

**UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE**



**FACULTAD DE INGENIERÍA EN CIENCIAS APLICADAS  
CARRERA DE INGENIERÍA EN MECATRÓNICA**

**“MÁQUINA DE FATIGA FLEJO ROTATIVA PARA ENSAYOS DE  
RESISTENCIA DE MATERIALES PARA EL TALLER DE  
MECÁNICA DE LA FICA.”**

**TRABAJO DE GRADO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO  
DE INGENIERÍA EN MECATRÓNICA.**

**MILTON POLIVIO SUÁREZ VITERI  
DIRECTOR: ING. GUSTAVO MOSQUERA**

**Ibarra, julio 2017**



## UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE

### BIBLIOTECA UNIVERSITARIA

## AUTORIZACIÓN DE USO Y PUBLICACIÓN

### A FAVOR DE LA UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE

### IDENTIFICACIÓN DE LA OBRA

La Universidad Técnica del Norte dentro del proyecto Repositorio Digital Institucional, determinó la necesidad de disponer de textos completos en formato digital con la finalidad de apoyar los procesos de investigación, docencia y extensión de la Universidad. Por medio del presente documento dejo sentada mi voluntad de participar en este proyecto, para lo cual pongo a disposición la siguiente información:

DATOS DE CONTACTO			
CÉDULA DE IDENTIDAD:	1002971305		
APELLIDOS Y NOMBRES:	Milton Polivio Suárez Viteri		
DIRECCIÓN:	Barrio San Francisco de Azaya Mz6, Casa 3		
EMAIL:	suerezmilton7@hotmail.com		
TELÉFONO FIJO:		TELÉFONO MÓVIL:	0990652710
DATOS DE LA OBRA			
TÍTULO:	<i>“MÁQUINA DE FATIGA FLEXO ROTATIVA PARA ENSAYOS DE RESISTENCIA DE MATERIALES PARA EL TALLER DE MECÁNICA DE LA FICA”.</i>		
AUTOR:	Milton Polivio Suárez Viteri		
FECHA:	01/05/2017		
PROGRAMA:	PREGRADO		
TÍTULO POR EL QUE OPTA:	Ingeniero en Mecatrónica		
DIRECTOR:	Ing. Gustavo Mosquera.		

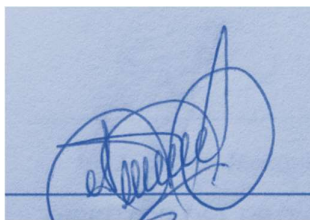
## **AUTORIZACIÓN DE USO A FAVOR DE LA UNIVERSIDAD**

Yo, Milton Polivio Suárez Viteri con cédula de identidad Nro. 1002971305, en calidad de autor y titular de los derechos patrimoniales de la obra o trabajo de grado descrito anteriormente, hago entrega del ejemplar respectivo en formato digital y autorizo a la Universidad Técnica del Norte, la publicación de la obra en el Repositorio Digital Institucional y uso del archivo digital en la Biblioteca de la Universidad con fines académicos, para ampliar la disponibilidad del material y como apoyo a la educación, investigación y extensión; en concordancia con la Ley de Educación Superior Artículo 144.

### **CONSTANCIAS**

El autor manifiesta que la obra objeto de la presente autorización es original y se la desarrollo sin violar derechos de autores de terceros, por lo tanto, la obra es original, y que es el titular de los derechos patrimoniales, por lo que asume la responsabilidad sobre el contenido de la misma y saldrá en defensa de la Universidad en caso de reclamación por parte de terceros.

Ibarra, a los 15 días del mes de julio del 2017

A handwritten signature in blue ink, appearing to be 'Milton Polivio Suárez Viteri', written over a horizontal line.

Firma

Nombre: Milton Polivio Suárez Viteri

Cédula: 1002971305



## UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE

### CESIÓN DE DERECHOS DE AUTOR DEL TRABAJO DE GRADO

#### A FAVOR DE LA UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE.

Yo, Milton Polivio Suárez Viteri, con cédula de identidad Nro. 1002971305, manifiesto mi voluntad de ceder a la Universidad Técnica del Norte los derechos patrimoniales consagrados en la Ley de Propiedad Intelectual del Ecuador, artículos 4, 5 y 6, en calidad de autor (es) de la obra o trabajo de grado denominado: “MÁQUINA DE FATIGA FLEJO ROTATIVA PARA ENSAYOS DE RESISTENCIA DE MATERIALES PARA EL TALLER DE MECÁNICA DE LA FICA”, que ha sido desarrollado para optar por el título de: Ingeniero en Mecatrónica, en la Universidad Técnica del Norte, quedando la Universidad facultada para ejercer plenamente los derechos cedidos anteriormente. En mi condición de autor me reservo los derechos morales de la obra antes citada. En concordancia suscribo este documento en el momento que hago entrega del trabajo final en formato impreso y digital a la Biblioteca de la Universidad Técnica del Norte.

Ibarra, a los 15 días del mes de julio de 2017

Firma

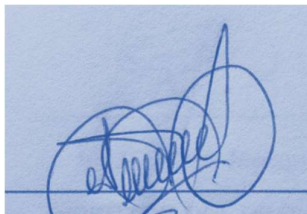
Nombre: Milton Polivio Suárez Viteri

Cédula: 1002971305

## DECLARACIÓN

Yo, Milton Polivio Suárez Viteri, declaro bajo juramento que el trabajo aquí escrito es de mi autoría; que no ha sido previamente presentado para ningún grado o calificación profesional; y, que he consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

A través de la presente declaración cedo mis derechos de propiedad intelectual correspondientes a este trabajo, a la Universidad Técnica del Norte - Ibarra, según lo establecido por la Ley de Propiedad Intelectual, por su Reglamento y por la normativa institucional vigente.



Nombre: Milton Polivio Suárez V

Cédula: 1002971305

## **CERTIFICACIÓN**

En calidad de tutor del trabajo de grado titulado: “MÁQUINA DE FATIGA FLEJO ROTATIVA PARA ENSAYOS DE RESISTENCIA DE MATERIALES PARA EL TALLER DE MECÁNICA DE LA FICA.”, certifico que el presente trabajo fue desarrollado por el señor Milton Polivio Suárez Viteri, bajo mi supervisión.

A rectangular box containing a handwritten signature in blue ink. The signature is stylized and appears to be 'G. Mosquera'.

Ing. Gustavo Mosquera.

**DIRECTOR DEL PROYECTO**

## **AGRADECIMIENTO**

A la Universidad Técnica del Norte y de manera especial a el cuerpo de docentes de la Carrera de Ingeniería en Mecatrónica, los cuales han aportado de manera efectiva en mi formación académica.

También extendo un cálido especial agradecimiento al grupo de amigos con los cuales iniciamos esta travesía universitaria y que a pesar de la distancia y el tiempo se ha mantenido un fuerte lazo de amistad.

## **DEDICATORIA**

Este trabajo de grado está dedicado de manera especial a mis padres Milton (+), Carmen y a mi hijo Jeremmy Suarez que constituyen la fuente vital de mi esfuerzo e inspiración.

También a mis hermanos Tatiana, Jefferson, Jonathan y Thaiz.

De la misma manera a Gissella Gaón que en la etapa actual de mi vida se ha convertido en mi apoyo y compañía y no puedo dejar de lado a Mario que su continuo apoyo hacia mi madre se convirtió en una parte fundamental de mi núcleo familiar.



## RESUMEN

La fatiga de los materiales es sin duda alguna uno de los temas de mayor estudio por los ingenieros ya que es la causa de alrededor del 90% de las fallas de los elementos mecánicos, por este motivo el objetivo principal de este trabajo de tesis es el diseño y construcción de una máquina de fatiga para la realización de ensayos bajo presión flexo rotativa en materiales férricos y no férricos para el taller de mecánica de la Facultad de Ciencias Aplicadas (FICA) de la Universidad Técnica del Norte. Para la construcción de la máquina propuesta se lleva a cabo la recopilación de información sobre tipos de máquinas similares, así como de trabajos que tienen un objetivo similar al nuestro cabe destacar que la máquina de fatiga que se construye trabaja con el sistema de aplicación de fuerza en voladizo debido a que se apega más a las necesidades que se busca (tamaño, peso, forma y facilidad de operación). Cada uno de los elementos que se diseña o se selecciona se los puede encontrar fácilmente en nuestro medio por lo que no hay existe problema alguno al momento de cambiar algún elemento si se diera el caso. Teniendo en cuenta los resultados obtenidos se encuentra que todas las pruebas realizadas entran en márgenes aceptables. Para concluir se realiza la elaboración de los manuales necesarios para el mantenimiento y funcionamiento de la máquina.

## **SUMMARY**

The fatigue of the materials is undoubtedly one of the subjects of greater study by the engineers since it is the cause of about 90% of the failures of the mechanical elements, for this reason the main objective of this work of thesis is the Design and construction of a fatigue machine for conducting tests under flex rotary pressure in ferrous and nonferrous materials for the mechanics workshop of the Faculty of Applied Sciences (FICA) of the Technical University of the North. For the construction of the proposed machine is carried out the collection of information on types of similar machines, as well as works that have a similar objective to ours, it should be noted that the fatigue machine that is built works with the force application system Cantilevered because it is more attached to the needs that are sought (size, weight, shape and ease of operation). Each of the elements that is designed or selected can easily be found in our environment so there is no problem at the time of changing some element if the case. Considering the results obtained it is found that all the tests performed enter acceptable margins. In conclusion, the manuals necessary for the maintenance and operation of the machine are made.

## PRESENTACIÓN

El presente trabajo trata sobre el desarrollo de la construcción y automatización de una máquina de flexión rotativa en voladizo para realizar ensayos de fatiga en los diferentes tipos de materiales férricos y no férricos, utilizados para la elaboración de elementos de máquinas en la industria, dentro de los capítulos se detalla las diferentes etapas del desarrollo de este trabajo.

En el primer capítulo se presenta el problema, objetivos, justificación y alcance para la realización de este proyecto.

En el segundo capítulo se realiza una introducción al tema donde se da a conocer: la importancia del estudio de fatiga, así como las normas para la elaboración de las probetas, tipos de ensayos, máquinas para realizar pruebas de fatiga y la descripción de la máquina a construirse

En el tercer capítulo se describe los fundamentos claves relacionados con el fenómeno de la fatiga tales como: las características, fractografía y el proceso de la falla por fatiga, el límite de resistencia a la fatiga, el enfoque aplicado en el diseño mecánico, la metodología y el análisis estadístico aplicado en los ensayos de fatiga.

En el cuarto capítulo se detalla: el diseño de la estructura, la elección de los elementos eléctricos del sistema de control que permite la automatización del prototipo además se indica el diagrama de flujo del funcionamiento de la máquina.

En el quinto capítulo, se analiza el costo de construcción del prototipo.

En el sexto capítulo, se da a conocer el funcionamiento de la máquina y se lleva a cabo el análisis de los datos que se obtuvo en las pruebas en la máquina.

Finalmente, séptimo capítulo se representa las conclusiones y recomendaciones obtenidas en la elaboración de este proyecto.

## ÍNDICE DE CONTENIDOS

CARATULA.....	i
AUTORIZACIÓN DE USO Y PUBLICACIÓN .....	ii
AUTORIZACIÓN DE USO A FAVOR DE LA UNIVERSIDAD .....	iii
CONSTANCIAS .....	iii
CESIÓN DE DERECHOS DE AUTOR DEL TRABAJO DE GRADO .....	iv
DECLARACIÓN .....	v
CERTIFICACIÓN .....	vi
AGRADECIMIENTO .....	vii
DEDICATORIA.....	viii
RESUMEN.....	ix
SUMMARY .....	x
PRESENTACIÓN .....	xi
ÍNDICE DE CONTENIDOS.....	xii
ÍNDICE DE FIGURAS .....	xxi
ÍNDICE DE ECUACIONES.....	xxiii
ÍNDICE DE TABLAS .....	xxv
CAPITULO I .....	1
MARCO TEÓRICO.....	1
1.1. PROBLEMA.....	1
1.2. OBJETIVOS .....	1
1.2.1. OBJETIVO GENERAL.....	1
1.2.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS .....	2

1.3. JUSTIFICACIÓN .....	2
1.4. ALCANCE .....	3
<b>CAPITULO II .....</b>	<b>5</b>
<b>GENERALIDADES SOBRE LA FATIGA.....</b>	<b>5</b>
2.1. DEFINICIÓN DE FATIGA.....	5
2.2. ENSAYOS DE MATERIALES. ....	11
2.2.1. TIPOS DE ENSAYO DE MATERIALES .....	11
2.2.1.1 Ensayos destructivos.....	11
2.2.1.2 Ensayos no destructivos.....	12
2.3. ENSAYO DE FATIGA.....	12
2.4. NORMAS DEL ENSAYO DE FATIGA.....	12
2.4.1. PROBETAS .....	13
2.5. MÁQUINAS PARA EL ENSAYO DE FATIGA EN MATERIALES.....	13
2.6. MÁQUINA DE FLEXIÓN ROTATIVA. ....	14
2.6.1. MÁQUINA DE FLEXIÓN ROTATIVA EN VOLADIZO.....	14
2.6.2. MÁQUINA DE FLEXIÓN ROTATIVA CON SOPORTE. ....	15
2.7. DESCRIPCIÓN DE LA MÁQUINA A CONSTRUIRSE. ....	16
2.7.1. MOTOR ELÉCTRICO.....	16
2.7.2. TRANSMISIÓN DE POTENCIA. ....	16
2.7.3. SISTEMAS DE SUJECCIÓN. ....	17
2.7.4. SISTEMAS DE APOYO.....	17
2.7.5. EJES DE TRANSMISIÓN.....	17
2.7.6. ESTRUCTURA METÁLICA. ....	17
2.7.7. SISTEMA DE CONTROL. ....	17

2.7.8. SISTEMA DE APLICACIÓN DE CARGA.....	18
2.7.9. CONTADOR DE CICLOS.....	18
<b>CAPITULO III .....</b>	<b>19</b>
<b>FUNDAMENTOS TEÓRICOS.....</b>	<b>19</b>
3.1. GENERALIDADES DE LA TEORÍA DE FALLAS POR FATIGA [14].....	19
3.2. MECANISMOS DE FALLAS POR FATIGA. [16] .....	20
3.2.1. FASE 1 (INICIACIÓN). .....	20
3.2.2. FASE 2 (PROPAGACIÓN). .....	21
3.2.3. FASE 3 (ROTURA).....	21
3.3. RESISTENCIA A LA FATIGA .....	21
3.4. DIAGRAMAS S-N.....	22
3.5. LÍMITE DE RESISTENCIA A LA FATIGA. [19].....	23
3.6. FACTORES DE CORRECCIÓN DEL LÍMITE DE RESISTENCIA A LA FATIGA. .....	24
3.6.1. FACTOR DE SUPERFICIE ( $k_a$ ) .....	25
3.6.2. FACTOR DE TAMAÑO ( $k_b$ ) .....	26
3.6.3. FACTOR DE CONFIABILIDAD ( $k_c$ ) .....	28
3.6.4. FACTOR DE TEMPERATURA ( $k_d$ ) .....	29
3.6.5. FACTOR DE CONCENTRACIÓN DE TENSIONES ( $k_f$ ) .....	30
3.6.6. FACTOR DE EFECTOS VARIOS ( $k_e$ ) .....	31
3.6.6.1 Corrosión .....	32
3.6.6.2 Recubrimiento electrolítico .....	32
3.6.6.3 Metalizado por aspersion.....	32
3.6.6.4 Frecuencia cíclica .....	32

3.6.6.5 Corrosión por frotamiento.....	33
3.7. RÉGIMEN DE FATIGA.....	33
3.7.1. RESISTENCIA A LA FATIGA EN BAJO Y ALTOS CICLOS. ....	33
3.7.2. RESISTENCIA A LA FATIGA EN ALTO CICLAJE DE DURACIÓN FINITA.....	34
3.8. ESFUERZOS FLUCTUANTES. ....	36
3.8.1. MÉTODOS DE ANÁLISIS CON ESFUERZO MEDIO NO NULO.....	38
3.8.1.1 Criterio de Goodman .....	38
3.8.1.2 Criterio de Soderbeng .....	38
3.8.1.3 Criterio de Gerber.....	39
3.8.1.4 Criterio de Goodman Modificado.....	39
<b>CAPITULO IV .....</b>	<b>41</b>
<b>DISEÑO, SELECCIÓN Y CONSTRUCCION DE ELEMENTOS DE LA MÁQUINA.</b> .....	<b>41</b>
4.1. PROBETA.....	41
4.2. DETERMINACION DE CARGA MÁXIMA DE APLICACIÓN.....	41
4.3. DISEÑO DE EJES DE TRANSMISIÓN.....	44
4.3.1. DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE.....	45
4.3.2. DISEÑO POR CARGA ESTÁTICA.....	47
4.3.3. DISEÑO POR CARGAS DINÁMICAS.....	49
4.4. ANÁLISIS Y SELECCIÓN DE RODAMIENTOS.....	52
4.4.1. SELECCIÓN DE RODAMIENTO .....	55
4.5. ANÁLISIS DE POTENCIA DEL MOTOR.....	56
4.5.1. SELECCIÓN DEL MOTOR. ....	56

4.6. ANÁLISIS Y SELECCIÓN DE ACOPLAMIENTO.....	57
4.6.1. SELECCIÓN DE ACOPLER FLEXIBLE:.....	58
4.7. DISEÑO DE LA ESTRUCTURA SOPORTANTE.....	59
4.7.1. CÁLCULO DE ESFUERZO POR PANDEO EN COLUMNAS.....	61
4.8. DISEÑO DEL SISTEMA DE APLICACIÓN DE FUERZA.....	63
4.8.1. VARILLAS GUÍAS .....	64
4.8.1.1 Diagrama de cuerpo libre de sistema de aplicación de fuerza.....	65
4.8.1.2 Cálculo de esfuerzo por pandeo en varillas guías.....	65
4.8.1.3 Composición del Bronce SAE 64.....	66
4.8.2. SELECCIÓN DE RODAMIENTO DE APLICACIÓN DE CARGA .....	67
4.9. SELECCIÓN DEL SISTEMA DE SUJECION DE LA PROBETA.....	67
4.9.1.1 Especificaciones de mandril trupper:.....	68
4.10. SELECCION DEL SISTEMA DE CONTADOR DE RPM.....	68
4.10.1. FUNCIONAMIENTO.....	68
4.10.1.1 Características principales.....	70
4.11. DISEÑO DEL SISTEMA DE PESADO.....	70
4.11.1. SELECCIÓN DE SENSOR DE PRESIÓN.....	71
4.11.1.1 Datos físicos sensor Tecksan A201-25 .....	71
4.11.2. CONEXIÓN DEL SISTEMA DE PESADO.....	72
4.12. DISEÑO DEL CIRCUITO DE CONTROL.....	74
4.13. SELECCIÓN DE ELEMENTOS SISTEMA DE CONTROL.....	75
4.13.1. CONTROLADOR.....	75
4.13.1.1 Ventajas del PLC .....	76
4.13.2. SELECCIÓN DEL PLC.....	76
4.13.2.1 Características Generales PLC LOGO:.....	77



4.13.2.2 Módulo expansión de salidas analógicas para PLC LOGO.....	78
4.13.2.3 Características del módulo de expansión de salidas analógicas.....	78
4.13.2.4 Módulo de expansión entradas analógicas para PLC LOGO.....	79
4.13.2.5 Características del módulo de expansión entradas analógicas.....	79
4.14. HMI.....	79
4.14.1. Tipos de HMI: .....	80
4.14.1.1 Terminal de Operador: .....	80
4.14.1.2 PC + Software: .....	80
4.14.2. SELECCIÓN DE PANTALLA PARA EL SISTEMA HMI. ....	81
4.14.2.1 Características pantalla LOGO TD.....	81
4.15. SELECCIÓN DEL CONTROL DE VELOCIDAD.....	82
4.15.1. PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO.....	82
4.15.1.1 FUNCIONES ADICIONALES .....	83
4.15.2. SELECCIÓN DEL VARIADOR DE FRECUENCIA.....	84
4.15.2.1 Características principales variador de frecuencia G110: .....	84
4.15.2.2 Funciones:.....	85
4.16. DIAGRAMAS DE PROCESOS DE LOS ELEMENTOS MECÁNICOS .....	86
4.16.1. DIAGRAMA DE PROCESO DEL EJE MOTRIZ. ....	86
4.16.2. DIAGRAMA CONSTRUCCION DE JAULA DE PROTECCIÓN. ....	87
4.16.3. DIAGRAMA CONSTRUCCIÓN ESTRUCTURA.....	88
4.16.4. DIAGRAMA CONSTRUCCIÓN ALOJAMIENTO DE RODAMIENTO.....	89
4.16.5. DIAGRAMA DE MONTAJE DEL PROTOTIPO. ....	90
4.16.6. DIAGRAMA DE CONSTRUCCIÓN DE CAJA DE CONTROL.....	92
4.17. PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO Y ANÁLISIS DE COSTOS. ....	94
4.17.1. PRUEBAS .....	94

4.18. ANÁLISIS .....	97
4.19. ANALISIS DE COSTOS. ....	99
4.19.1. COSTO DE MATERIALES MECÁNICOS.....	99
4.19.2. COSTO DE MATERIALES ELÉCTRICOS Y ELECTRÓNICOS.....	100
4.19.3. COSTO DE MISCELÁNEOS. ....	101
4.19.4. COSTO TOTAL. ....	101
<b>CAPITULO V .....</b>	<b>103</b>
<b>CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES .....</b>	<b>103</b>
5.1. Conclusiones .....	103
5.2. Recomendaciones.....	104
<b>Bibliografía.....</b>	<b>105</b>
<b>ANEXO A .....</b>	<b>112</b>
<b>GUIA DE PRCATICA PARA LABORATORIO .....</b>	<b>112</b>
<b>ANEXO B .....</b>	<b>117</b>
<b>MANUAL DE USUARIO.....</b>	<b>117</b>
<b>ANEXO C .....</b>	<b>119</b>
<b>MANUAL DE MANTENIMIENTO.....</b>	<b>119</b>
<b>ANEXO D .....</b>	<b>¡Error! Marcador no definido.5</b>
<b>ACEROS UTILIZADOS.....</b>	<b>123</b>
<b>ANEXO E .....</b>	<b>12330</b>
<b>CUADRO DE FACTORES DE ELECCION ACOPLES .....</b>	<b>128</b>

<b>CUADRO DE FACTORES DE ELECCION ACOPLES</b> .....	<b>128</b>
<b>ANEXO F</b> .....	<b>129</b>
<b>ACOPLES FLEXIBLES</b> .....	<b>129</b>
<b>AEXO G</b> .....	<b>131</b>
<b>RODAMIENTOS UTILIZADOS</b> .....	<b>131</b>
<b>ANEXO H</b> .....	<b>134</b>
<b>MOTOR SIEMENS TRIFASICO</b> .....	<b>134</b>
<b>ANEXO I</b> .....	<b>136</b>
<b>SENSOR INDUCTIVO</b> .....	<b>136</b>
<b>ANEXO J</b> .....	<b>139</b>
<b>SENSOR DE PRESION</b> .....	<b>139</b>
<b>ANEXO K</b> .....	<b>145</b>
<b>PLC LOGO</b> .....	<b>145</b>
<b>ANEXO L</b> .....	<b>151</b>
<b>PANTALLA TD LOGO</b> .....	<b>151</b>
<b>ANEXO M</b> .....	<b>156</b>
<b>VARIADOR SIEMENS G110</b> .....	<b>156</b>
<b>ANEXO N</b> .....	<b>173</b>
<b>NORMAS ISO 1143</b> .....	<b>173</b>

**ANEXO O..... 173**

**PLANOS..... 173**

## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1 Modelo de probeta normalizada .....	13
Figura 2 Máquina de flexión rotativa en voladiz .....	15
Figura 3 Máquina de fatiga de flexión rotativa.....	16
Figura 4 Pieza que falló por fatig.....	20
Figura 5 Fases de la falla por fatiga.Fuente especificada no válida. ....	21
Figura 6 Diagrama S-N .....	22
Figura 7 Límites de resistencia a la fatiga .....	24
Figura 8 Expresiones para el cálculo del área al 95.....	28
Figura 9 Grafica de la resistencia a la fatiga en bajo ciclaje.....	34
Figura 10 Efecto de cargas cíclicas en los materiales.....	37
Figura 11 Líneas de los criterios de fallas por fatiga. ....	40
Figura 12 Aplicación de carga en probeta.....	42
Figura 13 Diagrama cuerpo libre eje de transmisión. ....	45
Figura 14 Diagrama de fuerza cortante para el sistema de ejes de transmisión. .	46
Figura 15 Diagrama del momento flector del sistema de ejes para transmisión. .	47
Figura 16 Rodamiento y Chumacera UC205.....	55
Figura 17 Motor trifásico Siemens.....	56
Figura 18 Acople de quijadas semiflexible .....	59
Figura 19 Valores de k para longitud efectiva. ....	61
Figura 20 Varilla roscada 5/8.....	64
Figura 21 Diagrama de cuerpo libre de varillas guías. ....	65
Figura 22 Rodamiento 230.....	67
Figura 23 Mandril autoajutable. ....	68

Figura 24 Diagrama de funcionamiento sensor inductivo. ....	69
Figura 25 Sensor inductivo. ....	70
Figura 26 Sensor de fuerza flexiforce Tecksan A201-25. ....	72
Figura 27 Esquema de conexión sensor fuerza Tecksan A201-25. ....	73
Figura 28 Estructura interna de un PLC. ....	76
Figura 29 PLC DC 12/24 V LOGO.....	77
Figura 30 Módulo de salidas analógicas. ....	78
Figura 31 Módulo de entradas analógicas.....	79
Figura 32 Pantalla LOGO TD .....	81
Figura 33 Estructura interna de un variador de frecuencia. ....	83
Figura 34 Variador G110. ....	84
Figura 36 Despiece de la máquina. ....	91
Figura 37 Fotografía maquina en proceso de montaje. ....	91
Figura 38 Montaje de tablero eléctrico. ....	93
Figura 39 Máquina de fatiga terminada. ....	93

## ÍNDICE DE ECUACIONES

Ecuación 1 Cálculo del límite de fatiga corregido.....	24
Ecuación 2 Cálculo del factor de superficie.....	25
Ecuación 3 Coeficiente de tamaño.....	26
Ecuación 4 Coeficiente de tamaño para cargas axiales.....	27
Ecuación 5 Cálculo de área de elementos que no poseen sección circular.....	27
Ecuación 6 Cálculo de coeficiente de confiabilidad.....	29
Ecuación 7 Cálculo de factor de concentración de factores.....	31
Ecuación 8 Calculo de coeficiente que relación.....	31
Ecuación 9 Cálculo de la resistencia a la fatiga.....	35
Ecuación 10 Cálculo de la pendiente de la recta.....	35
Ecuación 11 Cálculo del número de ciclos de falla.....	35
Ecuación 12 Cálculo de fuerzas medias.....	36
Ecuación 13 Cálculo de fuerzas alternantes.....	36
Ecuación 14 Calculo de la tensión media.....	37
Ecuación 15 Calculo de la tensión alternante.....	37
Ecuación 16: Criterio de Goodman.....	38
Ecuación 17 Criterio de Soderberg.....	39
Ecuación 18 Criterio de Gerber.....	39
Ecuación 19 Criterio de Goodman modificado.....	39
Ecuación 20 Cálculo del momento.....	42
Ecuación 21 Cálculo del esfuerzo producido por el momento flector.....	43
Ecuación 22 Cálculo del momento de inercia de la probeta.....	43
Ecuación 23 Calculo de momento flector de un eje.....	47

Ecuación 24 Cálculo del momento de corte de un eje.....	47
Ecuación 25: Calculo del esfuerzo cortante máximo según círculo de Mohr.....	48
Ecuación 26 Cálculo del esfuerzo cortante flexión pura.....	48
Ecuación 27: Calculo de diámetro de ejes.....	48
Ecuación 28: Cálculo de la capacidad de carga estática de rodamientos.....	54
Ecuación 29 Calculo de la capacidad de carga estática equilibrada de rodamientos.....	54
Ecuación 30: Calculo de la capacidad de carga dinámica de rodamientos.....	54
Ecuación 31 Igualdad entre carga dinámica y carga radial aplicada.....	55
Ecuación 32 Cálculo de vida de un rodamiento.....	55
Ecuación 33: Calculo del par nominal de un motor.....	57
Ecuación 34: Cálculo del factor de carga.....	57
Ecuación 35 Cálculo de par nominal del acoplamiento.....	58
Ecuación 36 Cálculo de relación de esbeltez real.....	61
Ecuación 37 Cálculo de relación de esbeltez por transición.....	62
Ecuación 38 Ecuación para resolución de columnas largas.....	62
Ecuación 39 Ecuación para resolución de columnas intermedias.....	62
Ecuación 40 Calculo esfuerzo a compresión.....	63



## ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1 Historia de la evolución del estudio de la resistencia de materiales.....	6
Tabla 2 Coeficientes a y b para el factor de superficie.....	26
Tabla 3 Factor de confiabilidad ( $kc$ ) .....	29
Tabla 4 Factor de temperatura ( $kd$ ) .....	30
Tabla 5 Propiedades acero 4340. ....	45
Tabla 6 Guía de valores requeridos de vida nominal L10h para diferentes clases de máquinas.....	53
Tabla 7 Propiedades mecánicas del acero ASTM-A500 .....	59
Tabla 8 Análisis de cargas .....	60
Tabla 9 Propiedades mecánicas acero inoxidable 304. ....	64
Tabla 10 Valoración de alternativas de sensores sistema pesado.....	70
Tabla 11 Tabla de datos teóricos para ensayos de fatiga .....	94
Tabla 12 Tabla de datos prácticos para ensayos de fatiga .....	95
Tabla 13 tabla logarítmica de la practica.....	97
Tabla 14 Costo de materiales mecánicos. ....	99
Tabla 15 Costos materiales eléctricos y electrónicos.....	100
Tabla 16 Costos misceláneos. ....	101
Tabla 17 Costos total. ....	101



# **CAPITULO I .**

## **MARCO TEÓRICO**

### **1.1. PROBLEMA**

La Ingeniería Mecatrónica es una rama que involucra varios campos de estudio y uno de ellos es el de la resistencia de materiales, sabiendo que esta es una materia netamente experimental su mejor asimilación por parte del alumno se logra con la utilización de equipos específicos o con el diseño de equipos realizados por docentes o estudiantes esto es de gran ayuda para lograr el claro entendimiento de este tipo de materias.

El proyecto planteado en esta tesis tiene como finalidad dotar al laboratorio y/o taller de Ingeniería en Mecatrónica de la Universidad Técnica del Norte con una máquina para realizar ensayos de fatiga de materiales.

Se propone el diseño y construcción de una máquina para realizar pruebas de fatiga, los cuales son regidos por las normas ASTM (*American Society for Testing and Materials*) E606 y la ISO (International Organization for Standardization) 1143 la cual debe ser de fácil manipulación, con elementos que se encuentran en el mercado local y con un tamaño adecuado teniendo en cuenta el espacio físico con que contamos en los laboratorios y talleres de la carrera

### **1.2. OBJETIVOS.**

#### **1.2.1. OBJETIVO GENERAL**

Diseñar y construir una máquina de para realiza ensayos de fatiga a distintos materiales sometiéndoles fatiga flexorotativa.

## **1.2.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS**

- Reunir toda la información necesaria sobre el estudio de la fatiga en materiales y los diferentes tipos de ensayos.
- Aplicar los conocimientos adquiridos en la Carrera de Mecatrónica para el diseño y selección de los elementos mecánicos, eléctricos y electrónicos.
- Analizar los resultados que se obtienen de las pruebas
- Elaborar los manuales de uso, funcionamiento y mantenimiento.
- Proponer una guía de realización de prácticas de ensayo de fatiga de materiales.

## **1.3. JUSTIFICACIÓN**

Buscando la manera de contribuir a la mejora del aprendizaje de la resistencia de los materiales en la Carrera de Ingeniería en Mecatrónica de la Universidad Técnica del Norte y al saber que uno de los principales daños de los elementos mecánicos en la industria se da debido a la falla por fatiga se hace necesario que la carrera cuente con una máquina para realizar prácticas sobre este fenómeno.

El presente proyecto de titulación tiene como objetivo complementar el laboratorio y/o taller de la carrera de una máquina con la cual se tenga una idea clara de una de las principales causas de fallo o daño que aquejan a las máquinas que poseen elementos rotativos, como es de conocimiento es mucho más fácil comprender un fenómeno mediante la experimentación. Por esta razón la máquina propuesta en este proyecto de grado es de mucha ayuda para la mejor comprensión de dichos fenómenos.

## 1.4. ALCANCE

El desarrollo de este proyecto se lo puede dividir en las siguientes etapas:

Se realiza la investigación de información sobre la fatiga en materiales y los fundamentos para realizar los ensayos de fatiga en flexión rotativa.

Se construye una máquina en voladizo con que estar comandada por un PLC (Programmable Logic Controller), que tendrá una velocidad para realizar las pruebas de máximo 3600 rpm controlada por medio de un variador de frecuencia y tendrá máximo un límite de carga de 25 kg. El sistema de visualización y de manejo de la máquina es mediante un HMI (interfaz de usuario / interfaz hombre-máquina) de muy sencilla utilización.

Se realiza pruebas utilizando normas ISO (International Organization for Standardization) 1143:2010 (E) *“ROTATING BAR BENDING FATIGUE TESTING”* para la fabricación de las probetas, la misma que se la adquirió en el INEN (Instituto Ecuatoriano de Normalización).



## **CAPITULO II .**

### **GENERALIDADES SOBRE LA FATIGA**

#### **2.1. DEFINICIÓN DE FATIGA**

La fatiga es un proceso de degeneración de un material sometido a cargas cíclicas de valores por debajo de aquellos que son capaces de provocar su ruptura mediante tracción. [1]

La fatiga es un proceso progresivo localizado de cambios estructurales permanentes que ocurren en un material que está sujeto a condiciones donde se producen esfuerzos y deformaciones fluctuantes en uno o varios puntos que culminan en grietas o fractura completa después de un número suficiente de fluctuaciones. [2]

Entonces se puede llamar fatiga al resultado o daño que sucede en un elemento que está sometido a fuerza o cargas repetitivas.

Revisión histórica de la fatiga.

Como es de imaginarse desde siempre ha existido el estudio de los materiales y sobre todo por qué fallan estos de ahí que es un tema importante en el campo de las ingenierías y diseños

En la *tabla 1* se muestra una revisión clara cronológicamente de la involución del estudio de la falla de los materiales a causa de la fatiga.

Tabla 1 Historia de la evolución del estudio de la resistencia de materiales. [3]

<b>Año</b>	<b>Investigador</b>	<b>Suceso o Logro</b>
<b>1829</b>	Albert	Primero en documentar la falla por cargas repetidas.
<b>1837</b>	Ranking	Analiza la teoría cristalización de la fatiga.
<b>1839</b>	Poncelet	Primero en utilizar el término fatiga.
<b>1849</b>	Stephenson	Analiza la responsabilidad del producto asociada con fallas por fatiga en los ejes de los carros del ferrocarril.
<b>1850</b>	Braithwaite	Primero en utilizar el término fatiga en una publicación en inglés y analiza la teoría de la cristalización.
<b>1864</b>	Fairbaim	Informa sobre los primeros experimentos sobre cargas repetidas.
<b>1871</b>	Wöhler	Publica los resultados de 20 años de su investigación de las fallas de los ejes, perfecciona la prueba de flexión giratoria, el diagrama S-N y define el límite de resistencia a la fatiga.
<b>1886</b>	Bauschinger	Inventa un extensómetro de espejo con una sensibilidad de 10 y estudia el esfuerzo-deformación inelástico.



<b>1903</b>	Swing / Humfrey	Descubre las líneas de deslizamiento, grietas por fatiga y crecimiento de grietas hasta la falla, demostrando lo incorrecto de la teoría de cristalización.
<b>1910</b>	Baitstow	Verifica la teoría de Bauschinger respecto a un límite de fluencia elástico natural y el límite de resistencia a la fatiga de Wohler.
<b>1910</b>	Basquin	Enuncia la ley exponencial de las pruebas de resistencia a la fatiga (ecuación de Basquin).
<b>1915</b>	Smith/ Wedgewood	Separan la deformación plástica cíclica de la deformación plástica total.
<b>1921</b>	Griffith	Aplica criterios para la fractura y relaciona la fatiga con el crecimiento de las grietas.
<b>1927</b>	Moore / Kommers	Cuantifican datos de fatiga de alto ciclaje para muchos materiales en "The Fatigue of Metals".
<b>1930</b>	Goodman Sodeberg	/ Por separado determinan la influencia de los esfuerzos medios sobre la fatiga.
<b>1937</b>	Neuber	Publica la ecuación de Neuber para la concentración de deformaciones en muescas (traducción al inglés en 1946).
<b>1953</b>	Peterson	Publica "Stress Concentration Desing Factors" con un procedimiento para tomar en cuenta las muescas.

<b>1955</b>	Coffin / Manson	Publican de manera independiente la ley de fatiga de bajo ciclaje, con base en la deformación (ley Coffin/Manson).
<b>1961</b>	Paris	Publica la ley de Paris de mecánica de fracturas, para el crecimiento de la grieta por fatiga.
<b>1962</b>	Smith / Laird	Con la aplicación de los conceptos de mecánica de fractura para falla por fatiga, fueron desarrollados modelos conceptuales y cuantitativos para racionalizar experimentalmente la falla por fatiga a partir de la resistencia de los materiales de ingeniería.
<b>1963</b>	Mc Clinton	
<b>1966</b>	Weetman	
<b>1967</b>	Laird / Rice	
<b>1969</b>	Newman y Pelloux	
<b>1970's</b> <b>1980's</b>	Elber / Bucci / Ghaki	Argumentan el contacto prematuro entre superficies de falla (basado en los efectos de grieta plástica) representado por un mecanismo asociado con el fenómeno de fatiga de grieta cerrada.
<b>1980</b> <b>1988</b> <b>1990</b>	Hertzberg / Manson Newman Suresh / Nakamura / Yeshurum / Yang / Duffy	Investigan y recogen los efectos que producen los materiales no metálicos y compuestos de los cuales se ofrece el potencial de mejoramiento mecánico, térmico y ambiental bajo cargas cíclicas a fatiga.
<b>1991</b>	Rosakis / Zehnder	Distribución de temperatura alrededor de grietas, propagándose dinámicamente en acero 4340 utilizando la medición experimental por medio de detectores infrarrojos de alta velocidad.

<b>1994</b>	Nakamura Krushner	/	Análisis computacional de la propagación dinámica de grietas a lo largo de interfaces bimateriales.
<b>1995</b>	Needlman Tvergaard	/	Análisis de una transición "frágil-dúctil" bajo la dinámica de carga cortante en materiales sólidos y/o estructuras.
<b>1997</b>	Lameros / Shukla / Rosakis	/	Investigación de la mecánica de propagación intersonica a lo largo de una interface bimaterial usando gradiente coherente y fotoelasticidad.
<b>1999</b>	Willis / Movchan		Perturbación dinámica tridimensional de propagación de grieta.
<b>2000</b>	Rosakis Ravichandran	/	Tópicos para la investigación en la dinámica de fallas mecánicas (introducción y aplicaciones).
<b>2002</b>	Alves, M. / Jones, N.		Falla por impacto de vigas usando la mecánica de daños acumulados bajo cargas estáticas y dinámicas de modelo continuo.
<b>2003</b>	Dwivedi, S.K Espinosa, H.D.	/	Modelación dinámica de la propagación de grieta en fibra reforzada de material compuesto incluyendo los efectos friccionales.
<b>2004</b>	Lin. Z / Lingcang. C.		Modelo simplificado para la predicción de la dinámica de daños y fractura de materiales dúctiles.

---

**2005** Ruine. A. / Zaera. R. Análisis de inercia y efectos escalares en la formación dinámica durante la tensión en una lámina de acero.

---

**2006** Roy Xu. L. / Wang. P. Análisis dinámico de la fractura mecánica del modo de transición de falla a lo largo de interfaces en sólidos elásticos.

---

la importancia de las fallas producidas por fatiga en el aspecto económico.

Cuando un dispositivo sufre un daño por cualquier tipo de falla es lógico que esto incida en un aspecto económico de ahí que como profesionales se busca dar la mayor vida útil a las máquinas que se diseña.

En el año de 1882 en los Estados Unidos de Norte América se realiza un estudio el cual se basa en informes del gobierno el mismo que deja el siguiente resultado:

El costo anual para la economía de los Estados Unidos por fatiga de los materiales en dólares es alrededor de 100000 millones, correspondiente al 3% del producto nacional bruto (PNB). Estos costos provienen de las ocurre ciencias o prevención de fallas por fatiga en vehículos terrestres, vehículos sobre rieles, aeronaves de todo tipo, puentes, grúas, equipos generadores de energía, estructuras de pozos petroleros, submarinos y una amplia variedad de maquinaria y equipo varios como artefactos domésticos, juguetes y equipo deportivo. [4]

En nuestro país no se tiene la información del costo que representa la falla por fatiga de materiales por lo que no se puede tener referencias para hacer un análisis a nivel local.

## **2.2. ENSAYOS DE MATERIALES.**

Los ensayos de materiales se emplean para aplicaciones de prueba y mejora de materiales como metales y polímeros; esto permite determinar y evaluar los defectos que pueden surgir en la industria.

Normalmente las pruebas son realizadas para verificar las propiedades de los materiales, tales como resistencia a la tracción, compresión, flexión y fatiga; características de envejecimiento, composición química, térmica, inflamabilidad, análisis micro-estructural, pruebas de seguridad y pruebas de impacto ambiental.  
[5]

### **2.2.1. TIPOS DE ENSAYO DE MATERIALES**

Los principales ensayos que se requieren para calificar las características resistentes de los materiales pueden clasificarse como:

#### *2.2.1.1 Ensayos destructivos. [6]*

Los ensayos destructivos son pruebas a los que son sometidos los materiales con la finalidad de comprobar sus propiedades como: dureza, tenacidad, resistencia mecánica, ductilidad, y así poder verificar la calidad de dicho material y hacer una correcta aplicación en la industria.

Dichos ensayos son de gran importancia porque nos brindan de forma proporcional, como los materiales se desempeñan en distintas aplicaciones dentro de la industria.

En este tipo de ensayo de destacan los siguientes:

- Metalografía
- Tracción
- Impacto
- Dureza
- Fatiga

### *2.2.1.2 Ensayos no destructivos. [7]*

Los ensayos no destructivos son herramientas de control de calidad o proceso que permite diagnosticar preventivamente las condiciones de un equipamiento, deterioro de un componente o su mal funcionamiento, análisis de piezas recién fabricadas o reparadas. Entre los más importantes métodos de ensayos no destructivos podemos citar los ensayos por Ultrasonido (EU), Líquidos Penetrantes (EP), Rayos X (ER), Análisis de Vibraciones (EV), Termografía, Partículas Magnéticas, entre otras.

Como se puede ver el motivo de nuestro estudio que es el ensayo de fatiga se encuentra en el grupo de los ensayos destructivos ya que la probeta se somete a esfuerzos hasta provocar su ruptura.

## **2.3. ENSAYO DE FATIGA [8]**

Los primeros ensayos de fatiga los realizó Albert, en Alemania, y desde 1852 a 1869, Wöhler efectuó experimentos sobre esta propiedad construyendo los primeros dispositivos de ensayo y estableció lo que hoy se conoce como “zona límite de sollicitación de fatiga” o simplemente “zona de fatiga”.

Hacia el año 1900, Edwing, Rosenhain y Humfrey iniciaron el estudio del mecanismo de la fatiga con ayuda del microscopio metalográfico y demostraron que en los cristales de hierro que se habían sometido a sollicitaciones repetidas se formaban bandas de deslizamiento y grietas de fatiga.

Casi simultáneamente, Gilchrist sugirió la hipótesis de que la grieta de fatiga empieza como consecuencia de la localización de tensiones que sobrepasan la resistencia de rotura del material.

## **2.4. NORMAS DEL ENSAYO DE FATIGA.**

Para realizar este tipo de ensayos se puede recurrir a dos normas por un lado se tiene las dadas por la ASTM que son las que sirven de base a las normas ISO las cuales se tiene acceso mediante compra en el INEC.

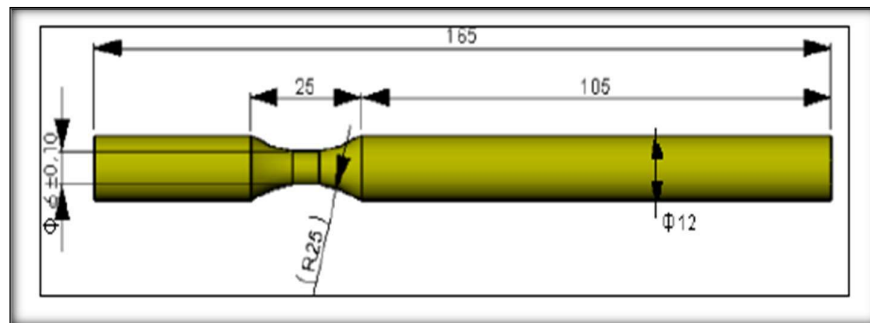
Como se explica que las ASTM son la base para las normas a utilizarse ISO se debe destacar lo siguiente se indica al momento de la construcción de la probeta:

El mecanizado puliendo; la última remoción de viruta debe estar en una dirección aproximadamente paralela al eje longitudinal del espécimen. Los métodos de la preparación impropios pueden desvirtuar los resultados en forma importante.

Se trabaja este proyecto en base a la norma ISO 1143 (*anexo n*), ya que esta nos indica las dimensiones de la probeta para trabajar en una máquina de sistema de aplicación de fuerza en voladizo.

### 2.4.1. PROBETAS

La probeta se construye según las normas ISO1143, las cuales detallan la construcción para este tipo de espécimen para ensayos de fatiga en máquina de sistema de fuerza aplicada en voladizo. En la *figura 1*, se toma como referencia las medidas de un ensayo de fatiga con un tipo de máquina similar a la que se presenta en este proyecto.



*Figura 1 Modelo de probeta normalizada [9]*

### 2.5. MÁQUINAS PARA EL ENSAYO DE FATIGA EN MATERIALES.

Para la realización de ensayos por fatiga existen cuatro tipos de máquinas las cuales se detalla a continuación:

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

- Máquinas de esfuerzos combinados.

A continuación de todas las máquinas mencionadas se realiza la descripción de las máquinas de fatiga por flexión rotativa ya que es el motivo de nuestra investigación que son las siguientes:

- Máquina de fatiga en voladizo.
- Máquina de fatiga con soportes.

## **2.6. MÁQUINA DE FLEXIÓN ROTATIVA. [10]**

El ensayo de fatiga se realiza con máquinas apropiadas, sometiendo a una o más probetas de formas y dimensiones prefijadas a un determinado número de ciclos.

### **2.6.1. MÁQUINA DE FLEXIÓN ROTATIVA EN VOLADIZO.**

El dispositivo de viga rotativa en voladizo es el más sencillo de todos, en ella un extremo de un espécimen cilíndrico, maquinado, se monta en unas mordazas accionadas por un motor. Del extremo opuesto se cuelga la masa. Al principio, el espécimen manifiesta una fuerza de tensión que actúa sobre la superficie superior, mientras que la superficie inferior está a compresión. Después de que el espécimen gira, los lugares que originalmente estaban en tensión y en compresión no están sometidos a esfuerzo alguno. Después de media vuelta, a los, el material que originalmente estaba en tensión ahora está en compresión, y viceversa. Así, el esfuerzo en cualquier punto pasa por un ciclo sinodal completo, desde el esfuerzo máximo de tensión hasta el esfuerzo máximo de tensión hasta el esfuerzo máximo de compresión. En la *figura 2* se observa este tipo de máquina.





*Figura 2 Máquina de flexión rotativa en voladizo [11]*

### **2.6.2. MÁQUINA DE FLEXIÓN ROTATIVA CON SOPORTE. [12].**

Llamada también dispositivo de R.R. Moore, en este dispositivo la probeta se somete a flexión pura, y no se impone un esfuerzo cortante transversal, tiene dimensiones específicas y una superficie muy pulida. Si la probeta se rompe en dos piezas iguales, la prueba indica la resistencia a la fatiga del material. Si las piezas son desiguales, un material o un defecto en la superficie han variado los resultados. El espécimen de prueba se somete a un ciclo de esfuerzos completamente alternante y se cuentan los ciclos a la falla.

De esta forma, la prueba se efectúa con cada espécimen, en un nivel de esfuerzo específico, hasta que ocurra la falla. El procedimiento se repite en otros especímenes idénticos, disminuyendo progresivamente la amplitud máxima del esfuerzo. La *figura 3* muestra un equipo moderno de este tipo de máquina.



*Figura 3 Máquina de fatiga de flexión rotativa [13]*

## **2.7. DESCRIPCIÓN DE LA MÁQUINA A CONSTRUIRSE.**

La máquina de flexo rotativa que es el tema de este proyecto de titulación tiene un conjunto de características las cuales permiten que sea un equipo muy fácil de usar y con las seguridades adecuadas para las personas que la operen.

A continuación, se detalla cada uno de los elementos y sus características que forman parte de la máquina:

### **2.7.1. MOTOR ELÉCTRICO.**

Es el principal elemento de la máquina de fatiga. El motor eléctrico la potencia suministra al equipo, haciendo girar la probeta y de esta forma generar cargas alternadas en un tiempo determinado. En promedio los motores eléctricos alcanzan velocidades de 1800 *rpm*, que es un valor apropiado para realizar el ensayo de fatiga.

### **2.7.2. TRANSMISIÓN DE POTENCIA.**

En el sistema de transmisión de giro del motor hacia los ejes de la máquina es necesario la utilización de acoples flexibles, los mismos que deben permitir un

grado de desalineación entre los elementos que se van a unir al eje y mandriles al momento del arranque del motor.

### **2.7.3. SISTEMAS DE SUJECIÓN.**

La de sujeción de la probeta en los ejes de transmisión, se los realiza con mandriles o mordaza. El sistema tiene como ventaja que permite al usuario realizar un montaje de sujeción rápida y cómoda.

### **2.7.4. SISTEMAS DE APOYO.**

Los ejes de transmisión son quienes van a transmitir la potencia desde el motor eléctrico hasta la probeta, es por lo que los ejes deben ir sujetos a la estructura metálica mediante chumaceras.

### **2.7.5. EJES DE TRANSMISIÓN.**

Los ejes de transmisión es el medio de unión entre motor, acople y mandriles. La correcta selección de estos elementos es importante ya que están sometidos a esfuerzos y momentos durante el ensayo de fatiga.

### **2.7.6. ESTRUCTURA METÁLICA.**

La función de la estructura metálica es soportar los elementos que forman parte del equipo. Es importante considerar las dimensiones adecuadas que permita al ensayista operar la máquina de manera cómoda.

### **2.7.7. SISTEMA DE CONTROL.**

Permite controlar al equipo desde el momento que se energiza y se pone en marcha del sistema; si la jaula de protección una vez ya instalada la probeta no está ubicada y asegurada adecuadamente, el motor no debe ser encendido. El contador registra el número de revoluciones realizadas durante el ensayo. Finalmente permite el

apagado del motor, se da por automáticamente una vez que la probeta se ha fracturado.

### **2.7.8. SISTEMA DE APLICACIÓN DE CARGA.**

El sistema de carga se da por medio de un tornillo que hace presión en el extremo libre de la probeta el que se encuentra en un alojamiento el cual está diseñado de tal manera que por medio del sensor de presión indica directamente la presión que se aplica a la probeta mediante la pantalla que se encuentra en el armario eléctrico.

### **2.7.9. CONTADOR DE CICLOS.**

Los ciclos de carga que soporta la probeta hasta llegar al punto de fractura son contados y anotados, por tanto, se selecciona la utilización de un sistema de conteo totalmente electrónico el mismo que esta con formado con un sensor que realizara el conteo de ciclos.

## CAPITULO III . FUNDAMENTOS TEÓRICOS.

### **3.1. GENERALIDADES DE LA TEORÍA DE FALLAS POR FATIGA [14]**

La falla por fatiga requiere, básicamente, que se conjuguen dos factores a saber: la aplicación de cargas repetidas o cíclicas, esto quiere decir que su valor cambia en el tiempo. La excepción a esta condición está en el hecho de que, si el componente está trabajando en un ambiente corrosivo, la falla por fatiga se produce bajo condiciones estáticas.

En la realidad, todas las cargas que actúan sobre un determinado sistema mecánico varían con el tiempo, lo que sucede es que su frecuencia de repetición es tan baja que se pueden considerar como estáticas. Un ejemplo de esto son las puertas de metal; en épocas de calor ésta se expande y entra en contacto con su marco, también metálico, y el proceso de apertura y / o cierre de esta se hace aplicando una fuerza mayor que la requerida cuando no se ha dilatado. Aunque esta dilatación-contracción causada por cambios de temperatura se produce cada vez que hay incremento de la misma, su frecuencia no es de magnitud suficiente como para considerarse una acción cíclica y, por lo tanto, no conduce a la falla por fatiga. No sucede lo mismo en centrales de vapor y otros sistemas en los cuales los cambios de temperatura son bruscos y de alta repetitividad. En estos casos, se emplean unos dispositivos llamados juntas de dilatación (en algunos pisos de viviendas existen también tales juntas) que absorben las deformaciones térmicas que a su vez generan tensiones que serán tensiones cíclicas. La *figura 4* indica una piza que muestra fallo por fatiga.



*Figura 4 Pieza que falló por fatiga [15]*

### **3.2. MECANISMOS DE FALLAS POR FATIGA. [16]**

La historia de una grieta que se desarrolla en un componente sometido a fatiga tiene típicamente tres etapas: una de iniciación, una de propagación estable y finalmente una propagación acelerada que conduce a la falla del componente.

Los fallos por Fatiga se producen en tres fases:

#### **3.2.1. FASE 1 (INICIACIÓN).**

Una o más grietas se desarrollan en el material. Las grietas pueden aparecer en cualquier punto del material, pero en general ocurren alrededor de alguna fuente de concentración de tensión y en la superficie exterior donde las fluctuaciones de tensión son más elevadas. Las grietas pueden aparecer por muchas razones: imperfecciones en la estructura microscópica del material, ralladuras, arañazos, muescas y entallas causados por las herramientas de fabricación o medios de manipulación. En materiales frágiles el inicio de grieta puede producirse por defectos del material (poros e inclusiones) y discontinuidades geométricas. [17]

### 3.2.2. FASE 2 (PROPAGACIÓN).

Alguna o todas las grietas crecen por efecto de las cargas. Además, las grietas generalmente son finas y de difícil detección, aun cuando se encuentren próximas a producir la rotura de la pieza. [17]

### 3.2.3. FASE 3 (ROTURA).

La pieza continúa deteriorándose por el crecimiento de la grieta quedando tan reducida la sección neta de la pieza que es incapaz de resistir la carga desde un punto de vista estático produciéndose la rotura por fatiga. [17]. Podemos apreciar las etapas de fatiga en la *figura 5* que está a continuación.



*Figura 5 Fases de la falla por fatiga. [18]*

### 3.3. RESISTENCIA A LA 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”. [19]

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

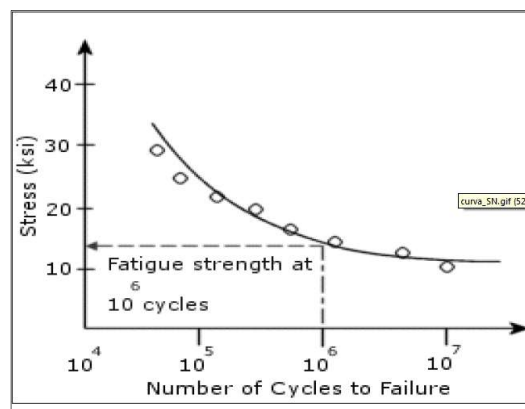
ciclos para producir la falla aumenta. Si la cantidad de ciclos es infinita el valor del esfuerzo se denomina límite de fatiga.

### 3.4. DIAGRAMAS S-N.

Las curvas S-N de un material definen los valores de tensiones alternantes versus el número de ciclos requeridos para causar el fallo a un determinado momento de tensión. Ver la *figura 4*, se muestra una curva típica S-N. El eje Y, representa la tensión alterna (S), mientras que el eje X, representa el número de ciclos (N). La curva S-N se basa en una razón de tensión o tensión media, por lo que cada material se puede definir múltiples curvas S-N con diferentes valores de tensión media.

La curva S-N se basa en la vida a fatiga media o en una probabilidad de fallo dado. Para la construcción de un diagrama S-N, es necesario realizar muchos ensayos y de forma estadística variar las tensiones alternantes, las tensiones medias y contar el número de ciclos. Como se indica en la *figura 6*.

Para caracterizar un material se toma un conjunto de probetas y se las somete a cargas variables con diferentes niveles de tensión, contándose el número de ciclos que resiste hasta la rotura.



*Figura 6 Diagrama S-N [17]*



### 3.5. LÍMITE DE RESISTENCIA A LA FATIGA. [20]

Para el diseño de elementos mecánicos es necesario contar con un valor de límite de resistencia a la fatiga de manera rápida. Existen grandes cantidades de datos en la literatura técnica sobre los resultados de ensayos con viga rotativa y de ensayos a la tensión simple de muestras tomadas de la misma barra o lingote. Si se grafican estos datos, como en la *figura 7*, se verá si hay alguna correlación entre los dos conjuntos de resultados.

La gráfica parece sugerir que el límite de resistencia varía desde aproximadamente desde aproximadamente 40% hasta 60% de la resistencia a la tensión para aceros, y hasta alrededor de  $1450 \text{ N/mm}^2$ . Comenzando en alrededor de  $S_{ut} = 1450 \text{ N/mm}^2$ , la dispersión parece incrementarse, pero aparentemente la tendencia se nivela, como lo sugiere la línea horizontal discontinua en  $S'_e = 0.5 S_{ut}$ . La ecuación para el cálculo del límite de resistencia a la fatiga se encuentra a continuación:

$$S'_e = 0.5 S_{ut} \text{ para } S_{ut} \leq 1450 \text{ N/mm}^2$$
$$S'_e = 689.5 \text{ N/mm}^2 \text{ para } S_{ut} \geq 1450 \text{ N/mm}^2$$

Donde:

$S_{ut}$  = Resistencia a la tracción.

$S'_e$  = Límite de resistencia a la fatiga en flexión rotativa de una probeta.

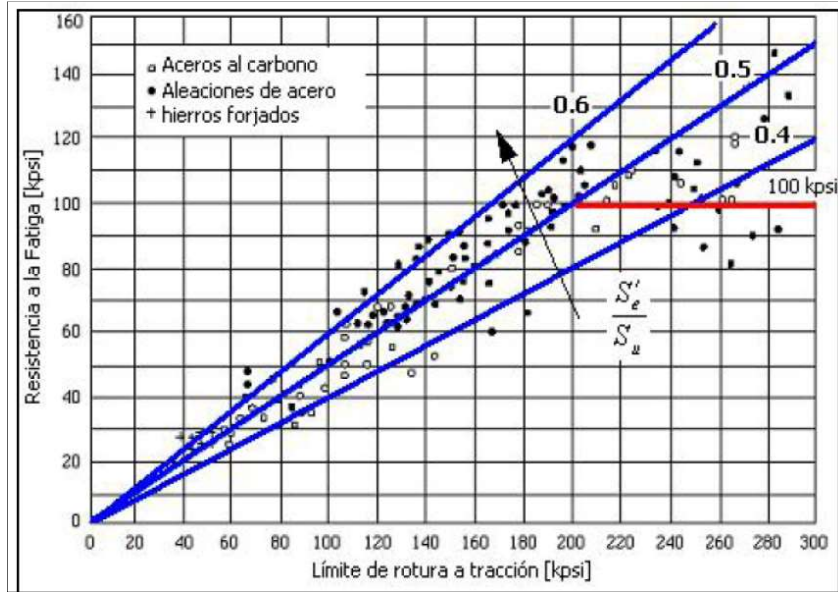


Figura 7 Límites de resistencia a la fatiga [21]

### 3.6. FACTORES DE CORRECCIÓN DEL LÍMITE DE RESISTENCIA A LA FATIGA. [22]

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 este dado como:

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

*Ecuación 1 Cálculo del límite de fatiga corregido.*

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.

### 3.6.1. FACTOR DE SUPERFICIE ( $k_a$ ) [23]

Puesto que la probeta utilizada para la realización del ensayo de flexión rotativa tiene un acabado superficial pulido espejo (súper acabado). 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., como se indica en la *ecuación 2*.

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

*Ecuación 2 Cálculo del factor de superficie.*

Para encontrar el coeficiente de superficie se utiliza la *ecuación 2* que depende del acabado superficial final de la pieza. La *tabla 2* muestra los valores de  $a$  y  $b$ .

Tabla 2 Coeficientes a y b para el factor de superficie. [24, p. 280]

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

### 3.6.2. FACTOR DE TAMAÑO ( $k_b$ ) [23]

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:

$$k_b = \begin{cases} (d/0.3)^{-0.107} = 0.879d^{-0.107} & 0.11 \leq d \leq 2 \text{ pulg} \\ 0.91d^{-0.157} & 2 \leq d \leq 10 \text{ pulg} \\ (d/7.62)^{-0.107} = 1.24d^{-0.107} & 2.79 \leq d \leq 5 \text{ mm} \\ 1.51d^{-0.157} & 51 \leq d \leq 254 \text{ mm} \end{cases}$$

Ecuación 3 Coeficiente de tamaño.

La ecuación 3 solo es válida para formas cilíndricas ya que, para otras formas, Kegel sugirió al igualar el área trasversal de la pieza no redonda esforzada por encima del 95% de su esfuerzo máximo con el área similar esforzada de un espécimen de viga rotatoria se obtiene un diámetro efectivo el cual se utiliza en la ecuación 3.

Para carga axial se toma:

$$kb_b = 1.$$

*Ecuación 4 Coeficiente de tamaño para cargas axiales.*

Cuando las piezas no tengan sección circular, se utiliza el concepto de dimensión efectiva, que reemplaza a  $d$  en la *ecuación 5*.

$$d_e = \sqrt{\frac{A_{95}}{0.0766}}$$

*Ecuación 5 Cálculo de área de elementos que no poseen sección circular.*

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, la *figura 8* presenta algunas secciones para el cálculo del área al 95%:

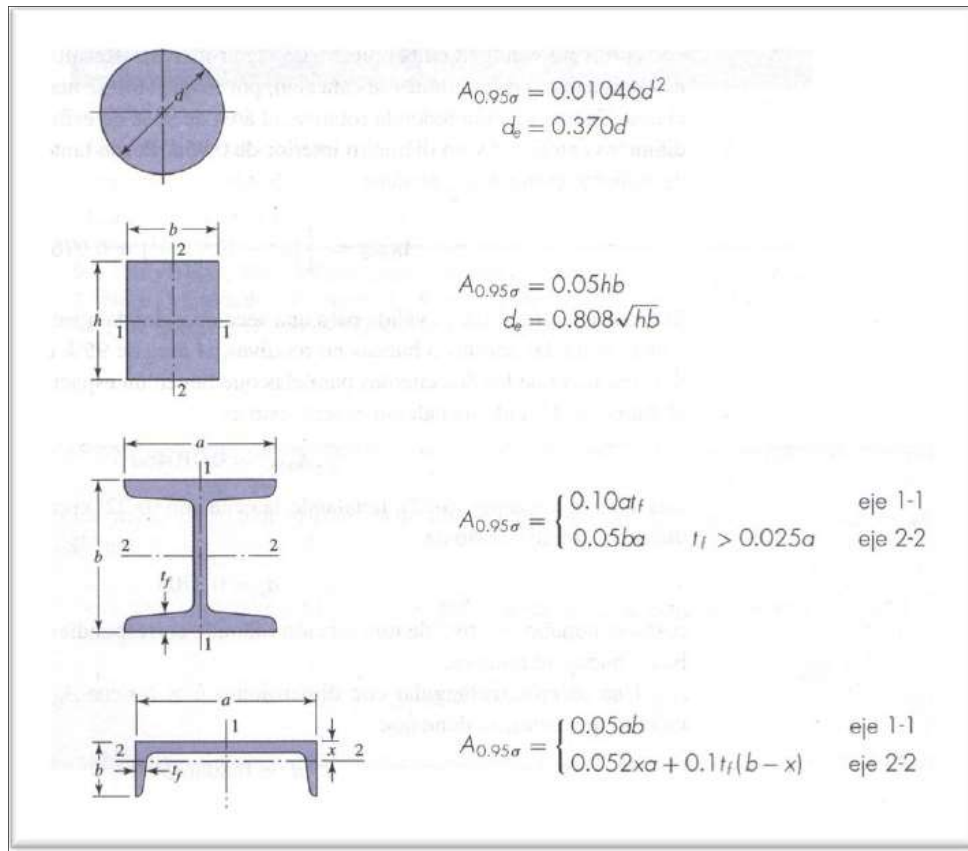


Figura 8 Expresiones para el cálculo del área al 95% [24, p. 282]

### 3.6.3. FACTOR DE CONFIABILIDAD ( $k_c$ ) [23]

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.

Los valores de este factor se exponen en la *tabla 4* y se han obtenido sobre la base de una desviación estándar del 8%. Estos valores deben considerarse estimativos.

$$k_c = (1 - 0.08z_a).$$

*Ecuación 6 Cálculo de coeficiente de confiabilidad.*

Donde los valores de  $z_a$  de cualquier confiabilidad deseada se determina a partir de la *tabla 3*

Tabla 3 Factor de confiabilidad  $k_c$  [22, p. 285]

Confiabilidad, %	Variación de transformación $z_a$	Factor de confiabilidad $k$
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  $k_c$ .

### 3.6.4. FACTOR DE TEMPERATURA ( $k_d$ ) [23]

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 4*, donde la relación  $S^T/S_{RT}$  representa el factor  $k_d$ .

Tabla 4 Factor de temperatura ( $k_d$ ) [24, p. 282]

Temperatura, 70C	S	Temperatura	
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	1000	0.698
550	0.672	1100	0.567
600	0.549		

Existen varias fórmulas para generalizar y considerar la reducción el límite de resistencia a la fatiga a temperatura moderadamente altas:

$$\left\{ \begin{array}{ll} \text{Para } T \leq 450^{\circ}\text{C} (840^{\circ}\text{F}) & k_d = 1 \\ \text{Para } 450^{\circ}\text{C} \leq T \leq 550^{\circ}\text{C} & k_d = 1 - 0.0058 (T - 450) \\ \text{Para } 850^{\circ}\text{F} \leq T \leq 1020^{\circ}\text{F} & k_d = 1 - 0.0032 (T - 850) \end{array} \right.$$

### 3.6.5. FACTOR DE CONCENTRACIÓN DE TENSIONES ( $k_f$ )

En la práctica la concentración de esfuerzos son los causantes de la mayor parte de fallas por fatiga en metales. Para cargas estáticas, el factor de concentración de



tensiones es  $Kt$ , para esfuerzos en cargas dinámicas se emplea el denominado factor de concentraciones de tensión a fatiga  $k_f$ .

Donde  $Kf$  se calcula así:

$$k_f = \frac{\text{Esfuerzo máximo en la pieza de prueba con muescas}}{\text{Esfuerzo en la pieza de prueba sin muescas}}$$

*Ecuación 7 Cálculo de factor de concentración de factores.*

Para  $k_t$ , depende de las discontinuidades tales como: entallas, agujeros, filetes, ranuras, etc. Con un valor menor a 3.

El coeficiente que relación a  $k_f$  y  $Kt$  es conocido como factor de sensibilidad y varía de acuerdo con el tipo y forma de la carga que se aplica.

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

*Ecuación 8 Calculo de coeficiente que relación.*

Donde:

$q =$  factor de sensibilidad de la muesca

$k_t =$  factor de concentración de tensiones estáticas

$k_f =$  factor de concentración de tensiones a fatiga

### **3.6.6. FACTOR DE EFECTOS VARIOS ( $k_e$ ) [12]**

El tomar en cuenta al factor  $k_e$  en el cálculo tiene como finalidad, recordar al diseñador que se deben considerar algunos factores que reducen el límite de resistencia a la fatiga como, por ejemplo: la corrosión, recubrimientos electrolíticos, metalizado por aspersión, frecuencia, entre otros. Los más importantes efectos que disminuyen el límite de resistencia a la fatiga se describen a continuación:

#### *3.6.6.1 Corrosión*

Como es de esperarse los elementos que operan en una atmósfera corrosiva poseen una menor resistencia a la fatiga. Esto significa que, con el paso del tiempo, cualquier elemento fallará cuando se lo someta a esfuerzos repetidos en una atmósfera corrosiva, por lo que el diseñador debe tratar de minimizar los factores que afectan la vida a fatiga. Como, por ejemplo: El esfuerzo medio o estático, esfuerzo alternante, concentración del electrolito, propiedades y composición del material, rapidez del movimiento del fluido alrededor del elemento, hendiduras locales, etc. [12]

#### *3.6.6.2 Recubrimiento electrolítico*

Los recubrimientos metálicos reducen sensiblemente el límite de resistencia a la fatiga, en muchos casos hasta en un 50% del mismo. El galvanizado no afecta la resistencia a la fatiga. [12]

#### *3.6.6.3 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%.

#### *3.6.6.4 Frecuencia cíclica*

La frecuencia cíclica resulta importante en casos donde se presenta corrosión, temperaturas elevadas o las dos a la vez, puesto que la misma favorece a la rápida propagación de las grietas. Entre menor sea la frecuencia y mayor la temperatura, mayor será la rapidez de propagación de las grietas y menor será la vida a fatiga en un nivel de esfuerzo dado. Cabe mencionar que, bajo condiciones normales, la falla por fatiga es independiente de la frecuencia. [12]

### 3.6.6.5 Corrosión por frotamiento

Este fenómeno 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. El factor de frotamiento depende de los materiales a unir y varía entre 0.24 y 0.90. [12]

## 3.7. RÉGIMEN DE FATIGA [25]

En el diagrama S-N se indica diferentes tipos de comportamientos, en la medida en que el número de ciclos a la falla se incrementa. Los dos regímenes básicos son la fatiga de bajo ciclaje (generalmente menor a la  $10^3$  ciclos de esfuerzo) y fatiga a alto ciclaje (más de  $10^3$  pero menor de  $10^6$  ciclos de esfuerzo). La pendiente de líneas es, mucho menor en la fatiga de bajo ciclaje que en el de alto ciclaje.

### 3.7.1. RESISTENCIA A LA FATIGA EN BAJO Y ALTOS CICLOS.

[26]

El conjunto de datos disponible sobre la falla a la fatiga, desde  $N = 1$  hasta  $N = 1000$  ciclos, por lo general se clasifica como fatiga de bajos ciclos (oligofatiga), como se indica en la *figura 9*. En consecuencia, la fatiga de altos ciclos se relaciona con la falla correspondiente a ciclos de esfuerzos mayores que 103 ciclos.

El valor de  $S_m$  es el esfuerzo aplicado cuando  $N = 1000$  ciclos, como se puede apreciar en la *figura 9*

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:

$$\begin{aligned} \text{Flexion: } aq \quad S_m &= 0.9S_{ut} \\ \text{Carga axial:} \quad S_m &= 0.75S_{ut} \end{aligned}$$

Donde:

$S_{ut}$  = Resistencia a la tracción.

$S_m$  = Límite de resistencia a la fatiga en flexión rotativa de una probeta.

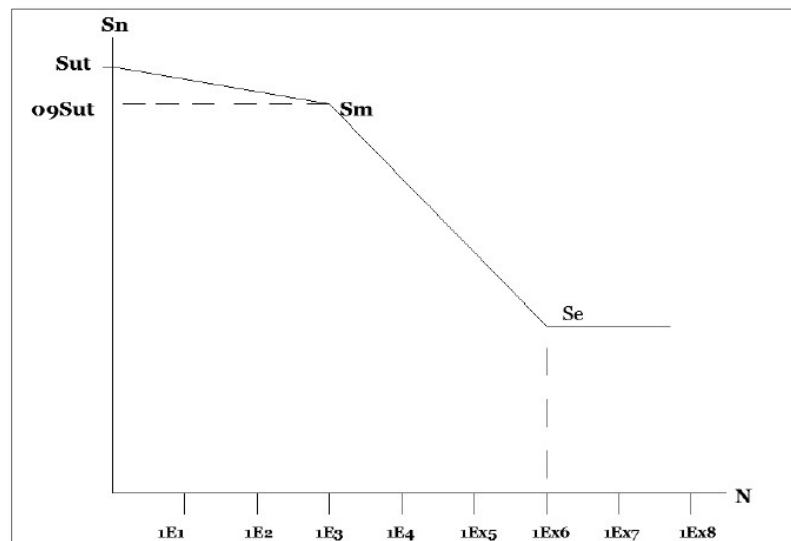


Figura 9 Grafica de la resistencia a la fatiga en bajo ciclaje.

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.

### 3.7.2. 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:

$$S_f = aN^b \quad 10^3 \leq N \leq 10^6$$

O bien

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

*Ecuación 9 Cálculo de la resistencia a la fatiga.*

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.

$$b = -\frac{1}{3} \text{Log} \left( \frac{S_m}{S'_e} \right)$$

*Ecuación 10 Cálculo de la pendiente de la recta.*

La constante  $a$  será:

$$\text{Log } a = \text{Log } S_m - b\text{Log } N_1 = \text{Log } S_m - 3b$$

Despejando  $N$  de la se puede hallar el número de ciclos a los cuales falla la probeta a un esfuerzo flexionante dado:

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

*Ecuación 11 Cálculo del número de ciclos de falla.*

Desde  $10^6$  ciclos en adelante, la resistencia a la fatiga es constante para aceros y a este valor se denomina límite de fatiga  $S'_e$ .

### 3.8. ESFUERZOS FLUCTUANTES. [17]

Los esfuerzos fluctuantes a menudo adoptan la forma de un patrón sinusoidal debido a la naturaleza de algunas máquinas rotatorias. Es necesario conocer las fuerzas máximas y mínimas para caracterizar el patrón de la fuerza.

Siendo  $F_{m\acute{a}x}$  la fuerza mayor y  $F_{min}$  la fuerza menor, se definen las fuerzas medias ( $F_m$ ) y alternantes ( $F_a$ ) como:

$$F_m = \frac{F_{max} + F_{min}}{2}$$

*Ecuación 12 Cálculo de fuerzas medias.*

$$F_a = \frac{F_{max} - F_{min}}{2}$$

*Ecuación 13 Cálculo de fuerzas alternantes.*

Las componentes del esfuerzo, a partir de las fuerzas anteriores, se definen como:

$\sigma_{min} =$  Tensión mínima

$\sigma_{max} =$  Tensión máxima

$\sigma_a =$  Tensión alternante, amplitud de la tensión

$\sigma_m =$  Tensión media

$\sigma_r =$  Intervalo total de tensión

$\sigma_s =$  Tensión estática o estacionaria

Algunas de las cuales, pueden verse en la siguiente figura 10

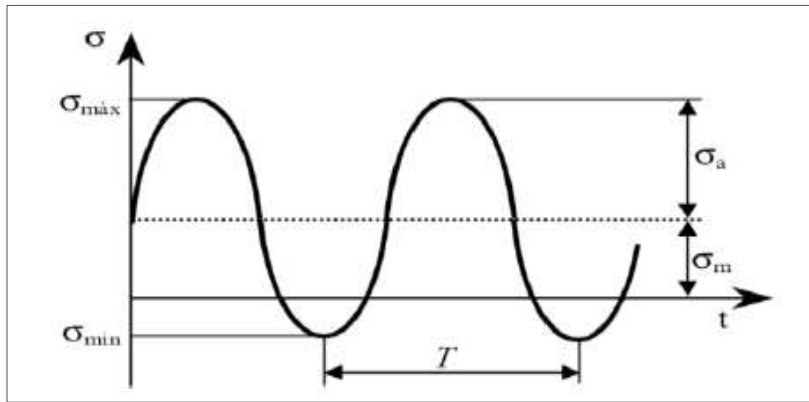


Figura 10 Efecto de cargas cíclicas en los materiales [27].

El procedimiento que seguir para estudiar este tipo de tensiones fluctuantes consiste en descomponer la carga en sus componentes media y alternante.

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

*Ecuación 14* Calculo de la tensión media.

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2}$$

*Ecuación 15* Calculo de la tensión alternante.

Se supone el estado tensional resultante como la superposición de un estado de carga constante (producido por la tensión media), y otro de carga alternante, es decir, con inversión completa (que será producido por la componente alternante).

Se busca una relación entre la componente alternante de tensión y la duración esperada del elemento, pero con la salvedad de que la presencia de la tensión media supondrá una disminución de los valores de la resistencia.

### 3.8.1. Métodos de análisis con esfuerzo medio no nulo. [17]

Muchos elementos de máquinas poseen esfuerzos y tensiones fluctuantes cuyo valor medio es distinto de cero. Este es el caso más general y uno de los más frecuentes.

En determinadas ocasiones no se puede contar con otra información experimental que no sea la correspondiente a los ensayos de flexión rotativa ( $\sigma_m = 0$ ), y la influencia de la tensión media no nula se calcula por medio de varias relaciones empíricas que determinan el fallo en una vida determinada cuando las tensiones alternantes y medias son distintas de cero.

Los enfoques más conocidos son los criterios de Goodman, Soderberg y Gerber.

#### 3.8.1.1 Criterio de Goodman

Según este criterio la variación de la resistencia alternante con la tensión media se describe mediante una recta que pasa por los puntos  $(0, S_f)$  y  $(S_{ut}, 0)$ . Es decir, el valor de la componente alternante para fallo a  $N$  ciclos es  $S_f$ , y para la tensión alternante nula (carga estática), la resistencia media o valor de la tensión media para fallo es  $S_{ut}$ . De esta manera la rotura a  $N$  ciclos se produce cuando:

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

#### Ecuación 16: Criterio de Goodman

Este criterio constituye una más que aceptable aproximación a la realidad y presenta la gran ventaja de expresarse mediante una relación lineal, por lo que es el más utilizado en la práctica. [17]

#### 3.8.1.2 Criterio de Soderberg

Esta teoría también es lineal, y predice que, en ausencia de tensión media la rotura se produce cuando  $\sigma_a = S_f$ , pero que para tensión alternante nula (carga estática) y si el material es dúctil, el fallo se produce para  $\sigma_m = S_{ut}$ . Para tensiones medias la variación sigue una recta. Así, la condición de fallo a  $N$  ciclos se establece como:



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

*Ecuación 17 Criterio de Soderberg.*

En la mayoría de los casos esta teoría arroja resultados excesivamente conservadores, por lo que se utiliza menos que la de Goodman. [17].

### 3.8.1.3 Criterio de Gerber

Esta teoría no es lineal, y supone que la variación de  $\sigma_a$  con  $\sigma_m$  se representa mediante una parábola cuyo vértice es el punto  $(0, S_f)$ , su eje es el de ordenadas y pasa por el punto  $(S_{ut}, 0)$ . Así, la rotura a  $N$  ciclos se produce cuando: [17]

$$\frac{S_a}{S_f} + \left(\frac{S_m}{S_{ut}}\right)^2 = 1$$

*Ecuación 18 Criterio de Gerber.*

### 3.8.1.4 Criterio de Goodman Modificado

El criterio 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 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.

Algunos autores recomiendan que el factor de seguridad vaya incluido en la ecuación de Goodman Modificado como sigue: [17]

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

*Ecuación 19 Criterio de Goodman modificado*

Donde:

$$S_a = n * \sigma_a$$

$$S_m = n * \sigma_m$$

Siendo  $n$  el factor de seguridad.

Este criterio es muy útil para el análisis cuando todas las dimensiones de las piezas se conocen y se pueden calcular fácilmente las componentes del esfuerzo, suele ser más empleado ya que es seguro y su uso es común al diseñar piezas a fatiga. Aunque en la actualidad se trabaja principalmente con el criterio de Gerber.

En la *figura 11* se pueden apreciar los distintos criterios, y las diferencias entre ellos.

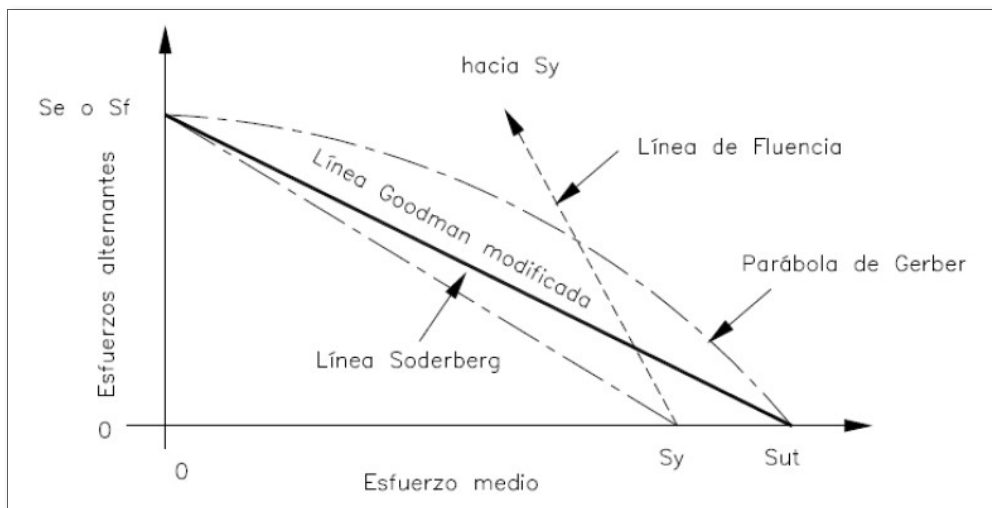


Figura 11 Líneas de los criterios de fallas por fatiga. [4]

Para nuestro proyecto trabajaremos con el criterio de Goodman modificado ya que todavía sigue siendo el más utilizado por los diseñadores y autores.

## **CAPITULO IV .**

### **DISEÑO, SELECCIÓN Y CONSTRUCCION DE ELEMENTOS DE LA MÁQUINA.**

En este apartado se indica la manera en la que se diseña y se escoge cada uno de los elementos mecánicos, eléctricos y electrónicos de los cuales está compuesto el prototipo.

El prototipo se construye y diseña siguiendo los lineamientos de la norma ISO (International Organization for Standardization) 1143 **Metallic material —Rotating bar bending fatigue testing**

#### **4.1. PROBETA.**

Las probetas utilizadas en los ensayos de fatiga deben tener un diámetro mínimo no mayor a 6mm, construidas por tornada y con un acabado superficial altamente pulido, para evitar que el material falle en zonas que no son de interés.

La probeta se construye según las normas ISO1143, las cuales detallan la construcción para este tipo de espécimen para ensayos de fatiga en máquina de sistema de fuerza aplicada en voladizo. Las medidas de esta se indica en la

*figura 1.*

#### **4.2. DETERMINACION DE CARGA MÁXIMA DE APLICACIÓN.**

En la *figura 12* a continuación se observa un esquema de cómo se aplica la carga en la máquina de fatiga en voladizo y las reacciones que produce en la probeta.

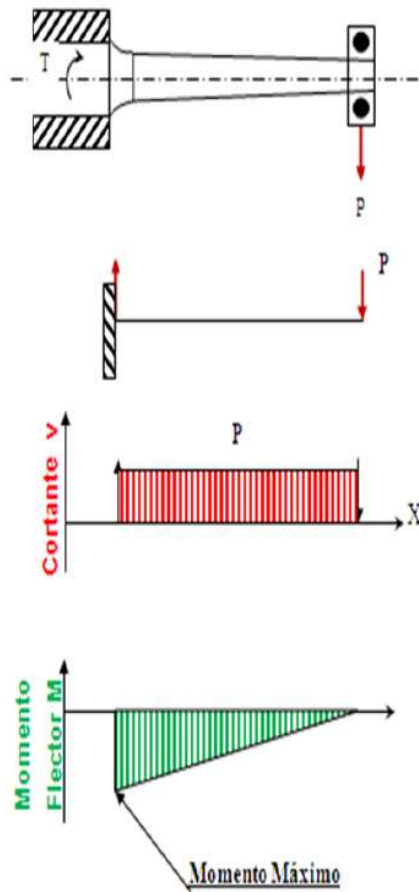


Figura 12 Aplicación de carga en probeta. [28]

Una vez que se observa las reacciones que la fuerza aplicada provocan en la probeta se procede a realizar el análisis para determinar el valor de la resistencia a la ruptura máxima  $S_{ut}$  con la que se puede trabajar en la máquina. Se procede a determinar el momento máximo en la probeta como se indica en la ecuación 12.

$$M_{max} = Q * d_{ab}$$

Ecuación 20 Cálculo del momento.

Donde:

$Q =$  carga aplicada.

$d_{ab} =$  dimensión de la probeta.

El esfuerzo que produce el momento flector totalmente alternante sobre la probeta se determina ayudados por *figura 12* se establece la siguiente ecuación:

$$\sigma_a = \frac{M_{max}}{I}$$

*Ecuación 21 Cálculo del esfuerzo producido por el momento flector.*

Donde:

$M_{max}$  = Es momento máximo.

$I$  = al momento de inercia de la probeta.

Las variables  $I$ , se calculan con las siguientes ecuaciones:

$$I = \frac{\pi(d_{probeta})^4}{64}$$

*Ecuación 22 Cálculo del momento de inercia de la probeta.*

Donde:

$d_{probeta}$  = Es el menor diámetro de la probeta.

Remplazando en la ecuación 2 se tiene:

$$\sigma_a = \frac{32 * Q * d_{ab}}{\pi(d_{probeta})^3}$$

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:

$$\sigma_a = S_e$$

$S_e$  = esfuerzo por fatiga =  $kS_{ut}$ ;  $0 \leq k \leq 1$

Reemplazando en la ecuación 2 se tiene:

$$Q = \frac{S_e * \pi * (d_{probeta})^3}{32 d_{ab}}$$

Para lograr calcular el máximo límite de ruptura se necesita que  $S_{ut} = S_e$ , es decir  $k = 1$ .

El prototipo tiene una carga de aplicación máxima de 50 libras es decir 223 N, conociendo esto y usando el diagrama de la probeta que se encuentra en la figura 1 procedemos a reemplazar los valores en la ecuación.

$$223 N = \frac{S_e * \pi * (6mm)^3}{32 (117,5 mm)}$$

Despejando  $S_e$  se tiene:

$$S_e = 1235,64 N/mm^2$$

Entonces se establece que el prototipo esta dimensionado para realizar ensayos de fatiga en materiales con un  $S_{ut} \leq 1235,64 N/mm^2$ .

### 4.3. DISEÑO DE EJES DE TRANSMISIÓN

Los ejes para transmisión son los encargados de transmitir el par de torsión en una máquina. Un eje para transmisión es un elemento de forma cilíndrica que está girando, sobre el cual se montan diferentes elementos como poleas, engranes, rodamientos y cualquier otro elemento para transmisión de fuerza. Los ejes están sometidos a diferentes cargas como flexión, tensión, torsión o compresión que se presentan de manera individual o combinada sobre los mismos. [23, pp. 728-737]

Para el diseño de los ejes se escoge el acero ASSAB 705 (SAE 4340), por ser un acero usado por su alta resistencia en la industria automotriz, industria metalmeccánica, y por su alta resistencia a la fatiga.

Tabla 5 Propiedades acero 4340. [29]

UNIDADES	$N/mm^2$
$S_y$	1090
$S_{ut}$	693

Para los cálculos de las fuerzas y esfuerzos que actúan sobre el eje primero se realiza un diagrama de cuerpo libre.

#### 4.3.1. DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE.

Un diagrama de cuerpo libre es una representación gráfica utilizada para analizar las fuerzas que actúan sobre un cuerpo libre. El diagrama de cuerpo libre es un elemental caso particular de un diagrama de fuerzas estos diagramas son una herramienta para descubrir las fuerzas desconocidas que aparecen en las ecuaciones del movimiento del cuerpo. El diagrama facilita la identificación de las fuerzas y momentos que deben tenerse en cuenta para la resolución del problema. También se emplean para el análisis de las fuerzas internas que actúan en estructura. [30]

La elaboración de los diagramas de cuerpo libre se los realiza con la ayuda de un software.

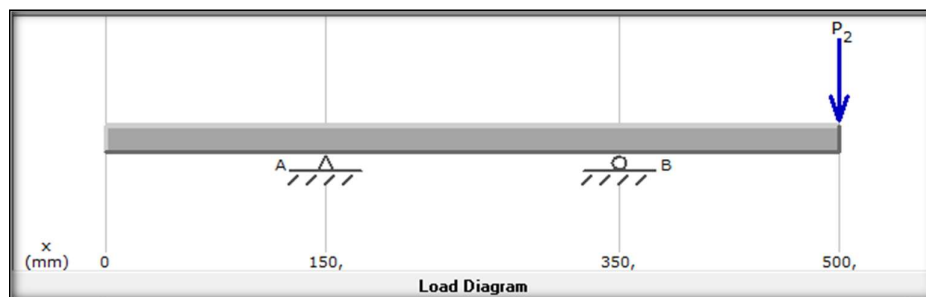


Figura 13 Diagrama cuerpo libre eje de transmisión.

La carga que soporta el sistema está agregan a la máquina para realizar los ensayos, la máxima carga que soporta la máquina es de 50 lb, por lo tanto, la máxima fuerza a la que está sometido el sistema es de 223 N.

El sistema se encuentra en equilibrio, por lo tanto, la sumatoria de las fuerzas y momentos es igual a cero, de esta manera se tiene:

$$R1 = \text{Valor de la reacción en el rodamiento del punto A} = 334,06 \text{ N}$$

$$R2 = \text{Valor de la reacción en el rodamiento del punto B} = 749,77 \text{ N}$$

$$F = \text{Fuerza que soporta el sistema, } 223 \text{ N}$$

Se determina que las reacciones en los rodamientos son de igual magnitud y representan la mitad de la fuerza que soporta el sistema.

Del diagrama de cuerpo libre se procede a la construcción de los diagramas de fuerza cortante y momento flector para obtener los valores del cortante máximo y del momento flector máximo, respectivamente.

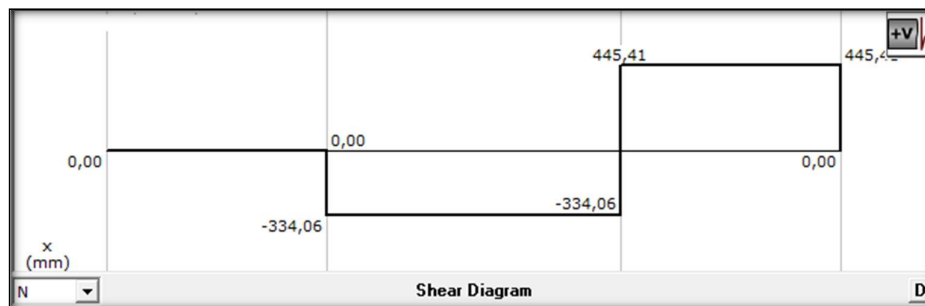


Figura 14 Diagrama de fuerza cortante para el sistema de ejes de transmisión.

El valor del cortante máximo resulta:

$$V \text{ Máx.} = \text{Cortante máximo, } 445,41 \text{ N}$$



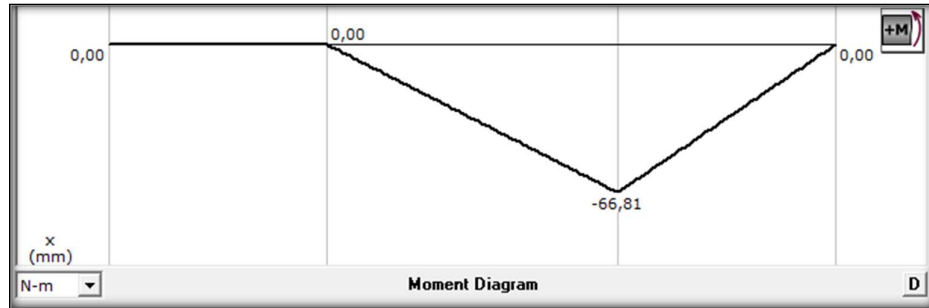


Figura 15 Diagrama del momento flector del sistema de ejes para transmisión.

El valor del momento flector máximo es de:

$$M_{Max} = \text{Momento flector máximo } 66,81 \text{ N.m}$$

#### 4.3.2. DISEÑO POR CARGA ESTÁTICA.

Los esfuerzos a los que están sometidos los ejes son de flexión y de torsión, presentes en una forma combinada. Mediante un reemplazo de términos en la ecuación de esfuerzo por flexión se obtiene una expresión general en términos del momento flector y del diámetro del eje.

$$\sigma = \frac{32}{\pi} \left( \frac{M_{max}}{d^3} \right)$$

*Ecuación 23 Cálculo de momento flector de un eje.*

$\sigma$  = Esfuerzo de flexión, [MPa].

$M_{max}$  = Momento flector en la sección crítica del eje, [N.m].

$d$  = Diámetro del eje, [m].

Se realiza el mismo reemplazo de ecuaciones para obtener una expresión del esfuerzo de corte en términos del momento torsor y diámetro del eje.

$$\sigma = \frac{16T}{\pi d^3}$$

*Ecuación 24 Cálculo del momento de corte de un eje.*

$\tau$  = Esfuerzo de corte, [MPa].

$T$  = Momento tors en la sección crítica del eje, [N. m].

$d$  = Diámetro del eje, [m].

Se procede a hallar el esfuerzo cortante máximo con la ayuda de las ecuaciones del círculo de Mohr.

$$\tau_{max} = \frac{16T}{\pi d^3} \sqrt{M^2 + T^2}$$

*Ecuación 25: Calculo del esfuerzo cortante máximo según círculo de Mohr.*

Como el material es tenaz se utiliza la teoría de falla del esfuerzo cortante máximo.

$$\tau_{max} = \frac{S_{sy}}{N} = \frac{1}{2} \frac{S_y}{N}$$

*Ecuación 26 Cálculo del esfuerzo cortante flexión pura.*

Combinando las ecuaciones 25 y 26, y por tratarse de flexión pura ( $T = 0$ ) se obtiene una expresión para poder determinar las dimensiones de los diámetros de los ejes para transmisión.

$$d = \left( \frac{32M * N}{\pi * S_y} \right)^{\frac{1}{3}}$$

*Ecuación 27: Calculo de diámetro de ejes.*

$d$  = Diámetro del eje, [m].

$N$  = Factor de seguridad estático del sistema, 2.

$S_y$  = Resistencia a la fluencia, 1078 N/mm<sup>2</sup>

$M$  = Momento flector en la sección crítica del eje, 68811 N. mm

Remplazando valores en ecuación 12 se tiene:

$$d = \left( \frac{32(68811) * 2}{3.1416 * 1078} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$d = 10.65 \text{ mm.}$$

Como se puede ver que el del diámetro del eje es de una medida no comercial por lo que se elige el diámetro de una pulgada siendo este un diámetro comercial.

$$d = 25,4 \text{ mm.}$$

Con el nuevo diámetro se verifica el aumento de nuestro factor de seguridad.

$$N = \frac{\pi * d^3 * S_y}{32 * M}$$

$$N = \frac{\pi * 25.4^3 * 1078}{32 * 68811}$$

$$N = 25.2$$

### 4.3.3. DISEÑO POR CARGAS DINÁMICAS.

Para determinar el diámetro sometido a cargas dinámicas se aplica la siguiente ecuación:

$$d = \left( \frac{32M * N}{\pi * S_e} \right)^{\frac{1}{3}}$$

Donde:

$S_e =$  Resistencia a la fatiga.

Los factores que modifican la resistencia a la fatiga están dados como se vio en la ecuación 9:

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

#### **Cálculo de factor de superficie [ $k_a$ ].**

Se utiliza la ecuación 2 para el cálculo de factor de superficie y de la tabla 2 se extraen los valores para  $a$  y  $b$ , considerando una superficie de maquinado o laminado en frío.

$$k_a = a S_{ut}^b$$

Donde:

$$a = 2,70$$

$$b = -0,265$$

$$k_a = 2.70 * 99.54^{-0.265}$$

$$k_a = 0.79.$$

**Factor tamaño [ $k_b$ ].**

Con la ecuación 10 para ejes con diámetro menor a 2 in, se determina el factor de tamaño.

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

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

$$k_b = 0.879$$

**Factor confiabilidad [ $k_c$ ].**

De la ecuación 10 se calcula el factor  $k_c$ .

$$k_c = 1 - 0,08 Z_a$$

Para la confiabilidad se utiliza 99,99%, de la tabla 3

Donde:

$$z_a = 3,719; \text{ Confiabilidad de } 99,99\%$$

$$k_c = 1 - (0,08 * 3,719)$$

$$k_c = 0,702$$

**Factor temperatura [ $k_d$ ].**

Existen varias fórmulas para generalizar y considerar la reducción el límite de resistencia a la fatiga a temperatura moderadamente altas:

De la ecuación 11, calculamos el factor de temperatura  $T \leq 450^\circ C$

$$k_d = 1$$

**Factor concentración de tensiones [ $k_f$ ].**

De la ecuación 5, para determinar la concentración de tensiones.

$$k_f = 0,8 .$$

**Límite de resistencia [ $S_e$ ].**

De la ecuación 1 donde el valor  $S_{ut}$  es tomado de la *tabla 1* propiedades mecánicas del acero 4340

$$S'_e = 0,5 * S_{ut}$$

$$S'_e = 545 \text{ N /mm}^2.$$

Entonces la resistencia a la fatiga es:

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

$$S_e = 0,79 * 0,879 * 0,702 * 1 * 1 * 0,8 * 545 \text{ N /mm}^2$$

$$S_e = 135,14 \text{ N /mm}^2$$

$$d = \left( \frac{32(68811) * 2}{3,1416 * 135,14} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$d = 21,2 \text{ mm}.$$

Con la resistencia a la fatiga corregida vamos a calcular el factor de seguridad con el diámetro ya establecido de una pulgada.

$$N = \frac{\pi * 25,4^3 * 133}{32 * 68811}$$

$$N = 3$$

Con esto se comprueba que el diámetro y el material seleccionado cumple con el factor de seguridad para el análisis de cargas dinámicas.

#### **4.4. ANÁLISIS Y SELECCIÓN DE RODAMIENTOS.**

La selección de rodamientos consiste en determinar básicamente el tipo, tamaño y horas de funcionamiento, para una aplicación específica, además también se debe tomar en cuenta los siguientes aspectos:

Espacio disponible, disposición y magnitud de las cargas, desalineación angular, velocidad, funcionamiento silencioso, rigidez, desplazamiento. Observando cada una de las características para los diferentes tipos de rodamientos, así como el aspecto económico y disposición de cargas que son exclusivamente radiales se determina como más adecuado el rodamiento rígido de bolas.

Para rodamiento que trabajan a cargas radiales se los selecciona en base al cálculo de los ejes de transmisión, es decir hasta la determinación del diámetro mínimo.

Parámetros necesarios para la selección de rodamientos son:

Determinar diámetro del eje donde actuará el rodamiento.

Especificación a la duración de diseño del rodamiento en función a la *tabla 6*, en la cual se expone el tipo de máquina a diseñar.

Tabla 6 Guía de valores requeridos de vida nominal L10h para diferentes clases de máquinas. [31]

Guía de valores requeridos de vida nominal L10h para diferentes clases de máquinas	
Clases de máquinas	L10h horas de servicio
Electrodomésticos, máquinas agrícolas, instrumentos, aparatos para uso médico.	300 a 3 000
Máquinas usadas intermitente o por cortos períodos: Máquinas-herramienta portátiles, aparatos elevadores para talleres, máquinas para la construcción.	3 000 a 8 000
Máquinas para trabajar con alta fiabilidad de funcionamiento por cortos períodos o intermitentemente: Ascensores, grúas para mercancías embaladas.	8 000 a 1 2000
Máquinas para 8 horas de trabajo diario no totalmente utilizadas: Transmisiones por engranajes para uso general, motores eléctricos para uso industrial, machacadoras giratorias.	10 000 a 25 000
Máquinas para 8 horas de trabajo diario totalmente utilizadas: Máquinas-herramientas, máquinas para trabajar la madera, máquinas para la industria mecánica general, grúas para materiales a granel, ventiladores, cintas transportadoras, equipo de imprenta, separadores y centrífugas.	20 000 a 30 000
Máquinas para trabajo continuo, 24 horas al día: Cajas de engranajes para laminadores, maquinaria eléctrica de tamaño medio, compresores, tornos de extracción para minas, bombas, maquinaria textil.	40 000 a 50 000
Maquinaria para abastecimiento de agua, hornos giratorios, máquinas cableadoras, maquinaria de propulsión para trasatlánticos.	60 000 a 100 000
Maquinaria eléctrica de gran tamaño, centrales eléctricas, ventiladores y bombas para minas, rodamientos para la línea de eje de trasatlánticos.	» 100 000

Capacidad estática de carga.

$Fr = \text{Carga radial aplicada, [N]}$

$Fr = 330 \text{ N}$

$Fa = \text{Carga axial aplicada, [N]}$

$$C_0 = S_0 P_0$$

*Ecuación 28: Cálculo de la capacidad de carga estática de rodamientos.*

$C_0 = \text{Capacidad estática de carga, [N]}$ .

$S_0 = \text{Coeficiente de seguridad relativa a la carga estática}$

$P_0 = \text{Carga estática equilibrada, [N]}$ .

La siguiente ecuación se utiliza para determinar la carga estática equivalente:

$$P_0 = Fr$$

*Ecuación 29 Cálculo de la capacidad de carga estática equilibrada de rodamientos.*

Al sustituir estos valores en la ecuación 26, se obtiene:

$$P_0 = 330 \text{ N}$$

$S_0 = 3, \text{ para casos de elevada exigencia.}$

Se reemplaza estos valores en la ecuación 28, se obtiene:

$C_0 = 1000 \text{ N.}$

Capacidad dinámica de carga.

$$C = P(L_{10})^{1/p}$$

*Ecuación 30: Cálculo de la capacidad de carga dinámica de rodamientos.*

$C = \text{Capacidad dinámica de carga, [N]}$ .

$P = \text{Carga dinámica equivalente, [N]}$ .

$L_{10} = \text{Vida del cojinete en millones de revoluciones.}$



$p = 3$ , para los rodamientos de bolas.

La carga dinámica equivalente es:

$$P = F_r, \text{ cuando } \frac{F_a}{F_r} < e$$

*Ecuación 31 Igualdad entre carga dinámica y carga radial aplicada.*

$$P = 330 \text{ N}$$

Por facilidad en el cálculo se toma el promedio de los valores dados en el catálogo de rodamientos SKF

$$L_{10} \frac{8000 + 12000}{2} = 10000h$$

*Ecuación 32 Cálculo de vida de un rodamiento.*

Reemplazando valores en la ecuación 11, se obtiene:

$$C = 4.1 \text{ Kn}$$

#### 4.4.1. SELECCIÓN DE RODAMIENTO:

Por la disponibilidad en el mercado se decide adquirir las chumaceras de la marca SKF de designación UCP 205, la misma que lleva un rodamiento UC 205 el mismo que tiene una capacidad de carga de 10 800 N, el cual se lo puede ver en la *figura 6* cuyas características concuerdan con las de la marca SKF (anexo g).



*Figura 16 Rodamiento y Chumacera UC205 [32]*

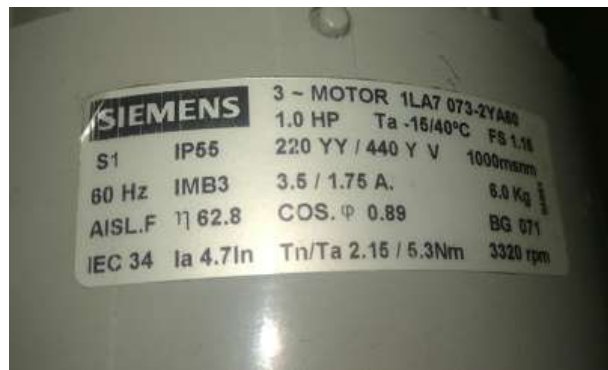
## 4.5. ANÁLISIS DE POTENCIA DEL MOTOR.

Para realizar los ensayos de fatiga en este tipo de máquinas la norma *ISO 1143* indica que el rango de trabajo se lo podrá hacer de 900 hasta 12000 rpm, no se tiene un parámetro para la elección de la potencia motor solo se toma como referencia la máquina de Moore la misma que en la mayoría de casos posee un motor de 0.5 hp y de 1800 rpm.

### 4.5.1. SELECCIÓN DEL MOTOR.

Para nuestro prototipo se elige un motor que cumple con el doble de las especificaciones que posee la máquina de ensayos de Moore ya que con la ayuda del variador de frecuencia se obtiene un mayor rango de pruebas a realizar, ya que no solo se las realizará la prueba a una velocidad como en la maquina tradicional, el estudiante puede realizar ensayos de un mismo material a diferentes velocidades.

El motor que se escogió fue el motor trifásico marca Siemens, el cual posee una potencia de 1hp y una velocidad de 3600 rpm. La *figura 17* se muestra el modelo de motor seleccionado.



*Figura 17 Motor trifásico Siemens*

#### 4.6. ANÁLISIS Y SELECCIÓN DE ACOPLAMIENTO.

Un aspecto importante de la máquina es el acople entre el motor y el eje de transmisión para una selección adecuada se debe conocer el par nominal que es transferido por el motor hacia el eje:

$$T = \frac{746(Pot)}{W}$$

*Ecuación 33: Calculo del para nominal de un motor.*

Donde:

$T =$  Par nominal, [N.m]

$Pot =$  Potencia del motor, [1 HP].

$W =$  Velocidad angular = 209.44 rad/s

Reemplazando en ecuación 17 se tiene:

$$T = \frac{746(1)}{209.44}$$

$$T = 3.5 \text{ N.m}$$

El factor de carga se determina median la siguiente ecuación, donde los coeficientes de seguridad se seleccionan según tablas del manual (*ver anexo f*).

$$K = k_1 k_2 k_3$$

*Ecuación 34: Cálculo del factor de carga.*

Donde:

$K =$  Factor de carga.

$k_1 =$  irregularidades en par torsor.

$k_2 =$  frecuencias de arranque.

$k_3 =$  número de horas de funcionamiento al día.

Realizando el remplazo en la ecuación de los valores de los coeficientes de seguridad se tiene que:

$$k_1 = 1 \text{ (línea de ejes).}$$

$$k_2 = 1,2 \text{ (para un máximo 10 arranques por hora).}$$

$$k_3 = 1,1 \text{ (para un lapso de 8 a 16 hora de funcionamiento diari) .}$$

$$K = 1.32$$

Se determina el par nominal del acoplamiento:

$$T_0 = TK$$

*Ecuación 35 Cálculo de par nominal del acoplamiento.*

Donde:

$$T_0 = \text{Par nominal del acoplamiento, [N.m].}$$

$$T = \text{Par nominal, [3.5 N.m]}$$

$$K = \text{Factor de carga.}$$

$$T_0 = 4.62 \text{ N.m}$$

#### **4.6.1. SELECCIÓN DE ACOUPLE FLEXIBLE:**

Tomando en cuenta el diámetro de los ejes, y con el valor obtenido para el par nominal del acople, utilizando el catálogo de Lovejoy, 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 16,3 N.m, absorber des alineamiento angular en 1° y puede alojar ejes de diámetro que van desde 6.4 mm hasta 25.4 mm. (Anexo f). En la *figura 17* se muestra el modelo de acople seleccionado



Figura 18 Acople de quijadas semiflexible [33]

El acoplamiento elástico *Lovejoy tipo L*, se compone de dos mangones simétricos de acero sinterizado y un elemento elástico en forma de estrella. Los mangones disponen de varias aletas, sobre las que queda intercalado el elemento elástico. Esto significa que es un acoplamiento que trabaja a compresión. En caso de rotura del elemento elástico, el acoplamiento continúa acoplado al sistema.

#### 4.7. DISEÑO DE LA ESTRUCTURA SOPORTANTE.

La estructura de la máquina está construida por tubo estructural negro ASTM-A500 de dos pulgadas en la *tabla 7* se puede ver sus propiedades mecánicas.

Tabla 7 Propiedades mecánicas del acero ASTM-A500 [29]

lado	espesor	peso	área	I	W	Sy	i
mm	mm	$Kg/m$	$cm^2$	$cm^4$	$cm^3$	$N/mm^2$	cm
50	2	3.03	3.74	14.3	5.65	228	1.94

En esta tabla se puede apreciar las características del tubo seleccionado, donde:

*I*: Momento de inercia de la sección.

*W*: Modulo resistente de la sección.

*i*: Radio de giro de la sección.

En esta tabla se detalla el peso en conjunto que va a tener la máquina que se va a diseñar.

Tabla 8 Análisis de cargas

<b>GENERADORES DE CARGA</b>	<b>Peso lb.</b>
Motor	6
Eje	1.5
Chumacera	2
Acople	0.5
Mandril	1
Sistema de aplicación de carga	6
Mallas de protección	3
<b>TOTAL</b>	<b>50</b>

Total, son 50 lb, ésta carga se divide para cuatro columnas, el resultado es 12.5 lb. Lo cual significa que la carga en cada uno de los elementos sera de 57 N.

Los soportes de la estructura están sometidos a compresión.

### 4.7.1. CÁLCULO DE ESFUERZO POR PANDEO EN COLUMNAS.

Se realiza la verificación del factor de seguridad mediante el cálculo del esfuerzo por pandeo, para lo cual tenemos que calcular la relación de esbeltez:

$$\text{relación de esbeltez} = \frac{kL}{r}$$

Ecuación 36 Cálculo de relación de esbeltez real. [19]

Donde:

k = constante que depende del extremo fijo

L = Longitud

de la columna entre los soportes

r = radio de giro,  $2,75 \text{ cm}^2$

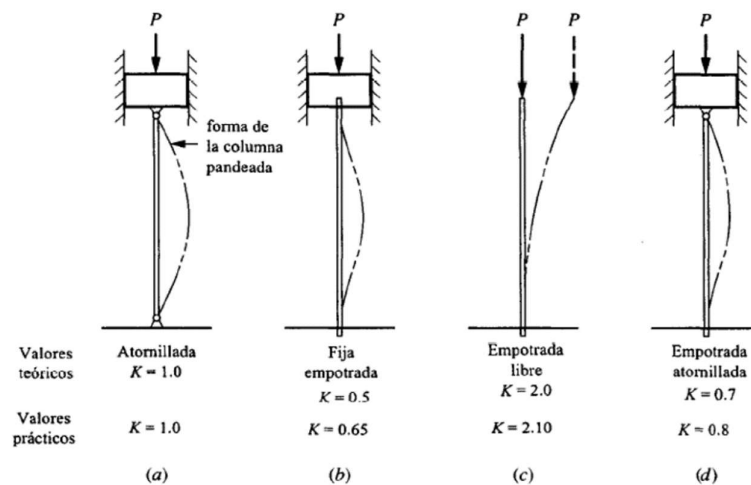


Figura 19 Valores de k para longitud efectiva. [19, p. 234]

Como se puede ver en la *figura 19*, el valor de k que se escoge es 2.10 ya que el soporte es empotrada libre.

Se reemplaza en ecuación de relación de esbeltez se obtiene:

$$\text{relación de esbeltez} = 7,63$$

Ahora se calcula la relación de esbeltez por transición teniendo:

$$C_c = \sqrt{\frac{2 * \pi^2 * E}{S_y}}$$

*Ecuación 37 Cálculo de relación de esbeltez por transición.*

Donde:

E = módulo de elasticidad 205939,6 N/mm<sup>2</sup>

S<sub>y</sub> = límite de cedencia 228 N/mm<sup>2</sup>

Se reemplaza en ecuación se tiene:

$$C_c = 133,53$$

Si la relación de esbeltez real es mayor que la esbeltez de transición la columna es larga y se procede a calcular con la ecuación de Euler.

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 * E * A}{\left(\frac{kL}{r}\right)^2}$$

*Ecuación 38 Ecuación para resolución de columnas largas. [19]*

Si la relación de esbeltez real es menor que la esbeltez de transición, pero mayor a 25 la columna es intermedia y se procede a calcular con la ecuación de JB Jonhson.

$$P_{cr} = AS_y \left[ 1 - \frac{\left(\frac{kL}{r}\right)^2 S_y}{4 * E * \pi^2} \right]$$

*Ecuación 39 Ecuación para resolución de columnas intermedias. [19]*



Si la relación de esbeltez real es menor a 25 la columna es corta y se procede a calcular con la ecuación básica del esfuerzo normal.

El esfuerzo a compresión se calcula con la ecuación siguiente:

$$\sigma_c = \frac{W_{pt}}{A}$$

*Ecuación 40 Calculo esfuerzo a compresión*

Donde:

$A$  = *area transversal.*

$W_{pt}$  = *Peso en Newtons.*

Remplazando:

$$\sigma_c = \frac{57}{3.74}$$

$$\sigma_c = 15.3 \text{ N/cm}^2$$

Calculo del factor de seguridad:

$$F_s = \frac{22800 \text{ N/cm}^2}{61.2 \text{ N/cm}^2}$$

$$F_s = 372.5$$

Se observa que el factor de seguridad es sumamente alto, pero se utiliza este material y en estas dimensiones por el aspecto estético.

#### **4.8. DISEÑO DEL SISTEMA DE APLICACIÓN DE FUERZA.**

El sistema de aplicación de carga está compuesto por 3 partes principales: tornillo de aplicación de fuerza, barras guías, rodamiento de aplicación de fuerza.

Tornillo de aplicación de fuerza:

Para la construcción del sistema de aplicación de carga no se diseñó el tornillo en su lugar se realiza la compra de una varilla roscada la misma que tiene rosca UNC 11 hilos por pulgada de comercialización local bastante abundante, como uno de los objetivos principales es realizar el prototipo a bajo costo se decide no diseñarlo ya que el costo de construcción casi duplica el valor de la varilla en el mercado. El material del que está construido la varilla es el AISI 4140 (ver anexo d), la *figura 20* muestra el elemento seleccionado.



Figura 20 Varilla roscada 5/8. [34]

#### 4.8.1. VARILLAS GUÍAS:

Las varillas guías es por donde se desliza el alojamiento del rodamiento que aplica la carga sobre la probeta tomando en cuenta que la carga máxima aplicar no es mayor de 250 N y que el material será acero inoxidable 304 (ver anexo) de  $\frac{3}{4}$ " de diámetro se realiza los cálculos del factor de seguridad:

Tabla 9 Propiedades mecánicas acero inoxidable 304. [29]

Resistencia mecánica. $N/mm^2$	Punto de fluencia $N/mm^2$	Elongación min.	% Dureza Rokwell B
520	220	20	249-278

#### 4.8.1.1 Diagrama de cuerpo libre de sistema de aplicación de fuerza.

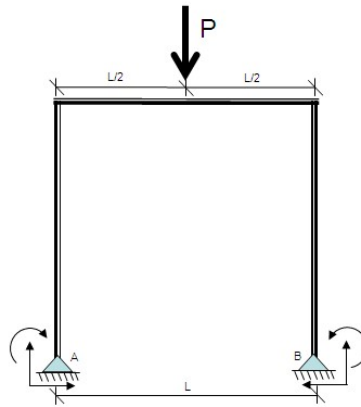


Figura 21 Diagrama de cuerpo libre de varillas guías. [14]

$$\sum F_x = 0 \Rightarrow A_x + A_y = 0$$

$$\sum F_y = 0 \Rightarrow B_x + B_y = 239N$$

$$\sum M_a = 0 \Rightarrow B_y L - q \frac{L^2}{2} = 0$$

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

$$B_y = 120N$$

$$A_y = 120N$$

#### 4.8.1.2 Cálculo de esfuerzo por pandeo en varillas guías.

Se aplica el valor de 1.0 para columnas atornilladas como nos indica la figura 19.

Ahora aplicando la ecuación 36 se obtiene:

$$\text{relación de esbeltez} = 0,02$$

Se calcula la relación de esbeltez por transición aplicando la ecuación 37, sabiendo que:

E = módulo de elasticidad  $200000 \text{ N/mm}^2$

Sy = límite de cedencia  $220 \text{ N/mm}^2$

Se reemplaza en ecuación se tiene:

$$C_c = 133,9$$

Una vez que se encontró la relación de esbeltez de transición se logra establecer que la columna es corta y dado que la esbeltez real no es mayor a 25 se procede a realizar el cálculo por la ecuación básica de esfuerzo.

Aplicando la ecuación 40 se obtiene:

$$\sigma_c = 9.76 \text{ N/mm}^2$$

Calculando el factor de seguridad:

$$F_s = 1.126.$$

Para la realización de los bujes de deslizamiento se opta por fabricarlos en bronce SAE 64.

Bronce bajo norma *SAE 64* (Bronce Fosforoso). Bronce con buenas propiedades mecánicas, antifriccionales y anticorrosivas (aguas de mar). Ideal para bujes y cojinetes que necesiten resistir cargas y velocidades elevadas. La adición de fosforo asegura piezas libres de óxidos y cavidades interiores (poros). [35]

#### 4.8.1.3 Composición del Bronce SAE 64: [35]

- Cu: 78%-82%
- Sn: 9%-11%
- Pb: 8%-11%
- Zn: <0.75%
- Fe: <0.15%
- Ni: <0.5%
- P: 0.25%
- Sb: <0.5%

#### **4.8.2. SELECCIÓN DE RODAMIENTO DE APLICACIÓN DE CARGA:**

Para la selección del rodamiento se toma en cuenta las siguientes características:

- Velocidad de operación.
- Capacidad de auto alineación.
- Diámetro interno igual a 12 mm.

Debido a que el trabajo va ser igual o similar al de los otros rodamientos ya seleccionados en la maquina se toma como valor de carga dinámica

$$C = 15Kn$$

Con esto se elige el rodamiento 2301, el cual es un rodamiento auto alineable. (véase anexo g). El mismo que se puede ver en la *figura 21*.



*Figura 22 Rodamiento 2301 [36]*

#### **4.9. SELECCIÓN DEL SISTEMA DE SUJECION DE LA PROBETA.**

La sujeción de la probeta se la realiza atreves de un porta brocas (mandril), de ajuste fácil de marca trupper. Se escoge este tipo de elemento dado que el ajuste se lo realiza sin necesidad de llaves y a medida del trabajo se realiza un auto ajuste de la broca en este caso de la probeta.



Figura 23 Mandril autoajustable. [37]

#### 4.9.1.1 Especificaciones de mandril trupper:

- Capacidad: 1 - 13mm
- Longitud cerrada: 98mm
- Largo abierto: 87mm
- Diámetro de la manga: 43mm.

### 4.10. SELECCION DEL SISTEMA DE CONTADOR DE RPM.

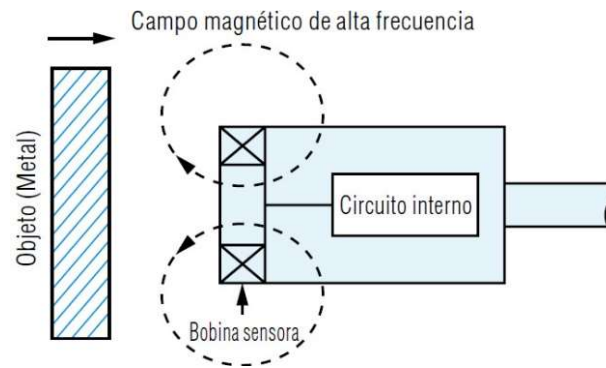
Para la construcción del contador de ciclos se va utilizar un sensor inductivo el cual es muy utilizado en el campo industrial.

Un sensor de proximidad inductivos puede detectar objetos metálicos que se acercan al sensor, sin tener contacto físico con los mismos. Los sensores de proximidad inductivos se clasifican más o menos en los siguientes tres tipos, de acuerdo con su principio de funcionamiento: el tipo de oscilación de alta frecuencia que utiliza la inducción electromagnética; el tipo magnético que emplea un imán; y el tipo de capacitancia que aprovecha los cambios en la capacidad eléctrica. [38]

#### 4.10.1. FUNCIONAMIENTO.

Un campo magnético de alta frecuencia es generado por la bobina L en el circuito de oscilación. Cuando un objeto se acerca al campo magnético, fluye una corriente de inducción (corriente de Foucault) en el objeto, debido a la inducción electromagnética. Conforme el objeto se acerca al sensor, aumenta el flujo de

corriente de inducción, lo cual provoca que la carga en el circuito de oscilación crezca. Entonces, la oscilación se atenúa o decrece. El sensor detecta este cambio en el estado de oscilación mediante el circuito de detección de amplitud, y emite una señal de detección. [38]



*Figura 24 Diagrama de funcionamiento sensor inductivo. [38]*

El sensor es una buena opción ya que presenta una serie de ventajas, que son las siguientes: [39]

- Gran disponibilidad de la máquina gracias a un diseño robusto
- Alta rentabilidad gracias a los bajos costes de adquisición
- Gran selección en una amplia gama de soluciones estándar
- Elevada exactitud de posicionamiento como consecuencia de un comportamiento de conmutación preciso

Para nuestro prototipo se selecciona el sensor inductivo marca Sick observa en la *figura 25.-*



Figura 25 Sensor inductivo. [40]

#### 4.10.1.1 Características principales: [39]

- Formatos: desde M8 hasta M30
- Distancias de conmutación elevadas: de 1,5 mm a 38 mm
- Características eléctricas: CC de 3/4 hilos, CC de 2 hilos
- Tipo de protección: IP 67
- Rango de temperatura: de  $-25\text{ }^{\circ}\text{C}$  a  $75\text{ }^{\circ}\text{C}$
- Carcasa de latón niquelado, superficie activa de plástico

Las características completas del sensor se encuentran en el (anexo i)

### 4.11. DISEÑO DEL SISTEMA DE PESADO.

El diseño de este sistema vamos a seleccionar el mejor dispositivo de entre dos tipos de sensores de peso la cuales son galgas extensiométricas y celdas de carga.

Tabla 10 Valoración de alternativas de sensores sistema pesado.

Parámetros	Valoración	Tipos de sensores	
		Celdas de carga	Galgas extensiométricas
<b>Características del sensor</b>	20%	4	4
<b>Señal de salida</b>	20%	5	4
<b>Resistencia física</b>	10%	5	4
<b>Costo</b>	40%	1	5



<b>Características alimentación</b>	<b>de 10%</b>	<b>5</b>	<b>5</b>
<b>Total (puntaje máx.=5)</b>		<b>5</b>	<b>3.8</b>

Para este sistema en específico hemos optado por una galga extensiométrica de capacidad de 25 kg la cual se puede ver en la *figura 22*, la selección se debe a su fácil acondicionamiento de señal, además de su costo ya que unas celdas de carga de estas características rondan hasta 5 veces el valor de este sensor.

#### **4.11.1. SELECCIÓN DE SENSOR DE PRESIÓN.**

Para el sensor de peso se escoge un sensor flexiforce de marca Tecksan el cual tiene una capacidad máxima de 25 kg (Ver anexo j).

Se trata de un sensor integrado dentro de una membrana de circuito impreso flexible de escaso espesor. El sensor es totalmente plano, lo cual permite colocarlo con facilidad entre dos piezas de la mecánica de nuestro sistema y medir la fuerza que se aplica sin perturbar la dinámica de las pruebas.

Como indica su hoja de datos, estos sensores se pueden utilizar para medir tanto fuerzas estáticas como dinámicas. En esta línea hay sensores que pueden soportar hasta 10000 N.

Los sensores flexiforce utilizan una tecnología basada en la variación de resistencia eléctrica del área censora. La aplicación de una fuerza al área activa de detección del sensor se traduce en un cambio en la resistencia eléctrica del elemento sensor en función inversamente proporcional a la fuerza aplicada.

##### *4.11.1.1 Datos físicos sensor Tecksan A201-25*

El modelo de sensor que se usa es el A201-25, que tiene un rango de sensibilidad de (0 a 250 N) (0 a 500 N). La longitud de los conductores de este sensor (integrados también como circuito impreso flexible) es de 16 cm, incluyendo el

círculo sensor y las patitas de conexión. El ancho en la zona de los conductores es de 10 mm y en la zona sensible es de 15 mm. El espesor es de 0,127 mm.

La zona de detección activa es un círculo colocado en un extremo del sensor que tiene 9,53 mm de diámetro. El sensor está sostenido entre dos capas de película de poliéster. En la parte interna de cada una de estas capas hay una película de material conductor (plata) y dentro éstas una capa de "tinta" así define el fabricante a este material sensible a la presión. Todo el conjunto está unido por medio de un adhesivo. El sensor actúa como resistencia variable en un circuito eléctrico. Cuando el sensor no tiene fuerza aplicada, su resistencia es muy alta (superior a 5 megohmio), y cuando se aplica una fuerza al sensor, la resistencia disminuye. [41]



*Figura 26 Sensor de fuerza flexiforce Tecksan A201-25. [41]*

#### **4.11.2. CONEXIÓN DEL SISTEMA DE PESADO.**

La conexión de acondicionamiento de señal de la galga es extremadamente sencilla esto lo podemos observar en la *figura 26*.

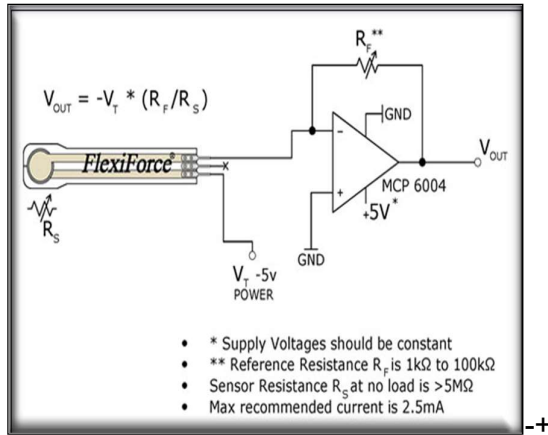
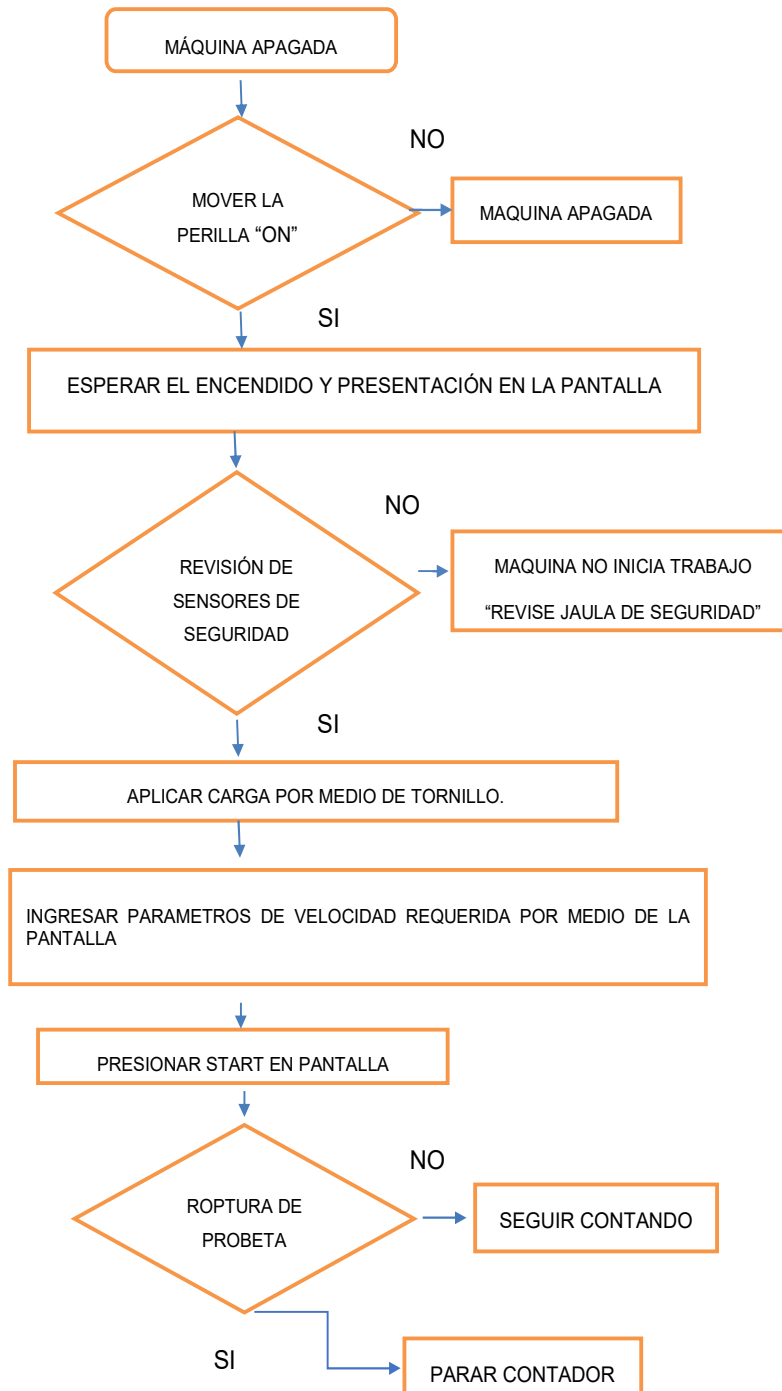


Figura 27 Esquema de conexión sensor fuerza Tecksan A201-25. [41]

## 4.12. DISEÑO DEL CIRCUITO DE CONTROL.

Diagrama de flujo de funcionamiento de la máquina.



## **4.13. SELECCIÓN DE ELEMENTOS SISTEMA DE CONTROL.**

Para la selección del controlador se toma en cuenta las variables a controlar y la función de la máquina por lo que se decide utilizar:

- 1 salidas analógica para el manejo del variador de velocidad.
- 3 entradas digitales para alarmas de fallo y la entrada del sensor de efecto inductivo.
- 1 entrada analógica para lectura del sensor de fuerza.
- Alimentación trifásica.

### **4.13.1. CONTROLADOR.**

En la actualidad existen muchos componentes que pueden realizar las veces de controlador los más utilizados son: PLC (Programmable Logic Controller), microcontroladores. Debido a que este prototipo está pensado para la educación se decide dar un control más industrializado por lo cual se decide utilizar un PLC.

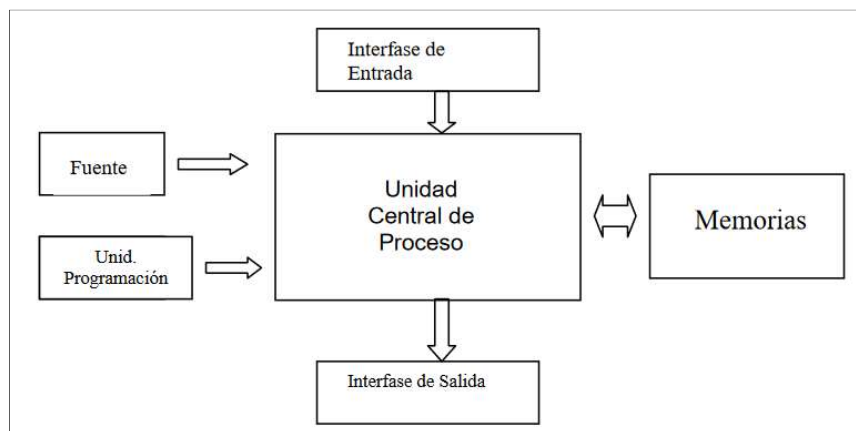
El PLC es un dispositivo electrónico que puede ser programado por el usuario y se utiliza en la industria para resolver problemas de secuencias en la maquinaria o procesos, ahorrando costos en mantenimiento y aumentando la confiabilidad de los equipos. Es importante conocer sus generalidades y lo que un PLC puede hacer en el proceso, pues podrías estar gastando mucho dinero en mantenimiento y reparaciones, cuando estos equipos te solucionan el problema y se pagan solos. Además, programar un PLC resulta bastante sencillo. Anteriormente se utilizaban los sistemas de relevadores, pero las desventajas que presentaban eran bastantes; más adelante mencionaremos algunas. La historia de los PLC dice que fueron desarrollados por Ingenieros de la GMC (General Motors Company) para sustituir sus sistemas basados en relevadores.

La palabra PLC es el acrónimo de Controlador Lógico Programable (en inglés Programmable Logic Controller). [42]

#### 4.13.1.1 Ventajas del PLC [42]

Hablar sobre las ventajas que ofrece un PLC es un tema largo, se presentan las más importantes:

- Ofrecen las mismas ventajas sobre la lógica cableada, principalmente por su variedad de modelos existentes.
- Menor tiempo empleado en su elaboración.
- Podrás realizar modificaciones sin cambiar cableado.
- La lista de materiales es muy reducida.
- Mínimo espacio de aplicación.
- Menor costo.
- Mantenimiento económico por tiempos de paro reducidos.



*Figura 28 Estructura interna de un PLC. [43]*

#### 4.13.2. SELECCIÓN DEL PLC

Se utiliza un Siemens LOGO que es un controlador compacto y cumple nuestro requerimientos, este dispositivo es muy utilizado en automatizaciones pequeñas y en el campo de la domótica además el número de variables a utilizar no es grande, de ser necesario el aumento de entradas o salidas sean digitales o analógicas esto no es gran inconveniente ya que al ser del tipo modular no se necesita mayor acondicionamiento.



*Figura 29 PLC DC 12/24 V LOGO*

#### *4.13.2.1 Características Generales PLC LOGO:*

- Permite imprimir y visualizar los esquemas programados.
- Permite la simulación de forma gráfica para comprobar el funcionamiento del circuito sin estar conectado al LOGO!
- Las entradas se pueden definir como pulsadores o interruptores.
- Los pequeños cartuchos de memoria EEPROM pueden ser programados directamente con el PC en conexión directa con el cable.
- Los programas se pueden almacenar en disco en formato de fichero.
- Las entradas y salidas tienen la posibilidad de etiquetarse con comentarios
- Características técnicas:
- Designación: LOGO! 12/24RC
- Alimentación: 12/24 V CC
- Entradas: 8 digitales (1)
- De ellos pueden utilizarse alternativamente: 2 entradas analógicas (0...10V) y 2 entradas rápidas.
- Salidas: 4 relés de 10<sup>a</sup>

Para poder realizar el sistema de control y poder manejar todas las variables que posee el prototipo se aprovecha una característica del controlador seleccionado de

ahí que se necesita ampliar las entradas y salidas analógicas para lo cual utilizamos un módulo de entradas analógicas el cual se muestra en la figura y otro de salidas analógicas que se lo puede ver en la figura. Las características completas de los dos módulos se encuentran en el anexo k.

#### 4.13.2.2 Módulo expansión de salidas analógicas para PLC LOGO.



Figura 30 Módulo de salidas analógicas. [44]

#### 4.13.2.3 Características del módulo de expansión de salidas analógicas: [44]

<b>Utilizable como analógico</b>	<b>2 x (0...10 V; 0/4...20 mA)</b>
<b>Salidas</b>	2 x (0...10 V o 0/4...20 mA)
<b>Voltaje de entrada/Suministro</b>	24 V DC
<b>Rango admisible</b>	20,4...28,8 V DC
<b>Resolución</b>	10 bits estandarizado a 0-1000
<b>Montaje</b>	Sobre carril DIN 35 mm (2 UN)
<b>Dimensiones (Ancho x Alto x Profundidad)</b>	36 (2 UN) x 90 x 53 mm
<b>Temperatura ambiente mín.</b>	0 °C
<b>Temperatura ambiente máx.</b>	55 °C
<b>Protección</b>	IP20



#### 4.13.2.4 Módulo de expansión entradas analógicas para PLC LOGO.



Figura 31 Módulo de entradas analógicas. [44]

#### 4.13.2.5 Características del módulo de expansión entradas analógicas: [44]

<b>Utilizable como analógico</b>	<b>2 x (0...10 V; 0/4...20 mA)</b>
<b>Entradas.</b>	2 x (0...10 V o 0/4...20 mA)
<b>Voltaje de entrada/Suministro</b>	24 V DC
<b>Rango admisible</b>	20,4...28,8 V DC
<b>Resolución</b>	10 bits estandarizado a 0-1000
<b>Montaje</b>	Sobre carril DIN 35 mm (2 UN)
<b>Dimensiones (Ancho x Alto x Profundidad)</b>	36 (2 UN) x 90 x 53 mm
<b>Temperatura ambiente mín.</b>	0 °C
<b>Temperatura ambiente máx.</b>	55 °C
<b>Protección</b>	IP20

#### 4.14. HMI. [45]

HMI significa “Human Machine Interface”, es decir es el dispositivo o sistema que permite el interfaz entre la persona y la máquina. Tradicionalmente estos sistemas

consistían en paneles compuestos por indicadores y comandos, tales como luces pilotos, indicadores digitales y análogos, registradores, pulsadores, selectores y otros que se interconectaban con la máquina o proceso. En la actualidad, dado que las máquinas y procesos en general están implementadas con controladores y otros dispositivos electrónicos que dejan disponibles puertas de comunicación, es posible contar con sistemas de HMI bastantes más poderosos y eficaces, además de permitir una conexión más sencilla y económica con el proceso o máquinas, como mostraremos a continuación.

#### **4.14.1. TIPOS DE HMI:**

Descontando el método tradicional, podemos distinguir básicamente dos tipos de HMI's:

##### *4.14.1.1 Terminal de Operador:*

Consistente en un dispositivo, generalmente construido para ser instalado en ambientes agresivos, donde pueden ser solamente de despliegues numéricos, o Alfanuméricos o gráficos. Pueden ser además con pantalla sensible al tacto (touch screen).

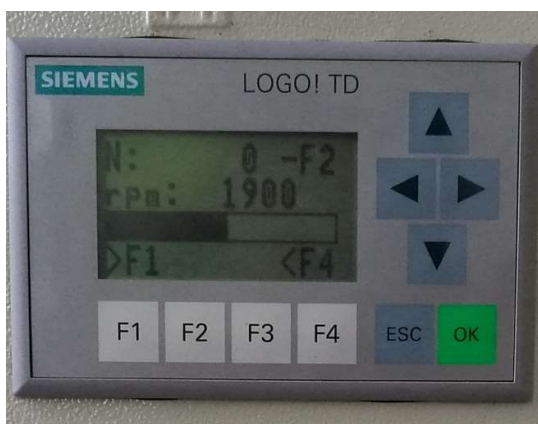
##### *4.14.1.2 PC + Software:*

Esto constituye otra alternativa basada en un PC en donde se carga un software apropiado para la aplicación. Como PC se puede utilizar cualquiera según lo exija el proyecto, en donde existen los llamados Industriales (para ambientes agresivos), los de panel (Panel PC) que se instalan en gabinetes dando una apariencia de terminal de operador, y en general veremos muchas formas de hacer un PC, pasando por el tradicional PC de escritorio.

#### 4.14.2. SELECCIÓN DE PANTALLA PARA EL SISTEMA HMI.

Se decide utilizar una pantalla táctil o en su defecto con botonera para que el operario pueda ingresar el valor de las revoluciones a las que se va a realizar las pruebas además de poder observar el peso con la que se está desarrollando la misma.

Se selecciona la pantalla LOGO TD (*anexo I*), ya que es la única que tiene una comunicación directa con el Siemens LOGO, además de ser una pantalla fácil de utilizar y programar.



*Figura 32 Pantalla LOGO TD*

##### 4.14.2.1 Características pantalla LOGO TD:

- 12V DC, 24V AC/DC,
- Conector para fuente de alimentación
- 4 líneas de 12 caracteres Conectable a cualquier Logo 0BA6 atreves de un nuevo puerto
- 6 teclas estándar y 4 teclas adicionales de función (F1-F4)
- Clase de protección IP65.

## **4.15. SELECCIÓN DEL CONTROL DE VELOCIDAD.**

Se escoge un sistema de control de velocidad orientado más a la zona industrial por lo cual se decide utilizar un variador de frecuencia.

Los Convertidores de Frecuencia, también llamados Variadores de Frecuencia (VDF) o Inversores (Inverters) (aunque realmente este nombre corresponde a una parte del VDF, por constituir el componente principal muchos fabricantes usan esta denominación), han venido a resolver el problema de poder usar los motores a velocidades variables sin disminuir mayormente su eficiencia, con lo que ahora estos motores conectados a estos equipos permiten ser usados en aplicaciones especiales.

Estos dispositivos forman parte de la familia denominada Drivers en AC (AC Drives), la cual está constituida por otros equipos para comando de motores de corriente alterna, tales como Partidores Suaves, que se emplean sólo para la partida y parada de los motores, y no para modificar la velocidad en régimen permanente. [46]

### **4.15.1. PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO:**

En definitiva, estos dispositivos entregan voltaje y frecuencia variable conforme a la necesidad del motor y la carga a él conectada. Para tal efecto, toma la alimentación eléctrica de la red, cual tiene voltaje y frecuencia fija, la transforma en un voltaje continuo (Rectificador más Filtro) y luego lo transforma en voltaje alterno trifásico de magnitud y frecuencia variable por medio de un Inversor. Contando sólo con esta última etapa (Inversor) es posible también alimentar estos motores a partir de un suministro de corriente continua (por ejemplo, baterías). También se puede contar con un rectificador monofásico de modo de poder alimentar un motor trifásico a partir de una fuente de alimentación monofásica. La forma de onda del voltaje de salida en estricto rigor no es una senoide perfecta, toda vez que entregan una señal de pulso modulada a partir de una frecuencia de conmutación alta. En todo caso con los equipos actuales, donde se encuentran frecuencias de conmutación del orden de los 50 KHz, los contenidos de armónica son bastante bajos, por lo que

agregando filtros pasivos cumplen las exigencias normativas impuestas por muchos países. La relación frecuencia voltaje es configurada por el usuario según la aplicación, siendo las más usuales una relación lineal, cual produce un torque constante en todo el rango de velocidad, ó una relación cuadrática, la que el torque disminuye a medida que baja la velocidad. En definitiva, conforme a la consigna de frecuencia que se le otorgue al equipo, la cual puede ser un comando en el mismo equipo o una señal externa, se entregará al motor un voltaje de magnitud según la relación V/F configurada y de frecuencia conforme a la consigna. Esto hará que el motor gire a una velocidad proporcional a la frecuencia. [46]

#### 4.15.1.1 Funciones adicionales:

Los equipos que se fabrican en la actualidad aprovechan de incorporar varias funciones adicionales, como las protecciones al motor y funciones de control para distintas aplicaciones, como controles PID y controles lógicos y secuenciales. Para permitir estas funciones encontraremos en estos dispositivos una gran cantidad de terminales de control para conectar entradas y salidas digitales y análogas, puertas de comunicación de datos y una gran cantidad de parámetros de configuración. [46].

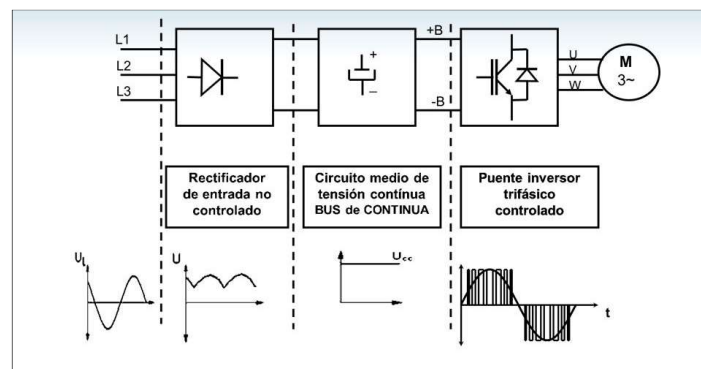


Figura 33 Estructura interna de un variador de frecuencia. [47]

#### 4.15.2. SELECCIÓN DEL VARIADOR DE FRECUENCIA.

En el apartado de sistema motriz del prototipo se dijo que sería un motor Siemens trifásico de 1 hp a 3600 rpm, con esto se busca lograr un mayor número de aplicaciones y de ensayos con materiales a distintas velocidades. El elemento que realizara el control de velocidad se es un variador de frecuencia comandado por el Siemens LOGO todo esto por el HMI de la pantalla LOGO TD.

Debido a sus especificaciones y la potencia que se va a manejar se decide por un variador G110 (*anexo m*) de siemens *figura 32*. El mismo que consta con un panel para poder y ver el código de alarma en el caso que esto fuera necesario *figura 33*.



Figura 34 Variador G110.

##### 4.15.2.1 Características principales variador de frecuencia G110:

- Fácil de instalar
- Puesta en marcha sencilla
- puesta en servicio rápida
- función "reposición a valores de fábrica" (reajusta los parámetros a sus valores por defecto)
- Diseño robusto en cuanto a EMC
- Puede funcionar en redes de alimentación IT (modelos sin filtro)

- 1 entrada digital con separación galvánica
- 3 entradas digitales sin separación galvánica
- 1 entrada analógica AIN: 0 – 10 V (solo en la variante analógica)
- se puede utilizar como cuarta entrada digital.

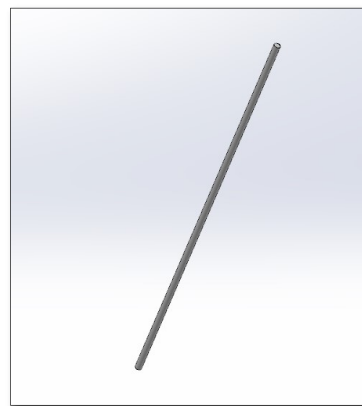
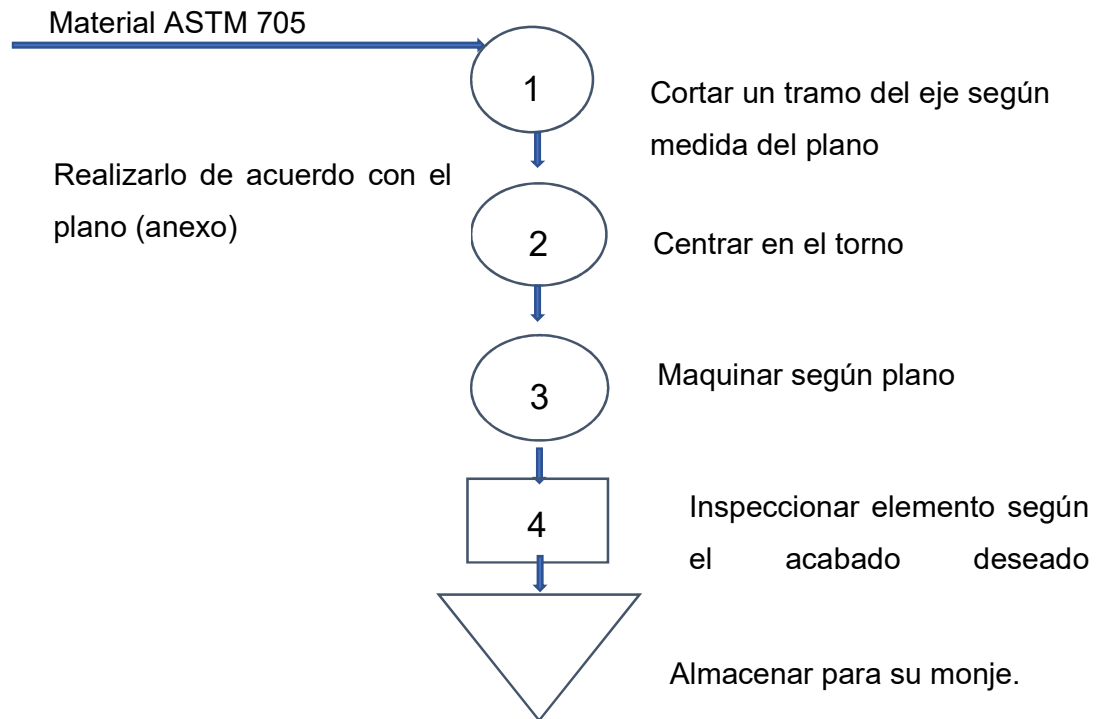
#### 4.15.2.2 Funciones:

- Tiempo de respuesta a señales de mando rápido
- Limitación rápida de corriente (fast current limit FCL) para funcionamiento seguro sin desconexiones por fallo.
- Frenado combinado
- Freno por inyección de corriente continua integrado
- Frecuencias fijas
- Función de potenciómetro motorizado
- Tiempos de aceleración y deceleración ajustables con redondeo parametrizable
- Característica V/f multipunto
- 150% de sobrecarga en 60 segundos
- Control con 2-hilos/3-hilos control
- Re arranque automático después de cortes de red
- Re arranque al vuelo.

## 4.16. DIAGRAMAS DE PROCESOS DE LOS ELEMENTOS MECÁNICOS

Los procesos para la construcción de los elementos mecánicos son los detallados a continuación.

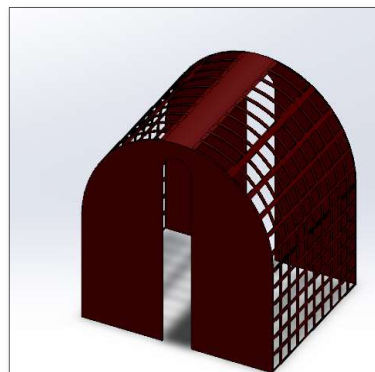
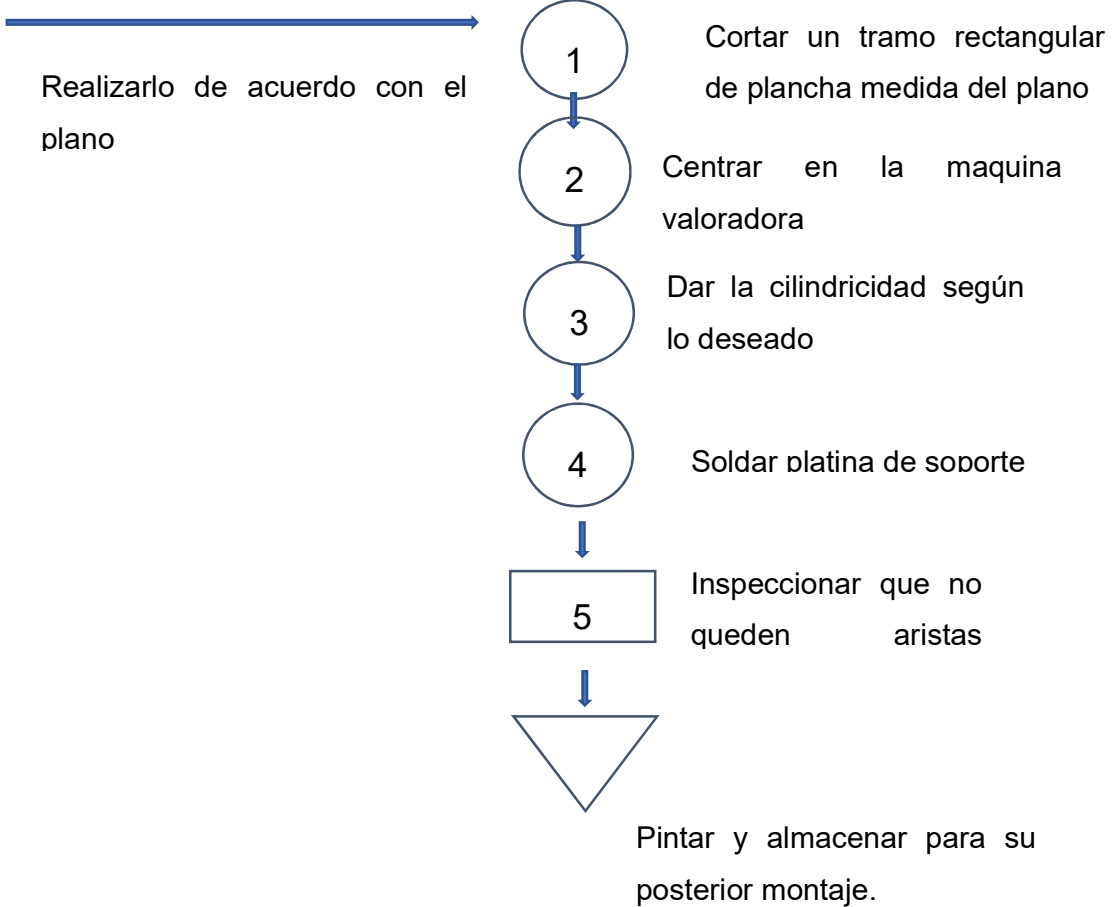
### 4.16.1. DIAGRAMA DE PROCESO DEL EJE MOTRIZ.



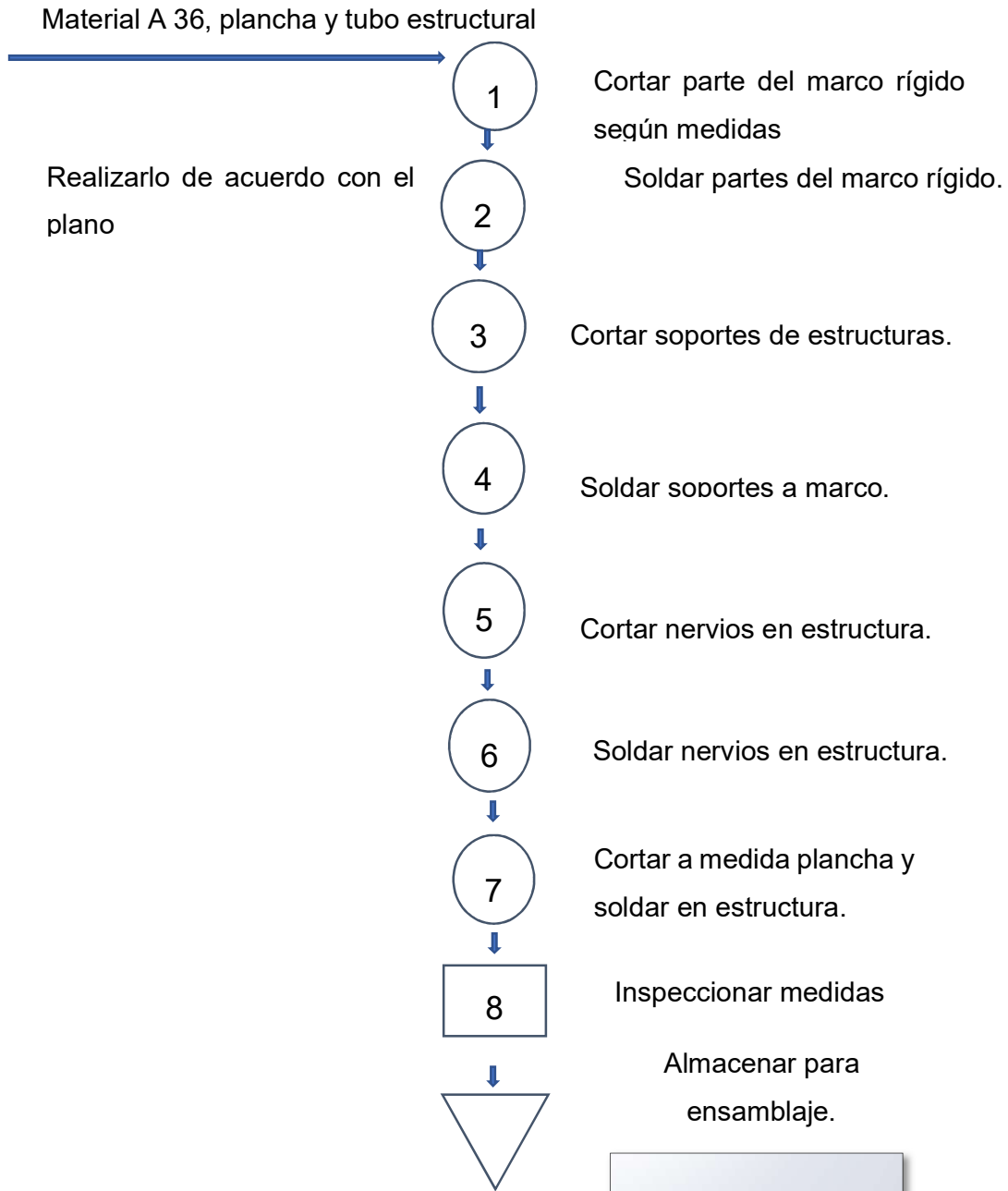


#### 4.16.2. DIAGRAMA CONSTRUCCION DE JAULA DE PROTECCIÓN.

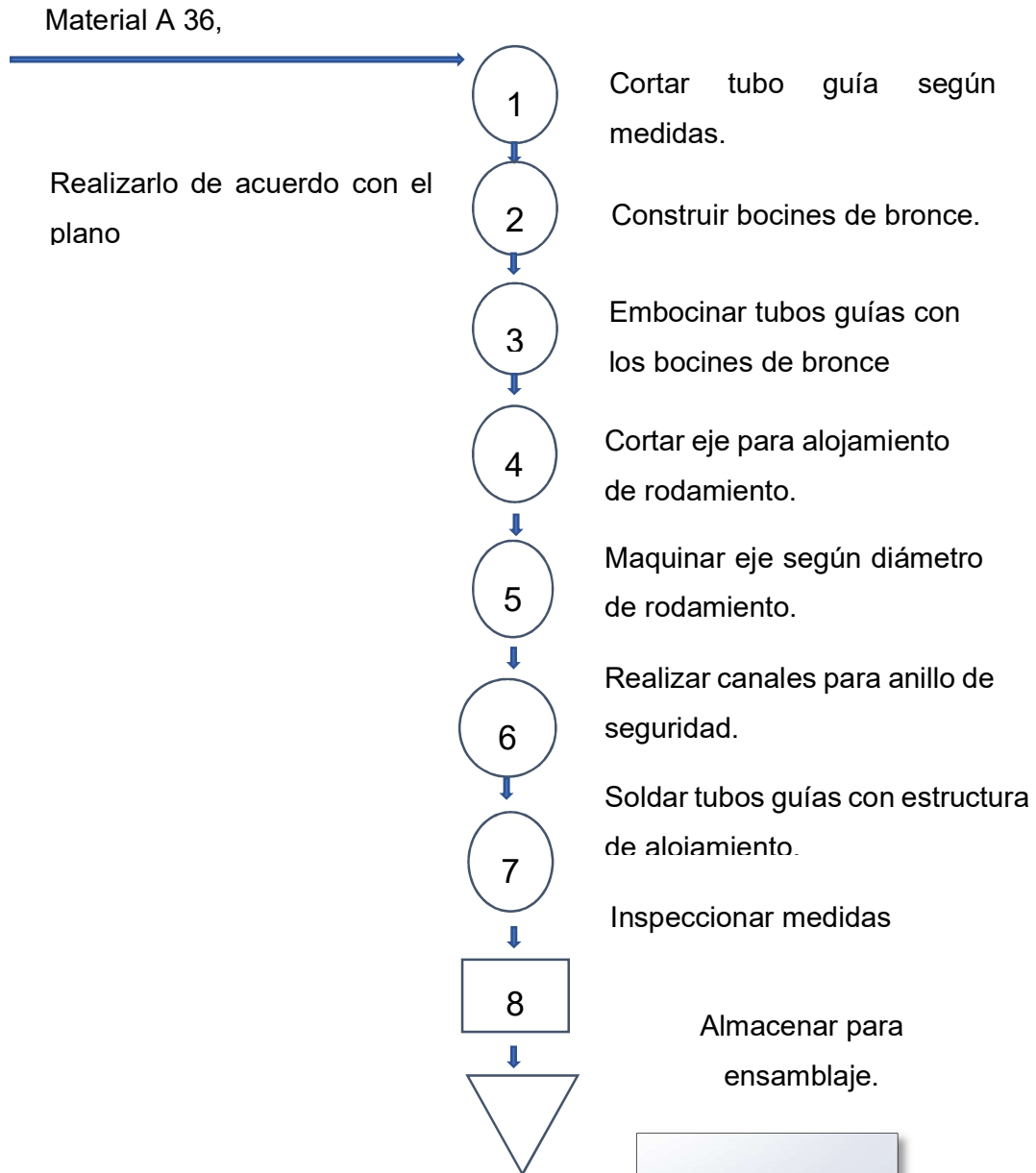
Material de la plancha perforada Acero A 36



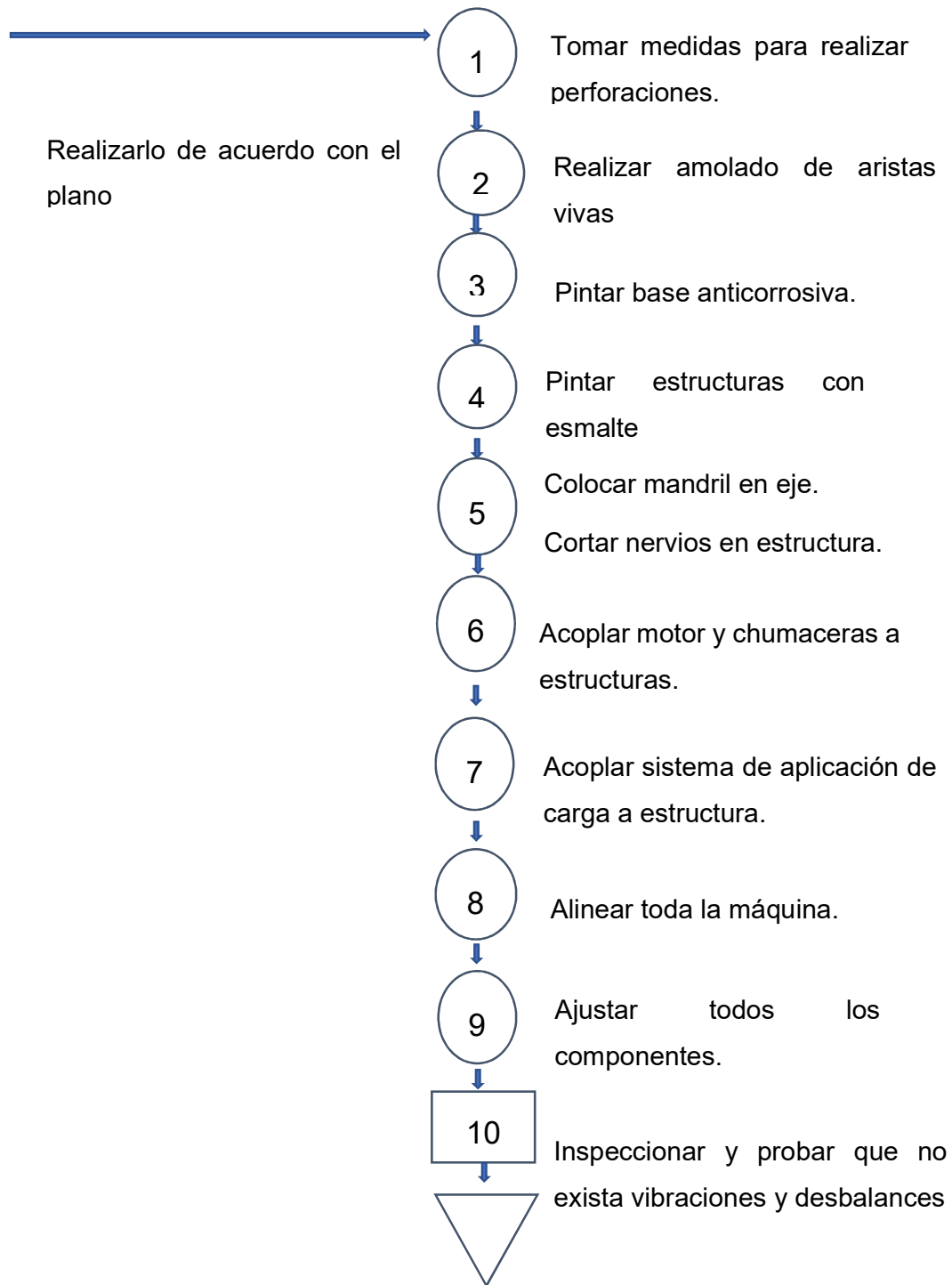
### 4.16.3. DIAGRAMA CONSTRUCCIÓN ESTRUCTURA.



#### 4.16.4. DIAGRAMA CONSTRUCCIÓN ALOJAMIENTO DE RODAMIENTO.



#### 4.16.5. DIAGRAMA DE MONTAJE DEL PROTOTIPO.



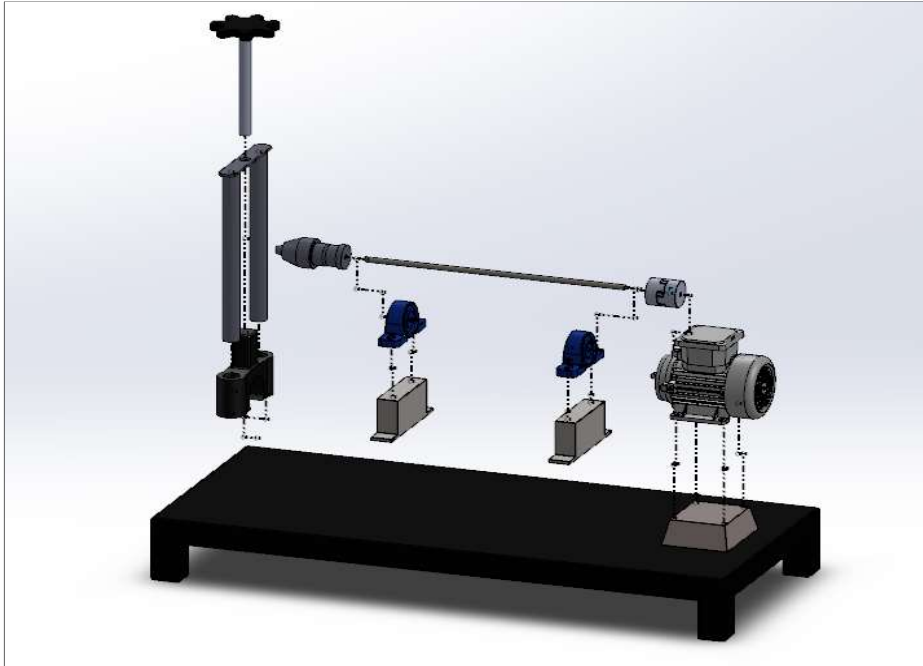


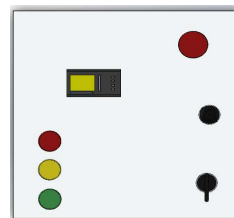
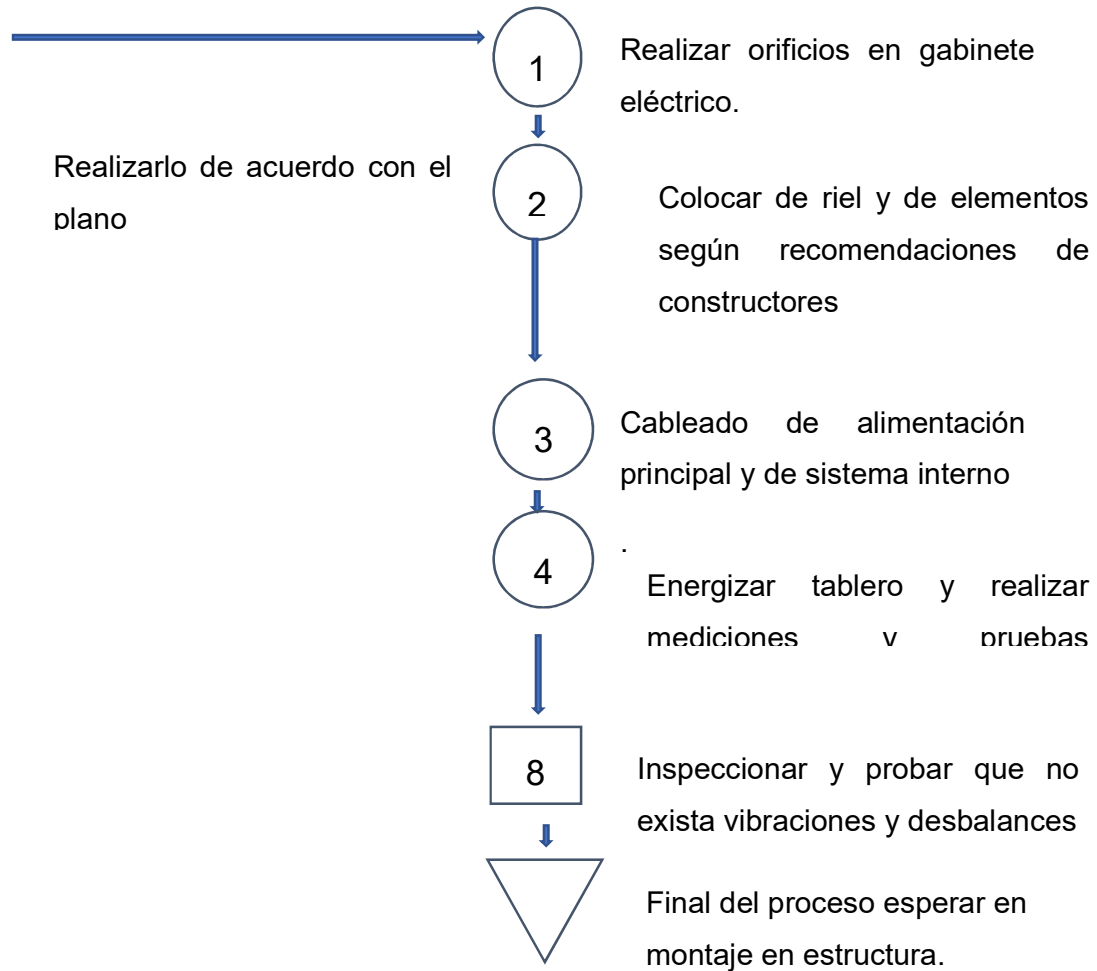
Figura 35 Despiece de la máquina.



Figura 36 Fotografía maquina en proceso de montaje.

A continuación, se muestra el flujo grama de los procesos del montaje de la caja de control de nuestro prototipo.

#### 4.16.6. DIAGRAMA DE CONSTRUCCIÓN DE CAJA DE CONTROL.



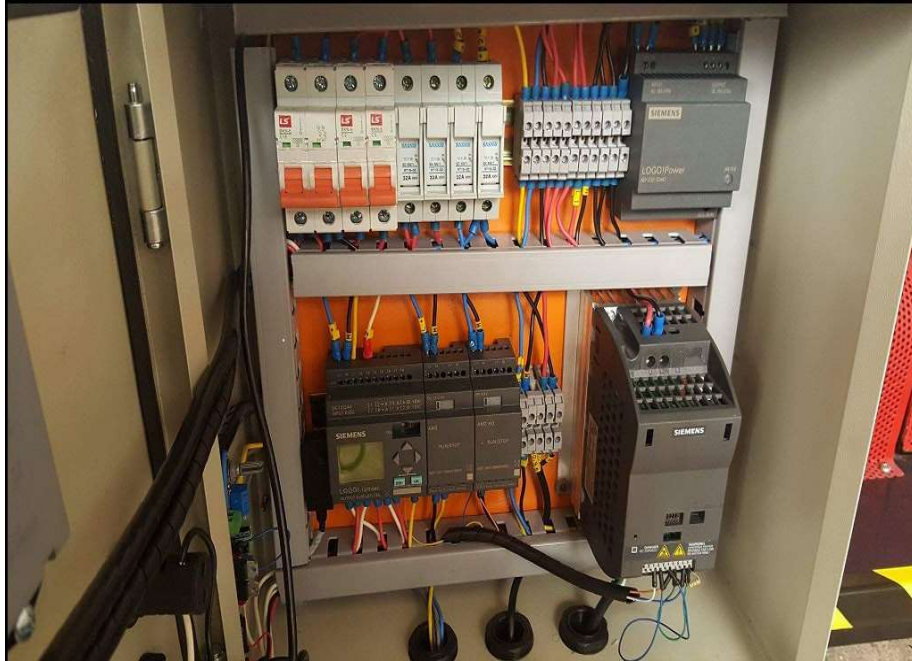


Figura 37 Montaje de tablero eléctrico.



Figura 38 Máquina de fatiga terminada.

## 4.17. PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO Y ANÁLISIS DE COSTOS.

### 4.17.1. PRUEBAS

En este capítulo se va analizar el comportamiento del acero de A36 ya que es uno de los más utilizados en nuestro país por su bajo precio.

Se realizaron tres pruebas utilizando el acero designado como A 36.

Ejemplo de realización de práctica de ensayo de fatiga.

Tabla 11 Tabla de datos teóricos para ensayos de fatiga. [48]

# PRUEBA	$N_t$	$t_t(\text{min})$	$Q_t(\text{kg})$	$Sf_t(\text{Mpa})$	$d_{\text{probeta}}(\text{mm})$
1	4000	2.8	11.3	551.923	7.6
2	6000	3.42	10.77	536.910	7.6
3	8000	4.57	10.4	526.506	7.6
4	10000	5.71	10.12	518.582	7.6
5	12000	6.85	9.9	512.588	7.6

Donde:

$N_t$  = número de ciclos teóricos.

$Tt$  = tiempo de practica teórico.

$Qt$  = carga empleada teórica.

$Sft$  = limite fluencia teórica.

En *la tabla* que se observa a continuación se muestra los resultados de las prácticas realizados en nuestro prototipo.



Tabla 12 Tabla de datos prácticos para ensayos de fatiga

# PRUEBA	$Qr(Kg)$	$Nr$	$tr(min)$	$Sfr (Mpa)$	$Error (%)$
1	11,4	6905	2,56	531	3,61
2	10,7	7724	4,58	526	1,85
3	10,3	9792	5,42	519	1,35
4	10,1	11863	6,68	512	1,09
5	9,95	13784	8,2	507	0,95

A continuación, se va a seguir los pasos para realizar los cálculos para las practicas, así como se muestran en el (anexo a).

Establecer las propiedades mecánicas del material de la probeta

$$S_y = 65 \text{ (kpsi)} = 447.85 \text{ (Mpa)}.$$

$$S_{ut} = 110 \text{ (kpsi)} = 754.12 \text{ (Mpa)}.$$

Luego se procede a calcular el límite a la resistencia a la fatiga para materiales dúctiles mediante la siguiente ecuación:

$$S_e = 0.5 * S_{ut}$$

$$S_e = 55 \text{ (kpsi)}.$$

Con este valor se calcula la resistencia a la fatiga teórica:

$$S_f't = 10^c * N^b$$

$$C = \log \frac{(0.8S_{ut})^2}{S_e}$$

$$C = \log \frac{(0.8 * 110)^2}{55}$$

$$C = 2.1486$$

$$b = -\frac{1}{3} \log \frac{(0.8S_{ut})^2}{S_e}$$

$$b = -0.068$$

Entonces la resistencia a la fatiga para  $N=12000$  sería:

$$S'_{ft} = 10^{2.1486} \times 12000^{-0.068}$$

$$S'_{ft} = 74.338[kpsi] = 74338[psi]$$

La carga teórica que se debería aplicar para que falle a ese número de ciclos es:

$$\sigma_{max} = \frac{16Qx}{\pi d^3}$$

$$S'_{ft} = 10^c x N^b$$

Condición necesaria para que:

$$\sigma_{max} = S'_{ft}$$

$$\frac{16Qx}{\pi d^3} = 10^c x N^b$$

$$Q = \frac{10^c * N^b * \pi * d^3}{16 * x}$$

$$Q = \frac{74338 * \pi * 0.299^3}{16 * 9.84}$$

$$Q = 39.65[lb] = 18.02[kg]$$

Con el número de ciclos real según las mediciones y la fatiga real procedemos a calcular el error porcentual:

$$S'_{ft} = 10^c x N^b$$

$$S'_{ft} = 10^{2.1416} x 13820^{-0.068}$$

$$S'_{ft} = 73.628 = 507.296[Mpa]$$

Cálculo del error porcentual:

$$\% Error = \left| \frac{S'_{ft} - S'_{fr}}{S'_{ft}} \right| * 100$$

$$\% Error = \left| \frac{512.088 - 507.296}{512.088} \right| * 100$$

$$\% Error = 0.94$$

#### 4.18. ANÁLISIS

Luego de realizar el promedio de los errores de las cinco practicas realizadas con la máquina propuesta en este trabajo de titulación nos da un error promedio de 1.77%, pero el error máximo que obtuvimos es de 3,61% lo cual indica que las construcciones de las probetas tienen mucho que ver como se indica a lo largo de este trabajo.

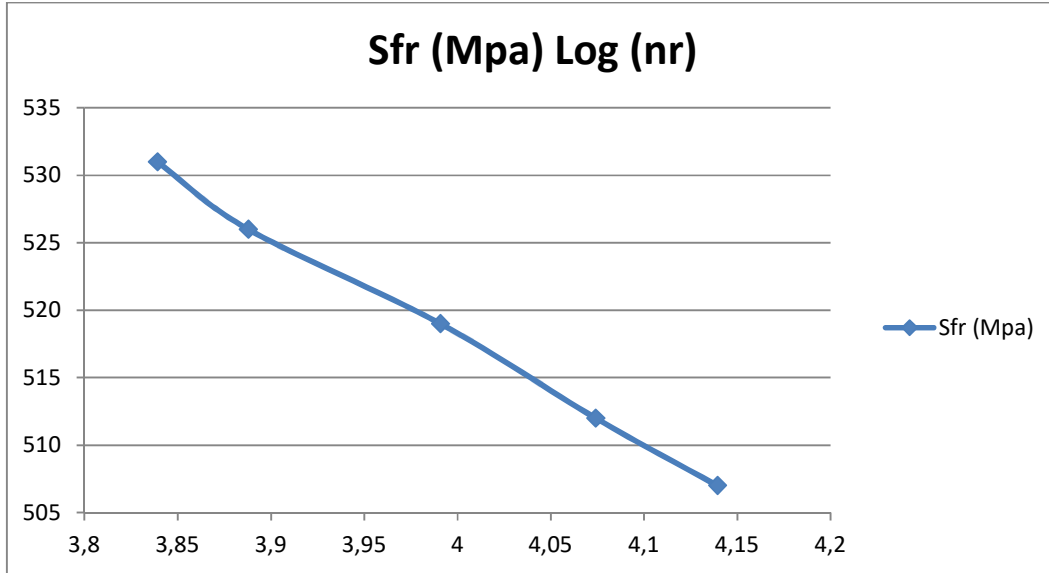
Al analizar estas tablas lo primero que salta a la vista es que el tiempo de soporte de la probeta con relación al teórico es mucho mayor, casi es el doble de tiempo utilizado para llegar a la fractura de la probeta.

Se realizó el ejemplo con una sola medición, aunque se hicieron 5 pruebas ya que solo se debe reemplazar valores para poder encontrar los errores entre los datos

Tabla 13 tabla logarítmica de la practica

<i>Nr</i>	<i>Log (Nr)</i>	<i>Sfr (Mpa)</i>	<i>log(Sfr)</i>
<b>6905</b>	<b>3.8391</b>	<b>531</b>	<b>2.7250</b>
<b>7724</b>	<b>3.8878</b>	<b>526</b>	<b>2.7209</b>
<b>9792</b>	<b>3.9908</b>	<b>519</b>	<b>2.7151</b>
<b>11863</b>	<b>4.0741</b>	<b>512</b>	<b>2.7092</b>
<b>13784</b>	<b>4.1393</b>	<b>507</b>	<b>2.7050</b>

En la *tabla 13* nos muestra los datos del número de ciclos del límite de fatiga prácticos y su equivalente en base logarítmica.



Con este grafico se puede deducir que la vida en fatiga del material aumenta a medida que el esfuerzo aplicado disminuye, es decir, se tiene una relación inversamente proporción a la resistencia número de ciclos. Y esto es algo lógico al tomar en cuenta que un material sometido a fuerzas flexo rotativas por mucho tiempo tiene un gran porcentaje a fracturarse.

#### 4.19. ANALISIS DE COSTOS.

##### 4.19.1. COSTO DE MATERIALES MECÁNICOS.

Tabla 14 Costo de materiales mecánicos.

Descripción del Material	Cantidad	Costo Unitario	Costo Total
Tubo cuadrado de 2"	0.5	25	12.5
Tubo rectangular 22mm x 50mm x 2mm	2	17	34
Rodamientos SKF SY 25 TF	2	16	32
Eje Acero 705 1"	0.5	40	20
Malla perforada	1	30	30
Tol negro 1 mm	0.5	45	22.5
Rodamiento autocentrante de 1/2	1	20	20
Tornillo de precisión	0.3	25	7.2
Pernos varios	1	20	20
		<b>TOTAL</b>	<b>243.5</b>

#### 4.19.2. COSTO DE MATERIALES ELÉCTRICOS Y ELECTRÓNICOS.

Tabla 15 Costos materiales eléctricos y electrónicos.

Descripción del Material	Cantidad	Costo Unitario	Costo Total
Modulo logo	1	125	125
Motor Web 3600 rpm 1hp	1	117	117
Cable de programación logo	1	96	96
Fuente de poder logo	1	100	100
Variador siemens	1	230	230
Pulsadores	4	7,5	30
Borneras	60	0,6	36
Breakers	3	9	27
Fusibles	4	7	28
Luces pilotos	3	12	36
Toma de corriente blindada	1	18	18
Sensor de efecto hall	3	7	21
Sensor flexiforce	1	60	60
Gabinete	1	60	60
Cables	40	5	200
		<b>TOTAL</b>	<b>1184</b>

#### 4.19.3. COSTO DE MISCELÁNEOS.

Tabla 16 Costos misceláneos.

<b>Descripción del Material</b>	<b>Cantidad</b>	<b>Costo Unitario</b>	<b>Costo Total</b>
Internet	1	40	40
Transporte	1	200	200
Copias	1	20	20
Otros gastos	1	300	300
		<b>TOTAL</b>	<b>560</b>

#### 4.19.4. COSTO TOTAL.

Tabla 17 Costos total.

<b>Descripción del Material</b>	<b>Cantidad</b>	<b>Costo Unitario</b>	<b>Costo Total</b>
Elementos mecánicos	1	243,5	243,5
Elementos eléctricos	1	1184	1184
Misceláneos	1	560	560
Taller	1	300	300
		<b>TOTAL</b>	<b>2287,5</b>





## CAPITULO V .

### CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

#### 5.1. CONCLUSIONES

- Se construyó este prototipo de máquina de flexión rotativa con la motivación de dotar al laboratorio y/o taller de mecánica de la Carrera de Ingeniería Mecatrónica para ayudar en el mejor entendimiento, aclarar y afianzar los conceptos en el estudiante, la cual permita realizar el ensayo de fatiga en materiales tales como: acero de construcción, acero de transmisión, algunos aceros especiales y polímeros, siempre y cuando su resistencia última a la tracción no sobrepase los  $1240 N / mm^2$ .
- El prototipo se diseñó y construyó siguiendo las especificaciones de la norma **ISO 1143:2010**, en cuanto a las características para la realización de pruebas de fatiga en una máquina de aplicación de fuerza en voladizo, se establece aplicación de carga máxima de  $230 N$ , el mismo que está dentro del rango de este tipo de máquina , obteniendo un factor de seguridad mínimo de 3 en los elementos mecánicos lo cual establece que respetando estos valores de aplicación de carga el prototipo funciona de manera correcta, segura y garantiza un análisis de ensayo adecuado.
- Se realiza un sistema de control bastante amigable e interactivo mediante el cual el operador pueda ingresar de manera fácil y rápida los parámetros para la realización de los ensayos respectivos.
- Los resultados obtenidos en las prácticas realizadas se acercan mucho a los cálculos teóricos dando un error del 1.7% pero con muchas variantes las mismas que se deben a que las construcciones de las probetas tienen mucho que ver con la experiencia de las personas que las construyen y el nivel de precisión de las mismas.
- Los costos de la máquina desarrollada son muchos menores al total de una máquina comercial importada de igual capacidad.
- Se realiza la redacción de todos los manuales además que se deja una propuesta de guía de prácticas que sirve como base para realizarse las modificaciones respectivas según se crea necesario.

- Al realizar ensayos de fatiga con diversos materiales en el laboratorio, permite comprender y relacionar de mejor forma la parte teórica práctica, afirmando los conocimientos para ser más competitivo en el campo laboral

## **5.2. RECOMENDACIONES.**

- Se recomienda que antes de operar la máquina 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 todas las medidas adecuadas como se ve en los anexos además de un acabado superficial liso sin ralladuras ni muescas caso contrario los resultados no serán válidos.
- Antes de empezar cada práctica se recomienda: revisar toda la máquina y supervisar que se haya hecho el mantenimiento como indica el manual.
- Realizar más pruebas con diferentes tipos de materiales, velocidades y cargas para que se pueda observar la gran cantidad de aplicaciones que se pueden llevar a cabo con este tipo de máquinas.
- Se recomienda el desarrollo de un sistema de comunicación con la PC ya que hoy en día la mayoría de maquinaria de punta lo implementa el prototipo cuenta con elementos para realizar dicha mejora, además se podría realizar el cambio del sensor de presión por uno que tenga un menor rango de error para que un futuro el prototipo pueda ser un banco de pruebas con resultados aplicables a la industria.

## BIBLIOGRAFÍA

- [1] J. M. E. VENTURA, «www.bibling.com,» [En línea]. Available: <http://bibing.us.es/proyectos/abreproy/4089/fichero/4.pdf>. [Último acceso: 1 mayo 2017].
- [2] N. A. E1823, “*Standard Terminology Relating to Fatigue and Fracture Testing*”..
- [3] A. BANGOURA, Metodología para la optimización de análisis de esfuerzos por fatiga de altos ciclos en componentes mecánicos., Mexico, 2007.
- [4] N. R, de *Diseño de Maquinas*, Mexico, Prentice Hall, 1999, p. 347.
- [5] SGS, «ENSAYO DE MATERIALES,» de *SGS-INDUSTRIAL*, 2016, p. 8.
- [6] V. Ross, «SlideShare,» 24 Marzo 2013. [En línea]. Available: <http://es.slideshare.net/veronikarcruz/ensayos-destructivos-mecnicos..>
- [7] . J. . J. C. Ing. Sandoval y C. Ing. Idrovo, ENSAYOS NO DESTRUCTIVOS, Ambato, 2009.
- [8] F. CUICHÁN y W. DUEÑAS, , “*Rediseño y Construcción de la máquina de viga rotativa sometida a flexión para ensayos de resistencia a la fatiga*”, Quito: Tesis, Facultad de Ingeniería Mecánica, Escuela Politécnica Nacional, 2008.
- [9] ESCUELA COLOMBIANA DE INGENIERIA "JULIO GARAVITO", “*FATIGA PROTOCOLO*”, 2008.
- [10] LUCHESSI D, «Tipo de Maquinas de flexion Rotativa,» de *Ensayo mecanico de los materiales metalicos.*, España, Labor S.A, 1973, p. 146.

- [11] GUNT, «<http://www.gunt.de/es>,» GUNT, [En línea]. Available: <http://www.gunt.de/es/productos/mecanica-y-diseno-mecanico/ensayo-de-materiales/fatiga-del-material/ensayo-resistencia-a-la-fatiga/020.14000/wp140/glct-1:pa-150:ca-37:pr-1537>. [Último acceso: 14 Mayo 2017].
- [12] D. TAPIA, *Diseño de una máquina para realizar ensayos de fatiga de flexión rotativa para la Carrera de Ingeniería Mecánica de la Facultad de Ciencias de la Ingeniería*, Quevedo, 2017.
- [13] Studylib, «[www.studylib.net](http://www.studylib.net),» [En línea]. Available: <https://studylib.net/doc/18442584/r.-r.-moore>. [Último acceso: 01 Mayo 2017].
- [14] Monografias, «<http://www.monografias.com>,» [En línea]. Available: [/trabajos88/fatiga-metales-generalidades/fatiga-metales-generalidades.shtml#ixzz4h4xyuYls](http://www.monografias.com/trabajos88/fatiga-metales-generalidades/fatiga-metales-generalidades.shtml#ixzz4h4xyuYls). [Último acceso: 14 mayo 2017].
- [15] UNP, «[http://www.ing.unp.edu.ar/MECÁNICA/imagenes/EnsInd/Rotura\\_por\\_fatiga\\_de\\_eje\\_caja\\_reductora.jpg](http://www.ing.unp.edu.ar/MECÁNICA/imagenes/EnsInd/Rotura_por_fatiga_de_eje_caja_reductora.jpg),» [En línea]. Available: [http://www.ing.unp.edu.ar/MECÁNICA/imagenes/EnsInd/Rotura\\_por\\_fatiga\\_de\\_eje\\_caja\\_reductora.jpg](http://www.ing.unp.edu.ar/MECÁNICA/imagenes/EnsInd/Rotura_por_fatiga_de_eje_caja_reductora.jpg). [Último acceso: 01 Mayo 2017].
- [16] R. I. P. Alvarado, *Análisis del Comportamiento a Fatiga en Flexión Rotativa de un Acero AISI SAE 1018 en Ambientes Corrosivos*, Guayaquil, 2011.
- [17] IBERISA, «[www.iberisa.com/soporte/fatiga/intro.htm](http://www.iberisa.com/soporte/fatiga/intro.htm),» IBERISA, [En línea]. Available: <http://www.iberisa.com/soporte/fatiga/intro.htm>. [Último acceso: 8 Mayo 2017].
- [18] «[www.es.slideshare.net](http://www.es.slideshare.net),» 30 octubre 2013. [En línea]. Available: <https://es.slideshare.net/josemedinabarro/fatiga-del-material>. [Último acceso: 22 julio 2017].

- [19] R. L. Mott, de *Diseño de Elementos de Máquinas*, 2006, p. 172.
- [20] M. SHIGLEY, *Diseño de Ingeniería Mecánica*, Mexico: McGraw-Hill..
- [21] PIOVAN M, «<http://www.frbb.utn.edu.ar>,» 2004. [En línea]. Available: <http://www.frbb.utn.edu.ar/carreras/materias/elementosdemaquinas/cap02-05.pdf>. [Último acceso: 06 06 2013].
- [22] J. . M. SHIGLEY, de *Diseño en Ingeniería Mecánica*, Mexico, McGraw-Hill., 2002, p. 379.
- [23] J. E. Shigley y L. D. Mitchell, *DISEÑO EN INGENIERÍA MECÁNICA*,, Mexico: Mc GRAW-HILL, 1983.
- [24] Richard G. Budynas, de *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, Octava edición*, 2008, p. 275.
- [25] SHINGLEY-MITCHELL, «Resistencia a la Fatiga,» de *Diseño Mecanico*, Mexico, Mc Graw-Hill, 1989, pp. 291-306.
- [26] C. POLANCO, *Ensayo de Fatiga en Flexión Rotativa del Acero AISI-SAE 1018 por el Método Esfuerzo-Vida*”, Guayaquil, 2011.
- [27] Mailxmail, «[www.mailxmail.com](http://www.mailxmail.com),» [En línea]. Available: <http://www.mailxmail.com/curso-diseno-ingenieria-MECÁNICA-segunda-parte/carga-variable>: Pág.13 . [Último acceso: 01 Mayo 2017].
- [28] M. D. ESCAMILLA A, *DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UN BANCO DE PRUEBAS DE FATIVGA BAJO FLEXION ROTATIVA EN VOLADIZO SEGUN NORMATIVA ASTM E606*, BUCARAMANGA, 2010.
- [29] DIPAC MANTA SA, «[www.dipacmanta.com](http://www.dipacmanta.com),» 01 05 2017. [En línea]. Available: [www.dipacmanta.com](http://www.dipacmanta.com). [Último acceso: 01 05 2017].

- [30] D. GARCIA, «[www.prezi.com](http://www.prezi.com),» 05 Agosto 2015. [En línea]. Available: <https://prezi.com/irkh1jtywly9/diagrama-de-cuerpo-libre/>. [Último acceso: 26 Mayo 2017].
- [31] SKF, *SKF CATALOGO GENERAL DE PRODUCTOS*.
- [32] «[www.es.made-in-china.com](http://www.es.made-in-china.com),» [En línea]. Available: [http://es.made-in-china.com/co\\_blsbearing/product\\_Ucph211-Ucp205-Pillow-Block-Bearing-Ucp-Ucf-Ucfl-Ucf\\_enineneug.html](http://es.made-in-china.com/co_blsbearing/product_Ucph211-Ucp205-Pillow-Block-Bearing-Ucp-Ucf-Ucfl-Ucf_enineneug.html). [Último acceso: 10 mayo 2017].
- [33] Lovejoy, *catalogo de acoplamiento elásticos lovejoy tipo I*, 2013.
- [34] «[www.nacionalelectricaferretera.com](http://www.nacionalelectricaferretera.com),» [En línea]. Available: <http://nacionalelectricaferretera.com/26-tornilleria>. [Último acceso: 22 julio 2017].
- [35] IMAP INDUSTRIA MANUFACTURERA ARGENTINA DEL PLOMO S.R.L, «[www.imap-srl.com.ar](http://www.imap-srl.com.ar),» [En línea]. Available: <http://www.imap-srl.com.ar/bronze-sae-64-bronze-fosforoso/>. [Último acceso: 15 Mayo 2017].
- [36] «<https://www.lily-bearing.com.es>,» [En línea]. Available: <https://www.lily-bearing.com/es/ceramic-bearings/ceramic-self-aligning-bearings/2301-self-aligning-full-ceramic-bearings-3/>. [Último acceso: 22 julio 2017].
- [37] «[http://www.rotagriponline.com/index.php?page=shop.product\\_details&product\\_id=10509&flypage=flypage\\_images.tpl&pop=0&option=com\\_virtuemart&Itemid=29](http://www.rotagriponline.com/index.php?page=shop.product_details&product_id=10509&flypage=flypage_images.tpl&pop=0&option=com_virtuemart&Itemid=29),» [En línea]. Available: [http://www.rotagriponline.com/index.php?page=shop.product\\_details&product\\_id=10509&flypage=flypage\\_images.tpl&pop=0&option=com\\_virtuemart&Itemid=29](http://www.rotagriponline.com/index.php?page=shop.product_details&product_id=10509&flypage=flypage_images.tpl&pop=0&option=com_virtuemart&Itemid=29). [Último acceso: 15 mayo 2017].

- [38] KEYENCE, «<http://www.keyence.com>,» [En línea]. Available: <http://www.keyence.com.mx/ss/products/sensor/sensorbasics/proximity/info/>. [Último acceso: 22 julio 2017].
- [39] SICK, «<https://www.sick.com>,» [En línea]. Available: <https://www.sick.com/es/es/gama-de-productos/sensores-de-proximidad/sensores-de-proximidad-inductivos/ime/c/g345451>. [Último acceso: 22 JULIO 2017].
- [40] DIRECTINDUSTRY, «[www.directindustry.es](http://www.directindustry.es),» [En línea]. Available: <http://www.directindustry.es/prod/sick/product-894-463193.html>. [Último acceso: 22 julio 2017].
- [41] «[www.robots-argentina.com.ar/Sensores\\_FlexiForce.htm](http://www.robots-argentina.com.ar/Sensores_FlexiForce.htm),» [En línea]. Available: [http://robots-argentina.com.ar/Sensores\\_FlexiForce.htm](http://robots-argentina.com.ar/Sensores_FlexiForce.htm). [Último acceso: 326 mayo 2017].
- [42] ABC Innova, «[www.abcinnova.com](http://www.abcinnova.com),» [En línea]. Available: <http://www.abcinnova.com/articulos-e-informacion/18-ique-es-un-plc-y-que-beneficios-tiene.html>. [Último acceso: 18 Mayo 2017].
- [43] «<http://www.efn.uncor.edu>,» [En línea]. Available: [http://www.efn.uncor.edu/departamentos/electro/cat/eye\\_archivos/apuntes/a\\_practico/CAP%209%20Pco.pdf](http://www.efn.uncor.edu/departamentos/electro/cat/eye_archivos/apuntes/a_practico/CAP%209%20Pco.pdf). [Último acceso: 28 mayo 2017].
- [44] «[www.es.rs-online.com](http://www.es.rs-online.com),» [En línea]. Available: <http://es.rs-online.com/web/p/modulos-logicos/4112113/>. [Último acceso: 15 mayo 2017].
- [45] R. COBO, «[www.aie.cl](http://www.aie.cl) " EL ABC DE LA AUTOMATIZACION",» [En línea]. Available: <http://www.aie.cl/files/file/comites/ca/abc/hmi.pdf>. [Último acceso: 12 Mayo 2017].

- [46] R. COBO, «[www.aie.cl](http://www.aie.cl),» [En línea]. Available: <http://www.aie.cl/files/file/comites/ca/abc/DRIVES-variadores%20de%20velocidad%20.pdf>. [Último acceso: 28 mayo 2017].
- [47] «<http://slideplayer.es>,» [En línea]. Available: <http://slideplayer.es/11279542/41/images/3/Estructura+interna+de+un+Variador.jpg>. [Último acceso: 01 julio 2017].
- [48] C. J. TOBAR M, “*Rediseño y Construcción de la máquina de viga rotatoria sometida a flexión para ensayos de resistencia a la fatiga II*”, Quito: Tesis, Facultad de Ingeniería Mecánica, Escuela Politécnica Nacional, 2010.
- [49] D. PEREZ, «<http://se2amm.blogspot.com/2012/05/sensor-de-efecto-hall.htm>,» 30 mayo 2012. [En línea]. Available: <http://se2amm.blogspot.com/2012/05/sensor-de-efecto-hall.html>. [Último acceso: 26 Mayo 2017].
- [50] «[www.whitewallenergy.com](http://www.whitewallenergy.com),» [En línea]. Available: <http://whitewallenergy.com/la/blog/ventajas-del-efecto-hall-frente-a-resistencia-shunt-en-sistemas-de-monitorizacion/>. [Último acceso: 26 Mayo 2017].
- [51] A. CASTILLO y J. GARCES, *DISEÑO MECATRONICO DE UNA MAQUINA POR FATIGA FLEXION ROTATIVA PARA LA ESCUELA DE METALURGIA*, BUCARAMANGA, 2007.
- [52] Czochralski Crystal Growth Method., 2008.
- [53] MUCHOMATERIAL, «[/www.muchomaterial.com](http://www.muchomaterial.com),» [En línea]. Available: [https://www.muchomaterial.com/articulo/21668/VARILLA ROSCADA 58" X 1 METRO ARGOS..](https://www.muchomaterial.com/articulo/21668/VARILLA ROSCADA 58) [Último acceso: 30 Mayo 2017].



- [54] ABCINNOVAELECTRONICS, «<http://www.abcinnova.com>,» [En línea]. Available: <http://www.abcinnova.com/articulos-e-informacion/18-ique-es-un-plc-y-que-beneficios-tiene.html>.
- [55] DIRECTINDUSTRY, «<http://www.directindustry.es>,» [En línea]. Available: <http://www.directindustry.es/prod/secatol-sas/product-40600-441082.html>.
- [56] SCHNEIDER, «<http://www.schneider-electric.com.ar>,» [En línea]. Available: [http://www.schneider-electric.com.ar/documents/recursos/myce/capitulo04\\_1907.pdf](http://www.schneider-electric.com.ar/documents/recursos/myce/capitulo04_1907.pdf).
- [57] J. CORDOVA y H. LOAYZA, *DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UN BANCO Ñ PARA REALIZARENSAYO DE FATIGA POR FLEXION PARA LOS DIFERENTES ACEROS*, CUENCA: UNIVERSIDAD DEL AZUAY, 2010.

# ANEXO A

## GUIA DE PRACTICA PARA LABORATORIO

**FACULTAD DE CIENCIAS COMPUTACIONALES APLICADAS**

**CARRERA DE INGENIERIA EN MECATRONICA**

**LABORATORIO DE MECATRONICA.**

TEMA: Ensayo de resistencia a la fatiga por flexión rotativa del material acero a 36

### **OBJETIVOS:**

#### **Objetivo General**

Conocer y entender la importancia de la realización de los ensayos de fatiga para la prevenir fallas en componentes industriales expuestos a cargas repetitivas.

#### **Objetivos Específicos**

- Identificar las causas de las fallas por fatiga y conocer la forma de minimizarlas.
- Conocer los tipos de ensayos que se realizan para determinar el esfuerzo inducido por una carga repetitiva en una pieza y poder determinar el número de ciclos con el cual se presenta la falla por fatiga.
- Entender los conceptos de esfuerzo límite, resistencia a la fatiga, y la curva esfuerzo-número de ciclos (S-N) de modo experimental para aceros y metales no ferrosos.

### **MARCO TEORICO:**

#### **Generalidades de fatiga:**

La vida a fatiga se puede definir como el "fallo debido a cargas repetitivas... que incluye la iniciación y propagación de una grieta o conjunto de grietas hasta el fallo final por fractura" (Fuchs, 1980).

## SEGURIDAD PARA LA PRÁCTICA

Para evitar lesiones y/o fallas en la maquinaria e implementos de apoyo, causados durante la realización de la práctica, es necesario que los estudiantes al momento de realizarla tengan en cuenta:

- Es importante portar los implementos de seguridad necesarios: guantes de cuero y gafas de seguridad.
- Las piezas de trabajo deben soportarse rígidamente y sujetarse con firmeza para resistir las grandes fuerzas de corte que por lo general se encuentran en el maquinado.
- Conocer ampliamente todo lo relacionado con la práctica antes de realizarla. Esto incluye el manejo adecuado de la máquina, del material y demás implementos utilizados en la práctica.
- En el caso de tener cabello largo, mantenerlo muy bien recogido durante la práctica.
- Seguir atentamente las instrucciones del monitor a lo largo de la realización de la práctica.

## MATERIALES Y EQUIPOS A UTILIZAR.

### Tipo de maquina a utilizar.

Se utilizará una máquina de fatiga en voladizo la cual posee las siguientes partes:



**Sistema Motriz:** el cual va ser originado por un motor eléctrico de 1hp trifásico.

**Sistema de sujeción de Probeta:** mandril de ajuste por giro no utiliza llaves.

**Sistema de Control:** el mismo estará gobernado por un PLC, variador y un HMI.

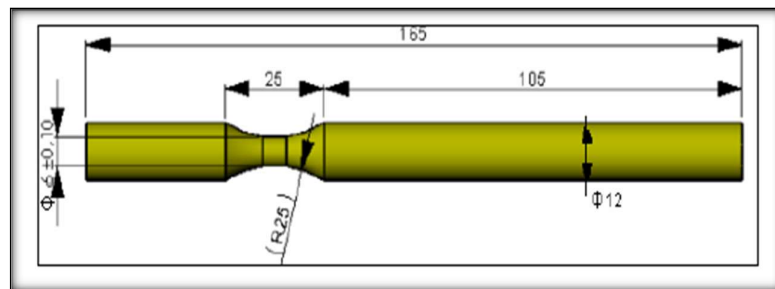
**Sistema de Acoplamiento de Potencia:** este es un acople de quijadas lovejoy I-090

**Sistema Contador:** está conformado de un sensor de efecto hall.

**Sistema de Aplicación de Fuerza:** el cual será aplicado a la probeta mediante de un tornillo que trasmite la fuerza a través de un cojinete anti fricción la fuerza máxima aplicada será de 25 kg.

### Tipo de probeta a utilizar.

Se utilizará la probeta como se vio en la figura 1.



### 5.- PROCEDIMIENTO.

- Revisar que la maquina se encuentre apagada.
- Destape el sistema de sujeción de la máquina.
- Coloque la probeta.
- Ajuste el mandril ya que es un mandril auto alienable y ajustable no necesita de llaves solo de sus manos.
- Conectar o verificar que la maquina esté conectada a una fuente 220v
- Mover el selector de encendido
- Esperar unos minutos que la hmi cargue su presentación luego seguir todos los pasos que están muy claros en la hmi. dado que es una interfaz muy básica no será de mucho tiempo para llegar a su total dominio.

- Ingrese al ítem de carga.
- Gire el tornillo hasta que la interfaz le indique el nivel de carga al cual usted desea hacer la prueba.
- Luego ingrese el número de rpm para realizar dicha prueba.
- Espere a que suceda el fenómeno de fatiga y la maquina automáticamente se detendrá.
- Tome los datos que indique la interfaz ya que esos son los necesarios para realizar el informe.
- Apague la máquina y retire los restos de la probeta.

## 6.- TABLA DE DATOS Y RESULTADOS

Acá se ocuparán los datos obtenidos en las pruebas de las máquinas

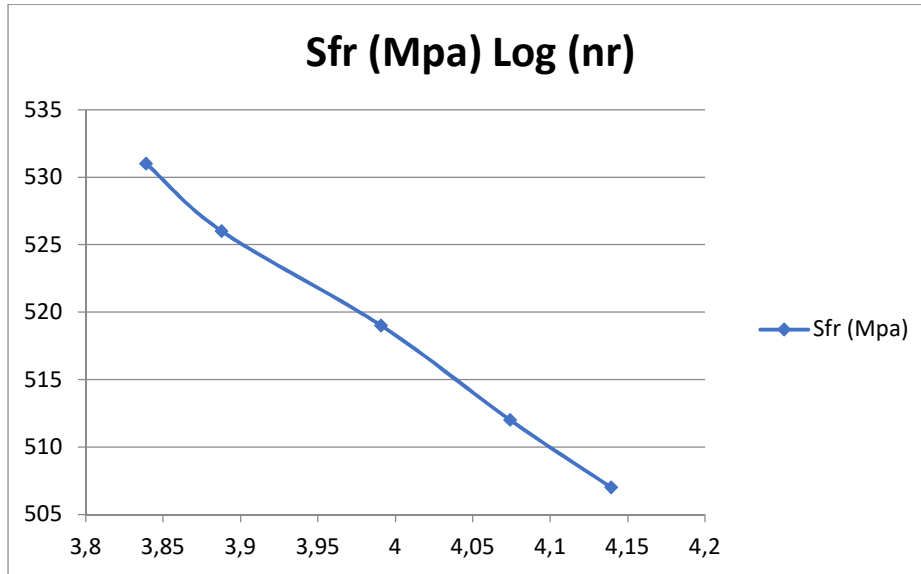
# PRUEBA	Qr(Kg)	Nr	tr(min)	Sfr (Mpa)	Error (%)
1	11,4	6905	2,56	531	3,61
2	10,7	7724	4,58	526	1,85
3	10,3	9792	5,42	519	1,35
4	10,1	11863	6,68	512	1,09
5	9,95	13784	8,2	507	0,95

Luego de realizar las operaciones expiladas en el capítulo 6 en la sección de pruebas llegamos a los siguientes resultados.

Nr	Log (Nr)	Sfr (Mpa)	log(Sfr)
6905	3.8391	531	2.7250
7724	3.8878	526	2.7209
9792	3.9908	519	2.7151
11863	4.0741	512	2.7092
13784	4.1393	507	2.7050

## 7.- GRAFICAS DE RESULTADOS.

Graficar Sf vs. Nf



## 8.- ANÁLISIS DE RESULTADOS.

## 9.- CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.

En el campo de los análisis, conclusiones y recomendaciones ya vienen dados directamente con el análisis de las pruebas que se realizaron en la maquina los cuales ya se manifestaron en sus respectivos capítulos.

## ANEXO B

### MANUAL DE USUARIO

En este manual se da indicaciones de como operar la máquina y de sus elementos.



En la imagen podemos observar los elementos de control y visualización de la máquina.

**Luz de emergencia roja:** esta se encenderá al momento que se pulse el paro de emergencia (5) y nos hará notar que ha sucedido alguna falla.

Cuando este indicado este encendido. la maquina no funcionara de ninguna manera.

**Luz de alimentación amarilla:** esta se encenderá al momento que se energice la maquina a una red 220v.

**Luz de funcionamiento verde:** esta se enciende al momento de dar inicio a la prueba, esto sucede luego que el operador ingrese todos los datos necesarios para realizar la práctica. Pero antes debe girar el selector (7).

**Pantalla HMI:** es la interfaz por donde el operador o usuario podrá habilitar e ingresar los valores que se quieran aplicar a la probeta estos valores se los ingresa mediante las teclas F3 (+) y F4 (-).

**Paro de emergencia:** este es el típico botón de paro tipo hongo y este botón solo se lo debe usar cuando suceda algún tipo de percance con la máquina. Este botón corta el suministro de energía dejándola inoperativa hasta que se resuelva el daño o percance por el que fue accionado.

**Entrada de llave:** esta es la cerradura que permite el acceso hacia el tablero de control para modificar o realizar mantenimiento del tablero de control esta llave quedara en poder de la persona a cargo del laboratorio.

**Selector on/off:** es la primera barrera o seguridad de la maquina ya que si no está en la posición de encendido así la maquina esté conectada perfectamente y se haya ingresado los datos esta no funcionara.

## **PROCESO DE FUNCIONAMIENTO DE LA MAQUINA.**

- Destape el sistema de sujeción de la máquina.
- Coloque la probeta.
- Ajuste el mandril ya que es un mandril auto alienable y ajustable no necesita de llaves solo de sus manos.
- Conectar o verificar que la maquina esté conectada a una fuente 220v
- Mover el selector de encendido
- Esperar unos minutos que la hmi cargue su presentación luego seguir todos los pasos que están muy claros en la hmi. dado que es una interfaz muy básica no será de mucho tiempo para llegar a su total dominio.
- Ingrese al ítem de carga.
- Gire el tornillo hasta que la interfaz le indique el nivel de carga al cual usted desea hacer la prueba.
- Luego ingrese el número de rpm para realizar dicha prueba.
- Espere a que suceda el fenómeno de fatiga y la maquina automáticamente se detendrá.
- Tome los datos que indique la interfaz ya que esos son los necesarios para realizar el informe.
- Apague la máquina y retire los restos de la probeta.



## ANEXO C

### MANUAL DE MANTENIMIENTO.

Bueno en este manual hare referencia teóricamente en los tiempos de mantenimiento, lo óptimo sería que cada vez que se termine de realizar una cesión de prueba se realice el correcto mantenimiento mecánico de la máquina y su revisión de conexiones eléctricas.

Cabe destacar que se le debe dar una prioridad máxima a lo que es un mantenimiento preventivo ya que un mantenimiento correctivo seria realizar el cambio de cualquier elemento de la maquina propuesta.

#### **MANTENIMIENTO DEL SISTEMA DE CONTROL.**

Para realizar el mantenimiento de este elemento nos regiremos a los datos que nos proporciona el fabricante.

Tabla de periodo de mantenimiento de elementos de control.

<b>Descripción</b>	<b>Tiempo de uso recomendado</b>	<b>Periodo de mantenimiento</b>
Plc logo rc 12/24	5	Cada 12 semanas
Módulos de expansión	5	Cada 12 semanas
Variador de velocidad probetas	5	Cada 12 semanas
Fuente de poder	5	Cada 12 semanas

En esta tabla se muestra el tiempo de garantía (1 año) y de vida útil que cada a cada uno de los elementos el fabricante de acuerdo con estos datos se ha establecido el periodo de mantenimiento.

## **MANTENIMIENTO DEL SISTEMA ELECTRICO Y VISUALIZACION.**

En esta tabla se ha realizado el plan de mantenimiento dado el tipo de trabajo de la maquina propuesta.

Actividades de mantenimiento de los sistemas eléctricos y de visualización.

<b>Actividades de mantenimiento</b>	<b>Periodo</b>
Revisión de voltajes en fuentes	Mensual
Revisión de fusibles	Mensual
Revisión de luces indicadoras	Mensual
Revisión de botones	Mensual

## **MANTENIMIENTO DEL SISTEMA MECANICO.**

Para la elaboración de esta tabla se ha tomado el tiempo promedio de la vida útil de los elementos con un uso moderados. Para lo cual se establece las siguientes actividades de mantenimiento:

Rodamientos: lubricación grasa 3/5.

Mandril: revisión de estado de muelas.

Chumaceras: alineación, ajuste y revisar que no exista juego.

Jaula: sistema de sujeción y estado de la malla perforada.

Tabla de periodo de mantenimiento mecánico.

<b>DESCRIPCION</b>	<b>TIEMPO GARANTIA</b>	<b>DE PERIODO DE MANTENIMIENTO</b>
Chumaceras	1	<i>Cada 4 semanas</i>
Mandril	3	<i>Cada 2 semanas</i>
Rodamientos porta probetas	3	<i>Cada 2 semanas</i>
Seguridad de jaulas	1	<i>Cada 2 semanas</i>

NOTA: los tiempos de mantenimiento están ligados al tiempo de trabajo y periodicidad de uso de la maquina ya que a criterio de los operadores y Encargados realizar las modificaciones necesarias a este manual según amerite el caso.

## ARBOL DE FALLAS

PROBLEMA	CAUSA	SOLUCION
<b>MOTOR NO ENCIENDE</b>	Error en pantalla variador	Resetear variador
	Fusible del circuito quemado	Cambiar fusible
	Pulsador defectuoso	Revisar pulsador cambiar de ser necesario
	Cables sueltos	Verificar conexión y ajustar cables
	Motor defectuoso	Verificar bobinado / Reemplazar de ser necesario
<b>VIBRACION EXCESIVA DEL MOTOR</b>	Mala alineacion	Verificar alineacion del motor con el eje.
	Desajuste de acople	Ajustar prisioneros en acople de quijadas
	Desgaste de elastomero de acople	Cambiar elastomero de acople (pieza de caucho)
	Rodamientos desgastado (motor)	Cambiar rodamientos de motor
	Rodamientos desgastado(chumaceras)	Cambiar rodamientos y/o chumaceras.
<b>MOTOR SE SOBRECALIENTA</b>	Demaciado tiempo de operaci3n	Apagar el motor y dejar que se enfrie
	Ventilador np funciona	Desarmar el motor y reparar el ventilador
	Bobinado en mal estado	Rebobinar el motor
	Rejilla de ventilacion obstruida	Limpiar rejilla de ventilacion
<b>CONTADOR DE CICLOS NO FUNCIONA</b>	Fusible del circuito quemado	Cambiar el fusible
	Cables sueltos	Verificar conexi3n y ajustar cables
	Sensor defectuoso	Cambiar sensor
	Distacia de separacion del sensor	Verificar que el sensor este a la distancia adecuada.
<b>PROBETA NO SE QUEDA SEGURA EN MANDRIL</b>	Mandril desgastado	Cambiar mandril.
	Mal ajuste de probeta	Apagar la maquina y realizar ajuste adecuado
<b>NO SE MIRA FUERZA APLICADA</b>	Sensor defectuoso	Cambiar sensor
	Cables sueltos	Verificar conexi3n y ajustar cables
	Posicion se sensor	Revisar posicion de sensor sea la correcta
<b>MAQUINA NO SE APAGA LUEGO DE LA RUPTURA</b>	Cables sueltos	Verificar conexi3n y ajustar cables
	Sensor defectuoso	Realizar la verificacion de ser necesario cambiar

## ANEXO D

### ACEROS UTILIZADOS



## ACEROS ALEADOS

### SAE 4140

**Descripción:** Acero de medio carbono aleado con Cr y Mo. Posee mediana templabilidad, buena maquinabilidad, alta resistencia, buena tenacidad y baja soldabilidad. Este acero es susceptible al endurecimiento por tratamiento térmico. Es comúnmente utilizado para la fabricación de piezas que requieran alta tenacidad y resistencia.

**Usos:** Se utiliza en piñones, pequeños, tijeras, tornillos de alta resistencia. Piezas de alta exigencia para la construcción de vehículos en general. Cigüeñales, espárragos, árboles, palieres, engranajes de transmisión, etc.

### SAE 4140

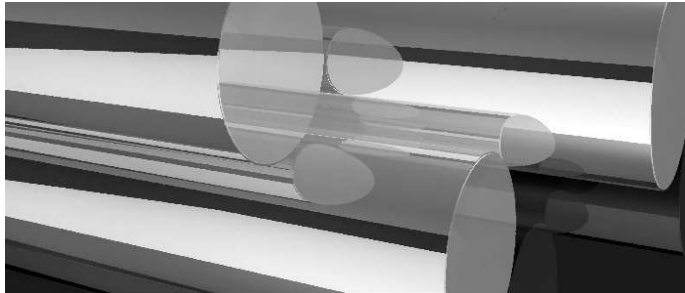
Composición química (%)	
C	0,38 - 0,43
Mn	0,75 - 1,00
Si	0,15 - 0,35
P	0,035 Máx.
S	0,040 Máx.
Cr	0,80 - 1,10
Mo	0,15 - 0,25

Tratamiento térmico		
Valores en °C		
Forjado	850 - 1050	
Normalizado	870 - 900	
Revenido	540 - 680	
Recocido	750 - 850	
Templado	Aceite	830 - 850

Propiedades mecánicas	
Bonificado	
Resistencia a la tracción	95 - 105 kgf/mm <sup>2</sup>
Límite de fluencia	60 - 74 kgf/mm <sup>2</sup>
Reducción de área	50%
Maquinabilidad	-
Dureza (HB)	270 - 321
Elongación	10 - 18 %



Formas: Redonda  
Suministro: Laminado (Bonificado y sin bonificar)



CATÁLOGO DE PRODUCTOS

## ACEROS INOXIDABLES

### AISI 304

**Descripción:** Acero inoxidable aleado con Cr, Ni. Excelentes propiedades para la soldadura, ductibilidad y pulido. Buenas características de resistencia a la corrosión que lo hace apto desempeñarse bien en una amplia gama de ambientes corrosivos como aguas dulces y atmósferas naturales, incluyendo productos de petróleo calientes o con vapores de combustión de gases. Puede ser trabajado en frío.

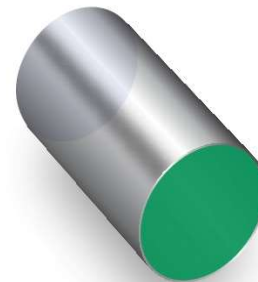
**Usos:** Construcción de muebles, utensilios de cocina, contenedores de productos químicos, orfebrería, arquitectura, decoración de exteriores e industria automotriz. Se puede usar para aplicaciones de embutición profunda, de rolado y de corte. Es utilizado también para la construcción de estructuras y/o contenedores para las industrias procesadoras de leche, cerveza, vino, alimentos, etc.

#### AISI 304

Composición química (%)	
C	0,08 Máx.
Cr	0,18 - 20,00
Ni	8,00 - 10,50
Mn	2,0 Máx.
Si	1,0 Máx.
P	0,045 Máx.
S	0,03 Máx.

Tratamiento térmico	
Valores en °C	
Forjado	1150 - 1200. No forjar abajo de 900°C. enfriar rápidamente
Recocido	1010 - 1120
Medio de enfriamiento	Enfriar rápidamente hasta temperatura ambiente
Dureza	Endurecible solo por trabajo mecánico

Propiedades mecánicas	
Barras en estado recocido	
Resistencia a la tracción	52 kgf/mm <sup>2</sup>
Límite de fluencia	21 kgf/mm <sup>2</sup>
Elongación	40%
Reducción de área	40%
Maquinabilidad	45%
Dureza (HB)	201



Formas: Redonda, cuadrada y hexagonal



# ACEROS AL CARBONO

## SUMINISTRO LAMINADO Y TREFILADO

### SAE 1020

**Descripción:** Acero de bajo carbono, blando, responde bien al trabajo en frío y al tratamiento térmico de cementación. Tiene un alto índice de soldabilidad, y por su alta tenacidad y baja resistencia mecánica es adecuado para elementos de maquinaria y usos convencionales de baja exigencia.

**Usos:** Se utiliza en ejes, cadenas, remaches, tornillos, pernos, sujetadores, engranajes, piñones, piezas de maquinaria, pasadores de baja resistencia, prensas y levas.

### SAE 1020

Composición química (%)	
C	0,18 - 0,23
Mn	0,30 - 0,60
P	0,04 Máx.
S	0,05 Máx.

Tratamiento térmico		
Valores en °C		
Forjado	820 - 1100	
Normalizado	870 - 890	
Revenido	150 - 180	
Recocido	650 - 700	
Templado	Agua	820 - 850
Cementación	900 - 950	

Propiedades mecánicas	
Laminado en caliente	
Resistencia a la tracción	40 - 45 kgf/mm <sup>2</sup>
Límite de fluencia	27 kgf/mm <sup>2</sup>
Elongación	20%
Reducción de área	50%
Maquinabilidad	72%
Dureza (HB)	110 - 140



Formas: Redonda, cuadrada y hexagonal



# ACEROS ALEADOS

## SAE 4340

**Descripción:** Acero de medio carbono aleado con Cr-Ni-Mo. Posee buena resistencia a la fatiga, alta templabilidad, excelente tenacidad, regular maquinabilidad y baja soldabilidad. No presenta fragilidad de revenido. Apto para piezas y herramientas de grandes exigencias mecánicas.

**Usos:** Piezas y herramientas sometidas a las más grandes exigencias y a los más altos esfuerzos estáticos y dinámicos. Cigüeñales, cardanes, piñones, pernos y tornillos de alta resistencia, engranajes para máquinas, discos de freno, barras de torsión y árboles de transmisión.

## SAE 4340

### Composición química (%)

C	0,38 - 0,43
Mn	0,60 - 0,80
Si	0,15 - 0,35
P	0,035 Máx.
S	0,04 Máx.
Cr	0,70 - 0,90
Ni	1,65 - 2,00
Mo	0,20 - 0,30

Tratamiento térmico		
Valores en °C		
Forjado	850 - 1100	
Normalizado	870 - 900	
Revenido	530 - 670	
Recocido	750 - 850	
Templado	Aceite	840 - 880

Propiedades mecánicas	
Bonificado	
Resistencia a la tracción	95 - 105 kgf/mm <sup>2</sup>
Límite de fluencia	60 - 74 kgf/mm <sup>2</sup>
Dureza (HB)	280 - 340
Elongación	10 - 18 %



Formas: Redonda  
Suministro: Laminado y forjado (Bonificado)



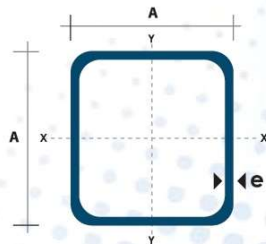
## TUBO ESTRUCTURAL CUADRADO



### Especificaciones Generales

<b>Calidad</b>	ASTM A-500
<b>Recubrimiento</b>	Negro o Galvanizado
<b>Largo Normal</b>	6.00 m
<b>Otros Largos</b>	Previa Consulta
<b>Dimensiones</b>	Desde 20.00 mm a 100.00 mm
<b>Espesor</b>	Desde 1.20 mm a 5.00 mm

TUBERÍA



Dimensiones			Área	Ejes X-Xe Y-Y		
A mm	Espesor mm (e)	Peso Kg/m	Área cm <sup>2</sup>	I cm <sup>4</sup>	W cm <sup>3</sup>	i cm <sup>3</sup>
20	1.2	0.72	0.90	0.53	0.53	0.77
20	1.5	0.88	1.05	0.58	0.58	0.74
20	2.0	1.15	1.34	0.69	0.69	0.72
25	1.2	0.90	1.14	1.08	0.87	0.97
25	1.5	1.12	1.35	1.21	0.97	0.95
25	2.0	1.47	1.74	1.48	1.18	0.92
30	1.2	1.09	1.38	1.91	1.28	1.18
30	1.5	1.35	1.65	2.19	1.46	1.15
30	2.0	1.78	2.14	2.71	1.81	1.13
40	1.2	1.47	1.80	4.38	2.19	1.25
40	1.5	1.82	2.25	5.48	2.74	1.56
40	2.0	2.41	2.94	6.93	3.46	1.54
40	3.0	3.54	4.44	10.20	5.10	1.52
50	1.5	2.29	2.85	11.06	4.42	1.97
50	2.0	3.03	3.74	14.13	5.65	1.94
50	3.0	4.48	5.61	21.20	4.48	1.91
60	2.0	3.66	3.74	21.26	7.09	2.39
60	3.0	5.42	6.61	35.06	11.69	2.34
75	2.0	4.52	5.74	50.47	13.46	2.97
75	3.0	6.71	8.41	71.54	19.08	2.92
75	4.0	8.59	10.95	89.98	24.00	2.87
100	2.0	6.17	7.74	122.99	24.60	3.99
100	3.0	9.17	11.41	176.95	35.39	3.94
100	4.0	12.13	14.95	226.09	45.22	3.89
100	5.0	14.40	18.36	270.57	54.11	3.84

## ANEXO E

### CUADRO DE FACTORES DE ELECCION ACOPLES.

#### II.2.1 - Coeficiente $K_1$ = Máquina motriz/máquina receptora

Máquina motriz		Máquina receptora		Ejemplos de máquinas receptoras
Motor electr. y turbina	Máq. de piston 4 a 6 cilind. 1 a 3 cilind.			
1	1,2	1,4	1 Marcha regular Inercia muy pequeña	•Eje de reenvío •Generador de alumbrado •Línea de ejes •Bombas centrífugas •Ventilador centrífugo ...
1,2	1,4	1,7	2 Marcha irregular Inercia pequeña	•Agitador de líquidos •Cinta transportadora •Ascensor •Máquinas herramientas rotativas para madera y metales •Máquinas textiles ligeras •Plegadoras •Bombas de engranajes •Bombas de paletas •Ventiladores ...
1,4	1,7	2	3 Marcha irregular Inercia media	•Agitador de líquidos cargados •Compresor rotativo •Transportadora de rodillos •Desmenuzadoras •Hornos rotativos •Máquinas para maderas (desbastadora, sierra de cinta ...) •Máquinas para imprimir •Mezclador •Montacargas •Punzonadora •Bomba centrífuga para líquidos cargados ...
1,7	2	2,4	4 Marcha irregular Inercia media De golpes medios	•Hormigonera •Molino de percusión •Molino de bolas •Compresor de pistón con volante de inercia •Transportador de cadena •Grúa •Laminador de metales ligeros •Máquinas de molino harinero •Martillo pilón •Telar •Bomba de pistón con volante de inercia •Cepilladora de metales •Tornos elevadores •Ventiladores de mina ...
2	2,4	2,8	5 Marcha irregular Inercia importante De golpes importantes	•Molino de martillos •Calandra (de caucho, textil ...) •Compresor de pistón con pequeño volante de inercia •Desfibradora de madera •Excavadora •Laminador •Bomba de pistón con pequeño volante de inercia •Prensa forjadora •Prensa para fabricación de papel •Tamiz vibrante ...
2,4	2,8	3,3	6 Marcha irregular Inercia muy importante De golpes muy importantes	•Compresor de pistón sin volante de inercia •Triturador •Generador de soldadura •Laminador pesado •Prensa de mampostería •Bomba de pistón sin volante de inercia ...

#### II.2.2 - Coeficiente $K_2$ = Frecuencia de arranque

Según máquina motriz - máquina receptora	NUMERO DE ARRANQUES POR HORA				
	1	10	30	60	120
Ver cuadro $K_1$	1	10	30	60	120
1	1,2	1,3	1,5	1,6	
1	1,1	1,2	1,3	1,4	
1	1,05	1,1	1,2	1,2	

#### II.2.3 - Coeficiente $K_3$ = Número de horas de funcionamiento diario

Número de horas de funcionamiento diario	0 - 2	2 - 8	8 - 16	16 - 24
Coeficiente $K_3$	0,9	1	1,1	1,2

# ANEXO F

## ACOPLES FLEXIBLES.

### ACOPLAMIENTO ELASTICO LOVEJOY

#### LOVEJOY TIPO L

El acoplamiento elástico LOVEJOY tipo L, se compone de dos mangones simétricos de acero sinterizado y un elemento elástico en forma de estrella.

Los mangones disponen de varias aletas, sobre las que queda intercalado el elemento elástico. Ello significa que es un acoplamiento que trabaja a compresión.

En caso de rotura del elemento elástico, el acoplamiento continua acoplado al sistema.

#### MANGONES LOVEJOY TIPO L

Los mangones son de acero sinterizado y se suministran con agujeros mecanizados a tolerancia H7 con chaveteros según DIN 6885 y un tornillo prisionero sobre chaveta.

Los diámetros de los agujeros para cada tipo de acoplamiento están relacionados en la Tabla 4. Disponemos de stock en todas las medidas para servicio inmediato.

Los mangones de los tipos L190 y L225 son de fundición GG 25.

Bajo pedido, podemos suministrar mangones en acero inoxidable, aluminio o bronce (consultar).

#### ELEMENTO ELÁSTICO

El elemento elástico (estrella), se fabrica en cuatro calidades.

La fabricación standard del elemento elástico se realiza en **caucho nitrilico (NBR)** color negro, de gran elasticidad, Tipos **E – A**.

Disponemos de otros materiales para la fabricación del elemento elástico como son el **poliuretano** de alta resistencia a los aceites y buen comportamiento a los agentes químicos, Tipo **U** .- **EL elastómero de poliéster HYTREL**, que permite un aumento considerable del par y excelente resistencia a los agentes químicos, Tipo **H** , y el **bronce poroso** impregnado de aceite, recomendado solo para bajas velocidades (max. 250 rpm) en instalaciones que requieren alto par y altas temperaturas, Tipo **B** , Consultar la Tabla 1.

**El elemento elástico (estrella) standard es el Tipo E.**

El elemento elástico tipo A dispone de un anillo de sujeción que permite su intercambio sin desacoplar el equipo.

Tabla 1

TIPO	Temperatura °C	Dureza Shore	Elasticidad	Desalineaciones		Resistencia		Color	Factor de par
				ang. °C	radial mm.	aceite	química		
<b>E - A</b>	- 40 +100	80A	ALTA	1	0.38	BAJA	BAJA	NEGRO	1
<b>H</b>	- 50 +150	55D	BAJA	0.5	0.38	BUENA	BUENA	OCRE	3
<b>U</b>	- 35 +120	90A	REGULAR	1	0.38	BUENA	BUENA	AZUL	1.5
<b>B</b>	- 40 +220	rígido	NULA	0.5	0.25	EXCEL.	EXCEL.	BRONCE	3

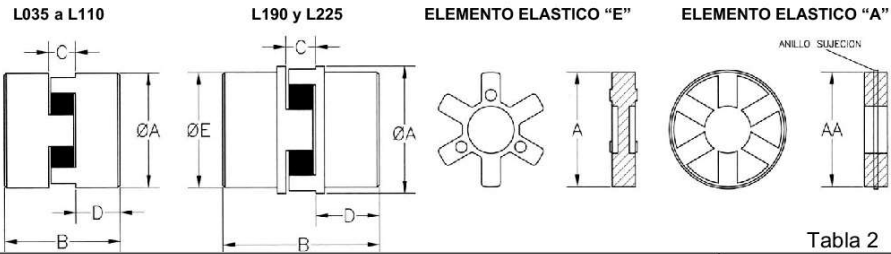


Tabla 2

DIMENSIONES ( cotas en mm )									MATERIAL MANGON				
(x) Material standard									ACERO SINT.	FUNDICION	ALUMINIO	ACERO INOX.	BRONCE
TIPOS	d máx.	A	B	C	D	E	AA	Peso Kg.					
L.035	10	15.9	20.6	7.1	6.8	15.9		0.05	x			x	
L.050	15	27.4	43.6	12.2	15.7	27.4		0.14	x		x	x	
L.070	19	34.5	50.8	12.2	19.0	34.5		0.27	x		x	x	
L.075	24	44.5	54.0	12.7	20.8	44.5		0.45	x		x	x	x
L.090	28	53.6	54.0	13.2	20.8	53.6	65	0.68	x		x	x	x
L.095	28	53.6	63.5	13.2	25.4	53.6	65	0.81	x		x	x	x
L.100	35	64.3	89.0	18.0	35.0	64.3	78	1.58	x		x	x	x
L.110	42	84.1	108.0	22.3	42.7	84.1	98	2.97	x		x	x	x
L.150	48	95.3	114.3	25.4	44.4	95.3	116	4.10	x		x	x	x
L.190	55	114.3	123.8	25.4	49.3	101.6	132	7.65		x		x	x
L.225	65	127.0	136.5	25.4	55.4	108.0	138	10.35		x		x	

**PAR NOMINAL TRANSMISIBLE**

Factor de par ( ver tabla 1)

Tabla 3

TIPOS	PAR Nm			KW Potencia transmitida a diferentes velocidades			NBR	Momento de inercia
	E + A	H	U	750	1000	1500		
	NBR	HYTREL	URETANO	750	1000	1500	3000	kg-cm <sup>2</sup>
L.035	0.4			0.030	0.040	0.060	0.120	0.01
L.050	3.0	5.6	4.5	0.230	0.310	0.465	0.930	0.2
L.070	4.9	12.9	7.3	0.380	0.510	0.765	1.53	0.3
L.075	10.2	25.6	15.3	0.795	1.06	1.59	3.18	1
L.090	16.3	45.3	24.4	1.27	1.71	2.56	5.11	2
L.095	21.9	63.4	32.9	1.71	2.28	3.42	6.84	3
L.100	47.1	128.0	70.7	3.68	4.90	7.45	14.70	8
L.110	89.5	256.0	134.0	6.98	9.30	14.00	27.90	26
L.150	140.0	419.0	210.0	11.00	14.60	21.90	43.80	34
L.190	195.0	529.0	293.0	15.20	20.30	30.50	60.90	115
L.225	264.0	704.0	397.0	20.60	27.50	41.30	82.50	190

Mangones con agujeros mecanizados (mm) a tolerancia H7 con chavetero según DIN 6885, incluyendo tornillo prisionero sobre chaveta (stock standard).

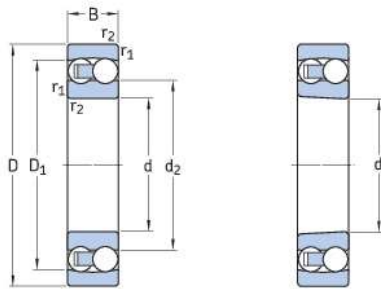
Tabla 4

Diam.	8	9	10	11	12	14	15	16	17	18	19	20	22	24	25	28	30	32	35	38	40	42	45	48	50	55
L.035	x																									
L.050	x	•	•	•	•	•	•																			
L.070		•	•	•	•	•	•	•																		
L.075		•	•	•	•	•	•	•	•																	
L.090		•		•	•	•	•	•	•	•																
L.095					•	•	•	•	•	•	•															
L.100						•	•		•	•	•	•	•	•	•											
L.110									•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•			
L.150													•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	
L.190																	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•
L.225																	•	•						•		

# AEXO G

## RODAMIENTOS UTILIZADOS

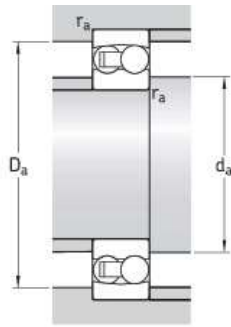
### 4.1 Rodamientos de bolas a rótula d 5 – 30 mm



Agujero cilíndrico

Agujero cónico

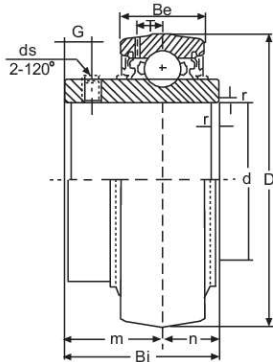
Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Masa	Designaciones	
d	D	B	dinámica C	estática C <sub>0</sub>	P <sub>u</sub>	Velocidad de referencia	Velocidad límite		Rodamiento con agujero cilíndrico	agujero cónico
mm			kN		kN	r. p. m.		kg	–	
5	19	6	2,51	0,48	0,025	63 000	45 000	0,009	135 TN9	–
6	19	6	2,51	0,48	0,025	70 000	45 000	0,009	126 TN9	–
7	22	7	2,65	0,56	0,029	63 000	40 000	0,014	127 TN9	–
8	22	7	2,65	0,56	0,029	60 000	40 000	0,014	108 TN9	–
9	26	8	3,9	0,82	0,043	60 000	38 000	0,022	129 TN9	–
10	30	9	5,53	1,18	0,061	56 000	36 000	0,034	1200 ETN9	–
	30	14	8,06	1,73	0,09	50 000	34 000	0,047	2200 ETN9	–
12	32	10	6,24	1,43	0,072	50 000	32 000	0,04	1201 ETN9	–
	32	14	8,52	1,9	0,098	45 000	30 000	0,053	2201 ETN9	–
	37	12	9,36	2,16	0,12	40 000	28 000	0,067	1301 ETN9	–
	37	17	11,7	2,7	0,14	38 000	28 000	0,095	2301	–
15	35	11	7,41	1,76	0,09	45 000	28 000	0,049	1202 ETN9	–
	35	14	8,71	2,04	0,11	38 000	26 000	0,06	2202 ETN9	–
	42	13	10,8	2,6	0,14	34 000	24 000	0,094	1302 ETN9	–
	42	17	11,9	2,9	0,15	32 000	24 000	0,12	2302	–
17	40	12	8,84	2,2	0,12	38 000	24 000	0,073	1203 ETN9	–
	40	16	10,6	2,55	0,14	34 000	24 000	0,088	2203 ETN9	–
	47	14	12,7	3,4	0,18	28 000	20 000	0,12	1303 ETN9	–
	47	19	14,3	3,55	0,19	30 000	22 000	0,16	2303	–
20	47	14	12,7	3,4	0,18	32 000	20 000	0,12	1204 ETN9	1204 EKTN9
	47	18	16,8	4,15	0,22	28 000	20 000	0,14	2204 ETN9	–
	52	15	14,3	4	0,21	26 000	18 000	0,16	1304 ETN9	–
	52	21	18,2	4,75	0,24	26 000	19 000	0,22	2304 TN9	–
25	52	15	14,3	4	0,21	28 000	18 000	0,14	1205 ETN9	1205 EKTN9
	52	18	16,8	4,4	0,23	26 000	18 000	0,16	2205 ETN9	2205 EKTN9
	62	17	19	5,4	0,28	22 000	15 000	0,26	1305 ETN9	1305 EKTN9
	62	24	27	7,1	0,37	22 000	16 000	0,34	2305 ETN9	2305 EKTN9
30	62	16	15,6	4,65	0,24	24 000	15 000	0,22	1206 ETN9	1206 EKTN9
	62	20	23,8	6,7	0,35	22 000	15 000	0,26	2206 ETN9	2206 EKTN9
	72	19	22,5	6,8	0,36	19 000	13 000	0,39	1306 ETN9	1306 EKTN9
	72	27	31,2	8,8	0,45	18 000	13 000	0,5	2306	2306 K



Dimensiones				Dimensiones de resaltes y radios de acuerdo			Factores de cálculo				
d	d <sub>2</sub>	D <sub>1</sub>	r <sub>1,2</sub> min.	d <sub>a</sub> min.	D <sub>a</sub> máx.	r <sub>a</sub> máx.	k <sub>r</sub>	e	Y <sub>1</sub>	Y <sub>2</sub>	Y <sub>0</sub>
mm	-	-	-	mm	-	-	-	-	-	-	-
5	10,3	15,4	0,3	7,4	16,6	0,3	0,045	0,33	1,9	3	2
6	10,3	15,4	0,3	8,4	16,6	0,3	0,04	0,33	1,9	3	2
7	12,6	17,6	0,3	9,4	19,6	0,3	0,04	0,33	1,9	3	2
8	12,6	17,6	0,3	10,4	19,6	0,3	0,03	0,33	1,9	3	2
9	14,8	21,1	0,3	11,4	23,6	0,3	0,04	0,33	1,9	3	2
10	16,7	24,4	0,6	14,2	25,8	0,6	0,04	0,33	1,9	3	2
	15,3	24,3	0,6	14,2	25,8	0,6	0,045	0,54	1,15	1,8	1,3
12	18,2	26,4	0,6	16,2	27,8	0,6	0,04	0,33	1,9	3	2
	17,5	26,5	0,6	16,2	27,8	0,6	0,045	0,5	1,25	2	1,3
	20	30,8	1	17,6	31,4	1	0,04	0,35	1,8	2,8	1,8
	18,6	31	1	17,6	31,4	1	0,05	0,6	1,05	1,6	1,1
15	21,2	29,6	0,6	19,2	30,8	0,6	0,04	0,33	1,9	3	2
	20,9	30,2	0,6	19,2	30,8	0,6	0,045	0,43	1,5	2,3	1,6
	23,9	35,3	1	20,6	36,4	1	0,04	0,31	2	3,1	2,2
	23,2	35,2	1	20,6	36,4	1	0,05	0,52	1,2	1,9	1,3
17	24	33,6	0,6	21,2	35,8	0,6	0,04	0,31	2	3,1	2,2
	23,8	34,1	0,6	21,2	35,8	0,6	0,045	0,43	1,5	2,3	1,6
	28,9	41	1	22,6	41,4	1	0,04	0,3	2,1	3,3	2,2
	25,8	39,4	1	22,6	41,4	1	0,05	0,52	1,2	1,9	1,3
20	28,9	41	1	25,6	41,4	1	0,04	0,3	2,1	3,3	2,2
	27,4	41	1	25,6	41,4	1	0,045	0,4	1,6	2,4	1,6
	33,3	45,6	1,1	27	45	1	0,04	0,28	2,2	3,5	2,5
	28,8	43,7	1,1	27	45	1,1	0,05	0,52	1,2	1,9	1,3
25	33,3	45,6	1	30,6	46,4	1	0,04	0,28	2,2	3,5	2,5
	32,3	46,1	1	30,6	46,4	1	0,045	0,35	1,8	2,8	1,8
	37,8	52,5	1,1	32	55	1,1	0,04	0,28	2,2	3,5	2,5
	35,5	53,5	1,1	32	55	1,1	0,05	0,44	1,4	2,2	1,4
30	40,1	53	1	35,6	56,4	1	0,04	0,25	2,5	3,9	2,5
	38,8	55	1	35,6	56,4	1	0,045	0,33	1,9	3	2
	44,9	60,9	1,1	37	65	1,1	0,04	0,25	2,5	3,9	2,5
	41,7	60,9	1,1	37	65	1,1	0,05	0,44	1,4	2,2	1,4



## INSERT BEARING



B-type Seal

Chart Continued from 3-3

**UC200 SERIES**

Part Number	Shaft Diameter (d)		Dimensions (in.) or ( mm )									Basic Load Rating (Kg)	Basic Static Load Rating (Kg)	Weight (Kgs)
	(in.)	(mm)	D	Bi	Be	r	n	m	G	ds	T			
UC 213		65	120	65.1	28	2.5	25.4	39.7	10	M10x1.25	8.9	4480	3470	1.80
UC 213-40	2 1/2		4.7244	2.5630	1.1024	0.098	1.00	1.5630	0.3937	3/8-24	0.3503			1.88
UC 214		70	125	74.6	30	2.5	30.2	44.4	12	M12x1.5	8.9	4870	3810	20.6
UC 214-44	2 3/4		4.9213	2.9370	1.1811	0.098	1.189	1.7480	0.4724	7/16-20	0.3503			2.07
UC 215		75	130	77.8	32	2.5	33.3	44.5	12	M12x1.5	8.9	5200	4200	2.19
UC 215-47	2 15/16		5.1181	3.0630	1.2598	0.098	1.311	1.7520	0.4724	7/16-20	0.3503			2.21
UC 215-48	3													2.11
UC 216		80	140	82.6	33	3	33.3	49.3	14	M12x1.5	9.6	5700	4550	2.82
UC 216-50	3 1/8		5.5118	3.2520	1.2992	0.1180	1.3110	1.9410	0.5512	7/16-20	0.3779			2.90
UC 217		85	150	85.7	35	3	34.1	51.6	14	M12x1.5	10	6600	5320	3.46
UC 217-52	3 1/4		5.9055	3.3740	1.3780	0.1180	1.3425	2.0315	0.5512	7/16-20	0.3937			3.56
UC 218		90	160	96	37	3	39.7	56.3	15	M12x1.5	11	7550	6170	4.53
UC 218-56	3 1/2		6.2992	3.7795	1.4567	0.1180	1.5630	2.2165	0.5905	1/2-20	0.4330			4.62

Dimensional data is for reference only. EBC assumes no liability with respect to errors or omissions.



## ANEXO H

### MOTOR SIEMENS TRIFASICO.

Motores trifásicos

#### Motores trifásicos 1LA5

Armazón 48Y / Carcasa de aluminio, totalmente cerrados con ventilación exterior. TCCVE, caja de conexiones en la parte superior.

Aislamiento clase F

Factor de servicio 1.15

220YY / 440Y Volt, 60Hz

HP	Polos	Tipo*	Horizontal Catálogo Spiridon	B/C + Patas espiga c/cuña Spiridon
0.25	2	1LA58432YK3	1LA58432YK30	1LA58432YK31
	4	1LA58434YK3	1LA58434YK30	1LA58434YK31
0.33	2	1LA58442YK3	1LA58442YK30	1LA58442YK31
	4	1LA58444YK3	1LA58444YK30	1LA58444YK31
0.50	2	1LA58452YK3	1LA58452YK30	1LA58452YK31
	4	1LA58454YK3	1LA58454YK30	1LA58454YK31
0.75	2	1LA58462YK3	1LA58462YK30	1LA58462YK31
	4	1LA58464YK3	1LA58464YK30	1LA58464YK31
1.00	2	1LA58472YK3	1LA58472YK30	1LA58472YK31
1.5	2	1LA58482YK3	1LA58482YK30	1LA58482YK31



\* Ultima posición en el tipo:

0 = Horizontal con patas

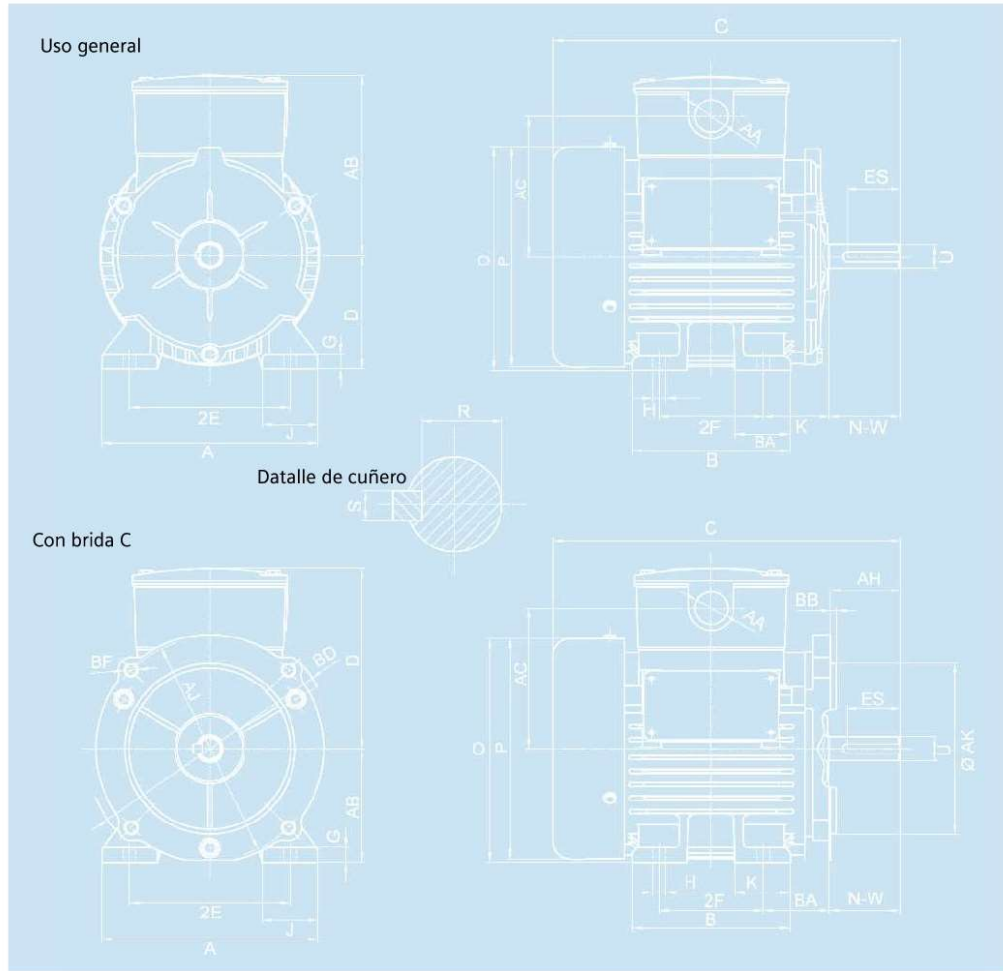
1 = Con brida "C" + patas y espiga con cuñero

HP	Polos	Tipo*	Velocidad nominal RPM	Tensión nominal V	Corriente nominal A	Eficiencia nominal %	Letra de código	Par nominal Nm	Par Arranque % del nom.	Máximo % del nom.	Peso neto aprox. Kg
0.25	2	1LA5 843-2YK30	3470	220/440	1.1/0.55	64.0	L	0.6	260	400	5.8
	4	1LA5 843-4YK30	1720	220/440	1.2/0.60	62.0	J	1.0	165	280	6.1
.033	2	1LA5 844-2YK30	3480	220/440	1.3/0.65	68.0	L	0.7	200	440	6.1
	4	1LA5 844-4YK30	1720	220/440	1.6/0.80	66.0	J	1.3	215	280	6.7
0.50	2	1LA5 845-2YK30	3485	220/440	1.8/0.90	74.0	L	1.0	350	420	6.6
	4	1LA5 845-4YK30	1715	220/440	2.0/1.00	70.0	J	2.0	230	275	7.5
0.75	2	1LA5 846-2YK30	3450	220/440	2.3/1.15	75.5	K	1.5	290	550	7.4
	4	1LA5 846-4YK30	1710	220/440	3.0/1.50	72.0	J	3.0	240	320	8.9
1.00	2	1LA5 847-2YK30	3440	220/440	2.8/1.40	75.5	J	2.0	290	430	8.2
1.5	2	1LA5 848-2YK30	3415	220/440	4.2/2.10	77.0	J	3.0	270	320	9.2



## Motores trifásicos 1LA5

Dimensiones en pulgadas



BD	AJ	AK	AH	BB	Cant.	BF diam
6.58	5.875	4.5	1.85	0.16	4	3/8"-16NC

S	R	C	D	2E	2F	BA	N-W	O	P	AB	U	AC	H	B	K	R-0.015	G	J	A	AA	ES
3/16	0.517	9.17	3.0	4.24	2.75	1.74	1.88	5.91	5.82	4.76	0.625	3.7	0.34	4.17	1.46	0.517	0.39	1.48	5.7	0.87	1.41

# ANEXO I

## SENSOR INDUCTIVO









### SENSORES DE PROXIMIDAD

#### VISIÓN GENERAL DE PRODUCTOS



Sensores de proximidad inductivos, interruptores de seguridad inductivos,  
sensores de proximidad capacitivos, sensores de proximidad magnéticos

**SICK**  
Sensor Intelligence.

 <p><b>IMB</b></p>	 <p><b>IMF</b></p>	 <p><b>IMI</b></p>
<p>El robusto para aplicaciones estándar en condiciones del entorno adversas</p>	<p>El rentable para aplicaciones estándar en la industria alimentaria</p>	<p>Sensores totalmente metálicos de gran robustez para aplicaciones en la industria alimentaria</p>
<p>Diseño métrico</p>	<p>Diseño métrico</p>	<p>Diseño métrico</p>
<p>M8 x 1 M12 x 1 M18 x 1 M30 x 1,5</p>	<p>M8 x 1 M12 x 1 M18 x 1 M30 x 1,5</p>	<p>M12 x 1 M18 x 1 M30 x 1,5</p>
<p>-</p>	<p>-</p>	<p>-</p>
<p>2 mm ... 20 mm CC de 2 hilos / CC de 3 hilos / CC de 4 hilos Acero inoxidable (V2A) IP 68, IP 69K</p>	<p>2 mm ... 20 mm CC de 3 hilos / CC de 4 hilos Acero inoxidable (V4A) IP 68, IP 69K</p>	<p>6 mm ... 40 mm CC de 3 hilos Acero inoxidable (V4A) IP 68, IP 69K</p>
<ul style="list-style-type: none"> <li>• Formatos: desde M8 hasta M30</li> <li>• Distancias de conmutación elevadas: de 2 mm a 20 mm</li> <li>• Características eléctricas: CC de 3/4 hilos, CC de 2 hilos</li> <li>• Tipo de protección: IP 68 / IP 69K</li> <li>• Rango de temperatura: de -40 °C a +100 °C</li> <li>• Robusta carcasa de acero inoxidable, superficie activa de plástico</li> <li>• Asistente de ajuste visual, preparado para IO-Link</li> <li>• Resistente a lubricantes refrigerantes y aceites y adecuado para aplicaciones en el exterior</li> </ul>  <p>→ <a href="http://www.sick.com/IMB">www.sick.com/IMB</a></p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Formatos: desde M8 hasta M30</li> <li>• Distancias de conmutación elevadas: de 2 mm a 20 mm</li> <li>• Características eléctricas: CC de 3/4 hilos</li> <li>• Tipo de protección: IP 68 / IP 69K</li> <li>• Rango de temperatura: de -40 °C a +100 °C</li> <li>• Robusta carcasa de acero inoxidable apta para el uso con alimentos, superficie activa de plástico</li> <li>• Asistente de ajuste visual, preparado para IO-Link</li> <li>• Resistencia a los productos de limpieza, certificada por Ecolab</li> </ul>  <p>→ <a href="http://www.sick.com/IMF">www.sick.com/IMF</a></p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Formatos: desde M8 hasta M30</li> <li>• Distancias de conmutación triples: de 6 mm a 40 mm</li> <li>• Características eléctricas: CC de 3 hilos</li> <li>• Tipo de protección: IP 68 / IP 69K</li> <li>• Rango de temperatura: de -25 °C a +85 °C</li> <li>• Robusta carcasa de acero inoxidable apta para el uso con alimentos, superficie activa de acero inoxidable</li> <li>• Superficie activa de acero inoxidable apta para el uso con alimentos</li> <li>• Resistencia a los detergentes</li> </ul>  <p>→ <a href="http://www.sick.com/IMI">www.sick.com/IMI</a></p>

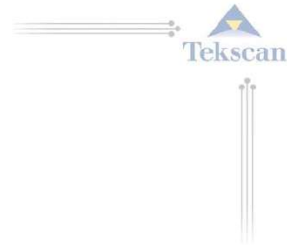


Resumen de los datos técnicos		
Diseño	Diseño cilíndrico / Diseño métrico	Diseño métrico
Tamaño de rosca	M4 x 0,5 M5 x 0,5	M8 x 1 M12 x 1 M18 x 1 M30 x 1,5
Diámetro	Ø 3 mm Ø 4 mm Ø 6,5 mm	-
Distancia de conmutación $S_n$	0,6 mm ... 4 mm	1 mm ... 38 mm
Características eléctricas	CC de 3 hilos	CC de 2 hilos / CC de 3 hilos
Material de la carcasa	Acero inoxidable (V2A)	Latón niquelado
Tipo de protección	IP 67	IP 67

Características		
	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Formas constructivas: de M4 a M5, diámetro de 3 mm a 6,5 mm</li> <li>• Distancias de conmutación elevadas: de 0,6 mm a 4 mm</li> <li>• Características eléctricas: CC de 3 hilos</li> <li>• Tipo de protección: IP 67</li> <li>• Rango de temperatura: de -25 °C a +70 °C</li> <li>• Robusta carcasa de acero inoxidable, superficie activa de plástico</li> <li>• Preparado para IO-Link</li> <li>• Muy pequeño, ligero y compacto</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Formatos: desde M8 hasta M30</li> <li>• Distancias de conmutación elevadas: de 1,5 mm a 38 mm</li> <li>• Características eléctricas: CC de 3/4 hilos, CC de 2 hilos</li> <li>• Tipo de protección: IP 67</li> <li>• Rango de temperatura: de -25 °C a +75 °C</li> <li>• Carcasa de latón niquelado, superficie activa de plástico</li> </ul>
		
Información detallada	→ <a href="http://www.sick.com/IMM">www.sick.com/IMM</a>	→ <a href="http://www.sick.com/IME">www.sick.com/IME</a>

# ANEXO J

## SENSOR DE PRESION



### OVERVIEW

This section outlines Sensor Construction and Application.

### FLEXIFORCE SENSORS

The *FlexiForce* sensor is an ultra-thin and flexible printed circuit, which can be easily integrated into most applications. With its paper-thin construction, flexibility and force measurement ability, the *FlexiForce* force sensor can measure force between almost any two surfaces and is durable enough to stand up to most environments. *FlexiForce* has better force sensing properties, linearity, hysteresis, drift, and temperature sensitivity than any other thin-film force sensors. The "active sensing area" is a 0.375" diameter circle at the end of the sensor.

The sensors are constructed of two layers of substrate. This substrate is composed of polyester film (or Polyimide in the case of the High-Temperature Sensors). On each layer, a conductive material (silver) is applied, followed by a layer of pressure-sensitive ink. Adhesive is then used to laminate the two layers of substrate together to form the sensor. The silver circle on top of the pressure-sensitive ink defines the "active sensing area." Silver extends from the sensing area to the connectors at the other end of the sensor, forming the conductive leads.

*FlexiForce* sensors are terminated with a solderable male square pin connector, which allows them to be incorporated into a circuit. The two outer pins of the connector are active and the center pin is inactive. The length of the sensors can be trimmed by *Tekscan* to predefined lengths of 2", 4" and 6" or can be trimmed by the customer. If the customer trims the sensor, a new connector must be attached. This can be accomplished by purchasing staked pin connectors and a crimping tool. A conductive epoxy can also be used to adhere small wires to each conductor.

The sensor acts as a variable resistor in an electrical circuit. When the sensor is unloaded, its resistance is very high (greater than 5 Meg-ohm); when a force is applied to the sensor, the resistance decreases. Connecting an ohmmeter to the outer two pins of the sensor connector and applying a force to the sensing area can read the change in resistance.

*Sensors should be stored at temperatures in the range of 15°F (-9°C) to 165°F (74°C)*

### Standard FlexiForce Sensors

The Standard A201 sensor is available in the following force ranges:

- Sensor A201-1 (0-1 lb. force range)
- Sensor A201-25 (0-25 lb. force range)
- Sensor A201-100 (0-100 lb. force range)\*

*\* In order to measure forces above 100 lbs. (up to 1000 lbs), apply a lower drive voltage and reduce the resistance of the feedback resistor (1k $\Omega$  min.). See the [sample drive circuit](#) below.*

## High-Temperature FlexiForce Sensors

The High-Temperature HT201 sensor is available in the following force ranges\* (as tested with the [sample drive circuit](#)).

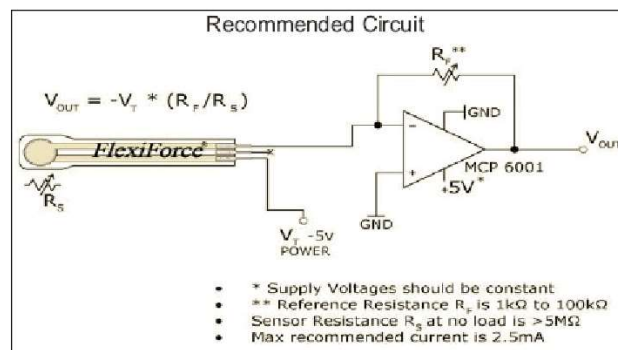
- Sensor HT201-L Low: 0-30lb (133N) force range
- Sensor HT201-H High: 0-100lb (445N) force range

\* *In order to measure forces outside specified ranges, use [recommended circuit](#) and adjust drive voltage and/or reference resistance*

## APPLICATION

There are many ways to integrate the *FlexiForce* sensor into an application. One way is to incorporate it into a force-to-voltage circuit. A means of calibration must then be established to convert the output into the appropriate engineering units. Depending on the setup, an adjustment could then be done to increase or decrease the sensitivity of the sensor.

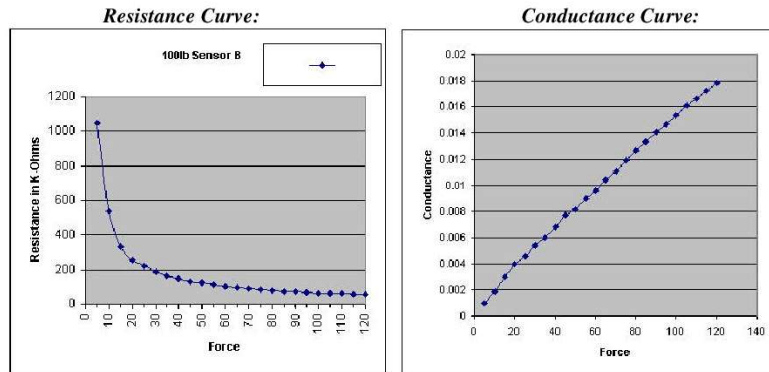
An example circuit is shown below. In this case, it is driven by a -5 V DC excitation voltage. This circuit uses an inverting operational amplifier arrangement to produce an analog output based on the sensor resistance and a fixed reference resistance ( $R_F$ ). An analog-to-digital converter can be used to change this voltage to a digital output. In this circuit, the sensitivity of the sensor could be adjusted by changing the reference resistance ( $R_F$ ) and/or drive voltage ( $V_T$ ); a lower reference resistance and/or drive voltage will make the sensor less sensitive, and increase its active force range.



*In the circuit shown, the dynamic force range of the sensor can be adjusted by changing the reference resistor ( $R_F$ ) or by changing the Drive Voltage ( $V_O$ ). Refer to the [Saturation](#) section for additional information.*

## CALIBRATION

**Calibration** is the method by which the sensor's electrical output is related to an actual engineering unit, such as pounds or Newtons. To calibrate, apply a known force to the sensor, and equate the sensor resistance output to this force. Repeat this step with a number of known forces that approximate the load range to be used in testing. Plot **Force** versus **Conductance** ( $1/R$ ). A linear interpolation can then be done between zero load and the known calibration loads, to determine the actual force range that matches the sensor output range.

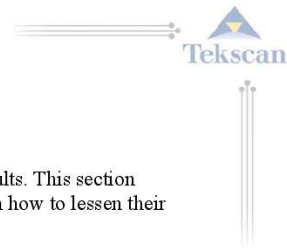


## CALIBRATION GUIDELINES

The following guidelines should be considered when calibrating a sensor:

- Apply a calibration load that approximates the load to be applied during system use, using dead weights or a testing device (such as an *MTS* or *Instron*). If you intend to use a "puck" during testing, also use it when calibrating the sensor. See [Sensor Loading Considerations](#) for more information on using a puck.
- Avoid loading the sensor to near saturation when calibrating. If the sensor saturates at a lower load than desired, adjust the "Sensitivity."
- Distribute the applied load evenly across the sensing area to ensure accurate force readings. Readings may vary slightly if the load distribution changes over the sensing area.
- Sensors should be calibrated at the same temperature for which testing will occur. This is especially important for High-Temp Sensors, as these sensors have a wide operating temperature range. If multiple temperatures are used during testing, calibrate the sensors at those same multiple temperatures.

**Note:** Read the [Sensor Performance Characteristics](#) section before performing a Calibration.



## SENSOR PERFORMANCE CHARACTERISTICS

There are a number of characteristics of sensors, which can affect your results. This section contains a description of each of these conditions, and recommendations on how to lessen their effects.

### REPEATABILITY

**Repeatability** is the ability of the sensor to respond in the same way to a repeatedly applied force. As with most measurement devices, it is customary to exercise, or "condition" a sensor before calibrating it or using it for measurement. This is done to reduce the amount of change in the sensor response due to repeated loading and unloading. A sensor is conditioned by loading it to 110% of the test weight four or five times. Follow the full procedure in the [Conditioning Sensors](#) section.

### LINEARITY

**Linearity** refers to the sensor's response (digital output) to the applied load, over the range of the sensor. This response should ideally be linear, and any non-linearity of the sensor is the amount that its output deviates from this line. A calibration is performed to "linearize" this output as much as possible. *FlexiForce* standard sensors are linear within +/- 3%. *FlexiForce* High-Temperature sensors have a linearity that is 1.2% of full scale.

### HYSTERESIS

**Hysteresis** is the difference in the sensor output response during loading and unloading, at the same force. For static forces, and applications in which force is only increased, and not decreased, the effects of hysteresis are minimal. If an application includes load decreases, as well as increases, there may be error introduced by hysteresis that is not accounted for by calibration.

### DRIFT

**Drift** is the change in sensor output when a constant force is applied over a period of time. If the sensor is kept under a constant load, the resistance of the sensor will continually decrease, and the output will gradually increase. It is important to take drift into account when calibrating the sensor, so that its effects can be minimized. The simplest way to accomplish this is to perform the sensor calibration in a time frame similar to that which will be used in the application.

### TEMPERATURE SENSITIVITY

In general, your results will vary if you combine high loads on the sensor with high temperatures.

To ensure accuracy, calibrate the sensor at the temperature at which it will be used in the application. If the sensor is being used at different temperatures, perform a calibration at each of these temperatures, save the calibration files, then load the appropriate calibration file when using the sensor at that temperature.



### **SENSOR LIFE / DURABILITY**

Sensor life depends on the application in which it is used. Sensors are reusable, unless used in applications in which they are subjected to severe conditions, such as against sharp edges, or shear forces. *FlexiForce* sensors have been successfully tested at over one million load cycles using a 50 lb. force.

Rough handling of a sensor will also shorten its useful life. For example, a sensor that is repeatedly installed in a flanged joint will have a shorter life than a sensor installed in the same joint once and used to monitor loads over a prolonged period. After each installation, visually inspect your sensors for physical damage.

It is also important to keep the sensing area of the sensor clean. Any deposits on this area will create uneven loading, and will cause saturation to occur at lower applied forces.

## SENSOR PROPERTIES

### STANDARD FLEXIFORCE SENSOR (MODEL A201)

<b>Sensor Properties</b>	
Thickness	0.008 (0.208 mm)
Length	8" (203 mm) 6" (152 mm) 4" (102 mm) 2" (51 mm)
Width	0.55" (14 mm)
Sensing Area	0.375" (9.53 mm) diameter
Connector	3-pin male square pin (center pin is inactive)
<b>Typical Performance</b>	
Force Ranges	0-1 lb (4.4 N) 0-25 lbs (110 N) 0-100 lbs (440 N)*
Operating Temperature Range	15°F to 140°F (-9°C to 60°C)
Linearity (Error)	+/- 3%
Repeatability	+/- 2.5% of full scale (conditioned sensor, 80% force applied)
Hysteresis	<4.5% of full scale (conditioned sensor, 80% force applied)
Drift	<5% per logarithmic time scale (constant load of 90% sensor rating)
Response Time	<5 microseconds
Output Change/Degree F	Up to 0.2% (~0.36% / °C). Loads <10 lbs, operating temperature can be increased to 165°F (74°C).

### HIGH-TEMPERATURE FLEXIFORCE SENSOR (MODEL HT201)

<b>Sensor Properties</b>	
Thickness	0.008" (0.203 mm)
Length	7.75" (197 mm) <i>Optional:</i> 6" (152 mm) <i>Trimmed:</i> 4" (102 mm) <i>Lengths:</i> 2" (51 mm)
Width	0.55" (14 mm)
Sensing Area	0.375" (9.53 mm) diameter
Connector	3-pin Male Square Pin (center pin is inactive)
Substrate	Polyimide (ex: Kapton)
<b>Typical Performance</b>	
Force Ranges	0-30 lbs (133N) 0-100 lbs (445N)
Operating Temperature Range	15°F to 400°F (-9°C to 204°C)
Repeatability	+/- 3.5% of full scale
Linearity	+/- 1.2% of full scale
Hysteresis	3.6% of full scale
Drift	3.3% per log time
Output Change/Degree F	0.16%

# ANEXO K

## PLC LOGO

### 1 Presentación de LOGO!

#### ¿Qué es LOGO!?

LOGO! es el módulo lógico universal de Siemens.

LOGO! lleva integrados

- Control
- Unidad de operación y visualización
- Fuente de alimentación
- Interfase para módulos de programa y cable de PC
- Ciertas funciones básicas usuales en la práctica, p.ej. para activación/desactivación retardada y relé de impulsos
- Reloj temporizador
- Marcas binarias
- Determinadas entradas y salidas según el tipo del equipo

Mediante LOGO! se solucionan cometidos en la técnica de instalaciones en edificios (p.ej. alumbrado de escaleras, luz exterior, toldos, persianas, alumbrado de escaparates, etc.), así como en la construcción de armarios de distribución, de máquinas y de aparatos (p.ej. controles de puertas, instalaciones de ventilación, bombas de aguas residuales, etc.).

LOGO! puede utilizarse asimismo para los controles especiales de invernaderos o invernáculos, para procesar previamente señales en controles y –mediante la variante ASi– para el control descentralizado "in situ" de máquinas y procesos.

Para las aplicaciones en serie en la construcción de máquinas pequeñas, aparatos y armarios de distribución, así como en el sector de instalaciones, se prevén variantes especiales sin unidad de operación.

**¿Qué tipos de equipo existen?**

Se prevén las siguientes variantes de LOGO! tanto para 12 V y 24 V como para 230 V:

- Variante estándar con 6 entradas y 4 salidas, integrada en 72 x 90 x 55 mm
- Variante sin display con 6 entradas y 4 salidas, integrada en 72 x 90 x 55 mm
- Variante larga con 12 entradas y 8 salidas, integrada en 126 x 90 x 55 mm
- Variante de bus con 12 entradas y 8 salidas, así como conexión de bus adicional de interfase AS, a través de la que hay disponibles en el sistema bus otras 4 entradas y otras 4 salidas. Todo ello integrado en 126 x 90 x 55 mm.

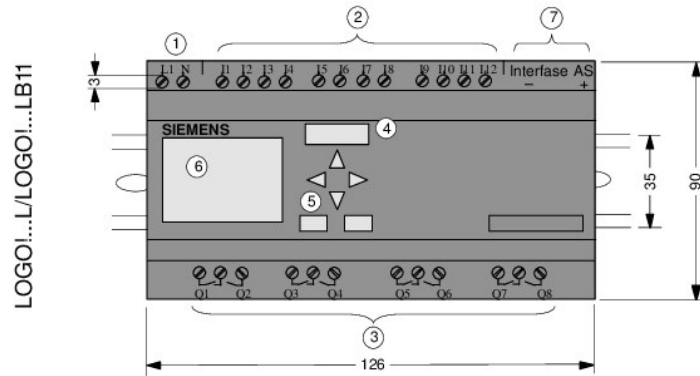
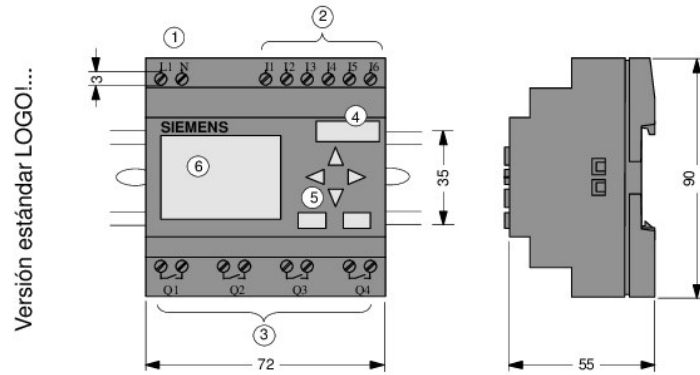
Todas las variantes incluyen 19 funciones básicas y especiales listas para la redacción de programas.

**Ud. tiene la elección**

Las distintas variantes permiten la adaptación sumamente flexible a su aplicación especial.

LOGO! le ofrece soluciones que abarcan desde la pequeña instalación doméstica, pasando por cometidos de automatización menores, hasta las aplicaciones de gran envergadura con implementación del sistema bus de interfase AS.

Estructura de LOGO!



- |   |   |
|---|---|
| ① Alimentación                            | ⑤ Panel de manejo (no en RCo)             |
| ② Entradas                                | ⑥ Display LCD (no en RCo)                 |
| ③ Salidas                                 | ⑦ Conexión de interfase AS (sólo en LB11) |
| ④ Receptáculo de módulo con revestimiento |   |

### Identificación de LOGO!

De la identificación de LOGO! se deducen diferentes características del mismo:

- 12: Versión de 12 V
- 24: Versión de 24 V
- 230: Versión de 115/230 V
- R: Salidas de relé (sin R: salidas de transistor)
- C: Reloj de temporización semanal integrado
- o: Variante sin display
- L: Cantidad doble de salidas y entradas
- B11: Esclavo con conexión de bus de interfase AS

En el transcurso restante de esta descripción se utilizan pequeños pictogramas para identificar los tipos con funciones diferentes. Estos pictogramas aparecen cuando las informaciones se refieren sólo a una parte de las variantes de LOGO!:



Variante estándar con 6 entradas y 4 salidas, integrada en 72 x 90 x 55 mm



Variante estándar sin display con 6 entradas y 4 salidas, integrada en 72 x 90 x 55 mm







Variante "..L" con 12 entradas y 8 salidas, integrada en 126 x 90 x 55 mm



Variante "..B11" con 12 entradas y 8 salidas, así como conexión de bus adicional de interfase AS, con 4 entradas virtuales y 4 salidas virtuales, integrada en 126 x 90 x 55 mm.

**Variantes**

Se prevén las siguientes variantes de LOGO!:

Símbolo	Designación	Salidas	Tipo
	LOGO! 12RC	4 * 230 V; 10 A	relé
	LOGO! 24	4 * 24 V; 0,3 A	transistor
	LOGO! 24RC	4 * 230 V; 10 A	relé
	LOGO! 230RC	4 * 230 V; 10 A	relé
	LOGO! 24RCo	4 * 230 V; 10 A	relé
	LOGO! 230RCo	4 * 230 V; 10 A	relé
	LOGO! 12RCL	8 * 230 V; 10 A	relé
	LOGO! 24L	8 * 24 V; 0,3 A	transistor
	LOGO! 24RCL	8 * 230 V; 10 A	relé
	LOGO! 230RCL	8 * 230 V; 10 A	relé
	LOGO! 24RCLB11	8 * 230 V; 10 A	relé
	LOGO! 230RCLB11	8 * 230 V; 10 A	relé

### Certificación y homologación

LOGO! está certificado según UL, CSA y FM.

- UL–Listing–Mark  
Underwriters Laboratories (UL) según  
Standard UL 508, File Nr. 116536
  - CSA–Certification–Mark  
Canadian Standard Association (CSA) según  
Standard C22.2 No. 142, File Nr. LR 48323
  - Homologación FM  
Factory Mutual (FM) Approval según  
Standard Class Number 3611, Class I, Division 2,  
Group A, B, C, D
- 



### Precaución

Peligro de lesiones corporales y daños materiales.

En áreas con peligro de explosión pueden producirse lesiones corporales y daños materiales si se desenchufan conectores durante el servicio.

Es imprescindible desconectar la corriente en LOGO! y los respectivos componentes antes de desenchufar conectores en áreas con peligro de explosión.

---

LOGO! lleva la identificación CE, cumple las normas VDE 0631 e IEC1131 y cuenta con supresión de radiointerferencias según EN 55011 (clase de valor límite B, en operación con bus ASi clase A).

Homologación para construcción naval obtenida.

- ABS – American Bureau of Shipping
- BV – Bureau Veritas
- DNV – Det Norske Veritas
- GL – Germanischer Lloyd
- LRS – Lloyds Register of Shipping
- PRS – Polski Rejestr Statków

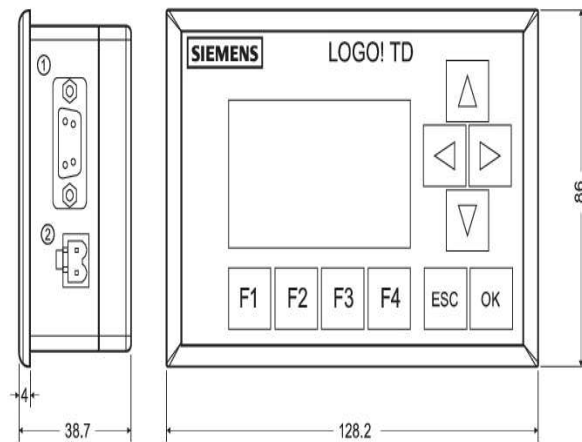
Por consiguiente, LOGO! encuentra aplicación tanto en el sector industrial como en el doméstico.



## ANEXO L

### PANTALLA TD LOGO.

#### LOGO! TD



① Interfaz de comunicación

② Fuente de alimentación

El LOGO! TD incorpora un display más ancho que el LOGO! Display. Dispone de cuatro teclas de cursor programables, cuatro teclas de función programables, una tecla ESC y una tecla OK. El cable del LOGO! TD incluido en el volumen de suministro sirve para conectar la interfaz de comunicación del lado derecho del LOGO! TD con la correspondiente interfaz del lado izquierdo del módulo LOGO! Basic.


#### Reconocer LOGO!

El identificador del LOGO! proporciona información acerca de diversas propiedades:

- 12/24: versión de 12/24 V DC
- 230: versión de 115...240 V AC/DC
- R: salidas de relé (sin R: salidas de transistor)
- C: temporizador semanal integrado
- o: versión sin display ("LOGO! Pure")
- DM: módulo digital
- AM: módulo analógico
- CM: módulo de comunicación (p. ej. módulo EIB/KNX)
- TD: visualizador de textos

## Visualizador de textos

Está disponible el siguiente módulo de LOGO! TD:

Símbolo	Nombre	Tensión de alimentación	Display
	LOGO! TD	24 V AC/DC 12 V DC	LCD (128 x 64) Display de 4 filas

## Certificación y homologaciones

LOGO! está homologado según cULus y FM.

- cULus Haz. Loc.  
Underwriters Laboratories Inc. (UL) to  
- UL 508 (Industrial Control Equipment)  
- CSA C22.2 No. 142 (Process Control Equipment)  
- UL 1604 (Hazardous Location)  
- CSA-213 (Hazardous Location)  
APPROVED for use in  
Class I, Division 2, Group A, B, C, D Tx  
Class I, Zone 2, Group IIC Tx
- Homologación FM  
Factory Mutual Research (FM) to  
Approval Standard Class Number 3611, 3600, 3810  
APPROVED for use in  
Class I, Division 2, Group A, B, C, D Tx  
Class I, Zone 2, Group IIC Tx

---

### Nota

Las homologaciones válidas actualmente se indican en la placa de características del módulo en cuestión.

---

LOGO! se suministra con el certificado de conformidad CE. Cumple las normas IEC 60730-1 e IEC 61131-2 y la inmunidad a interferencias según EN 55011, clase de valor límite B.

Se ha solicitado la certificación marina.

- ABS (American Bureau of Shipping)
- BV (Bureau Veritas)
- DNV (Det Norske Veritas)
- GL (Germanischer Lloyd)
- LRS (Lloyds Register of Shipping)
- Class NK (Nippon Kaiji Kyokai)
- PRS (Polski Rejestr Statków)

Por tanto, los módulos LOGO! pueden utilizarse en áreas industriales y residenciales. Se soporta la utilización en ubicaciones Class I, Division 2, Group A, B, C e D, así como en lugares no peligrosos.

### 2.1.3 Compatibilidad

El LOGO! TD sólo puede utilizarse con la serie de dispositivos 0BA6.

No es posible editar textos de aviso del módulo LOGO! Basic que contengan alguno de los parámetros siguientes:

- Par
- Time
- Date
- EnTime
- EnDate

Estos textos de aviso sólo pueden editarse en LOGO!Soft Comfort.

Al utilizar el LOGO! AM 2 AQ (módulo analógico) con la serie de dispositivos 0BA4 ó 0BA5, las funciones se limitan a las que están disponibles en el dispositivo en cuestión. Este módulo no puede utilizarse con la serie de dispositivos 0BA3 o anterior.

Todos los demás módulos de ampliación son plenamente compatibles con los módulos básicos de las series de dispositivos 0BA3, 0BA4, 0BA5 y 0BA6.

## 2.2 Montar y desmontar LOGO!

### Dimensiones

Las dimensiones de montaje de LOGO! cumplen con la norma DIN 43880.

LOGO! se puede fijar a presión en un perfil soporte de 35 mm de ancho según la norma DIN EN 50022 o se puede montar en la pared.

Ancho de LOGO!:

- El LOGO! TD tiene un ancho de 128,2 mm, equivalente a 8 subunidades.
- Los módulos LOGO! Basic tienen un ancho de 72 mm, equivalente a 4 subunidades.
- Los módulos de ampliación de LOGO! tienen una anchura de 36 mm ó 72 mm (DM16...), lo que equivale a 2 ó 4 subunidades.

---

#### Nota

La figura siguiente muestra un ejemplo del montaje y desmontaje de un LOGO! 230 RC y un módulo digital. El procedimiento indicado es aplicable también a todas las otras versiones de LOGO! Basic y a todos los módulos de ampliación.

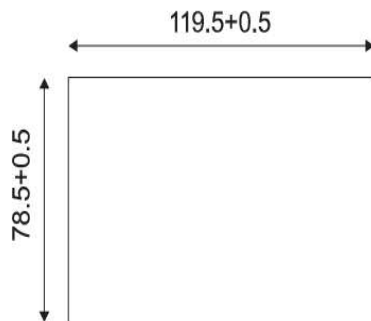
---

 <b>ADVERTENCIA</b>
Desconecte siempre la alimentación antes de "extraer" o "insertar" un módulo de ampliación.

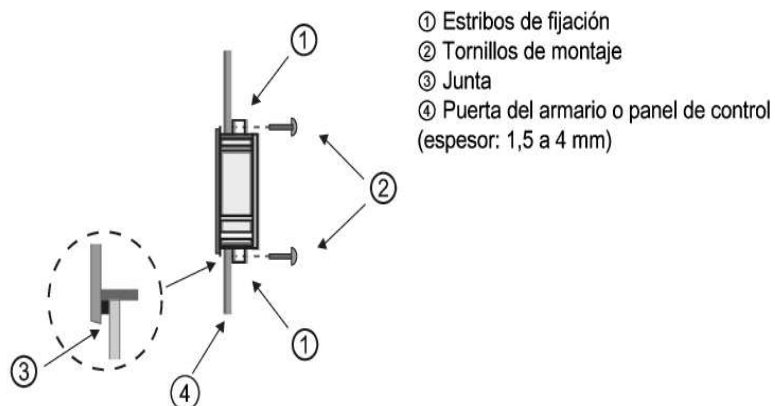
### 2.2.3 Montar el LOGO! TD

Para preparar la superficie de montaje del LOGO! TD opcional y montarlo, proceda del siguiente modo:

1. Corte un recuadro de 119,5 mm x 78,5 mm (tolerancia: +0,5 mm) en la superficie de montaje.



2. Coloque la junta (incluida en el suministro) en la placa frontal del LOGO! TD.
3. Encaje el LOGO! TD en el recorte hecho en la superficie de montaje.
4. Fije los estribos de fijación (incluidos en el suministro) al LOGO! TD.
5. Apriete los tornillos de montaje (con un par de apriete de 0,2 Nm) sobre los estribos de fijación para sujetar el LOGO! TD.



El cable incluido en el suministro puede utilizarse para conectar el LOGO! TD con el módulo LOGO! Basic a una distancia máxima de 2,5 metros. Esta distancia se puede ampliar a máx. diez metros utilizando un cable Sub-D estándar junto con el cable del LOGO! TD.

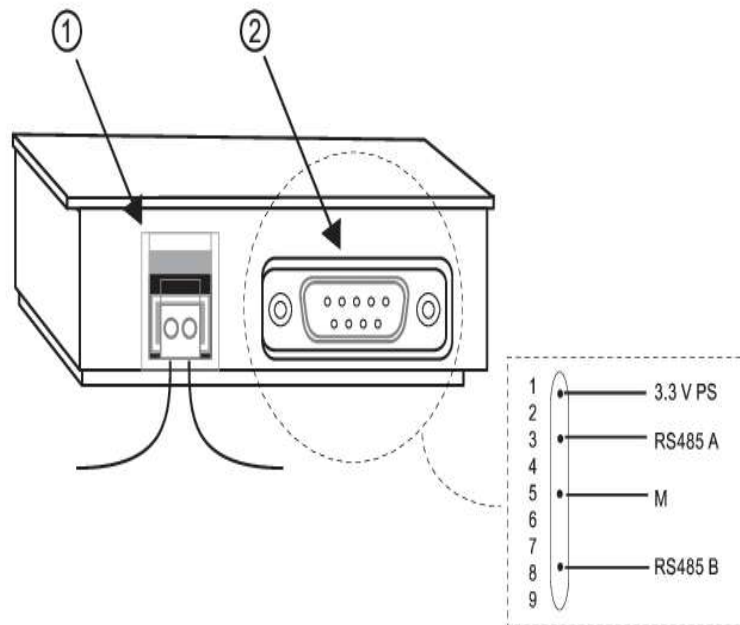
### 2.2.4 Rotular el LOGO!

Las superficies rectangulares grises de los módulos LOGO! están previstas para su rotulación.

En los módulos de ampliación, puede utilizar las superficies grises p. ej. para rotular las entradas y las salidas. A este respecto, puede indicar un factor delta de +8 para las entradas o +4 para las salidas, si el módulo básico ya dispone de 8 entradas o 4 salidas.

## Conectar la fuente de alimentación del LOGO! TD

El LOGO! TD debe conectarse a una fuente de alimentación externa que provea una tensión de 12 V DC o 24 V AC/DC. El suministro del LOGO! TD incluye un conector de alimentación.



- ① Fuente de alimentación
- ② Interfaz de comunicación

La conexión de alimentación es no polar. Si conecta una fuente de alimentación DC al LOGO! TD, puede conectar el hilo de alimentación positivo o negativo en el lado izquierdo o derecho.

---

### Nota

Siemens recomienda proteger el LOGO! TD con un fusible de seguridad de 0,5 A en la fuente de alimentación.

---

# ANEXO M

## VARIADOR SIEMENS G110

04/2005

Aspectos generales

### 1 Aspectos generales

#### 1.1 SINAMICS G110

Los convertidores SINAMICS G110 son convertidores de frecuencia para regular la velocidad en motores trifásicos. Los diferentes modelos que se suministran cubren un margen de potencia de 120 W a 3,0 kW en redes monofásicas.

Los convertidores están controlados por microprocesador y utilizan tecnología IGBT (Insulated Gate Bipolar Transistor) de última generación. Esto los hace fiables y versátiles. Un método especial de modulación por ancho de impulsos con frecuencia de pulsación seleccionable permite un funcionamiento silencioso del motor. Extensas funciones de seguridad ofrecen una protección excelente tanto del convertidor como del motor.

Con sus ajustes por defecto realizados en fábrica, SINAMICS G110 es ideal para una gran gama de aplicaciones sencillas de control de motores V/f.

Haciendo uso del gran número de parámetros de ajuste de que dispone, también puede utilizarse SINAMICS G110 en aplicaciones más avanzadas para control de accionamientos.

Los valores de parámetros para el SINAMICS G110 se pueden modificar con el panel BOP (Basic Operator Panel) o bien mediante la interface USS.

SINAMICS G110 existe en dos variantes:

- > Variante USS
- > Variante analógica

Ambos modelos con o sin filtro EMC y disipador plano.

El SINAMICS G110 puede utilizarse tanto en aplicaciones donde se encuentre aislado como integrado en sistemas de automatización.

## 1.2 Características

### Características principales

- Fácil de instalar
- Puesta en marcha sencilla
  - ◆ puesta en servicio rápida
  - ◆ función "reposición a valores de fábrica" (reajusta los parámetros a sus valores por defecto)
- Diseño robusto en cuanto a EMC
- Puede funcionar en redes de alimentación IT (modelos sin filtro)
- 1 entrada digital con separación galvánica
- 3 entradas digitales sin separación galvánica
- 1 entrada analógica AIN: 0 – 10 V (solo en la variante analógica) se puede utilizar como cuarta entrada digital.
- Altas frecuencias de pulsación para funcionamiento silencioso del motor
- Las información de estado y alarmas se visualizan en el panel BOP (obtenible como opción)
- BOP opcional con funcionalidad de copia de parámetros para juegos de parámetros
- Interface interna RS485 (solo en la variante USS)
- Kit de conexión para el enlace PC-convertidor (RS232)

### Funciones

- Tiempo de respuesta a señales de mando rápido
- Limitación rápida de corriente (fast current limit FCL) para funcionamiento seguro sin desconexiones por fallo
- Frenado combinado
- Freno por inyección de corriente continua integrado
- Frecuencias fijas
- Función de potenciómetro motorizado
- Tiempos de aceleración y deceleración ajustables con redondeo parametrizable
- Característica V/f multipunto
- 150% de sobrecarga en 60 segundos
- Control con 2-hilos/3-hilos control
- Rearranque automático después de cortes de red
- Rearranque al vuelo

### Características de protección

- Protección sobretensión / subtensión
- Protección de sobretemperatura para el convertidor
- Protección de defecto a tierra
- Protección de cortocircuito
- Protección térmica del motor por  $i^2t$
- Protección contra la pérdida de estabilidad (vuelco) del motor

## 2 Instalación



### ADVERTENCIA

- Si en el equipo/sistema trabaja personal **no cualificado** o si no se respetan las advertencias pueden ocasionarse lesiones graves o daños materiales considerables. En el equipo/sistema sólo deberá trabajar personal cualificado y familiarizado con el montaje, instalación, puesta en servicio y operación del producto.
- Sólo se permiten conexiones de red cableadas de forma permanente. El equipo debe ponerse a tierra (IEC 536, clase 1, NEC y otras normas aplicables).
- Si está instalado un dispositivo de protección de corriente diferencial-residual (RCD) este tiene que ser de tipo B. Sin embargo, si el convertidor SINAMICS G110 está conectado a una fase de red principal en estrella con punto neutro puesto a tierra el RCD puede ser de tipo A.
- Debido a los condensadores del circuito intermedio, las conexiones de los cables de red, del motor y del circuito intermedio conducen tensiones peligrosas aunque este desconectada la alimentación. Espere **cinco minutos** para permitir que se descarguen los condensadores antes de comenzar cualquier trabajo de instalación en el equipo.
- Este equipo no debe utilizarse como "mecanismo de parada de emergencia" (véase EN 60204, 9.2.5.4).
- La sección del conductor de protección debe tener un tamaño por lo menos igual que la sección de los cables de alimentación de red.
- Al instalar convertidores **se deberán** cumplir los reglamentos de seguridad.

### PRECAUCIÓN

La conexión de los cables de red, del motor y de mando o control deberán realizarse de la forma mostrada en la Figura 2-8, en la página 31, a fin de evitar que interferencias de tipo inductivo y capacitivo afecten al correcto funcionamiento del convertidor.



## 2.1 Generalidades

### Instalación tras un período de almacenamiento

Después de un periodo de almacenamiento prolongado es necesario volver a formar los condensadores del convertidor. Tenga en cuenta que el tiempo de almacenamiento lo tiene que calcular a partir de la fecha de fabricación y no a partir de la fecha de suministro que le proporcione su distribuidor. A continuación se detallan las condiciones necesarias.

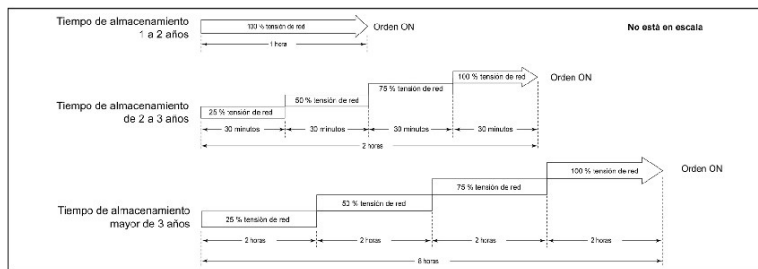


Figura 2-1 Formar, dependiendo del periodo de almacenamiento

El número de serie consta de trece caracteres. En ellos esta contenida la fecha de fabricación. P. ej.: XAP214-123456

XAP214-123456	caracteres 1 y 2:	Lugar de producción
XAP214-123456	carácter 3:	Año de producción, p. ej.: R = 2003
XAP214-123456	carácter 4:	Mes de producción: (1 - 9 = enero - sep., O = octubre, N = nov., D = dic.)
XAP214-123456	caracteres 5 y 6:	Día de producción
XAP214-123456	carácter 7:	Guión
XAP214-123456	caracteres 8 a 13:	Número de serie: 1 - 999999

## 2.2 Disipación de potencia

Encontrará detalles sobre la disipación de potencia en la Tabla 7-6 en la página 75.

## 2.3 Condiciones ambientales para el servicio

### Temperatura

-10 °C hasta +50 °C (14 °F hasta 122 °F). Encontrará mayores detalles sobre factores de reducción en la Tabla 7-8, en la página 76.

### Humedad

Humedad relativa ≤ 95 % sin condensación.

### Altitud

Si el convertidor debe instalarse a una altitud > 1000 m o a partir de 2000 m sobre el nivel del mar rigen las curvas de reducción de la figura Figura 2-2:

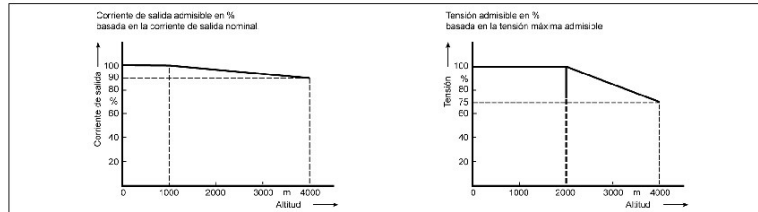


Figura 2-2 Curvas de reducción para corriente y tensión en función de la altitud.

### Choques y Vibraciones

No dejar caer el convertidor o exponerlo a choques bruscos. No instalar el convertidor en un área que puede estar expuesta a vibraciones constantes.

Resistencia mecánica según EN 60721-3-3

- > Movimiento de adaptación: 0,075 mm (10 Hz a 58 Hz)
- > Aceleración: 10 m/s<sup>2</sup> (58 Hz a 200 Hz)

### Radiación electromagnética

No instalar el convertidor cerca de fuentes de radiación electromagnética.

### Contaminación atmosférica

No instalar el convertidor en un entorno que contenga contaminantes atmosféricos tales como polvo, gases corrosivos, etc.

### Agua y humedad

Tomar las precauciones necesarias para evitar instalar el convertidor en lugares donde pueda presentarse humedad y condensación excesivas, p. ej. no instalarlo cerca de tuberías con peligro de condensación.

### Instalación y refrigeración



#### ADVERTENCIA

Los convertidores se deben montar en posición frontal - vertical para asegurar la refrigeración necesaria.

Asegúrese que las aletas de enfriamiento del convertidor no estén tapadas ni obstruidas. Las distancias de montaje necesarias se encuentran en la Figura 2-4, en la página 25.

## 2.4 Oscilaciones armónicas de la corriente

Los detalles sobre las oscilaciones armónicas de la corriente se encuentran en la Tabla 9-1, en la página 80.

## 2.5 Reducción de la corriente de entrada en función de la frecuencia de pulsación

Los detalles para reducir la corriente de entrada se encuentran en la Tabla 7-8, en la página 76.

## 2.6 Sobretensión y umbral de desconexión

El convertidor se desconecta para su protección cuando se produce sobretensión o subtensión de red.



---

### ADVERTENCIA

A pesar que después de una puesta en servicio correcta el convertidor está protegido contra sobretensión, se puede destruir si se conecta a tensiones extremadamente elevadas y se pueden producir lesiones corporales.

---

## 2.7 Desconexión por sobrecorriente

El convertidor está protegido contra cortocircuitos de las fases del motor entre sí y a tierra. También está protegido contra altas corrientes que puedan surgir por sobrecarga en el motor.

## 2.8 Instalación mecánica



### ADVERTENCIA

- Para asegurar el funcionamiento correcto de este equipo, deberá ser instalado y puesto en servicio por personal cualificado y cumpliendo plenamente las advertencias especificadas en estas Instrucciones.
- Considerar especialmente los reglamentos de instalación y seguridad generales y regionales relativos al trabajo en instalaciones con tensión peligrosa (p. ej. EN 50178), al igual que los reglamentos importantes sobre uso correcto de herramientas y equipos de protección personal.
- En los cables que están conectados al convertidor nunca se deben llevar a cabo ensayos de aislamiento de alta tensión.
- Debido a los condensadores del circuito intermedio, las conexiones de los cables de red, del motor y del circuito intermedio conducen tensiones peligrosas aunque este desconectada la alimentación. Espere **cinco minutos** para permitir que se descarguen los condensadores antes de comenzar cualquier trabajo de instalación en el equipo.



### PRECAUCIÓN

Los cables de alimentación y los del motor, es necesario tenderlos separados de los cables de mando. No llevarlos a través del mismo conducto/canaleta.

Tabla 2-1 Dimensiones del SINAMICS G110

Tamaño constructivo	Potencia de salida	Dimensiones Alto x ancho x profundo	Profundidad con el BOP	Medidas perforaciones Alt.1 x Ancho 2
<b>mm</b>				
A	120 W – 370 W	150 x 90 x 116	124	140 x 79
A	550 W – 750 W	150 x 90 x 131	139	140 x 79
A (Flat Plate)	120 W – 750 W	150 x 90 x 101	109	140 x 79
B	1.1 kW – 1,5 kW	160 x 140 x 142	150	135 x 127
C	2.2 kW – 3 kW	181 x 184 x 152	160	140 x 170
<b>Pulgadas</b>				
A	120 W – 370 W	5.91 x 3.54 x 4.57	4.88	5.51 x 3.11
A	550 W – 750 W	5.91 x 3.54 x 5.16	5.47	5.51 x 3.11
A (Flat Plate)	120 W – 750 W	5.91 x 3.54 x 4.01	4.29	5.51x 3.11
B	1.1 kW – 1,5 kW	6.30 x 5.51 x 5.59	5.90	5.31x 5.0
C	2.2 kW – 3 kW	7.13 x 7.24 x 5.98	6.29	5.51x 6.70

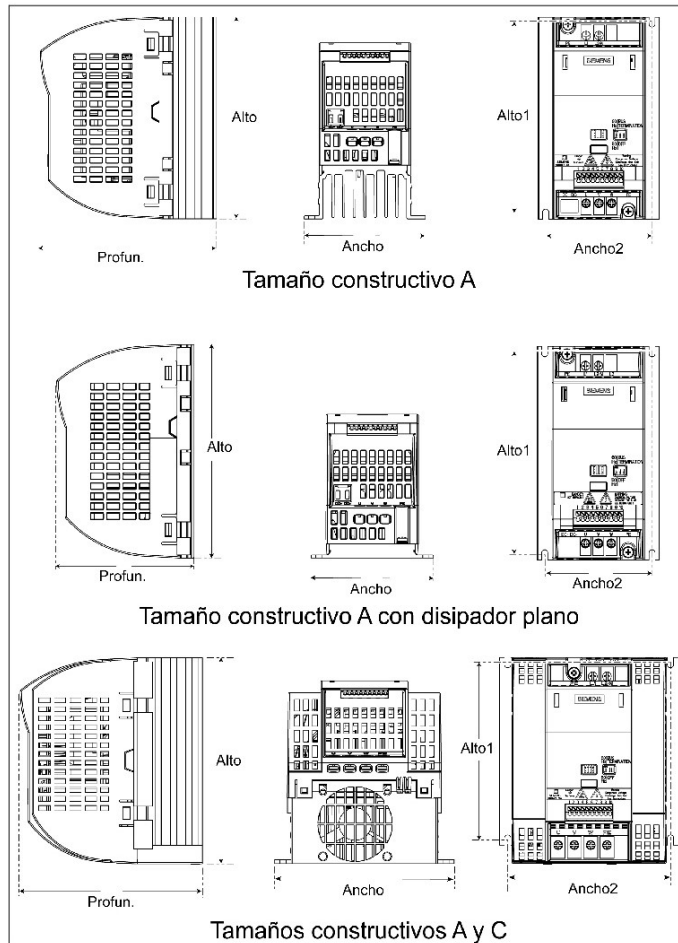


Figura 2-3 Dimensiones del SINAMICS G110

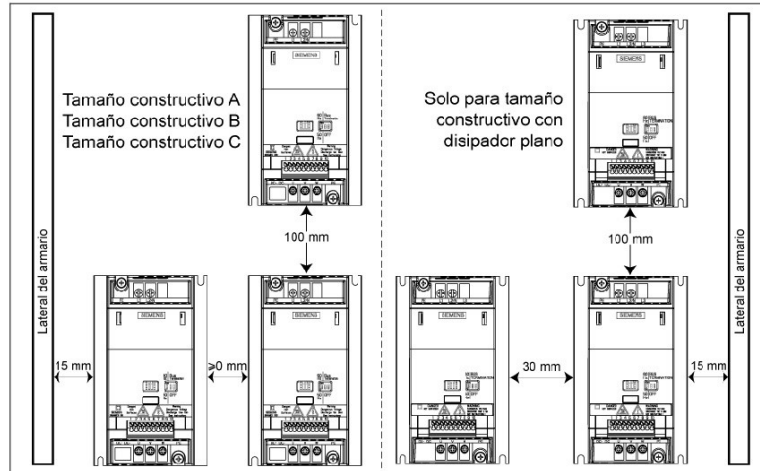


Figura 2-4 Separaciones para montar adosados varios convertidores SINAMICS G110.

Tabla 2-2 Pares de apriete para tornillos de sujeción del SINAMICS G110

Tamaño constructivo	Tornillos de sujeción (no incluidos en el suministro)		
	Tipo	Cantid.	Pares de apriete
A	M4	2	2.5 Nm (22.12 lbf.in) con arandelas puestas
B	M4	4	
C	M5	4	4.0 Nm (35.40 lbf.in) con arandelas puestas

## 2.9 Instalación eléctrica



### ADVERTENCIA

- Para asegurar el funcionamiento correcto de este equipo, deberá ser instalado y puesto en servicio por personal cualificado y cumpliendo plenamente las advertencias especificadas en estas Instrucciones.
- En los cables que están conectados al convertidor nunca se deben llevar a cabo ensayos de aislamiento de alta tensión.
- Considerar especialmente los reglamentos de instalación y seguridad generales y regionales relativos al trabajo en instalaciones con tensión peligrosa (p. ej. EN 50178), al igual que los reglamentos importantes sobre uso correcto de herramientas y equipos de protección personal.
- Debido a los condensadores del circuito intermedio, las conexiones de los cables de red, del motor y del circuito intermedio conducen tensiones peligrosas aunque este desconectada la alimentación. Espere **cinco minutos** para permitir que se descarguen los condensadores antes de comenzar cualquier trabajo de instalación en el equipo.
- Para montar convertidores uno junto a otro, es absolutamente necesario mantener las separaciones prescritas (véase Figura 2-4, en la página 25).



### PRECAUCIÓN

Los cables de alimentación y los del motor, es necesario tenderlos separados de los cables de mando. No llevarlos a través del mismo conducto/canaleta.

### 2.9.1 Generalidades

#### ADVERTENCIA

**El convertidor debe ponerse siempre a tierra.** Si el convertidor no está puesto a tierra correctamente se puede destruir el convertidor, así como producirse altas tensiones peligrosas para las personas. Lo mismo rige si el convertidor trabaja en redes no puestas a tierra.

#### Funcionamiento con redes no puestas a tierra (IT)

- **No está permitido** instalar el convertidor **SINAMICS G110 con filtro EMC** en redes sin toma de tierra.
- **SINAMICS G110 tamaño constructivo A sin filtro**, si se puede instalar en redes IT.  
Si una fase de salida se pone accidentalmente a tierra, se puede desconectar el convertidor por sobrecorriente F0001.
- **SINAMICS G110 tamaños constructivos B y C sin filtro**, se pueden instalar en redes IT, quitando el condensador 'Y' del equipo (véase anexo A, en la página 85).  
Si una fase de salida se pone accidentalmente a tierra, se puede desconectar el convertidor por sobrecorriente F0001.

### Funcionamiento con dispositivos de protección diferencial

Si está instalado un dispositivo de protección diferencial FI (también llamados ELCB o RCCB) los convertidores funcionarán sin desconectarse siempre que:

- Se utilice un dispositivo de protección de corriente diferencial-residual (RCD) tipo B.
- Si el convertidor SINAMICS G110 está conectado a una fase de red principal en estrella con punto neutro puesto a tierra el RCD puede ser de tipo A.
- El umbral de desconexión del dispositivo diferencial FI sea de 30 mA.
- Esté puesto a tierra el neutro de la alimentación.
- Cada uno de los convertidores este protegido por un dispositivo diferencial FI.
- Los cables de salida tengan una longitud inferior a 25 m [82.02 ft] (apantallados) ó 50 m [164.04 ft] (no apantallados).

### Funcionamiento con cables largos

El convertidor funcionará sin restricciones bajo las siguientes condiciones:

- Cables apantallados: 25 m (82.02 ft) (tamaños constructivos A sin filtro: 10 m (32.81 ft))
- Cables sin apantallar: 50 m (164.04 ft)

### 2.9.2 Conexiones a la red y al motor



#### ADVERTENCIA

- Antes de realizar o cambiar conexiones en la unidad, desconectar la fuente de alimentación del equipo.
- Asegurarse de que el convertidor está configurado para la tensión de alimentación correcta: SINAMICS G110 no deberán conectarse a una tensión de alimentación superior a 1 AC 230 V.

#### NOTA

- Asegurarse de que entre la fuente de alimentación y el convertidor estén conectados interruptores o fusibles de protección dimensionados para la corriente nominal especificada (véase capítulo 7, en la página 73).
- Utilizar únicamente hilo de cobre de la clase 1, 75 °C. Sección como en la Tabla 7-4 o Tabla 7-5, páginas 74 y 75 (al menos AWG 16 para cumplir con UL). Ver valores de pares de apriete en Tabla 7-2 en la página 74.
- Para apretar las conexiones de los cables utilice un destornillador tipo "Pozidrive" de 4 – 5 mm.
- Para cumplir con la normativa UL, se tienen que conectar los bornes de control del convertidor G110 con cables monofilares.
- Para cumplir con la normativa UL, se debe poner en la terminal del cable un engarce a presión que disponga de homologación UL para las siguientes conexiones PE del SINAMICS G110:

Forma constructiva A:                    conexión PE de red y de motor.

Formas constructivas B y C:        conexión PE de red

### Acceso a los bornes de red y del motor

Figura 2-5 en la página 28 muestra la disposición de las conexiones: control, red y motor del SINAMICS G110.



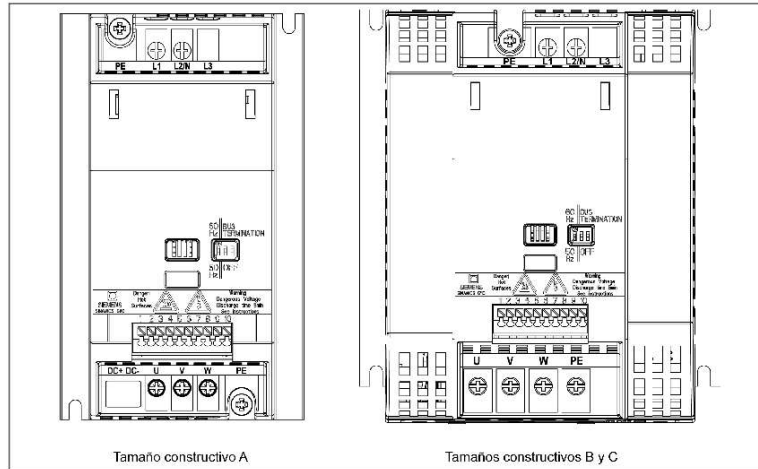


Figura 2-5 Borne de conexión SINAMICS G110

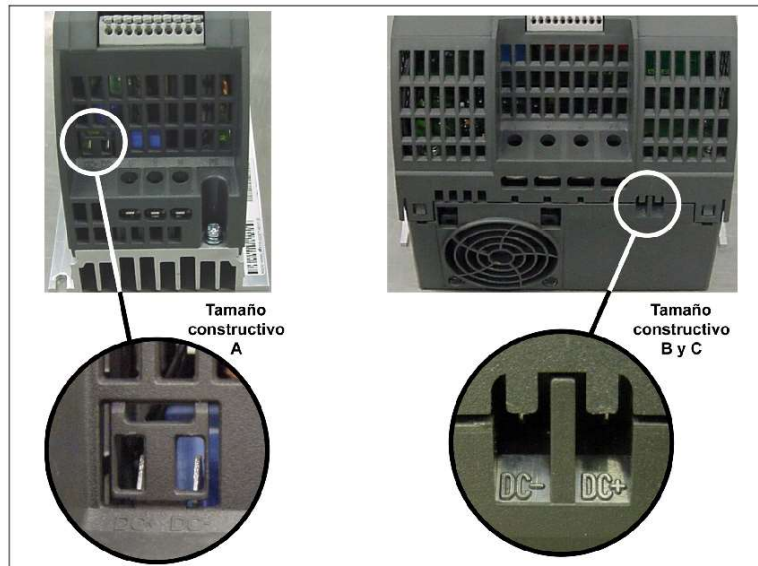


Figura 2-6 Conexiones DC SINAMICS G110

### Conexión del circuito intermedio

Para acceder a la conexión del circuito intermedio (DC+/DC-) en los **tamaños constructivos A**, se tiene que romper la protección de los orificios correspondientes con unos alicates delgados de corte diagonal, teniendo cuidado que no caiga ningún pedazo de plástico dentro del convertidor (véase Figura 2-6). La conexión de bornes consta de dos enchufes planos de 6,3 mm x 8 mm. Una vez quitada la protección de los orificios y si el circuito intermedio no está conectado, el convertidor solo tiene el grado de protección IP00.

Los bornes del circuito intermedio (DC+/DC-) de los **tamaños constructivos B y C** se encuentran en la parte inferior del convertidor (véase Figura 2-6). Para acceder a ellos se tienen que quitar los dos protectores de plástico (en forma de dientes) con unos alicates delgados de corte diagonal, teniendo cuidado que no caiga ningún pedazo de plástico dentro del convertidor.

Acoplar los circuitos intermedios de dos convertidores solo está previsto para aplicaciones muy básicas p. ej. una máquina de bobinado/desbobinado, donde ambos convertidores se alimenten de la misma red y la misma fase..

#### PRECAUCIÓN

1. El borne DC+ de un convertidor se tienen que unir al borne DC+ del otro convertidor, igualmente las dos conexiones DC-. Conectar erróneamente puede destruir ambos convertidores.
2. Ambos convertidores tienen que estar conectados a la misma red y la misma fase.
3. Un cortocircuito en uno de los convertidores puede destruir ambos.
4. Los convertidores se deben montar lo más unidos posible para que los cables de unión del circuito intermedio sean también lo más cortos posible.

Las siguientes directrices aseguran el cumplimiento de la norma UL del convertidor.

Para las conexiones del circuito intermedio se recomiendan las siguientes terminales de cable a presión (o equivalentes):

- ◆ Forma constructiva A – terminal de cable Molex 19003-0001, tenazas de presión Molex 19285-0036
- ◆ Forma constructiva B – terminal de cable Molex 19017-0037, tenazas de presión Molex 19285-0037 ó 64001-0200.
- ◆ Forma constructiva C – terminal de cable Molex 19017-0037, tenazas de presión Molex 19285-0020 o 64001-0200.

Se tienen que utilizar las tenazas de presión apropiadas para acoplar las terminales a los cables y asegurar una unión correcta y segura

Las terminales y las herramientas recomendadas se pueden obtener fácilmente de cualquier suministrador mayorista de herramientas eléctricas. También se pueden localizar fácilmente en Internet utilizando el número de referencia indicado. Para las conexiones del circuito intermedio se tienen que utilizar cables con una sección mínima de:

- ◆ Tamaño constructivo A – 0,5 mm<sup>2</sup> (20 AWG)
- ◆ Tamaño constructivo B – 1,5 mm<sup>2</sup> (16 AWG)
- ◆ Tamaño constructivo C – 2,5 mm<sup>2</sup> (12 AWG)

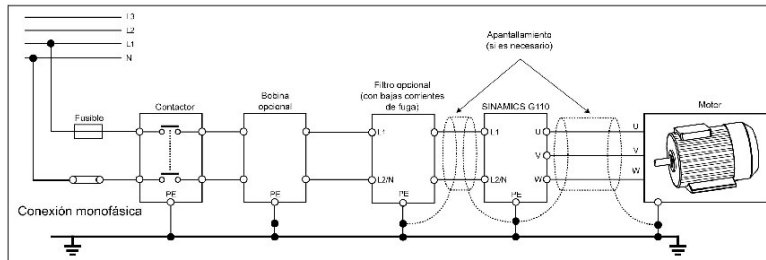


Figura 2-7 Conexiones a la red y al motor

### 2.9.3 Forma de evitar interferencias electromagnéticas (EMI)

Los convertidores han sido diseñados para funcionar en un entorno industrial cargado con grandes interferencias electromagnéticas. Normalmente, una instalación profesional asegura un funcionamiento seguro y libre de perturbaciones. Si encuentra problemas, siga las directrices que se indican a continuación.

#### Medidas requeridas

- Cerciórese que haya un buen contacto conductor entre el convertidor y la superficie metálica de montaje puesta a tierra.
- Cerciórese que todos los aparatos alojados en un armario estén bien puestos a tierra utilizando cables de tierra gruesos y cortos conectados a un punto de puesta a tierra común o a una barra común.
- Cerciórese de que cualquier equipo de control (como un PLC) conectado al convertidor esté unido a la misma tierra o punto de puesta a tierra que el convertidor mediante un enlace corto y grueso.
- Conectar la tierra del motor directamente a la conexión de tierra (PE) del convertidor asociado.
- Es preferible utilizar conductores planos para la puesta a tierra ya que tienen menos impedancia a altas frecuencias.
- Cerciórese que los extremos de los cables estén limpios al conectarlos y que los cables no apantallados sean lo más cortos posibles.
- Los cables de control se tienen que tender lo más separados posible de los cables de potencia usando canales separados. Los cruces entre ambos cables se tienen que tender formando un ángulo de 90° los unos con los otros.
- Siempre que sea posible utilice cables de mando apantallados.
- Cerciórese de que los contactores instalados en el armario estén protegidos contra interferencias por medio de elementos supresores RC para contactores de alterna o diodos volantes para contactores de continua. También son eficaces los supresores de varistor.
- Utilice cables apantallados o blindados para las conexiones al motor y ponga a tierra la pantalla tanto del motor como del convertidor utilizando abrazaderas.
- Para instalaciones de acuerdo a EMC con "adaptador para perfil", véase anexo B, en la página 86.

Figura 2-8 muestra como se puede apantallar el convertidor.

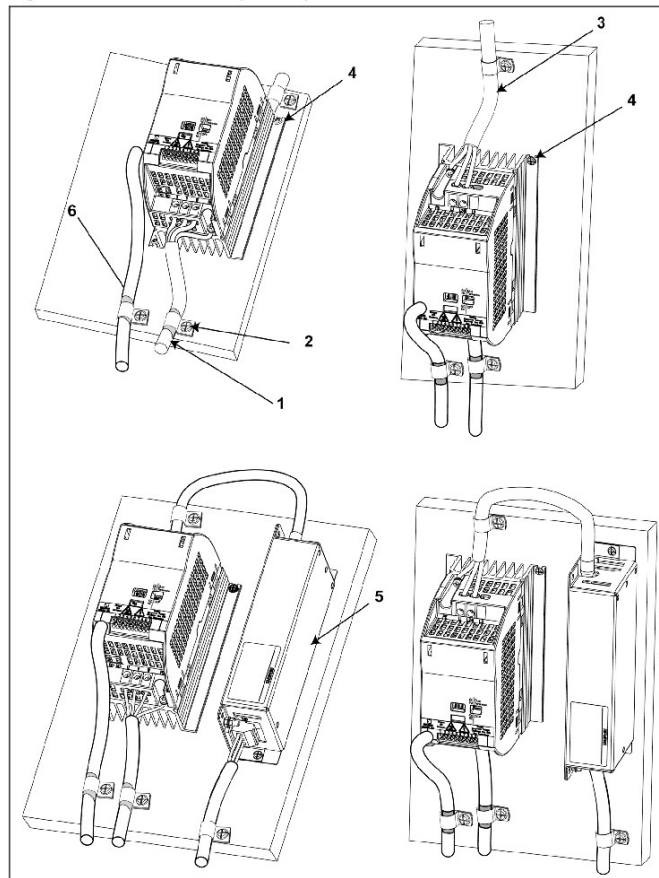


Figura 2-8 Directrices de cableado para minimizar los efectos de interferencias electromagnéticas.

**Leyenda**

- |   |                                |   |   |
|---|--------------------------------|---|---|
| 1   | Cable del motor                | 3 | Cable de red                              |
| 2   | Abrazadera para fijar pantalla | 4 | Tornillos de sujeción para el convertidor |
| <b>NOTA</b>   |                                |   |   |
| Usar abrazaderas adecuadas para fijar bien las pantallas de los cables a la placa posterior metálica. |                                |   |   |
|   |                                | 5 | Bobina de red                             |
|   |                                | 6 | Cable de mando                            |

## 2.10 SINAMICS G110 con disipador plano

La variante SINAMICS G110 con disipador plano está diseñada para ofrecer una gran flexibilidad de instalación al usuario versado. Se puede utilizar tanto como unidad individual o como parte de un sistema de automatización.

Es estrictamente necesario tomar las medidas adecuadas para la disipación del calor, como p. ej. montar un disipador externo fuera del armario eléctrico. Para mayor información respecto al dimensionamiento véase Tabla 2-3, en la página 33.

La instalación mecánica y eléctrica se tiene que realizar – exceptuando las indicaciones descritas en las siguientes secciones de este capítulo – como se especifica para la instalación del SINAMICS G110, comenzando en la página 19. Observe, además, el cumplimiento de las instrucciones de seguridad de las secciones pertinentes.



Figura 2-9 SINAMICS G110 con disipador plano



### ADVERTENCIA

Si se opera con una tensión de entrada menor de 230 V y 50 Hz o con una frecuencia de pulsación mayor de 8 kHz se origina una carga térmica adicional para el convertidor.

Estos factores se deben considerar al planificar la instalación y se deben verificar haciendo una prueba con carga real.

### Requisitos para refrigerar

1. Para dimensionar correctamente el armario eléctrico consulte la documentación técnica del fabricante.
2. Para dimensionar correctamente el disipador externo consulte los datos de la Tabla 2-1, en la página 23.
3. La superficie de montaje tiene que ser apta para tolerar, en condiciones de funcionamiento normal, temperaturas de por lo menos 95 °C y poder soportar cargas térmicas bajo condiciones de máxima temperatura ambiental admisible [-10 °C a +50 °C (14 °F a 122 °F)] y con plena carga. Para más detalles véase Tabla 2-3, en la página 33.
4. Es absolutamente necesario dejar separaciones de 30 mm en cada uno de los laterales y 100 mm en las partes superior e inferior del convertidor.
5. La superficie para el disipador externo en la placa de montaje tiene que ser por lo menos tan grande como la superficie base del convertidor.
6. No está permitido montar varios convertidores SINAMICS G110 Flat Plate ni adosados, ni superpuestos.

### Instalación

1. Prepara la superficie de montaje para el SINAMICS G110 Flat Plate según las medidas de la Tabla 2-1, en la página 23.
2. Cerciérese que las perforaciones estén exentas de rebaba.
3. Cerciérese que el disipador del convertidor esté libre de polvo y grasa.

4. La superficie de montaje del disipador del convertidor y la del disipador externo tienen que cumplir los siguientes criterios:
  - ◆ Limpias y libres de polvo y grasa.
  - ◆ Pulidas
  - ◆ Sin ralladuras ni agujeros.
  - ◆ Metálicas (acero o aluminio).
  - ◆ Sin pintar
  - ◆ Libres de óxido
5. Aplique en el disipador del convertidor una capa de pasta conductora térmica.
6. Cerciórese que la capa esté repartida uniformemente.
7. Monte el convertidor sujetándolo con cuatro tornillos M4.
8. Cerciórese que el convertidor está correctamente montado y los tornillos M4 están apretados con el par de apriete apropiado 2.5 Nm (22.13 lbf.in).
9. Monte el disipador externo (si es que se necesita) en la parte posterior de la placa de montaje del convertidor y cerciórese que tenga una capa uniforme de pasta conductora térmica.
10. Una vez finalizado el montaje, haga una prueba de verificación para comprobar la efectividad del sistema de refrigeración, bajo condiciones de carga.
11. Compruebe que no haya desconexión por sobretemperatura F0004.

Tabla 2-3 SINAMICS G110 Flat Plate, disipación de potencia y datos térmicos \*)

	120 W	250 W	370 W	550 W	750 W
Margen de temp. de operación [°C]	-10 a +50	-10 a +50	-10 a +50	-10 a +50	-10 a +40
Pérdidas totales [W]	22	28	36	43	54
Pérdidas: red y electr. de control [W]	9	10	12	13	15
Resistencia térmica recomendada para el disipador [K/W]	3.0	2.2	1.6	1.2	1.2
Corriente de salida recomendada con disipador externo [A]	0.9	1.7	2.3	3.2	3.9

\*) Las pérdidas mencionadas en la Tabla 2-3 rigen para equipos con cables de conexión apantallados de hasta 25 m.

# ANEXO N

## NORMAS ISO 1143

---

INTERNATIONAL STANDARD

ISO 1143:2010(E)

---

### Metallic materials — Rotating bar bending fatigue testing

#### 1 Scope

This International Standard specifies the method for rotating bar bending fatigue testing of metallic materials. The tests are conducted at room temperature or elevated temperature in air, the specimen being rotated.

#### 2 Normative references

The following referenced documents are indispensable for the application of this document. For dated references, only the edition cited applies. For undated references, the latest edition of the referenced document (including any amendments) applies.

ISO 376, *Metallic materials — Calibration of force-proving instruments used for the verification of uniaxial testing machines*

ISO 1099, *Metallic materials — Fatigue testing — Axial force-controlled method*

ISO 12106, *Metallic materials — Fatigue testing — Axial-strain-controlled method*

ISO 12107, *Metallic materials — Fatigue testing — Statistical planning and analysis of data*

ISO 23718, *Metallic materials — Mechanical testing — Vocabulary*

#### 3 Terms and definitions

For the purposes of this document, the terms and definitions given in ISO 1099, ISO 12106, ISO 12107, ISO 23718 and the following apply.

##### 3.1

##### **fatigue**

process of changes in properties which can occur in a metallic material due to the repeated application of stresses or strains and which can lead to cracking or failure

##### 3.2

##### **fatigue life**

$N_f$

number of cycles of a specified character that a given specimen sustains before failure of a specified nature occurs

##### 3.3

##### ***S-N* diagram**

diagram that shows the relationship between stress and fatigue life

##### 3.4

##### **bending moment**

$M$

multiplication between force and force arm length

**3.5**  
**section modulus**

$W$   
ratio of the moment of inertia of the cross-section of a beam undergoing flexure to the greatest distance of an element of the beam from the neutral axis

**3.6**  
**machine lever ratio**

$M_f$   
ratio between the force applied to the weight hanger and the force applied to the specimen

**3.7**  
**force arm length**

$L$   
distance between the supporting point and the loading point

See Figures 1 to 7.

NOTE  $L_1$  should equal  $L_2$  for the four-point loading condition.

**3.8**  
**endurance stress limit**

fatigue limit  
cyclic stress range applied to specimens that do not fail upon application of a given number of cycles

NOTE 1 The cycle number limit selected, e.g.  $10^7$  or  $10^8$  cycles, shall be specified along with the stress range.

NOTE 2 For a specified fatigue life, "endurance stress limit" has been supplanted by "fatigue limit" as the preferred term.

**4 Symbols and designations**

Symbols and corresponding designations are given in Table 1, or elsewhere in this International Standard where they appear.

**Table 1 — Symbols and designations**

Symbol	Designation	Unit
$D$	Diameter of gripped or loaded end of specimen	mm
$d$	Diameter of specimen where stress is maximum	mm
$N_f$	Fatigue life, cycles to failure	cycle
$r$	Radius at ends of test section which starts transition from test diameter, $d$	mm

**5 Principle of test**

Nominally identical specimens are used, each being rotated and subjected to a bending moment. The forces giving rise to the bending moment do not rotate. The specimen may be mounted as a cantilever, with single-point or two-point loading, or as a beam, with four-point loading. The test is continued until the specimen fails or until a pre-determined number of stress cycles have been achieved.



## 6 Shape and size of specimen

### 6.1 Forms of the test section

The test section may be

- a) cylindrical, with tangentially blending fillets at one or both ends (see Figures 1, 4 and 5),
- b) tapered (see Figure 2), or
- c) hourglass-type (see Figures 3, 6 and 7).

In each case, the test section shall be of circular cross-section.

The form of test section may be dependent on the type of loading to be employed. While cylindrical or hourglass-type specimens may be loaded as beams, or as cantilevers with either single-point or double-point loading, the tapered form of specimen is used only as a cantilever with single-point loading. Figures 1 to 7 show, in schematic form, the bending moment and nominal stress diagrams for the various practical cases.

The volumes of material subjected to greatest stresses are not the same for different forms of specimen, and they may not necessarily give identical results. The test in which the largest volume of material is highly stressed is preferred.

Experience has shown that a ratio of at least 3:1 between the cross-sectional areas of the test portion and the gripping regions of the specimen is desirable.

In tests on certain materials, a combination of high stress and high speed may cause excessive hysteresis heating of the specimen. This effect may be reduced by subjecting a smaller volume of the material to the specified stress. If the specimen is cooled, the test medium should be reported.

### 6.2 Dimensions of specimens

All the specimens employed in a test series for a fatigue-life determination shall have the same size, shape and tolerance of diameter.

For the purpose of calculating the force to be applied to obtain the required stress, the actual minimum diameter of each specimen shall be measured to an accuracy of 0,01 mm. Care shall be taken during the measurement of the specimen prior to testing to ensure that the surface is not damaged.

On cylindrical specimens subject to constant bending moment (see Figures 4 and 5), the parallel test section shall be parallel within 0,025 mm. For other forms of cylindrical specimen (see Figure 1), the parallel test section shall be parallel within 0,05 mm. For material property determination, the transition fillets at the ends of the test section should have a radius not less than  $3d$ . For hourglass-type specimens, the section formed by the continuous radius should have a radius not less than  $5d$ .

Figure 8 shows the shape and dimensions of a typical cylindrical specimen. The recommended values of  $d$  are 6 mm, 7,5 mm and 9,5 mm. The tolerance of diameter should be  $\leq 0,005d$ . Figure 9 shows a typical hourglass specimen suitable for fatigue testing at elevated temperature.

Fatigue tests on notched specimens are not covered by this International Standard, since the shape and size of notched specimens have not been standardized. However, fatigue test procedures described in this International Standard may be applied to fatigue tests of notched specimens.

## 7 Preparation of specimens

### 7.1 General

In any rotating bar bending fatigue test programme designed to characterize the intrinsic properties of a material, it is important to observe the following recommendations in the preparation of specimens. A possible reason for deviation from these recommendations is if the test programme aims to determine the influence of a specific factor (surface treatment, oxidation, etc.) that is incompatible with the recommendations. In all cases, any deviation shall be noted in the test report.

### 7.2 Selection of the specimen

The location, orientation and type of specimen shall be taken from the related product standard, or by agreement with the customer.

The sampling of test materials from a semi-finished product or a component may have a major influence on the results obtained during the test. It is therefore necessary for this sampling to be recorded and a sampling drawing be prepared. This shall form part of the test report and shall indicate clearly

- the position of each of the specimens removed from the semi-finished product or component,
- the characteristic directions in which the semi-finished product has been worked (direction of rolling, extrusion, etc., as appropriate), and
- the unique identification of each of the specimens.

The unique mark or identification of each specimen shall be maintained at each stage of its preparation. This may be applied using any reliable method in an area not likely to disappear during machining or likely to adversely affect the quality of the test. Upon completion of the machining process, it is desirable for both ends of each specimen to be uniquely marked so that, after failure of a specimen, each half can still be identified.

### 7.3 Machining procedure

#### 7.3.1 Heat treatment of test material

If heat treatment is to be carried out after rough finishing of the specimens, it is preferable that the final polishing be carried out after the heat treatment. If that is not possible, the heat treatment should be carried out in a vacuum or in inert gas to prevent oxidation of the specimen. Stress relief is recommended in this case. This treatment shall not alter the micro-structural characteristic of the material under study. The specifics of the heat treatment and machining procedure shall be reported with the test results.

#### 7.3.2 Machining criteria

The machining procedure selected may produce residual stresses on the specimen surface likely to affect the test results. These stresses may be induced by heat gradients at the machining stage or they may be associated with deformation of the material or micro-structural alterations. Their influence is less marked in tests at elevated temperatures because they are partially or totally relaxed once the temperature is attained. However, they should be reduced by using an appropriate final machining procedure, especially prior to a final polishing stage. For harder materials, grinding rather than turning or milling may be preferred.

- Grinding: from 0,1 mm above the final diameter, at a rate of no more than 0,005 mm/pass.
- Polishing: remove the final 0,025 mm with abrasives of decreasing grit size. The final direction of polishing shall be along the test specimen axis.

The phenomenon of alteration in the microstructure of the material may be caused by the increase in temperature and by the strain hardening induced by machining. It may be a matter of a change in phase or,

more frequently, of surface re-crystallization. The immediate effect of this is to make the test specimen no longer representative of the initial material. Hence, every precaution should therefore be taken to avoid this risk.

Contaminants can be introduced when the mechanical properties of certain materials deteriorate in the presence of certain elements or compounds. An example of this is the effect of chlorine on steels and titanium alloys. These elements should therefore be avoided in the products used (cutting fluids, etc.). Rinsing and degreasing of specimens prior to storage is also recommended.

### 7.3.3 Inspection of specimens

The surface condition of specimens has an effect on the test results. This effect is generally associated with one or more of the following factors:

- the specimen surface roughness;
- the presence of residual stresses;
- alteration in the microstructure of the material;
- the introduction of contaminants.

The recommendations below allow the influence of these factors to be reduced to a minimum.

The surface condition is commonly quantified by the mean roughness or equivalent (e.g. 10 point roughness or maximum height of irregularities). The importance of this variable on the results obtained depends largely on the test conditions, and its influence is reduced by surface corrosion of the specimen or plastic deformation.

It is preferable, whatever the test conditions, to specify a mean surface roughness,  $R_a$ , of less than 0,2  $\mu\text{m}$  (or equivalent).

Another important parameter not covered by mean roughness is the presence of localized machining scratches. A low-magnification check (at approximately  $\times 20$ ) shall not show any circumferential scratches or abnormalities.

### 7.3.4 Dimensional checks

The diameter shall be measured on each specimen. In the case of specimens with a parallel gauge length, the diameter shall be measured at a minimum of three positions along the gauge length. The measurement shall be performed using a method that does not damage the specimen.

## 7.4 Sampling and marking

The sampling of test materials from a semi-finished product or a component may have a major influence on the results obtained during the test. It is therefore necessary for this sampling to be recorded and a sampling drawing to be prepared. This shall form part of the test report and shall indicate clearly

- the position of each of the specimens removed from the semi-finished product or component,
- the characteristic directions in which the semi-finished product has been worked (direction of rolling, extrusion, etc., as appropriate), and
- the unique identification of each of the specimens.

The unique mark or identification of each specimen shall be maintained at each stage of their preparation. This may be applied using any reliable method in an area not likely to disappear during machining or likely to adversely affect the quality of the test. Upon completion of the machining process, it is desirable for both ends of each specimen to be uniquely marked so that, after failure of a specimen, each half can still be identified.

## 7.5 Storage and handling

After preparation, the specimens shall be stored so as to prevent any risk of damage (scratching by contact, oxidation, etc.). The use of individual boxes or tubes with end caps is recommended. In certain cases, storage in a vacuum or in a desiccator containing silica gel may be necessary.

Handling shall be reduced to the minimum necessary. In all instances, the gage length or test section should not be touched. However, if this happens, cleaning the specimen with alcohol is allowed.

## 8 Accuracy of the testing apparatus

A number of different types of rotating bending fatigue machine are used. Figures 1 to 7 show the principles of the main types of machine. Figure 11 shows the schematic of a kind of rotating bend fatigue machine. Its operation shall satisfy the following requirement: the accuracy of the applied bending moment shall be within 1% (see Annex A).

## 9 Heating device and temperature measurement

9.1 The specimen is heated with a furnace or equivalent device.

9.2 The temperature of the furnace shall be kept uniform throughout the test, complying with the limits defined in 10.5.3. The temperature gradient along the test section of the specimen in the furnace shall not be greater than 15 °C.

9.3 To measure or record temperature, the thermocouple, compensating wire, and controlling and measuring temperature meter that are used shall be calibrated together as a system. The calibration interval shall be in accordance with the product standard, customer requirements and good metrological practice.

9.4 The temperature indicator shall have a resolution of at least 0,5 °C and the temperature measuring equipment shall have an accuracy of  $\pm 1$  °C.

## 10 Test procedure

### 10.1 Mounting the specimen

Each specimen shall be mounted in the test machine such that stresses at the test section (other than those imposed by the applied force) are avoided. If the bearings transmitting the force are secured to the specimen by means of split collets, in certain cases it may be desirable for these to be positioned and fully tightened before the specimen is mounted in the test machine, in order to prevent an initial torsion strain being imparted. A similar practice may be necessary if the method of securing is by means of an interference fit.

To avoid vibration during the test, alignment of the specimen and the driving shaft of the test machine shall be maintained within close limits. Permissible tolerances are  $\pm 0,025$  mm at the chuck end and  $\pm 0,013$  mm at the free end for single-point and some types of two-point loading test machines. For other types of rotating bending fatigue test machines, the permissible tolerance on eccentricity measured at two places along the actual test section is no greater than  $\pm 0,013$  mm. The required degree of alignment shall be established before applying any force.

NOTE These measurements are typically made using a dial gauge.

## 10.2 Application of force

The lever ratio shall be calibrated according to Annex A. The test stress is calculated according to Table 2.

**Table 2 — Derivation of weight to be applied to test machine loading system**

Machine type	Loading system	$S$	$F$	Conversion of $F$ to applied mass
Single-point bending	Direct load	$S = \frac{M}{W} = \frac{16F(L-x)}{\pi d^3}$	$F = S \frac{\pi d^3}{16(L-x)}$	$\times 1,0$
Single-point bending	Fixed ratio lever	$S = \frac{M}{W} = \frac{16F(L-x)}{\pi d^3}$	$F = S \frac{\pi d^3}{16(L-x)}$	Divide by the lever ratio, $M_{lr}$ .
Single-point bending	Lever and poise	$S = \frac{M}{W} = \frac{16F(L-x)}{\pi d^3}$	$F = S \frac{\pi d^3}{16(L-x)}$	Set to $F$ on the load scale on the lever.
Two-point bending	Direct load	$S = \frac{M}{W} = \frac{16FL}{\pi d^3}$	$F = S \frac{\pi d^3}{16L}$	$\times 1,0$
Two-point bending	Fixed ratio lever	$S = \frac{M}{W} = \frac{16FL}{\pi d^3}$	$F = S \frac{\pi d^3}{16L}$	Divide by the lever ratio, $M_{lr}$ .
Two-point bending	Lever and poise	$S = \frac{M}{W} = \frac{16FL}{\pi d^3}$	$F = S \frac{\pi d^3}{16L}$	Set to $F$ on the load scale on the lever.
Four-point bending	Direct load	$S = \frac{M}{W} = \frac{32FL}{\pi d^3}$	$F = S \frac{\pi d^3}{32L}$	$\times 1,0$
Four-point bending	Fixed ratio lever	$S = \frac{M}{W} = \frac{32FL}{\pi d^3}$	$F = S \frac{\pi d^3}{32L}$	Divide by the lever ratio, $M_{lr}$ .
Four-point bending	Lever and poise	$S = \frac{M}{W} = \frac{32FL}{\pi d^3}$	$F = S \frac{\pi d^3}{32L}$	Set to $F$ on the load scale on the lever.

where

- $S$  is the required test stress;
- $M$  is the bending moment;
- $F$  is the applied force;
- $L$  is the force arm length (see A.4.2);
- $d$  is the specimen diameter;
- $W$  is the section modulus;
- $M_{lr}$  is the machine lever ratio (see also A.4.3);
- $x$  is the distance along the specimen axis from the fixed bearing face to the stress measurement plane.

## ISO 1143:2010(E)

The general procedure for attaining full-force running conditions shall be the same for each specimen. The test machine shall be switched "ON" and the desired speed attained before application of force is commenced. The force shall then be applied incrementally or continuously until the required value is attained, without shock or impact, and as quickly as is convenient. Small adjustments in operating speed can then be made if a particular frequency is required.<sup>1)</sup>

### 10.3 Frequency selection

The frequency chosen shall be suitable for the particular combination of material, specimen and test machine. The testing speed should be the same for the given test series. It is necessary to avoid abnormal vibration of the specimen when testing.

Tests are normally performed at a frequency between 15 to 200 Hz (i.e. from 900 to 12 000 rev/min).

At high frequencies, self-heating of the specimen can occur and could affect the resulting fatigue life. If self-heating occurs, it is advisable to decrease the test frequency. In room temperature testing, self-heating of the specimen should be monitored and recorded. The specimen temperature,  $T_H$ , in Kelvin (K), should not exceed:

$$0,3T_H = \frac{T_{\text{test}}}{T_{\text{melt}}}$$

NOTE If the influence of the environment is significant, the test result is likely to be frequency-dependent.

### 10.4 End of test

The test is continued until specimen failure or until it has reached the required number of cycles (e.g.  $10^7$  or  $10^8$ ). Where the failure location is outside the specimen gauge length, the test result is considered invalid.

### 10.5 Procedure for testing at elevated temperature

**10.5.1** Due to the nature of rotating bar bending fatigue testing, direct temperature measurement may not be possible. If this is the case, it is essential to use indirect temperature measurement, calibrated in a static manner.

**10.5.2** To measure the temperature of the specimen two approaches are possible.

The first approach, which is the preferred method, uses indirect measurement, i.e. the tip of the thermocouple is not directly in contact with the specimen surface, but kept about 1-2 mm distance from it. When using this method, the laboratory shall establish a relationship between the specimen surface temperature and that shown by the measuring thermocouple. This relationship shall be used to derive a correction factor for establishing the specimen temperature.

The second approach uses direct measurement, i.e. the thermocouple tip is directly in contact with the specimen surface. Use of this approach requires the test machine to be stopped periodically, the load to be removed and then the temperature of the specimen surface to be measured.

NOTE Self-heating of the specimen is not considered in this procedure.

---

1) It is recognized that plasticity is present in the low-cycle region. For details, see Reference [2], Chapter 7 and references thereto.

**10.5.3** The specimen shall be heated to the specified temperature and stabilized for approximately half an hour prior to starting the test. During the entire test cycle, the fluctuation in the indicated specimen temperature shall be within the following specified limits:

Test temperature	Permissible temperature fluctuation
≤ 600 °C	± 3 °C
600–900 °C	± 4 °C
900–1 200 °C	± 6 °C

The temperature (gradient) on the testing section of the specimen in the furnace body length shall not be greater than 15 °C.

Establishing the gradient along the specimen gauge length is typically machine-specific. One approach is to use a specimen with three thermocouples along the gauge length, inserted into the test machine. The furnace and associated control/monitoring thermocouples are installed and the furnace heated to the test temperature. When the furnace has stabilized at the required temperature, the temperatures are measured and a gradient derived.

**10.5.4** The temperature-measuring device should be stable within ±1°C over all changes in ambient temperature.

During the test, if there is a significant decrease in the furnace temperature for a short time (i.e. <10 %  $N_f$ ), these cycle numbers may be deducted from the total cycle numbers. If the control temperature exceeds the specified temperature (i.e. >10 %  $N_f$ ) and specimen fracture occurs or other abnormal phenomenon, this result may be considered as invalid.

## 10.6 Construction of the *S-N* diagram

The predetermined number of cycles at which a test is discontinued will generally depend on the material being tested. The *S-N* curve for certain materials shows a distinct change in slope in a given number of cycles such that the latter part of the curve is essentially parallel to the horizontal axis. With other materials, the shape of the *S-N* curve may be a continuously decreasing slope that will eventually become asymptotic to the horizontal axis. Where *S-N* curves of the first type are experienced, it is recommended that the "endurance" stress limit that is used as a basis be at  $10^7$  cycles and, for the second type,  $10^8$  cycles. For guidance in planning a fatigue test, see ISO 12107. The specified number of cycles (e.g.  $10^7$  or  $10^8$ ) shall be included with the determined "endurance" stress limit range.

NOTE Commonly employed "endurances" are, for example:  $10^7$  cycles for structural steels and  $10^8$  cycles for other steels and non-ferrous alloys. In light of recent research, however, it is of importance to note that metals generally *do not* exhibit an endurance stress limit or fatigue limit per se, i.e. a stress below which the metal will endure an "infinite number of cycles." Typically, the "plateau(s)" in stress-life are referred to as the convenient fatigue limit(s) or endurance limit(s), but failures below these levels have been reported and do occur.

## 11 Presentation of fatigue test results

### 11.1 Tabular presentation

It is desirable but not required that the fatigue test results be reported in tabular form. When used, the tabular presentation shall include, at minimum, the specimen identification, test sequence, testing stress range, fatigue life or cycles to end of test.

## 11.2 Graphical presentation

The most common graphical presentation of fatigue test data is the  $S$ - $N$  (stress-life) diagram (see Figure 10). The dependent variable, fatigue life,  $N$ , in cycles, is plotted on the abscissa as a logarithmic scale. The independent variable, maximum stress,  $S_{\max}$ , stress range,  $S_r$ , or stress amplitude,  $S_a$ , expressed in megapascals (MPa) is plotted on the ordinate, an arithmetic or logarithmic scale. A best-fit curve is fitted by regression analysis or similar mathematical techniques to the fatigue data. The procedure described above develops the  $S$ - $N$  diagram for 50 % survival when the logarithms of the lives are described by a normal distribution. However, similar procedures may be used to develop  $S$ - $N$  diagrams for probabilities of survival other than 50 % (e.g. 5 and 95 %).

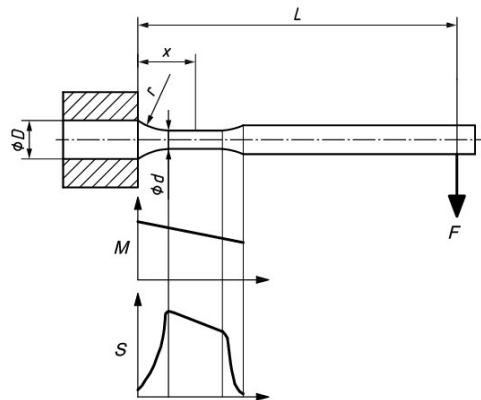
Minimum information to be presented on the  $S$ - $N$  diagram should include the designation, specification or proprietary, grade of the material, tensile strength, surface condition of specimen, stress concentration factor of notch when applicable, type of fatigue test, test frequency, environment and test temperature.

## 12 Test report

In reporting fatigue data, the test conditions shall be defined clearly and the test report shall include details of the following items:

- a) material tested and its metallurgical characteristics — reference can usually be made to the appropriate International Standard to which the material was produced;
- b) method of stressing and the type of machine used;
- c) type, dimensions and surface condition of the specimen and the points of load application;
- d) frequency of the stress cycles;
- e) test temperatures and the temperature of the specimen if self-heating occurs (i.e. greater than 35 °C);
- f) daily maximum and minimum values of air temperature and relative humidity;
- g) criterion for the end of the test, i.e. its duration (e.g.  $10^6$ ,  $10^7$ ,  $10^8$  cycles), or complete failure of the specimen, or some other criterion;
- h) any deviations from the required conditions during the test;
- i) test result.

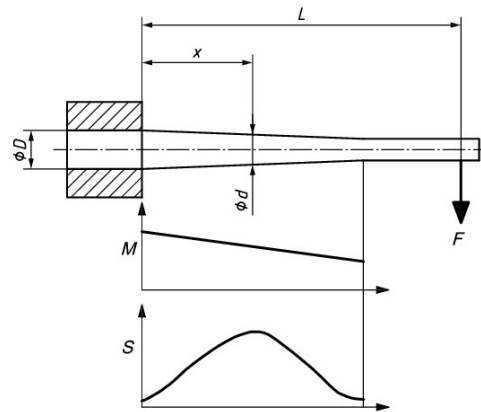




**Key**

- |     |   |     |  |
|-----|---|-----|--|
| $D$ | diameter of gripped or loaded end of specimen | $M$ | bending moment   |
| $d$ | diameter of specimen where stress is maximum  | $r$ | radius (see Table 1)   |
| $F$ | applied force                                 | $S$ | stress   |
| $L$ | force arm length                              | $x$ | distance along specimen axis from fixed bearing face to stress measurement plane |

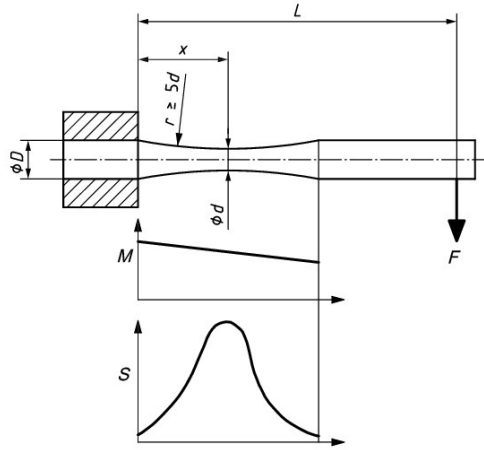
**Figure 1 — Parallel specimen — Single-point loading**



**Key**

- |     |   |     |  |
|-----|---|-----|--|
| $D$ | diameter of gripped or loaded end of specimen | $M$ | bending moment   |
| $d$ | diameter of specimen where stress is maximum  | $S$ | stress   |
| $F$ | applied force                                 | $x$ | distance along specimen axis from fixed bearing face to stress measurement plane |
| $L$ | force arm length                              |     |  |

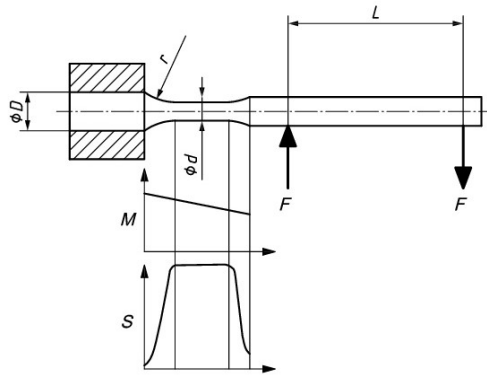
**Figure 2 — Tapered specimen — Single-point loading**



**Key**

- |     |   |     |  |
|-----|---|-----|--|
| $D$ | diameter of gripped or loaded end of specimen | $M$ | bending moment   |
| $d$ | diameter of specimen where stress is maximum  | $S$ | stress   |
| $F$ | applied force                                 | $x$ | distance along specimen axis from fixed bearing face to stress measurement plane |
| $L$ | force arm length                              |     |  |

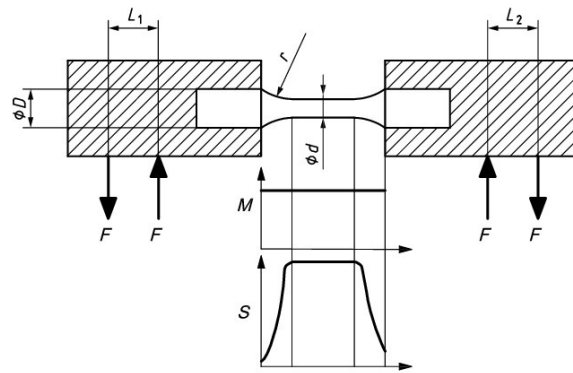
**Figure 3 — Hourglass specimen — Single-point loading**



**Key**

- |     |   |     |                      |
|-----|---|-----|----------------------|
| $D$ | diameter of gripped or loaded end of specimen | $M$ | bending moment       |
| $d$ | diameter of specimen where stress is maximum  | $r$ | radius (see Table 1) |
| $F$ | applied force                                 | $S$ | stress               |
| $L$ | force arm length                              |     |                      |

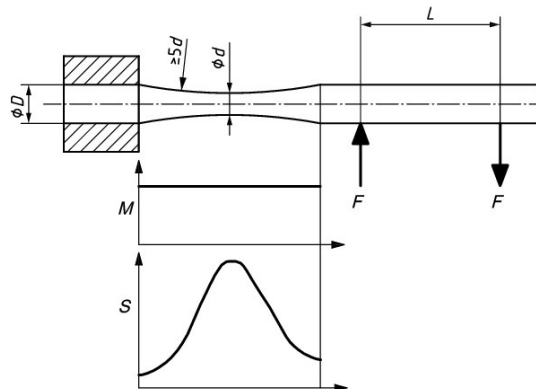
**Figure 4 — Parallel specimen — Two-point loading**



**Key**

- |            |   |     |                      |
|------------|---|-----|----------------------|
| $D$        | diameter of gripped or loaded end of specimen | $M$ | bending moment       |
| $d$        | diameter of specimen where stress is maximum  | $r$ | radius (see Table 1) |
| $F$        | applied force                                 | $S$ | stress               |
| $L_1, L_2$ | force arm lengths                             |     |                      |

**Figure 5 — Parallel specimen — Four-point loading**



**Key**

- |     |   |     |                  |
|-----|---|-----|------------------|
| $D$ | diameter of gripped or loaded end of specimen | $L$ | force arm length |
| $d$ | diameter of specimen where stress is maximum  | $M$ | bending moment   |
| $F$ | applied force                                 | $S$ | stress           |

**Figure 6 — Hourglass specimen — Two-point loading**

**ANEXO O**  
**PLANOS**

