos, así como la operación del LCD.

2.4.2 Software para análisis de datos

a. Selección

Se determinará la opción más adecuada para seleccionar el software que controle los procesos de adquisición y análisis de datos obtenidos en los ensayos.

Tabla 2.11 Selección del Software.

| Parámetros | Valoración | Software | |
|---------------------------|------------|----------|---------|
| | | LabView | Lookout |
| Facilidad de programación | 20% | 5 | 5 |
| Facilidad de comunicación | 40% | 5 | 4 |
| Comodidad para el usuario | 10% | 5 | 5 |
| Recursos | 30% | 5 | 4 |
| Total (Puntaje máx=5) | | 5 | 4.3 |

Según la Tabla 2.11 Labview es el software apropiado para realizar el control y adquisición de datos de la máquina.

b. Estructuración del programa para LabView

El diagrama de flujo de la Figura 2.43, representa la programación principal para LabView, cada subrutina corresponde a un SubVI.

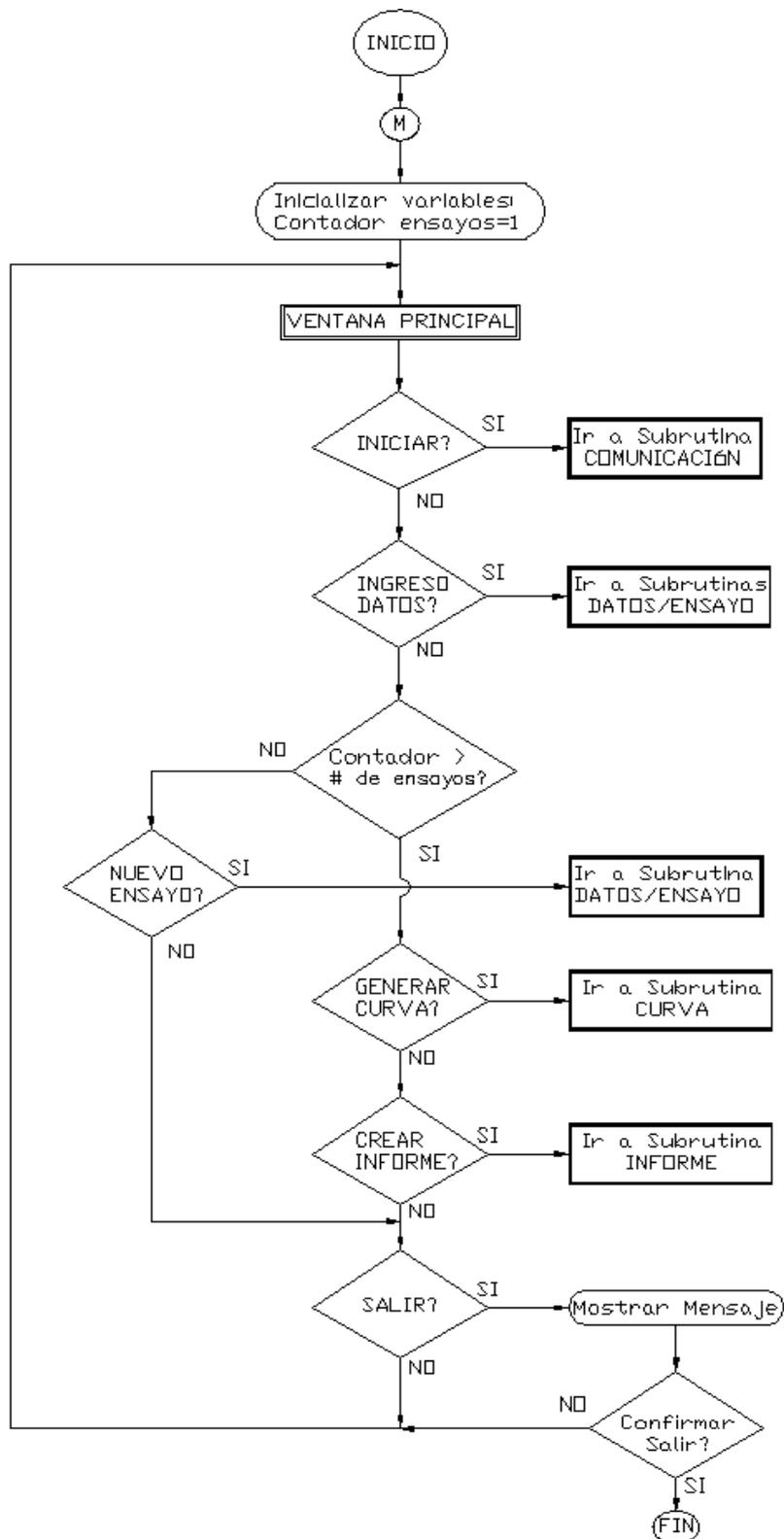


Figura 2.43. Diagrama principal para el manejo del ensayo.

La programación utiliza seis SubVIs, todos muestran su panel frontal y lo ocultan automáticamente una vez ejecutado sus respectivos códigos de programación (Figura 2.44).

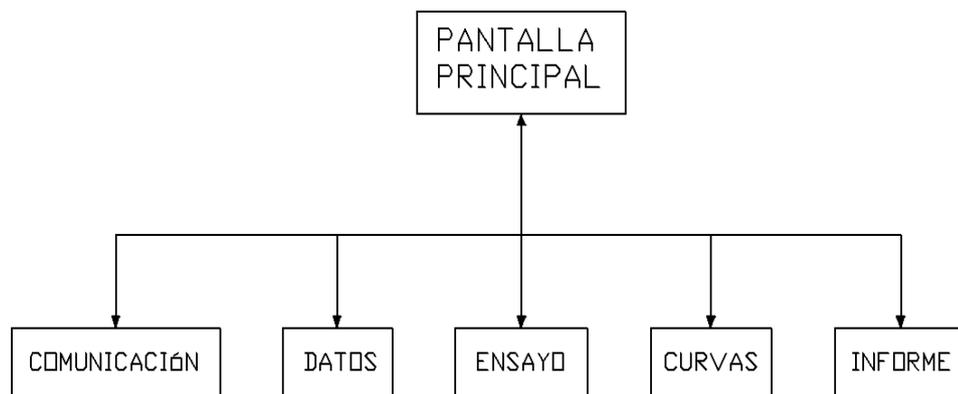


Figura 2.44. Pantallas utilizadas en la aplicación.

La aplicación tiene una pantalla principal (Figura 2.45), donde aparecen los botones **INICIAR** y **SALIR**, este último se mantiene visible todo el tiempo en dicha pantalla, sin embargo el botón **INICIAR** desaparece cuando se retorna de la subrutina **COMUNICACIÓN** y en su lugar aparece el botón **INGRESO DE DATOS**, con el cual se accede a la subrutina **DATOS/ENSAYO**.

Solamente cuando se completan el número de ensayos establecidos por el usuario, se podrán generar las curvas correspondientes a los mismos, así como la creación del informe que contiene los datos obtenidos, de otra forma, el programa se mantendrá en las subrutinas **DATOS/ENSAYO**, a menos que se presione el botón **SALIR**, en cuyo caso se podrá abandonar la aplicación.



Figura 2.45. Pantalla principal para la realización del ensayo.

b.1. SubVI COMUNICACIÓN

Se accede a esta subrutina presionando el botón **INICIAR** y sirve para configurar el puerto serial de la PC que se va a conectar con el microcontrolador (COM), los demás parámetros referentes a la comunicación como el bit de parada, la velocidad de transferencia de datos, etc., son los utilizados por defecto en el programa LabView. El panel frontal tiene el aspecto que se muestra en la Figura 2.46.



Figura 2.46. Panel frontal del SubVI COMUNICACIÓN.

En la Figura anterior, primero se debe seleccionar el Puerto **COM**, luego presionar el botón **ACEPTAR**; si la comunicación con la tarjeta electrónica se establece sin errores, aparecerá un mensaje que lo ratifique y el led de **ESTADO** se activará, al presionar **CONTINUAR**, se ingresa a la pantalla del programa principal (Figura 2.45).

En la Figura 2.47 se realiza un diagrama de flujo que permite explicar cómo se desarrolla la programación de este SubVI:

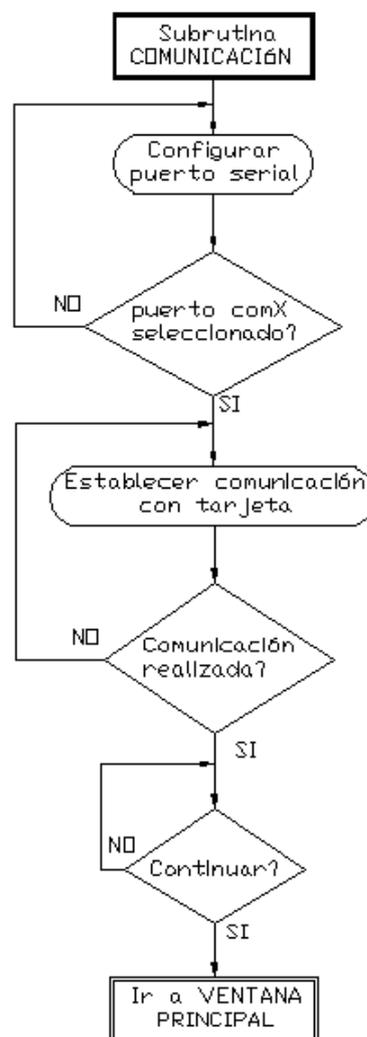


Figura 2.47. Subrutina Comunicación.

Para verificar el correcto intercambio de información, se envía el caracter “a” vía serial a la tarjeta, la misma que debe responder con el caracter “b” de darse este caso se podrá continuar con las demás subrutinas, de lo contrario se seguirá enviando el caracter, hasta obtener la respuesta especificada.

b.2. SubVI DATOS

En esta subrutina (Figura 2.48), el usuario debe ingresar los valores de: Diámetro de la probeta, material del que está hecho, su resistencia última a la tracción (S_{ut}) y el número de ensayos deseado. Se debe ingresar además el número de ciclos teóricos a los cuales se desea que la probeta se fracture, los mismos que deben estar dentro de 1000 a 1000000 para garantizar que se encuentren en la zona de alto ciclaje, sin embargo para tener una mejor distribución de los datos que se pretenden obtener, este valor es ingresado en la propia programación.

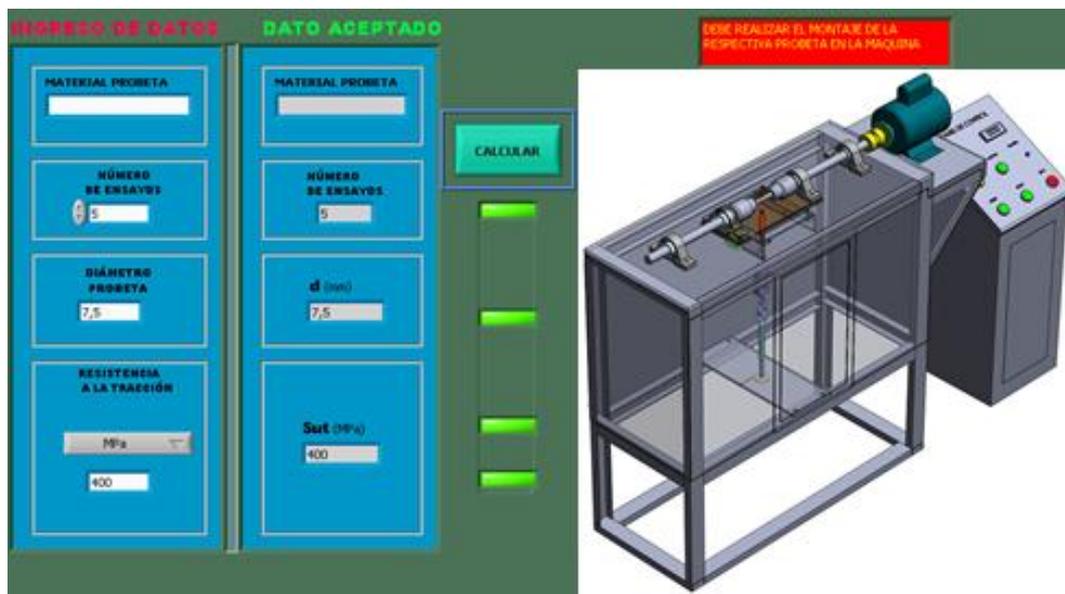


Figura 2.48. Panel Frontal SubVI.

La Figura 2.49, se utiliza para explicar la programación de este SubVI: Una vez recibidos los datos y si el botón **CALCULAR** es presionado, se encuentra la carga teórica (**Q**), que se debe visualizar en el dinamómetro digital. Determina además, el valor de la resistencia a la fatiga teórica (**S'_{ft}**), finalmente almacena en vectores los valores calculados e ingresados para su posterior utilización.

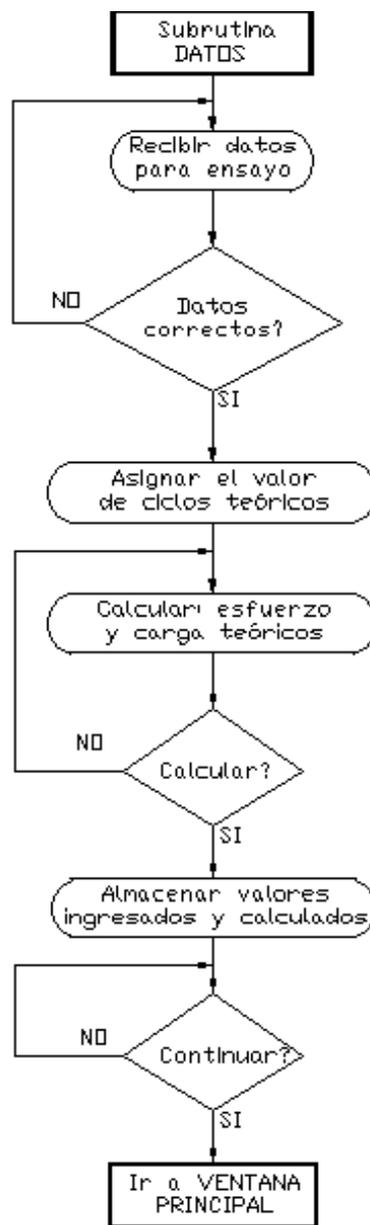


Figura 2.49. Subrutina Datos.

Si los datos ingresados son por ejemplo:

$$S_{ut} = 100.68 \text{Kpsi}; \text{Acero1018}$$

$$d_{probeta} = 7.6[\text{mm}]$$

Los ciclos teóricos (N_t) asignados por el programa para el primer ensayo son:

$$N_t = 2000$$

Los cálculos que se efectúan en este SubVi son los siguientes:

Con el dato de la resistencia última a la tracción encuentra el límite de resistencia a la fatiga utilizando la ecuación 1.1:

$$S_e' = 0.5S_{ut} \quad \text{para } S_{ut} < 200 \text{ ksi (1400 MPa.)}$$

$$S_e' = 0.5 * 100.68$$

$$S_e' = 50.34 \text{Kpsi}$$

El valor de S_m se determina con la ecuación 1.13, ya que se trata de un esfuerzo por flexión:

$$S_m = 0.9S_{ut}$$

$$S_m = 0.9 * 100.68 \text{Kpsi}$$

$$S_m = 90.612. [\text{Kpsi.}]$$

Si se reemplazan los valores tanto de S_m así como de S_e' , en la ecuación 1.17, se halla la constante b :

$$b = -\frac{1}{3} \text{Log} \left(\frac{90.612}{50.34} \right)$$

$$b = -\frac{1}{3} \text{Log}(1.8)$$

$$b = -0.085$$

Para encontrar la constante **a**, se utiliza la ecuación 1.18:

$$\text{Log } a = \text{Log } Sm - 3b$$

$$\text{Log}(a) = \text{Log}(90,612) - 3(-0.085)$$

$$\text{Log}(a) = 1.957 + 0.2552$$

$$\text{Log}(a) = 2.2123$$

$$a = 163$$

Con los valores obtenidos y asignados hasta el momento, se determina la resistencia a la fatiga teórica (**S'_{ft}**), mediante la ecuación 1.15:

$$S'_{ft} = aN_t^b [\text{Kpsi.}]$$

$$S'_{ft} = 163 * 2000^{-0.085} [\text{Kpsi.}]$$

$$S'_{ft} = 85.42 [\text{Kpsi}]$$

Ahora utilizando la ecuación 1.44, se encuentra la carga que se debe aplicar a la máquina:

$$Q = \frac{aN_t^b \pi (d_{probeta})^3}{16d_{AB}}$$

$$Q = \frac{163(2000)^{-0.085} \pi (0.02678)1000}{16(7.87)}$$

$$Q = 57.077 [\text{lb}] = 25.94 [\text{Kg}]$$

Este valor de carga deberá ser visualizado en el dinamómetro y hará posible que la probeta se fracture aproximadamente a los ciclos teóricos.

b.3. SubVI ENSAYO

Esta subrutina, representada en la Figura 2.50 en un diagrama de flujo, es la más importante porque aquí se reciben los ciclos reales (**N_r**) a los cuales la probeta ha fallado.

Antes de encender el motor se verifica el estado del final de carrera, esto se realiza enviando el caracter “c” a la tarjeta, la cual debe responder con “d” si esta desactivado y con “e” si está activado, con esta acción se confirma si la probeta está en su sitio correspondiente.

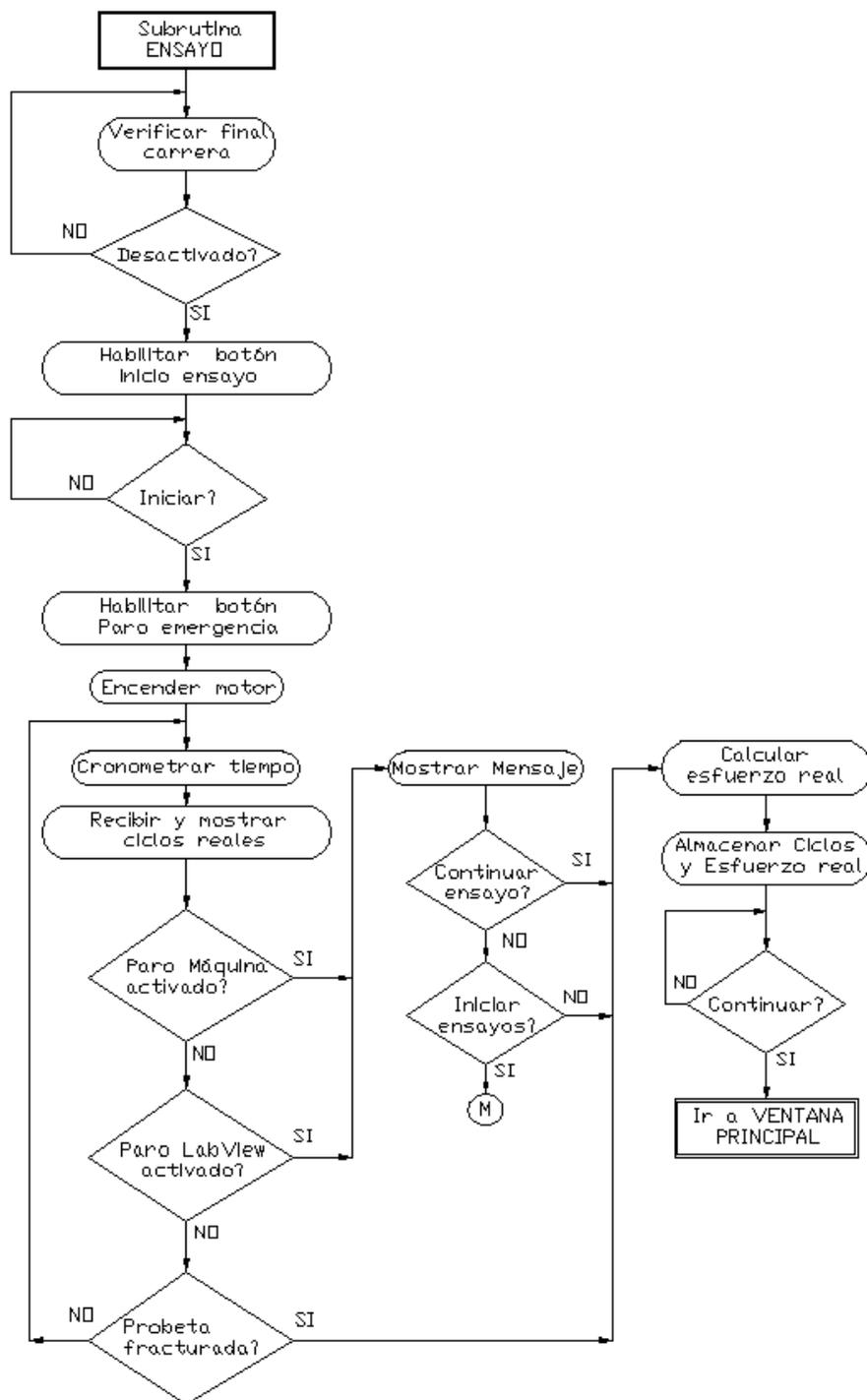


Figura 2.50. Subrutina Ensayo.

Al presionar el botón **INICIAR** (Figura 2.51), se envía a la tarjeta el caracter “f” para activar el motor.

Cuando la probeta ha fallado la placa de fuerza presiona el final de carrera, el controlador detiene el motor, y envía el caracter “j” junto con los ciclos finales a LabView para que éste continúe con el ensayo, si el botón de **STOP** de la máquina es presionado, la tarjeta envía el caracter “g” y los ciclos finales; en este caso el programa de la subrutina **ENSAYO**, plantea las opciones de continuar con el ensayo o comenzar desde el primero nuevamente. Al presionar el botón **ABORTAR** (Figura 2.51) de esta subrutina, se tienen las mismas posibilidades establecidas para el caso anterior.

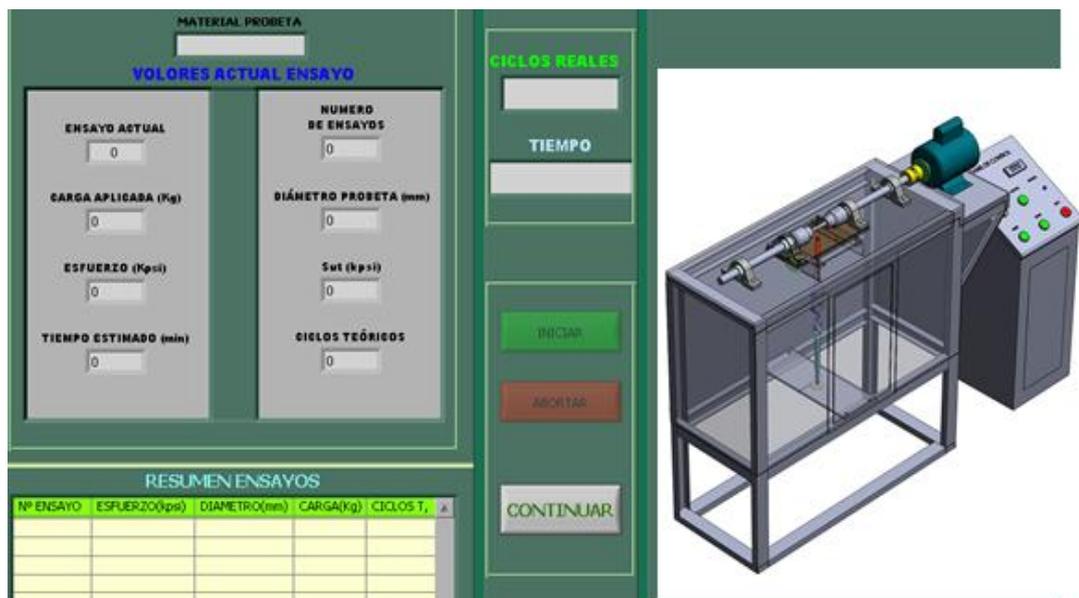


Figura 2.51. Panel frontal SubVI Ensayo.

Al finalizar cada uno de los ensayos (Fractura de la probeta), en este SubVI se calculan las resistencias a la fatiga reales (S'_{fr}), utilizando los ciclos reales (N_r) que se obtuvieron del ensayo.

Si por ejemplo para los datos ingresados y calculados correspondientes al primer ensayo en el SubVI **Datos** ($N_i=2000$), los resultados reales de los ciclos fueron **$N_r=3250$** ; entonces la resistencia a la fatiga real se calcula utilizando nuevamente la ecuación 1.15:

$$N_r = 3250$$

$$S'_{fr} = aN_r^b [Kpsi.]$$

$$S'_{fr} = 163.(3250.)^{-0.085} [Kpsi.]$$

$$S'_{fr} = 81.9742. [Kpsi]$$

Los valores de las constantes **a** y **b** son los mismos que se calcularon en el SubVI **Datos** para el acero 1018.

b.4. SubVI CURVA

Al finalizar todos los ensayos planteados por el usuario, en esta la subrutina se realizan los diagramas **S-N** tanto real como teóricos (Figura 2.52).

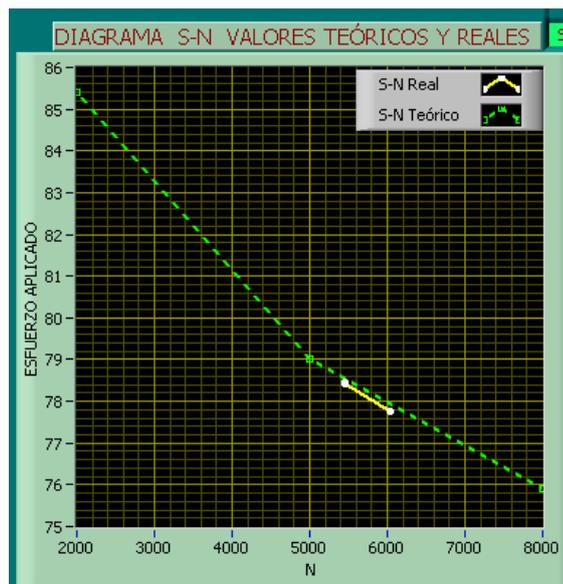


Figura 2.52. Diagramas S-N real y teóricos en el SubVI CURVA

En la Figura 2.53 se encuentra el diagrama de flujo del SubVI **CURVA**

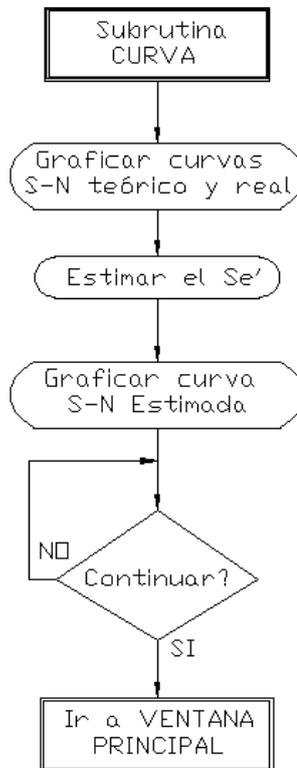


Figura 2.53. Subrutina Curva.

Se encuentra, además, la ecuación lineal que relaciona las coordenadas de Ciclos y Esfuerzos reales obtenidas experimentalmente del ensayo, para este fin se emplea el Expres VI denominado LINEAR FIT (Figura 2.54), proporcionado por LabView, con el cual se pueden tener tres métodos de ajuste lineal que son: mínimos cuadrados, mínimo residuo absoluto y bicuadrado, el primer método fue estudiado en el capítulo uno, los otros dos métodos solamente difieren en milésimas su resultado.

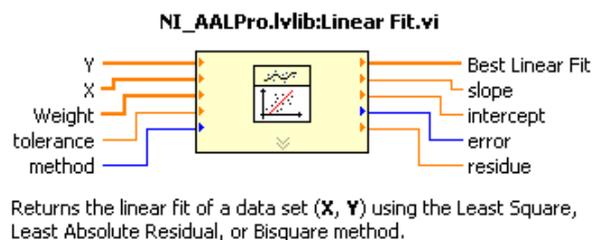


Figura 2.54. Express VI Linear Fit.

En la Figura 2.55, se presenta el diagrama S-N estimado que se consigue de la programación.

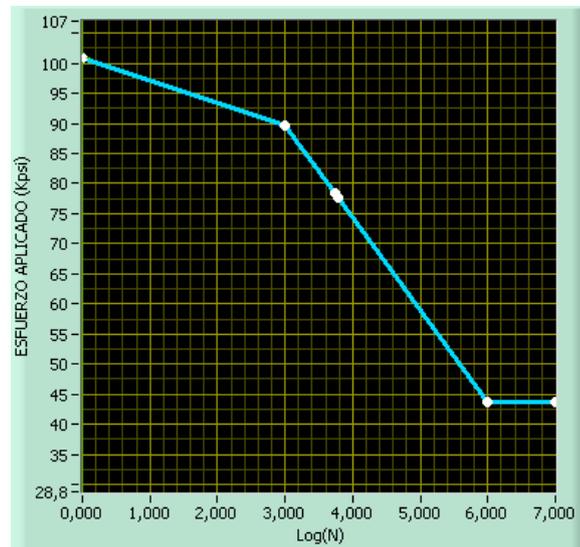


Figura 2.55. Diagrama S-N estimada del ensayo de fatiga.

En la Figura anterior, el primer punto se encuentra cuando:

$$\log(N) \approx 0 ; S'_{fr} \approx S_{ut}$$

$$P_1 = (\log(N); S_{ut})$$

Es decir, para el ejemplo que se ha venido desarrollando será:

$$P_1 = (0; 100,68)$$

El segundo punto se establece en el límite superior de fatiga a bajo ciclaje (Figura 1.4):

$$\log(N) = 3 ; S'_{fr} = S_m$$

$$P_2 = (3; S_m)$$

S_m se determina con la ecuación 1.13.

$$S_m = 0,9S_{ut}$$

Para:

$$S_{ut} = 100.68Kpsi$$

$$S_m = 0.9S_{ut}$$

$$S_m = 0.9 * 100.68Kpsi$$

$$S_m = 90.612.[Kpsi.]$$

Entonces:

$$P_2 = (3;90.612)$$

Los siguientes puntos corresponden al ajuste lineal de la curva, los cuales se encuentran en la zona de alto ciclaje, tema que fue estudiado en el Capítulo uno (Figura 1.4).

El ajuste lineal utilizando el método de mínimos cuadrados, obedece a la ecuación 1.23, donde:

$$S'_f = m \text{Log}(N) + b \quad 10^3 \leq N \leq 10^6$$

Finalmente se asignan valores a N en la ecuación 1.23, para hallar la resistencia la fatiga a cualquier número de ciclos:

Cuando $N \geq 10^6$; $S'_f = S'_e$

Se comparan en este SubVI, los datos obtenidos de los límites de resistencia a la fatiga tanto teóricos como prácticos y se determina el error absoluto en tanto por ciento con la ecuación que sigue:

$$\% \text{Error} = \left| \left(1 - \frac{S'_{fr}}{S'_{ft}} \right) * 100 \right| \quad \text{Ec. 2.51}$$

Para el ejemplo que se desarrolla hasta el momento, se calcula por medio de la ecuación 2.51 el error absoluto para el primer ensayo:

$$\%Error = \left| \left(1 - \frac{81.9742}{85.42} \right) * 100 \right|$$

$$\%Error = 4.3394\%$$

Se encuentra, también, el error promedio de todos los ensayos con la ecuación 2.52:

$$\%Error_{prom} = \frac{\sum Error\%}{n} \quad \text{Ec. 2.52}$$

Donde:

n=Número de ensayos

%Error_{prom}= Error promedio de todos los ensayos.

La programación gráfica real implementada en LabView se encuentra en el Anexo L

CAPÍTULO 3

CONSTRUCCIÓN, IMPLEMENTACIÓN Y PRUEBAS

3.1 CONSTRUCCIÓN DE LA PARTE MECÁNICA

Después de haber realizado el diseño de los elementos de la máquina se procede a la adquisición y mecanizado del material en bruto, enumerando paso a paso el proceso para la obtención de los elementos mecánicos.

En la Tabla 3.1 se muestra un listado de los elementos constitutivos de la máquina.

Tabla 3.1. Elementos mecánicos de la máquina.

| Cantidad | Elemento de la Máquina | Material |
|----------|-----------------------------|----------------|
| 1 | Eje motriz | AISI 1018 |
| 1 | Eje conducido | AISI 1018 |
| 1 | Chaveta | St-60 |
| 4 | Chumaceras | Fundición Gris |
| 1 | Acople Semiflexible | Fundición Gris |
| 1 | Barra de carga fija | ASTM A-36 |
| 1 | Barra de carga móvil | ASTM A-36 |
| 1 | Placa de fuerza | ASTM A-36 |
| 1 | Placa de soporte principal | ASTM A-36 |
| 1 | Placa para sujetar el motor | ASTM A-36 |
| 1 | Placa guía | ASTM A-36 |
| 1 | Estructura metálica | ASTM A-36 |

Para la obtención de los elementos de la máquina se utilizó maquinaria y demás herramientas mostradas en la Tabla 3.2.

Tabla 3.2. Maquinaria y herramientas a utilizarse.

| Equipo Extra | Máquina | Instrumentos de calibración y medida. | Soldadura |
|---------------------|------------------|--|------------------|
| Sierra manual | Torno | Calibrador | Soldadura SMAW |
| Escuadra | Fresadora | Flexómetro | Oxicorte |
| Rayador | Rectificadora | Compas de. | |
| Punto | Esmeril | | |
| Machuelos | Taladro vertical | | |
| Martillo | Taladro de mano | | |
| Broca de centros | Moladora | | |
| Lijas | Pantógrafo | | |
| Entenalla | Sierra mecánica | | |
| Brocas | Cizalla | | |
| Disco de corte | | | |

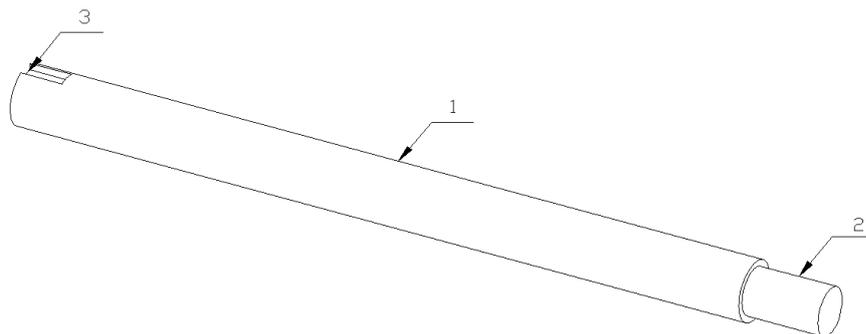
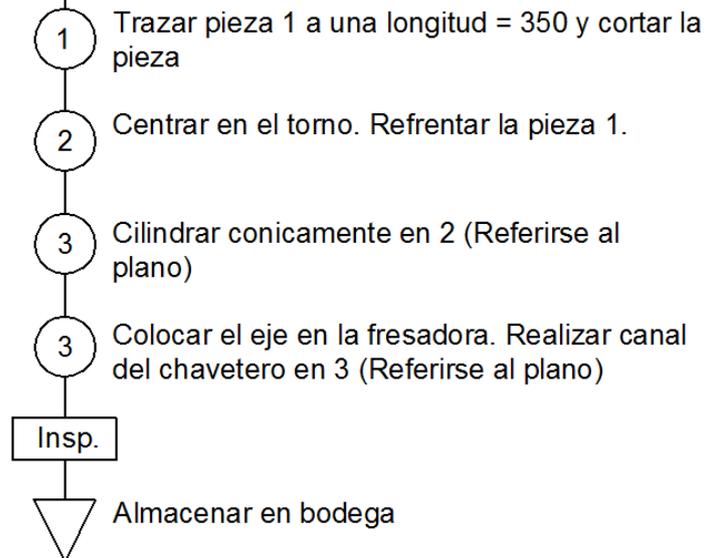
3.1.1 Diagramas de procesos de los elementos mecánicos

Los procesos para la construcción de los elementos mecánicos son los detallados a continuación.

a. Diagrama de proceso del eje motriz

Acero ASTM A-36

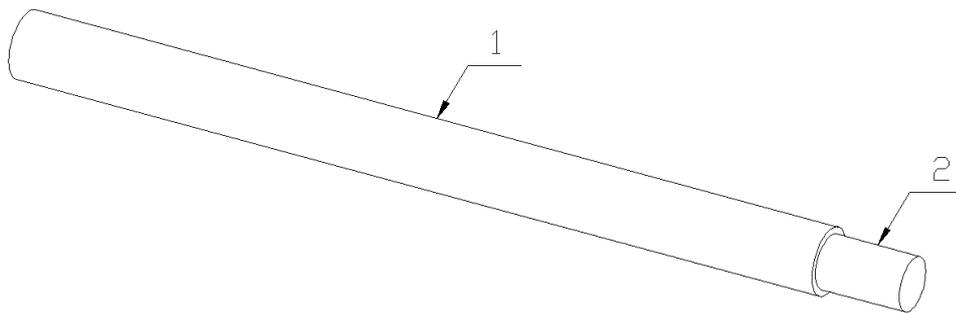
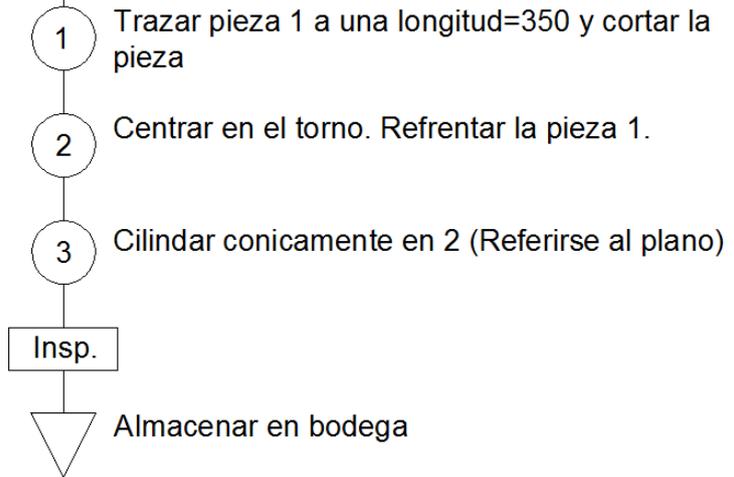
Referirse al plano:
Eje motriz.



b. Diagrama de proceso del eje conducido

Acero ASTM A-36

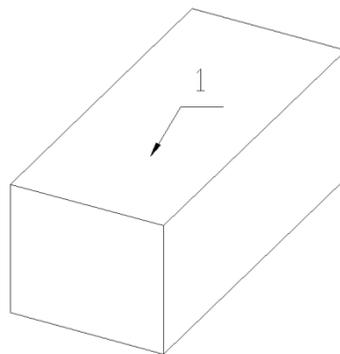
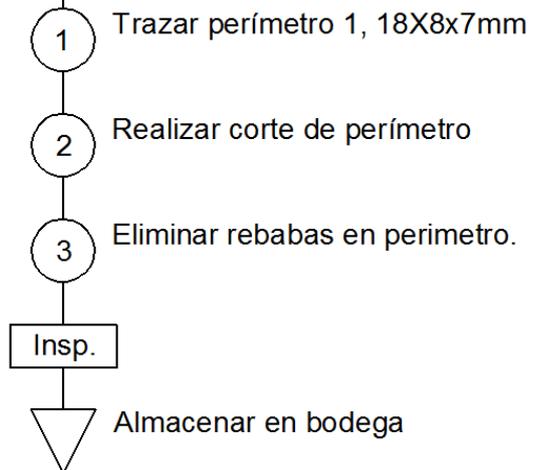
Referirse al plano:
Eje conducido.



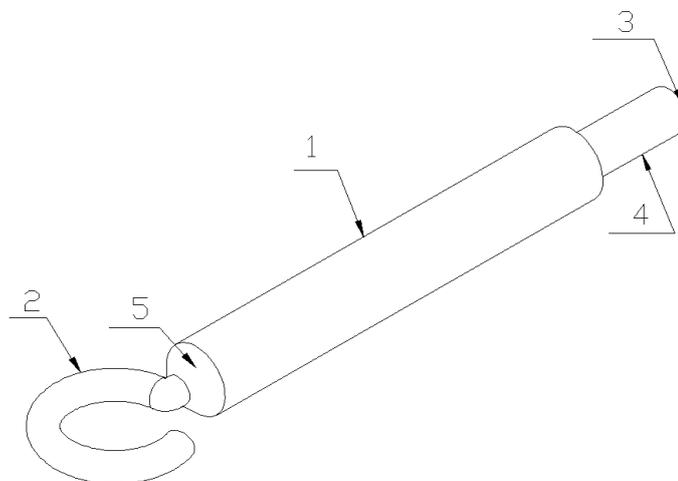
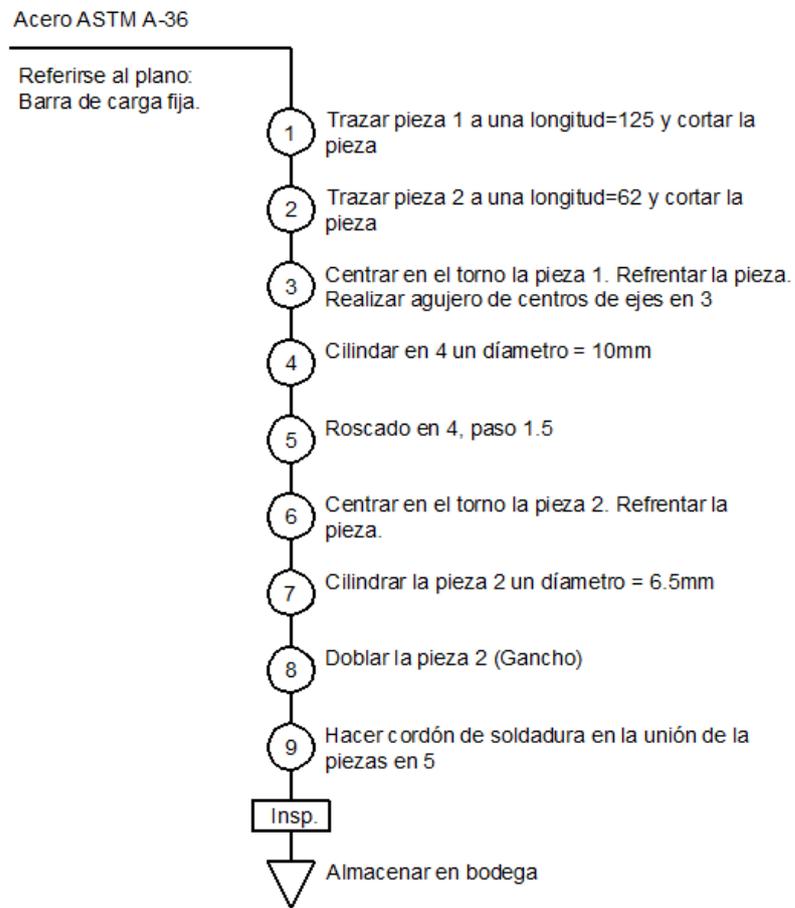
c. Diagrama de proceso de la chaveta

Acero St-60

Referirse al plano:
Chaveta.



d. Barra de carga fija



e. Barra de carga móvil

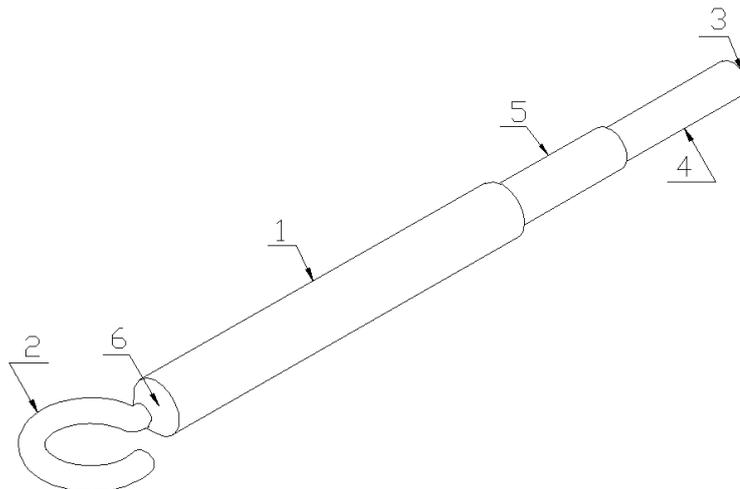
Acero ASTM A-36

Referirse al plano:
Barra de carga móvil.

- 1 Trazar pieza 1 a una longitud = 202mm y cortar la pieza
- 2 Trazar pieza 2 a una longitud = 52mm y cortar la pieza
- 3 Centrar en el torno la pieza 1. Refrentar. Realizar agujero de centros de ejes en 3
- 4 Cilindrar en 5 un diámetro = 12mm
- 5 Cilindrar en 4 un diámetro = 10mm
- 6 Roscado en 4 y 5, paso 1.5
- 7 Centrar en el torno la pieza 2 y refrentar.
- 8 Cilindrar la pieza 2 un diámetro = 6.5mm
- 9 Doblar la pieza 2 (Gancho)
- 10 Hacer cordón de soldadura en la unión de piezas en 6

Insp.

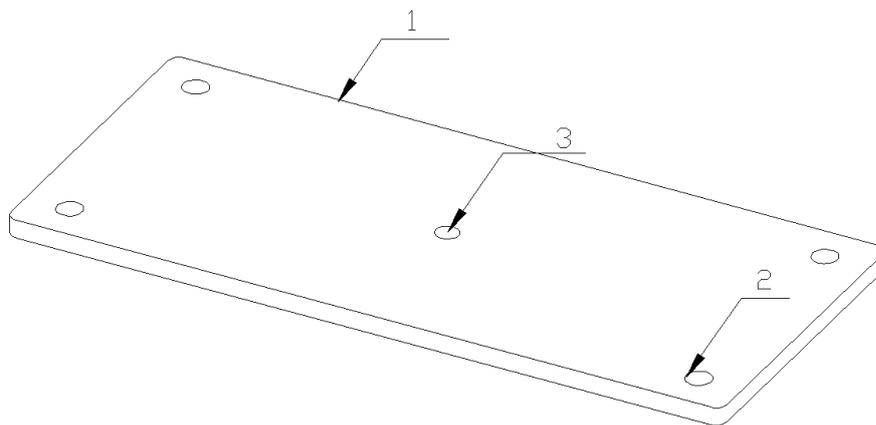
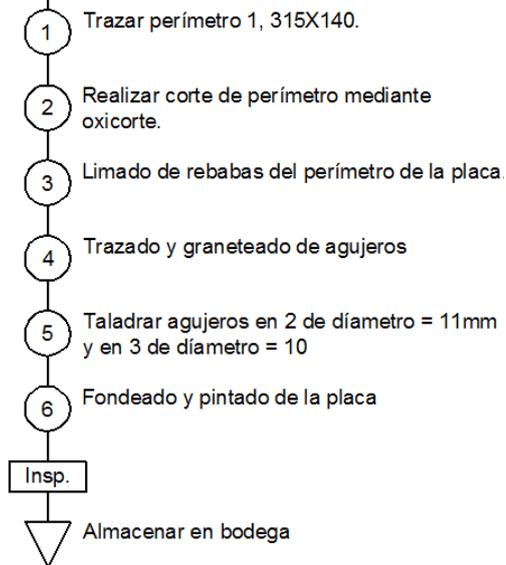
Almacenar en bodega



f. Placa de fuerza

Acero ASTM A-36

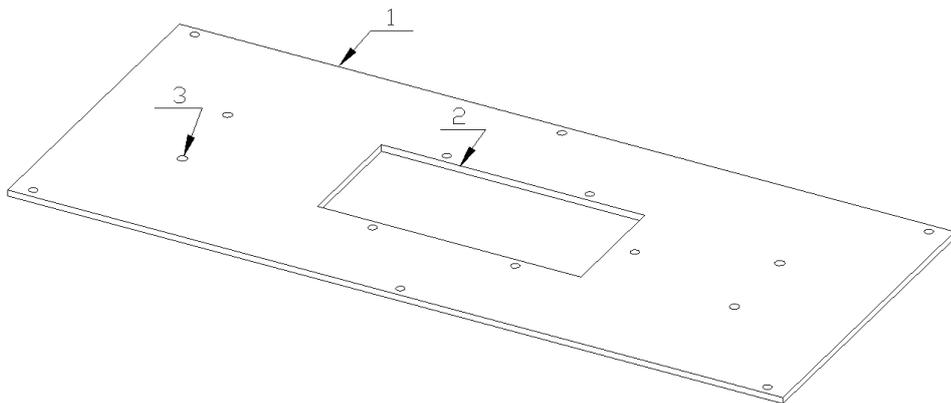
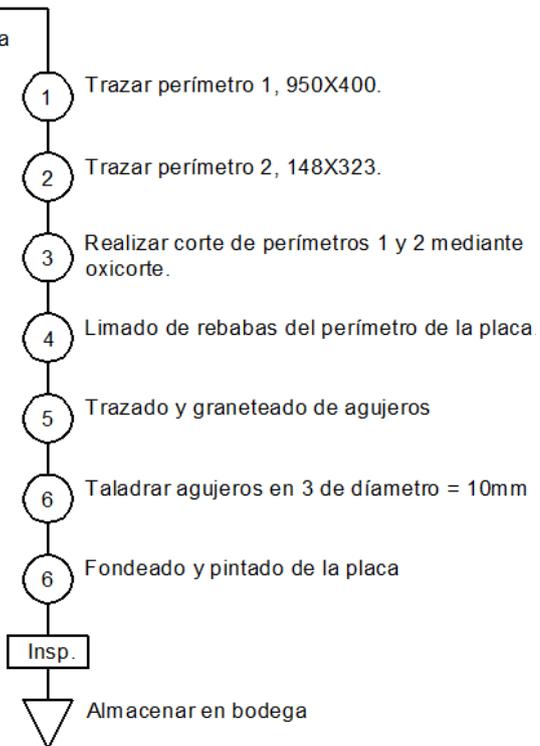
Referirse al plano:
Placa de fuerza



g. Placa soporte principal

Acero ASTM A-36

Referirse al plano: Placa de soporte principal

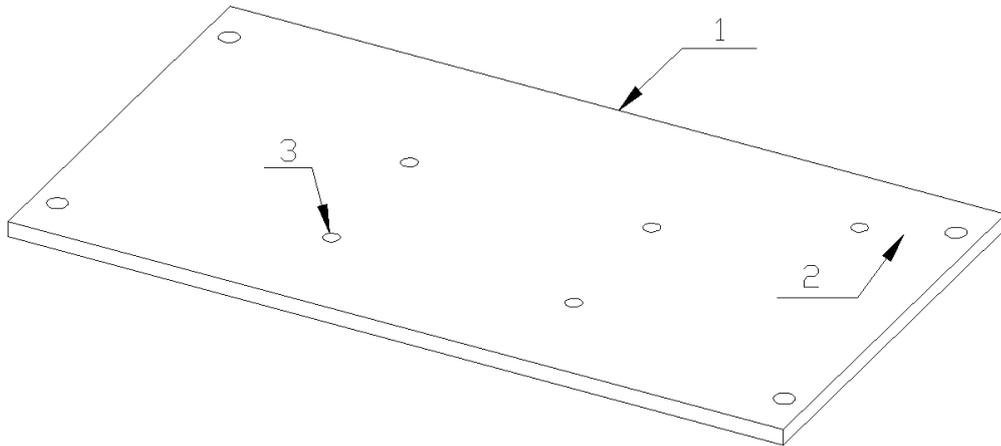


h. Placa soporte del motor

Acero ASTM A-36

Referirse al plano:
Placa Soporte del motor

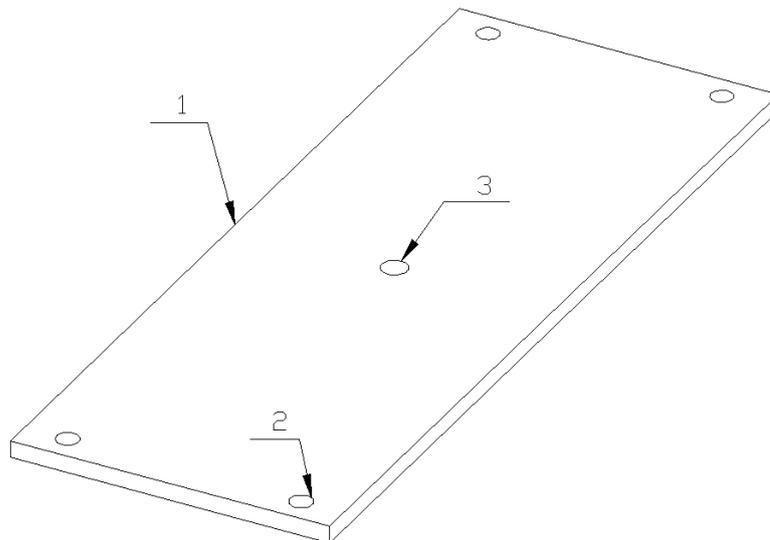
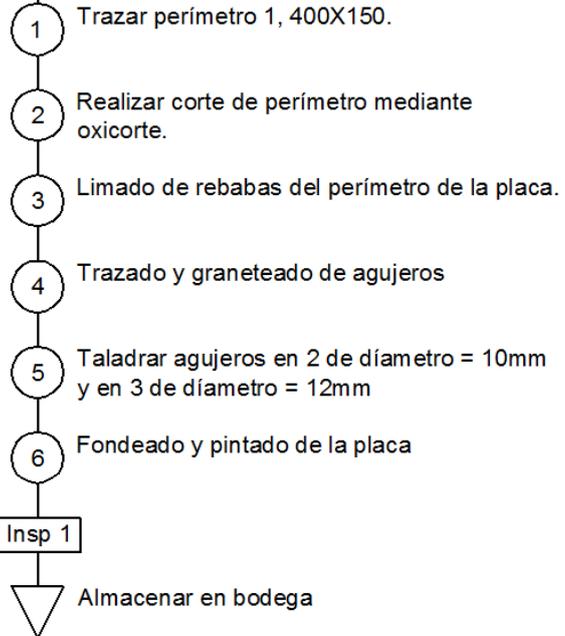
- 1 Trazar perímetro 1, 400X218.
 - 2 Realizar corte de perímetro mediante oxicorte.
 - 3 Limado de rebabas del perímetro de la placa.
 - 4 Trazado y graneteado de agujeros
 - 5 Taladrar agujeros en 2 de diámetro = 12.5mm y en 3 de diámetro = 8mm
 - 6 Fondeado y pintado de la placa
- Insp.
- Almacenar en bodega



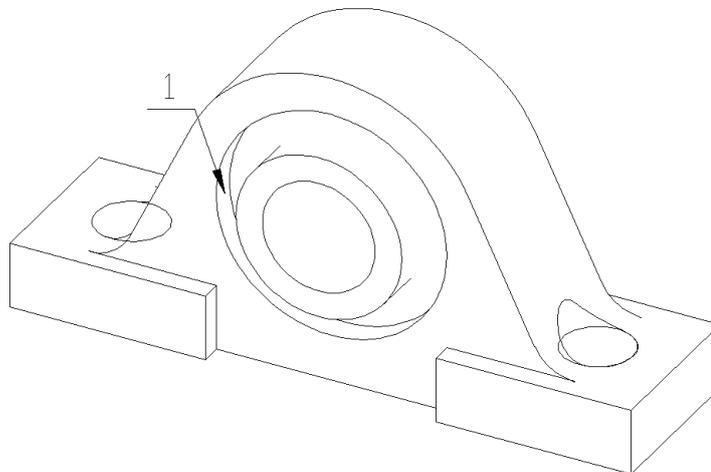
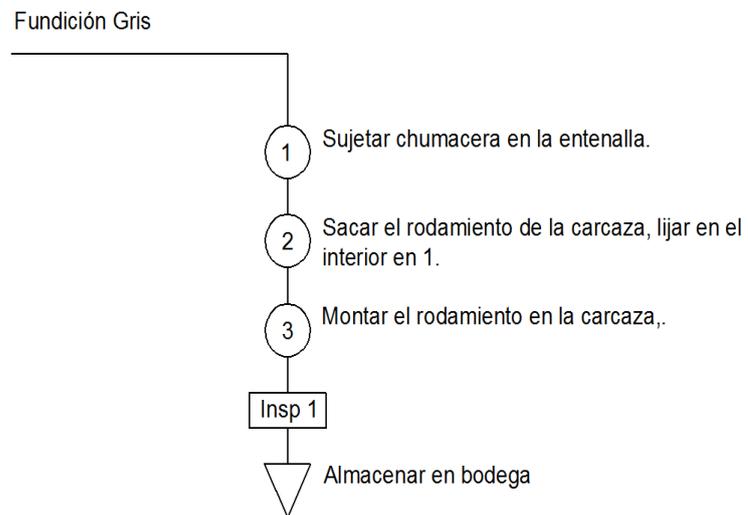
i. Placa guía

Acero ASTM A-36

Referirse al plano:
Placa Guía



j. Chumaceras



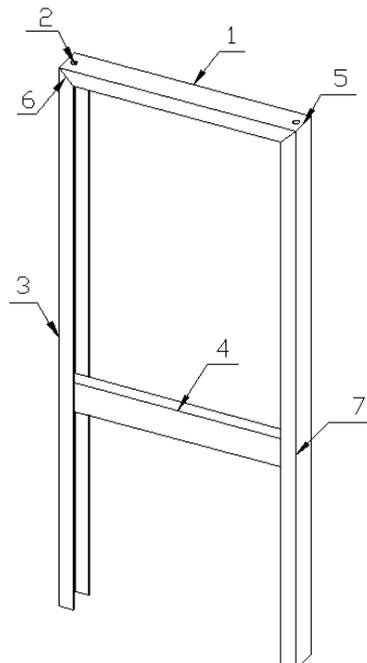
k. Estructura Metálica

k.1. Marcos rígido

Acero ASTM A-36

Referirse al plano:
Estructura metálica.

- 1 Trazar pieza 1 a una longitud = 400 y cortar la pieza
 - 2 Corte del bisel a 45° en la pieza 1
 - 3 Trazado y graneteado de agujeros en 2
 - 4 Taladrar agujeros en 2, diámetro =10
 - 5 Trazar pieza 3 a una longitud = 950 y cortar la pieza
 - 6 Corte del bisel a 45° en la pieza 3
 - 7 Trazar pieza 4 a una longitud = 394 y cortar la pieza
 - 8 Soldar en 7 y 5 según WPS del anexo K1
 - 9 Soldar en 6 según WPS del anexo K2
- Insp.
- Almacenar en bodega

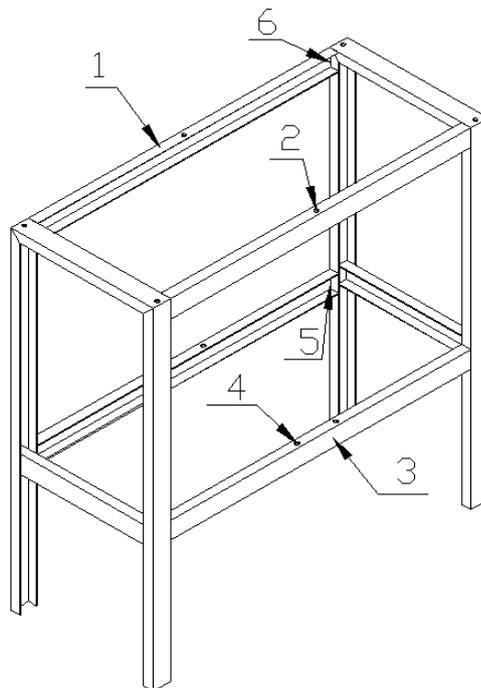


k.2. Vigas longitudinales

Acero ASTM A-36

Referirse al plano:
Estructura metalica.

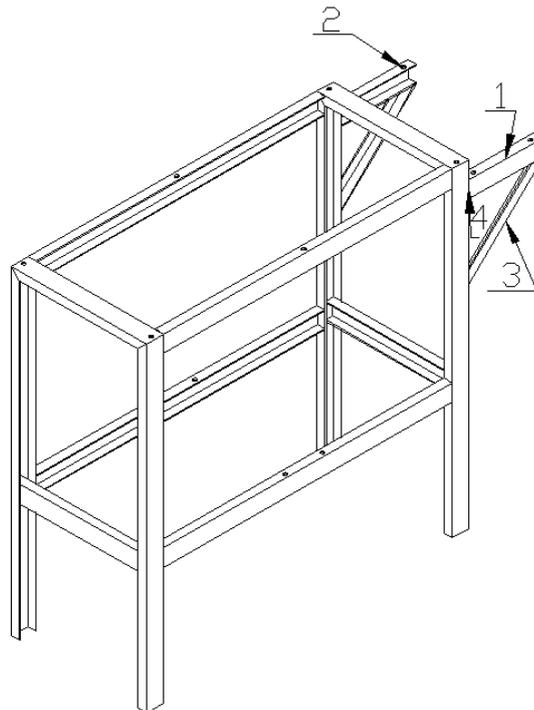
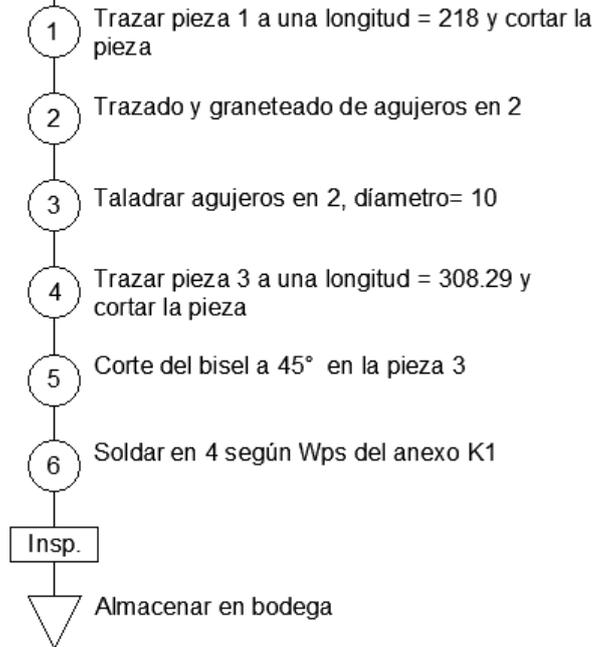
- 1 Trazar pieza 1 a una longitud = 850 y cortar la pieza
 - 2 Trazado y graneteado de agujeros en 2
 - 3 Taladrar agujeros en 2, diámetro= 10
 - 4 Trazar pieza 3 a una longitud = 850 y cortar la pieza
 - 5 Trazado y graneteado de agujeros en 4
 - 6 Taladrar agujeros en 4, diámetro= 10
 - 7 Soldar en 5 y 6 según Wps del anexo K1
- Insp.
- Almacenar en bodega



k.3. Vigas en voladizo

Acero ASTM A-36

Referirse al plano:
Estructura metalica.



3.1.2 Montaje de los elementos de la máquina

Una vez construidas las partes mecánicas se procedió al ensamblaje de la máquina. El proceso es el siguiente.

a. Montaje de los mandriles en los ejes

Este montaje se lo realizó mediante la ayuda de una prensa hidráulica, ya que la parte cónica del eje se introduce con un ajuste determinado al mandril. Se verificó que los dos elementos permanezcan alineados (Figura 3.1).



Figura 3.1. Montaje de los ejes en los mandriles.

b. Montaje de los ejes con los rodamientos-chumaceras

Se introdujo el eje en los agujeros de los rodamientos de las 2 chumaceras, verificando la distancia entre las mismas para tener el momento flector calculado, después se ajustó los ejes con los prisioneros

que tienen las chumaceras con una llave hexagonal evitando así su desplazamiento (Figura 3.2).



Figura 3.2. Montaje de los ejes con los rodamientos-chumaceras.

c. Montaje de la chaveta sobre el eje motriz

La chaveta se lo colocó en el extremo libre del eje motriz mediante golpes suaves con una madera y un martillo (Figura 3.3).



Figura 3.3. Montaje de la chaveta sobre el eje motriz.

d. Montaje del acople semiflexible

Tanto para la colocación del acople semiflexible en el eje motriz y eje del motor se lo realizó mediante golpes con un martillo y un pedazo de madera. Para evitar que se deslice los ejes se ajustó con prisioneros en los alojamientos de cada parte del acople (Figura 3.4).



Figura 3.4. Montaje del acople semiflexible.

e. Montaje de las placas

Se coloca cada una de las placas en el lugar correspondiente de la estructura y se las une utilizando la tornillería adecuada. Para colocar la placa de fuerza se coloca primero las dos chumaceras en la placa mencionada y las chumaceras extremas en el lugar correspondiente de la placa de soporte principal (Figura 3.5).



Figura 3.5. Montaje de la placa de soporte principal.

f. Montaje de la barra fija, barra móvil y manivela de ajuste

La barra fija se la coloca en la placa de fuerza y se ajusta con la tuerca correspondiente, mientras que la barra móvil se la coloca en la placa guía junto con la manivela de ajuste (Figura 3.6).



Figura 3.6. Montaje de la barra fija, barra móvil y manivela.

g. Montaje del motor en el eje motriz

Para el montaje del motor con el eje motriz se procede a unir las dos partes del acople semiflexible, aquí es importante que se encuentren alineados los ejes, como también la placa de fuerza y la placa de soporte principal se encuentren a la misma altura, una vez verificado estos detalles se procede al ajuste del motor con la placa de soporte del mismo con pernos, tuercas y arandelas (Figura 3.7).



Figura 3.7. Montaje del motor en el eje de motriz.

3.2 IMPLEMENTACIÓN DE LA PARTE ELÉCTRICA Y ELECTRÓNICA DE LA MÁQUINA

3.2.1 Construcción de la tarjeta

Se requiere el esquema del circuito PCB realizado con los componentes mostrados en la Figura 3.8.

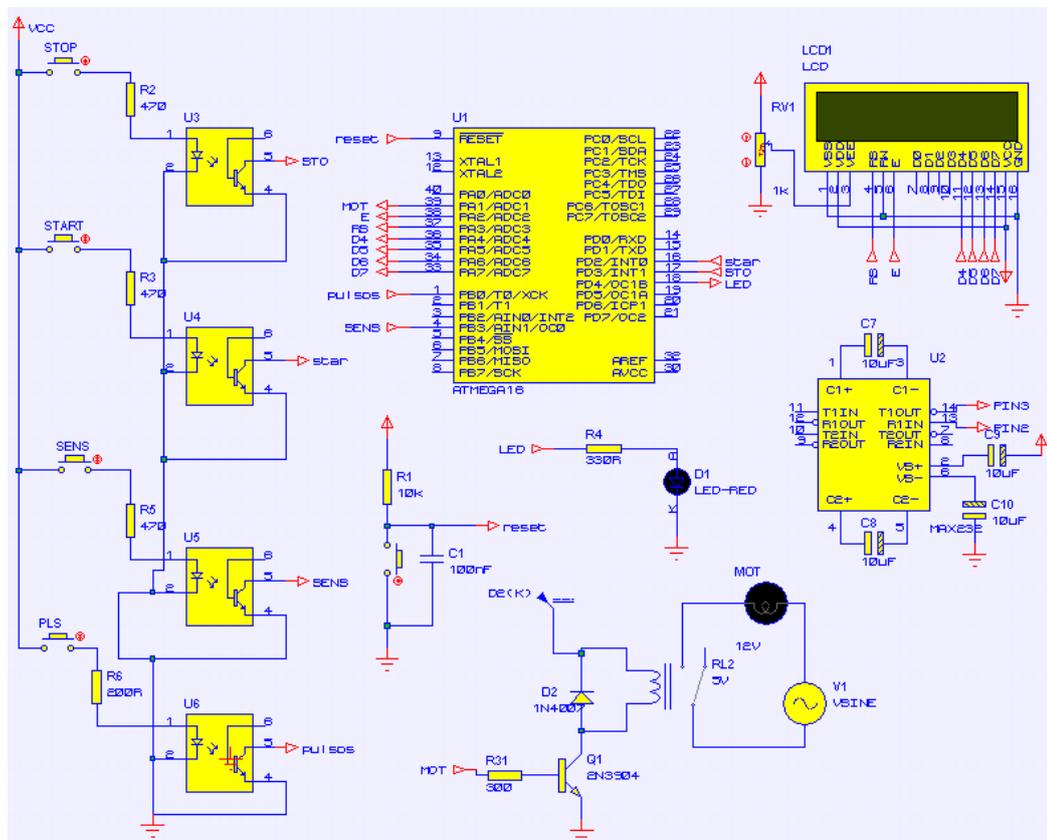


Figura 3.8. Circuito completo tarjeta electrónica.

Una vez impreso en papel calco o vegetal (Figura 3.9), se procede a la reducción del cobre innecesario para generar las pistas. Cabe señalar que se deben asignar los respectivos conectores (Borneras) tanto para el LCD, Relé Motor, Relé Luz Piloto, todos los pulsadores, el LED, Alimentación y para el Sensor Optointerruptor. El programa utilizado para la generación de las pistas fue CircuitMaker.

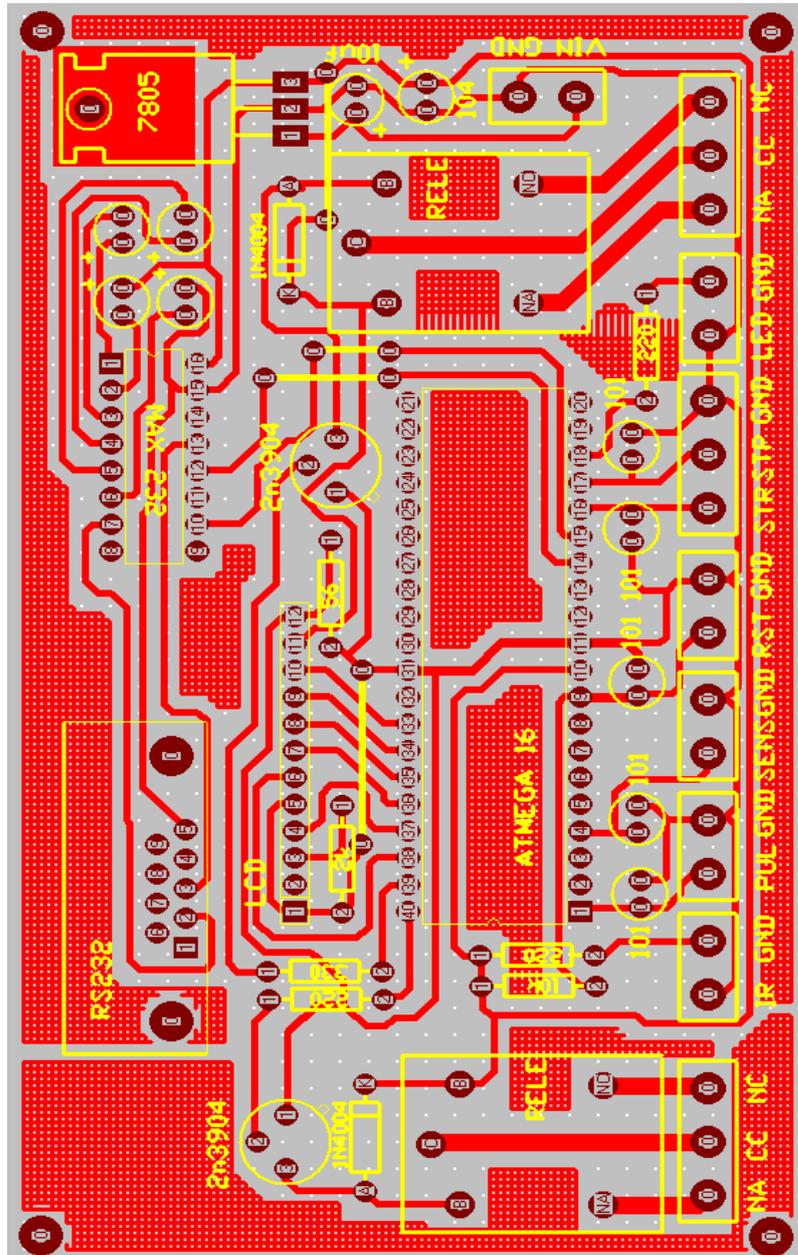


Figura 3.9. Circuito impreso para la construcción de la placa.

3.3 IMPLEMENTACIÓN SISTEMA DE ADQUISICIÓN DE DATOS

El desarrollo del software de monitoreo y control ya fue tratado en su totalidad en el capítulo anterior.

3.4 PRUEBAS Y RESULTADOS

Se realizaron tres pruebas utilizando el acero designado como AISI 1018.

Uno de los datos que se requiere de antemano para iniciar el ensayo de fatiga, es el valor del límite de resistencia a la tracción (S_{ut}) que para el acero mencionado es:

$$S_{ut} = 100,68 [Kpsi.]$$

En la Tabla 3.3 se resumen los valores teóricos para el ensayo de fatiga.

Tabla 3.3. Valores teóricos ensayo de fatiga.

| ENSAYO | d_{probeta} (mm) | Q(Kg) | T_t (min) | N_t | S'_{ft} (Kpsi) |
|--------|---------------------------|---------|-------------|-------|------------------|
| 1 | 7.6 | 25.94 | 1.176 | 2000 | 85.42 |
| 2 | 7.6 | 24.005 | 2.941 | 5000 | 79.01 |
| 3 | 7.6 | 23.0064 | 4.706 | 8000 | 75.91 |

Las probetas fueron construidas en máquinas CNC, por tal motivo se tiene un diámetro igual para los tres ensayos realizados. Las dimensiones se encuentran en el Anexo N-6. La forma definitiva tuvo que ser modificada para mejorar el agarre de los mandriles, teniendo cuidado en no alterar su sección, especialmente en toda su parte central donde se genera una flexión pura, evitando la obtención de datos erróneos.

Tabla 3.4. Valores Reales ensayo de fatiga.

| ENSAYO | T_r (min) | N_r | S'_{fr} (Kpsi) | Error (%) |
|--------|-------------|-------|------------------|-----------|
| 1 | 7.6 | 3391 | 81.6 | 4,4 |
| 2 | 7.6 | 5108 | 78.87 | 0,2 |
| 3 | 7.6 | 5395 | 78.51 | 3,4 |

En la Tabla 3.4 se encuentran los datos reales obtenidos del ensayo de fatiga, en donde la última columna representa el error absoluto entre la resistencia a la fatiga teórica y la real, para cada prueba, calculado con la ecuación 2.51.

El error promedio de los ensayos realizados se encuentra con la ecuación 2.52 y su valor es:

$$\%Error_{prom} = 2.3917\%$$

Las curvas de Resistencia a la fatiga versus el Número de Ciclos (S-N), utilizando los datos experimentales y teóricos de las Tablas 3.3 y 3.4 son mostradas en la Figura 3.10.

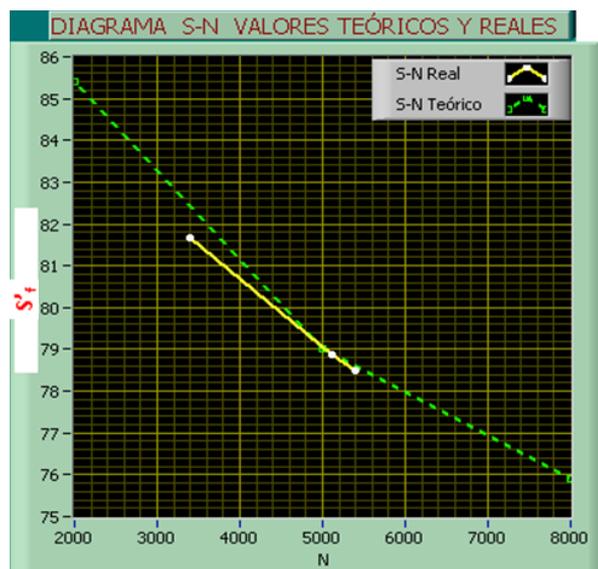


Figura 3.10. Curvas S-N real y teórica obtenidas del ensayo.

Para encontrar el límite de resistencia a la fatiga estimado se realiza un ajuste lineal con los puntos experimentales: N_r y S'_{fr} , obtenidos del ensayo.

En la Tabla 3.5 se tienen los valores de S'_f calculados para distintos ciclos a partir de la ecuación ajustada, encontrada en el programa de LabView (Figura 3.11).



Figura 3.11. Ecuación lineal encontrada en LabVIEW.

Como se mencionó en el Capítulo I, tres pares de datos son suficientes para utilizar el método de mínimos cuadrados, entonces se puede trabajar sin problemas si se realiza como mínimo tres ensayos.

Al utilizar el método de ajuste de mínimos cuadrados, el valor del coeficiente de correlación (**R**), presentado en la Figura 3.11, verifica que los datos obtenidos experimentalmente del ensayo de fatiga obedecen a una ecuación lineal.

El error estándar de estimación es aproximadamente 9.995% según la norma (Anexo B), entonces, de acuerdo a los datos obtenidos se tiene un error de 2.391%, el cual ratifica la obtención de resultados correctos con la máquina construida en el presente proyecto.

Tabla 3.5. Resistencia a la fatiga para distintos ciclos.

| Ciclos (N) | Log(N) | Resistencia a la fatiga, S'_f [Kpsi] |
|------------|--------|--|
| 1000 | 3 | 89,997 |
| 10000 | 4 | 74,294 |
| 100000 | 5 | 58,591 |
| 1000000 | 6 | 42,856 |

El límite de resistencia a la fatiga estimado para el acero ensayado es:

$$S'_f = 42.856 \text{Kpsi}$$

El diagrama S-N estimado (Figura 3.12) con los valores de la Tabla 3.5 y los puntos (S'_{fr} , N_r), que se obtuvieron en los tres ensayos es.

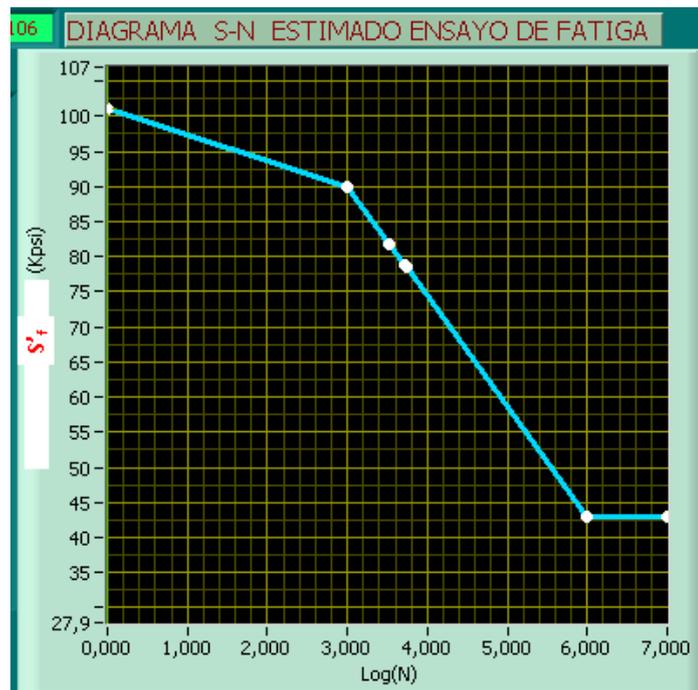


Figura 3.12. Diagrama S-N estimado, ensayo de fatiga.

Las Tablas 3.3, 3.4 y 3.5, así como las Figuras 3.10 y 3.12, junto con el límite de resistencia a la fatiga S'_e y otros datos adicionales, son almacenados por el programa LabView para posteriormente generar un reporte en formato PDF, en el cual se guardar los resultados obtenidos (Anexo M).

Se implementó una guía para la realización de las prácticas de fatiga (Anexo N), en donde constan los pasos detallados para la realización de las mismas.

CAPÍTULO 4

ANÁLISIS FINANCIERO DE COSTOS

4.1 COSTO DEL PROYECTO

Se presenta el costo general de los materiales empleados, construcción, e investigación de la presente máquina, para ello es necesario desglosar todos los costos que se encuentran involucrados en el desarrollo del proyecto.

4.1.1 Costo de materiales y equipos

En la Tabla 4.1 se encuentran detallados los precios de materiales y equipos que conforman la máquina.

Tabla 4.1. Costos de Materiales y Equipos

| Descripción. | Cant. | Precio Unitario (\$) | Valor total (\$) |
|--|-------|----------------------|------------------|
| Pernos (varias medidas) | 30 | 0.25 | 7.5 |
| Eje de acero SAE 1018 | 1 | 5.18 | 5.18 |
| Estructura metálica (perfiles C) | 1 | 60 | 60 |
| Plancha de acero 100X50X0.5cm | 1 | 80.50 | 80.5 |
| Chumaceras DKF UCP-205 | 4 | 9 | 36 |
| Acople semiflexible tipo Lovejoy L-090 | 1 | 45 | 45 |
| Mandriles | 2 | 54.88 | 54.88 |
| Malla protector | 1 | 3 | 3 |
| Eje de acero de transmisión ASTM A-36 | 1 | 2.56 | 2.56 |
| Barra rectangular de acero σ_t 60 | 1 | 4.91 | 4.91 |
| Caja metálica 20X40 | 1 | 5 | 5 |
| 1 plancha 4X3 m | 1 | 38.30 | 38.3 |
| Dinamómetro Digital | 1 | 45 | 45 |

Tabla 4.1. Costos de Materiales y Equipos (Continuación)

| | | | |
|-------------------------------------|---|-------|------------|
| Grilon (Disco de señal) | 1 | 5 | 5 |
| Microcontrolador Atmega 164p | 1 | 7 | 7 |
| Cable USB-232 | 1 | 13 | 13 |
| LCD | 1 | 15 | 15 |
| Motor eléctrico WEG ¼ hp | 1 | 82 | 82 |
| Optoacoplador TCST 1000 | 1 | 0.60 | 0.6 |
| Fuente Reguladora 110V/5V | 1 | 14.90 | 14.9 |
| Sensor final de carrera push-button | 1 | 11 | 11 |
| Base anticorrosiva cromato gris 1lt | 1 | 2.96 | 2.96 |
| Thinner laca 2lt | 1 | 0.96 | 0.96 |
| Esprays | 3 | 3.25 | 9.75 |
| Varios | 1 | 50 | 50 |
| Total | | | 600 |

4.1.2 Costos de misceláneos

Los costos de misceláneos (Tabla 4.2) detallan los gastos que se han tenido en diferentes servicios para realizar el proyecto.

Tabla 4.2. Costos Misceláneos.

| Ítem | USD |
|--------------------------------|------------|
| Internet | 30 |
| Utilización de computadores | 40 |
| Servicios básicos | 30 |
| Logística y transporte | 40 |
| Otros gastos de funcionamiento | 100 |
| Subtotal | 240 |

4.1.3 Remuneraciones a no profesionales

La construcción mecánica y la implementación electrónica realizada en la máquina fueron hechas por los estudiantes encargados del proyecto con ayuda de un mecánico de experiencia.

Tabla 4.3. Remuneraciones a no profesionales.

| Cantidad | Posición | Horas | USD/hora | USD |
|--------------|---------------------|-------|----------|-------------|
| | | | | Valor total |
| 2 | Estudiantes | 50 | 8 | 400 |
| 1 | Mecánico Industrial | 10 | 10 | 150 |
| Total | | | | 550 |

4.1.4 Costo general del proyecto

El costo general del proyecto se detalla en la Tabla 4.4.

Tabla 4.4. Costo general del proyecto.

| Descripción | Valor (\$) |
|-----------------------------------|------------|
| Costo de Materiales y Equipos | 600 |
| Costos Misceláneos | 240 |
| Remuneraciones a no profesionales | 550 |
| Total. | 1390 |

4.2 RENTABILIDAD DEL PROYECTO

Para determinar la rentabilidad del proyecto se debe generar suficientes beneficios que puede prestar la máquina para tener ganancias y recuperar lo invertido.

4.2.1 Cálculo de rentabilidad de la máquina

El valor de los ensayos de fatiga en la máquina, variará de acuerdo a sus horas de utilización. Se asumirá un valor de \$20 por cada hora de trabajo de la máquina.

Para determinar las horas de trabajo que debe realizar la máquina para recuperar lo invertido se aplica la relación siguiente:⁴²

$$\text{horas de trabajo} = \frac{\text{Costo general del proyecto}}{\text{Costo ensayo por hora.}}$$

$$\text{horas de trabajo} = \frac{\$1390}{\$20/\text{hora}}$$

$$\text{horas de trabajo} = 69.5 \text{ horas} \approx 70 \text{ horas}$$

Con 70 horas de trabajo que tenga la máquina se recuperará lo invertido, a partir de ese momento se procederá a tener ganancias. Por ende se tiene que la rentabilidad del proyecto es bueno ya que cualquier máquina se diseña para tener más horas de trabajo sin presentar fallas en sus componentes mecánicos, eléctricos y electrónicos.

Para que la máquina sea rentable además es importante dentro de la utilización de la misma, basarse en el manual de operación y el de mantenimiento expuestos en los Anexos O y P, respectivamente, que facilitará el uso de la misma y permitirá conseguir una vida útil más prolongada (horas de trabajo) con resultados más satisfactorios.

⁴² <http://es.scribd.com/doc/50422081/CALCULO-HORA-MAQUINA>

4.3 ANÁLISIS COMPARATIVO CON MÁQUINAS SIMILARES

Dentro del mercado se pueden encontrar una variedad de máquinas que tienen la finalidad de proporcionar datos experimentales del límite de resistencia a la fatiga así como objetivos didácticos, estos equipos bordean fácilmente un precio de 6000 USD⁴³, tomando en cuenta que el proyecto desarrollado alcanza los mismos objetivos a un costo relativamente menor se puede manifestar que la máquina construida es viable económicamente.

⁴³ <http://www.ets-testingmachines.com>

CAPÍTULO 5

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1 CONCLUSIONES

- Al término de este proyecto se obtuvo una máquina controlada con la PC que permite realizar ensayos de fatiga en los metales.
- El correcto funcionamiento mecánico de la máquina permite determinar que la construcción y selección de sus partes mecánicas fueron diseñados adecuadamente.
- Mediante el uso del microcontrolador ATMEGA 164p para la construcción de la tarjeta del sistema de adquisición de datos, se obtuvo una comunicación confiable mediante el estándar RS 232 con la PC.
- El software Labview demostró ser un programa multifuncional ya que permitió realizar diferentes tareas: la Interfaz Hombre-Máquina, el procesamiento de datos, el control de la máquina y además facilidad para generar un reporte de la práctica en formato PDF.
- Se construyó una máquina que permitió realizar ensayos de fatiga en el acero de transmisión AISI 1018 seleccionado, en el que se pudo visualizar los diagramas S-N (Resistencia a la fatiga – número de ciclos), tanto real como estimado, mediante la utilización de una herramienta grafica para pruebas y control (Labview)
- Se encontró el límite de resistencia a la fatiga estimado del acero ensayado.

- El desarrollo de un reporte informático, fue de suma importancia ya que en el mismo se encuentra un resumen de los resultados del ensayo de fatiga al culminar la práctica, obteniendo resultados rápidos y evitando la realización de cálculos manuales.

- Para el adecuado manejo de la máquina con la PC, se realizó la guía de procedimiento de la práctica donde se encuentran detalladamente los pasos que se deben seguir.

- Con el desarrollo de la práctica de fatiga, se puede visualizar este fenómeno de forma más práctica, facilitando el entendimiento de este complejo problema que se encuentra presente en la mayoría de los casos de diseño de elementos de máquinas.

5.2 RECOMENDACIONES

- Para operar la máquina primero se debe leer el manual de usuario; ya que el montaje y preparación de la probeta, así como la aplicación de carga requiere un especial cuidado.

- Verificar que la probeta presente un acabado superficial liso sin ralladuras ni muescas caso contrario los resultados no serán válidos.

- Antes de empezar cada práctica se recomienda: revisar si el sensor optoacoplador está funcionando correctamente, de lo contrario limpiar delicadamente la ranura transmisor-receptor, lubricar la máquina, verificar si los pernos están ajustados fuertemente y por último observar si los componentes mecánicos no estén desgastados.

- Se recomienda utilizar la PC para realizar los ensayos ya que se disminuirá el tiempo de ejecución de las prácticas, porque se evitará cálculos manuales.

BIBLIOGRAFÍA

ROBERT L. MOTT, **“DISEÑO DE ELEMENTOS DE MÁQUINAS”**, Cuarta edición, Ed. Prentice Hall Hispanoamericana, México 2006.

RICHARD G. BUDYNAS, **“DISEÑO EN INGENIERÍA MECÁNICA DE SHIGLEY”**, Octava edición, Ed. Mc-Graw Hill, México, 2008.

ROBERT L. NORTON, **“DISEÑO DE MÁQUINAS”**, Quinta Edición, Ed. Prentice Hall, Estados Unidos XXXX.

WILLIAM T. SEGUI, **“DISEÑO EN ACERO POR FACTORES DE CARGA Y RESISTENCIA”**, Segunda Edición, 2000.

KENNETH M. LEET, **“FUNDAMENTOS DE ANÁLISIS ESTRUCTURAL”**, Segunda edición, 2006.

JAMES S., **“CIENCIA Y DISEÑO DE INGENIERÍA DE LOS MATERIALES”**, 2000.

AISC, **“MANUAL DE CONSTRUCCIÓN DE ESTRUCTURAS METÁLICAS”**, Segunda Edición, 1993

NICOLAS LARBURÚ, **“PRONTUARIO DE MÁQUINAS HERRAMIENTAS”**, Sexta Edición, Ed. Paraninfo S.A., Madrid España, 1994.

ECUADOR, **“CÓDIGO DE DIBUJO TÉCNICO Y MECÁNICO”**, Ed. INSTITUTO ECUATORIANO DE NORMALIZACIÓN, Normalización # 009. Quito, 1989.

C. H JENSEN, **“DIBUJO Y DISEÑO DE INGENIERÍA”**, Primera Edición,
Ed. Mc-Graw Hill, México, 1992.

ENLACES WEB.

- <http://www.mailxmail.com>
- <http://www.astm.org/Standards/E466.htm>
- <http://www.iso.org>
- <http://www.metalurgiausach.cl>
- <http://www.gunt.de>
- <http://www.satec.com>
- <http://www.fing.edu.uy>
- <http://www.epsj23.net>
- <http://www.quiminet.com>
- <http://catarina.udlap.mx>
- <http://perso.wanadoo.es>
- <http://es.wikipedia.org>
- <http://www.lulu.com>
- <http://cselectrobomba.googlecode.com>
- <http://www.carr.cl>

ANEXOS

ANEXOS A: Máquina para realizar ensayos de fatiga marca GUNT modelo WP 140

ANEXOS B: Resumen norma ASTM E466

ANEXOS C: Determinación del momento máximo que se puede aplicar a la máquina de fatiga

ANEXOS D: Horas de servicio de los rodamientos de acuerdo al tipo de máquina.

ANEXOS E: Características de soportes con rodamientos tipo y marca DKF.

ANEXOS F: Dimensiones estandarizadas para chavetas

ANEXOS G: Acople semiflexible motor – flecha

ANEXOS H: Propiedades perfiles en C DIPAC

ANEXOS I: Características sensor TCST 1000

ANEXOS J: Programación del ATMEGA 164p

ANEXOS K: Especificaciones de procedimiento de soldadura (WPS)

ANEXOS L: Programación implementada en LabView.

ANEXOS M: Reporte en formato PDF generado en LabView.

ANEXOS N: Guía para la realización de las prácticas de fatiga.

ANEXOS O: Manual de operación

ANEXOS P: Manual de mantenimiento

ANEXOS Q: Planos Máquina para ensayos de fatiga por flexión rotativa.