

UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO
FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA



CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

*Trabajo Estructurado de Manera Independiente previo a la obtención del
Título de Ingeniero Mecánico*

TEMA:

**“ESTUDIO DE FATIGA EN CICLOS ALTOS EN EL ACERO
AISI 1045 PARA DETERMINAR LA OCURRENCIA DE
FALLA CUMPLIENDO NORMAS ASTM E-606”**

AUTOR:

Carlos Eduardo Simbaña Castañeda

TUTOR:

Ing. Luis Escobar

Ambato-Ecuador

AUTORÍA

YO, CARLOS EDUARDO SIMBAÑA CASTAÑEDA, declaro bajo juramento que el trabajo aquí escrito es de mi autoría, y, que he consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

A través de la presente declaración cedo los derechos de propiedad intelectual correspondientes a este trabajo, a la Universidad Técnica De Ambato, según lo establecido por la Ley de Propiedad Intelectual, por su reglamento y por la normativa institucional vigente.

CARLOS EDUARDO SIMBAÑA CASTAÑEDA

APROBACIÓN DEL TUTOR

En calidad de Tutor del trabajo de investigación, previo a la obtención del título de Ingeniero Mecánico, bajo el tema: **“ESTUDIO DE FATIGA EN CICLOS ALTOS EN EL ACERO AISI 1045 PARA DETERMINAR LA OCURRENCIA DE FALLA CUMPLIENDO NORMAS ASTM E-606”**, elaborado por el Sr. Carlos Eduardo Simbaña Castañeda fue supervisado en su totalidad.

Ing. Luis Escobar

AGRADECIMIENTO

Definitivamente, a **Dios**, por permitirme llegar hasta éste momento tan importante de mi vida. Por estar conmigo en cada paso que doy, por haber puesto en mí camino a excelentes personas y por llenar mi vida de dicha y bendiciones.

A mis Padres, por su tenacidad e incansable lucha, quienes a lo largo de mi vida han velado por mi bienestar y educación siendo mi apoyo en todo momento, depositando su entera confianza sin dudar ni por un solo momento en mi capacidad. Por infundir valores y ética, que sirven de guía en mi transitar por la vida.

A mis hermanas, quienes me brindan día a día todo su cariño, confianza, y comprensión. Por su ternura que alegra mi vida.

A mis primos y amigos por el ánimo, confianza y apoyo en todo momento. Por su amistad que me da la fortaleza para seguir adelante.

Carlos Simbaña

DEDICATORIA

A mis padres y hermanas, por su sacrificio, por darme siempre estabilidad emocional, económica y sentimental necesaria para poder alcanzar ésta meta, que indudablemente no hubiese podido ser realidad sin ustedes. A usted PADRE porque me ha enseñado el valor de ser una persona disciplinada y responsable. Y en especial a usted MADRE, mi ejemplo de superación y fortaleza, siempre será la inspiración para alcanzar mis objetivos, por usted aprendí que todo esfuerzo al final es bien recompensado. A lo largo de mi vida ha sabido guiarme por el buen camino, formándome como una persona de bien y que nunca se deja vencer ante las adversidades. Con su ternura y amor llena de alegría a mi vida.

A mis amigos, en especial: Juan Carlos Gomes, quienes siempre me han brindado su confianza y lealtad.

A Carolina Velasco, quien me a brindado su apoyo para realizar este trabajo.

Carlos Simbaña

ÍNDICE GENERAL DE CONTENIDO

CAPÍTULO I

1 Tema	1
1.2. Planteamiento del problema	1
1.2.1 Contextualización	1
1.2.2 Análisis crítico	2
1.2.3 Prognosis	3
1.2.4 Formulación del problema	3
1.2.5 Preguntas directrices	3
1.2.6 Delimitación del objeto de estudio	4
1.2.6.1 Delimitación temporal	4
1.2.6.2 Delimitación espacial	4
1.3 Justificación	4
1.4 Objetivos general específicos	5
1.4.1 General	5
1.4.2 Específicos	5

CAPÍTULO II

2 Marco teórico	7
2.1 antecedentes investigativos	7
2.1.1 Introducción y reseña histórica	7
2.1.2 Fractura de metales	10
2.1.3 Fractura por fatiga	10
2.1.4 Zonas características del fallo por fatiga	11
2.1.5 Mecanismo de las fallas por fatiga	12
2.1.6 Fases de fallo por fatiga	14
2.1.6.1 Nucleación	14

2.1.6.2 Propagación	16
2.1.6.3 Rotura	16
2.2 Tipos de fallo por esfuerzos de fatiga	17
2.2.1 Fallos por cargas axiales	17
2.2.2 Fallos por flexiones planas	17
2.2.3 Fallos por flexión rotativa	18
2.2.4 Fallos por torsión	18
2.2.5 Fallos por tensiones y tracciones alternas combinadas	19
2.3 Ensayos a fatiga	19
2.4 Diagrama de fatiga de wohler	20
2.5 Métodos de fatiga-vida	22
2.6 Método del esfuerzo-vida	22
2.7 Límite de resistencia a la fatiga	24
2.8 Resistencia a la fatiga	26
2.9 Factores que modificadores que afectan la resistencia a la fatiga	28
2.9.1 Factor de superficie k_a	39
2.9.2 Factor de tamaño k_b	30
2.9.3 Factor de confiabilidad	32
2.9.4 Factor de temperatura k_d	33
2.9.5 Factor de concentración de tensiones	34
2.9.6 Factores de efectos diversos k_e	38
2.9.6.1 Corrosión	38
2.9.6.2 Recubrimiento electrolítico	38
2.9.6.3 Metalizado por aspersion	39
2.9.6.4 Frecuencia cíclica	39
2.9.6.5 Corrosión por frotamiento	39
2.10 Ensayo de fatiga	39
2.10.1 Introducción	39
2.10.2 Descripción del ensayo a fatiga	40

2.10.3 Clasificación general de las sollicitaciones en los ensayos de fatiga	42
2.10.4 Máquinas de ensayo a fatiga	42
2.10.5 Clasificación de las máquinas de fatiga	43
2.10.6 Máquina por flexión rotativa	44
2.10.6.1 Máquina de flexión en mesula	44
2.10.6.2 Máquina sondericker	44
2.10.6.3 Máquina schenck	45
2.10.7 Aceros especiales	46
2.10.7.1 Acero AISI 1045	47
2.10.8 Probetas para el ensayo de flexión rotativa	47
2.11 Categorías fundamentales	49
2.12 Hipótesis	50
2.13 Señalamiento de variables	50
2.13.1 Variable dependiente	50
2.13.2 Variable dependiente	50

CAPÍTULO III

3. Metodología	51
3.1 Enfoque	51
3.2 Modalidad y tipo de investigación	51
3.2.1 Modalidad de investigación	51
3.2.1.1 Bibliográfica	51
3.2.1.2 Experimental	51
3.2.2 Tipo de investigación	52
3.2.2.1 Descriptiva	52
3.2.2.2 Exploratoria	52
3.3 Población y muestra	52
3.3.1 Población	52
3.3.2 Muestra	52

3.4 Operalización de variables	54
3.4.1 Variable independiente	54
3.4.2 Variable de pendiente	55
3.5 Recolección de la información	56
3.5.1 Observación	56
3.6 Procesamiento y análisis	56
3.6.1 Plan de recolección de información	56
3.6.2 Plan de análisis e interpretación de resultados	56

CAPÍTULO IV

4. Análisis e interpretación de resultados	58
4.1 Cálculo del límite de resistencia a la fatiga	58
4.2 Presentación de resultados	58
4.3 Interpretación de resultados	82
4.4 Verificación de la hipótesis	90

CAPÍTULO V

5. Conclusiones y recomendaciones	92
5.1 Conclusiones	92
5.2 Recomendaciones	93

CAPÍTULO VI

6 Propuesta	94
6.1 Datos informativos	94
6.2 Antecedentes de la propuesta	94
6.2.1 Diseño de ejes de transmisión	94
6.2.1.1 Diseño de ejes para cargas estáticas	95
6.2.1.2 Diseño de ejes para cargas dinámicas	96

6.2.2 Procedimiento para el cálculo de ejes	98
6.2.3 Selección de rodamientos para cargas axiales	99
6.2.4 Potencia del motor	100
6.2.5 Selección del acoplamiento semiflexible	101
6.2.6 Dimensionamiento del acople	102
6.2.6 Diseño de placas	103
6.2.7 Diseño de la placa de fuerza	104
6.3 Justificación	107
6.4 Objetivos	107
6.5 Análisis de factibilidad	108
6.5.1 Análisis de costos	108
6.5.1.1 Costos directos	108
6.5.1.2 Costos materiales	108
6.5.1.3 Costos en indirectos	110
6.6 Metodología	111
6.6.1 Cálculo de los ejes motriz y conducido	111
6.6.2 Cálculo de ejes para cargas estáticas	111
6.6.3 Cálculo de ejes para cargas dinámicas	114
6.6.4 Selección de los soportes con rodamientos	117
6.6.5 Cálculo de la potencia del motor	120
6.6.6 Dimensionamiento del acople semiflexible	121
6.6.7 Cálculo de la placa de fuerza	123
6.6.8 Cálculo de la placa e soporte principal	127
6.6.9 Diseño de la bancada de los elementos mecánicos	132
6.6.10 Sistema de conteo de revoluciones	149
6.6.11 Variador de frecuencia	149
6.6.12 Final de carrera	150
6.6.13 Fotografías del proceso de construcción de la máquina de fatiga con viga rotatoria	150
6.14 Procedimiento para realizar el ensayo a fatiga	153

6.6.15 Pruebas realizadas en la máquina construida	155
6.6.15 Bibliografía	162

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2.1 Fallas por fatiga en un fuselaje de avión	7
Figura 2.2 Zonas características del fallo por fatiga	11
Figura 2.3 fase de nucleación de grietas en el cristal más débil	15
Figura 2.4 Curva logarítmica de fatiga	20
Figura 2.5 Curvas de fatiga en aleaciones de aluminio de alta resistencia	21
Figura 2.6 Diagrama S-N obtenido a partir de ensayos a fatiga axial completamente invertidos	23
Figura 2.7 Límites de resistencia a la fatiga vs la tensión de resultados de ensayos reales.	25
Figura 2.8 Fracción de resistencia a la fatiga	28
Figura 2.9 Áreas de perfiles estructurales	32
Figura 2.10 Sensibilidad de la muesca en el caso de aceros y aleaciones	36
Figura 2.11 Sensibilidad a la muesca de materiales sometidos a torsión inversa	37
Figura 2.12 Esquema de la máquina de viga rotatoria de RR Moore	41
Figura 2.13 Máquina de wohler para ensayos de fatiga en ménsula	44
Figura 2.14 Máquina Sondericker	45
Figura 2.15 Máquina de Schenck	45
Figura 2.16 Dimensiones de las probetas para ensayos a fatiga	48
Figura 6.1 Diagrama de cuerpo libre para la placa de fuerza	104
Figura 6.2 Diagramas fuerza cortante y momento flector de una viga simplemente apoyada con carga puntual en el centro	105

Figura 6.3 diagrama de cuerpo libre	112
Figura 6.4 Diagrama de momento y cortante	113
Figura 6.5 Esquema de la placa de fuerza	123
Figura 6.6 Diagrama de cuerpo libre placa de fuerza	124
Figura 6.7 Esquema de la placa soporte principal	127
Figura 6.8 Diagrama de cuerpo libre	128
Figura 6.9 Diagrama de cuerpo libre tramo AB	129
Figura 6.10 Diagrama de cuerpo libre tramo BC	130
Figura 6.11 Pórtico principal	132
Figura 6.12 Estructura ficticia	132
Figura 6.13 Sistema Base	134
Figura 6.14 Pórtico principal	135
Figura 6.15 Determinación de r_{i1}	136
Figura 6.16 Determinación de r_{i2}	138
Figura 6.17 Determinación de r_{i3}	140
Figura 6.18 Determinación de r_{ip}	142
Figura 6.19 Diagrama de momentos	145
Figura 6.20 Reacciones	145
Figura 6.21 Sistema de equilibrio	146
Figura 6.22 Diagrama de momentos y cortante	147
Figura 6.23 Construcción de la bancada y placa base	150
Figura 6.24 Montaje de ejes y chumaceras	151
Figura 6.25 Montaje placa de fuerza	151
Figura 6.26 Montaje del motor y sistema de control	152
Figura 6.27 Alineación del sistema	152
Figura 6.28 Máquina ensamblada completamente	153

INDICE DE TABLAS

Tabla 2.1 Parámetros para el factor de superficie de Marin	30
Tabla 2.2 Factores de confiabilidad	33

Tabla 4.1 Tabla de resultados de los ensayos realizados en la Politécnica Nacional	82
Tabla 4.2 Regresión lineal N vs S_f	84
Tabla 4.3 Regresión lineal Q vs N	85
Tabla 4.4 Regresión lineal Q vs S_f	87
Tabla 4.5 Regresión lineal Q vs T	88
Tabla 4.6 Valores estadísticos	91
Tabla 6.1 Costos unitarios de materiales Mecánicos	109
Tabla 6.2 Costos de materiales eléctricos y varios	109
Tabla 6.3 Costos de maquinaria empleada	110
Tabla 6.4 Costos mano de obra	111
Tabla 6.5 Características del rodamiento tipo Y	118
Tabla 6.6 Característica del soporte de pie con rodamiento de tipo Y	119
Tabla 6.7 Tabla para los valores obtenidos en el ensayo a fatiga realizados en la maquina diseñada.	155
Tabla 6.8 Regresión lineal N vs S_f	156
Tabla 6.9 Regresión lineal Q vs N	157
Tabla 6.10 Regresión lineal Q vs S_f	159
Tabla 6.11 Regresión lineal Q vs T	160
Tabla 2.12 Regresión lineal T vs S_f	161

ÍNDICE DE GRÁFICOS

Gráfico 4.1 Diagrama de Resistencia a la Fatiga vs Número de ciclos	83
Gráfico 4.2 Diagrama de carga vs número de ciclos	85
Gráfico 4.3 Diagrama Carga [Kg] vs Resistencia a la Fatiga [MPa]	86
Gráfico 4.4 Diagrama Carga [Kg] vs Tiempo [s]	87
Gráfico 4.5 Diagrama Tiempo [s] vs Resistencia a la Fatiga MPa]	89
Gráfico 4.6 Grafico estadístico de una cola	91

Gráfico 6.1 Diagrama de Resistencia a la Fatiga vs Número de ciclos	155
Gráfico 6.2 Diagrama de Carga vs Número de ciclos	157
Gráfico 6.3 Diagrama Carga [Kg] vs Resistencia a la Fatiga [MPa]	158
Gráfico 6.4 Diagrama Carga [Kg] vs Tiempo [s]	159
Gráfico 6.5 Diagrama Tiempo [s] vs Resistencia a la Fatiga MPa]	1560

RESUMEN EJECUTIVO

La fatiga de los metales es sin duda uno de los fenómenos de mayor trascendencia para los ingenieros, ya que como se sabe, las roturas en servicio de los elementos de un mecanismo o estructura no se producen por falta de resistencia estática más que en casos excepcionales, y que son la fragilidad y la fatiga las causantes de tales roturas. En términos económicos el costo que representan los fallos por fatiga es elevado, y es motivo para que en la actualidad este tema siga siendo de mucho interés.

En el siguiente trabajo estructurado de manera independiente se desarrolla el estudio de fatiga en ciclos altos y la ocurrencia de falla en el acero AISI 1045, al cual se lo maquinó con dimensiones estandarizadas en la norma E-606 y luego se lo procedió a ensayar a fatiga en los laboratorios de la Escuela Politécnica Nacional y se obtuvo el diagrama de esfuerzo vida el cual es el resultado esperado de nuestro estudio, además se pudo observar la ocurrencia de falla en cada una de las probetas y sus características y forma en que se presentó, este trabajo de investigación es de gran ayuda ya que al momento de diseñar ejes sometidos a fatiga se puede estimar el tiempo de vida que tendrá el elemento diseñado de acero AISI 1045.

Para la ejecución del trabajo planteado se ha realizado una investigación netamente experimental la cual se basa en una serie de pruebas y ensayos sin dejar de lado la bibliografía utilizada para obtener información referente al tema.

Los laboratorios de materiales de determinadas instituciones educativas, requieren de un equipo para realizar el ensayo de resistencia a la fatiga de metales, con el objeto de que los estudiantes se familiaricen, experimenten y tengan una clara idea de cuán importante es el analizar y considerar el fenómeno.

CAPÍTULO I

1 TEMA

“ESTUDIO DE FATIGA EN CICLOS ALTOS EN EL ACERO AISI 1045 PARA DETERMINAR LA OCURRENCIA DE FALLA CUMPLIENDO NORMAS ASTM E-606”

1.1 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

1.1.1 CONTEXTUALIZACIÓN

Para un sustentable progreso, los países tienden a desarrollarse económica y tecnológicamente, por lo que se ven obligados a innovar e investigar nuevas tecnologías. Las mismas que permitan a los usuarios beneficiarse de un adecuado y fácil funcionamiento en las diversas máquinas y estructuras, de cuya planificación, diseño y construcción, se ocupa el ingeniero en su actividad práctica.

Las piezas y elementos mecánicos deben tener, entre otras, las propiedades de resistencia mecánica, que garanticen a las máquinas y estructuras que al ser sometidas a la acción de cargas no fallen.

Cuando los elementos de una máquina o estructura fallan estáticamente, es muy frecuente que los mismos presenten deformaciones, pues fue sobrepasado el límite de elasticidad y entonces al elemento se lo reemplaza antes de que se produzca la rotura. Así pues, la falla estática tiene la ventaja de señalar o “avisar” de su presencia, mientras que las fallas dinámicas no proporcionan evidencia alguna, son

repentinas y fatales en muchos casos, por lo que varias empresas buscan que las máquinas posean elementos que ayuden a prevenir y evitar los fallos por fatiga.

Sin embargo el diseño de piezas contra la falla dinámica o bien contra la fatiga es algo de mayor complejidad, actualmente solo es comprendido en forma parcial y los métodos de cálculo que pueden emplearse se deben entender en términos estadísticos. Una visión muy conservadora consiste en no emplear métodos de cálculo por fatiga y multiplicar coeficientes de seguridad muy grandes, lo cual conduce a diseños poco competitivos y como consecuencia conducen a derrotas seguras en el mercado profesional.

En términos económicos el costo que representan los fallos por fatiga es elevado, razón por la cual, en la actualidad este tema sigue siendo de gran interés. A pesar del desarrollo tecnológico que se ha venido dando en los últimos años, aún no se concibe de forma acertada a los factores de seguridad que se deben considerar para realizar el diseño y dimensionamiento de los diversos elementos de máquinas y estructuras.

Por este motivo se ve la necesidad de innovar e investigar nuevas tecnologías, las mismas que permitirán a los ingenieros en su actividad práctica realizar un confiable diseño.

El proyecto a desarrollar tiene la finalidad de permitirle al estudiante tener una mejor apreciación del comportamiento que tienen los materiales cuando están en servicio.

1.1.2 ANÁLISIS CRÍTICO

Debido a que estamos en un tiempo en que la mecánica está tomando un lugar muy importante en la vida diaria de todo el mundo y su desarrollo

tecnológico ha sido de gran impacto tanto en combustibles como en materiales, en el campo de los materiales que es el que nos interesa para nuestro proyecto se ve que existen muchos tipos de materiales, de los cuales se necesita conocer tanto su estructura y propiedades y la forma en que fallan al aplicar cargas dinámicas, las cuales no deben ser solo estudiadas de manera teórica porque, la carrera de Ingeniería Mecánica está en desarrollo y es necesario que la forma de estudio de estas propiedades sea en base a pruebas para comprobar las diversas formas que tienen y sus formas de fallo, por lo cual realizaremos el estudio de fatiga para determinar la ocurrencia de falla que tienen el acero en cuestión.

1.1.3 PROGNOSIS

Se ha visto la necesidad de realizar el estudio de fatiga en ciclos altos para que mediante este, los estudiantes puedan reforzar su conocimiento sobre lo que ocurre con el acero 1045 cuando se aplica cargas dinámicas y así ellos tengan un soporte textual de datos con los cuales puedan realizar cálculos más exactos cuando se diseña a fatiga con cargas dinámicas.

1.2.4 FORMULACIÓN DEL PROBLEMA

¿Cuál será el resultado real del estudio de fatiga en ciclos altos en el acero AISI 1045 para determinar la ocurrencia de fallas?

1.2.5 PREGUNTAS DIRECCTRICES

- ¿Es posible estudiar el acero AISI 1045 sometido a ciclos altos?
- ¿Se podrá aplicar las definiciones de la resistencia de materiales adecuadamente para el desarrollo del ensayo?

- ¿Es factible estudiar el funcionamiento y manejo de la máquina para ensayo a fatiga rotativa?
- ¿Se puede determinar la relación entre número de revoluciones y la resistencia a la fatiga del acero a ensayar?
- ¿Se podrá observar la ocurrencia de falla de las distintas probetas ensayadas?

1.2.6. DELIMITACIÓN DEL OBJETO DE INVESTIGACIÓN

1.2.6.1. Delimitación temporal

El proyecto se trata del estudio de la fatiga en ciclos altos en el acero AISI 1045 para determinar la ocurrencia de fallas cumpliendo la Norma ASTM E-606, que se lo desarrolla en un período de tiempo que comprende de dos años a partir de septiembre del 2010.

1.2.6.2. DELIMITACIÓN ESPACIAL

Esta investigación se realizará en la Universidad Técnica de Ambato en la provincia de Tungurahua, los estudios se realizarán en la Universidad Politécnica Nacional ubicada en la provincia de Pichincha, ciudad Quito, y en la provincia de Tungurahua, ciudad Ambato campus Huachi, Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica, Carrera de Ingeniería Mecánica.

1.3. JUSTIFICACIÓN

El proyecto propuesto trata del estudio de fatiga en ciclos altos en el acero AISI 1045 para determinar la ocurrencia de fallas cumpliendo la Norma ASTM E-606, la cual será de gran ayuda para la facultad ya que se podrán observar los resultados de ensayos reales y así reforzar el

conocimiento de las propiedades de los materiales estudiados durante la carrera de mecánica.

El estudio sobre los diferentes aceros utilizados para el diseño de elementos de máquinas se lo ha realizado de manera teórica en aulas, razón por la cual, queda muchas inquietudes sobre cómo se obtienen las propiedades de los materiales estudiados, las cuales, en parte se esperan sean cubiertas.

En vista de que el presupuesto con el que cuenta la Universidad no es el suficiente para satisfacer las necesidades de los distintos laboratorios que necesitan de máquinas nuevas, es preciso que las distintas Facultades incentiven a los estudiantes a realizar proyectos de investigación.

1.4. OBJETIVOS GENERAL Y ESPECÍFICOS

1.4.1. General

Estudiar la fatiga en ciclos altos en el acero AISI 1045 para determinar la ocurrencia de falla cumpliendo la Norma ASTM E-606

1.4.2. Específicos

- Estudiar el acero AISI 1045 sometido a fatiga de altos ciclos.
- Aplicar las definiciones de la resistencia de materiales adecuadamente para el desarrollo del ensayo.
- Estudiar el funcionamiento y manejo de la máquina para ensayo a fatiga rotativa.

- Determinar la relación entre número de revoluciones y la resistencia a la fatiga del acero a ensayar.
- Observar la ocurrencia de falla de las distintas probetas ensayadas

CAPÍTULO II

2. MARCO TEORICO

2.1 ANTECEDENTES INVESTIGATIVOS

2.1.1 Introducción y reseña histórica

Es conocido desde hace ya tiempo, que ciertas piezas de máquinas, sometidas a esfuerzos variables repetidos un gran número de veces, se rompen bruscamente y sin que deformación permanente alguna anuncie su rotura, mientras que las mismas piezas, sometidas a un esfuerzo constante y con frecuencia de mayor magnitud, pero aplicado de manera continua, resisten perfectamente. Así, el simple hecho de que los esfuerzos sean variables significa que su acción es más peligrosa. Se ha denominado *fatiga* a la causa de este desfallecimiento al que no escapa ningún metal, cuando se encuentra sometido a la acción de esfuerzos variables.¹



Figura2. 1 Fallas por fatiga en un fuselaje de avión. (Fuente: CAZAUD R., (1957), “La Fatiga de los Metales”, Ed. Aguilar S.A., México)

1 CAZAUD R., (1957), “*La Fatiga de los Metales*”, Ed. Aguilar S.A., México, pag.3

En la figura 2.1 se muestra el fuselaje de un avión, el mismo que se destruyó a causa de una falla por fatiga. El fenómeno de fatiga se observó por primera vez a inicios del siglo XVIII, ya que ciertos elementos mecánicos al estar sometidos a esfuerzos variables y repetidos gran número de veces se rompían bruscamente y sin que deformación permanente alguna anuncie su rotura.

En esta época atrajeron la atención las roturas producidas en carriles y ejes de ferrocarriles, por lo que en 1843, Rankine, ingeniero de los ferrocarriles ingleses, fue quién inicio a las investigaciones sobre fatiga, reconoció los caracteres distintivos de las roturas por fatiga y subrayó el peligro de los elementos que poseen ángulos vivos.

Rankine postuló que el material del que habían sido fabricados se había cristalizado y hecho frágil, debido a los esfuerzos fluctuantes a los que estaba sometido.

Luego en Alemania, Wöhler, ingeniero de los ferrocarriles Bábaros, emprendió numerosos ensayos con objeto de determinar las causas para la roturas de ejes. Sus experiencias duraron desde 1852 a 1869; creó las primeras máquinas de ensayos repetidos, especialmente de flexión rotativa y formuló las leyes fundamentales de fatiga:

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

La rotura no tiene lugar, cualquiera que sea el número de sollicitaciones, si la amplitud de la sollicitación entre el esfuerzo máximo y el mínimo es inferior a cierto valor límite. Éste valor límite corresponde a lo que hasta el día de hoy se conoce y denomina como *Límite de Fatiga*.”

Posterior a estas investigaciones, es hasta el siglo XIX, que aparece un interesante estudio acerca del ensayo de vibraciones de los metales, realizado por Boudonard, quien partió de la siguiente hipótesis:

“Un metal no es perfectamente elástico, y cuando el esfuerzo que ha provocado una deformación desaparece, la pieza vuelve a adquirir sus dimensiones iniciales a causa de una serie de fenómenos sucesivos de elasticidad y viscosidad, existiendo siempre una deformación muy débil, aunque no rigurosamente nula. Estas deformaciones residuales son de magnitud absolutamente despreciable frente a las deformaciones elásticas, pero con su repetición, al ser sumados sus efectos parásitos, puede llegar a provocar una profunda alteración del metal y hasta su rotura”

Más tarde en 1919, Frémont presentó una comunicación sobre *Rotura prematura de piezas de acero sometidas a esfuerzos repetidos*, en la cual mencionaba que, una pieza puede resistir un número indefinido de esfuerzos alternativos cuando no se alcanza el límite elástico en ningún punto, y que, en caso contrario, es el trabajo no restituído el que acumulándose, termina por producir la deformación permanente.

En base a ésta teoría que se ha podido disminuir sensiblemente el número de roturas de ciertas piezas, y más no por aumentar su volumen, sino por el contrario, eliminando material en ciertas partes juiciosamente escogidas, de manera que se aumente la elasticidad de las piezas, permitiéndole así amortiguar una mayor cantidad de trabajo dinámico.

Todos estos estudios han contribuido en gran medida para el desarrollo del conocimiento acerca del fenómeno de fatiga y, a que en la actualidad se disponga de nuevos y mejores métodos para el análisis de estructuras y elementos mecánicos, simulando lo máximo posible las condiciones de

servicio a las que están expuestos.

2.1.2 fractura de metales

La fractura de materiales de ingeniería es casi siempre un hecho indeseable por varias razones, las que incluyen, la seguridad de vidas humanas, pérdidas económicas y la interferencia con la disponibilidad de productos y servicios.

Es responsabilidad del ingeniero anticipar y planificar las posibles fracturas, y en el caso que ocurran, determinar sus causas y tomar medidas preventivas apropiadas para futuros incidentes.

La fractura, es la separación de un cuerpo en dos o más trozos como respuesta a un esfuerzo que puede ser estático (constante o variando lentamente con el tiempo) o dinámico.²

Los esfuerzos aplicados pueden ser de tracción, compresión, corte, torsión o combinados.

Así las típicas clases de fractura son: Fractura Dúctil, Fractura Frágil, Fractura por Fatiga, Fractura por Creep y Fractura debido al Medio Ambiente. En el presente proyecto, el tipo de fractura que interesa analizar es el que se produce por fatiga.

2.1.3 Fracturas por fatiga

Se estima que la fractura por fatiga comprende aproximadamente un 90% de todas las fracturas metálicas, siendo del tipo catastrófico y ocurriendo inesperadamente.

² CAZAUD R., (1957), "*La Fatiga de los Metales*", Ed. Aguilar S.A., México, pag.6

La fractura de una pieza de acero por fatiga presenta un aspecto característico. Se distingue en ella dos zonas distintas: una de superficie lisa y brillante que constituye la zona de fractura por fatiga propiamente dicha y otra zona de aspecto fibroso o granular (con muchas irregularidades o picos) como resultado del despegue del material.

2.1.4 Zonas características del fallo por fatiga

Teniendo en cuenta el aspecto que presenta la sección en donde se produce la rotura por fatiga, se pueden identificar sin dificultad dos zonas características: una de superficie lisa y otra de superficie rugosa.



Figura 2. 2 Zonas características del fallo por fatiga (Fuente: CAZAUD R., (1957), “La Fatiga de los Metales”, Ed. Aguilar S.A., México)

De la sección que se muestra en la figura 2.2, en la zona (1) se puede identificar una superficie lisa o esmerilada que corresponde al lugar donde se produce el desarrollo paulatino de la grieta, ésta zona constituye la fractura de fatiga propiamente dicha a esta zona se la conoce como marca de playa.

Aquí se pueden observar ciertas partes brillantes, que resultan del frotamiento prolongado de los bordes de la fisura uno contra otro. La zona de fractura de fatiga ocupa una fracción considerablemente grande de la sección total y si se examina con atención los bordes de la fractura de fatiga, se puede diferenciar que en ellos se presentan con mucha

frecuencia estrías o pequeñas grietas que tienen su nacimiento en los defectos de la sección o de la superficie externa.

Y en la zona (2), llamada zona de despegue, se puede observar que tiene un aspecto fibroso o granular. Se produce de forma inesperada y sin presentar deformación previa, producto de la fractura final instantánea del material.

En general, las fallas por fatiga aparecidas en servicio presentan una gran diversidad de aspectos, pero teniendo siempre los caracteres fundamentales antes indicados, y es debido a la distinción entre la zona de fractura final y la zona de fractura de fatiga propiamente dicha, por lo que se establece con certeza el origen de la fractura.

2.1.5 Mecanismo de las fallas por fatiga

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

Este deterioro se manifiesta a través de la formación de fisuras en el material, que eventualmente pueden llevar a la rotura. Cabe recalcar que la fatiga ocurre bajo toda clase de cargas y a tensiones tanto altas como bajas; pero este fenómeno solo afecta a las piezas cuando están sometidas a sollicitaciones repetidas de una cierta amplitud.

Su progreso puede explicarse de la siguiente manera: a los pocos ciclos de acción de la carga repetida comienzan a producirse cambios aislados en la estructura atómica en puntos dispersos del material; estos rápidamente comienzan a desarrollar fisuras sub-microscópicas que crecen a medida que los ciclos continúan, hasta tener proporciones microscópicas y eventualmente llegan a ser

visibles; finalmente, cuando la fisura llega a un tamaño tal que debilita la pieza, se produce su rotura.

Si bien no existe un cambio notable en la estructura del metal que falló por fatiga, en general, se puede dividir el proceso de evolución de la falla en tres fases.

La mayoría de las fisuras de fatiga comienzan en discontinuidades que comúnmente son visibles y que actúan como multiplicadores de tensiones.

Las discontinuidades pueden surgir debido a:

El diseño de cambios rápidos en la sección transversal, cuñeros, orificios, etc., donde ocurren concentraciones del esfuerzo.

Elementos que giran y/o se deslizan entre sí (cojinetes, engranes, levas, etc.) bajo presión alta constante, lo que desarrolla esfuerzos de contacto concentrados por debajo de la superficie, los cuales pueden causar picaduras o astilladuras después de muchos ciclos de carga.

Falta de cuidado en las ubicaciones de estampados, marcas de herramientas, raspaduras y rebabas; diseño defectuoso de juntas; ensamble inapropiado; y otros errores de fabricación.

La propia composición del material después de su proceso de laminado, fundido, forjado, estirado, calentado, etc. Posee discontinuidades sub-microscópicas y microscópicas en la superficie o por debajo de ella, así como inclusiones de material extraño, segregaciones de aleación, huecos, precipitaciones de partículas duras y discontinuidades cristalinas.

2.1.6 Fases del fallo por fatiga

El proceso de falla por fatiga se desarrolla en tres fases, denominadas: nucleación, propagación o crecimiento de la fisura y rotura.

2.1.6.1 Nucleación

Se produce en los metales cuando el nivel de esfuerzo aplicado es menor que el límite elástico. En esta fase aparece una deformación masiva generalizada, hasta que el metal se endurece lo suficiente como para resistir la tensión aplicada en un punto determinado denominado Punto de Nucleación, y suele estar situado en la superficie exterior, que es donde las fluctuaciones de tensión son más elevadas o bien en zonas de concentración de tensiones como: entallas, cantos vivos, rayas superficiales o bien en inclusiones y poros. Dichas fuentes actuarán como concentradores de tensiones y por tanto, como lugares de nucleación de grietas.³

En conclusión, el primer efecto de la fatiga en los metales es la formación de bandas de deslizamiento altamente localizadas en cristales individuales durante los primeros ciclos, tal como se puede observar en la figura 2.3. A medida que continúan los ciclos, se forman nuevas bandas de deslizamiento que crecen formando estrías, y el material entre ellas pasa a ser progresivamente más duro a causa de la acumulación del endurecimiento por deformación.

En algún punto del proceso, el material en las estrías llega a ser tan duro que se fisura (en escala sub-microscópica). El momento exacto cuando esto sucede es aún desconocido pues la primera evidencia real de la grieta es la aparición de fisuras microscópicas.

Sin embargo, se sabe que sucede dentro de los primeros ciclos de carga.

³ SHIGLEY J., (2008), "*Diseño en Ingeniería Mecánica*", Ed. Mc Graw-Hill, pag.259

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

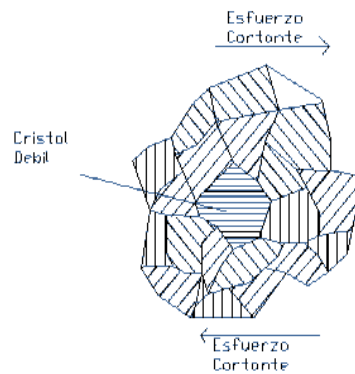


Figura 2. 3 Fase de nucleación de grietas en el cristal más débil (Fuente: SHIGLEY J., (2008), *"Diseño en Ingeniería Mecánica"*, Ed. Mc Graw-Hill)

Generalmente los cristales "más débiles" suelen encontrarse próximos a la superficie. Aquí, la fluencia inicial es ocasionada no solo por un cristal desfavorablemente orientado, sino por el aumento local de la tensión provocado por una discontinuidad. Los puntos débiles ahora son las pequeñas regiones afectadas por la concentración de tensiones.

En otro tipo de materiales (metales unicristalinos y sólidos amorfos), los cristales débiles desfavorablemente orientados son reemplazados por otras inclusiones o heterogeneidades que actúan como puntos débiles.

Una vez que las fisuras de fatiga comienzan, la propagación y la fractura son iguales que antes.

Pese a estas pequeñas discrepancias, podemos considerar que en la fase de nucleación, todas las formas de fatiga son básicamente similares; solo en etapas posteriores aparecen diferencias.

2.1.6.2 Propagación

Etapa I. Una vez nucleada la fisura, ésta se propaga muy lentamente. Generalmente las grietas son finas y de difícil detección, éstas normalmente se extienden en pocos granos en esta fase.

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

Las primeras fisuras microscópicas aparecen en las bandas de deslizamiento, en cristales desfavorablemente orientados, cuya orientación es tal, que las bandas de deslizamiento coinciden con los planos de corte máximos.

A medida que cada fisura crece, es precedida por un proceso de nucleación parecido al que la originó. El deslizamiento localizado tiene lugar a causa de la concentración de tensiones en el borde de la fisura, y las fisuras sub-microscópicas se desarrollan en las bandas de deslizamiento, ocasionando una extensión gradual de la fisura.

Etapa II. La velocidad de propagación de la grieta aumenta de manera vertiginosa y en este punto la grieta empieza a crecer aceleradamente en dirección perpendicular al esfuerzo aplicado. La grieta crece debido al proceso de deslizamiento de los planos cristalográficos que se encuentran afectados por el agudizamiento de los ciclos de tensión.

2.1.6.3 Rotura

En esta fase la pieza continúa deteriorándose por el crecimiento de

las fisuras, quedando tan reducida la sección remanente de la pieza, que es incapaz de resistir la carga aplicada, produciéndose así la falla por fatiga de forma inesperada.

2.2 TIPOS DE FALLO POR ESFUERZOS DE FATIGA

2.2.1 Fallos por cargas axiales

Aun en las piezas con sección uniforme los esfuerzos pueden ser considerados como iguales en la sección solicitada, la fisura de fatiga se origina preferentemente en la superficie, a consecuencia de las irregularidades del mecanizado y debido también a que los cristales superficiales tienen mayor libertad de deformación, y están sometidos a la corrosión atmosférica que es un factor no despreciable en la fatiga.

En caso que la rotura se produzca bajo la acción de esfuerzos axiales correspondientes a un esfuerzo variable y otro esfuerzo constante superpuesto, la fractura final presenta estricción. En particular, en el caso de rotura por fatiga en caliente, donde los fenómenos de deslizamiento se superponen a los fenómenos de fatiga simple, la fractura final presenta un cono de fluencia

2.2.2 Fallos por flexiones planas

En la flexión unilateral, que corresponde a la sollicitación repetida en un plano definido y siempre en el mismo sentido. La fisura de fatiga se origina a partir de la superficie, sobre la fibra interior más alargada que es donde el esfuerzo es máximo y se desarrolla en forma de arco (cuando la velocidad de fisuración es uniforme en todas las direcciones), que se aplanan a medida que la fisura se extiende hasta llegar a convertirse, aproximadamente, en una recta sobre la fibra neutra.

En la flexión bilateral, a la que la sollicitación de esfuerzo se ejerce primero en un sentido y después en otro dentro de un mismo plano, se comprueba la aparición de fisuras a cada lado, de tal forma que la fractura final ocupa una posición central en la sección rota.

2.2.3 Fallos por flexión rotativa

En flexión rotativa la falla de fatiga se produce igualmente en arco de círculo alrededor de la superficie. De acuerdo con diferentes observadores, la fisura progresa según una serie de arcos elípticos que tiene como punto de partida una pequeña elipse, cuyo centro es el origen de la fractura. El eje menor de estas elipses se inclina progresivamente a medida que aumenta el arco.

Cuando se trata de una sección entallada circularmente, la zona de fractura de fatiga se inicia sobre toda la circunferencia para dejar una zona de fractura final en el centro de la sección, si la rotura tiene lugar bajo una fuerte carga, o excéntrica en caso de si la rotura se efectúa bajo una carga débil.

Cuando la pieza se encuentra endurecida superficialmente, bien sea por cementación o nitruración se observa que la fractura de fatiga nace debajo de la capa superficial endurecida.

2.2.4 Fallos por torsión

Las fallas por torsiones alternadas aparecen rectas o a 45 °. En metales dúctiles (acero dulce, acero al carbono), las fracturas se producen en secciones rectas, mientras que en los metales frágiles (fundición, acero templado), las fracturas tiene lugar siguiendo secciones helicoidales a 45°.

En árboles que presentan taladros transversales, la rotura parte del borde del taladro, y con mucha frecuencia se encuentra que los orígenes de la fractura inician en una de las dos direcciones inclinadas 45° , con relación al eje del árbol. De igual forma ocurre cuando la fractura ha sido originada por una figura de corrosión.

Cuando el árbol está entallado circularmente o presenta un cuello, la fractura es siempre recta, y en unas veces, muestra un núcleo de rotura por fatiga de forma radial, constituidos por caras dentadas; este dentado recíproco de las superficies de fractura, actúa como un acoplamiento que tiene como efecto retrasar la fractura final.

2.2.5 Fallos por torsiones y tracciones alternas combinadas

Cuando árboles lisos soportan esfuerzos alternos combinados sincronizados de tracción y torsión, las características de las fallas varían según los esfuerzos predominantes, sean los esfuerzos de tracción o de torsión. El mismo carácter se observa para solicitaciones combinadas de flexión plana o rotativa y torsiones alternas.

Si el eje, en lugar de ser liso, presenta un reborde o saliente, la fractura es recta en todos los casos; pero si el árbol tiene un taladro diametral, la fractura se produce como en el árbol liso, a 45° , si predominan las solicitaciones de torsión, y a 90° del eje longitudinal, cuando actúan solo las de flexión o tracción. Estas observaciones han sido hechas por Thum y Kirmser, Frith y Puchner.

2.3 ENSAYOS A FATIGA

Para determinar la resistencia a la fatiga de un material se debe realizar un gran número de pruebas por la naturaleza estadística del fenómeno. En el caso del ensayo con la viga rotatoria, se aplica una

carga constante de flexión y se registra el número de revoluciones de la viga que se requiere para la falla.

La primera prueba se realiza con un esfuerzo algo menor que la resistencia última del material, la segunda se lleva a cabo con un esfuerzo menor que el utilizado en la primera. Éste proceso se continúa y los resultados se grafican obteniendo un diagrama llamado esfuerzo-número de ciclos, S-N. Esta gráfica puede tratarse en papel semi-logarítmico o log-log.

2.4 DIAGRAMA DE FATIGA DE WOHLER

Para llevar a un diagrama las dos variables del ensayo a fatiga, se deben graficar en ordenadas los esfuerzos y en abscisas los números de ciclos.⁴

En la figura 2.4 se muestra como los resultados de los ensayos de fatiga se sitúan sobre una curva que presenta una forma asintótica y que divide el plano del diagrama en dos regiones: una región superior correspondiente a condiciones para las cuales las probetas no hubieran podido resistir sin romperse, y otra región inferior en la que las probetas no fallan. El límite de fatiga corresponde a la asíntotahorizontal de la curva.

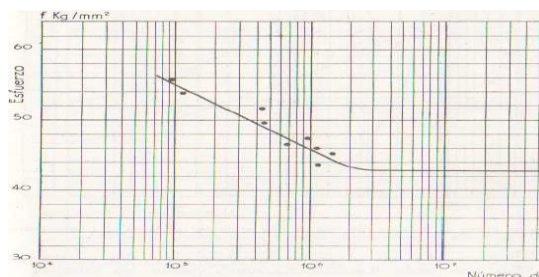


Figura 2.4 curva logarítmica de fatiga (Fuente: CAZAUD R., (1957), “*La Fatiga de los Metales*”, Ed. Aguilar S.A., México,)

⁴ CAZAUD R., (1957), “*La Fatiga de los Metales*”, Ed. Aguilar S.A., México, pag.101, 256

La curva presenta entonces una parte recta inclinada mientras que no se alcance el límite de fatiga, y otra parte, paralela al eje de las abscisas, cuando se alcanza dicho límite. El punto anguloso, formado por el encuentro de las dos partes de la curva se presenta en general para aceros entre uno y cinco millones de ciclos.

En las aleaciones de aluminio de alta resistencia, el punto anguloso no aparece y la forma de la curva de fatiga es continuamente descendiente y no toma un carácter asintótico ni aún para cien millones de ciclos. Esto se lo puede apreciar claramente en la figura 2.5.

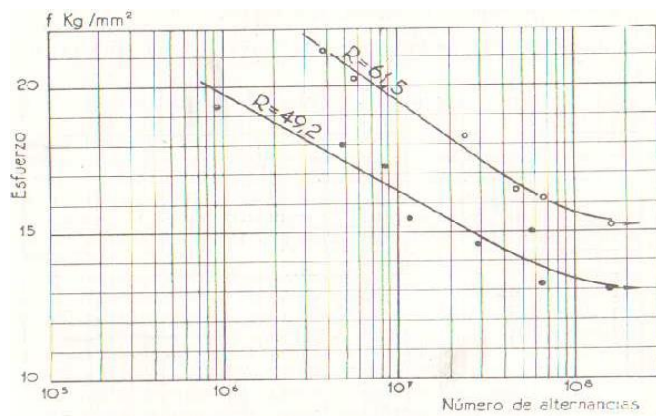


Figura 2. 5 Curvas de fatiga en aleaciones de aluminio de alta resistencia (Fuente: CAZAUD R., (1957), "La Fatiga de los Metales", Ed. Aguilar S.A., México,)

Estos diagramas $S-N$ pueden ser determinados para la probeta o para un elemento mecánico real. Pero aun cuando el material de la probeta y del elemento mecánico sea idéntico, existirán diferencias significativas entre ambos diagramas.

2.5 MÉTODOS DE FATIGA-VIDA

Los tres métodos más importantes de fatiga-vida que se usan en el diseño y el análisis son el método de esfuerzo-vida, el método de deformación-vida y el método de la fractura lineal elástica. Con estos

métodos se intenta predecir la vida del material en número de ciclos hasta la falla N para un nivel específico de carga.

El método del esfuerzo-vida es el método más tradicional, puesto que es el más fácil de implementar para una amplia variedad de aplicaciones de diseño, tiene una gran cantidad de datos de soporte y representa de manera adecuada las aplicaciones de altos ciclos.

El método de deformación-vida es especialmente bueno para aplicaciones con fatiga de bajos ciclos. Al aplicar éste método, deben realizarse algunas idealizaciones y existirán algunas incertidumbres en los resultados.

Con el método de la mecánica de la fractura se supone que ya existe una grieta y que esta se ha detectado, por lo cual se lo emplea para predecir el crecimiento de la grieta con respecto a la intensidad del esfuerzo. Es más práctico cuando se aplica a estructuras grandes junto con códigos de computadora y un programa de inspección periódica.

Por lo descrito, el tema de interés para el desarrollo del presente proyecto concierne al estudio del método esfuerzo-vida.

2.6 MÉTODO DEL ESFUERZO-VIDA

Para determinar la resistencia de materiales bajo la acción de cargas de fatiga, las muestras se someten a fuerzas repetidas o variables de magnitudes específicas, mientras se cuentan los ciclos o inversiones del esfuerzo hasta su destrucción.

El dispositivo de ensayo a la fatiga que se usa con más frecuencia, es la máquina de viga rotativa de alta velocidad de R.R. Moore. En esta máquina la muestra se somete a flexión pura mediante pesos.

Para establecer la resistencia a la fatiga de un material, se necesita un número muy grande de ensayos debido a la naturaleza estadística de la fatiga. El primer ensayo se hace con un esfuerzo que es un poco menor que la resistencia última del material. El segundo ensayo se realiza con un esfuerzo que es menor que el primero; este proceso continúa y los resultados se grafican como un diagrama S-N como se muestra en la figura 2.6.

En el caso de metales ferrosos y aleaciones, la gráfica se hace horizontal después de que el material se sometió a esfuerzos durante un cierto número de ciclos.

La ordenada del diagrama se llama resistencia a la fatiga S_f , cuyo enunciado siempre se debe acompañar por su número de ciclos correspondiente N . En el caso de los aceros, se presenta un cambio brusco de dirección en la gráfica, y más allá de este cambio no ocurrirá la falla, sin importar que tan grande sea el número de ciclos. La resistencia correspondiente al cambio de dirección en la gráfica se llama límite de resistencia S_e .

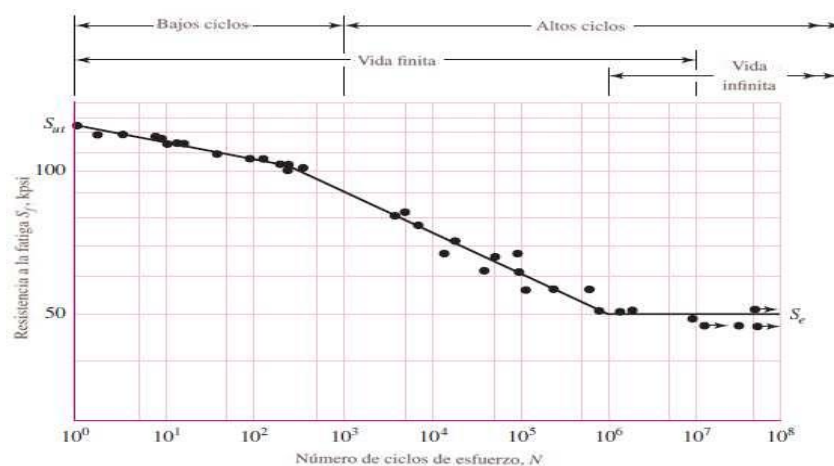


Figura 2. 6 Diagrama S-N obtenido a partir de ensayos a fatiga axial completamente invertidos. Acero UNS G41300. (Fuente: SHIGLEY J., (2008), "Diseño en Ingeniería

Mecánica", Ed. Mc Graw-Hill)

Como consecuencia, la *fatiga de altos ciclos* se relaciona con la falla correspondiente a ciclos de esfuerzo mayores que 10^3 ciclos.

En la figura 2.6 también se hace una distinción entre región de vida finita y región de vida infinita. La frontera entre las dos regiones no se puede definir con claridad excepto para un material específico, pero se ubica en algún punto entre 10^6 y 10^7 ciclos en el caso de los aceros.

Como se describió anteriormente, siempre es una buena práctica de ingeniería realizar un programa de ensayos sobre los materiales que se van a emplear en el diseño y manufactura. Esto, de hecho es un requisito, no es una opción, para evitar la posibilidad de una falla por fatiga.

A pesar de esto, existe una razón importante del por qué el estudio de la falla por fatiga, y es el deseo de conocer por qué ocurren las fallas por fatiga, de manera que se puedan utilizar los métodos más eficaces para mejorar la resistencia a la fatiga.

De ésta forma, el propósito principal cuando se estudia la fatiga es entender por qué ocurren las fallas. Por ésta razón, los resultados obtenidos de métodos analíticos, como el de esfuerzo-vida no son precisos, y los mismos deben tomarse como una guía, como algo que indica lo que es o no importante cuando se diseña para evitar la falla por fatiga.

2.7 LÍMITE DE RESISTENCIA A LA FATIGA

Para el diseño preliminar y de prototipos, así como para algunos análisis de falla, se requiere un método rápido para estimar los límites de

resistencia.⁵

Existe una gran cantidad de datos sobre resultados obtenidos de ensayos con viga rotativa, es así que, si se grafican estos datos como en la figura 2.7, se observará si existe alguna correlación entre los dos conjuntos de resultados.

La gráfica sugiere que el límite de resistencia varía aproximadamente desde el 40 hasta 60% de la resistencia a la tensión para aceros. En el caso de los aceros, al simplificar la observación de la figura 2.7, se estima el límite de resistencia como:

$$S_e' = \begin{cases} 0.5 S_{ut} & S_{ut} \leq 200 \text{ kpsi} \\ 100 \text{ kpsi} & S_{ut} > 200 \text{ kpsi} \\ 700 \text{ MPa} & S_{ut} > 1400 \text{ MPa} \end{cases}$$

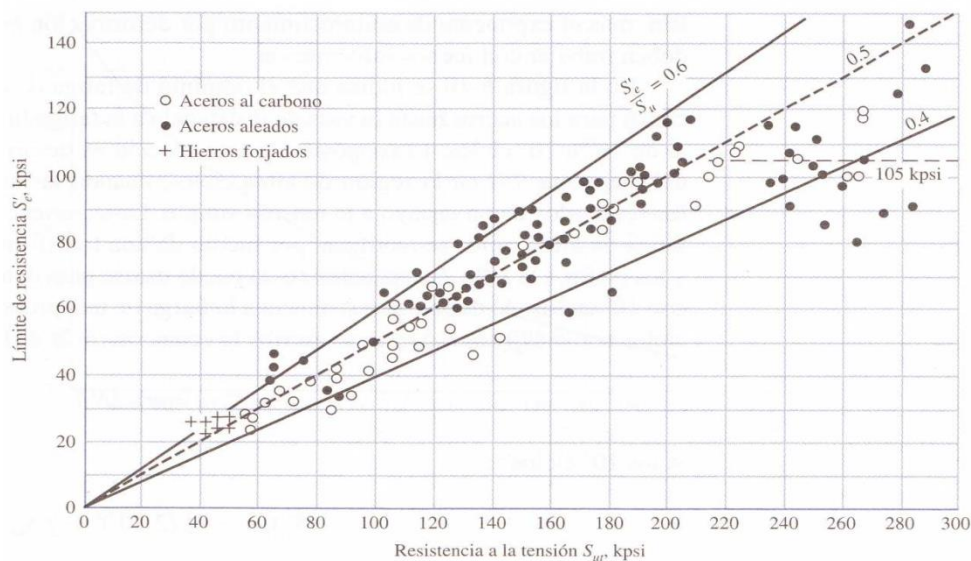


Figura 2. 7 Límites de resistencia a la fatiga vs la tensión de resultados de ensayos reales. (Fuente: SHIGLEY J., (2008), “Diseño en Ingeniería Mecánica”, Ed. Mc Graw-Hill.)

Cuando los diseños incluyen especificaciones detalladas de tratamiento

⁵ SHIGLEY J., (2008), “Diseño en Ingeniería Mecánica”, Ed. Mc Graw-Hill pag. 274

térmico para obtener microestructuras específicas, es posible usar una estimación del límite de resistencia con base en datos de ensayos para la microestructura particular.

2.8 RESISTENCIA A LA FATIGA

Como se puede ver en la figura 2.6 del método esfuerzo-vida, una región de fatiga de bajo ciclaje se extiende desde $N = 1$ hasta aproximadamente 10^3 ciclos. En esta región la resistencia a la fatiga S_f solo es un poco menor que la resistencia última a la tensión S_{ut} . En la misma figura se muestra que el dominio de fatiga de alto ciclaje se extiende desde 10^3 (para los aceros) hasta la vida de resistencia a la fatiga N_e que aproximadamente llega hasta una vida finita de 10^6 a 10^7 ciclos.⁶

En esta sección se desarrolla el método de aproximación del diagrama S-N en la región de altos ciclos, ya que la única información que tendremos es el resultado del ensayo de resistencia última a la tensión.

Los datos de fatiga de alto ciclaje se rectifican por medio de una transformación logarítmica del esfuerzo y el número de ciclos hasta la falla.

En el caso de un componente mecánico real, el límite de resistencia a la fatiga S'_e , se reduce a S_e que es menor que $0.5S_{ut}$, lo mismo ocurre con la resistencia a la fatiga.

La ecuación de la recta S-N. Para un componente mecánico puede escribirse como:

⁶ SHIGLEY J. – MITCHELL L., (1989), "Manual de Diseño Mecánico", Cuarta Edición Editorial MacGraw-Hill, México, pp. 275 – 278.

$$\log S_f = b \log N + C$$

Ec. (2.1)

Donde N son los ciclos en rpm hasta la falla y las constantes b y C están definidas por los puntos 10^6 ciclos en S_e y por el de 10^3 en $0,8S_{ut}$.

Cuando se sustituye la ecuación (2.1) las ecuaciones resultantes pueden resolverse para determinar b y C. Y los resultados obtenidos son

$$b = -\frac{1}{3} \log \frac{0.8S_{ut}}{S_e}$$

Ec. (2.2)

$$C = \log \frac{0.8S_{ut}}{S_e}$$

Ec. (2.3)

Se debe considerar que la constante C depende de las unidades que se usan, razón suficiente para usar unidades consistentes ya sea MPa y kpsi.

$$S_f = 10^c N^b \text{ para } 10^3 \leq N \leq 10^6$$

Ec. (2.4)

Caso contrario, si S_f se encuentra y se desea evaluar el valor de N, entonces la ecuación (2.1) da como resultado:

$$N = 10^{-c/b} S_f^{1/b} \text{ para } 10^3 \leq N \leq 10^6$$

Ec. (2.5)

Alternativamente en caso de no usar una fracción de S_{ut} de 0.8 en los cálculos, se puede usar el valor de f que se encuentra en la figura 2.8.

En la figura 2.8 se presenta una gráfica de f para $70 \leq S_{ut} \leq 200$ kpsi. Para un $S_{ut} < 70$ kpsi, se recomienda utilizar el valor de $f = 0.9$.

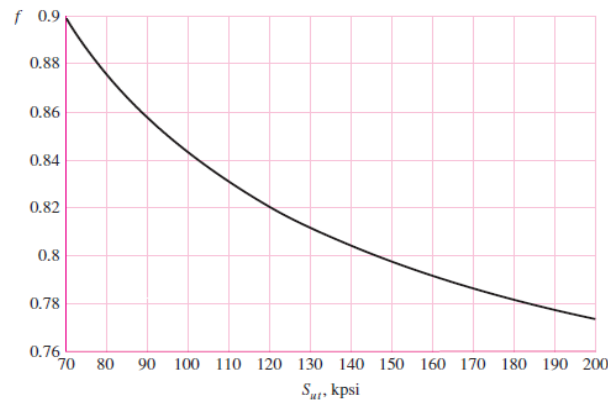


Figura 2. 8 Fracción de resistencia a la fatiga. (Fuente: SHIGLEY J., (2008), “*Diseño en Ingeniería Mecánica*”, Ed. Mc Graw-Hill.)

2.9 FACTORES MODIFICADORES QUE AFECTAN LA RESISTENCIA A LA FATIGA

Para relacionar el límite de resistencia a la fatiga de un elemento mecánico que se encuentra en servicio (S_e), con los resultados de límites de resistencia a la fatiga obtenidos en laboratorio utilizando probetas de ensayo (S_e'), se emplea una serie de factores modificadores, debido a que los resultados esperados en condiciones normales de trabajo no corresponden a los resultados obtenidos en el laboratorio.⁷

Joseph Marín, ha propuesto una clasificación de los más importantes factores que afectan el límite de resistencia a la fatiga, los cuales cuantifican los efectos de la condición superficial, el tamaño, la temperatura, entre otros. El límite de resistencia a la fatiga modificado, se lo obtiene en base a los factores modificadores empleando la siguiente expresión.

⁷ SHIGLEY J., (2008), “*Diseño en Ingeniería Mecánica*”, Ed. Mc Graw-Hill, pag. 279 – 286

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

Ec. (2.6)

Donde:

K_a = Factor de superficie

K_b = Factor de tamaño

K_c = Factor de confiabilidad

K_d = Factor de temperatura

K_f = Factor de concentración de tensiones

K_e = Factor de efectos diversos

S_e = Límite de resistencia a la fatiga del elemento mecánico MPa

S_e' = Límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria MPa

2.9.1 Factor de superficie K_a

La superficie de la probeta de muestra para el ensayo con viga rotatoria tiene una superficie altamente pulida en la dirección axial, para disminuir al máximo las ralladuras radiales del maquinado.

El factor de superficie depende de la calidad del acabado superficial y de la resistencia a la tensión:

$$K_a = a(S_{ut})^b$$

Ec. (2.7)

Dónde: S_{ut} es la resistencia última a la tensión del material y los valores de a y b se encuentran en la tabla 2.1.

Tabla 2. 1 Parámetros para el factor de superficie de Marin

	Factor a		Exponente b
	Sut, kpsi	Sut, MPa	
Esmerilado	1.34	1.58	- 0.085
Maquinado o laminado en frío	2.70	4.51	- 0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	- 0.718
Como sale de la forja	39.9	272	- 0.995

Fuente: SHIGLEY J., "Diseño en ingeniería mecánica", 8^{va} ed.

Es importante observar que los valores de la tabla son una aproximación, puesto que los mismos se encuentran muy dispersos, además que ésta no es una corrección que tenga que tomarse a la ligera.

2.9.2 Factor de tamaño k_b

El factor de tamaño está asociado al diámetro específico de la pieza, si la pieza tiene un gran tamaño, es necesario aplicar un factor para reducir los esfuerzos, debido a que en un mayor volumen existe una mayor probabilidad que estén presentes más defectos en el material.

Los factores de tamaño para esfuerzos de flexión y torsión se obtienen de las siguientes expresiones:

Para carga axial no hay efecto de tamaño, por lo que el factor de tamaño es:

$$K_b = 1$$

Ec. 2.8

Uno de los problemas que surgen al utilizar las ecuaciones para

determinar el factor K_b , es qué hacer cuando una barra redonda en flexión no está girando, o cuando se utiliza una sección no circular.

La ecuación (2.8) es válida para partes cilíndricas, ya que para elementos con otras formas, Kegel sugirió que al igualar el área transversal de la pieza no redonda, esforzada por encima del 95% de su esfuerzo máximo con el área similarmente esforzada de un espécimen de viga rotativa, se obtendría un *diámetro efectivo* d_e para utilizarlo en la ecuación (2.8).

Dado que la fuerza está distribuida linealmente a través del diámetro d de una viga en flexión rotativa, el área $A_{0.95\sigma}$ esforzada por arriba del 95% de la fibra exterior es

Aquella que ocurre entre $0.95d$ y $1.0d$, según se muestra en la figura 2.9.

$$A_{0.95\sigma} = \left[\frac{d^2 - (0.95d)^2}{4} \right] = 0.0766d^2$$

Ec. (2.9)

El espécimen de diámetro equivalente de viga rotativa para cualquier sección transversal es por tanto:

$$d_{efectivo} = \sqrt{\frac{A_{0.95\sigma}}{0.0766}}$$

Ec. (2.10)

Donde $A_{0.95\sigma}$ es la porción de sección transversal de una pieza no redonda, que esforzada entre el 95 y 100% de su esfuerzo máximo. A continuación se muestra en la figura 2.9 varias secciones comunes que

han sido estudiadas por Shigley y Mitchell.

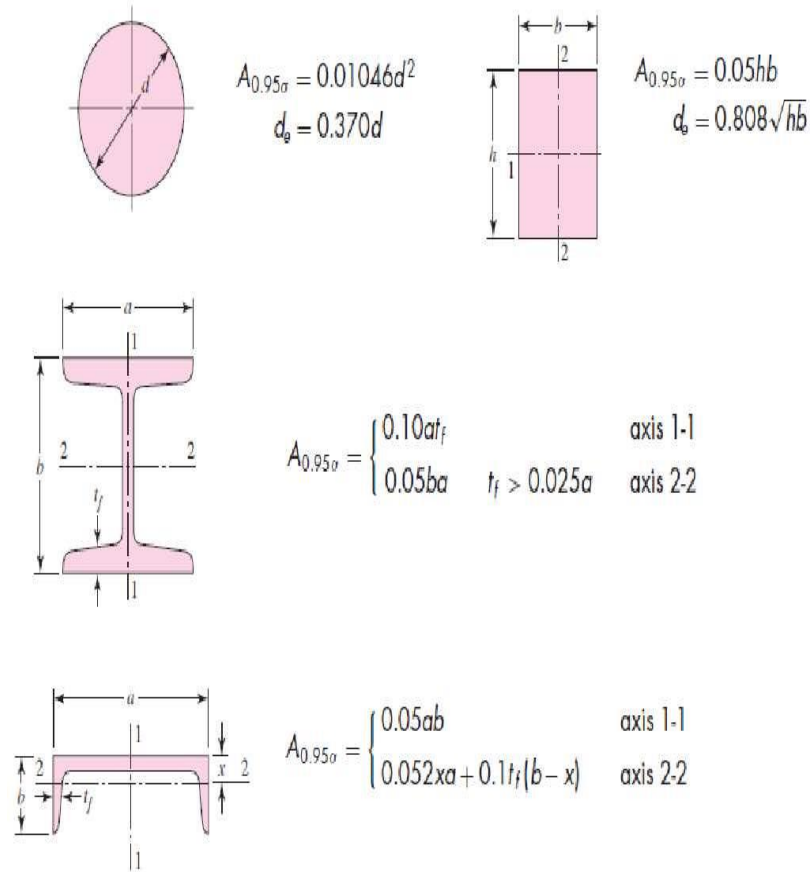


Figura 2. 9 Áreas $A_{0.95\sigma}$ de perfiles estructurales rotativos y no rotativos (Fuente: SHIGLEY J., "Diseño en ingeniería mecánica", 8a ed.)

2.9.3 Factor de confiabilidad KC

El factor de confiabilidad depende de la probabilidad de supervivencia a una tensión en particular. Los valores de este factor se exponen en la Tabla 2.2, y se han obtenido sobre la base de una desviación estándar de 8%.

Por lo tanto, el factor de modificación de la confiabilidad aplicable para esto puede escribirse como:

$$K_C = 1 - 0.08z_a$$

Ec. (2. 11)

Donde el valor de z_a y los valores de cualquier confiabilidad deseada pueden determinarse a partir de la tabla 2.2

Tabla 2. 2 Factores de confiabilidad

Confiabilidad, % R	Variable Estandarizada z_a	Factor de Confiabilidad K_c
0.50	0	1.000
0.90	1.288	0.897
0.95	1.645	0.868
0.99	2.326	0.814
0.999	3.091	0.753
0.9999	3.719	0.702
0.99999	4.265	0.659
0.999999	4.753	0.620

Fuente: SHIGLEY J., "Diseño en ingeniería mecánica", 8a ed.

En la tabla 2.2 se muestran los factores de confiabilidad de algunas confiabilidades estándar ya especificadas.

2.9.4 Factor de temperatura K_d

El efecto de la temperatura hace que varíe la estructura del material, por lo que las propiedades mecánicas cambian, entonces se ven los diseñadores obligados a considerar los efectos térmicos para realizar el cálculo del límite de resistencia a la fatiga.

A temperaturas bajas la tenacidad a la fatiga se reduce y a temperaturas moderadamente altas se incrementa, pero a temperaturas altas desaparece el ángulo de la curva límite de resistencia a la fatiga del diagrama S-N, lo que hace que el límite de resistencia a la fatiga decrezca con el número de ciclos N.

Existen varias fórmulas para considerar la reducción en el límite de resistencia a la fatiga a temperaturas moderadamente altas sugiriendo lo siguiente:

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

Ec. (2. 12)

2.9.5 Factor de concentración de tensiones

Debido a que los lugares donde existen concentraciones de tensiones, como agujeros, ranuras, muescas u otra clase de discontinuidad que alteran la distribución de esfuerzos, son los más probables para el inicio de grietas, es necesario contabilizar de alguna forma este efecto, para introducirlo al cálculo del límite de resistencia de resistencia por fatiga.

En el contexto se utiliza el término muesca, para referirse a cualquier contorno geométrico que represente un obstáculo para el flujo de las líneas de fuerza a través de la pieza.

Los factores que crean concentración de tensiones en el material, elevan los esfuerzos localmente e incluso pueden causar fluencia

plástica local. En el análisis de la concentración de esfuerzos donde solo se consideran las cargas estáticas, los efectos que producen son motivo de preocupación únicamente en el caso de materiales frágiles, puesto que los materiales dúctiles ceden en la concentración del esfuerzo local, reduciendo los mismos hasta un nivel aceptable.

Para cargas cíclicas la situación es diferente, ya que en las fallas por fatiga los materiales dúctiles se comportan como si fueran frágiles, por este motivo se trata a cada caso de distinta manera.

En el caso donde solo se consideran cargas estáticas, el factor a analizar es el de concentración de esfuerzos geométricos (teóricos) K_t , ya sea para el caso de esfuerzos normales o esfuerzos cortantes. Pero en caso de cargas dinámicas, es necesario que se modifique el factor de concentración de esfuerzos teórico, con base en la sensibilidad a las muescas del material, con la finalidad de obtener un factor de *concentración de tensiones a la fatiga* K_f , que se aplique a esfuerzos dinámicos nominales. Es así que el factor resultante se define por la ecuación

$$K_f = \frac{\text{limite de fatiga de probetas sin discontinuidades}}{\text{limite de fatiga de probetas con discontinuidades}}$$

Ec. (2.13)

Posterior a esto se desarrolla el concepto de sensibilidad a las muescas q , que se define de la forma:

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

Ec. (2.14)

Donde, K_f es el factor de concentración de esfuerzos a la fatiga (dinámico) y K_t es el factor de concentración de esfuerzos teórico (estático). Esta ecuación también se puede escribir en función de:

$$K_f = 1 + q(K_t - 1)$$

Ec. (2. 15)

Para el caso de aceros y aleaciones de aluminio 2024, se debe usar la figura 2.9 para encontrar q de la carga de flexión y carga axial, y para carga cortante la figura 2.10.

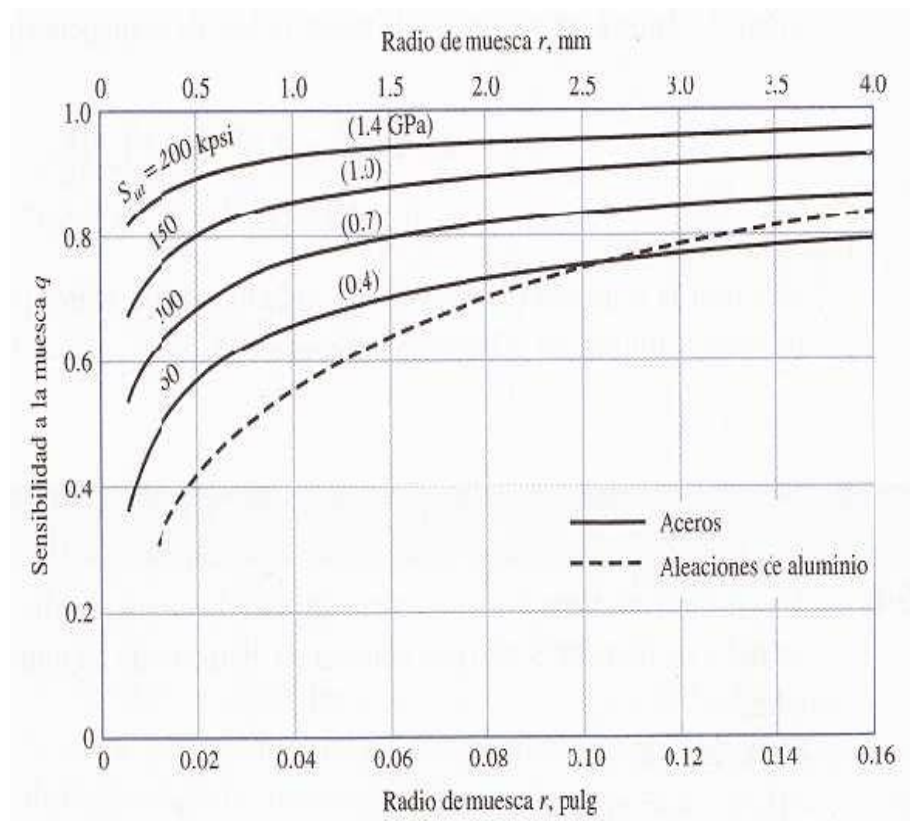


Figura 2. 10 Sensibilidad a la muesca en el caso de aceros y aleaciones de aluminio forjado UNS A92024-T (Fuente: SHIGLEY J., "Diseño en ingeniería mecánica", 8a ed.)

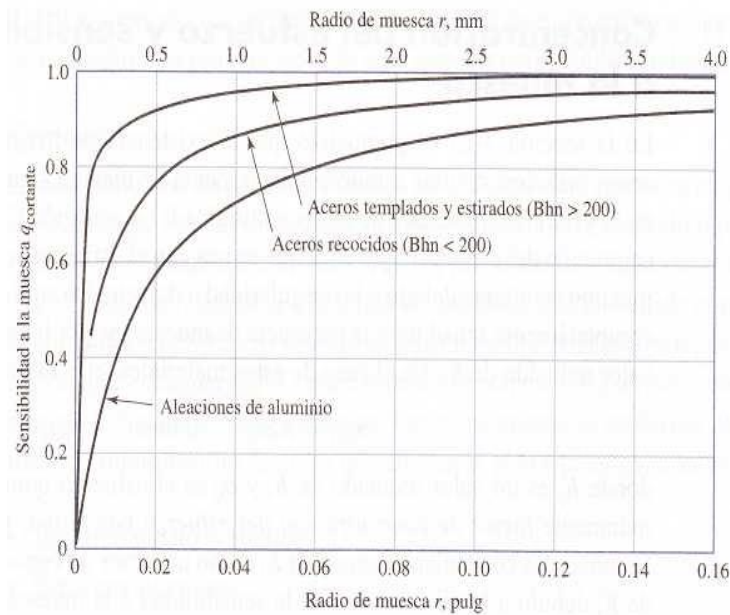


Figura 2. 11 Sensibilidad a la muesca de materiales sometidos a torsión inversa (Fuente: SHIGLEY J., "Diseño en ingeniería mecánica", 8a ed.)

Cabe mencionar que la sensibilidad a la muesca de los hierros fundidos es muy baja, por lo que se recomienda usar el valor $q = 0.20$ para todos los grados de hierro fundido.

La figura 2.9 se basa en la ecuación de Neuber, la cual está dada por:

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

Ec. (2.16)

Donde \sqrt{a} se define como la constante de Neuber que es una constante del material y r es el radio de la muesca.

Para el caso del acero, con S_{ut} en kpsi, la constante de Neuber puede aproximarse mediante un ajuste de datos a un polinomio de tercer orden, de la siguiente forma:

$$\sqrt{a} = 0.246 - 0.308(10^{-2})S_{ut} + 0.151(10^{-4})S_{ut}^2 - 0.267(10^{-7})S_{ut}^3$$

Ec. (2.17)

Cuando se trata de aceros de baja aleación, se debe incrementar a la resistencia última con 20kpsi en cada término de la ecuación (2.17).

2.9.6 Factor de efectos diversos K_e

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.

2.9.6.1 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.

2.9.6.2 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.

2.9.6.3 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%.

2.9.6.4 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.

2.9.6.5 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.

2.10 ENSAYO DE FATIGA

2.10.1 INTRODUCCIÓN

Las investigaciones efectuadas sobre fatiga han demostrado desde hace tiempo, que los ensayos ordinarios, de tracción, dureza, impacto, etc. Son insuficientes para calificar a los metales exactamente con respecto a las aplicaciones prácticas, ya que los esfuerzos son frecuentemente variables.⁸

Para evitar los posibles desfallecimientos del metal a consecuencia de la fatiga, los ingenieros se han visto obligados a calcular los elementos sometidos a esfuerzos variables, como si no soportasen más que esfuerzos constantes, pero adoptando ciertos coeficientes denominados factores de seguridad.

Estos factores que afectan a la resistencia dada por los ensayos de tracción, son a veces demasiado pequeños, dando como resultado la falla de los elementos mecánicos puestos en servicio, o en ocasiones demasiado grandes, que conducen a grandes dimensiones y pesos excesivos de los elementos mecánicos.

Por esto, es indispensable efectuar ensayos en condiciones que se aproximen lo máximo posible a las de servicio, sobre las probetas o sobre los mismos elementos mecánicos (Ensayos de Fatiga).

2.10.2 Descripción del ensayo a fatiga

El dispositivo más empleado para realizar los ensayos de fatiga, es la máquina de viga rotatoria de alta velocidad de R. R. Moore. Esta somete a la probeta a esfuerzos de flexión alternada (flexión pura) por medio de pesas.

El procedimiento para realizar el ensayo es sencillo y consiste en

⁸ NORTON R., (1999), "*Diseño de Máquinas*", Ed. Prentice Hall, México, pag.347

someter a una probeta de sección circular a una carga específica (Figura 2.12), y por acción de la carga W la parte central de la probeta queda sometida a un momento flexionante puro. Al hacer girar la probeta mediante el motor M , una fibra que inicialmente estuviera en la parte superior y, por lo tanto comprimida, pasa a la parte inferior y queda sometida a tensión, de nuevo a compresión y así sucesivamente, de manera que en cada vuelta se produce una inversión completa de esfuerzos.

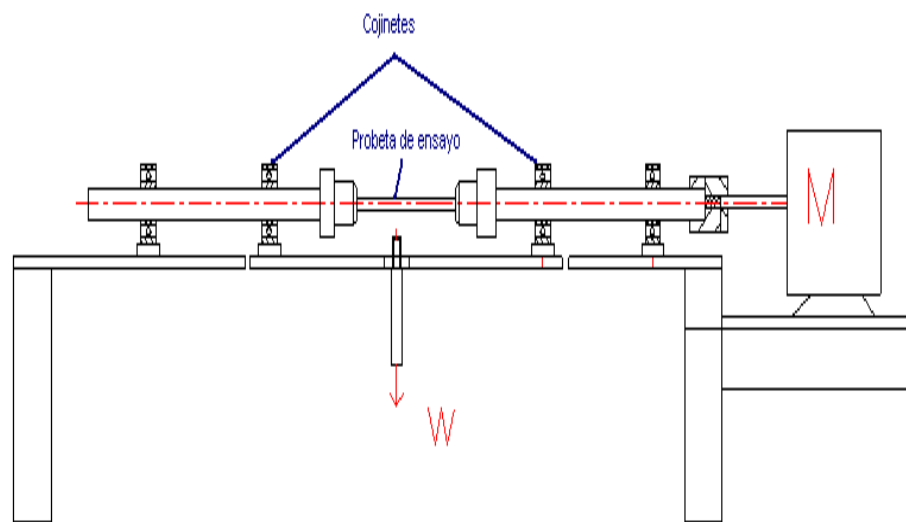


Figura 2.12 Esquema de la máquina de viga rotatoria de R.R. Moore (Fuente: NORTON R., (1999), "Diseño de Máquinas", Ed. Prentice Hall, México)

Para determinar la resistencia a la fatiga de un material es necesario realizar un gran número de pruebas, debido a la naturaleza estadística de este fenómeno. En el caso del ensayo con viga rotatoria, se aplica una carga constante de flexión y mediante el contador de revoluciones se registra el número de ciclos (inversiones sucesivas) de esfuerzo que se requieren para la falla.

Aunque no existe ninguna relación definida entre el límite de fatiga y el esfuerzo último obtenido en pruebas estáticas, la experiencia indica

que en la mayoría de los materiales, este límite suele estar comprendido entre el 40 y 50 % del esfuerzo último de tracción.

2.10.3 Clasificación general de las solicitaciones en los ensayos de fatiga

Las solicitaciones mecánicas de fatiga por lo general son el resultado de esfuerzos combinados, y se las puede clasificar de acuerdo a su naturaleza en:

- a) Solicitaciones por esfuerzos estáticos y esfuerzos variables de la misma naturaleza y de la misma dirección.
- b) Solicitaciones por esfuerzos estáticos y esfuerzos variables de naturaleza diferente.
- c) Solicitaciones por esfuerzos combinados variables de naturaleza diferente.

Además de la naturaleza de los esfuerzos que actúan sobre los materiales (torsión, flexión, tracción), se pueden determinar tres formas de solicitaciones en función del tiempo.

2.10.4 Máquinas de ensayo a fatiga

Hasta la actualidad se han construido un gran número de dispositivos y máquinas de ensayo. En un principio cada experimentador tenía su tipo de máquina y tipo de probeta, lo que durante mucho tiempo hizo confusos los resultados obtenidos ya que no existía ningún patrón de comparación. Por tal motivo se insistirá en el método de ensayo por flexión rotativa, ya que al constituir una máquina muy sencilla y debido a que sus resultados son relativamente fáciles de determinar, ha permitido

reunir la mayor parte de los datos numéricos actuales sobre fatiga.

2.10.5 CLASIFICACIÓN DE LAS MÁQUINAS DE FATIGA

Se puede obtener una clasificación de las máquinas para éste tipo de ensayo, a partir de la naturaleza de los esfuerzos que actúan en el ensayo, sea cualquiera el modo de sollicitación en función del tiempo.

Existen cuatro categorías principales de máquinas de ensayo:

- a. Máquinas de esfuerzos axiales (Tracción-Compresión)
- b. Máquinas de flexión, plana o rotativa
- c. Máquinas de torsión, y
- d. Máquinas de esfuerzos combinados

En estas máquinas las cargas se miden directamente, o bien se calculan después de medir las deformaciones. En aquellas máquinas que no es posible determinar el esfuerzo del metal, no tienen más que un interés restringido desde el punto de vista de los ensayos a fatiga.

Este es el caso de la mayoría de las máquinas de ensayo por choques repetidos, dando resultados empíricos, traducidos por el número de impactos que provocan la rotura de una barra, que se encuentra colocada sobre dos apoyos y que recibe en una zona media el choque de un martillo de peso conocido. Las máquinas de flexión plana o rotativa, dan resultados diferentes de los obtenidos en máquinas de esfuerzos axiales, pero los resultados obtenidos entre unas u otras, guardan una relación con las máquinas de torsión.

En general, las máquinas han permitido obtener numerosos resultados sobre el ensayo a fatiga, pero hasta la actualidad, la de mayor importancia constituye la máquina de ensayo a fatiga por flexión

por medio del estribo.

La ventaja que presenta sobre las máquinas de ménsula, es producir un momento de flexión constante en la sección de la probeta comprendida entre los dos apoyos centrales.

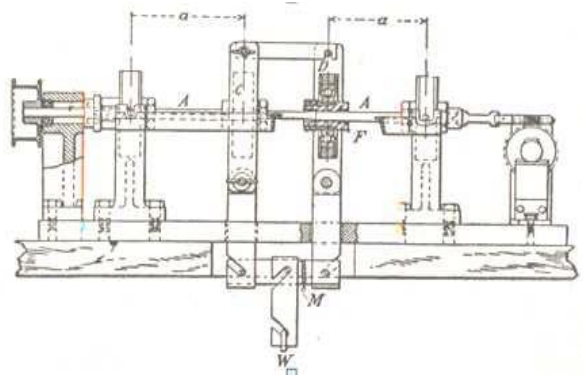


Figura 2.14 Máquina Sondericker (Fuente: Norton R 1999 Diseño De Máquinas)

2.10.6.3 Máquina Schenck

En esta máquina, la carga que se aplica esta dada por un sistema de brazo-balanza, por medio de un peso que puede ser movido al momento de realizar el ensayo. Como se puede observar en la figura 2.15, la probeta es girada mediante un motor eléctrico que se encuentra montado sobre una estructura, y es flejada a través de un dispositivo que tiene la forma de una balanza dinamométrica, que permite medir el par y la potencia absorbida.

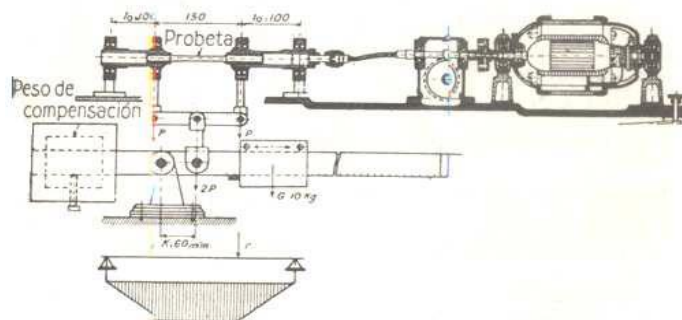


Figura 2.15 Máquina Schenck(Fuente: Norton R 1999 Diseño De Máquinas)

2.10.7 ACEROS ESPECIALES

Concepto de acero: Acero es una aleación de hierro (Fe) y carbono (C), con un máximo de hasta 2.14% C. Las propiedades del acero pueden ser mejoradas, mediante la adición de elementos como: cromo (Cr), níquel (Ni), molibdeno (Mo), vanadio (V), tungsteno (W), cobalto (Co), manganeso (Mn), entre otros. Al adicionar estos elementos, el acero se denominará “aleado”⁹

ACERO AL CARBONO: $Fe + C$

Mn – Si están presentes en el acero como desoxidantes.

ACEROS ALEADOS: $Fe + C + \text{elementos aleantes}$

En el medio comúnmente se maneja aceros al carbono y aceros aleados, así:

Aceros al carbono: AISI 1018 y AISI 1045.

Aceros aleados: AISI 01, AISI D6, AISI D2, AISI 4063, AISI 4340, AISI 6150, 304, 304-L, 316, 316-L, 310S.

Los elementos aleantes pueden darle al acero características como: resistencia al desgaste, tenacidad, resistencia mecánica, inoxidable, dureza, etc.

⁹ SIDNEY, Avner, (1978). Introducción a la Metalurgia Física. McGraw-Ingramex S.A. México, México D.F. Pág. 189

En nuestro medio podemos decir que la resistencia al desgaste, dureza y tenacidad va ligada a aceros grado herramienta y para ellos debemos usar un artificio de tratamiento térmico.

2.10.7.1 ACERO AISI 1045

Estos son aceros al medio carbono, procesado en horno eléctrico. En alto contenido de carbono les imparte mejores propiedades de resistencia que el 1018. Las barras laminadas en caliente usadas en la manufactura de estos aceros son de calidad especial. La mayoría de las barras son estiradas en frío, aunque algunas medidas grandes son torneadas y pulidas. Cuando un alto grado de seguridad dimensional y rectitud se requiere, se recomienda usar la "flecha de precisión", la cual es producida por rectificación y pulido.¹⁰

Estos aceros se usan cuando se requiere una mayor resistencia de la que puede obtenerse de aceros al bajo carbono, y responde al tratamiento térmico y una extensa gama de propiedades se puede obtener. Entre sus aplicaciones se incluyen flechas, partes de máquinas, pernos, piñones, engranes, etc.

2.10.8 PROBETAS PARA EL ENSAYO DE FLEXIÓN ROTATIVA

Las probetas utilizadas por los diferentes experimentadores que han estudiado la flexión rotativa son muy diversas, tanto desde el punto de vista de la forma como el de sus dimensiones. Unos han empleado probetas cilíndricas o cónicas; otros probetas tóricas; algunos han adoptado débiles radios en las uniones de las partes empotradas y de las flejadas, y otros han elegido radios de acuerdo importantes en determinados lugares de la probeta para nuestro ensayo tomaremos las probetas expuestas en la norma ASTM E-606 para ensayos a fatiga.¹¹

¹⁰ Propiedades tomadas del Catálogo de Acero Bhoman.

¹¹ Tomadas de la norma ASTM E-606 reapproved 1998

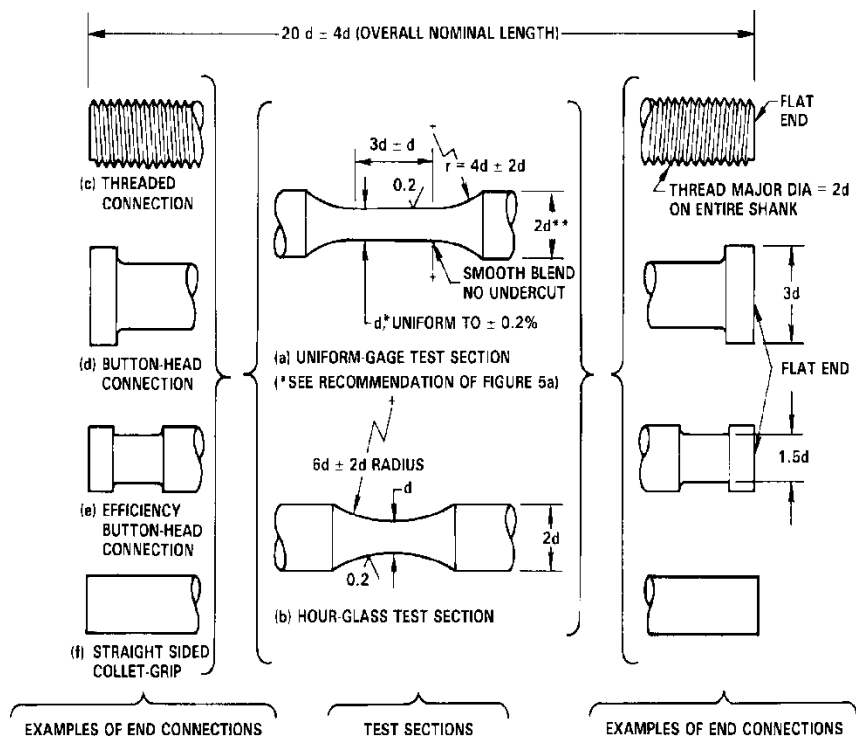
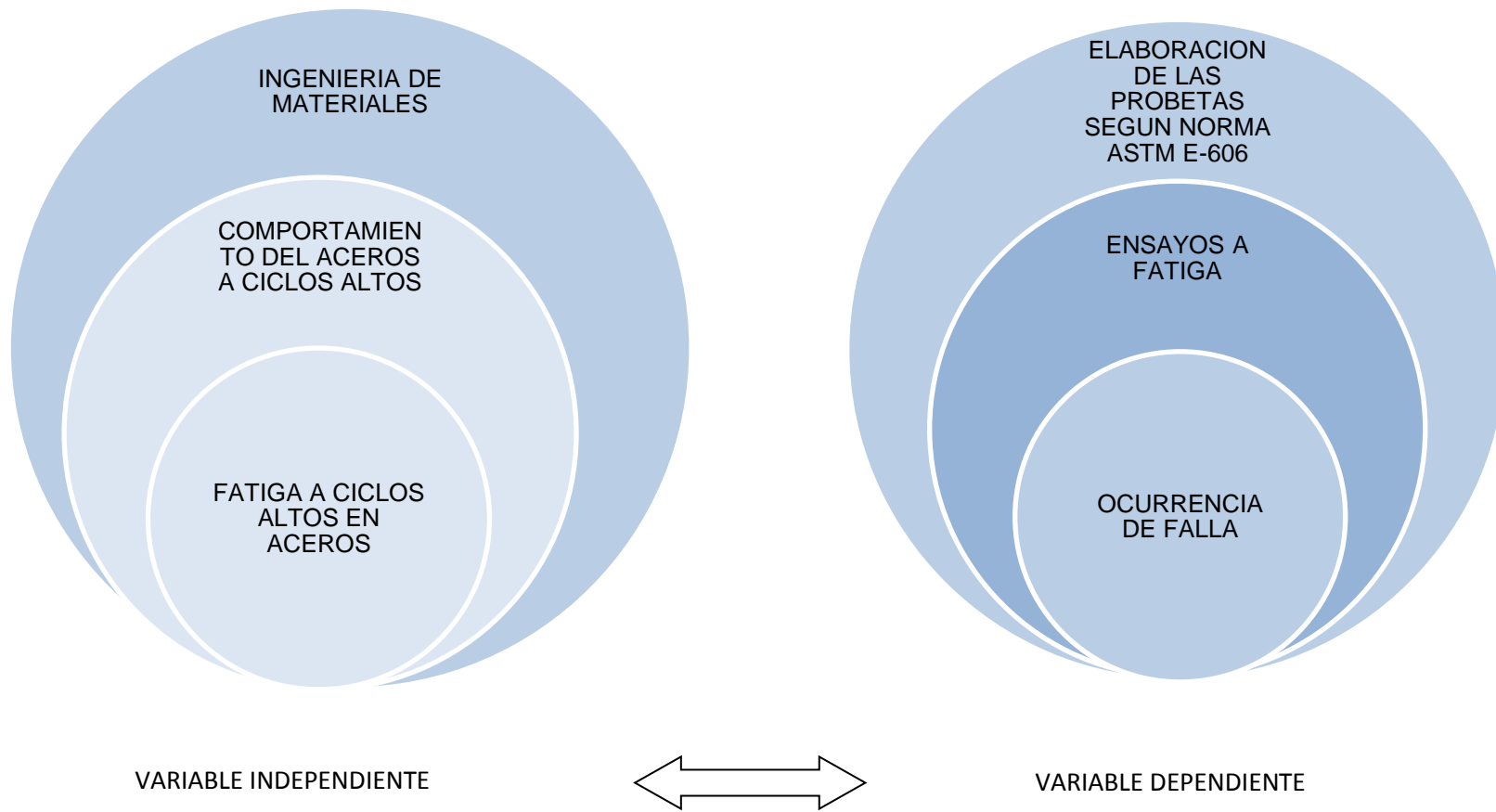


Figura 2.16 dimensiones de las probetas para ensayos a fatiga (Fuente: Norma ASTM E-606 Reapproved 1998)

2.11 CATEGORIAS FUNDAMENTALES

49



2.12. HIPÓTESIS

Con los estudios de fatiga rotativa en ciclos altos se podrá analizar el comportamiento de la resistencia a la fatiga en el acero AISI 1045 y la ocurrencia de falla en el mismo.

2.13. SEÑALAMIENTO DE VARIABLES

2.13.1. VARIABLE INDEPENDIENTE

Fatiga a ciclos altos en aceros

2.13.2. VARIABLE DEPENDIENTE

Ocurrencia de falla

CAPÍTULO III

3. METODOLOGÍA

3.1 Enfoque

En el estudio predominan los datos cuantitativos por la utilización variables cuantitativas precisamente porque se manejarán datos numéricos con fraccionamientos, los cuales también serán explicativos, porque se realizará numerosos ensayos de fatiga para determinar las Propiedades Mecánicas del Acero y su relación con el número de ciclos antes de la falla, y cualitativa por utilizar normas de calidad.

La información para la realización del estudio proviene principalmente de fuentes como en libros, tesis, documentales, internet, etc. y lo demás será completado con ayuda de los entendidos en el tema quienes nos servirán como apoyo para la realización del trabajo.

3.2 Modalidad y tipo de investigación

3.2.1. Modalidad de investigación

3.2.1.1 Bibliográfica. Porque la información será extraída de fuentes tales como libros, tesis e internet necesarios para una correcta investigación.

3.2.1.2 Experimental. Se realizará en los laboratorios de Mecánica de materiales de la Escuela Politécnica Nacional y el laboratorio de materiales de la carrera de Ingeniería Mecánica de la Facultad de

Ingeniería Civil y Mecánica en base a los ensayos que puedan garantizar los mejores resultados en cuanto a la resistencia a la fatiga del Acero.

3.2.2. Tipo de investigación

3.2.2.1 Descriptiva.- Su objeto principal es la descripción del comportamiento del acero en el ensayo a fatiga rotativa de ciclos altos y describirá como ocurre la falla.

3.2.2.2 Exploratoria.- Es una investigación en la cual será necesario identificar los parámetros con los cuales se pueda analizar la fatiga del Acero a estudiar como es el AISI-1045.

3.3 Población y muestra

3.3.1 Población.

En este estudio se procederá a considerar la población de acuerdo a datos en caso de existir estudios relacionados a nuestro tema de lo contrario se procederá a realizarlo por los siguientes parámetros:

1. Acero al carbono

3.3.2 Muestra.

Las probetas que se van a utilizar para nuestro estudio serán de Acero AISI 1045 las cuales cumplen con las dimensiones de la norma ASTM E-606, las mismas que se las estudiara como viene de fábrica y así analizar su comportamiento a fatiga en altos ciclos y analizar la manera en que ocurre la falla.

Nuestra muestra serán de 5 probetas lo cual es un número mínimo de ensayos que se deben realizar para el estudio a fatiga escogimos este número de probetas ya que el costo por ensayo es elevado en base a investigaciones que se realizó el costo de estos ensayos en la Escuela Politécnica de Chimborazo tenía un valor de 100 dólares cada uno y aparte el maquinado de las probetas, y en la Escuela Politécnica Nacional tienen un costo de 60 dólares por ensayo incluido el maquinado de las probetas, razón por la cual se tomó la decisión de realizar solo 5 ensayos para nuestro estudio.

3.4 OPERACIONALIZACIÓN DE VARIABLES

3.4.1 Variable Independiente:

Fatiga a ciclos altos en el acero AISI 1045

Conceptualización	Dimensiones	Indicadores	Ítems	Técnicas e Instrumentos
Los espectros carga - tiempo de los ensayos de amplitud constante surgen de semejar el ciclo de carga a funciones continuas simples, normalmente senoidales. En general cualquiera que resulte el ciclo del esfuerzo aplicado podrá considerársele como resultante de uno constante o estático, igual al valor medio de la carga, y de otro variable de amplitud	Resistencia a la fatiga Número de ciclos	Alta Baja Alto Medio	Carga aplicada	Observación directa: Ensayo a fatiga

3.4.2 Variable Dependiente:

Ocurrencia de falla.

Conceptualización	Dimensiones	Indicadores	Ítems	Técnicas e Instrumentos
<p>Se estima que la falla por fatiga comprende aproximadamente un 90% de todas las fracturas metálicas.</p> <p>La fractura de una pieza de acero por fatiga presenta un aspecto característico. Se distingue en ella dos zonas distintas: una de superficie lisa y brillante que constituye la zona de fractura por fatiga</p>	<p>Nucleación</p> <p>Propagación</p>	<p>Carga aplicada</p> <p>Número de ciclos</p>	<p>Localización de la fractura</p> <p>Zona de fatiga en la que se encuentra</p>	<p>Observación directa:</p> <p>Ensayo a fatiga</p> <p>Cálculo de la Resistencia a la fatiga</p>

3.5 RECOLECCIÓN DE LA INFORMACIÓN.

3.5.1 Observación.- Para lo cual se tomó notas de todo lo que se consideró necesario, para describir los hechos de significación especial que ayudará a tener una base informativa suficiente; se utilizó un cuaderno de apuntes para tomar nota de todo lo observado, como medios de recolección de la información se utilizó varios equipos como son los que el laboratorio de Materiales de la carrera de Ingeniería Mecánica de la Universidad Técnica de Ambato tiene y del laboratorio de materiales de la Facultad de Mecánica de la Escuela Politécnica Nacional.

3.6 PROCESAMIENTO Y ANÁLISIS.

3.6.1 Plan de procesamiento de la información recogida.

Se utilizó varias fuentes para verificar la Veracidad de la recolección de datos ya que estos tienen una gran incidencia en el desarrollo del estudio.

Tabulación de los datos de acuerdo a los parámetros y a la relación que tengan con las variables de la hipótesis.

Representación de los resultados obtenidos a través de gráficas estadísticas de esfuerzo vida para el representar gráficamente los resultados obtenido.

3.6.2 Plan de análisis e interpretación de resultados.

Análisis de las revoluciones para determinar la resistencia a la fatiga obtenida durante el ensayo a fatiga rotativa.

Interpretación de resultados con el fundamento del marco teórico.

Comprobación de la hipótesis.

Establecer conclusiones y recomendaciones.

CAPÍTULO IV

4. ANÁLISIS E INTERPRETACIÓN DE RESULTADOS

4.1 PROCESO DE ANÁLISIS DE RESULTADOS

En el presente estudio se analizará los resultados mediante cálculos con los datos obtenidos durante el ensayo a fatiga y luego se analizará la resistencia a la fatiga con relación a la carga aplicada y su estructura después del ensayo y antes del ensayo.

4.1.2 CÁLCULO DEL LÍMITE DE RESISTENCIA A LA FATIGA PARA REALIZAR EL ENSAYO A FATIGA ROTATIVA.

Las probetas a ensayar cuyas propiedades mecánicas obtenidas del manual de aceros:

$$S_{ut} = 92.25 \text{ kpsi (636.09 MPa)}$$

$$S_e = 0,5 S_{ut}$$

$$S_e = 46.125 \text{ kpsi (318.019 MPa)}$$

Fuente: Manual Aceros Iván Bohman propiedades del acero AISI 1045 (ver Anexo A1)

4.2 PRESENTACIÓN DE RESULTADOS:


Con la finalidad de obtener un correcto manejo de los resultados y de la información correspondiente a los ensayos realizados durante el desarrollo del trabajo se ha establecido un formato para la toma de

datos y resultados, para conocer las propiedades de interés del estudio.

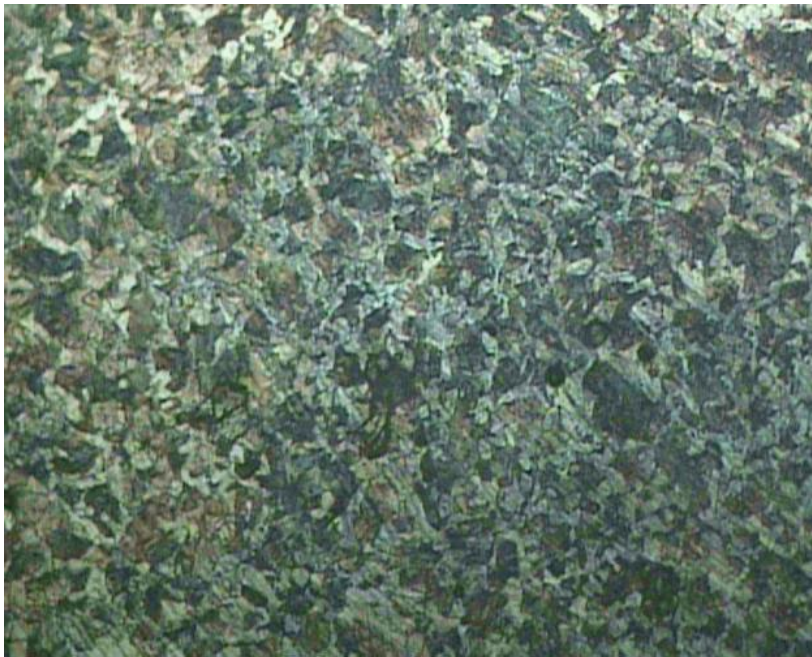


UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO
FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

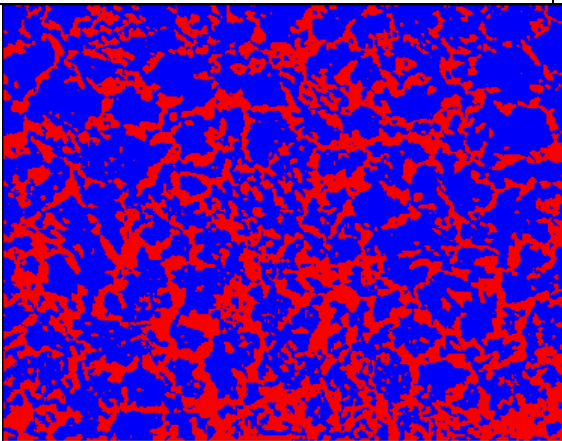
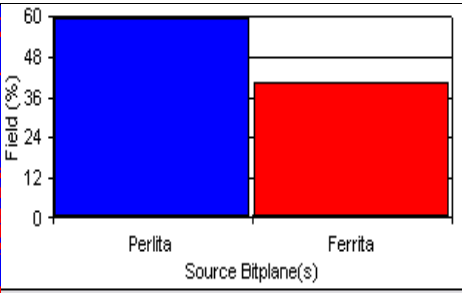
DATOS INFORMATIVOS					RE-001
PROBETA N°	00	AUTORIZADO:	ING. LUIS ESCOBAR	REALIZADO	Egdo. Carlos Simbaña
LUGAR	LAB. MATERIALES FICM		FECHA	15-02-2012	
TEMPERATURA DEL AMBIENTE			20°C	FLUJO DEL AIRE	

ESPECIFICACIONES DEL ACERO COMO VIENE DE FABRICA				
ESPECIFICACION MATERIAL	ACERO	TIPO	AISI1045	
DIAMETRO	½ "	RESISTENCIA A LA TRACCION	635,09 MPa	
LONGITUD	4.7"	DUREZA	200-235	
CARACTERISTICAS		EJE		
OBSERVACIONES				
Propiedades tomadas de la tabla de aceros IVAN BOHMAN Acero AISI 1045 como viene de Fábrica. (Anexo A2)				
CARLOS SIMBAÑA				

UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO
FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

ENSAYO MATALOGRAFICO			REG. EM.001
DATOS INFORMATIVOS			
TIPO DE ESTUDIO	DE LABORATORIO	ENSAYO N°	001
SOLICITADO POR		FECHA:	
CENTRO DE ESTUDIO Y ANÁLISIS		LABORATORIO DE MATERIALES-FICM	
REALIZADO POR:	EDGO.CARLOS SIMBAÑA	SUPERVISADO POR:	
PARAMETROS AMBIENTALES			
LUGAR:		CAMPUS UNIVERSITARIO UTA	
TEMPERATURA DEL AMBIENTE	20°C	RADIACION	
VELOCIDAD DEL AIRE	0.1m/s	OTROS	
PARAMETROS DEL ENSAYO METALOGRAFICO			
ACONDICIONAMIENTO DE LA SUPERFICIE		PULIDO MECÁNICO	
TEMP. ENSAYO	22°C	SUPERFICIE PREPARADA	20min
ATAQUE QUÍMICO DE LA SUPERFICIE NITAL 2		DURANTE	4s
RESULTADO			
			
<p>Microestructura del Acero AISI 1045 como viene de fábrica aumentado 100x atacado con nital 2 durante un tiempo de 4seg, presenta 59,4 % de Perlita y 40.6 de Ferrita</p>			
CARLOS SIMBAÑA			

PARAMETROS DEL ENSAYO DE DUREZA			REG. ED. 001
MÉTODO	BRINEL	TIPO	
TIPO DE IDENTADOR		2.5	
CANTIDAD DE CARGA APLICADA : 1839 N		TIEMPO DE ENSAYO: 10	
POSICION	PROBETA	DIAMETRO	DUREZA BRINELL
HUELLA 1	0	1,095	189
HUELLA 2	0	1,0575	203
HUELLA3	0	1.04	211
HUELLA4	0	1.0600	202
HUELLA5	0	1.065	200
RESULTADO: Luego de haber tomado las diferentes medidas de dureza nos da como media que la dureza es de 201HB que está dentro del rango dado por el fabricante.			
CARLOS SIMBAÑA			

EVALUACION DE LA MICRO ESTRUCTURA		REG: EvM 001					
COMPONENTES	PERLITA Y FERRITA						
COMPONENTES MICRO ESTRUCTURALES	PORCENTAJES						
							
	<table border="1"> <thead> <tr> <th>S. Bitplane(s)</th> <th>Field (%)</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>Perlita</td> <td>59,4</td> </tr> <tr> <td>Ferrita</td> <td>40,6</td> </tr> </tbody> </table>	S. Bitplane(s)	Field (%)	Perlita	59,4	Ferrita	40,6
S. Bitplane(s)	Field (%)						
Perlita	59,4						
Ferrita	40,6						
PORCENTAJE DE CARBONO							
$\%C = \frac{\%Perlita}{130}$ $\%C = \frac{59.4}{130}$ $\%C = 0.456$							
CALLISTER, William D. (2007). Materials Science and Engineering. (Seven Edition). John Wiley & Sons, Inc. United States of América. pág. 294							
INTERPRETACION DE RESULTADOS							
La microestructura del acero AISI 1045 analizada como viene de fábrica y utilizando software, está constituida por Ferrita y Perlita en porcentajes de 40.6% y 59.4% respectivamente. Estos porcentajes permiten determinar el porcentaje de Carbono el mismo que es 0.456%C con el cual demostramos que es un acero AISI 1045.							



UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO
FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

DATOS INFORMATIVOS					RE-002
PROBETA N°	01	AUTORIZADO:	ING. LUIS ESCOBAR	REALIZADO	Carlos Simbaña
LUGAR	LAB. MATERIALES FICM		FECHA	20-06-2012	
TEMPERATURA DEL AMBIENTE			20°C	FLUJO DEL AIRE	

ESPECIFICACIONES DEL ACERO COMO VIENE DE FABRICA					
ESPECIFICACION MATERIAL	ACERO	TIPO	AISI1045		
DIAMETRO	½ "	RESISTENCIA A LA TRACCION	635,09 MPa		
LONGITUD	4.7"	DUREZA	200-235		
CARACTERISTICAS		EJE			
CARGA	15Kg	# CICLOS (N)		2229	
OBSERVACIONES					
Datos obtenidos después del ensayo a fatiga rotativa en la Escuela Politécnica Nacional.					
CARLOS SIMBAÑA					

CALCULO DE LA RESISTENCIA A LA FATIGA

$$S_f = 10^c N^b \quad \text{Ec. (2.4)}$$

$$b = -\frac{1}{3} \log \frac{0.8 S_{ut}}{S_e} \quad \text{Ec. (2.2)}$$

$$b = -\frac{1}{3} \log \frac{0.8(92,25 \text{Kpsi})}{46.125 \text{kpsi}}$$

$$b = -0.076$$

$$C = \log \frac{(0.8 S_{ut})^2}{S_e} \quad \text{Ec. (2.3)}$$

$$C = \log \frac{(0.8 * 92.25 \text{kpsi})^2}{46.125 \text{kpsi}}$$


$$C = 2.071$$

$$S_f = 10^{2.071} N^{-0.076}$$

$$S_f = 10^{2.071} 2929^{-0.076}$$

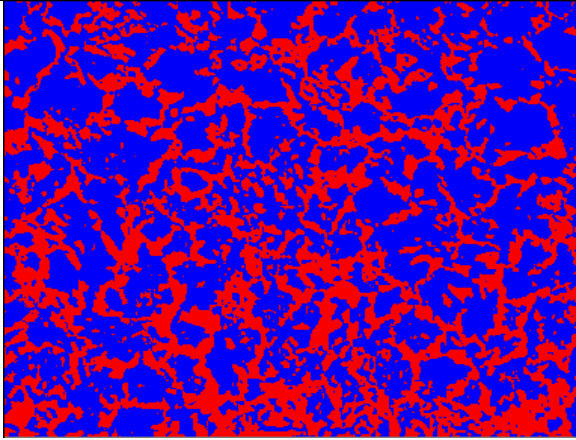
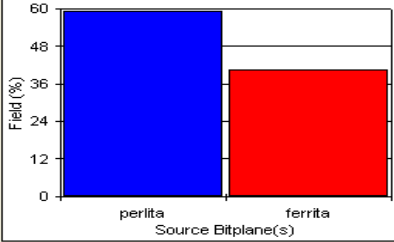
$$S_f = 442,63 \text{ MPa}$$

UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO
FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

ENSAYO MATALOGRAFICO			REG. EM.002
DATOS INFORMATIVOS			
TIPO DE ESTUDIO	DE LABORATORIO	ENSAYO N°	002
SOLICITADO POR		FECHA:	28-06-2012
CENTRO DE ESTUDIO Y ANÁLISIS		LABORATORIO DE MATERIALES- FICM	
REALIZADO POR:	EDGO.CARLOS SIMBAÑA	SUPERVISADO POR:	
PARAMETROS AMBIENTALES			
LUGAR:		CAMPUS UNIVERSITARIO UTA	
TEMPERATURA DEL AMBIENTE	20°C	RADIACION	
VELOCIDAD DEL AIRE	0.1m/s	OTROS	
PARAMETROS DEL ENSAYO METALOGRAFICO			
ACONDICIONAMIENTO DE LA SUPERFICIE		PULIDO MECÁNICO	
TEMP. ENSAYO	22°C	SUPERFICIE PREPARADA	20min
ATAQUE QUÍMICO DE LA SUPERFICIE NITAL 2		DURANTE	4s
RESULTADO			
			
<p>Microestructura de la primera probeta ensayada aumentado 100X atacado con nital 2 durante un tiempo de 4seg, presenta 59,4 % de Perlita y 40.6 de Ferrita</p>			

CARLOS SIMBAÑA


PARAMETROS DEL ENSAYO DEDUREZA			REG. ED. 002
MÉTODO	BRINEL	TIPO	
TIPO DE IDENTADOR		2.5	
CANTIDAD DE CARGA APLICADA : 1839 N		TIEMPO DE ENSAYO: 10	
POSICION	PROBETA	DIAMETRO	DUREZA BRINELL
HUELLA 1	1	1.00	229
HUELLA 2	1	0.99	234
HUELLA 3	1	1.01	224
HUELLA 4	1	1.0125	223
HUELLA 5	1	1.02	219
RESULTADO: luego de haber tomado las diferentes medidas de dureza y sacar la media resulta un valor de dureza de 225 HB que está dentro del rango dado por el fabricante.			
CARLOS SIMBAÑA			

EVALUACION DE LA MICRO ESTRUCTURA		REG: EvM 002					
COMPONENTES	PERLITA Y FERRITA						
COMPONENTES MICRO ESTRUCTURALES	PORCENTAJES						
							
	<table border="1"> <thead> <tr> <th>S. Bitplane(s)</th> <th>Field (%)</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>perlita</td> <td>59,4</td> </tr> <tr> <td>ferrita</td> <td>40,6</td> </tr> </tbody> </table>		S. Bitplane(s)	Field (%)	perlita	59,4	ferrita
S. Bitplane(s)	Field (%)						
perlita	59,4						
ferrita	40,6						
PORCENTAJE DE CARBONO							
$\%C = \frac{\%Perlita}{130}$ $\%C = \frac{59.4}{130}$ $\%C = 0.456$							
CALLISTER, William D. (2007). Materials Science and Engineering. (Seven Edition). John Wiley & Sons, Inc. United States of América. Pág. 294							
INTERPRETACION DERESULTADOS							
<p>La microestructura del acero AISI 1045 analizada después del primer ensayo a fatiga rotativa con una carga de 15Kg da como resultado que el porcentaje de carbono es de 0,456, el número de ciclos fue de 2929 alcanzo una resistencia a la fatiga de 442.63 MPa en un tiempo de 110seg.</p>							
CARLOS SIMBAÑA							



UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO
FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

DATOS INFORMATIVOS					RE-003
PROBETA N°	02	AUTORIZADO:	ING. LUIS ESCOBAR	REALIZADO	Carlos Simbaña
LUGAR	LAB. MATERIALES FICM		FECHA	20-06-2012	
TEMPERATURA DEL AMBIENTE			20°C	FLUJO DEL AIRE	

ESPECIFICACIONES DEL ACERO COMO VIENE DE FABRICA					
ESPECIFICACION MATERIAL	ACERO	TIPO	AISI1045		
DIAMETRO	1/2"	RESISTENCIA A LA TRACCION	635,09 MPa		
LONGITUD	4.7"	DUREZA	200-235		
CARACTERISTICAS		EJE			
CARGA	13,5Kg		# CICLOS (N)	3949	
OBSERVACIONES					
Datos obtenidos después del ensayo a fatiga rotativa en la Escuela Politécnica Nacional.					
CARLOS SIMBAÑA					

CALCULO DE LA RESISTENCIA A LA FATIGA

$$S_f = 10^C N^b \quad \text{Ec. (2.4)}$$

$$b = -\frac{1}{3} \log \frac{0.8 S_{ut}}{S_e} \quad \text{Ec. (2.2)}$$

$$b = -\frac{1}{3} \log \frac{0.8(92,25 \text{Kpsi})}{46.125 \text{kpsi}}$$

$b = -0.076$

$$C = \log \frac{(0.8 S_{ut})^2}{S_e} \quad \text{Ec. (2.3)}$$

$$C = \log \frac{(0.8 * 92.25 \text{kpsi})^2}{46.125 \text{kpsi}}$$

$$C = 2.071$$

$$S_f = 10^{2.071} N^{-0.076}$$

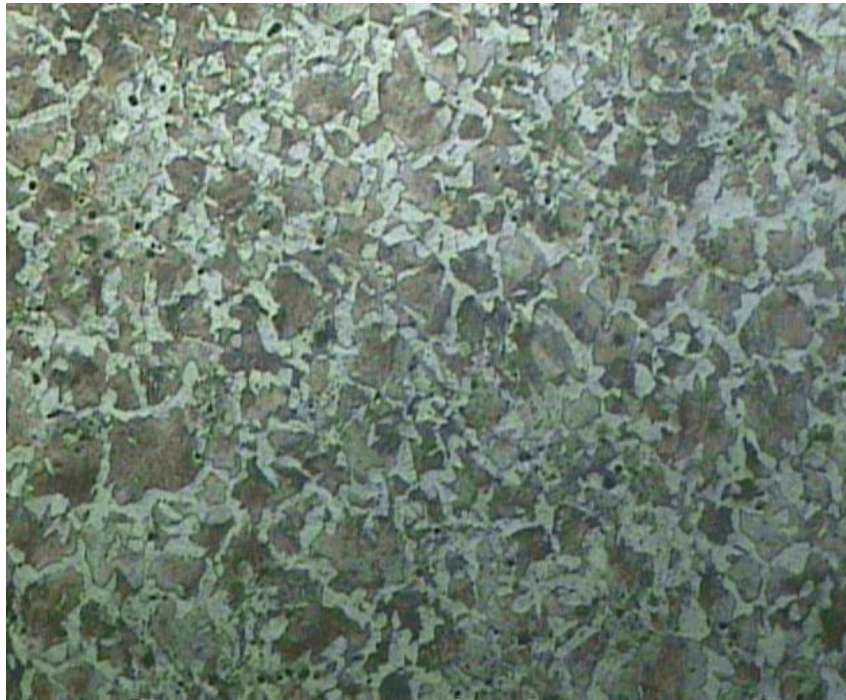
$$S_f = 10^{2.071} 3949^{-0.076}$$

$$S_f = 432,69 \text{ MPa}$$

CARLOS SIMBAÑA

UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO
FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

ENSAYO MATALOGRAFICO			REG. EM.003
DATOS INFORMATIVOS			
TIPO DE ESTUDIO	DE LABORATORIO	ENSAYO N°	003
SOLICITADO POR		FECHA:	28-06-2012
CENTRO DE ESTUDIO Y ANÁLISIS		LABORATORIO DE MATERIALES-FICM	
REALIZADO POR:	EDGO.CARLOS SIMBAÑA	SUPERVISADO POR:	
PARAMETROS AMBIENTALES			
LUGAR:		CAMPUS UNIVERSITARIO UTA	
TEMPERATURA DEL AMBIENTE	20°C	RADIACION	
VELOCIDAD DEL AIRE	0.1 m/s	OTROS	
PARAMETROS DEL ENSAYO METALOGRAFICO			
ACONDICIONAMIENTO DE LA SUPERFICIE		PULIDO MECÁNICO	
TEMP. ENSAYO	22°C	SUPERFICIE PREPARADA	20min
ATAQUE QUÍMICO DE LA SUPERFICIE NITAL		DURANTE	4s
2			
RESULTADO			



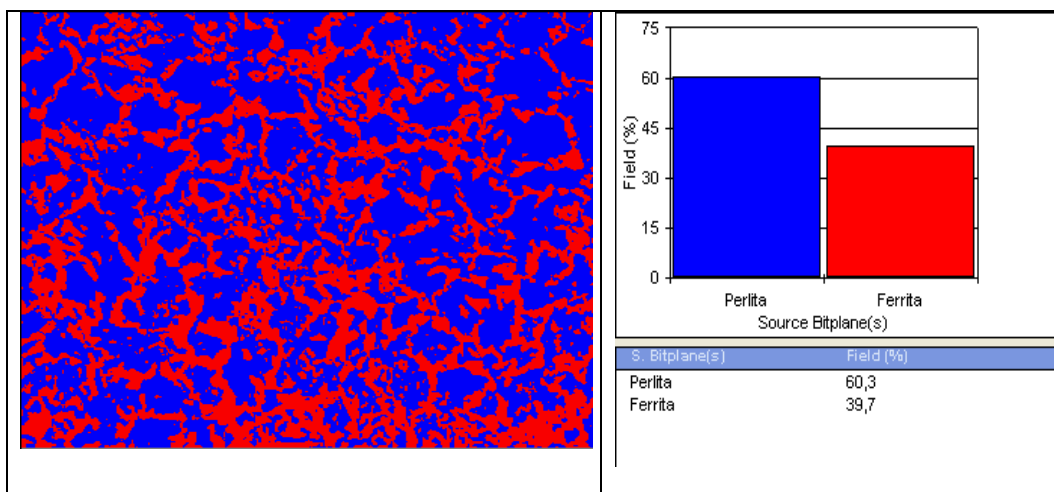
Microestructura de la segunda probeta ensayada aumentado 100X atacado con nital 2 durante un tiempo de 4seg, presenta 60.3 % de Perlita y 39.7% de Ferrita

CARLOS SIMBAÑA

PARAMETROS DEL ENSAYO DEDUREZA			REG. ED. 003
MÉTODO	BRINEL	TIPO	
TIPO DE IDENTADOR		2.5	
CANTIDAD DE CARGA APLICADA : 1839 N		TIEMPO DE ENSAYO: 10	
POSICION	PROBETA	DIAMETRO	DUREZA BRINELL
HUELLA 1	2	1,05	207
HUELLA 2	2	1,02	219
HUELLA 3	2	1,03	219
HUELLA 4	2	1.04	211
HUELLA 5	2	1.01	224
RESULTADO: Luego de haber tomado las diferentes medidas de dureza y sacar la media resulta un valor de dureza de 216HB que está dentro del rango dado por el fabricante.			

CARLOS SIMBAÑA

EVALUACION DE LA MICRO ESTRUCTURA		REG: EvM 003
COMPONENTES	PERLITA Y FERRITA	
COMPONENTES MICRO ESTRUCTURALES	PORCENTAJES	



PORCENTAJE DE CARBONO

$$\%C = \frac{\%Perlite}{130}$$

$$\%C = \frac{60.3}{130}$$

$$\%C = 0.46$$

CALLISTER, William D. (2007). Materials Science and Engineering. (Seven Edition). John Wiley & Sons, Inc. United States of América. Pág. 294

INTERPRETACION DERESULTADOS

La microestructura del acero AISI 1045 analizada después del primer ensayo a fatiga rotativa con una carga de 13.5Kg da como resultado que el porcentaje de carbono es de 0,46, el número de ciclos alcanzado fue de 3949 alcanzo una resistencia a la fatiga de 432.69 MPa en un tiempo de 139seg.

CARLOS SIMBAÑA



UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO
FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

ESPECIFICACIONES DEL ACERO COMO VIENE DE FABRICA					
ESPECIFICACION MATERIAL	ACERO	TIPO	AISI1045		
DIAMETRO	1/2"	RESISTENCIA A LA TRACCION	635,09 MPa		
LONGITUD	4.7"	DUREZA	200-235		
					
PROBETA N°	03	AUTORIZADO:	ING. LUIS ESCOBAR	REALIZADO	Egdo. Carlos Simbaña
LUGAR	LAB. MATERIALES FICM		FECHA	21-06-2012	
TEMPERATURA DEL AMBIENTE			20°C	FLUJO DEL AIRE	
CARGA		13Kg	# CICLOS (N)	4548	
OBSERVACIONES					
Datos obtenidos después del ensayo a fatiga rotativa en la Escuela Politécnica Nacional.					
CARLOS SIMBAÑA					

CALCULO DELA RESISTENCIA A LA FATIGA

$$S_f = 10^c N^b \quad \text{Ec. (2.4)}$$

$$b = -\frac{1}{3} \log \frac{0.8S_{ut}}{S_e} \quad \text{Ec. (2.2)}$$

$$b = -\frac{1}{3} \log \frac{0.8(92,25Kpsi)}{46.125kpsi}$$

$$b = -0.076$$

$$C = \log \frac{(0.8S_{ut})^2}{S_e} \quad \text{Ec. (2.3)}$$

$$C = \log \frac{(0.8 * 92.25kpsi)^2}{46.125kpsi}$$

$$C = 2.071$$

$$S_f = 10^{2.071} N^{-0.076}$$


$$S_f = 10^{2.071} 4548^{-0.076}$$

$$S_f = 428.076 \text{ MPa}$$

CARLOS SIMBAÑA

UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO
FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA

CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

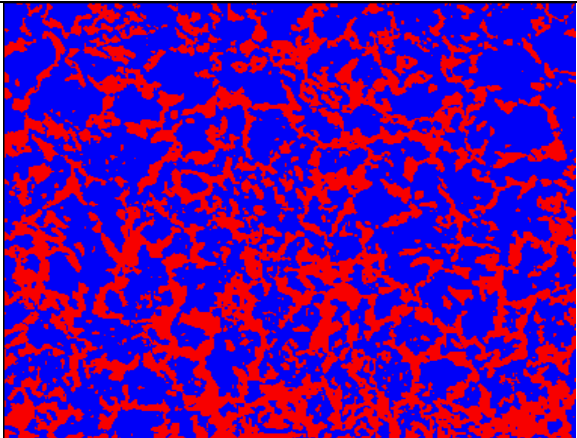
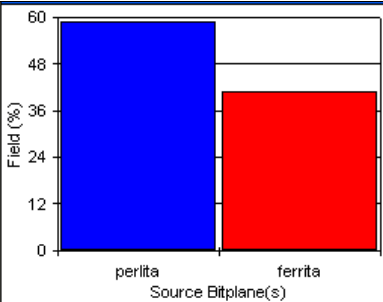
ENSAYO METALOGRAFICO			REG. EM.004
DATOS INFORMATIVOS			
TIPO DE ESTUDIO	DE LABORATORIO	ENSAYO N°	002
SOLICITADO POR		FECHA:	02-07-2012
CENTRO DE ESTUDIO Y ANÁLISIS		LABORATORIO DE MATERIALES- FICM	
REALIZADO POR:	EDGO.CARLOS SIMBAÑA	SUPERVISADO POR:	
PARAMETROS AMBIENTALES			
LUGAR:		CAMPUS UNIVERSITARIO UTA	
TEMPERATURA DEL AMBIENTE	20°C	RADIACION	
VELOCIDAD DEL AIRE	0.1 m/s	OTROS	
PARAMETROS DEL ENSAYO METALOGRAFICO			
ACONDICIONAMIENTO DE LA SUPERFICIE		PULIDO MECÁNICO	
TEMP. ENSAYO	22°C	SUPERFICIE PREPARADA	20min
ATAQUE QUÍMICO DE LA SUPERFICIE NITAL 2		DURANTE	4s
RESULTADO			
			
CARLOS SIMBAÑA			

PARAMETROS DEL ENSAYO DEDUREZA			REG. ED. 004
MÉTODO	BRINEL	TIPO	
TIPO DE IDENTADOR		2.5	

CANTIDAD DE CARGA APLICADA : 1839 N		TIEMPO DE ENSAYO: 10	
POSICION	PROBETA	DIAMETRO	DUREZA BRINELL
HUELLA 1	3	1,025	217
HUELLA 2	3	1.025	217
HUELLA 3	3	1.045	209
HUELLA 4	3	1.055	204
HUELLA 5	3	1.0275	217

RESULTADO: Luego de haber tomado las diferentes medidas de dureza y sacar la media resulta un valor de dureza de 213HB que está dentro del rango dado por el fabricante.

CARLOS SIMBAÑA

EVALUACION DE LA MICRO ESTRUCTURA		REG: EvM 004						
COMPONENTES	PERLITA Y FERRITA							
COMPONENTES MICRO ESTRUCTURALES	PORCENTAJES							
	 <table border="1"> <thead> <tr> <th>S. Bitplane(s)</th> <th>Field (%)</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>perlita</td> <td>59,0</td> </tr> <tr> <td>ferrita</td> <td>41,0</td> </tr> </tbody> </table>		S. Bitplane(s)	Field (%)	perlita	59,0	ferrita	41,0
S. Bitplane(s)	Field (%)							
perlita	59,0							
ferrita	41,0							
PORCENTAJE DE CARBONO								
$\%C = \frac{\%Perlita}{130}$ $\%C = \frac{59}{130}$ $\%C = 0.453$								
<p>CALLISTER, William D. (2007). Materials Science and Engineering. (Seven Edition). John Wiley & Sons, Inc. United States of América. Pág. 294</p>								
INTERPRETACION DERESULTADOS								
<p>La microestructura del acero AISI 1045 analizada después del primer ensayo a fatiga rotativa con una carga de 13Kg da como resultado que el porcentaje de carbono es de 0,453, el número de ciclos alcanzado fue de 4548 alcanzo una resistencia a la fatiga de 428.076 MPa en un tiempo de 164seg.</p>								
CARLOS SIMBAÑA								



UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO

**FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA CARRERA DE
INGENIERÍA MECÁNICA**

DATOS INFORMATIVOS					RE-005
PROBETA N°	04	AUTORIZADO:	ING. LUIS ESCOBAR	REALIZADO	Egdo. Carlos Simbaña
LUGAR	LAB. MATERIALES FICM	FECHA	20-06-2012		
TEMPERATURA DEL AMBIENTE			20°C	FLUJO DEL AIRE	

ESPECIFICACIONES DEL ACERO COMO VIENE DE FABRICA				
ESPECIFICACION MATERIAL	ACERO	TIPO	AISI1045	
DIAMETRO	½"	RESISTENCIA A LA TRACCION	635,09 MPa	
LONGITUD	4.7"	DUREZA	200-235	
CARACTERISTICAS		EJE		
CARGA	12,5Kg	# CICLOS (N)	4676	
OBSERVACIONES				
Datos obtenidos después del ensayo a fatiga rotativa en la Escuela Politécnica Nacional.				
CARLOS SIMBAÑA				



CALCULO DELA RESISTENCIA A LA FATIGA

$$S_f = 10^c N^b \quad \text{Ec. (2.4)}$$

$$b = -\frac{1}{3} \log \frac{0.8S_{ut}}{S_e} \quad \text{Ec. (2.2)}$$

$$b = -\frac{1}{3} \log \frac{0.8(92,25Kpsi)}{46.125kpsi}$$

$$b = -0.076$$

$$c = \log \frac{(0.8S_{ut})^2}{S_e} \quad \text{Ec. (2.3)}$$

$$c = \log \frac{(0.8 * 92.25kpsi)^2}{46.125kpsi}$$


$$c = 2.071$$

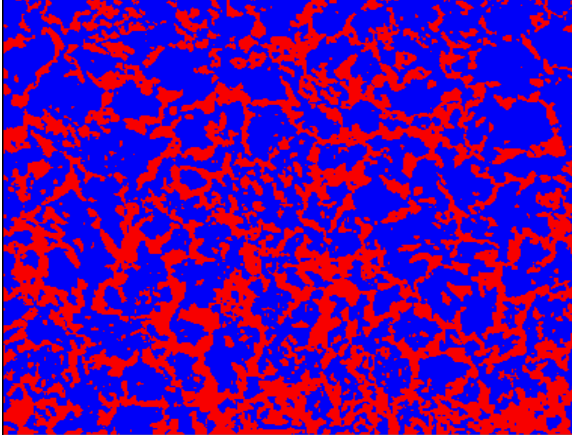
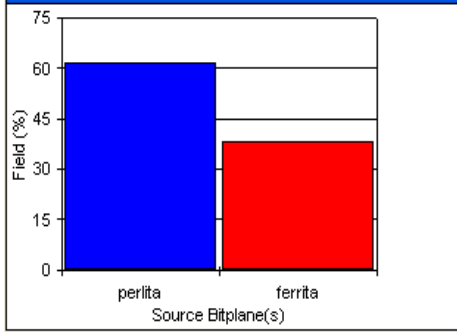
$$S_f = 10^{2.071} N^{-0.076}$$

$$S_f = 427.12 \text{ MPa}$$

CARLOS SIMBAÑA

FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA


ENSAYO MATALOGRAFICO			REG. EM.005
DATOS INFORMATIVOS			
TIPO DE ESTUDIO	DE LABORATORIO	ENSAYO N°	005
SOLICITADO POR		FECHA:	02-07-2012
CENTRO DE ESTUDIO Y ANÁLISIS		LABORATORIO DE MATERIALES- FICM	
REALIZADO POR:	EDGO.CARLOS SIMBAÑA	SUPERVISADO POR:	
PARAMETROS AMBIENTALES			
LUGAR:		CAMPUS UNIVERSITARIO UTA	
TEMPERATURA DEL AMBIENTE	20°C	RADIACION	
VELOCIDAD DEL AIRE	0.1	OTROS	
PARAMETROS DEL ENSAYO METALOGRAFICO			
ACONDICIONAMIENTO DE LA SUPERFICIE		PULIDO MECÁNICO	
TEMP. ENSAYO	22°C	SUPERFICIE PREPARADA	20min
ATAQUE QUIMICO DE LA SUPERFICIE NITAL 2		DURANTE	4s
RESULTADO			
			
<p>Microestructura de la cuarta probeta ensayada aumentado 100X atacado con nital 2 durante un tiempo de 4seg, presenta 59,4 % de Perlita y 40.6 de Ferrita</p>			
CARLOS SIMBAÑA			

PARAMETROS DEL ENSAYO DEDUREZA			REG. ED. 005				
MÉTODO	BRINEL	TIPO					
TIPO DE IDENTADOR		2.5					
CANTIDAD DE CARGA APLICADA : 1839		TIEMPO DE ENSAYO: 10					
POSICION	PROBETA	DIAMETRO	DUREZA BRINELL				
HUELLA 1	4	1.03	215				
HUELLA 2	4	1.04	211				
HUELLA 3	4	1.04	211				
HUELLA 4	4	1.0375	212				
HUELLA 5	4	1.0325	214				
RESULTADO: Luego de haber tomado las diferentes medidas de dureza y sacar la media resulta un valor de dureza de 212,6HB que está dentro del rango dado por el fabricante.							
CARLOS SIMBANA							
EVALUACION DE LA MICRO ESTRUCTURA			REG: EvM 005				
COMPONENTES		PERLITA Y FERRITA					
COMPONENTES MICRO ESTRUCTURALES		PORCENTAJES					
							
		<table border="1"> <thead> <tr> <th>S. Bitplane(s)</th> <th>Field (%)</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>perlita</td> <td>61,6</td> </tr> <tr> <td>ferrita</td> <td>38,4</td> </tr> </tbody> </table>		S. Bitplane(s)	Field (%)	perlita	61,6
S. Bitplane(s)	Field (%)						
perlita	61,6						
ferrita	38,4						
PORCENTAJE DE CARBONO							
$\%C = \frac{\%Perlita}{130}$ $\%C = \frac{61.6}{130}$ $\%C = 0,47$							
<p>CALLISTER, William D. (2007). Materials Science and Engineering. (Seven Edition). John Wiley & Sons, Inc. United States of América. Pág. 294</p>							
INTERPRETACION DERESULTADOS							
<p>La microestructura del acero AISI 1045 analizada después del primer ensayo a fatiga rotativa con una carga de 12.5Kg da como resultado que el porcentaje de carbono es de 0,47, el número de ciclos alcanzado fue de 4676 alcanzo una resistencia a la fatiga de 427.12 MPa en un tiempo de 170.22seg.</p>							
CARLOS SIMBANA							



UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO
FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

DATOS INFORMATIVOS					RE-006
PROBETA N°	05	AUTORIZADO:	ING. LUIS ESCOBAR	REALIZADO	Carlos Simbaña
LUGAR	LAB. MATERIALES FICM		FECHA	21-06-2012	
TEMPERATURA DEL AMBIENTE			20°C	FLUJO DEL AIRE	

ESPECIFICACIONES DEL ACERO COMO VIENE DE FABRICA					
ESPECIFICACION MATERIAL	ACERO	TIPO	AIS1045		
DIAMETRO	½ "	RESISTENCIA A LA TRACCION	635,09 MPa		
LONGITUD	4.7"	DUREZA	200-235		
CARACTERISTICAS		EJE			
CARGA	12Kg		# CICLOS (N)	4915	
OBSERVACIONES					
Datos obtenidos después del ensayo a fatiga rotativa en la Escuela Politécnica Nacional.					
CARLOS SIMBAÑA					

CALCULO DE LA RESISTENCIA A LA FATIGA

$$S_f = 10^c N^b \quad Ec. (2.4)$$

$$b = -\frac{1}{3} \log \frac{0.8 S_{ut}}{S_e} \quad Ec. (2.2)$$

$$b = -\frac{1}{3} \log \frac{0.8(92,25Kpsi)}{46.125kpsi}$$

$$b = -0.076$$

$$c = \log \frac{(0.8 S_{ut})^2}{S_e} \quad Ec. (2.3)$$

$$c = \log \frac{(0.8 * 92.25kpsi)^2}{46.125kpsi}$$

$$c = 2.071$$


$$S_f = 10^{2.071} N^{-0.076}$$

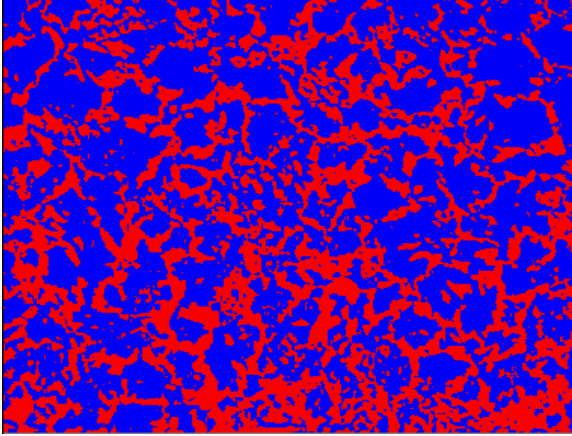
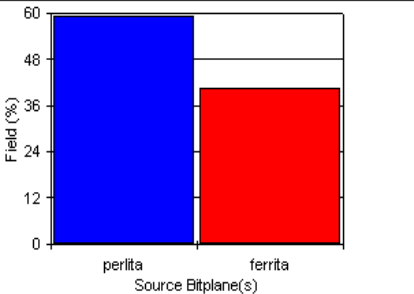
$$S_f = 425.56MPa$$

CARLOS SIMBAÑA

UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO

FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

ENSAYO MATALOGRAFICO			REG. EM.006
DATOS INFORMATIVOS			
TIPO DE ESTUDIO	DE LABORATORIO	ENSAYO N°	006
SOLICITADO POR		FECHA:	02-07-2012
CENTRO DE ESTUDIO Y ANÁLISIS		LABORATORIO DE MATERIALES- FICM	
REALIZADO POR:	EDGO.CARLOS SIMBAÑA	SUPERVISADO POR:	
PARAMETROS AMBIENTALES			
LUGAR:		CAMPUS UNIVERSITARIO UTA	
TEMPERATURA DEL AMBIENTE	20°C	RADIACION	
VELOCIDAD DEL AIRE	0.1 m/s	OTROS	
PARAMETROS DEL ENSAYO METALOGRAFICO			
ACONDICIONAMIENTO DE LA SUPERFICIE		PULIDO MECÁNICO	
TEMP. ENSAYO	22°C	SUPERFICIE PREPARADA	20min
ATAQUE QUIMICO DE LA SUPERFICIE NITAL 2		DURANTE	4s
RESULTADO			
			
<p>Microestructura de la quinta probeta ensayada aumentado 100X atacado con nital 2 durante un tiempo de 4seg, presenta 59,3 % de Perlita y 40.7 de Ferrita</p>			
CARLOS SIMBAÑA			

EVALUACION DE LA MICRO ESTRUCTURA			REG: EvM 006				
PARAMETROS DEL ENSAYO DEDUREZA			REG. ED. 006				
MÉTODO	BRINEL	TIPO					
TIPO DE IDENTADOR		2.5					
CANTIDAD DE CARGA APLICADA : 1839 N		TIEMPO DE ENSAYO: 10					
POSICION	PROBETA	DIAMETRO	DUREZA BRINELL				
HUELLA 1	5	1.00	229				
HUELLA 2	5	0.99	234				
HUELLA 3	5	1.01	224				
HUELLA 4	5	1.0025	228				
HUELLA 5	5	1.0050	226				
RESULTADO: luego de haber tomado las diferentes medidas de dureza y sacar la media resulta un valor de dureza de 228HB que está dentro del rango dado por el fabricante.							
CARLOS SIMBAÑA							
COMPONENTES		PERLITA Y FERRITA					
COMPONENTES MICRO ESTRUCTURALES		PORCENTAJES					
							
		<table border="1"> <thead> <tr> <th>S. Bitplane(s)</th> <th>Field (%)</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>perlita</td> <td>59,3</td> </tr> <tr> <td>ferrita</td> <td>40,7</td> </tr> </tbody> </table>		S. Bitplane(s)	Field (%)	perlita	59,3
S. Bitplane(s)	Field (%)						
perlita	59,3						
ferrita	40,7						
PORCENTAJE DE CARBONO							
$\%C = \frac{\%Perlita}{130}$ $\%C = \frac{59.3}{130}$ $\%C = 0,456$							
CALLISTER, William D. (2007). Materials Science and Engineering. (Seven Edition). John Wiley & Sons, Inc. United States of América.pág. 294							
INTERPRETACION DERESULTADOS							
La microestructura del acero AISI 1045 analizada después del primer ensayo a fatiga rotativa con una carga de 15Kg da como resultado que el porcentaje de carbono es de 0,456, el número de ciclos fue de 2929 alcanzo una resistencia a la fatiga de 442.63 MPa en un tiempo de 110seg.							
CARLOS SIMBAÑA							

4.3 INTERPRETACIÓN DE RESULTADOS

Para la interpretación de los resultados se va a tomar como medios de comparación, como la resistencia a la fatiga, número de ciclos carga y otros parámetros para observar el comportamiento del acero AISI 1045 a fatiga y la ocurrencia de falla.

RESULTADOS DE LOS ENSAYOS A FATIGA REALIZADOS EN LA POLITÉCNICA NACIONAL

Tabla 4.1 Tabla de resultados del ensayo a fatiga realizados en la Politécnica Nacional (Experimental)

# probeta	Q(Kg)	T(s)	D (in)	# rpm	S _f (MPa)
1	15	110	7,52	2929	442,12
2	13,5	139	7,58	3949	432,69
3	13	164	7,6	4548	428,76
4	12,5	170,22	7,52	4676	427,12
5	12	197,28	7,56	4915	425,55

Fuente: Escuela Politécnica Nacional

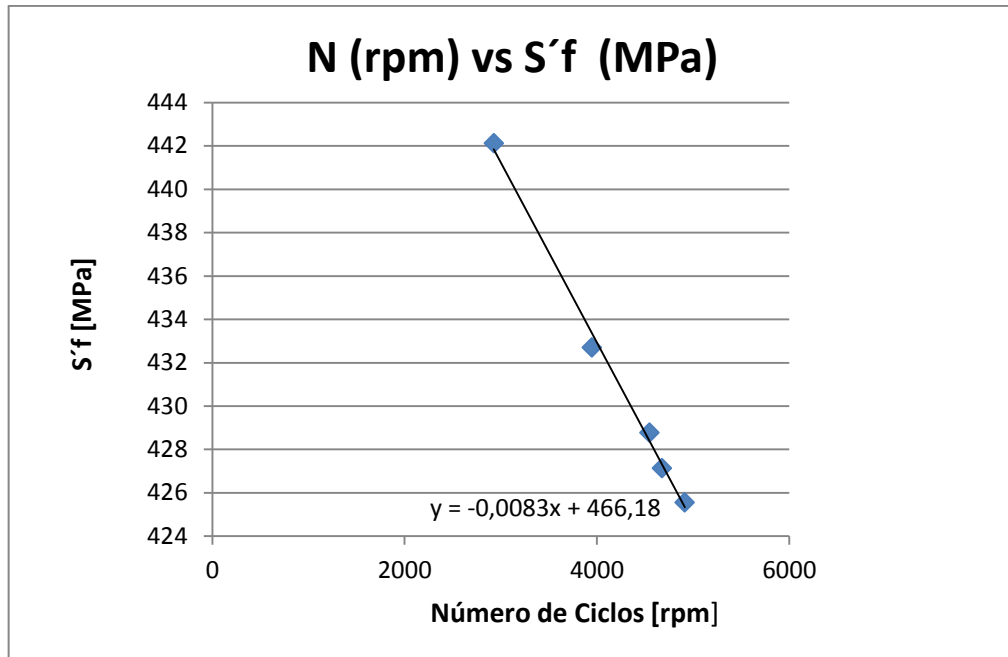


Gráfico 4.1 Diagrama de Resistencia a la Fatiga vs Número de ciclos (Fuente: El Autor)

En el gráfico 4.1 es el diagrama de esfuerzo vida del acero AISI 1045 se observa cómo se comporta cuando el número de ciclos tiende a disminuir hasta el inicio de la zona de ciclos altos la resistencia a la fatiga es mayor, y cuando aumenta el número de ciclos hacia la zona de vida infinita la resistencia a la fatiga disminuye.

Regresión lineal de los datos:

$$y = b_0 + b_1x$$

Ec. (4.1)

Donde:

$Y = S_f$

$X = N$

Pendiente

$$b_1 = \frac{n \sum xy - \sum x \sum y}{n \sum x^2 - (\sum x)^2}$$

Ec. (4.2)

Ordenada de origen

$$b_0 = \frac{\sum x^2 \sum y - \sum x \sum xy}{n \sum x^2 - (\sum x)^2}$$

Ec.(4.3)

Con estas fórmulas procedemos con el cálculo de la regresión:

Tabla 4.2 Regresión lineal N vs S_f

	N # rpm	S_f (MPa)	x^2	$x \cdot y$
	2929	442,12	8579041	1294969,48
	3949	432,69	15594601	1708692,81
	4548	428,76	20684304	1950000,48
	4676	427,12	21864976	1997213,12
	4915	425,55	24157225	2091578,25
Sumatorias	21017	2156,24	90880147	9042454,14
b_1	-0,00831			
b_0	466,179			

Fuente: El autor

La ecuación resultante es:

$$S_f = 466,179 - 0,0831N$$

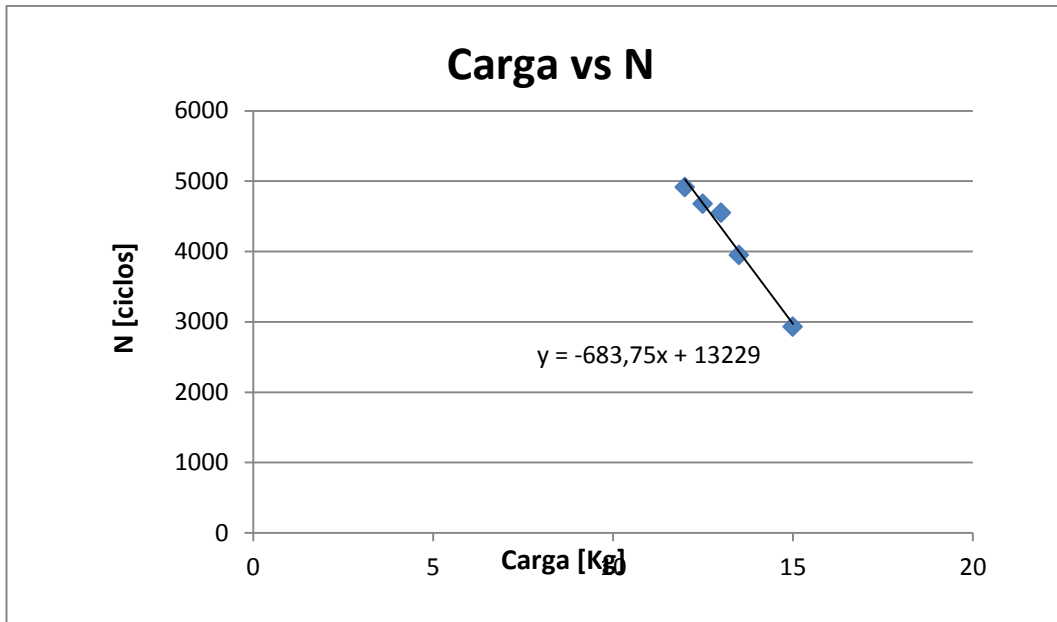


Gráfico 4.2 Gráfica de carga vs número de ciclos (Fuente: el autor)

En el gráfico 4.2 se observa cómo se relaciona la carga con el número de ciclos, lo que se aprecia es que conforme la carga aumenta la probeta falla a menos ciclos ósea que se rompe más pronto.

Regresión lineal de los datos:

Tabla 4.3 Regresión lineal Q vs N

	Q(Kg)	# rpm	x ²	x*y
	15	2929	225	43935
	13,5	3949	182,25	53311,5
	13	4548	169	59124
	12,5	4676	156,25	58450
	12	4915	144	58980
Sumatorias	66	21017	876,5	273800,5
b ₁	-683,754			
b ₀	13228,962			

Fuente: el autor

Donde:

Y= N

X= Q

La ecuación queda de la siguiente manera:

$$N = -683,754Q + 13228,962$$

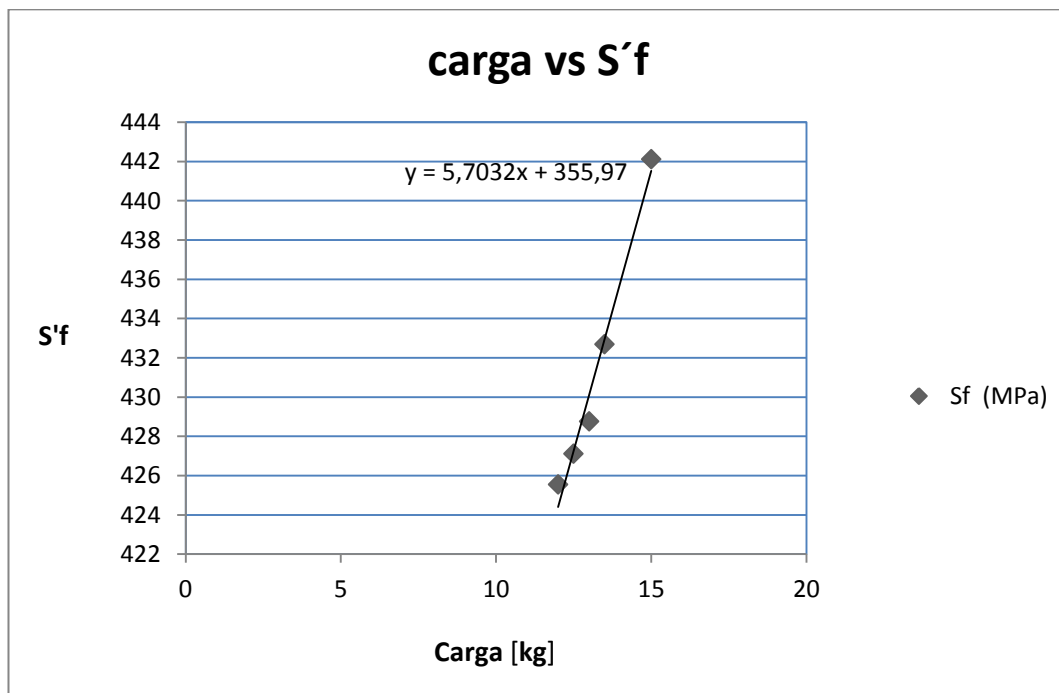


Gráfico 4.3 Diagrama Carga [Kg] vs Resistencia a la Fatiga [MPa] (Fuente: El autor)

En el gráfico 4.3 se puede apreciar el comportamiento de la resistencia a la fatiga conforme la carga varia, se observa que la resistencia a la fatiga aumenta cuando la carga aumenta.

Regresión lineal de los datos:

Tabla 4.4 Regresión lineal Q vs S_f

	Q(Kg)	S_f (MPa)	x^2	$x*y$
	15	442,12	225	6631,8
	13,5	432,69	182,25	5841,315
	13	428,76	169	5573,88
	12,5	427,12	156,25	5339
	12	425,55	144	5106,6
Sumatorias	66	2156,24	876,5	28492,595
b_1	5,70321			
b_0	355,966			

Fuente: el autor

Donde:

$Y = S_f$

$X = Q$

La ecuación queda de la siguiente manera:

$$S_f = 5,703Q + 355,96$$

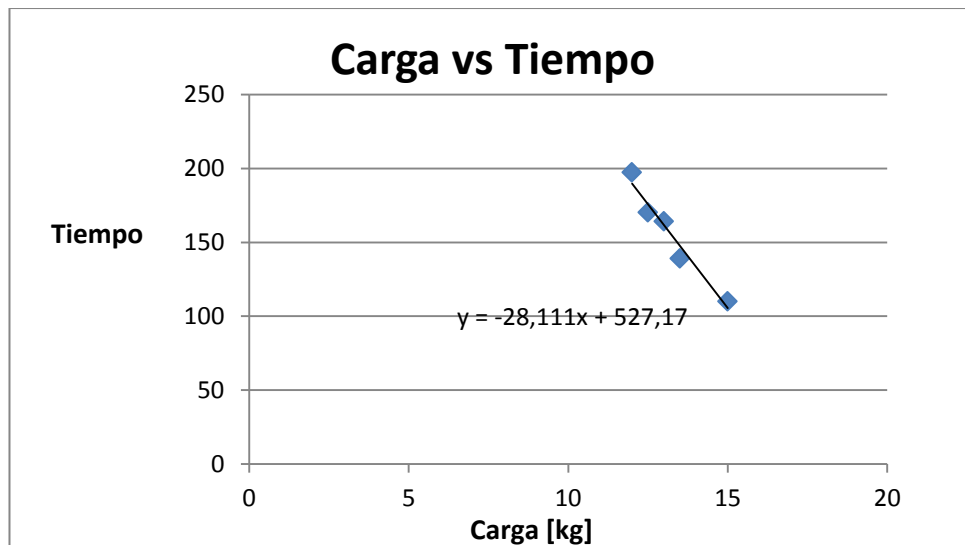


Gráfico 4.4 Diagrama Carga [Kg] vs Tiempo [s] (Fuente: El autor)

En el gráfico 4.4 Se puede apreciar como varia el tiempo con respecto a la carga aplicada.

Regresión lineal de los datos:

Tabla 4.5 Regresión lineal Q vs T

	Q(Kg)	T(s)	x ²	x*y
	15	110	225	1650
	13,5	139	182,25	1876,5
	13	164	169	2132
	12,5	170,22	156,25	2127,75
	12	197,28	144	2367,36
Sumatorias	66	780,5	876,5	10153,61
b ₁	-28,11132			
b ₀	527,169			

Fuente: el autor

Donde:

Y=T

X=Q

$$T = -28,11Q + 527,159$$

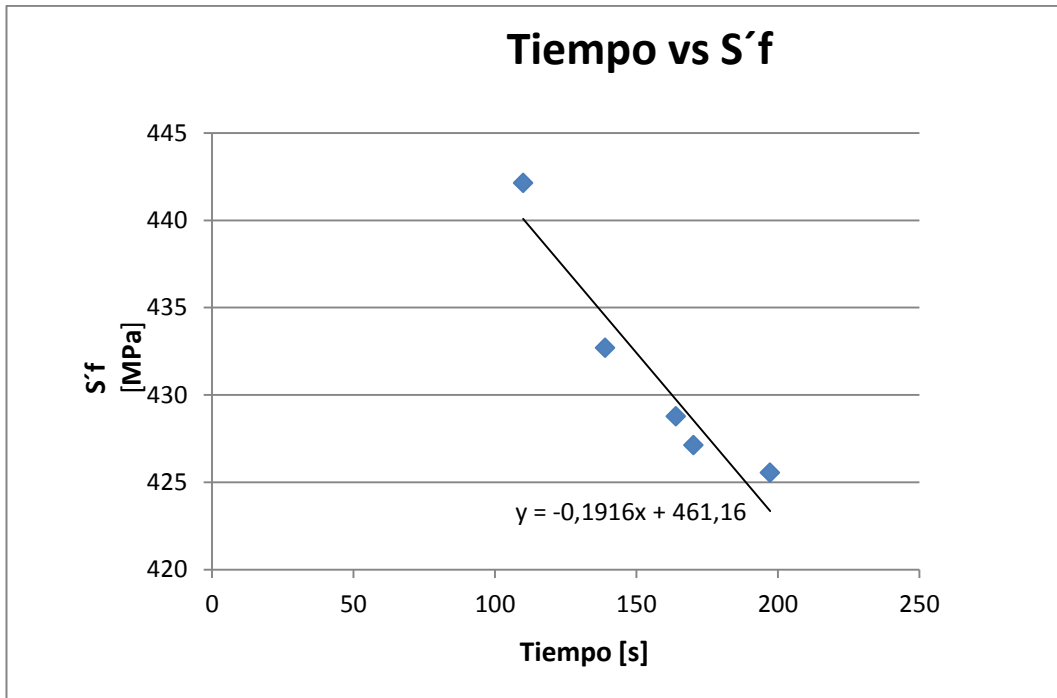


Gráfico 4.5 Diagrama Tiempo [s] vs Resistencia a la Fatiga [MPa] (Fuente: El autor)

En el gráfico 4.5 se observa cómo se comporta la resistencia a la fatiga con respecto al tiempo.

Regresión lineal de los datos:

Tabla 4.6 Regresión lineal T vs S_f

T(s)	S_f (MPa)	x^2	$x*y$
110	442,12	12100	48633,2
139	432,69	19321	60143,91
164	428,76	26896	70316,64
170,22	427,12	28974,8484	72704,3664
197,28	425,55	38919,3984	83952,504
Sumatorias	780,5	2156,24	335750,6204
b_1	-0,19164		
b_0	461,162		

Fuente: el autor

Donde:

$$Y=S_f$$

$$X=T$$

$$S_f = -28,11T + 527,159$$

4.5 VERIFICACIÓN DE HIPÓTESIS

4.5.1 verificación estadística de la hipótesis

Para esta verificación estadística de nuestra hipótesis vamos a utilizar el conocido método de t estudent, para lo cual enunciamos las formulas necesarias para realizar este análisis estadístico.¹²

Para el cálculo del estadístico T, en primer lugar se calcula el promedio de las diferencias muestrales.

$$\bar{d} = \frac{\sum d_i}{n}$$

Ec. 4.4

Luego la cuasi varianza es

$$S_d^2 = \frac{\sum (d_i - \bar{d})^2}{n-1}$$

Ec. 4.5

La desviacion estandar muestral de las diferencias muestrales es S_d .

Y por último el estadístico es

¹² Referencias tomadas de la tesis de Maestría del Ingeniero Jorge Guamanquispe 2012

$$T = \frac{\bar{d}}{s_d/\sqrt{n}}$$

Ec. 4.6

Los valores se encuentran en la siguiente tabla.

Tabla 4.6 Valores estadísticos

	N # rpm	Sf esp Mpa	Sf cal Mpa	di	(di-dmed)^2
	3000	441,84	442,12	-0,28	0,217156
	4000	432,29	432,69	-0,4	0,119716
	4700	427,02	428,76	-1,74	0,988036
	4800	426,34	427,12	-0,78	0,001156
	5000	425,02	425,55	-0,53	0,046656
Totales	21500	2152,51	2156,24	-3,73	1,37272
Datos n	5				
d media	-0,746				
Sd^2	0,34318				
Sd	0,585816				
T	-2,54688				

Fuente: El autor

Entonces como $T > t$, es decir $-2,547 > -2,78$, se acepta la hipótesis, por lo tanto para un nivel de significancia del 0.05 Anexo 10 el estudio estadístico realizado nos indica que nuestros datos están dentro del rango de aceptación por esto los datos obtenidos pueden ser utilizados en diseño mecánico.

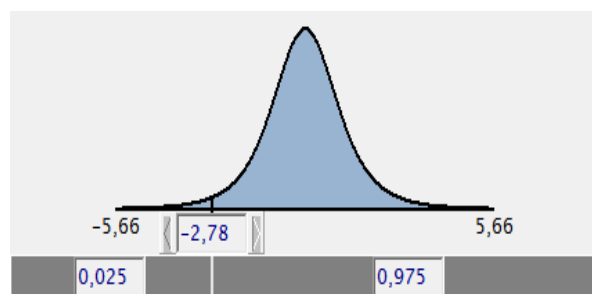


Gráfico 4.6 Gráfico estadístico de doble cola (Fuente: El autor)

CAPÍTULO V

5.1 CONCLUSIONES

Al finalizar con el estudio del acero AISI 1045 sometido a fatiga se ha llegado a las siguientes conclusiones:

- Se determinó el número de ciclos que giro la probeta hasta la falla, que es el parámetro necesario para realizar el estudio a fatiga para el acero AISI 1045.
- Se pudo observó que las zonas de inicio, propagación de la falla por fatiga son claramente definida por la forma en que se caracterizan (marcas de playa) y finalmente se observa la rotura que tiene una forma más áspera.
- El número de ciclos hasta la falla por fatiga varía dependiendo de la carga que se aplique a la probeta, mientras la carga aumenta el número de ciclos de la probeta es menor.
- Al graficar el diagrama de esfuerzo-vida con los datos adquiridos mediante el ensayo a fatiga se observó que conforme aumenta el número de ciclos la resistencia a la fatiga disminuye.
- Al realizar el ensayo de dureza en las probetas ensayadas pudimos observar que en la parte de la fractura no cambia.
- Con el estudio estadístico hemos demostrado que los datos obtenidos con nuestros ensayos están dentro del margen de aceptación de nuestra hipótesis

5.2 RECOMENDACIONES

- Para evitar resultados incoherentes después del ensayo a fatiga se debe investigar sobre la procedencia y calidad del eje para el maquinado de las probetas ya que en el mercado están entrando ejes que no cumplen con las pruebas de calidad.
- Durante el ensayo a fatiga se debe tener mucho cuidado con la aplicación de la carga ya que una brusca aplicación de esta puede provocar que la probeta se deforme plásticamente.
- El acabado de las probetas tiene que ser lo más liso que se pueda ya que si en el acabado presenta ralladuras en gran cantidad la falla a fatiga será más rápida y los datos no serán los esperados.
- Comprobar que el material de estudio sea el correcto, comparando la microestructura con la de la bibliografía.
- Verificar que los equipos del laboratorio que se vayan a utilizar se encuentren en buen estado, para evitar errores en los resultados.
- Tener cuidado en utilizar el microscopio manual, al momento de medir la huella marcada por el durómetro, pues la lectura de esta debe ser lo más exacta posible.
- Las probetas para el ensayo a fatiga debe tener las medidas según la norma ASTM E606.

CAPÍTULO VI

6. PROPUESTA

6.1. DATOS INFORMATIVOS

Como lo estudiado en el capítulo dos hay muchos tipos de máquinas para ensayos a fatiga de distintos tipos para nuestra propuesta vamos a diseñar y construir una máquina para ensayos a fatiga rotativa.

6.2. ANTECEDENTES DE LA PROPUESTA

6.2.1 Diseño de ejes de transmisión

Los ejes de transmisión son elementos de sección circular que pueden estar o no en movimiento y se los utiliza generalmente para transmitir potencia o movimiento.

Sobre ellos se pueden encontrar engranajes, rodamientos, poleas, chumaceras, acoples o cualquier tipo de elemento que permita transmitir movimiento o potencia. Los ejes están sometidos en forma general a esfuerzos de tracción, compresión, torsión, flexión o una determinada combinación en ellos.¹³

Para el presente caso, los ejes motriz y conducido se encuentran sometidos a esfuerzos puros de flexión ya que los esfuerzos de torsión generados son muy pequeños (despreciables).

¹³ SHIGLEY J. – MITCHELL L., (1989), "Manual de Diseño Mecánico", Cuarta Edición, Editorial MacGraw-Hill, México, pag. 728 - 737

A continuación se realizará el diseño de los ejes tanto para el estado de carga estático y dinámico.

6.2.1.1 Diseño de ejes para cargas estáticas

Los principales esfuerzos que se generan en la superficie de un eje circular que se encuentra sometido a cargas y momentos de flexión y torsión son:

Flexión
$$\sigma_x = \frac{32M}{\pi d^3}$$
 Ec. (6.1)

Torsión
$$\tau_{xy} = \frac{16T}{\pi d^3}$$
 Ec. (6.2)

Donde:

σ_x = Esfuerzo de Flexión [MPa]

τ_{xy} = Esfuerzo de Torsión [MPa]

M = Momento flector de la sección crítica [kg.m]

T = Momento Torsor en la sección crítica [kg.m]

d = Diámetro del eje [m]

De la teoría del esfuerzo cortante máximo se tiene que:

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

Ec. (6.3)

$$S_{sy} = \frac{S_y}{2} \quad y \quad FS = \frac{S_{sy}}{\tau_{max}}$$

Donde:

S_y = Resistencia al corte MPa

Por tanto reemplazando las ecuaciones (6.1) y (6.2) en la ecuación (6.3) se obtiene:

$$\tau_{max} = \frac{S_y}{2FS} = \frac{16}{\pi d^3} \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

Para determinar el diámetro de un eje de transmisión se utiliza la siguiente ecuación:

$$d = \left[\left(\frac{32FS}{\pi S_y} \right) (M^2 + T^2)^{1/2} \right]^{1/3}$$

(Ec. 6.4)

Para el caso de la máquina de fatiga, en vista de que los ejes motriz y conducido giran libremente sobre los rodamientos, el momento torsor (T) se vuelve despreciable por lo que la ecuación anterior queda de la siguiente manera:

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

(Ec. 6.5)

6.2.1.2 Diseño de ejes para cargas dinámicas

Este análisis se lo realiza debido a que los ejes de la máquina van a estar sometidos a esfuerzos variables.

El estado de cargas da lugar a la aparición de un esfuerzo a flexión alternante y a un esfuerzo torsional invariable en el tiempo.

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

Ec. (6.6)

$$\tau_m = \frac{16T_m}{\pi d^3}$$

Ec. (6.7)

Donde:

σ_a = Esfuerzo a Flexión alternante [MPa]

τ_m = Esfuerzo de Torsión medio [Mpa]

M_a = Momento Flexionante alternante [kg.m]

T_m = Momento Torsor medio [kg.m]

Teoría de Siner¹⁴

La resistencia a la fatiga por flexión no varía por la existencia de un esfuerzo medio de torsión hasta que $\tau_m = 0.75S_y$

Por lo tanto se tiene que:

$$\sigma_a = \frac{S_e}{FS}$$

Ec. (6.8)

y al reemplazar en la ecuación (6.6) se obtiene:

¹⁴ <http://ocw.uc3m.es/ingenieria-mecanica/diseño-de-maquinas/material-de-estudio/ejes-transparencia.pdf>

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

Ec. (6.9)

$$d = \left(\frac{32 FS * M_a}{\pi S_e} \right)^{1/3}$$

Ec. (6.10)

6.2.2 PROCEDIMIENTO PARA EL CÁLCULO DE EJES

Para el cálculo y diseño de ejes se debe seguir los siguientes pasos:

1. Realizar el diagrama de cuerpo libre del problema.
2. Determinar las fuerzas aplicadas a los ejes.
3. Calcular las reacciones en los puntos de apoyo.
4. Realizar los diagramas de corte y momento flector.
5. Analizar los momentos máximos para determinar la reacción crítica.
6. Elegir el material a utilizar (propiedades).
7. Realizar los cálculos para el estado de carga estática (Determinar el diámetro mínimo aceptable y el factor de seguridad).
8. Realizar los cálculos para el estado de cargas dinámico.

6.2.3 SELECCIÓN DE RODAMIENTOS PARA CARGAS RADIALES¹⁵

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

Para la selección de rodamientos que trabajaran con carga radiales, normalmente se selecciona el rodamiento después de haber diseñado el diámetro del eje.

- 1.- Calcular la carga radial de diseño que va a actuar sobre el rodamiento.
- 2.- Determinar el diámetro aceptable del eje, que limitara el tamaño del diámetro interior en el rodamiento.
- 3.- Especifique la duración de diseño del rodamiento, utilizando la tabla en el anexo A3 en la cual se especifica el tipo de máquina a diseñar.

La duración nominal en horas de servicio es:

$$L_{10h} = \frac{\text{limite inferior} - \text{limite superior}}{2}$$

Ec. (6.11)

- 4.- Calcular la capacidad de carga dinámica básica requerida, C , mediante la ecuación:

$$C = P_d \left(\frac{L_{10h} \times 60 \times n}{10^6} \right)^{\frac{1}{p}}$$

Ec. (6.12)

¹⁵ SHIGLEY J., (2008), "Diseño en Ingeniería Mecánica", Ed. Mc Graw-Hill, pag. 550 - 555

Donde:

C = Capacidad de carga dinámica, [N]

P_d = Carga radial de diseño, [N]

n = Velocidad de giro, [rpm]

$p = 3$ para los rodamientos de bolas

5.- Seleccionar el rodamiento que tenga las dimensiones más adecuadas, considerando la capacidad de carga básica requerida y el tamaño del diámetro interior limitado por el eje.

Además se deberá cumplir que $C_r > C$, donde C_r = Capacidad de carga dinámica obtenido de datos de tablas ANEXO A4.

6.2.4 POTENCIA DEL MOTOR¹⁶

Para calcular la potencia mínima requerida en el motor, es necesario determinar el momento de torsión en cada uno de los rodamientos, puesto que esta será la única fuerza que se oponga al movimiento del eje motriz.

La ecuación para determinar la potencia del motor es:

$$H = \frac{T \cdot n}{63000 \cdot r}$$

Ec. (6.13)

¹⁶ RAMON F., (1971), "Maquinas Herramientas Modernas", Ed. Científico-Médica, España, pag. 231

Donde:

H = potencia del motor, [HP]

T = momento de torsión, [kg.m]

n = velocidad de rotación, [rpm]

r = rendimiento según la condición de la máquina

Por tanto, primero es necesario determinar el momento de torsión mínimo que se requiere para vencer la fuerza de rozamiento en los rodamientos. Se lo realiza mediante la ecuación:

$$T = \mu * F * d/2$$

Ec. (6.14)

Donde:

μ = coeficiente de rozamiento del rodamiento

F= carga aplicada sobre el rodamiento, [N]

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

6.2.5 SELECCIÓN DEL ACOPLAMIENTO SEMIFLEXIBLE

El propósito fundamental de los acoplamientos flexibles es transmitir el par de torsión requerido desde el eje impulsor al eje impulsado y compensar el desalineamiento angular, paralelo o una combinación de ambos, con numerosas funciones complementarias como proporcionar desplazamiento axial y así mismo restringirlo.

Para las condiciones de servicio de la máquina es necesario seleccionar el tipo de acoples flexibles que admitan cierta desalineación, ya sea de tipo axial, paralela o angular, debido a que en la máquina se crean distorsiones provocadas por la vibración y desgaste de los cojinetes.

Por esta razón el tipo de acoplamiento flexible más adecuado es el que posee un elemento elastomérico tipo quijada (se le conoce también como de estrella). Este tipo de acople es el más sencillo y puede transmitir potencias de hasta 100 [HP] y a su vez absorber la desalineación por la flexión de uno o más de sus componentes.

6.2.6 Dimensionamiento del acople

El par nominal es el factor principal de dimensionamiento en los acoplamientos de ejes y en las máquinas directamente conectadas a ellos.¹⁷

El par nominal a transmitir está en función de la potencia a transmitir y de la velocidad de rotación:

$$C = \frac{7160 \cdot H}{n}$$

Ec. (6.15)

Donde:

C = Par nominal a transmitir, [N.m]

H = Potencia nominal del motor, [HP]

n = velocidad de rotación, [rpm]

¹⁷ "Ingeniería de Ejecución Mecánica en Mantenimiento Industrial"
www.carr.cl/download/Comunidad_Emagister_44744_44743.pdf

Además para la elección de un acoplamiento con el tamaño correcto, se debe tomar en cuenta el diámetro de los ejes y la severidad del servicio que debe absorber, para lo cual es necesario aplicar un factor de corrección o de servicio (k) y es el producto de tres coeficientes que se encuentran en función de:

- Las irregularidades del par torsor, debidas a los diferentes tipos de máquinas motrices y receptoras (k_1)
- Las frecuencias de arranque (k_2)
- El número de horas de funcionamiento por día (k_3)

Estos coeficientes se los obtiene de las tablas que se encuentra en el Anexo A5.

El par nominal efectivo del acoplamiento (C_e) se determina mediante la siguiente ecuación:

$$C = k * C$$

Ec. (6.16)

6.2.6 DISEÑO DE PLACAS

Para el diseño y cálculo de placas se considera a las mismas como si fuesen vigas de sección constante, y algunas consideraciones que idealizan al problema que se tenga en cuestión.¹⁸

6.2.7 Diseño de la placa de fuerza

¹⁸ SHIGLEY J. – MITCHELL L., (1989), “Manual de Diseño Mecánico”, Cuarta Edición, Editorial MacGraw-Hill, México,, pag. 53 - 57

Consideraciones para el diseño:

A la placa se le considera como un continuo, no posee agujeros.

Para el diagrama de un cuerpo libre y el análisis, se considera como una viga simplemente apoyada.

La carga aplicada en el centro de la placa corresponde a la de peso propio, las barras de carga y la carga a transmitir.

Para continuar con el diseño, primero es necesario realizar el diagrama de cuerpo libre de la placa de fuerza, tal como se muestra en la figura.

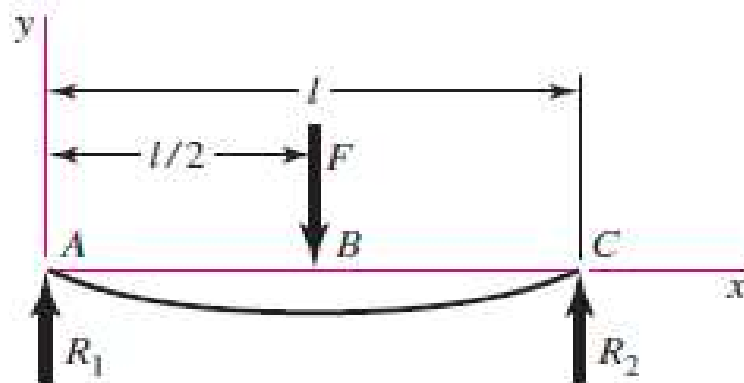


Figura 6.1 Diagrama de cuerpo libre para la placa de fuerza (Fuente: SHIGLEY J. – MITCHELL L., (1989), “Manual de Diseño Mecánico”, Cuarta Edición, Editorial MacGraw-Hill, México)

Luego se realiza un análisis de reacciones y momentos flectores. Para este caso en particular se tiene que las ecuaciones que describen el comportamiento de la fuerza cortante y el momento flector son:

$$R_1 = R_2 = \frac{W_t}{2}$$

Ec. (6.17)

$$V_{AB} = R_1 \quad ; \quad V_{BC} = -R_2$$

Ec. (6.18)

$$M_{AB} = \frac{W_T \cdot x}{2} \quad M_{BC} = \frac{W_T}{2} (l - x)$$

Ec. (6.19)

$$Y_{max} = \frac{F \cdot l^3}{48EI}$$

Ec. (6.20)

Con estas ecuaciones se realizan los diagramas de fuerza cortante y momento flector, estos diagramas se encuentran en la siguiente figura.

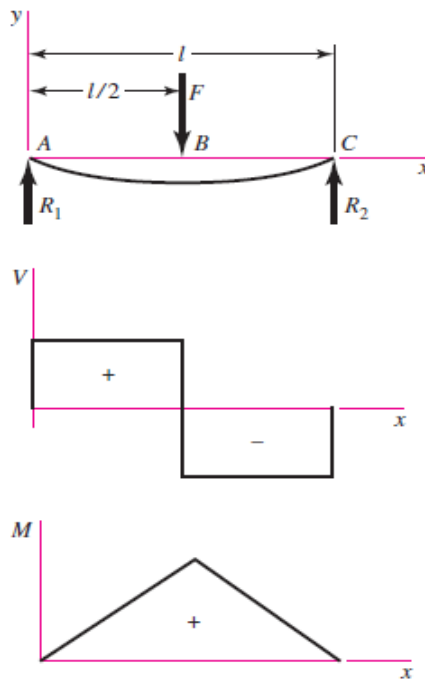


Figura 6.2 Diagramas fuerza cortante y momento flector de una viga simplemente apoyada con una carga puntual en el centro. (Fuente: SHIGLEY J. – MITCHELL L., (1989), “Manual de Diseño Mecánico”, Cuarta Edición, Editorial MacGraw-Hill, México,)

Para determinar el espesor de la placa, es necesario establecer el esfuerzo admisible que actúa en la placa por lo que será necesario utilizar la siguiente ecuación:

$$\sigma = \frac{M_{max} * C}{I}$$

Ec. (6.21)

Donde:

M_{max} = Momento flector máximo aplicado en la sección crítica de la placa [kg * m].

C= Distancia desde la capa neutra de la sección hasta la superficie [m].

I= Momento axial de inercia de la sección

$$C = \frac{e}{2}$$

Ec. (6.22)

Las propiedades de la sección se calculan con las siguientes ecuaciones:

$$I_x = \frac{b * e^3}{12}$$

Ec. (6.23)

$$I_y = \frac{b * e^3}{12}$$

Ec. (6.24)

$$I_{xy} = 0$$

Ec. (6.25)

Dónde:

b = es el espesor de la placa [m].

Remplazando las ecuaciones (6.21 y 6.22) en la ecuación (6.20) se tiene que:

$$Y_{max} = \frac{6M_{max}}{b \cdot e^2}$$

Ec. (6.26)

El esfuerzo admisible tiene que cumplir la siguiente condición:

$$\sigma \leq [\sigma_{max}] = \frac{S_y}{FS}$$

Ec. (6.27)

De donde se obtiene que el espesor e se calcula con:

$$e = \sqrt{\frac{6FSM_{max}}{b \cdot S_y}}$$

Ec. (6.28)

6.3. JUSTIFICACIÓN

Ayudar a la carrera de Ingeniería Mecánica de la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica y a los estudiantes con la construcción de una máquina para ensayos de fatiga rotativa, mediante la cual se podrá fortalecer sus conocimientos mediante ensayos en el área de materiales.

6.4. OBJETIVOS

- Diseñar una máquina de ensayos a fatiga, con el fin de incrementar los laboratorios de la Facultad.
- Seleccionar los materiales adecuados para construir la máquina.
- Construir la máquina para ensayos a fatiga.
- Verificar el correcto funcionamiento de la máquina.

6.5. ANÁLISIS DE FACTIBILIDAD

En nuestra investigación está involucrada la inversión para realizar la construcción de la máquina esto es una suma normal de dinero, por lo tanto es necesario justificar dichos gastos.

6.5.1. ANÁLISIS DE COSTOS

Los costos no se pueden pronosticar con absoluta certeza, de manera que nos dan una información confiable y de base útil para la planeación, control y toma de decisiones administrativas. Los costos que se invirtieron en la construcción de la máquina se describen a continuación:

6.5.1.2. COSTOS DIRECTOS. (C.D)

Los costos directos son los valores cancelados para cubrir actividades indispensables para generar un progreso operativo; y son aquellos rubros, en nuestro caso de los materiales empleados directamente en la construcción:

COSTOS DE MATERIALES. (C.M)

En la siguiente tabla se muestran los costos unitarios de cada material y equipo utilizado para realizar la construcción de la Máquina de ensayos a fatiga.

Tabla N° 6.1 Costos unitarios de materiales mecánicos.

DESCRIPCIÓN	UNIDAD	CANTIDAD	P.	
			P. UNITARIO (USD)	TOTAL (USD)
Electrodo 6011	libras	9	1,50	13,50
Pernos 1/4" * 1"	unidades	4	0,18	0,72
Eje de 1" AISI 1018	m	1	8,93	8,93
Chumacera de 1"	P205	4	7	28
Disco de corte	unidades	6	2,00	12,00
Disco de pulir	unidades	1	3,50	3,50
Broca de 1/4"	unidades	1	0,60	0,60
Broca 3/8"	unidades	2	0,80	1,60
Broca 3/8"	unidades	2	0,80	1,60
Pernos 3/8" * 2"	unidades	4	0,25	1,00
Tubo 8*8*3 cm	unidades	1	50	50
Plancha de 6mm	unidades	1	25	25
Ensayos		5	60	300
Subtotal				604.85

Fuente: El autor

Tabla N° 6.2 Costos de materiales eléctricos y varios.

DESCRIPCIÓN	UNIDAD	CANTIDAD	VALOR (USD)	TOTAL(USD)
Motor de 1 HP		1	150	150
Mordazas de taladro		2	15	30
Pintura anticorrosiva	galón	1	8,93	8,93
Tiñer	litro	2	1,80	3,60
Enchufe trifásico		1	6,25	6,25
Probetas		15	5	75
Subtotal				273.78

Fuente: El autor

6.5.1.3. COSTOS INDIRECTOS

Este tipo de costos incluyen todos aquellos gastos correspondientes a la utilización de maquinaria, costo de mano de obra, entre otros gastos que no se ven reflejados directamente en la construcción.

COSTO POR UTILIZACIÓN DE MAQUINARIA Y HERRAMIENTAS

Para el costo de maquinaria y herramientas se va a tomar en cuenta un valor estimado de todo las maquinas que se va a utilizar:

- La energía con que funciona
- La aplicación en el proyecto
- La vida útil

Tabla N° 6.3 Costos de maquinaria empleada

MAQUINARIA	COSTO/HORA	HORAS EMPLEADAS	SUB-TOTAL (USD)
Suelda Eléctrica	1.50	10	15
Torno	1.98	5	9.90
Taladro	0.50	6	3.0
Compresor	0.60	5	3.0
Cepilladora	1.15	4	4.60
Dobladora	1.10	5	5.50
Esmeril	0.68	6	4.10
Autógena	1.50	6	9.0
Pulidora	0.58	9	5.20
Otros		10%	8.20
		TOTAL	67.5

Fuente: El autor

COSTO DE MANO DE OBRA (C.M.O)

Tabla N° 6.4 Costos mano de obra

Ítem	Descripción	valor	valor total
1	construcción de bancada	200	200
2	construcción de eje	45	45
Subtotal			245

Fuente: El autor

COSTO TOTAL DEL PROYECTO

Total	1191.13 \$
--------------	-------------------

6.6. METODOLOGÍA

6.6.1 Cálculo de los ejes motriz y conducido

Como los ejes son simétricos y sus apoyos están ubicados a las mismas distancias se realizara el cálculo para cualquiera de ellos para luego generalizar para el otro.

Para realizar el cálculo de los ejes motriz y conducido se procede con los pasos expuestos anteriormente.

6.6.2 Cálculo de ejes para cargas estáticas

Primero se realiza el diagrama del cuerpo libre.

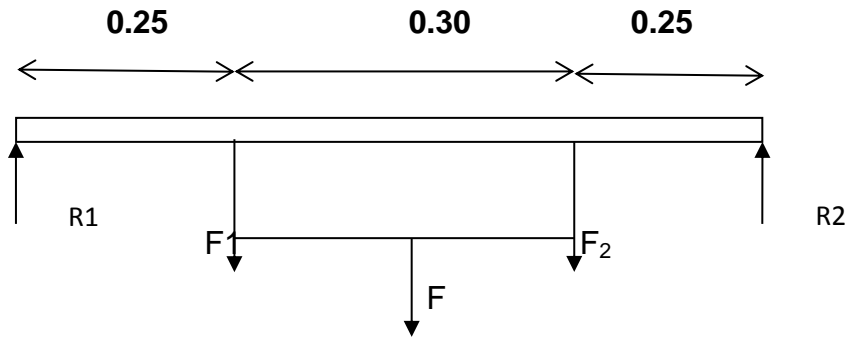


Figura 6.3 Diagrama de cuerpo libre (Fuente: El autor)

$$F_1 + F_2 = 25Kg$$

$$F_1 = F_2$$

$$\sum F_y = 0$$

$$R_1 + R_2 - F_1 - F_2 = 0$$

$$R_1 + R_2 = F_1 + F_2$$

$$R_1 + R_2 = 25kg$$

Hacemos la sumatoria de momentos en el punto A, antihorario positivo.

$$\sum M_A = 0$$

$$0.80R_2 - 0.25F_1 - 0.55F_2 = 0$$

$$0.80R_2 - 0.25 * 12,5 - 0.75 * 12,5 = 0$$

$$R_2 = 12,5kg$$

$$R_1 + R_2 = 25$$

$$R_1 = 12,5kg$$

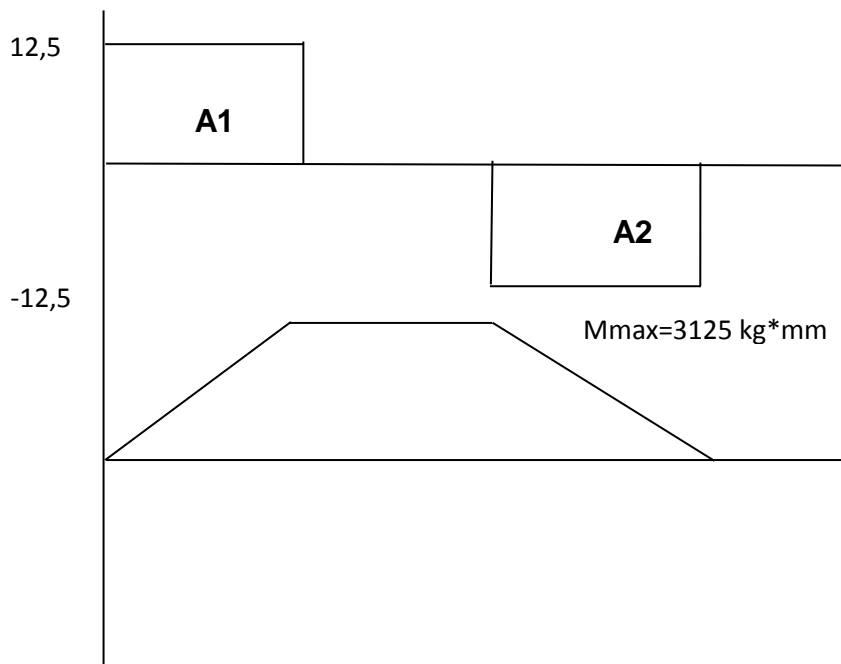


Figura 6.4 Diagrama de momento y cortante (Fuente: El autor)

El momento máximo es de:

$$M_{\max} = 270 \text{ lb}\cdot\text{in}$$

Con este valor procedemos a calcular el diámetro del eje:

$$d = \left(\frac{32FS \cdot M}{\pi S_y} \right)^{1/3}$$

Para el estudio de nuestra propuesta utilizaremos un acero AISI 1018 de bajo contenido de carbono y fácil maquinado y tiene las siguientes propiedades:

$$S_{ut} = 86,74 \text{ kpsi [598MPa]}$$

$$S_y = 32 \text{ kpsi [220.64MPa]}$$

Para el diseño del eje trabajaremos con un factor de seguridad de $FS=2$ el cual es un factor de seguridad suficiente para el diseño del eje, este

valor nos asumimos para realizar el diseño el cual será recalcula con los datos obtenidos.

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

$$d = \left(\frac{32 * 2 * 270.669}{\pi 32000} \right)^{1/3}$$

$$d = 0.56 \text{ in} = 14.224 \text{ mm}$$

Recalculando el factor de seguridad con un diámetro de 1 pulgada porque el diámetro resultante es con un factor mínimo por lo cual escogemos el diámetro más grande y el factor de seguridad se incrementa a:

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

$$FS = \frac{\pi * 1^3 * 32000}{32 * 270.669}$$

$$FS = 11$$

6.6.3 Cálculo de ejes para cargas dinámicas

Los cálculos para determinar el diámetro de un eje para un estado de cargas dinámico, se lo realiza mediante la ecuación (6.10)

$$d = \left(\frac{32 M_a * FS}{\pi S_e} \right)^{1/3}$$

Es necesario considerar factores modificadores de la resistencia a la fatiga, para calcular el valor de resistencia a la fatiga S_e

De la ecuación se tiene que:

$$S_e = k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * S_{ut}$$

$$S_e = 0.5 S_{ut} = 0.5 * 86.74$$

$$S_e = 43.37 \text{ [kpsi]} \quad 299 \text{ [MPa]}$$

De la ecuación se determina que los factores modificadores de resistencia a la fatiga son:

- Factor de superficie: $k_a = a * S_{ut}^b$; $a = 2.7$ y $b = -0.265$

$$k_a = 2.7 * (86.74)^{-0.265}$$

$$k_a = 0.82$$

- Factor de tamaño: $k_b = \left(\frac{d}{0.3}\right)^{-0.0107}$

$$k_b = \left(\frac{1}{0.3}\right)^{-0.0107}$$

$$k_b = 0.879$$

- Factor de confiabilidad: $k_c = 1 - 0.08 Z_a$

$$Z_a = 3.719$$

$$k_c = 1 - 0.08(3.719)$$

$$k_c = 0.702$$

- Factor de temperatura: $k_d = 1$; $T \leq 450^\circ\text{C}$

- Factor de concentración de tensiones: $k_f = 0.8$

Por la curva de sensibilidad a la muesca mostrada en la fig. 2.10

- Factor de efectos diversos: $K_e = 1$

Entonces la resistencia a la fatiga es:

$$S_e = 0.82 * 0.879 * 0.702 * 1 * 0.8 * 1 * 43.37$$

$$S_e = 17.556[kpsi] = 17556[psi]$$

El momento alternante M_a se calcula a partir de la ecuación (2.25).

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

$$M_a = \left| \frac{3125 - (-3125)}{2} \right|$$

$$M_a = 3125 \left[\frac{kg}{mm^2} \right]$$

$$M_a = 270,66 [psi]$$

Por tanto el diámetro de eje para cargas dinámicas es:

$$d = \left(\frac{32 * 270,66 * 2}{\pi * 17556} \right)^{1/3}$$

$$d = 0.679[pulg] = 16.99[mm]$$

Recalculando el factor para la resistencia de la fatiga será:

$$S_e = 0.82 * 0.9 * 0.702 * 1 * 0.8 * 1 * 43.37$$

$$S_e = 21,76[kpsi] \quad 150 MPa$$

y el diámetro del eje:

$$d = \left(\frac{32 * 270.66 * 2}{\pi * 21769} \right)^{1/3}$$

$$d = 0,62[kpsi] = 16,14[mm]$$

El diámetro seleccionado para el diseño de los ejes es de 1[pulg]. Con esto el factor de seguridad para el estado de cargas alternantes es:

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

$$FS = \frac{\pi * 1^3 * 17556}{32 * 270,66}$$

$$FS = 6.36 \approx 7$$

6.6.4 SELECCIÓN DE LOS SOPORTES CON RODAMIENTOS

Es necesario determinar la carga radial que va actuar sobre el rodamiento.

Del diagrama del cuerpo libre para el diseño de los ejes motriz y conducido se determina que la carga a soportar en cada uno de los rodamientos es:

$$P_d = 12,5 kg \approx 122,5 [N]$$

De los cálculos en el diseño de los ejes, se determinó que el diámetro aceptable del eje es: $D = 1\text{pulg}$ (25.4 mm)

De acuerdo con el Anexo A3 y la ecuación (6.11), se tiene que la duración de diseño o la duración nominal en horas de servicio (L_{10h}) es:

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

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

Se determinó la duración nominal realizando un promedio entre los valores de 8000 a 12000 que corresponden al tipo de máquinas para trabajar con alta fiabilidad de funcionamiento por cortos periodos de tiempo o intermitentemente.

La capacidad de carga dinámica es:

$$C = 122,5 \left(\frac{10000 \times 60 \times 3460}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$C = 1523 [N]$$

Entonces el catálogo general SKF, se selecciona un rodamiento tipo Y con prisioneros de fijación, cuyas características son las siguientes:

Tabla 6.5 Características del rodamiento tipo Y

Dimensiones [mm]					Capacidad de carga dinámica, [N]	Designación
d	d ₁	D	B	C	C _r	Sin espaciadores
25.4	33.5	52	34.1	17	10800	630305BA

Fuente: Catalogo general SKF

Debido a la capacidad de desalmamiento es una consideración importante, es necesario utilizar rodamientos montados ya que estos poseen las condiciones necesarias para esta aplicación. Además proporciona un medio de sujetar la unidad del rodamiento al armazón de la máquina.

Es así que del mismo catálogo de rodamientos se obtienen las siguientes características para la unidad completa.

Tabla 6.6 Características del Soporte de pie con rodamiento de tipo Y, marca SKF

Dimensiones [mm]												
d	A	A ₁	H	H ₁	H ₂	J _{min}	J _{max}	L	N	N ₁	G	S ₁
25.4	36	21	70	36,5	16	94	110	130	140	42	34	14.3

Fuente: Catalogo general SKF

Estas características corresponden a la unidad completa del soporte de pie con rodamiento tipo Y, de designación: SY 1.TF, cuya capacidad de carga dinámica es:

$$C_r = 10800[N]$$

Al comparar la reacción $C_r > C$, se determina que la unidad completa (chumacera) de designación SY 1.TF es la correcta para nuestro diseño.

Con estos datos procedemos a calcular la viscosidad del aceite lubricante para lo cual procedemos de la siguiente forma:

Para la lectura de las tablas se necesita la media de los diámetros el cual es $d = 25,4$ y $D = 52$.

$$d_m = d - D$$

$$d_m = 38,4$$

Con este valor medio y con la velocidad de rotación que es de 3460 rpm sacamos el valor de la viscosidad del diagrama Anexo12

El cual es:

$$v_1 = 13 \text{ mm}^2/\text{s}$$

Nos imponemos una temperatura de trabajo de 60 grados centígrados y con el valor anterior de viscosidad procedemos a calcular la viscosidad del aceite para una temperatura de 40 grados que es la que normalmente se va a trabajar en el diagrama Anexo 11

$$v = 26 \text{ mm}^2/\text{s}$$

La cual será la viscosidad para el aceite de lubricación.

Por el costo y disponibilidad en el mercado se decidió comprar las chumaceras de la marca DKF de designación UPC205, cuyas características son similares a las requeridas.

6.6.5 CÁLCULO DE LA POTENCIA DEL MOTOR

Reemplazamos los datos de la ecuación (6.14) se tiene:

$\mu = 0.0015$ para el caso de rodamientos de bolas pag. 47 catalogo SKF

$$T = \frac{0.0015 * 122.5 * 0.254}{2}$$

$$T = 0.023[N.m] = 0.198 [lb.pulg]$$

En el presente caso, al tratarse de vencer la fuerza de rodamiento en los cuatro rodamientos se debe multiplicar al momento de torsión por 4, por lo que se obtiene

$$T = 0.792 [lb.pulg]$$

El rendimiento según las especificaciones del motor es: = 0.98

Reemplazando los valores calculados en la ecuación (6.14) se tiene que la potencia requerida es:

$$H = \frac{0.792 * 3460}{63000 * 0.98}$$

$$H = 0.048[HP]$$

Por tanto al utilizar un motor de 1Hp se obtiene la potencia necesaria para vencer la fuerza de rozamiento en los cuatro rodamientos, y así transmitir el movimiento de giro al eje motriz y eje conducido y esta selección se hace también por el motivo de existir variadores de frecuencia con capacidad de 1 hp y trifásico así que la selección será de un motor de 1HP trifásico para nuestra propuesta.

6.6.6 DIMENSIONAMIENTO DEL ACOPLER SEMIFLEXIBLE

A continuación se determinará el par nominal que deberá transmitir el acople seleccionado, mediante la ecuación (6.15).

$$C = \frac{7160 * H}{n}$$

$$C = \frac{7160 * 0.25}{3460}$$

$$C = 2 [N * m]$$

Los coeficientes para el factor de corrección obtenidos del Anexo A4 son:

$$k_1 = 1; \text{maquina motriz y receptora}$$

$$k_2 = 1.2; \text{frecuencia de arranque}$$

$$k_3 = 1; \text{horas de funcionamiento diario}$$

Con esto se determina el factor de corrección o de servicio multiplicado los tres factores de corrección:

$$k = k_1 * k_2 * k_3$$

$$k = 1 * 1.2 * 1$$

$$k = 1.2$$

Con el valor del factor de corrección obtenido y la ecuación (6.16) se calcula el par nominal efectivo del acoplamiento.

$$C_e = k * C$$

$$C_e = 2 * 1.2$$

$$C_e = 2.4 [Nm] = 21.21 [lb * pulg]$$

Con el valor obtenido para el par nominal efectivo y el diámetro de los ejes, del catálogo de Loverjoy se selecciona el tipo de acople L-075. Que tiene la capacidad de transmitir una potencia de hasta 5 [HP], un par nominal efectivo de 96 [lb*pulg], absorber desalineamiento angular en 1° y puede alojar ejes de diámetro que van desde $\frac{1}{4}$ hasta 1[pulg].

6.6.7 CALCULO DE LA PLACA DE FUERZA

La placa de fuerza de la que va a estar provista la máquina de fatiga posee las siguientes dimensiones generales.

$$l = 335 [mm]$$

$$b = 141 [mm]$$

$$e = 10 [mm]$$

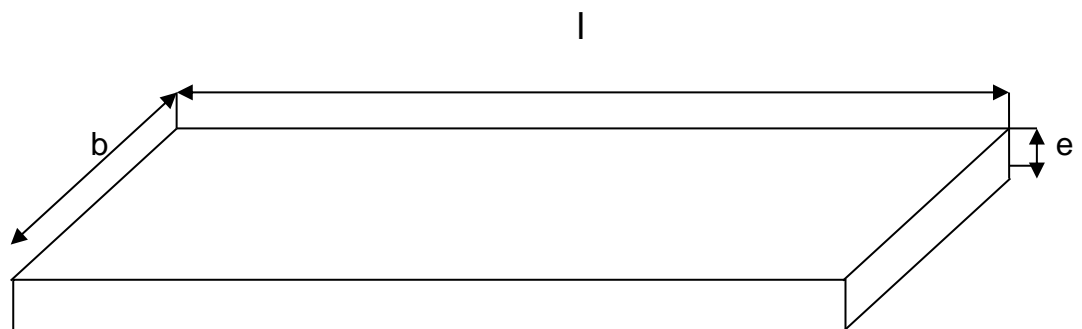


Figura 6.5 Esquema de la placa de fuerza (Fuente: El autor)

Las consideraciones que se toman en cuenta se especifican en el capítulo VI en el tema referente al diseño de la placa de fuerza.

Para determinar la carga total aplicada será necesario tomar la siguiente consideración:

$$W_T = \text{peso propio} + \text{peso barras de carga} + \text{carga aplicada}$$

$$W_{\text{peso propio}} = 4 \text{ [kg]}$$

Donde, l_1 y l_2 son las longitudes de las barras de carga.

$$W_{\text{barras de carga}} = 0.51 \text{ [kg]}$$

$$W_{\text{carga aplicada}} = 25 \text{ [kg]}$$

Cabe recalcar que para todos los cálculos se toma en cuanto la carga aplicada total que es de 25kg.

Por lo que W_T será:

$$W_T = 3.32 + 0.51 + 25 = 27.04 \text{ [kg]}$$

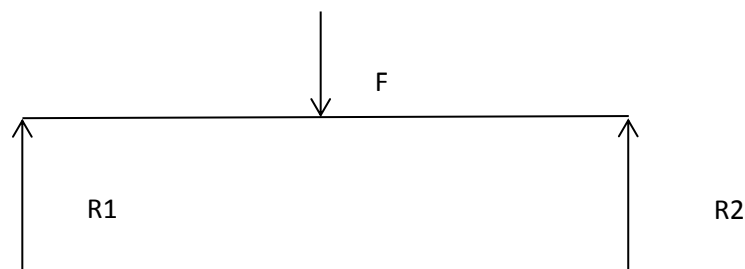


Figura 6.6 Diagrama de cuerpo libre de la placa de fuerza (Fuente: El autor)

Del diagrama de cuerpo libre, y de los diagramas de fuerza cortante y momento flector que se tienen en la figura 6.1, se obtienen las ecuaciones e información importante para realizar los cálculos.

En base a las ecuaciones, se tiene que las relaciones, fuerza constante y momento flector que actúan en la placa son:

$$\text{Si } W_T = 27.04 \text{ [kg]}$$

$$R_1 = R_2 = \frac{27.4}{2} = 13.7 \text{ [kg]}$$

$$V_{AB} = 13.7 \text{ [kg]}; \quad V_{CB} = -13.7 \text{ [kg]}$$

$$M_{AB} = \frac{W_T * x}{2} \rightarrow \begin{cases} x = 0 & \text{entonces} & M_{AB} = 0 \\ x = \frac{l}{2} & \text{entonces} & M_{AB} = 2294.75 \text{ [kg]} \end{cases}$$

$$M_{BC} = \frac{W_T}{2} (l - x) \rightarrow \begin{cases} x = \frac{l}{2} & \text{entonces} & M_{BC} = 2294.75 \text{ [kg]} \\ x = 0, & \text{entonces} & M_{BC} = 0 \end{cases}$$

De los diagramas de la figura 6.1, se observan que el momento máximo se encuentra en el centro de las placas y se tiene que:

$$M_{m\acute{a}x} = \frac{W_T * l}{4} = 2294.75 \text{ [kg]}$$

Entonces el espesor e es posible determinarlo con la ecuación (2. 73) de la siguiente manera:

$$e = \sqrt{\frac{12M_{m\acute{a}x}}{b * S_y}}$$

$$e = \sqrt{\frac{12 * 2294.75}{141 * 25.3}}$$

$$e = 2.77 \text{ [mm]}$$

Por facilidad de construcción y disponibilidad de material se escoge una placa con 6 [mm] de espesor, entonces de la ecuación se tiene que el factor de seguridad es:

$$FS = \frac{S_y * b * e^2}{6 * M_{m\acute{a}x}}$$

$$FS = \frac{25.3 * 141 * 6^2}{6 * 2294.75}$$

$$FS = 9$$

Este factor de seguridad es admisible por los aspectos de facilidad constructiva, disponibilidad y economía, ya que el aumentar el factor de seguridad no afecta notablemente en los costos de placas ya que la diferencia económica es de 10 dólares.

Luego se procede a calcular la deflexión máxima $Y_{m\acute{a}x}$ con la ecuación:

$$Y_{m\acute{a}x} = \frac{W_T * l^3}{48E * I}$$

Donde I es:

$$I = \frac{b * e^3}{12} = \frac{141 * 6^3}{12} = 2538 [mm^4]$$

$$E = 2 \times 10^6 \left[\frac{Kg}{cm^2} \right] = 20000 \left[\frac{Kg}{mm^2} \right]$$

$$Y_{m\acute{a}x} = \frac{27.04 * 335^3}{48 * 20000 * 2538}$$

$$Y_{m\acute{a}x} = 0.417 [mm]$$

Por lo tanto la deflexión que se produce en la placa de fuerza no afecta en lo más mínimo al ensayo de fatiga.

6.6.8 CÁLCULO DE LA PLACA SOPORTE PRINCIPAL

La placa soporte principal, sobre la cual estarán montadas chumaceras y soportaran toda la carga posee las siguientes dimensiones:

$$l = 1000 \text{ [mm]}$$

$$b = 350 \text{ [mm]}$$

$$e = 10 \text{ [mm]}$$

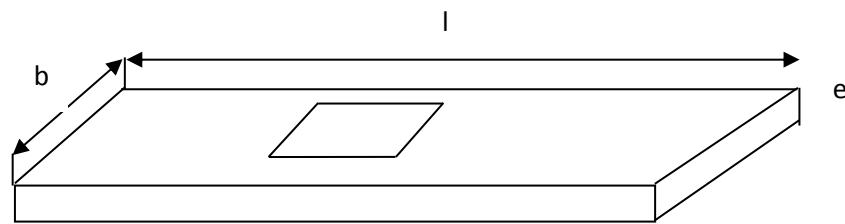


Figura 6.7 Esquema de la placa soporte principal (Fuente: El autor)

Una vez obtenido las dimensiones generales de la placa se procede a determinar la carga distribuida que estará sobre toda la placa de la siguiente forma:

Determinación de la carga distribuida (W_d).

Será necesario calcular la carga que interviene en la placa W_D , así:

$$W_D = W_{\text{ejes}} + W_{\text{chumaceras}} + W_{\text{mandriles}} + W_{\text{Placa de Fuerza}} + W_{\text{Barras de Carga}} \\ + W_{\text{Peso propio aprox}} + W_{\text{carga aplicada}}$$

$$W_{\text{ejes}} = W_{\text{ejes}} + W_{\text{chumaceras}} + W_{\text{mandriles}} + W_{\text{Placa de Fuerza}} + W_{\text{Barras de Carga}} \\ = 10Kg$$

$$W_{\text{Peso propio aprox}} = \rho * e * b * l$$

$$W_{\text{peso propio aprox}} = 14.5 \text{ [Kg]}$$

$$W_D = 10 + 14.5 = 24.5 \text{ [kg]}$$

Por lo tanto la carga distribuida a lo largo de la placa soporte es:

$$W_d = \frac{W_D}{l}$$

$$W_d = \frac{20}{1000}$$

$$W_d = 0.02 \text{ [kg/mm]}$$

Y la fuerza puntual aplicada en el medio de la placa W_p de 25 kg que es la carga total del ensayo.

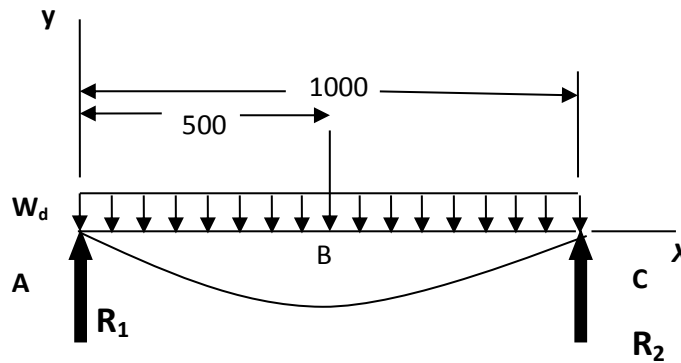


Figura 6.8 Diagrama de cuerpo libre (Fuente: El autor)

Calculo de las reacciones:

$$\sum F_y = 0$$

$$R_1 + R_2 = W_p + W_d * l$$

$$R_1 + R_2 = 25 + (0.02 * 1000)$$

$$R_1 + R_2 = 45 \text{ [kg]}$$

Se tiene que las reacciones de los apoyos son:

$$R_1 = R_2 = 22.5 \text{ [kg]}$$

Análisis de la fuerza cortante y momento flector

Tramo AB

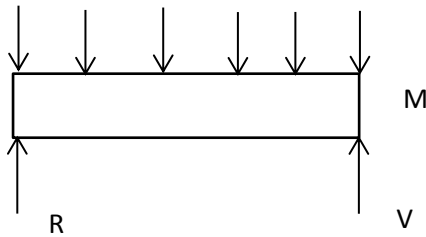


Figura 6.9 Diagrama de cuerpo libre del tramo AB (Fuente: El autor)

$$\int_{24.75}^V dv = \int_0^x p dx$$

$$V = -0.02x + 22.5$$

$$\int_0^M dM = \int_0^x V dx$$

$$M = 0.02 \frac{x^2}{2} - 22.5x$$

Reemplazando valores

$$x = 0 \quad V = 22.5$$

$$M = 0$$

$$x = 500 \quad V = 12.5$$

$$M = -8750$$

Tramo BC

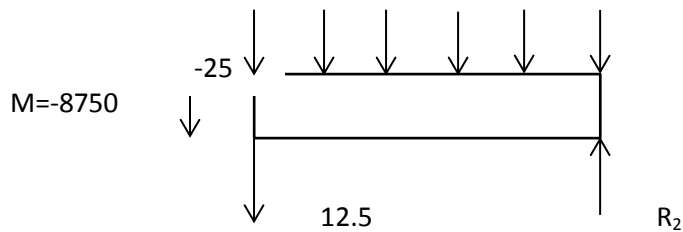


Figura 6.10 Diagrama de cuerpo libre del tramo BC (Fuente: El autor)

$$\int_{-12.5}^V dv = \int_0^x p dx$$

$$V = 0.02x - 12.5$$

$$\int_{-9312.5}^M dM = - \int_0^x V dx$$

$$M = 0.02 \frac{x^2}{2} + 12.5x - 8750$$

$$x = 0 \quad V = -12.5$$

$$M = -8750$$

$$x = 500 \quad V = 12.5$$

$$M = 0$$

Entonces el momento máximo aplicado en la placa es de:

$$M_{max} = 8750[kg - mm]$$

Para determinar el espesor ocuparemos las ecuaciones ya mencionadas en la fundamentación de la propuesta:

Para un factor de seguridad de 2 tenemos:

$$e = \sqrt{\frac{12M_{m\acute{a}x}}{b * S_y}}$$

$$e = \sqrt{\frac{12 * 8750}{350 * 25.3}}$$

$$e = 3.5 [mm]$$

Por facilidad de construcción y disponibilidad de material se escoge una placa con 6 [mm] de espesor, entonces de la ecuación se tiene que el factor de seguridad es:

$$FS = \frac{S_y * b * e^2}{6 * M_{m\acute{a}x}}$$

$$FS = \frac{25.3 * 350 * 6^2}{6 * 9312.5}$$

$$FS = 5.7$$

El factor de seguridad es aceptable para nuestra placa base.

Para el cálculo de la deformación máxima necesitamos la carga total aplicada que es igual a la carga aplicada a la probeta más la carga distribuida a lo largo de la placa

$$W_T = 25 + 0.0245 * 1000$$

$$W_T = 45 \text{ kg}$$

$$Y_{m\acute{a}x} = \frac{W_T * l^3}{48E * I}$$

Donde I es:

$$I = \frac{b * e^3}{12} = \frac{350 * 6^3}{12} = 6300 \text{ [mm}^4\text{]}$$

$$E = 2 \times 10^6 \left[\frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2} \right] = 20000 \left[\frac{\text{Kg}}{\text{mm}^2} \right]$$

$$Y_{m\acute{a}x} = \frac{45 * 1000^3}{48 * 20000 * 6300}$$

$$Y_{m\acute{a}x} = 0.008 \text{ [mm]}$$

6.6.9 DISEÑO DE LA BANCADA PARA SOPORTE DE LOS ELEMENTOS MECÁNICOS

Esta será la encargada de soportar cada uno de los elementos ubicados sobre la misma para evitar tanto vibración, la fuerza de torque del motor y así evitar el vuelque de la máquina, se seleccionará material estructural AISI 1020 de sección cuadrada de 8cm*8cm*3mm para su construcción, porque es lo suficiente rígido y fuerte para soportar estas fuerzas aplicadas y lo cual se comprobara con el cálculo siguiente.

Pórtico Principal

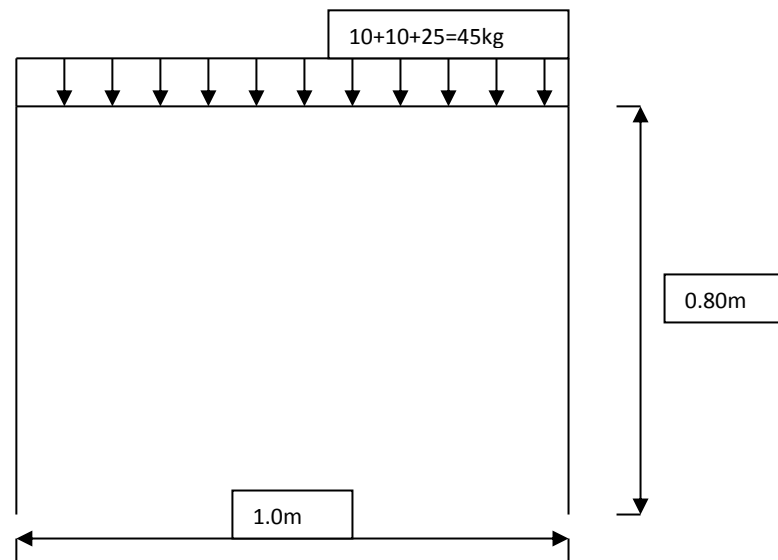


Figura 6.11 Pórtico principal (Fuente: El autor)

A) Estructura Ficticia

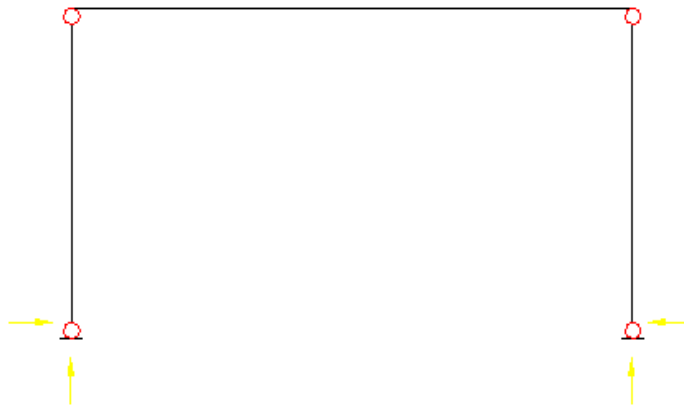


Figura 6.12 Estructura ficticia (Fuente: El autor)

$$L = 2n - (b + bo)$$

Donde

n = número de nodos (4)

b = número de elementos (3)

bo = número de reacciones (4)

L = 1 se necesitara 1 ligadura lineal

B) Sistema Base

C)

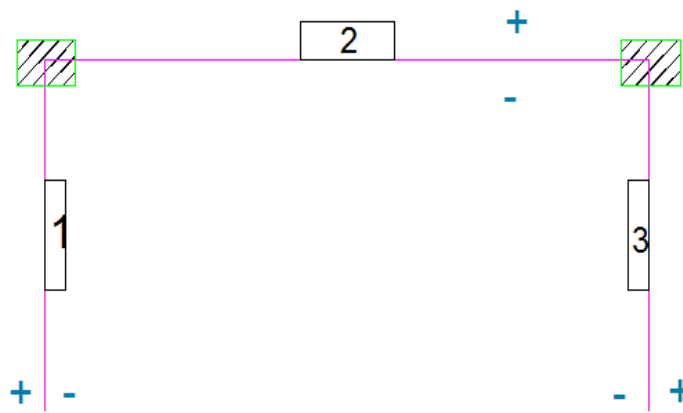
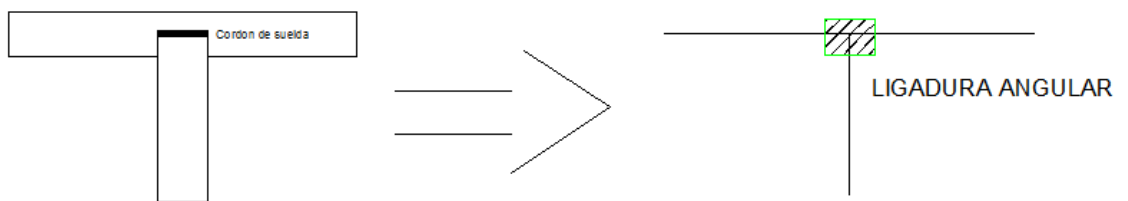


Figura 6.13 Sistema base (Fuente: El autor)

En los nudos rígidos por soldadura tenemos



D) Sistema Base aplicando Ligadura lineal

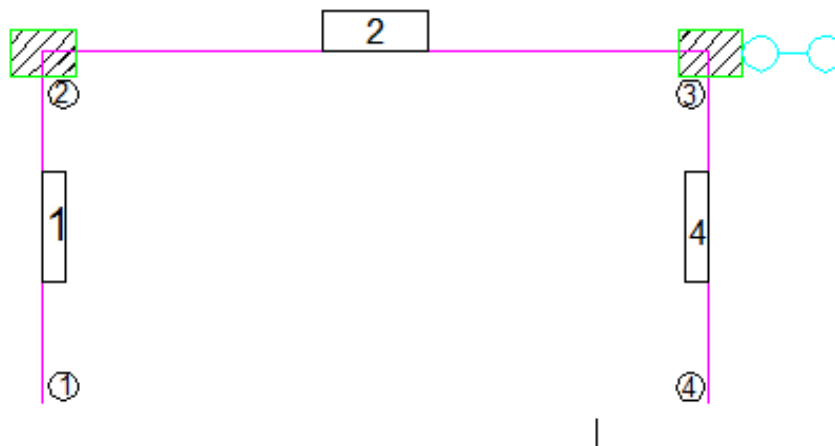


Figura 6.14 Pórtico principal (Fuente: El autor)

E) Ecuaciones canónicas

Ligadura lineal: 1

Ligadura angular: 2

Total = 3

$$R_{11}Z_1 + R_{12}Z_2 + R_{13}Z_3 + R_1P = 0$$

$$R_{21}Z_1 + R_{22}Z_2 + R_{23}Z_3 + R_2P = 0$$

$$R_{31}Z_1 + R_{32}Z_2 + R_{33}Z_3 + R_3P = 0$$

F) Deformaciones

a.- Determinación de r_{i1} para $Z_1=1$ (desplazamiento de 1 radian) (Anexo A7, formula 1).

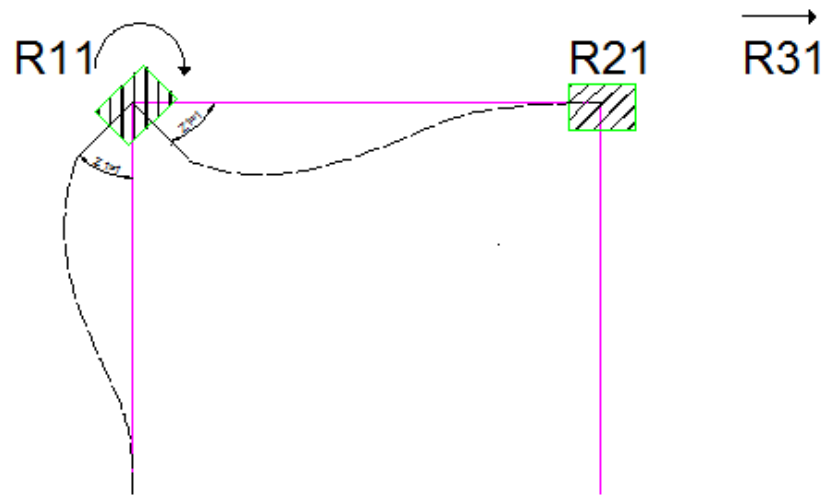
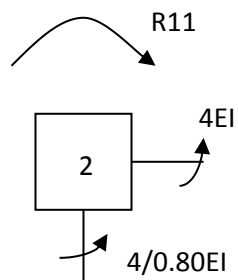
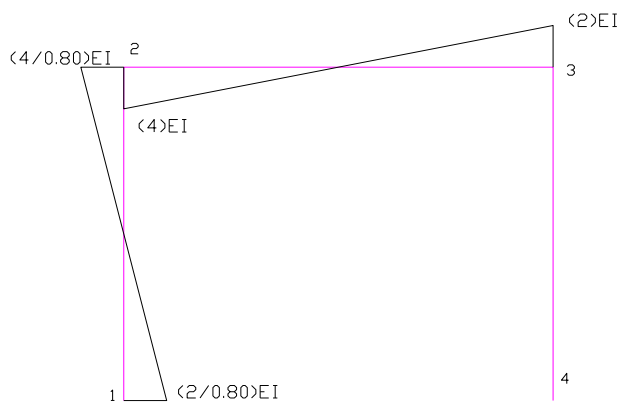


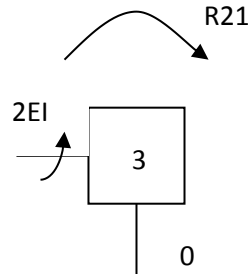
Figura 6.15 Determinación de r_{i1} (Fuente: El autor)



$$\sum M_2 = 0 \text{ Antihorario} +$$

$$-R_{11} - 4EI + \left(\frac{4}{0.80}\right)EI = 0$$

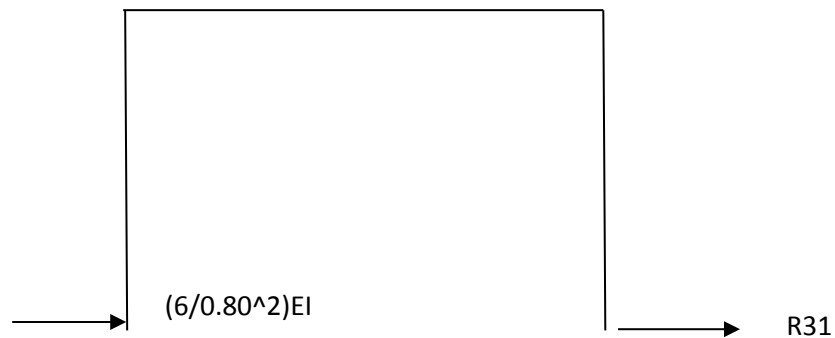
$$R_{11} = 9EI$$



$$\sum M_3 = 0 \text{ Antihorario} +$$

$$-R_{21} + 2EI + 0 = 0$$

$$R_{21} = 2EI$$



$$\sum F_x = 0 \text{ Dere.} +$$

$$R_{31} + \left(\frac{6}{0.80^2}\right)EI = 0$$

$$R_{31} = -9038EI$$

b.- Determinación de r_{i2} para $Z_2=1$ (desplazamiento de 1 radian) (Anexo A7, formula 1).

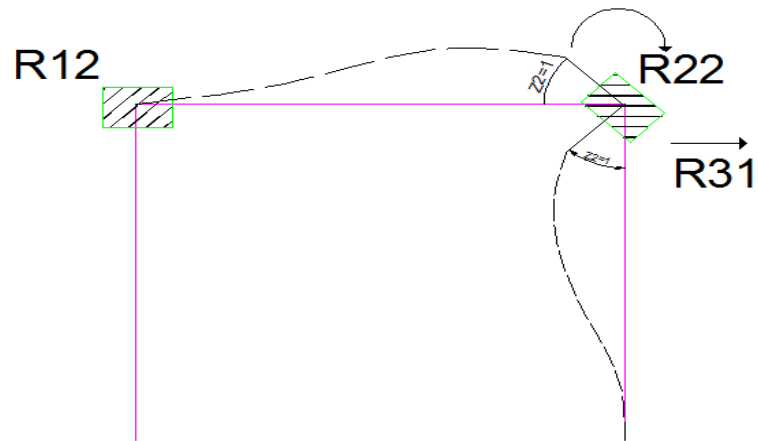
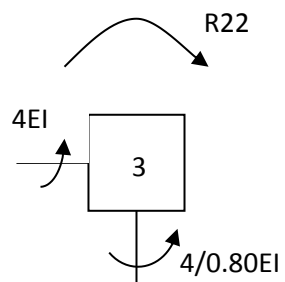
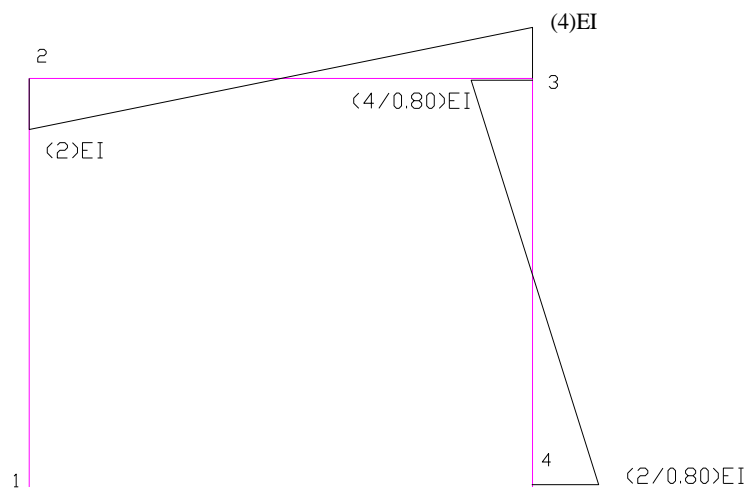


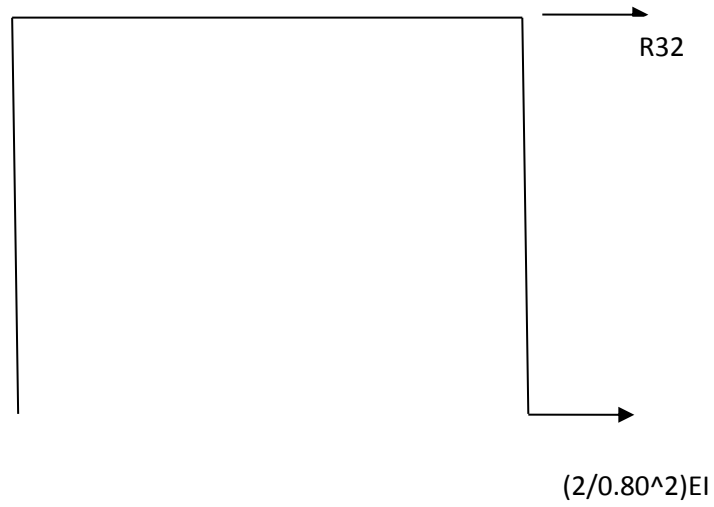
Figura 6.16 Determinación de r_{i2} (Fuente: El autor)



$$\sum M_3 = 0 \text{ Antihorario} +$$

$$-R_{21} + 4EI + \left(\frac{4}{080}\right)EI = 0$$

$$R_{21} = 9EI$$



$$\sum F_x = 0 \text{ Dere. +}$$

$$R_{32} + \left(\frac{6}{0.80^2}\right)EI = 0$$

$$R_{32} = -9.38EI$$

c.- Determinación de r_{i3} para $Z_3=1$ (Anexo 8, formula 2)

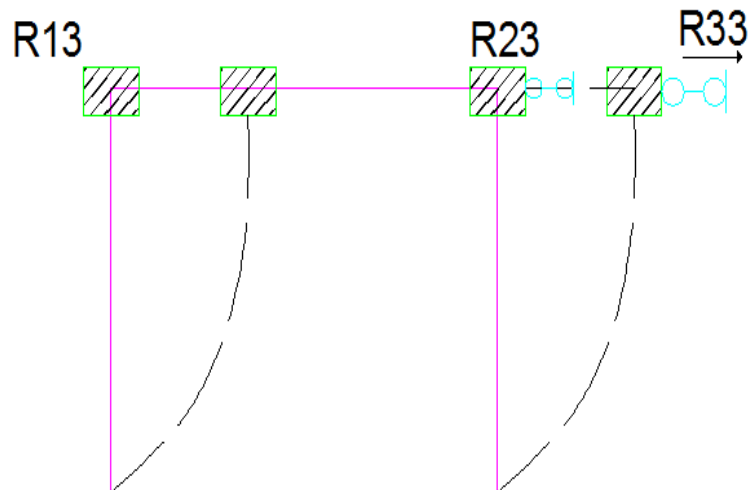
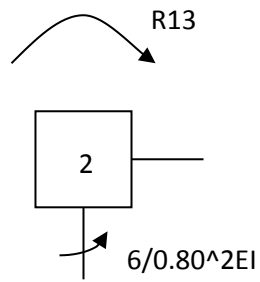
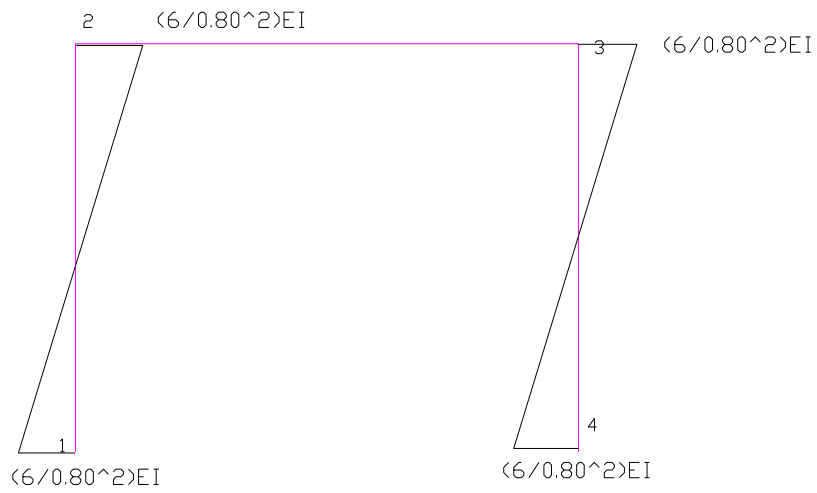


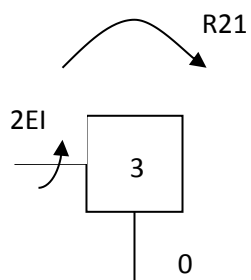
Figura 6.17 Determinación de r_{i3} (Fuente: El autor)



$$\sum M_2 = 0 \text{ Antihorario} +$$

$$R_{13} - \left(\frac{6}{0.80^2} \right) EI = 0$$

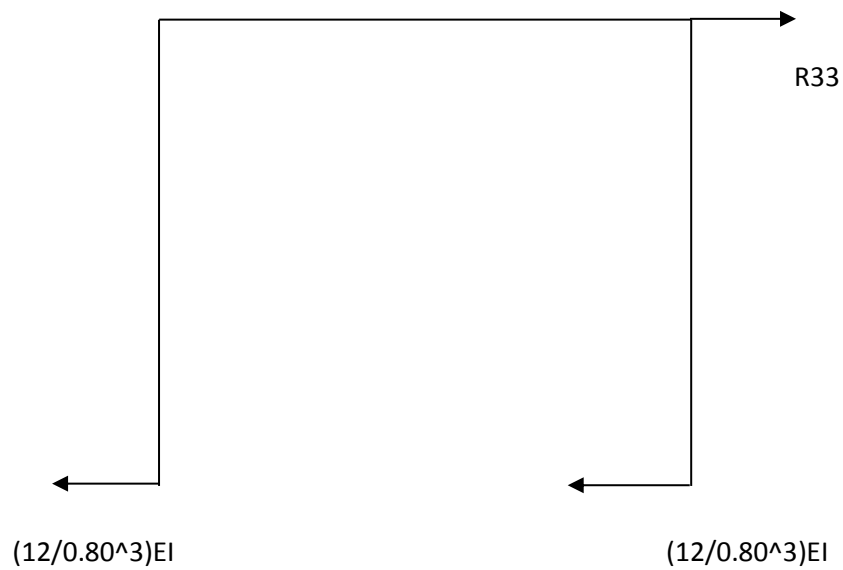
$$R_{13} = -9.38EI$$



$$\sum M_3 = 0 \text{ Antihorario} +$$

$$-R_{23} - \left(\frac{6}{0.80^2}\right)EI = 0$$

$$R_{23} = -9.38EI$$



$$\sum F_x = 0 \text{ Arriba} +$$

$$R_{33} - \left(\frac{12}{0.80^3}\right)EI = 0$$

$$R_{33} = 9.38EI$$

d.- Determinación de riP (Anexo 8, formula 8)

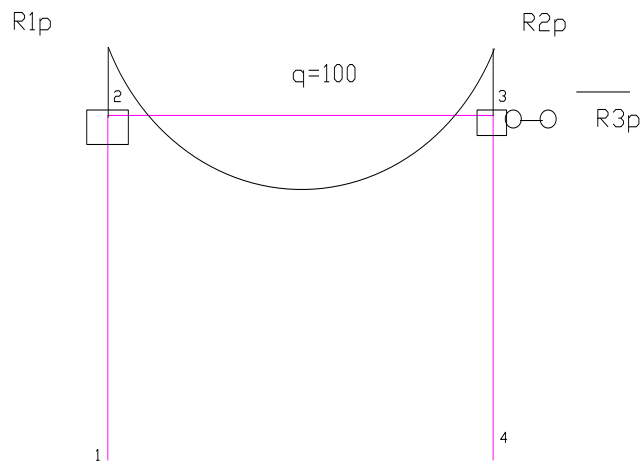
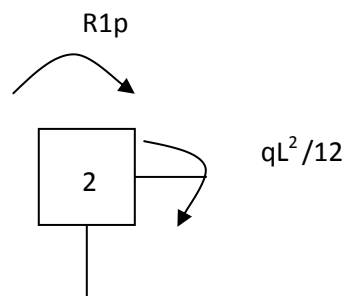


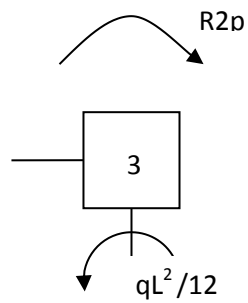
Figura 6.18 Determinación de rip (Fuente: El autor)



$$\sum M_2 = 0 \text{ Antihorario} +$$

$$-R1p - 8.33 = 0$$

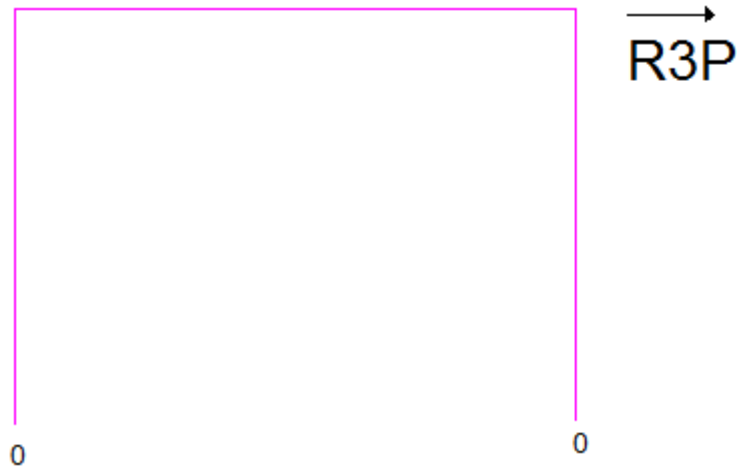
$$R1p = -8.33$$



$$\sum M_3 = 0 \text{ Antihorario} +$$

$$-R_2p + 8.33 = 0$$

$$R_2p = 8.33$$



$$\sum F_x = 0 \text{ Dere.} +$$

$$R_3P = 0$$

e.- Reemplazando en ecuaciones canónicas

$$9EI Z_1 + 2EI Z_2 - 9.38EI Z_3 - 8.33 = 0$$

$$2EI Z_1 + 9EI Z_2 - 9.38EI Z_3 + 8.33 = 0$$

$$-9.38EI Z_1 - 9.38EI Z_2 + 9.38EI Z_3 + 0.00 = 0$$

Resolviendo el sistema de ecuaciones tenemos

$$Z_1 = 1.19$$

$$Z_2 = -1.19$$

$$Z_3 = 0$$

Elemento 1 nodos del 1 al 2

$$1 = -2/0.80EI(1.19) + 0Z_2 + (6/0.80^2)EI(0) + 0 = -2.97$$

$$2 = 4EI(1.19) + 0(-1.19) - (6/0.80^2)EI(0) + 0 = 5.95$$

Elemento 2 nodos del 2 al 3

$$2 = -4EI(1.19) - 2EI(-1.19) + Z_3(0) + 8.33 = 5.95$$

$$3 = EI(1.19) + 4EI(-1.19) + 0Z_3 + 8.33 = 5.95$$

Elemento 3 nodos del 3 al 4

$$3 = 0(1.19) - 4/0.80EI(-1.19) + (6/0.80^2)EI(0) + 0 = 5.95$$

$$4 = 0(1.19) + 2/0.80EI(-1.19) - (6/0.80^2)EI(0) + 0 = -2.97$$

f.- Diagrama de Momentos

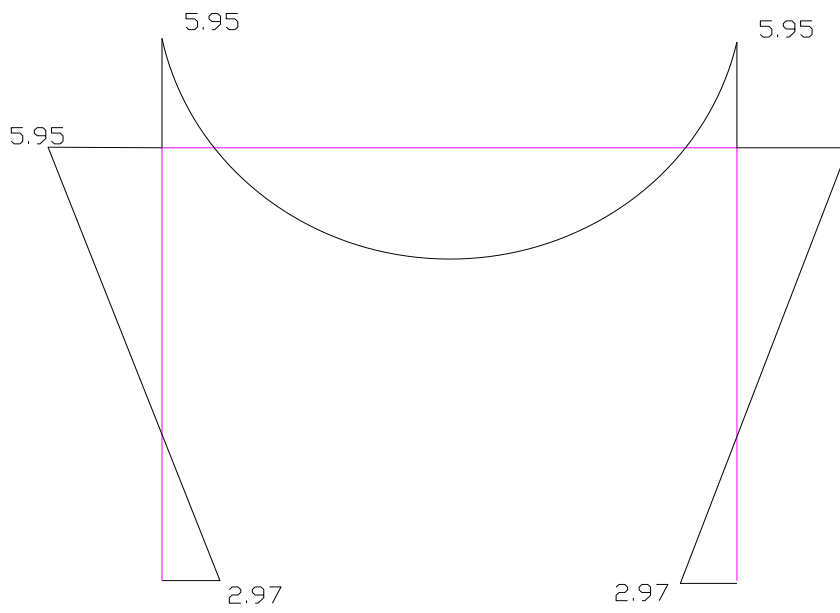


Figura 6.19 Diagrama de Momentos (Fuente: El autor)

g.- Reacciones

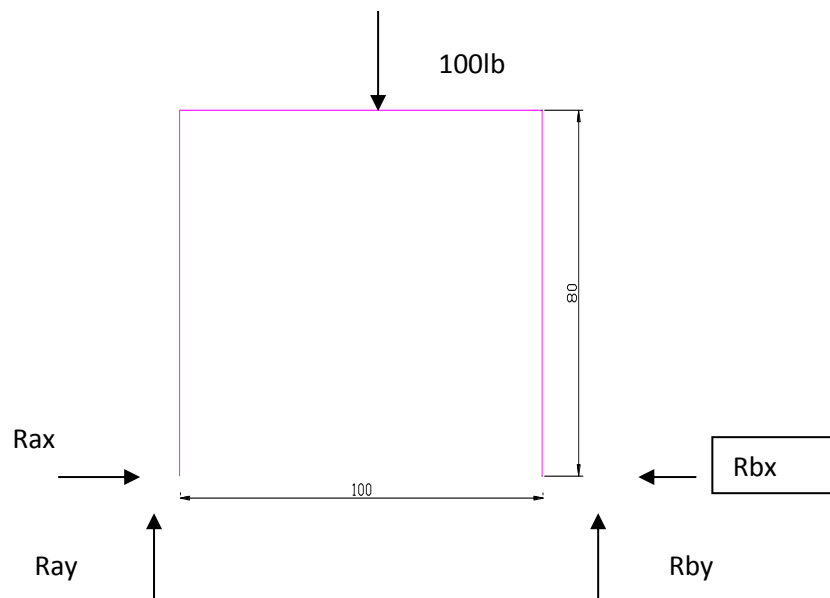


Figura 6.20 Reacciones (Fuente: El autor)

$$\sum MA = 0 \text{ Antihorario} +$$

$$RBy = 50lb$$

$$\sum Fy = 0 \text{ Arriba} +$$

$$RAy = 50 lb$$

$$\sum Fx = 0 \text{ Derecha} +$$

$$RAx = RBx$$

Sistema en Equilibrio

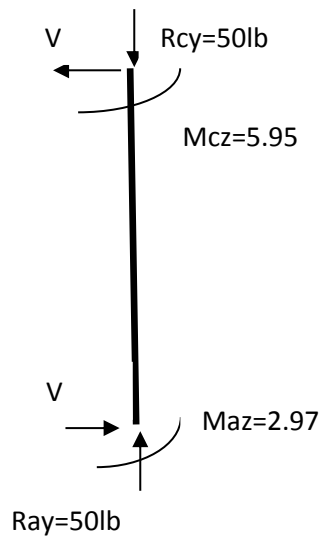


Figura 6.21 Sistema de equilibrio (Fuente: El autor)

$$\sum MA = 0 \text{ Antihorario} +$$

$$V = 11.15$$

$$RAx = 11.15 lbs. = RBy$$

h.- cálculo de momentos

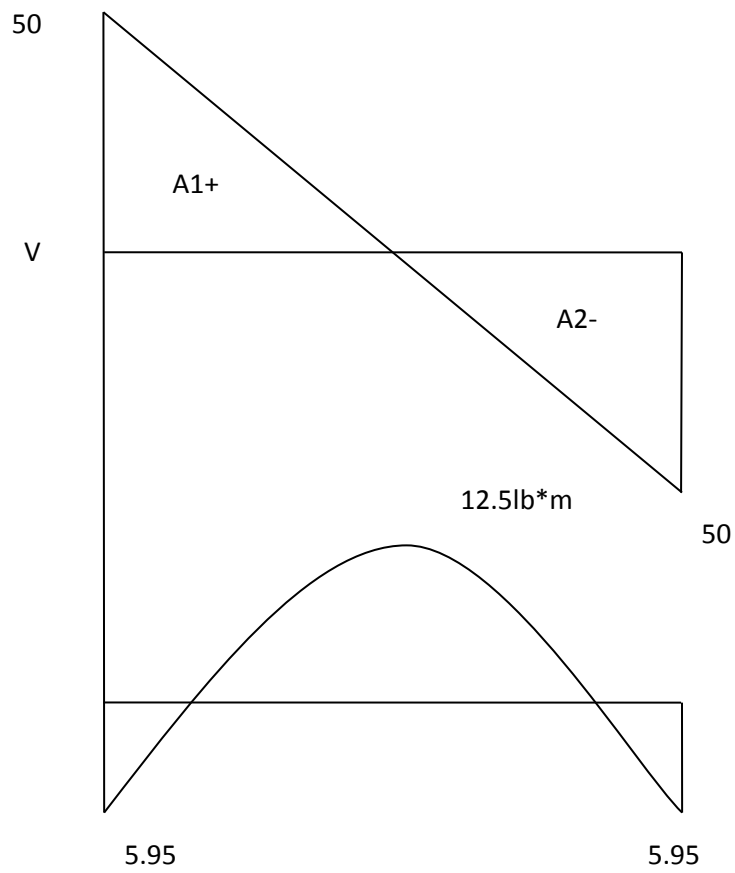
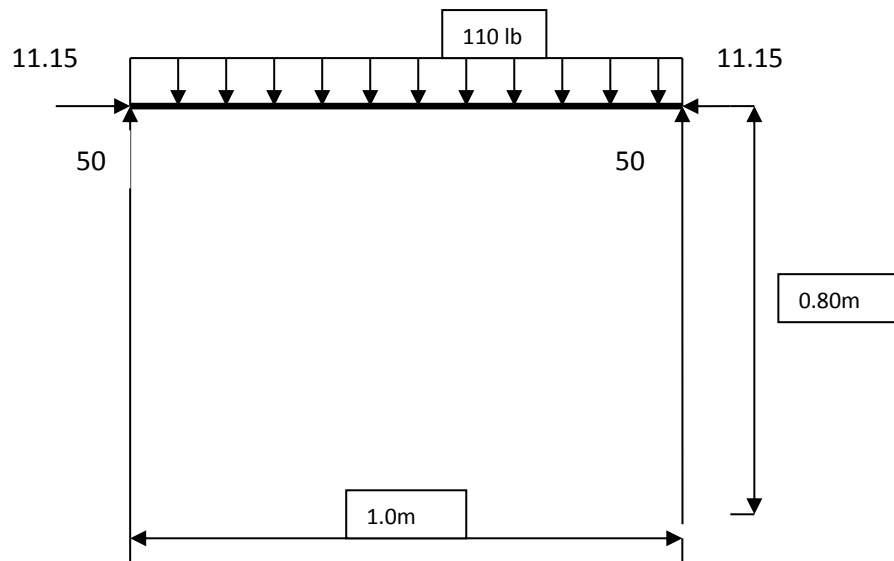


Figura 6.22 Diagrama de momentos (Fuente: El autor)

$$A1 = \frac{b \cdot h^2}{2}$$

$$A1 = 12.5 \text{ lb} \cdot \text{m}$$

$$A2 = \frac{b \cdot h^2}{2}$$

$$A2 = 12.5 \text{ lb} \cdot \text{m}$$

Momento máximo = 492 lb.in

Propiedades geométricas de Acero cuadrado se escoge un tubo cuadrado y de (40.40.1,5) mm. Sy = 30 Ksi ANEXO 9

Esfuerzo Normal

$$\sigma_x = \frac{M \cdot c}{I} = \frac{492(\text{lb} \cdot \text{in}^2)(0.78\text{in})}{0.1316\text{in}^4} = 2916.82 \text{ Psi}$$

Esfuerzo Cortante

$$\tau_{max} = \left[\left(\frac{\sigma_x}{2} \right)^2 \right]^{1/2}$$

$$\tau_{max} = 1458.41 \text{ lb/in}^2$$

Teoría del esfuerzo cortante MSST, donde para AISI 1020; Ssy = 30 Ksi

$$Sy = \frac{S_{sy}}{2}$$

$$Sy = 15 \text{ Ksi}$$

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

$$n = 10$$

Se ve que el factor de seguridad es alto por lo que se mantiene esta selección, para que la máquina tenga una estructura gruesa y sea firme ante la rotura de probetas.

6.6.10 SISTEMA DE CONTEO DE REVOLUCIONES

Este sistema será el que nos permita determinar el número de revoluciones o vueltas que alcanzo la probeta antes de la falla por fatiga para así con este dato poder realizar el cálculo de la resistencia a la fatiga, este sistema consta de un encoder y un visualizador de revoluciones, los cuales en conjunto nos darán el dato exacto de revoluciones.

El encoder es un dispositivo que permite registrar pulsos (600 pulsos/rev.) los cuales llegaran al visualizador el cual después de una programación adecuada nos transformara esos pulsos a revoluciones por minuto.

6.6.11 VARIADOR DE FRECUENCIA

Un variador de frecuencia es un sistema para el control de la velocidad rotacional de un motor de corriente alterna (AC) por medio del control de la frecuencia de alimentación suministrada al motor. Un variador de frecuencia es un caso especial de un variador de velocidad. Los variadores e frecuencia son también conocidos como drivers de frecuencia ajustable (AFD), drivers de CA, microdrivers o inversores.

Dado que el voltaje es variado a la vez que la frecuencia, a veces son llamados drivers (variador de voltaje variador de frecuencia), para nuestro diseño seleccionamos un variador de rango 1hp a 1.5 hp con el cual logramos controlar el motor de 1hp seleccionado en el cálculo.

6.612 FINAL DE CARRERA

Este es el dispositivo que nos ayudara a detener el motor al momento de que la probeta se fractura, este dispositivo está conectado al variador de frecuencia de manera que detiene el motor sin causar ningún tipo de daño en el sistema interno del motor.

6.6.13 FOTOGRAFÍAS DEL PROCESO DE CONSTRUCCIÓN DE LA MÁQUINA DE FATIGA CON VIGA ROTATORIA

En las fotografías se puede observar el proceso de construcción y montaje de la máquina de fatiga con viga rotaria.

Construcción de la bancada que consta de un marco rígido de tubo cuadrado de dimensiones 80x80x3 mm y la placa base de dimensiones 1000x 350x6 mm y están unidas por medio de suelda de electrodo revestido E6011 en todas sus juntas.



Figura 6.23 Construcción de la bancada y placa base (Fuente: El autor)

Montaje de las chumaceras con el eje y mandril sobre la bancada parlo cual se utiliza un eje de una pulgada y chumaceras P205.



Figura 6.24 Montaje de ejes y chumaceras (Fuente: El autor)

Montaje de la placa de fuerza la cual va sujeta dos de las chumaceras para hacer el sistema de aplicacion de carga



Figura 6.25 Montaje placa de fuerza (Fuente: El autor)

Montaje del motor y sistema de control que consta de un contador de revoluciones, un encoder, un final de carrera y un variador de frecuencia.



Figura 6.26 Montaje del motor y sistema de control (Fuente: El autor)

Alineación de ejes chumaceras y motor para que el sistema no cause problemas al momento de ensayar las probetas.



Figura 6.27 Alineación del sistema (Fuente: El autor)

Máquina de ensayos de fatiga rotativa terminada.



Figura 6.28 Máquina ensamblada completamente (Fuente: El autor)

6.14 PROCEDIMIENTO PARA REALIZAR EL ENSAYO DE FATIGA

- Verificar que las chumaceras se encuentren lubricadas correctamente.
- Conectar a una fuente de corriente alterna de 220 [V] los cables de alimentación del motor y del sistema de control.
- Colocar la probeta en los mandriles de sujeción. Para esto es necesario realizar manualmente el apropiado desfase del eje conducido con respecto al eje motriz, ajustar adecuadamente los mandriles con la ayuda de la llave de cono y ajustar los prisioneros de las chumaceras del eje conducido con los hexágonos apropiados.
- Verificar que el conjunto ejes-probeta se encuentre alineado correctamente.
- Verificar que la balanza se encuentre encerrado.

- Colocar la carga determinada con anterioridad, girando la llave de ajuste en sentido anti horario cabe recalcar que el sistema de carga tiene un peso de 8Kg por lo tanto al momento de aplicar la carga hay que tomar en cuenta este dato.
- Encerar el contador de revoluciones presionando el botón reset.
- Pulsar el botón de encendido del motor, para que a su vez inicie el conteo del número de ciclos efectuados por la probeta.
- Al mismo tiempo que se enciende el motor se debe poner a correr un cronómetro.
- Al momento que se produce el fallo de la probeta se debe apagar manualmente la máquina y los datos registrar en tablas los valores de número de ciclos registrado en el contador y tiempo de duración del ensayo.
- Desmontar la probeta fracturada.
- Finalmente quitar la carga aplicada y apagar el sistema de control y retornar la palanca de encendido a la posición de apagado.
- Para modificar la velocidad de giro del motor se utiliza el tacómetro que en los laboratorios de la Facultad para poder modificar para el ensayo el motor está girando a 1700 revoluciones por minuto.

6.15. PRUEBAS REALIZADAS EN LA MAQUINA CONTRUIDA.

Tabla 6.7 Valores obtenidos en el ensayo a fatiga

N° probeta	N rpm	Tiempo [s]	Carga Q [kg]	S'f [MPa]
1	10200	312	12	402.59
2	6020	270	13	419
3	2400	240	15	449.34
4	1800	304	16	459.27
5	1461	150	17	466.65
6	1500	100	18	465,74
7	2021	112	14	455,31
8	3687	187	11	434,97
9	6980	295	10	414,38

Fuente: El autor

Gráficas de la máquina diseñada

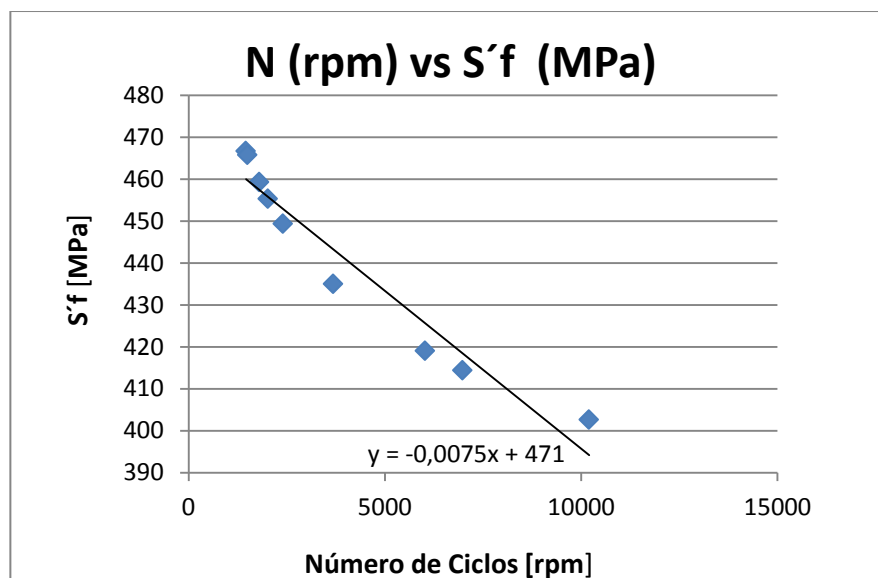


Gráfico 6.1 Gráfica Resistencia a la Fatiga vs Número de ciclos (Autor: El autor)

En el gráfico 6.1 es el diagrama de esfuerzo vida del acero AISI 1045 se observa cómo se comporta cuando el número de ciclos tiende a disminuir hasta el inicio de la zona de ciclos altos la resistencia a la fatiga es mayor, y cuando aumenta el número de ciclos hacia la zona de vida infinita la resistencia a la fatiga disminuye.

Regresión de los datos:

Tabla 6.8 Regresión lineal N vs S_f

# rpm	S_f (MPa)	x^2	$x*y$
10200	402,59	104040000	4106418
6020	419	36240400	2522380
2400	449,34	5760000	1078416
1800	459,27	3240000	826686
1461	466,65	2134521	681775,7
1500	465,74	2250000	698610
2021	455,31	4084441	920181,5
3687	434,97	13593969	1603734
6980	414,38	48720400	2892372
Sumatorias	36069	3967,25	220063731
b1	-0,0075		
b0	471,00		

Fuente: El autor

La ecuación resultante es:

$$S_f = 471 - 0,0075N$$

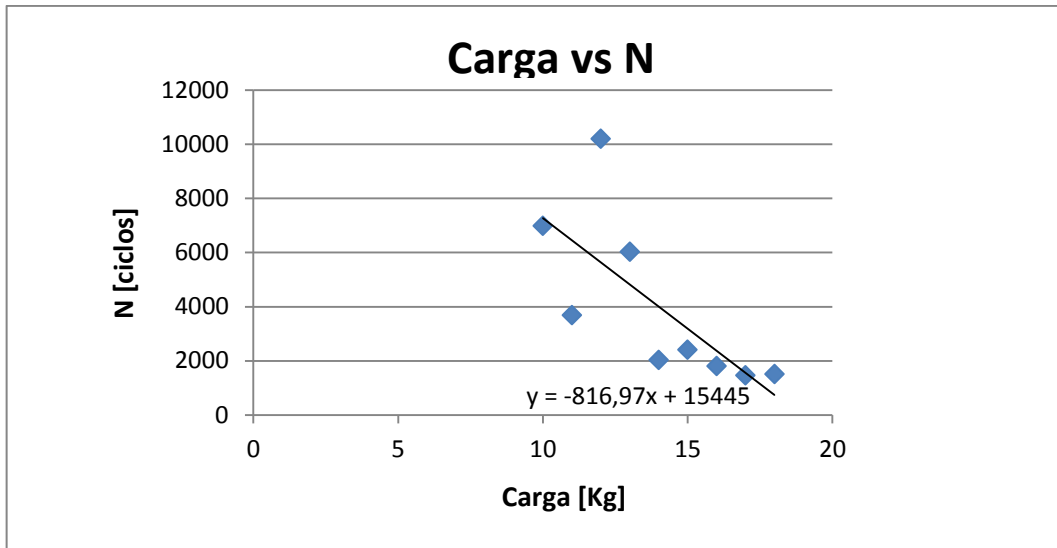


Gráfico6.2 Gráfica de carga vs número de ciclos (Autor: El autor)

En el gráfico 6.2 se observa cómo se relaciona la carga con el número de ciclos, lo que se aprecia es que conforme la carga aumenta la probeta falla a menos ciclos y se fractura más pronto.

Tabla 6.9 Regresión lineal Q vs N

Q(Kg)	# rpm	x ²	x*y
12	10200	144	122400
13	6020	169	78260
15	2400	225	36000
16	1800	256	28800
17	1461	289	24837
18	1500	324	27000
14	2021	196	28294
11	3687	121	40557
10	6980	100	69800
Sumatorias	126	36069	455948
b1	-816,97		
b0	15445,20		

Fuente: el autor

Dónde:

Y= N

X= Q

La ecuación queda de la siguiente manera:

$$N = -816,97Q + 15445,20$$

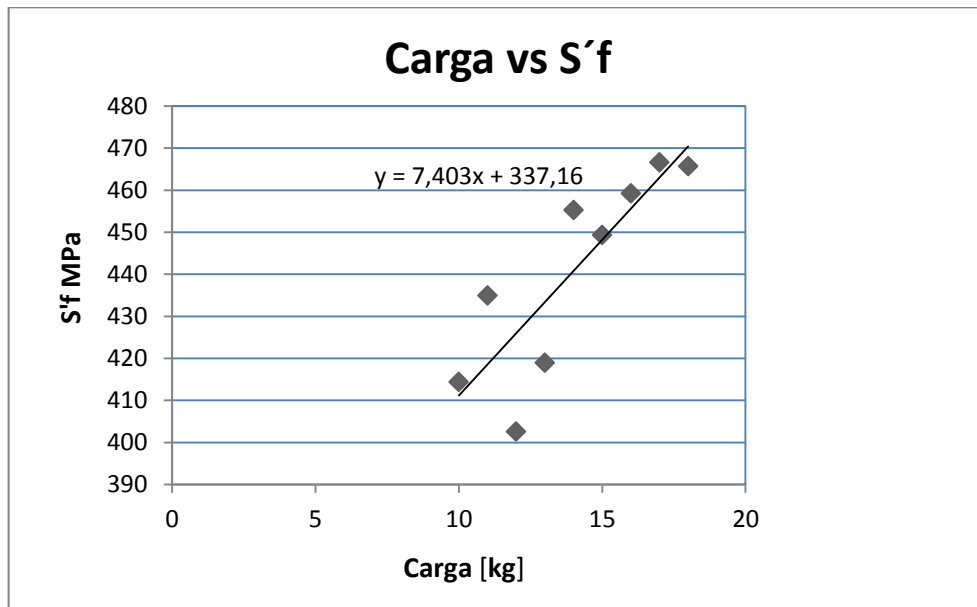


Gráfico 6.3 Diagrama Carga [Kg] vs Resistencia a la Fatiga [MPa] (Autor: El autor)

En el gráfico 6.3 se puede apreciar el comportamiento de la resistencia a la fatiga conforme la carga varia, se observa que la resistencia a la fatiga aumenta cuando la carga aumenta.

Tabla 6.10 Regresión lineal Q vs S_f

	Q(Kg)	S_f (MPa)	x^2	$x*y$
	12	402,59	144	4831,08
	13	419	169	5447
	15	449,34	225	6740,1
	16	459,27	256	7348,32
	17	466,65	289	7933,05
	18	465,74	324	8383,32
	14	455,31	196	6374,34
	11	434,97	121	4784,67
	10	414,38	100	4143,8
Sumatorias	126	3967,25	1824	55985,68
b1	7,40			
b0	337,16			

Fuente: el autor

Donde:

$Y = S_f$

$X = Q$

La ecuación queda de la siguiente manera:

$$S_f = 7,40Q + 337,16$$

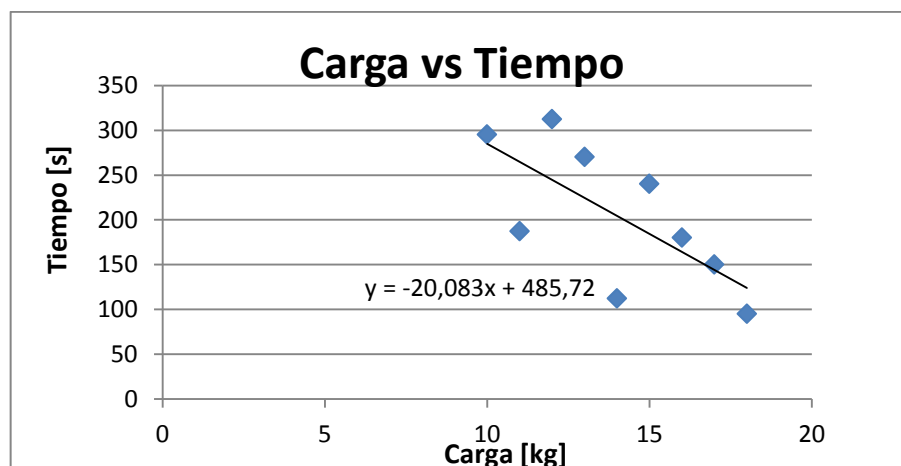


Gráfico 6.4 Diagrama Carga [Kg] vs Tiempo [s](Autor: El autor)

En el gráfico 6.4 se puede apreciar como varia el tiempo con la carga aplicada.

Tabla 6.11 Regresión lineal Q vs T

	Q(Kg)	T(s)	x ²	x*y
	12	312	144	3744
	13	270	169	3510
	15	240	225	3600
	16	180	256	2880
	17	150	289	2550
	18	95	324	1710
	14	112	196	1568
	11	187	121	2057
	10	295	100	2950
Sumatorias	126	1841	1824	24569
b1	-20,08			
b0	485,72			

Fuente: el autor

Donde :

Y=T

X=Q

$$T = -20,08Q + 485,72$$

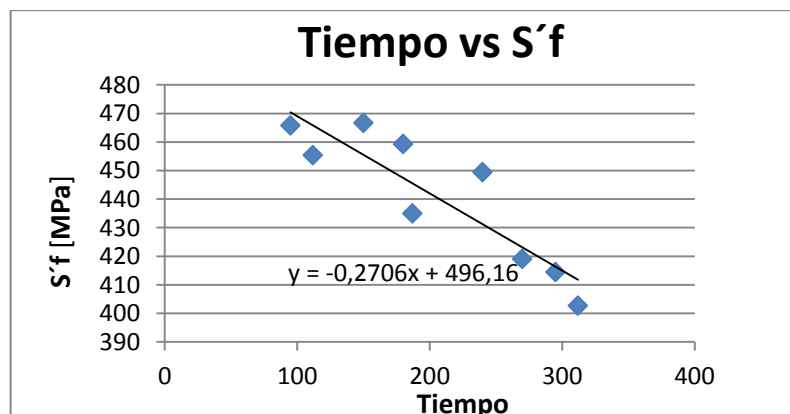


Gráfico 6.5 Diagrama Tiempo [s] vs Resistencia a la Fatiga [MPa] (Autor: El autor)

En el gráfico 6.5 se observa cómo se comporta la resistencia a la fatiga con respecto al tiempo.

Regresión lineal de los datos:

Tabla 6.12 Regresión lineal T vs S_f

	T(s)	S_f (MPa)	x^2	$x*y$
	312	402,59	97344	125608,1
	270	419	72900	113130
	240	449,34	57600	107841,6
	180	459,27	32400	82668,6
	150	466,65	22500	69997,5
	95	465,74	9025	44245,3
	112	455,31	12544	50994,72
	187	434,97	34969	81339,39
	295	414,38	87025	122242,1
Sumatorias	1841	3967,25	426307	798067,3
b1		-0,27		
b0		496,16		

Fuente: el autor

Dónde:

$Y=S_f$

$X=T$

$$S_f = -0,27T + 496,16$$

6.15 REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. Cazaud R, (1957), "La Fatiga de los Metales", Editorial Aguilar
2. Callister, William D. (2007). Materials Science and Engineering. (Seven Edition). John Wiley & Sons, Inc. United States of América. Pág. 294
3. Ramon F., (1971), "*Maquinas Herramientas Modernas*", Ed. Científico-Médica, España
4. Mott R., (1999), "*Diseño de Elementos de Máquinas*", Editorial Prentice Hall, Segunda edición, España.
5. Norton R., (1999), "*Diseño de Máquinas*", Editorial Prentice Hall, Primera edición, México.
6. Referencias tomadas de la tesis de Maestría del Ingeniero Jorge Guamanquispe 2012
7. Shigley Joseph, (2008), "*Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*", Editorial MacGraw-Hill, Octava edición, México.
8. Shigley J. – MITCHELL L., (1989), "*Manual de Diseño Mecánico*", Editorial Mac Graw-Hill, Cuarta Edición, México.
9. Sidney, Avner, (1978). Introducción a la Metalurgia Física. McGraw-Ingramex S.A. México,
10. SKF, "*Catálogo General de Productos*
11. Norma ASTM E-606 1998

PAGINAS WEB

1. Ingeniería de ejecución Mecánica en mantenimiento industrial”www.carr.cl/download/Comunidad_Emagister_44744_44743.pdf
2. http://ocw.uc3m.es/ingenieria-mecanica/diseño-de-aquinas/material-de-estudio/ejes_transparencia.pdf

ANEXOS Y PLANOS

ANEXO A1 PROPIEDADES DEL ACERO AISI 1045

760-AISI 1045 Acero al carbono para maquinaria



GENERALIDADES: Acero al carbono sin alea de emersada manufactura, con buena tenacidad. Características en su alta uniformidad y rendimiento. Puede utilizarse en condición de suministro o con tratamiento térmico de temple y revenido. Aplicable a partes relativamente simples de máquinas. Dureza de suministro aproximada: 200 HB.

ANÁLISIS TÍPICO %

C	Si	Mn	Cr	P	S
760	0.50	0.30	0.80	—	0.04
AISI 1045	0.45 - 0.50	—	0.60 - 0.90	0.040	0.050

PROPIEDADES MECÁNICAS:

Resistencia a la Tracción	65 Kg/mm ²
Esfuerzo de cedencia	52 Kg/mm ²
Elongación, A5	mín 10%
Reducción de área	40%
Dureza	220-255

EQUIVALENCIAS:

AISI	1045
SAE	C1045
W. Nr	1.1820
DIN	CK45

APLICACIONES:

Componentes sencillos, como por ej:

- Pernos
- Chavetas
- Piezas de mediana resistencia para aplicación automotriz
- Ejes

TRATAMIENTO TÉRMICO:

Forjado	800 - 1050 °C
Normalizado	830 - 850 °C
Temple (agua)	770 - 810 °C
Temple (aceite)	790 - 830 °C
Revenido (herramientas de corte)	100 - 5000 °C
Revenido de bonificación	550 - 650 °C

MEDIDAS EN STOCK:

REDONDO

Dámetro (mm)	Peso (kg/m)
20	3.8
22	5.3
25	6.7
28	9.9
30	9.9
35	12.9
40	15.4
45	22.2
50	30.2
60	39.2
70	49.9
80	61.7
90	68.8
100	81.5
110	88.8
120	95.3
125	104.2
130	120.8
140	136.7
150	167.9
160	178.2
170	199.8
180	242.6
200	326.7
250	502.3
300	611.3
350	793.3

PLATINAS

Platina (mm)	Peso (kg/m)
10 x 60	4.7
10 x 100	11.8
12 x 40	5.8
12 x 60	9.7
12 x 100	11.3
15 x 60	11.8
15 x 100	17.7
20 x 60	15.7
20 x 100	25.8
20 x 120	18.8
20 x 150	20.4
20 x 200	25.8
20 x 300	31.4
20 x 400	47.1
20 x 50	7.9
20 x 80	12.6
20 x 90	14.1
25 x 50	9.8
25 x 80	15.7
25 x 200	49.1
30 x 50	11.8
30 x 90	21.2
30 x 100	20.7
40 x 100	31.4
60 x 100	47.1

CUADRADO

Cuadrado (mm)	Peso (kg/m)
6 x 6	0.3
8 x 8	0.5
10 x 10	0.8
12 x 12	1.1
16 x 16	2.0
20 x 20	3.1
25 x 25	4.9
30 x 30	7.1
32 x 32	8.0
35 x 35	9.6
40 x 40	12.6
45 x 45	13.9
50 x 50	16.6
60 x 60	26.3
70 x 70	36.3
80 x 80	50.7
90 x 90	63.6
100 x 100	132.7



Designation: E 606 – 92 (Reapproved 1998)

Standard Practice for Strain-Controlled Fatigue Testing¹

This standard is issued under the label designation E 606; the number immediately following the designation indicates the year of original adoption or, in the case of revision, the year of last revision. A number in parentheses indicates the year of last approval. A superscript symbol (n) indicates an editorial change since the last revision or approval.

1. Scope

1.1 This practice covers the determination of fatigue properties of nominally homogeneous materials by the use of uniaxially loaded test specimens. It is intended as a guide for fatigue testing performed in support of such activities as materials research and development, mechanical design, process and quality control, product performance, and failure analysis. While this practice is intended primarily for strain-controlled fatigue testing, some sections may provide useful information for load-controlled or stress-controlled testing.

1.2 The use of this practice is limited to specimens and does not cover testing of full-scale components, structures, or consumer products.

1.3 This practice is applicable to temperatures and strain rates for which the magnitudes of time-dependent inelastic strains are on the same order or less than the magnitudes of time-independent inelastic strains. No restrictions are placed on environmental factors such as temperature, pressure, humidity, medium, and others, provided they are controlled throughout the test, do not cause loss of or change in dimension with time, and are detailed in the data report.

Note 1—The term *elastic* is used herein to refer to all nonelastic strains. The term *plastic* is used herein to refer only to the time-independent (that is, *irreversible*) component of inelastic strain. To truly simulate a time-independent strain the load would have to be applied instantaneously, which is not possible. A useful engineering estimate of time-independent strain can be obtained when the strain rate exceeds some value. For example, a strain rate of $1 \times 10^{-3} \text{ sec}^{-1}$ is often used for this purpose. This value should increase with increasing test temperature.

1.4 This practice is restricted to the testing of axially loaded uniform gage section test specimens as shown in Fig. 1(a). Testing is limited to strain-controlled cycling. The practice may be applied to hourglass specimens, see Fig. 1(b), but the user is cautioned about uncertainties in data analysis and interpretation. Testing is done primarily under constant amplitude cycling and may contain interspersed hold times at repeated intervals. The practice may be adapted to guide testing for more general cases where strain or temperature may vary

according to application specific histories. Data analysis may not follow this practice in such cases.

2. Referenced Documents

2.1 ASTM Standards²

- A 370 Test Methods and Definitions for Mechanical Testing of Steel Products²
- E 3 Methods of Preparation of Metallographic Specimens³
- E 4 Practices for Force Verification of Testing Machines³
- E 8 Test Methods for Tension Testing of Metallic Materials³
- E 9 Test Methods of Compression Testing of Metallic Materials at Room Temperature³
- E 83 Practice for Verification and Classification of Extensometers³
- E 111 Test Method for Young's Modulus, Tangent Modulus, and Chord Modulus³
- E 112 Test Methods for Determining Average Grain Size³
- E 132 Test Method for Poisson's Ratio at Room Temperature³
- E 157 Practice for Assigning Crystallographic Phase Designations in Metallic Systems³
- E 209 Practice for Compression Tests of Metallic Materials at Elevated Temperatures with Conventional or Rapid Heating Rates and Strain Rates³
- E 537 Test Method for Measuring Humidity with a Psychrometer (the Measurement of Wet- and Dry-Bulb Temperatures)⁴
- E 564 Test Method for Microhardness of Materials³
- E 799 Test Method for Plane-Strain Fracture Toughness of Metallic Materials³
- E 466 Practice for Conducting Force Controlled Constant Amplitude Axial Fatigue Tests of Metallic Materials³
- E 467 Practice for Verification of Constant Amplitude Dynamic Loads on Displacements in an Axial Load Fatigue Testing System³
- E 468 Practice for Presentation of Constant Amplitude Fatigue Test Results for Metallic Materials³
- E 739 Practice for Statistical Analysis of Linear or Linearized Stress-Life (S-N) and Strain-Life (ε-N) Fatigue Data³
- E 1012 Practice for Verification of Specimen Alignment

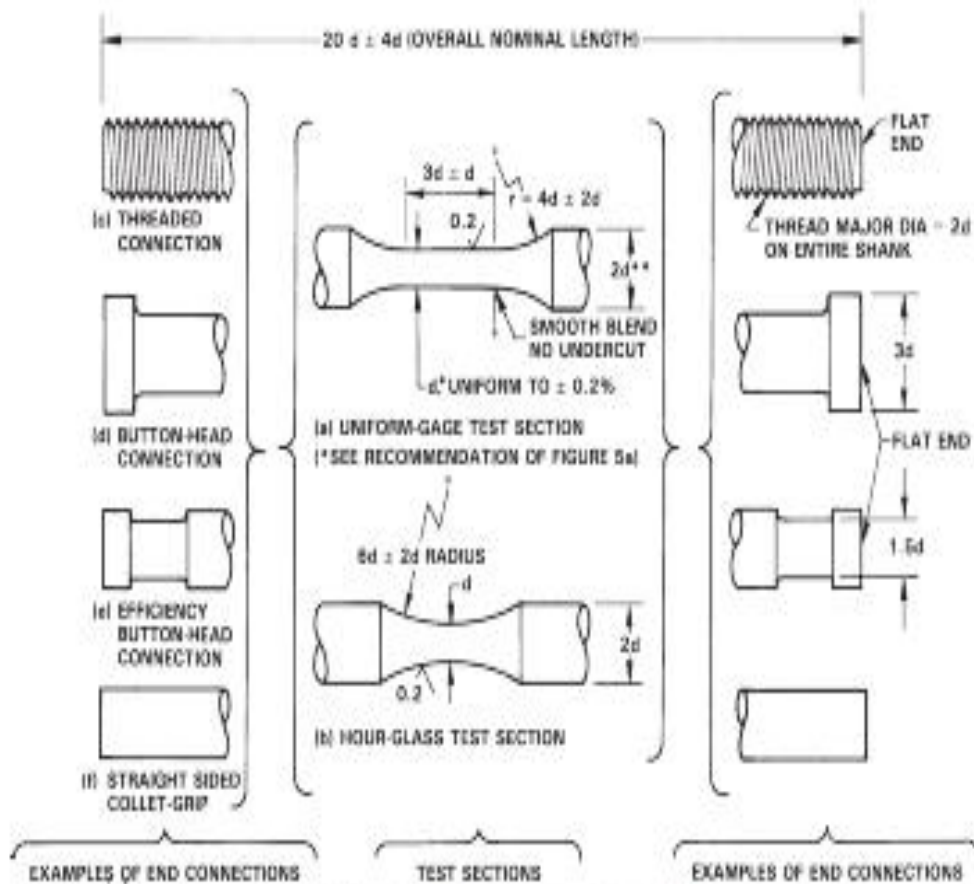
¹ This practice is under the jurisdiction of ASTM Committee E8 on Fatigue and Fracture and is the direct responsibility of Subcommittee E8.05 on Cyclic Deformation and Fatigue Crack Formation.

Current edition approved Oct. 13, 1992; Published March 1993. Originally published as E 606 – 77 E. Last previous edition E 606 – 80.

² Annual Book of ASTM Standards, Vol. 01.03.

³ Annual Book of ASTM Standards, Vol. 03.01.

⁴ Annual Book of ASTM Standards, Vol. 11.03.



Note: 1—^{*} Dimension d is recommended to be 6.35 mm (0.25 in.). See 7.1. Copies permissible. ^{**} This diameter may be made greater or less than $2d$ depending on material hardness. In typically ductile materials diameters less than $2d$ are often employed and in typically brittle materials diameters greater than $2d$ may be found desirable.

FIG. 1 Recommended Low-Cycle Fatigue Specimens

Under Tensile Loading¹
 E 1049 Practice for Cycle Counting in Fatigue Analysis²
 E 1150 Definitions of Terms Relating to Fatigue³

3. Terminology

3.1 The definitions in this practice are in accordance with Definitions E 1150.

3.2 Additional definitions associated with time-dependent deformation behavior observed in tests at elevated homogeneous temperatures are as follows:

3.2.1 *hold period*, τ_h —the time interval within a cycle during which the stress or strain is held constant.

3.2.2 *inelastic strain*, ϵ_{in} —the strain that is not elastic. For isothermal conditions, ϵ_{in} is calculated by subtracting the elastic strain from the total strain.

3.2.3 *total cycle period*, τ_c —the time for the completion of one cycle. The parameter τ_c can be separated into hold and nonhold components:

$$\tau_c = \sum \tau_h + \sum \tau_{nh} \quad (1)$$

where:

$\sum \tau_h$ = sum of all the hold portions of the cycle and
 $\sum \tau_{nh}$ = sum of all the nonhold portions of the cycle.
 τ_c also is equal to the reciprocal of the overall frequency when the frequency is held constant.

3.2.4 The following equations are often used to define the instantaneous stress and strain relationships for many metals and alloys:

$$\epsilon = \epsilon_{in} + \epsilon_e \quad (2)$$

$$\epsilon_e = \frac{\sigma}{E} \quad (\text{see Note 2})$$

and the change in strain from any point (1) to any other point (3), as illustrated in Fig. 2, can be calculated as follows:

$$\epsilon_3 - \epsilon_1 = \left(\epsilon_{in3} + \frac{\sigma_3}{E} \right) - \left(\epsilon_{in1} + \frac{\sigma_1}{E} \right) \quad (3)$$

All strain points to the right of and all stress points above the origin are positive. The equation would then show an increase in inelastic strain from 1 to 3 or:

$$\epsilon_{in3} - \epsilon_{in1} = \epsilon_3 - \epsilon_1 + \frac{\sigma_1}{E} - \frac{\sigma_3}{E} \quad (4)$$

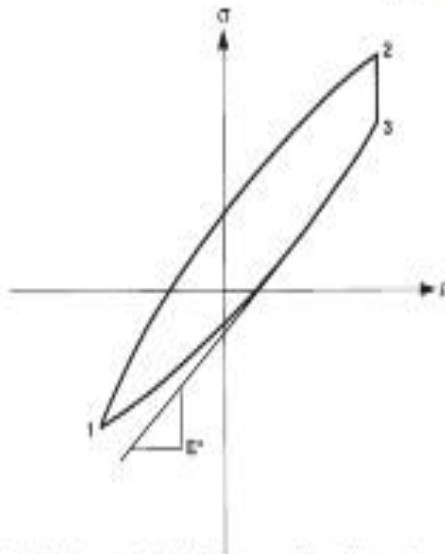


FIG. 2 Analysis of a Total Strain versus Stress Hysteresis Loop Containing a Hold Period

Similarly, during the strain hold period, the change in the inelastic strain will be equal to the change in the stress divided by E' , or:

$$\epsilon_{in} - \epsilon_{in} = \frac{\sigma_2 - \sigma_1}{E'} \quad (1)$$

Note 2— E' represents a material parameter that may be a function of environment and test conditions. It also may vary during a test as a result of metallurgical or physical changes in the specimen. In many instances, however, E' is practically a constant quantity and is used rather extensively in inferential, constant-rate testing, in the analysis of hysteresis loops. In such cases, a value for E' can best be determined by cycling the specimen prior to the test at stress or strain levels below the static limit. E' is NOT the monotonic Young's modulus.

4. Significance and Use

4.1 Strain-controlled fatigue is a phenomenon that is influenced by the same variables that influence load-controlled fatigue. The nature of strain-controlled fatigue imposes distinctive requirements on fatigue testing methods. In particular, cyclic total strain should be measured and cyclic plastic strain should be determined. Furthermore, either of these strains typically is used to establish cyclic limits; total strain usually is controlled throughout the cycle. The uniqueness of this practice and the results it yields are the determination of cyclic stresses and strains at any time during the tests. Differences in strain histories other than constant-amplitude alter fatigue life as compared with the constant amplitude results (for example, periodic overstrains and block or spectrum histories). Likewise, the presence of nonzero mean strains and varying environmental conditions may alter fatigue life as compared with the constant-amplitude, fully reversed fatigue tests. Care must be exercised in analyzing and interpreting data for such cases.

4.2 Strain-controlled fatigue can be an important consideration in the design of industrial products. It is important for

situations in which components or portions of components undergo either mechanically or thermally induced cyclic plastic strains that cause failure within relatively few (that is, approximately $<10^5$) cycles. Information obtained from strain-controlled fatigue testing may be an important element in the establishment of design criteria to protect against component failure by fatigue.

4.3 Strain-controlled fatigue test results are useful in the areas of mechanical design as well as materials research and development, process and quality control, product performance, and failure analysis. Results of a strain-controlled fatigue test program may be used in the formulation of empirical relationships between the cyclic variables of stress, total strain, plastic strain, and fatigue life. They are commonly used in data correlations such as curves of cyclic stress or strain versus life and cyclic stress versus cyclic plastic strain obtained from hysteresis loops at some fraction (often half) of material life. Examination of the cyclic stress-strain curve and its comparison with monotonic stress-strain curves gives useful information regarding the cyclic stability of a material, for example, whether the values of hardness, yield strength, ultimate strength, strain-hardening exponent, and strength coefficient will increase, decrease, or remain unchanged (that is, whether a material will harden, soften, or be stable) because of cyclic plastic straining (1).³ The presence of time-dependent inelastic strains during elevated temperature testing provides the opportunity to study the effects of these strains on fatigue life and on the cyclic stress-strain response of the material. Information about strain rate effects, relaxation behavior, and creep also may be available from these tests. Results of the uniaxial tests on specimens of simple geometry can be applied to the design of components with notches or other complex shapes, provided that the strains can be determined and multiaxial states of stress or strain and their gradients are correctly correlated with the uniaxial strain data.

5. Functional Relationships

5.1 Empirical relationships that have been commonly used for description of strain-controlled fatigue data are given in Appendix X1. These relationships may not be valid when large time-dependent inelastic strains occur. For this reason original data should be reported to the greatest extent possible. Data reduction methods should be detailed along with assumptions. Sufficient information should be developed and reported to permit analysis, interpretation, and comparison with results for other materials analyzed using currently popular methods.

5.2 If use is made of hourglass geometries, original data should be reported along with results analyzed using the relationships in Appendix X2.

6. Methodology

6.1 *Testing Machine*—Testing should be conducted with a tension-compression fatigue testing machine that has been verified in accordance with Practices E 4 and E 467, unless more stringent requirements are called for in this specification.

³The hardness numbers in parentheses refer to the list of references at the end of this standard.

The testing machine, together with any fixtures used in the test program, must meet the bending strain criteria in 6.3.1. The machine should be one in which specific measures have been taken to minimize backlash in the loading train.

Note 3—Load measuring capability of 45 kN (approximately 10 kips) or greater would be sufficient for the recommended specimens (Section 7) and most test materials. The machine load capacity used for these specimens would not be required to exceed 110 kN (approximately 25 kips); however, large-capacity fatigue machines may be beneficial because of increased axial stiffness and decreased lateral deflection of these systems. Achieving a change in axial concentricity of less than or equal to 0.025 mm (0.001 in.) TIR (total indicator reading), as measured between the top and bottom specimen fixtures under cyclic load, is a measure of success with respect to minimizing lateral deflection of the load train.

6.2. Strain Control—Testing machine controls should permit cycling between constant strain limits. If material behavior permits (for example, aging effects do not hinder), control stability should be such that the strain maximum and minimum limits are repeatable over the test duration to within 1 % of the range between maximum and minimum control limits.

Note 4—See 6.4.1 and 6.5 on use of load and strain transducers in relation to repeatability requirements.

Note 5—For strain control under long-life conditions it is sometimes advantageous to run a pseudostrain control test under load control. The test could be started in strain control and switched to load control after cyclic stabilization of the stress response occurs. In these cases strain should be monitored (directly or indirectly) and adjustments made in load control to maintain strain limits within 1 % of the range between maximum and minimum limits.

6.3. Fixtures:

6.3.1 To minimize bending strains, specimen fixtures should be aligned such that the major axis of the specimen closely coincides with the load axis throughout each cycle. It is important that the accuracy of alignment be kept consistent from specimen to specimen. Alignment should be checked by means of a trial test specimen with longitudinal strain gages placed at four equidistant locations around the minimum diameter. The trial test specimen should be turned about its axis, installed, and checked for each of four orientations within the fixtures. The maximum bending strains so determined should not exceed 5 % of the minimum axial strain range imposed during any test program. For specimens having a uniform gage length, it is advisable to place a similar set of gages at two or three axial positions within the gage section. One set of strain gages should be placed at the center of the gage length to detect misalignment that causes relative rotation of the specimen ends about axes perpendicular to the specimen axis. An additional set of gages should be placed away from the gage-length center to detect relative lateral displacement of the specimen ends. The lower the bending strain, the more repeatable the test results will be from specimen to specimen. This is especially important for materials with low ductility where much better alignment may be needed (that is, bending strains should not exceed 5 % of the minimum strain amplitude).

Note 6—This section refers to Practice E 1017 Type A tests.

Note 7—Four strain measurements, 90° opposed to each other, are required to ensure that bending strains are not large. Utilization of a single extensometer with dual axial outputs will allow for only two specimen loadings to gather the required four strain readings, without the necessity

of strain gaging specimens.

6.3.2 Several commonly used fixturing techniques are shown schematically in Fig. 3. The selection of any one fixturing technique depends primarily upon the user's specimen design. Fixtures should be constructed of hardened steel for high strength and abrasion resistance. The collet type grip shown, or other fixturing techniques that provide high precision lateral stiffness to hold precise alignment are acceptable. Fixtures not capable of high alignment may be coupled with the Woods metal pot (2, 3) of Fig. 4 or a similar device. Such a device may help to compensate for misalignment in the load train that would induce bending strains in the specimen during fixturing. Placement of the fixtures within do-sets or flex bars reduces relative lateral motion of specimen ends and increases lateral stiffness that is important in machines that do not provide adequate safeguards against compressive buckling of the test specimens.

6.3.3 For elevated-temperature testing it is usually necessary to provide some means for cooling the fixtures to prevent damage to other load-train components such as load cells. One method commonly used employs water-cooling coils attached to the fixtures or to other appropriate locations in the load train. Care must be taken to avoid affecting the load cell calibration or the load-train alignment by the addition of cooling coils.

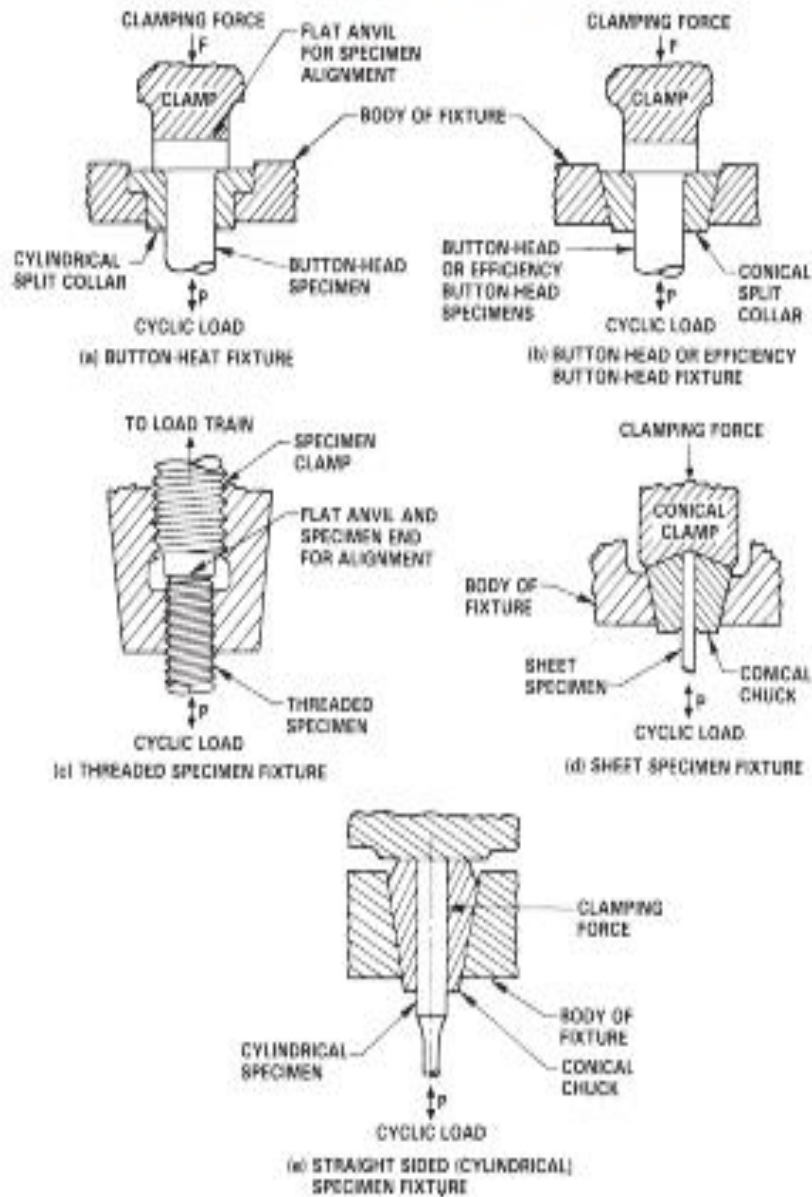
6.4. Extensometers—Extensometers should be employed for the purpose of measuring deformation in the gage section. They should be suitable for dynamic measurements over long periods of time.

6.4.1 The non-self contained extensometer may be of two major types: Contacting (for example, the more frequently used strain gage or LVDT type as shown in Fig. 5) or noncontacting (for example, optical types). The output of the extensometer or auxiliary device of the extensometer system should be suitable for control purposes, readout, and recording. The extensometers should qualify as Class B-2 or better in accordance with Practice E 83.

Note 8—For best results, the extensometer system (mechanical and electrical) should have a maximum nonlinearity of 0.5 % of full-scale range. Thus, the extensometer design should minimize sources of mechanical hysteresis. The most effective designs have a low activation force that eliminates slippage of the contacts and a low mass to provide high natural frequency for improved dynamic response characteristics.

6.4.2 Extensometers should measure longitudinal deformation when a uniform-gage specimen, such as shown in Fig. 5(a), is tested. Generally, these extensometers are attached as shown in Fig. 5(a).

Note 9—Care should be exercised when installing the longitudinal extensometer so as to prevent damage to the specimen surface and consequential premature fatigue failure at the contact points. It is very important to ensure a secure attachment of the extensometer to the test specimen. Damaged or worn contacts or fixtures in the attachment apparatus can induce significant hysteresis errors in the measurement. Often, small strips of transparent tape, copper bondable strain gage terminals, or other such protective tabs are adhered to the specimens uniform section at the locations where extensometer tips would contact the material. Use of the tape or tabs tends to "cushion" the attachment. Another alternative is the use of quick-drying epoxy. Light force springs or small rubber bands are often employed to hold the extensometer to the specimen. Dulling the tips for softer material is also commonly done.



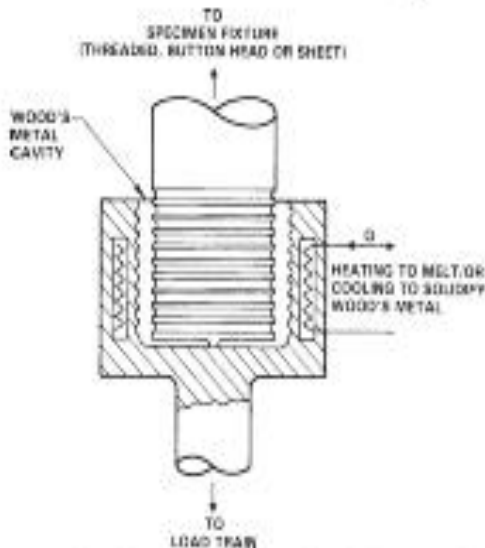
Note 1—The clamping force should be greater than the cyclic load to avoid backlash within the specimen fixture.
FIG. 3 Schematic Examples of Fixturing Techniques For Various Specimen Designs

Extensometer slippage can be observed after the first several cycles from X-Y traces or strip chart recordings by observing the stress-strain response. Unusual shifts in mean values of stress in response to imposed strain ranges is an indication of such slippage.

6.4.3 Extensometers should measure diametral deformations when specimens having hourglass profiles are tested. A typical method of diametral displacement measurement is shown schematically in Fig. 5(b). Curved extensometer tips, convex in the longitudinal plane, can provide point contact during testing. Care should be exercised during installation of

the diametral extensometer to prevent damage to the test specimen surface. Extensometer tips should be adjusted properly to minimize the forces they impose on the specimen. When installing the extensometer, gently move its tip longitudinally along the specimen while watching the gage readout to find the minimum diameter. Calibration of extensometers should be conducted before and after each test program.

Note 10—Care should be taken in the measurement of diametral strains in materials such as cast materials that possess large grains or a



Note 1—Wood's metal pot is used to provide initially zero stress in the specimen during fixturing. This pot may be within a die-set to combine zero fixturing stress with rigid alignment.

FIG. 4 Schematic of Wood's Metal Pot Showing Principle of Operation

large degree of preferred orientation. These, as well as hexagonal close-packed materials, tend to be anisotropic and therefore may require special methods of strain measurement and interpretation because Poisson's ratio changes substantially with the orientation of the strainometer with respect to the crystallographic orientation of the specimen. Cyclic hardening or softening also might alter the apparent value of Poisson's ratio, thereby complicating data analysis and interpretation.

6.5 *Load Transducers*—A load transducer should be placed in series with the test specimen for the purpose of measuring magnitude and sense of the axial load transmitted through the specimen. Load transducer capacity should be selected to adequately cover the range of loads to be measured in the test being conducted, but not so large as to render large errors (that is, greater than 1% of the difference between maximum and minimum control limits). Load transducer calibration should be verified in accordance with Practices E 4 and E 467.

Note 11—The load transducer should be designed specifically for fatigue testing and possess the following characteristics: high resistance to bending; high axial stiffness; high linearity, accuracy and sensitivity; low hysteresis; high resonating moment stiffness; and high lateral stiffness. For best results, it is recommended that the maximum load transducer nonlinearity and hysteresis should not exceed 0.5% and 0.1% of full-scale range, respectively.

6.6 *Data Recording Systems*—Analog strip chart and X-Y recorders or their digital equivalent should be considered a minimum requirement for data collection.

Note 12—Accuracy of recording systems should be kept within 1% of full scale. Analog/digital devices are available that include maximum and minimum load detection, maximum-minimum memory, and analog/digital detection.

Note 13—Data acquisition system characteristics such as sampling frequency and data skew between load and deformation (stress and strain)

channels can affect hysteresis loop presentation on an X-Y recorder used in digital recording systems. It is recommended that these characteristics be taken into consideration along with the strain rate or frequency of cycling to determine that the hysteresis plots are within the required error limits.

6.6.1 *X-Y Recording*—Some means of X-Y recording should be used for the purpose of recording hysteresis loops of load versus deformation or stress versus strain. A potentiometric X-Y recorder or an oscilloscope equipped with a camera are acceptable alternatives. The potentiometric X-Y recorder should be used only when the rate of cycling results in a pen velocity that is less than one-half of the recorder's slewing speed. At higher frequencies, the oscilloscope may be used. Alternative devices include: digital X-Y plotters for real time recording or to plot stored data and data logging devices that store data in a host computer system or transmit data to a printer.

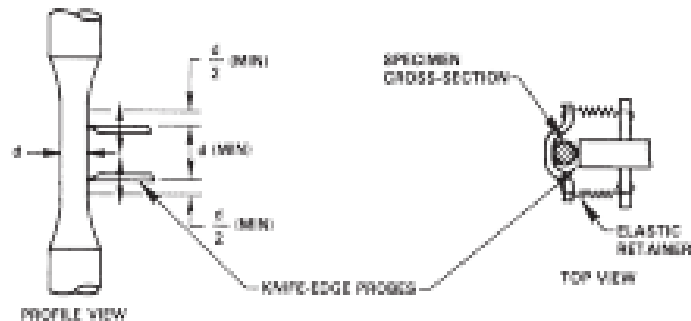
6.6.2 If digital-type recording devices are used, it is recommended that a sufficient number of simultaneous data pairs (such as stress and strain) be taken for both the ascending segment and descending segment of the hysteresis loop to adequately determine the shape of the loop.

6.6.3 *Strip Chart Recording*—Strip chart recorders may be used to monitor load (or strain). If used, the frequency of the test should be such that the recording pen velocity never exceeds one-half of the recorder's slewing speed. It is recommended that these recorders be calibrated at the testing frequencies used. Storage oscilloscopes also may be used to record the load versus strain loops. Load or strain peaks also may be monitored by devices that detect, display, and retain maximums and minimums in memory or that reproduce these data at predetermined periods.

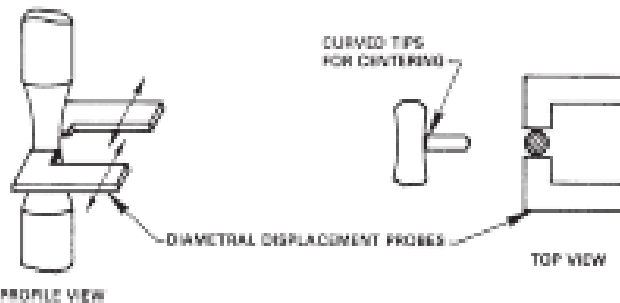
6.7 *Cycle Counter*—A cycle counter shall be used to indicate total accumulated cycles of loading or straining. An elapsed time indicator is a desirable adjunct to the cycle counter to provide an excellent check of both frequency and the current cycle count. Two types of counters are generally available, mechanical or electronic. A minimum requirement is that a counter have typically five or six digits and $\times 10$, $\times 100$, and $\times 1000$ range multipliers. Digital counters with 1 count resolution with 1 count resolution (no multipliers) are available. Counters are often equipped with a "preset count" feature that may be used to stop a test for examination of the specimen, to command a recorder to take data, or to end a test after a specific number of cycles.

6.8 *Calibration*—The calibration interval of all electronic recording and transducer systems should be performed in accordance with the manufacturer's recommendations; in the absence of these, the interval should be no greater than six months and even more frequent if necessary to maintain required accuracy. Calibration should be checked whenever accuracy is in doubt. All calibrations should be traceable to the National Institute of Standards and Technology. When calibrating a transducer system, it is important that it be performed using the same setup and arrangement of components as used in the test. As an example, when calibrating a load transducer used as an automated system, it is necessary to calibrate the output from the computer, not from any intermediary electronics.

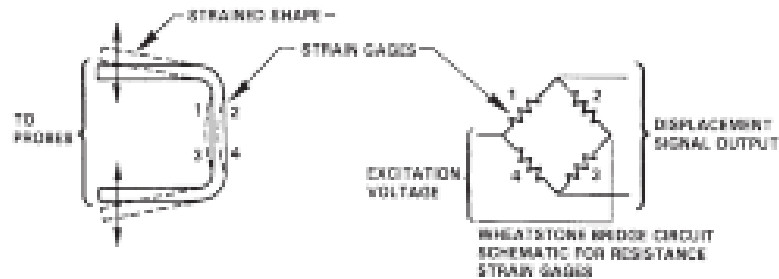
E 600 - 92 (1998)



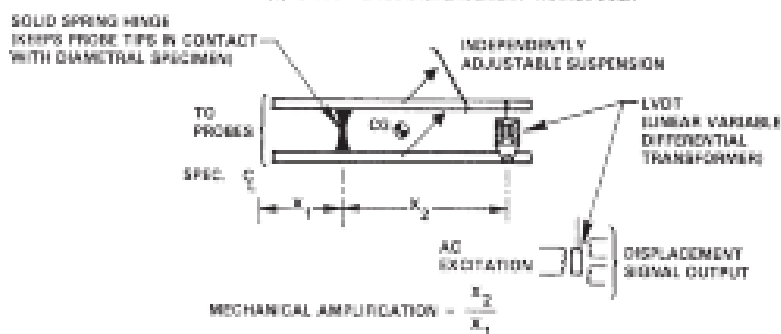
(a) LONGITUDINAL DISPLACEMENT MEASUREMENT FOR UNIFORM GAGE SPECIMEN OF FIGURE 1(a). (PROBES MAY BE ATTACHED TO EITHER TRANSDUCER 5(a) OR 5(b).)



(b) DIAMETRAL DISPLACEMENT MEASUREMENT FOR HOURGLASS SPECIMEN OF FIGURE 1(b). (PROBES MAY BE ATTACHED TO EITHER TRANSDUCER 5(a) OR 5(b).)



(c) STRAIN-GAGE DISPLACEMENT TRANSDUCER



(d) LVDT DISPLACEMENT TRANSDUCER

FIG. 3 Extensometer Schematic

6.9 Strain Computer—An analog (or digital) computer is recommended for use in low-cycle fatigue tests of hourglass specimens whenever appreciable cyclic hardening and softening occurs during the test. Such a computer is useful when used in the real-time mode with servocontrolled testing machines and can be used for limit control of screw-driven machines. The computer should be designed to convert diametral strain and axial load signals into an axial strain signal. See Appendix X2 for conversion relations. In the case of servocontrolled machines, this axial strain signal may be used as a feedback signal for control purposes, thus simulating axial strain control. A block diagram for the analog (or digital) computer program is shown in Fig. 6.

7. Specimens

7.1 Specimen Design—Fig. 7 shows two basic specimen configurations. Fig. 7(a) shows a recommended uniform-gage specimen. When the choice of an hourglass configuration is deemed necessary, the profile recommended is as shown in Fig. 7(b). Use of Fig. 7(b) should follow careful consideration of problems of data interpretation, and anisotropy and buckling (see Note 10 and Note 14). Both of these recommended specimens possess a solid circular cross section and minimum diameter of 6.35 mm (0.25 in.) in the test section. Specific cross-sectional dimensions are listed here only because they have been dominant in the generation of the low-cycle fatigue database that exists in the open literature. Specimens possessing other diameters or tubular cross sections may be tested successfully within the scope of this practice; however, crack growth rate, specimen grain size, and other considerations might preclude direct comparison with test results from the recommended specimens (see Note 15). While design of specimen and connections is primarily dependent upon user preference (see Note 16), a number of commonly used configurations are shown in Fig. 7(c), 7(d), 7(e) and 7(f). Care must be exercised in the machining of uniform-gage specimens to blend the shoulder radius at the specimen ends with minimum diameter so as to avoid undercutting. So that stress concentrations are minimized, shoulder radius should be as large as possible, consistent with limitations on specimen length.

Note 14—Lives determined using tubular specimens are less than those for solid specimens, the extent of which depends on the failure criteria and specimen configuration. Differences in stress of a factor of

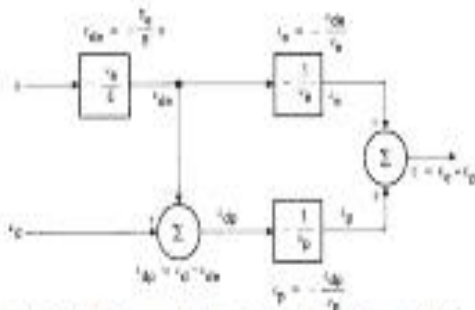


FIG. 6 Block Diagram of Strain Computer (See Appendix X2 for Discussion of Mathematical Relationship)

two are not unusual for failure criteria based on separation, whereas for failure defined by crack lengths contained within the tube wall there will be much less difference.

Note 15—Selection of either the uniform-gage section or hourglass profile is commonly based upon the magnitude of strain range to be imposed. The recommended uniform-gage specimen is frequently suitable for strain ranges up to about 2%. Above 2% hourglass specimens may be necessary. Soft materials or elevated temperatures may dictate lower strain ranges. The maximum strain range may be increased by appropriate lateral restraints and through the use of short load trains. Options to increase stiffness to avoid the use of hourglass specimens should be exhausted before adopting the configuration shown in Fig. 7(b). If these options fail, the recommended hourglass specimen possesses a profile ratio of 12:1 for radius-of-curvature to minimum radius-of-specimen. If the user wishes, different ratios between the limits of 8:1 and 16:1 may be employed. Lower limits will increase stress concentration and may affect fatigue life; higher ratios limit the specimen's buckling resistance. For some materials tested in the low-life range, hourglass specimens might give different results from similarly stressed uniform-gage specimens. It is very difficult to determine axial strains from measurements of diametral strain in hourglass specimens for many anisotropic as well as cast materials.

Note 16—Design of specimen end connections is dependent upon user preference, fitting, or availability of material, or a combination of all three; it is constrained principally by proper considerations of axial alignment and buckling. Button-head end connections, such as those shown in Fig. 7(d) and 7(e), permit precise alignment with a specimen end clamping protocol to avoid backlash in the grip. The threaded connection, shown in Fig. 7(c), is useful when the available material is not thick enough to provide for the larger diameter button-head ends. The efficiency button-head connection, shown in Fig. 7(f), provides the button-head gripping feature without requiring larger diameter ends. The button-head design is useful at elevated temperatures, as it does not suffer the "oxidation-sticking" experienced with threaded ends, but it may produce some specimen failures in the future when used at room temperatures. The design shown in Fig. 7(f) is convenient for use in cold-type hydraulic grips. This configuration eliminates long life thread failures often associated with Fig. 7(c) type specimens.

7.1.1 Alternative Specimen Design for Sheet Specimens—Often, it is desirable to obtain test specimens from sheet material that is less than 6.0 mm (0.24 in.) thick. In general, the considerations discussed in other sections apply equally to sheet testing. However, special specimen geometries and gripping arrangements, as well as more sensitive load and strain transducers, are necessary. It is strongly recommended that torsional loads introduced by actuator rod rotations be eliminated by use of rotational restraints or similar devices. Typical specimen designs that have been used successfully are shown in Fig. 7. The specimens in Fig. 7(a) have a rectangular cross section and are suitable up to strain amplitudes of at least 1% applied to sheets as thin as 2.54 mm (0.10 in.). For higher strain amplitudes, antibuckling restraints can be adapted to the specific geometry and extensometer used. In using such restraints, care must be taken to avoid increased resistance to axial load influenced by the restraints. When restraints can not be adopted, it may be necessary to use the cylindrical cross section hourglass specimen in Fig. 7(b), see Ref (4) for other designs. The geometries that are adequate for resisting buckling and/or incremental bending collapse at short lives often will lead to grip failures at long lives. The investigator may find it convenient to employ two geometrically similar specimen designs for development of a strain-life curve.

7.2 Specimen Preparation—Specimens should be prepared by a specific set of procedures that is known to provide

ingot or sheet coil, and specification designation (ASTM, ASME, AISI, Military, SAE, etc.).

7.4.2 Mechanical Properties—For purposes of performing the test and calculating results it is desirable to have available the following representative mechanical properties, obtained at the appropriate temperature and measured in accordance with the applicable standards such as Test Methods E 8, E 9, E 111, E 132 and Practice E 209; tensile or compressive yield strength or yield point, or both; ultimate tensile strength; percent elongation; percent reduction of area; Poisson's ratio; and Young's modulus. The following true stress-strain properties also may be desirable: true fracture strength, true fracture ductility, strain hardening exponent, and strength coefficient. Hardness also may be determined in accordance with Test Methods A 370 or E 384, or both.

8. Procedure

8.1 Test Environment:

8.1.1 Temperature:

8.1.1.1 For materials that are fatigue tested at temperatures other than ambient, all temperatures throughout the gage section (for uniform gage specimens this is the region with constant cross-sectional area) shall be:

$$T_s \pm \Delta T \quad (8)$$

where:

T_s = nominal test temperature in °C and

ΔT = 2°C or 1°F, whichever is greater.

Note 18—The temperature variability in the gage section can become a critical issue, particularly if material properties (for example, major variations of strength, modulus of elasticity, ductility, etc.) or metallurgical stability (for example, microstructure, crystal structure, etc.) are affected significantly. For these reasons as well as others, the temperature variability within the gage section should be maintained as small as possible. Because temperature effects can be significant, the actual temperature variability should be reported with the test results, as should the heating method (induction heating, resistance heating, infrared lamp, etc.).

8.1.1.2 For the duration of the test, the controlled temperature of the specimen should be $T_s \pm 2^\circ\text{C}$.

Note 19—If the temperature cannot be maintained within limits mentioned above, then temperature deviations should be reported. If possible, the effect of temperature should be demonstrated throughout the range of test temperatures.

8.1.2 Elevated temperatures may be imposed by any of several methods: (1) high-frequency induction (Note 20), (2) resistance or radiant furnace, or (3) immersion in an inert heated gas or liquid. In (1) and (2) above, an enclosure is recommended to prevent air currents in the vicinity of the specimen from causing undesirable temperature gradients. Specimens tested at room temperature also should be in draft-free surroundings. Temperatures below room temperature may be imposed by placing the specimen and gripping apparatus in a refrigerated chamber that may be either of the liquid or gaseous type, depending on temperature requirements and other possible environmental considerations. Liquidified gases, such as liquid nitrogen, or solidified gases, such as dry ice placed in a liquid medium, provide possible means for low-temperature testing.

Note 20—When inductively heating magnetic materials (those materials having relative permeabilities significantly greater than unity), it should be recognized that a varying stress in the specimen can affect the distribution of eddy currents in the specimen and may change the temperature profile. This effect is influenced by the specimen material, design and heat transfer characteristics, the temperature magnitude, the stress magnitude and distribution, the cyclic waveform, and the testing frequency (strain rate). The most pronounced effect is generally produced when conducting tests at low frequencies or with tests containing hold periods. In any case the temperature profile of magnetic specimens should be evaluated throughout the straining cycle. When the effect is severe, it may be necessary to use a nonmagnetic specimen with the induction coil or to use an alternate heating method.

Note 21—Use of glass insulation may avoid difficulty with wear introduced in a cooling solvent.

8.1.3 If testing is performed in air, relative humidity may be measured in accordance with Test Method E 537, unless it has already been determined that moisture has little or no effect on fatigue life for the material under test. If an effect is present, relative humidity should be controlled; when uncontrolled it should be carefully monitored and reported.

8.2 **Measurement of Test Specimen Dimensions**—For the purpose of making an accurate determination of specimen cross-sectional area, measure the reduced section as follows:

8.2.1 Measure the diameter at the center of the gage section by means of an optical comparator or other optical means to an accuracy of 0.0125 mm (0.0005 in.) or better. A precision micrometer may be used in place of the optical comparator if its use does not damage the gage section surface in a way as to affect specimen performance. For uniform-gage specimens, check diameters for at least two other positions within the specimen gage length. The minimum cross-sectional area should be used for computing the stresses in the specimen during the test. The area at temperature should be used in calculating stress. This area can be obtained by correcting the room-temperature result using the coefficient of thermal expansion.

8.3 **Test Machine Control**—It is necessary to control one (or more) variable(s) (for example, stress, strain, load, displacement, or other appropriate parameters) in a manner that is in keeping with the test objectives.

8.3.1 **Control Mode**—Total axial strain amplitude is the most commonly utilized control variable in a low-cycle fatigue test. Total axial strain is often controlled continuously throughout each fatigue cycle in a manner prescribed in 8.4. It also is acceptable to control only the limits of either total axial strain or plastic axial strain. In such cases, vary another variable, such as diametral strain, displacement, or load, between those limits in some cyclically consistent manner under either closed loop or other control means. For long-life fatigue tests that exhibit low levels of plastic strain, it is acceptable to control load while monitoring strain and making periodic adjustments of mean load and load range in order to maintain the desired strain limits. Similarly, tests may be initiated in strain control and switched to load control using the stabilized load peaks as limits. When time dependent effects are present, it may no longer be acceptable to control only the limits of the required strain. Continuous control of the parameter of interest may be necessary to obtain the desired intra-cycle response. For example, if the load is controlled between total axial strain

limits in this regime, a quite different material response will be produced than if the total axial strain is continuously controlled.

8.3.2 Closed Loop Method—Fatigue testing machines of the closed loop servcontrolled type often are capable of continuously controlling specific test variables such as load or displacement through appropriate selection of feedback signals. Application of scale factors to these signals thereby permits continuous control of stress or strain. Axial stress may be scaled directly from the load cell signal. Axial strain may be scaled directly from an axial extensometer signal when uniform-gage specimens are tested. When hourglass specimens are tested, an axial strain signal must be determined from a diametral extensometer signal and the force signal by means of a computer (see 6.9) if closed loop control of diametral strain changes during cycling hardening and softening. Additional precautions should be observed when hold times are employed and time-dependent inelastic strains are present. For example, a hold on diametral strain will permit the total axial strain to change during each cycle and will not produce correct relaxation information.

8.3.3 Other Control Methods—Fatigue testing machines that do not provide continuous closed loop control of either specimen load or specimen displacement generally have the capability to impose limits on the chosen test variable. However, they do not control that variable throughout the fatigue cycle. Limit control is a special case of closed loop control. Thus, load and displacement signals may be handled in a manner similar to that of 8.3.2 to determine strain limits. It is not necessary to use a computer for limit control of hourglass specimens if periodic adjustments are made to the diametral strain amplitude in such a manner as to maintain constant axial strain limits. These adjustments are necessary for materials that undergo significant cyclic hardening and softening because of attendant changes to the relationship between axial strain and induced diametral strain. The additional complications of complex waveforms and time-dependent inelastic strains severely curtail the acceptability of limit control techniques. If the technique of limit control is used, the intra-cycle and inter-cycle variation of the parameter of interest should be monitored, and if necessary, periodic adjustments should be made to the testing machine to produce the desired response. Such changes should be reported.

8.4 Waveform—The strain (or stress) versus time waveform should be identical throughout a test program unless test objectives are to determine waveform effects. In the absence of specific waveform requirements or equipment limitations, a triangular waveform for continuous cyclic tests and trapezoidal waveforms for hold period tests are preferred.

8.5 Strain Rate and Frequency of Cycling—Either strain rate or frequency of cycling should be held constant for the duration of each test as well as for the duration of a test program, unless the test objective is specifically to determine either strain rate or frequency effects, respectively.

NOTE 22—While constant strain rate testing is often preferred, constant frequency testing may be of greater practical significance to the fatigue analysis of certain machine components. On the other hand, constant strain rate testing may be experimentally more tractable than constant

frequency testing since long-life, small-strain tests in the former mode may be completed in shorter periods of time than tests conducted in the latter mode.

8.5.1 If nontriangular waveforms preclude constant strain rate testing because of equipment limitations and time limitations preclude constant-frequency testing, other means of rate control are available. One accepted procedure is to maintain constant average strain rate (twice the product of strain range and frequency) throughout each test and for the duration of the test program. Another acceptable procedure, one that is most convenient when testing under plastic strain limit control, is to maintain constant average plastic strain rate.

8.5.2 The selected range of strain rates or frequencies should be sufficiently low as to preclude specimen heating in excess of 2°C (3.6°F). In using a servcontrolled testing machine, make a comparison of the program and feedback signals to ensure that the selected rates or frequencies are and remain within system capabilities and accuracy requirements. Frequency response of extensometers (depending upon their design) is often a limiting factor in the system.

NOTE 23—Notwithstanding the need for constancy of rate, the testing rate may be reduced briefly in order to permit periodic recording operations if doing so does not change specimen behavior. An altered stress-strain response can be expected if the testing rate is reduced when time-dependent strain is present. In addition, a possible effect of the periodic reduction of rate on specimen life should be considered.

8.6 Test Commencement

8.6.1 Begin all tests in the same direction of initial straining, tensile or compressive, unless the purpose of testing is to study initial loading effects. For some materials, it is acceptable to increase strain amplitude gradually and continuously over a period no greater than approximately 20 cycles or 2 % of anticipated life (whichever is less). Care should be taken in selecting the target strain for the initial cycle to avoid overshooting while minimizing the number of cycles to obtain the desired strain limits. Depending on the material, temperature, strain range, loading range, and dynamic response of the test system, the peak strain of the initial cycle may vary. If overshooting does occur, the control limits should not be adjusted downward.

8.6.2 In reverse cyclic testing of thin sheet specimens it may be advisable to always begin in tension, particularly with end products of materials where natural out-of-flatness occurs. In other materials such as flat sheet products, either tension or compression going starts are appropriate.

8.7 Number of Specimens—It is suggested that a minimum of ten specimens be used to generate a fatigue strain-life curve. It also is suggested that the replication guidelines given in STP 500 (2) be followed, especially if subsequent statistical analysis is planned. Reference also is made to Practice E 779.

8.8 Recording—Unless computerized data retrieval systems are employed continuously and it is convenient to record in logarithmic increments of fatigue life (that is, 1, 2, 5, 10, 20, 50, ...), record the initial series of hysteresis loops of axial stress (or load) versus total or plastic axial strain (versus total or plastic diametral strain if an axial strain signal is not available). Record hysteresis loops thereafter at successively larger increments of a cycle count. For tests of 100 cycles or

more, a minimum of ten additional hysteresis loops is desirable. When practical, continuously record the dependent variables (for example, axial stress and plastic axial strain in a total axial strain control test) as a function of time.

Note 24—When continuous recording is not practical either because of lengthy test durations or the limited availability of recorders, intermittent records or alternative sampling of the recorded variables is acceptable.

8.9 *Determination of Failure*—The definition of failure may vary with the ultimate use of the fatigue life information (see Note 25). Acceptable alternatives are as follows:

8.9.1 *Separation*—Total separation or fracture of the specimen into two parts at (1) some location within the uniform section of a uniform-gage specimen, or (2) the vicinity of the minimum diameter in an hourglass specimen. All failure locations should be recorded.

Note 25—A post-mortem failure analysis should be performed to uncover any unusual causes of failure. Reporting the actual failure location is important. Inclusions, voids, defects, etc., that are not representative of the bulk material or its application may render fatigue life determination invalid (see 8.11.3). Also, consistent failures at one position may signal alignment problems or “knife-edge” failures caused by extensometer attachment.

8.9.2 *Modulus Method*—For any specified number of cycles, N , during the test, the modulus for unloading following a peak tensile stress is defined as E_{UT} and the modulus for loading following a peak compression stress is E_{UC} (see Fig. 8). Failure is defined when the ratio:

$$Q_n = E_{UT}E_{UC} \tag{7}$$

reaches one-half the value of Q for the first cycle (see Fig. 8).

$$Q_n = 0.5 Q \tag{8}$$

The number of cycles where this occurs is designated as the number of cycles to failure, N_f . However, if total separation occurs first, as in 8.9.1, the life is N_f .

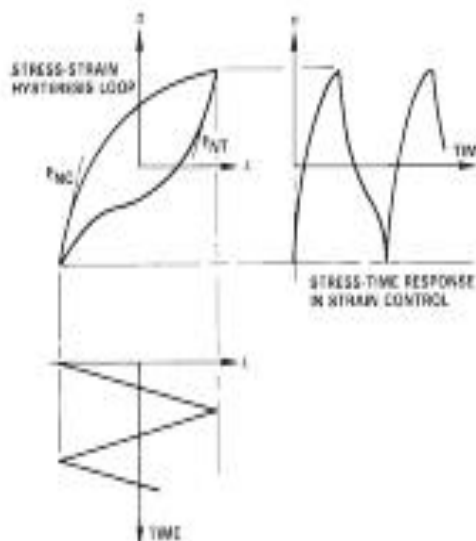


FIG. 8 Definitions of Tension and Compression Modulus for a Determination of Failure

8.9.3 *Microcracking*—The existence of surface microcracks (for example, as observed optically or by replicas) that are larger than some preselected size consistent with test objectives.

8.9.4 *Load (Stress) Drop*—It is acceptable to define failure in a manner related to the ability to sustain a tensile load (stress). Failure is often defined as the point at which the maximum load (stress) or elastic modulus (as measured when unloading from a peak tensile stress) decreases by approximately 50 % because of a crack or cracks being present. The exact method and the percentage drop should be documented.

8.10 *Test Duration*—Conduct testing at least until failure and preferably until fracture when needs dictate and economics allow. Record total accumulated cycles to failure (and fracture) by means of a cycle counter and check against a measure of elapsed time.

8.11 *Analysis of Data*—While it is not the purpose of this practice to specify data analysis techniques, the following example represents a common procedure utilized when time dependent strains are insignificant.

8.11.1 *Determination of the Cyclic Stress-Strain Curve*—Generate a cyclic stress-strain curve from paired values of stress amplitude and strain amplitude typically at material half-life. When practical, assume a simplifying mathematical expression for the cyclic stress-strain relationship (6).

Note 26—See Appendix X1 for expressions.

8.11.2 *Determination of the Strain-Life Relationship*—Generate a strain-life curve from paired values of total strain versus life or plastic strain versus life and elastic strain versus life. When practical, assume a simplifying mathematical relationship.

8.11.3 *Post-Mortem Examinations*—Metallographic examination of the failed specimens is desirable for a variety of purposes depending in part on user interests. Of foremost importance is a fractographic examination of the two surfaces to determine any unusual causes of failure that might invalidate the test results. Dimensional instability of the specimen (unintentional changes in specimen geometry) may occur during the test as a result of time-dependent inelastic deformations. The post-mortem examination should include an evaluation of this occurrence.

8.11.3.1 Scanning electron microscopy and transmission electron microscopy of fracture replicas are two common methods used in such an investigation. Ref (7) provides a useful basis for fractographic analysis. The techniques of light metallography and transmission electron microscopy are frequently used when studying structural changes that occur during fatigue or the effects of metallurgical structure on fatigue behavior.

9. Report

9.1 The list of items of information that follows is suggested for inclusion in any report. When publishing results in the open literature, include as much information as possible, independent of the author's purpose. Routine laboratory reports need include only information pertinent to the end use of the test data. Minimum recommended requirements are indicated by an asterisk (*).

9.1.1 *Specific Objective of Testing.*

9.1.2 *Specimen Materials Description (including processing) ⁹.*

9.1.2.1 All available mechanical properties including: yield strength or yield point, or both, ultimate tensile strength, percent elongation and gage length, percent reduction of area, Poisson's ratio, elastic modulus, true fracture strength, true fracture ductility, monotonic strain hardening exponent, monotonic strength coefficient, hardness number, and degree of cold work.

9.1.2.2 All available metallurgical characteristics: certified composition, grain size, crystallographic structure, preferred orientation with respect to specimen axis, general shape of grains (that is, equiaxed or elongated), second phase particles, and heat treatment. Include photomicrographs when possible to document the above properties.

9.1.3 *Specimen Description:*

9.1.3.1 Drawing of the specimen design, or reference to a geometry illustrated in this practice⁹.

9.1.3.2 Specimen fabrication and surface preparation procedures. If specimens were heat treated after fabrication, details must be provided⁹.

9.1.3.3 Deviations from recommended specimens configuration and specimen preparation procedures, if any.

9.1.4 *Description of Equipment:*

9.1.4.1 Specimen fixtures and the method used to maintain column rigidity during compression loading.

9.1.4.2 Testing machine.

9.1.4.3 Transducer system (that is, load transducer, deformation transducer).

9.1.4.4 Recorders and recording equipment.

9.1.5 *Description of Testing Environment:*

9.1.5.1 Gas, liquid, or vacuum; chemical composition of medium⁹.

9.1.5.2 Humidity of gaseous environment⁹.

9.1.5.3 Test temperature and temperature control method⁹.

9.1.5.4 Temperature sensing devices, location of temperature measurements, temperature variations in the gage section, any temperature variations in the cycle caused by adiabatic heating or magneto-mechanical effects⁹.

9.1.6 *Testing Conditions and Procedures:*

9.1.6.1 Deviations from recommended procedures, if any.

9.1.6.2 Frequency of cycling (or cyclic strain rate) and description of waveform⁹.

9.1.6.3 Mode of control, that is, load or stress, continuous strain control, strain limit control, axial strain feedback, diametral strain feedback, etc⁹.

9.1.6.4 Ratio of axial strain limits (minimum and maximum) and total axial strain range⁹.

9.1.6.5 Procedure for maintaining constant axial strain limits.

9.1.6.6 Sign of strain at first quarter cycle, tensile or compressive.

9.1.7 *Test Results*—Tabulate the results for all test specimens. When used for purposes of structural analysis, the following three items are most important:

9.1.7.1 Initial, stabilized, or half-life values, or a combination of all three, of the dependent variables from the list of stress range, strain range, and inelastic strain range. Complete curves of these quantities throughout the specimen life. When complete curves are impractical, curves through intermittent values are acceptable⁹.

9.1.7.2 Relaxation or creep information also should be included for hold-time tests. This should include the values of the relaxed stress or of creep strain, the total amount of relaxation or creep, and the change in the amount of inelastic strain during the hold period. Periodic stress-time recordings obtained with an expanded time scale may be necessary to obtain the desired resolution and to fully characterize the relaxation or creep behavior⁹.

9.1.7.3 Total number of cycles to failure, N_f , and some additional life measure indicative of crack formation, including the definition used⁹.

9.1.8 *Results of Analysis for Cyclic Stress-Strain Properties*—If data analysis is performed by means of the relationships in Appendix XI, a tabulation of results should include the cyclic strain hardening exponent and the cyclic strength coefficient.

9.1.9 *Results of Analysis for Strain-Life Properties*—If data analysis is performed by means of the relationships in Appendix XI, a tabulation of results should include the fatigue strength exponent, the fatigue ductility exponent, the fatigue strength coefficient, and the fatigue ductility coefficient.

9.1.10 *Brief Description of the Fracture Characteristics*—Results of post-test metallography and scanning electron microscopy, identification of fracture mechanisms, and the relative degree of transgranular and intergranular cracking. Identify the mechanism or mode of cracking at the region of crack initiation, as well as in the region of crack growth, and note any differences.

APPENDIXES

(Nonmandatory Information)

XI. FUNCTIONAL RELATIONSHIPS

XI.1 For many metals, the following empirical relationships (8) have been used for a convenient description of low-cycle fatigue data. Please note that the subscript used is that for "plastic strain" rather than "inelastic strain." They are used interchangeably in these fatigue equations.

XI.1.1 *Cyclic Stress-Strain Behavior:* The total strain amplitude for a completely reversed, strain-controlled test may be expressed as:

$$\frac{\Delta\epsilon}{2} = \frac{\Delta\sigma}{2E} + \frac{\Delta\epsilon_p}{2} \quad (X1.1)$$

Recognizing that:

$$\Delta\sigma/2 = K'(\Delta\epsilon_p/2)^n \quad (X1.2)$$

we may express the cyclic stress-strain curve by the constitutive equation:

$$\frac{\Delta\epsilon}{2} = \frac{\Delta\sigma}{2E} + \left(\frac{\Delta\sigma}{2K'}\right)^{1/n} \quad (X1.3)$$

XI.1.2 *Fatigue-Life Relationships:*

$$\Delta\sigma/2 = \sigma'_f(2N_f)^c \quad (X1.4)$$

$$\Delta\epsilon_p/2 = \epsilon'_f(2N_f)^c \quad (X1.5)$$

$$\Delta\epsilon/2 = (\sigma'_f/E)(2N_f)^c + \epsilon'_f(2N_f)^c \quad (X1.6)$$

where the variables are:

- $\Delta\sigma$ = true stress range,
- $\Delta\epsilon$ = true strain range,
- $\Delta\epsilon_p$ = true plastic strain range,
- N_f = cycles to failure, and
- $2N_f$ = reversals to failure;

and the constants are:

- n' = cyclic strain hardening exponent,
- b = fatigue strength exponent,
- c = fatigue ductility exponent,
- K' = cyclic strength coefficient,
- σ'_f = fatigue strength coefficient,
- ϵ'_f = fatigue ductility coefficient, and
- E = Young's modulus (modulus of elasticity).

Note: XI.1—The user is cautioned that the equations presented in these appendices are not readily amenable to direct use in conventional statistical analysis procedures. Care should be taken in transforming the variables to logarithmic base and in defining the dependent and independent variables.

X2. CONVERSION FROM DIAMETRAL STRAIN TO AXIAL STRAIN FOR ISOTROPIC MATERIALS AND UNIFORM STRAINS

X2.1 Conversion of diametral strain to axial strain requires first the separation of the elastic and plastic components from the total strain by:

$$\epsilon = \epsilon_e + \epsilon_p \quad (X2.1)$$

$$\epsilon_d = \epsilon_{de} + \epsilon_{dp} \quad (X2.2)$$

where:

- ϵ = elastic component,
- p = plastic component,
- d = diametral component, and
- ϵ = total axial strain.

Axial and diametral components of strain are related through Poisson's ratio, ν , as:

$$\epsilon_e = -\nu\epsilon_{de}/\nu_e \text{ and } \epsilon_p = -\nu\epsilon_{dp}/\nu_p \quad (X2.3)$$

The above expressions may be rearranged to yield:

$$\epsilon_{de} = -\nu_e\epsilon_e/\nu_e \quad (X2.4)$$

$$\epsilon = -\nu_e\epsilon_d/\nu_e - (\nu_e - \nu_p)\epsilon_p/\nu_e \quad (X2.5)$$

The diametral elastic strain, ϵ_{de} , is related to axial stress by means of Poisson's ratio and Young's modulus,

$$\epsilon_{de} = -(\nu_e\sigma)/E \quad (X2.6)$$

Thus,

$$\epsilon = \sigma/E - \nu_e\sigma/\nu_e E - (\nu_e\sigma)/\nu_e E \quad (X2.7)$$

Assuming that plastic deformation occurs under a constant volume condition:

$$\nu_p = 1/2 \quad (X2.8)$$

such that:

$$\epsilon = (\sigma/E)(1 - 2\nu_e) - \nu_e\epsilon_p \quad (X2.9)$$

In an experiment using a diametral strain gage and an axial load transducer, analogs of σ and ϵ_d are continuously available. Young's modulus, E , can be determined in accordance with Test Method E 111. The elastic portion of stress, σ , versus diametral strain, ϵ_{de} , provides σ/ν_e , which permits ν_e to be calculated.

X3. EXAMPLE OF MACHINING PROCEDURE

X3.1 The following procedure was developed for machining high-strength materials and results in minimal surface damage and alteration. It can also be applied to lower strength materials. As a conservative general measure, this procedure is recommended unless: (a) the experimental objective is to evaluate another given surface condition, or (b) it is known that the material under evaluation is relatively insensitive to surface condition.

X3.2 Procedure:

X3.2.1 In the final stages of machining to within 0.025 mm (0.001 in.) of the final diameter, remove small amounts of material and reduce the gage diameter 0.125 mm (0.005 in.) by cylindrical grinding at a rate of no more than 0.005 mm (0.0002 in.)/pass.

Note X3.1—Some cast materials will not benefit from excessive removal of material in small amounts, although this procedure is probably not to their detriment.

X3.2.2 Remove the final 0.025 mm (0.001 in.) by polishing (see Note X3.2) longitudinally to impart a maximum of 0.2- μ m (8- μ in.) surface roughness.

Note X3.2—Extreme caution should be exercised in polishing to ensure that material is being properly removed rather than merely smoothed

to produce a smooth surface. This is a particular danger in soft materials wherein material can be smeared over tool marks, thereby creating a potentially undesirable influence on crack initiation during testing.

X3.2.3 After polishing (see Note X3.2), all remaining grinding and polishing marks should be longitudinal. No circumferential machining should be evident when viewed at approximately 20 \times magnification under a light microscope.

X3.2.4 If specimen material is soft (for example, copper, aluminum, lead, etc.) at room temperature, final material removal can be performed by means of turning (rather than grinding) and subsequent polishing.

X3.2.5 Degrease the finished specimen. Caution should be exercised to insure that the degreasing agent does not alter material behavior (for example, methanol on titanium alloys).

X3.2.6 If heat treatment is necessary, conduct it before final machining or in such a manner as to avoid any surface damage; employ an inert protective atmosphere to eliminate surface oxidation.

X3.2.7 If surface observations are to be made, the test specimen may be electropolished in accordance with Methods E 3.

X3.2.8 Inprint specimen numbers on both ends of the test section in regions of low stress, away from grip contact surfaces.

REFERENCES

- (1) Mitchell, M. R., "Fundamentals of Modern Fatigue Analysis for Design," *Fatigue and Microstructure*, ASM Symp., St. Louis, MO, October 14-15, 1978, pp. 385-437.
- (2) Kook, D. T. and Morrow, J. D., "Mechanics of Materials in Low Cycle Fatigue Testing," *Manual on Low Cycle Fatigue Testing*, ASTM STP 465, ASTM, 1969, pp. 1-25.
- (3) Palfus, C. E. and Mitchell, M. R., "Basic Research on the Cyclic Deformation and Fracture Behavior of Materials," *idem*, pp. 27-66.
- (4) Marsh, G. M., Robb, A. D., and Topper, T. H., "Techniques and Equipment for Axial Fatigue Testing of Sheet Steel," SAE Paper No. 730574, May 1973.
- (5) Liles, R. E. and John, E. H., *Manual on Statistical Planning and Analysis for Fatigue Experiments*, ASTM STP 555, ASTM, 1975. See also Liles, R. E. and John, E. H., *Statistical Design of Fatigue Experiments*, Applied Science Publishers, Ltd., London, 1975.
- (6) Landgraf, R. W., Morrow, J. D., and Eades, T., "Determination of the Cyclic Stress-Strain Curve," *Journal of Materials (IMLSA)*, Vol. 4, No. 1, March 1969, pp. 176-188.
- (7) "Fractography and Atlas of Fractographs," *Metals Handbook*, Am. Soc. Metals, Vol. 9, Eighth Edition, 1974.
- (8) Ellis, J. R., "Results of an Interlaboratory Fatigue Testing Program Conducted on Alloy 800 at Room and Elevated Temperatures," *Journal of Testing and Evaluation (JTEVA)*, Vol. 15, No. 5, September 1987, pp. 249-250.

ASTM International takes no position respecting the validity of any patent rights asserted in connection with any item mentioned in this standard. Users of this standard are expressly advised that determination of the validity of any such patent rights, and the risk of infringement of such rights, are entirely their own responsibility.

This standard is subject to revision at any time by the responsible technical committee and must be reviewed every five years and if not revised, either reapproved or withdrawn. Your comments are invited either by revision of this standard or for additional standards and should be addressed to ASTM International Headquarters. Your comments will receive careful consideration at a meeting of the responsible technical committee, which you may attend. If you feel that your comments have not received a fair hearing you should make your views known to the ASTM Committee on Standards, at the address shown below.

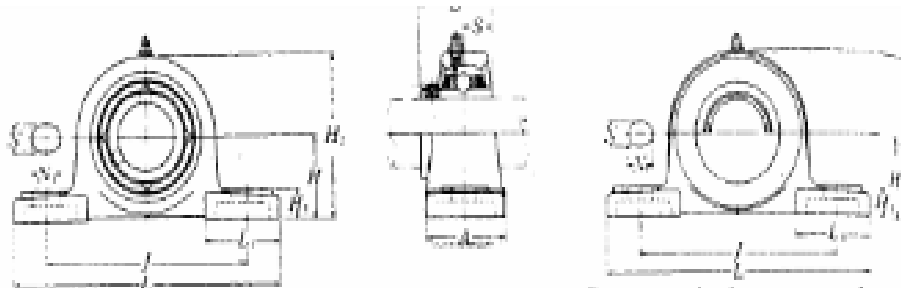
This standard is copyrighted by ASTM International, 100 Barr Harbor Drive, PO Box C700, West Conshohocken, PA 19380-2800. United States. Individual reprints (single or multiple copies) of this standard may be obtained by contacting ASTM at the above address or at 610-832-9885 (phone), 610-832-9855 (fax), or service@astm.org (e-mail), or through the ASTM website www.astm.org.

ANEXO A3

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 periodos: 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 periodos 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 centrifugos.	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

ANEXO A4 CARACTERÍSTICAS DE LOS RODAMIENTOS TIPO Y

CARACTERÍSTICAS DE SOPORTES CON RODAMIENTOS TIPO Y



Tipo, con guardapolvo acero prensado.
Extremo abierto: S-UCP-01
Extremo cerrado: SM-UCP-01

Diámetro del eje mm D ₁	Número 110 de la farmacera	Dimensiones nominales											Tamaño del eje mm D ₁	Número del rodamiento
		mm												
		A	L	J	A	H	H ₁	M ₁	M ₂	Δ ₁	R	Δ		
12	UCP20101 UCP201-00801	30.2	127	95	38	13	16	14	62	42	31	12.7	M10	UC20101 UC201-00801
15	UCP20201 UCP202-00801 UCP202-01801	30.2	127	95	38	13	16	14	62	42	31	12.7	M10	UC20201 UC202-00801 UC202-01801
17	UCP20301 UCP203-01101	30.2	127	95	38	13	16	14	62	42	31	12.7	M10	UC20301 UC203-01101
20	UCP20401 UCP204-01201	33.3	127	95	38	19	16	14	65	42	31	12.7	M10	UC20401 UC204-01201
25	UCP20501 UCP205-01301 UCP205-01401 UCP205-01501 UCP205-10001	38.5	142	105	38	13	15	15	71	48	34	14.3	M10	UC20501 UC205-01301 UC205-01401 UC205-01501 UC205-10001
30	UCP20601 UCP206-00101 UCP206-00201 UCP206-10001 UCP206-10401	42.9	165	121	48	17	20	17	83	54	38.1	15.9	M14	UC20601 UC206-10101 UC206-10201 UC206-10301 UC206-10401
35	UCP20701 UCP207-10401 UCP207-10601 UCP207-10801 UCP207-10701	47.6	167	127	48	17	20	18	83	54	42.9	17.5	M14	UC20701 UC207-10401 UC207-10601 UC207-10801 UC207-10701
40	UCP20801 UCP208-10801 UCP208-10901	49.2	184	137	54	17	20	18	88	52	49.2	19	M14	UC20801 UC208-10801 UC208-10901
45	UCP20901 UCP209-11001 UCP209-11101 UCP209-11201	54	190	146	54	17	20	20	100	50	49.2	19	M14	UC20901 UC209-11001 UC209-11101 UC209-11201

1) Estos números indican que son del tipo estándar. Si se necesita el tipo libre de mantenimiento, por favor señale en el código "01".
NOTA: Por favor, referirse a la página 20 para el tamaño de la grúa.

ANEXO A5
COEFICIENTE K PARA EL DIMENSIONAMIENTO DEL ACOPLE
SEMIFLEXIBLE

Máquina Motriz K₁

Máquina motriz		Máquina receptora	Ejemplos de máquinas receptoras	
Motor electr. y turbinas	Máq. de pistón			
	4 a 6 cilind.			1 a 3 cilind.
1	1,2	1,4	<p>1</p> <p>Marcha regular Inercia muy pequeña</p> <p>•Eje de resorio •Generador de alumbrado •Línea de ejes •Bombas centrífugas •Ventilador centrífugo ...</p>	
1,2	1,4	1,7	<p>2</p> <p>Marcha irregular Inercia pequeña</p> <p>•Agitador de líquidos •Cinta transportadora •Ascensor •Máquinas herramientas rotativas para madera y metales •Máquinas textiles ligeras •Plegadoras •Bombas de engranajes •Bombas de paletas •Ventiladores ...</p>	
1,4	1,7	2	<p>3</p> <p>Marcha irregular Inercia media</p> <p>•Agitador de líquidos cargados •Compresor rotativo •Transportadora de rodillos •Desmenzadoras •Hornos rotativos •Máquinas para maderas (desbastadora, sierra de cinta ...) •Máquinas para impresión •Molinos •Montacargas •Panadería •Bomba centrífuga para líquidos cargados ...</p>	
1,7	2	2,4	<p>4</p> <p>Marcha irregular Inercia media De golpes medios</p> <p>•Herrigonera •Molino de percusión •Molino de bolas •Compresor de pistón con volante de inercia •Transportador de cadena •Cinta •Laminador de metales ligeros •Máquinas de molino harinero •Martillo pólv. •Telar •Bomba de pistón con volante de inercia •Osciladora de metales •Tomas elevadoras •Ventiladores de cines ...</p>	
2	2,4	2,8	<p>5</p> <p>Marcha irregular Inercia importante De golpes importantes</p> <p>•Molino de martillos •Cámbra (de caucho, textil ...) •Compresor de pistón con pequeño volante de inercia •Desfibadora de madera •Osciladora •Laminador •Bomba de pistón con pequeño volante de inercia •Prensa legradora •Prensa para fabricación de papel •Bomba vibrante ...</p>	
2,4	2,8	3,3	<p>6</p> <p>Marcha irregular Inercia muy importante De golpes muy importantes</p> <p>•Compresor de pistón sin volante de inercia •Vibrador •Generador de soldadura •Laminador pesado •Prensa de mampostería •Bomba de pistón sin volante de inercia ...</p>	

Frecuencia de Arranque K₂

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

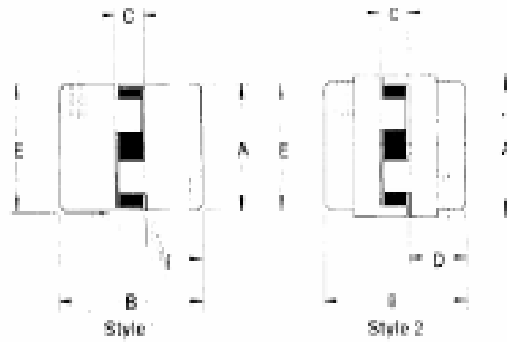
Horas de Funcionamiento Diario K_3

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

Dimensional Data

L Type

The Lovejoy elastomeric jaw type flexible couplings do not require lubrication and are the industry standard. They offer ease of assembly or disassembly, permit visual inspection of wear members (cushion types are easily inspected and can be removed quickly without disturbing the driving or driven units), and there is no wear on the metal jaws since the load is transmitted through the cushion (spider). These Lovejoy couplings are designed to perform even if the elastomeric member should fail.



Type L

Technical Selection Data: Misalignment at 1750 RPM

Model	Spline Range (In.-Lb.)	Misalignment Capability		Coupling Material	Body	Fiber
		Max. Angular Offset Degrees	Max. Parallel Offset (inches)			
L	Up to 4,000	4°	0.015	Stainless Steel	Stainless Iron and Cast Iron	FR
C	Up to 10,000	4°	0.015	Cast Iron	Cast Iron and Ductile Iron	NR
H	Up to 115,000	1°	0.015	Ductile Iron	Ductile Iron	NR

Note: Maximum recommended angular and parallel misalignments are dependent on shaft and unit misalignment. For applications with greater misalignment requirements, see specialty industrial coupling or for more information, see page 8 for industrial materials data.



Type L

L Type Technical Selection Chart

Coupling No.	Rated Torque In.-Lbs.		HP/100 RPM		Horsepower Capacity at Varying Speed (117% with Rubber Spider)				Max. Speed Bare RPM	Coupling member	
	Rubber	Hywel	Rubber	Hywel	300	1200	1800	3600			
L-025	3.5	NA	0.058	NA	0.18	0.69	1.0	2.0	5%	31.8	L-025
L-050	26.0	NA	0.51	0.6	1.25	5.0	7.5	1.5	5%	16.0	L-050
L-075	43.2	11.4	0.7	1.0	2.1	8.4	1.2	2.4	5%	14.0	L-075
L-075	96.7	22.7	1.4	2.0	4.2	16.8	2.5	5.0	5%	11.0	L-075
L-090	144.7	40.1	2.1	3.0	6.3	27.0	4.0	8.0	5%	9.0	L-090
L-090	164.7	58.1	3.3	4.5	9	36	5.4	10.8	5%	9.0	L-090
L-099	318	192	6.7	1.25	1.5	6.0	9.0	18	15%	7.7	L-099
L-100	417	1134	9.5	1.80	2.0	8.0	11.8	23.8	15%	7.0	L-100
L-110	702	2268	1.25	3.60	3.7	15	22	44	15%	5.0	L-110
L-150	1240	3790	2.0	5.88	6.0	24	36	72	15%	5.0	L-150
L-150	1720	4980	2.7	7.43	8	32	48	96	25%	5.0	L-150
L-225	2340	6228	3.7	10.0	11	44	67	134	25%	4.2	L-225
L-270	2718	NA	7.5	NA	22.5	90	135	270	25%	4.2	L-270

NOTE: All ratings in the Technical Selection Charts are based on a safety factor of 1.0. If a higher factor is needed, please refer to Page 20, Size 2 of Coupling section, or see chart for page 28 for service factors.

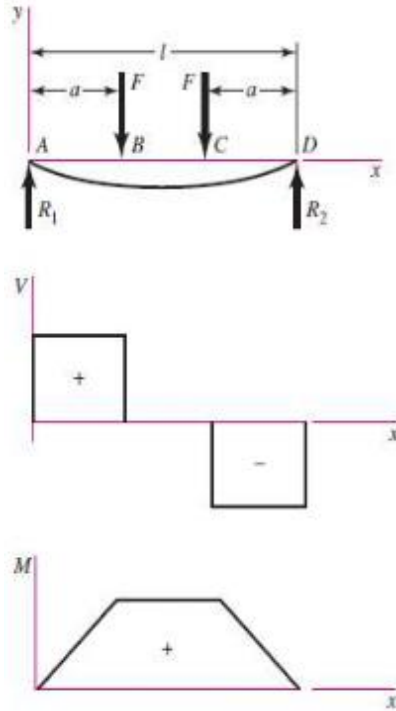


L Type Flexible Couplings Dimensional Data

Coupling Number	Style No.	Bore		Dimensions in Inches					Approx. Wt Pounds		Moment of Inertia WR ² Lb-in ² (Solid)
		Min.	Max.	Outside Diameter	Overall Length	Distance Between Flanges	Length Thru Bore	Hub Diameter	Solid	Max. E	
		A	B	C	D	E					
L-035	1	3/8	3/8	3/8	1 1/4	1/2	1 1/2	3/8	1	1	.003
L-050	1	1/2	5/8	1 1/4	1 3/4	1 1/2	5/8	1 1/4	.3	2	.054
L-070	1	3/4	3/4	1 3/4	2	1 1/2	3/4	1 3/4	.6	4	.115
L-075	1	3/4	7/8	1 3/4	2 1/8	1 1/2	3/4	1 3/4	1.0	.8	.388
L-090	1	3/4	1	2 1/4	2 5/8	1 1/2	3/4	2 1/4	1.5	1.2	.772
L-095	1	7/8	1 1/8	2 1/4	2 5/8	1 1/2	1	2 1/4	1.8	1.3	.890
L-099	1	7/8	1 1/8	2 1/2	2 5/8	1 3/4	1 1/8	2 1/2	2.5	2.0	2.048
L-100	1	7/8	1 1/8	2 1/2	3 1/2	1 3/4	1 1/8	2 1/2	3.5	2.5	2.783
L-110	1	1 1/8	1 3/8	3 1/4	4 1/4	1 3/4	1 1/8	3 1/4	6.6	5.0	8.993
L-150	1	1 3/8	1 7/8	3 3/4	4 1/2	1	1 1/8	3 3/4	9.1	7.0	11.477
L-190	2	1 3/4	2 1/8	4 1/2	4 1/8	1	1 1/8	4 1/2	17.0	13.0	39.256
L-225	2	1 3/4	2 1/8	5	5 1/8	1	2 1/8	4 1/2	23.0	18.0	65.003
L-276	2	1 3/4	2 1/8	6 1/8	7 1/8	1 1/2	3 1/8	5	47.0	36.0	188.000

ANEXO A6

DIAGRAMAS DE FUERZA Y MOMENTO CORTANTE



$$R_1 = R_2 = F \quad V_{AB} = F \quad V_{BC} = 0$$

$$V_{CD} = -F$$

$$M_{AB} = Fx \quad M_{BC} = Fa \quad M_{CD} = F(l-x)$$

$$y_{AB} = \frac{Fx}{6EI}(x^2 + 3a^2 - 3la)$$

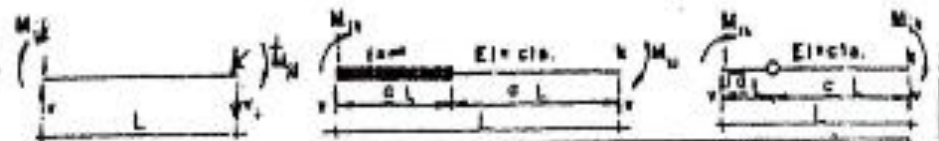
$$y_{BC} = \frac{Fa}{6EI}(3x^2 + a^2 - 3lx)$$

$$y_{\max} = \frac{Fa}{24EI}(4a^2 - 3l^2)$$

Diagramas de Fuerza Cortante y Momento Flector

ANEXO A7

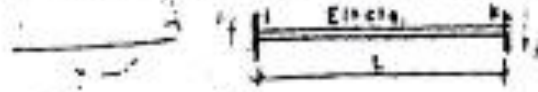
Coefficientes elásticos en barras rectas



$\frac{d_i}{L}$ M_{12}	Deformado	$\frac{d_i}{L}$ M_{21}	v
$-4 \frac{EI}{L}$		$-2 \frac{EI}{L}$	$-6 \frac{EI}{L}$
$6 \frac{EI}{L}$		$0 \frac{EI}{L}$	$12 \frac{EI}{L} = 12 \frac{EI}{L^2}$
$-2 \frac{EI}{L}$		$2 \frac{EI}{L}$	0
$-6 \frac{EI}{L}$		$-6 \frac{EI}{L}$	$-12 \frac{EI}{L}$
$-3 \frac{EI}{L}$		$\frac{EI}{L}$	0
$-3 \frac{EI}{L}$		0	$-3 \frac{EI}{L}$
$3 \frac{EI}{L}$		0	$3 \frac{EI}{L} = 3 \frac{EI}{L^2}$
$-4 \frac{EI}{L} \frac{1+a+a^3}{a^3}$		$2 \frac{EI}{L} \frac{1+2a}{a^3}$	$-2 \frac{EI}{L} \frac{3+4a+2a^3}{a^3}$
$-3 \frac{EI}{L} \frac{1}{a^3}$		0	$-3 \frac{EI}{L} \frac{1}{a^3}$
0		$-3 \frac{EI}{L} \frac{1}{a^3(1+a^3)}$	$-3 \frac{EI}{L} \frac{1}{a^3(1+a^3)}$
$-3 \frac{EI}{L} \frac{a^2}{1-3a^2}$		$-3 \frac{EI}{L} \frac{a^2}{1-3a^2}$	$-3 \frac{EI}{L} \frac{a}{1-3a^2}$
$3 \frac{EI}{L} \frac{a}{1-3a^2}$		$-3 \frac{EI}{L} \frac{a}{1-3a^2}$	$3 \frac{EI}{L} \frac{1}{1-3a^2}$

ANEXO A8

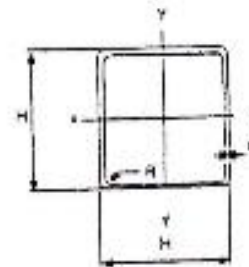
Momentos de Extremo fijo para barra recta debilmente empotrada



M_{aj}	Estado de carga	M_{af}
$\frac{Pab}{L}$		$-\frac{Pab}{L}$
$\frac{Pl}{8L}$		$-\frac{Pl}{8L}$
$\frac{Pa}{L}(1-a)$		$-\frac{Pa}{L}(1-a)$
$\frac{P}{L}[1-a)(1-2a)]$		$-\frac{Pa}{L}[1-a)(1-2a)]$
$\frac{Pl}{24}(11-\frac{1}{2}a^2)$		$-\frac{Pl}{24}(11-\frac{1}{2}a^2)$
$\frac{Pl}{12}(11+\frac{1}{2}a^2)$		$-\frac{Pl}{12}(11+\frac{1}{2}a^2)$
$\frac{M}{72}[3-4a+3a^2]$		$\frac{M}{72}[3a^2-2a]$
$\frac{ql^3}{12}$		$-\frac{ql^3}{12}$
$\frac{1}{12}ql^2[3-2\frac{a}{l}+\frac{a^2}{l^2}-\frac{3a^3}{l^3}]$		$\frac{1}{12}ql^2[3\frac{a}{l}+2\frac{a^2}{l^2}+\frac{a^3}{l^3}]$
$\frac{1}{24}ql^2[3-\frac{a^2}{l^2}]$		$\frac{1}{24}ql^2[3-\frac{a^2}{l^2}]$
$\frac{ql^3}{72}$		$-\frac{ql^3}{72}$
$\frac{4q^2}{80}[3+4\frac{a}{l}+2\frac{a^2}{l^2}-\frac{a^3}{l^3}]$		$\frac{4q^2}{80}[3-4\frac{a}{l}-\frac{a^2}{l^2}-2\frac{a^3}{l^3}]$
$\frac{4q^2}{80}[10-15\frac{a}{l}+4\frac{a^2}{l^2}]$		$-\frac{4q^2}{80}[10-\frac{a}{l}-8\frac{a^2}{l^2}]$
$\frac{q}{24}l^3$		$-\frac{q}{24}l^3$
$\frac{ql^3}{60} + \frac{qal^2}{20}$		$-\frac{ql^3}{60} - \frac{qal^2}{20}$
$\frac{4q}{12L}[4a^2-12ac+5c^2]$		$-\frac{4q}{12L}[4a^2-12ac+5c^2]$
$\frac{ql^3}{16}$		$-\frac{ql^3}{16}$

**ANEXO A9
TUBERIA**

1. TUBOS MECANICOS



1.2 TUBOS CUADRADOS

DESIGNACION	DIMENSIONES		PESO P	PROPIEDADES			
	H	e		AREA	EJES X-X E Y-Y		
				A	I	W	I
Pulg.	mm	mm	Kg/m	cm ²	cm ⁴	cm ³	cm
1/2	12	0,75	0,31	0,32	0,07	0,12	0,47
		0,95	0,38	0,40	0,08	0,13	0,45
3/8	16	0,75	0,36	0,41	0,14	0,19	0,58
		0,95	0,45	0,51	0,16	0,21	0,56
3/4	20	0,75	0,48	0,56	0,34	0,34	0,78
		0,95	0,60	0,70	0,41	0,41	0,77
		1,10	0,70	0,80	0,47	0,47	0,77
		1,50	0,94	1,05	0,56	0,56	0,74
1	25	0,75	0,60	0,71	0,69	0,65	0,99
		0,95	0,73	0,89	0,84	0,87	0,97
		1,10	0,87	1,02	0,95	0,76	0,97
		1,5	1,18	1,33	1,21	0,97	0,95
1 1/4	30	0,95	0,90	1,08	1,50	1,00	1,18
		1,10	1,04	1,24	1,70	1,15	1,17
		1,5	1,31	1,65	2,19	1,47	1,15
1 1/2	40	0,95	1,20	1,46	3,68	1,94	1,59
		1,1	1,39	1,88	4,20	2,10	1,56
		1,5	1,88	2,23	5,48	2,74	1,56
2	50	1,5	2,34	2,85	11,06	4,42	1,87

ANEXO 10

TABLA DE VALORES T ESTUDENT

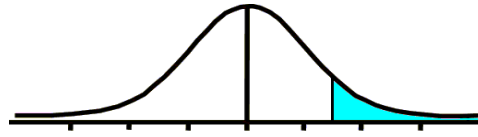


Tabla t-Student

t_0

Grados de libertad	0.25	0.1	0.05	0.025	0.01	0.005
1	1.0000	3.0777	6.3137	12.7062	31.8210	63.6559
2	0.8165	1.8856	2.9200	4.3027	6.9645	9.9250
3	0.7649	1.6377	2.3534	3.1824	4.5407	5.8408
4	0.7407	1.5332	2.1318	2.7765	3.7469	4.6041
5	0.7267	1.4759	2.0150	2.5706	3.3649	4.0321
6	0.7176	1.4398	1.9432	2.4469	3.1427	3.7074
7	0.7111	1.4149	1.8946	2.3646	2.9979	3.4995
8	0.7064	1.3968	1.8595	2.3060	2.8965	3.3554
9	0.7027	1.3830	1.8331	2.2622	2.8214	3.2498
10	0.6998	1.3722	1.8125	2.2281	2.7638	3.1693
11	0.6974	1.3634	1.7959	2.2010	2.7181	3.1058
12	0.6955	1.3562	1.7823	2.1788	2.6810	3.0545
13	0.6938	1.3502	1.7709	2.1604	2.6503	3.0123
14	0.6924	1.3450	1.7613	2.1448	2.6245	2.9768
15	0.6912	1.3406	1.7531	2.1315	2.6025	2.9467
16	0.6901	1.3368	1.7459	2.1199	2.5835	2.9208
17	0.6892	1.3334	1.7396	2.1098	2.5669	2.8982
18	0.6884	1.3304	1.7341	2.1009	2.5524	2.8784
19	0.6876	1.3277	1.7291	2.0930	2.5395	2.8609
20	0.6870	1.3253	1.7247	2.0860	2.5280	2.8453
21	0.6864	1.3232	1.7207	2.0796	2.5176	2.8314
22	0.6858	1.3212	1.7171	2.0739	2.5083	2.8188
23	0.6853	1.3195	1.7139	2.0687	2.4999	2.8073
24	0.6848	1.3178	1.7109	2.0639	2.4922	2.7970
25	0.6844	1.3163	1.7081	2.0595	2.4851	2.7874
26	0.6840	1.3150	1.7056	2.0555	2.4786	2.7787
27	0.6837	1.3137	1.7033	2.0518	2.4727	2.7707
28	0.6834	1.3125	1.7011	2.0484	2.4671	2.7633
29	0.6830	1.3114	1.6991	2.0452	2.4620	2.7564
30	0.6828	1.3104	1.6973	2.0423	2.4573	2.7500
31	0.6825	1.3095	1.6955	2.0395	2.4528	2.7440
32	0.6822	1.3086	1.6939	2.0369	2.4487	2.7385

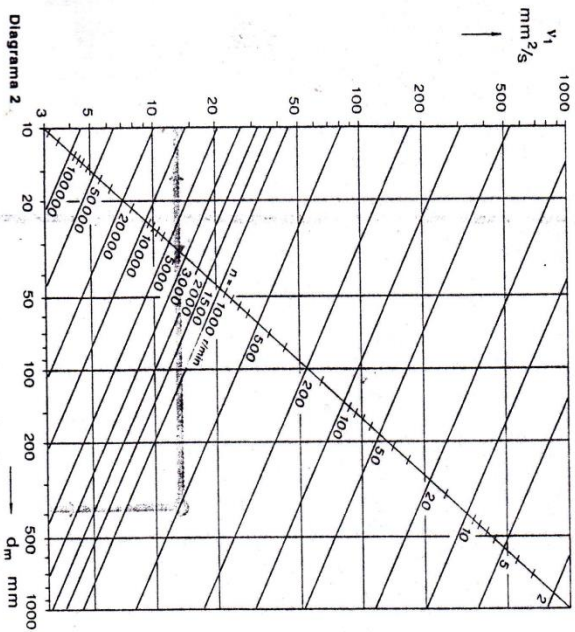
Lubricación y mantenimiento

Aceites de lubricación

Para la lubricación de rodamientos de bolas y de rodillos, se emplean sobre todo aceites minerales refinados. Los aceites con contenido de aditivos para mejorar ciertas propiedades (resistencia de la película de lubricante, oxidación, etc.) sólo se requieren normalmente para condiciones de funcionamiento excepcionales. Los aceites sintéticos solamente se emplean como aceites de base para grasas, o en casos extremos en los que puedan producirse temperaturas de funcionamiento muy altas.

Selección del aceite

La viscosidad es una de las propiedades más importantes de un aceite lubricante. Y disminuye al aumentar la temperatura. Para que se forme una película de aceite en la zona de contacto entre los elementos rodantes y los caminos de rodadura de espesor suficiente, el aceite deberá conservar un mínimo de viscosidad a la temperatura de funcionamiento. La viscosidad cinemática v_1 a la temperatura de funcionamiento, necesaria para asegurar una lubricación adecuada, puede determinarse por el diagrama 2, con tal que se emplee aceite mineral. Cuando las temperaturas de funcionamiento sean conocidas por la experiencia o determinadas de otra forma, los valo-



96

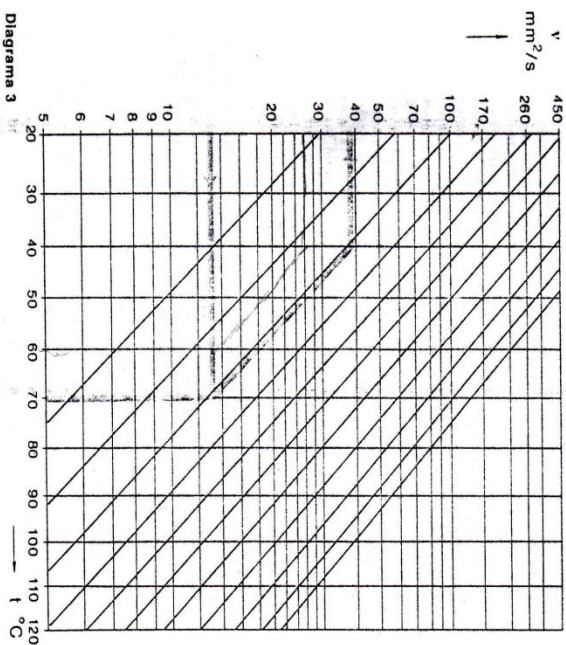
SKF

res de las viscosidades, correspondientes a la temperatura de referencia de 40°C , internacionalmente normalizada, o a otras temperaturas de referencia (por ejemplo, 20 o 50°C), se obtienen del diagrama 3 (reproducido para un índice de viscosidad de 85). Ciertos tipos de rodamientos, por ejemplo rodamientos de rodillos a rótula, de rodillos cónicos y axiales de rodillos a rótula, funcionan normalmente a una temperatura superior a la de otros tipos, por ejemplo, rodamientos rígidos de bolas y de rodillos cilíndricos, bajo condiciones de funcionamiento comparables.

Al seleccionar un aceite se deberán considerar los aspectos siguientes:

Puede alargarse la duración de un rodamiento, seleccionando un aceite con una viscosidad v a la temperatura de funcionamiento algo más alta que v_1 . No obstante, puesto que el incremento de viscosidad eleva la temperatura de funcionamiento, existe frecuentemente un límite práctico para la mejora de la lubricación por este medio.

Si la relación de viscosidad $k = v/v_1$ es menor que 1, se recomienda un aceite que contenga aditivos EP. Y si k es menor que 0,4 se hace necesario un aceite con tales aditivos. Un aceite con aditivos EP puede mejorar también la fiabilidad de funcionamiento en los casos donde k es mayor que



97

SKF

Intervalos de confianza

Ahora se pretende determinar un intervalo en el cual con cierta probabilidad se encuentre un parámetro desconocido, en este caso es el número de ciclos hasta la falla, dado cierto valor del esfuerzo aplicado.

Dado que tenemos una muestra aleatoria de k datos experimentales con una distribución normal de media μ y varianza σ^2 , notada por $N(\mu, \sigma^2)$, dado que \bar{Y} representa la media y sigue una distribución normal dada por la función $N(\mu, \sigma^2 / k)$, y además mediante la Ecuación se tiene que:

$$Z = \frac{\bar{Y} - \mu}{\frac{\sigma}{\sqrt{k}}}$$

Que sigue una distribución estándar cuya función es $N(0,1)$

Sin embargo, en estos casos se asume que se conoce la varianza de la población σ^2 , en la realidad σ^2 es desconocida y se la estima por medio de la varianza s^2 de la muestra, de modo que tenemos una nueva variable notada por la Ecuación:

$$T = \sqrt{k} \left(\frac{\bar{Y} - \mu}{s} \right)$$

Que sigue una distribución t-student con $k-1$ grados de libertad. Esta distribución es la base para el desarrollo de la estimación respecto al parámetro μ , que como se sabe esta distribución es adecuada para muestras pequeñas que no tengan más de 30 datos.

La determinación del intervalo de confianza se realiza mediante la utilización de la ecuación.

$$1 - \alpha = P\left(\bar{Y} - \frac{t_{\alpha/2}S}{\sqrt{k}} \leq \mu \leq \bar{Y} + \frac{t_{\alpha/2}S}{\sqrt{k}}\right)$$

Ahora recordemos que μ puede ser estimada por $Y = b_0 + b_1x$ en el modelo de regresión, entonces si reemplazamos Y en la desigualdad de la ecuación 4.32 tenemos

$$1 - \alpha = P\left(\frac{\bar{Y} - \frac{t_{\alpha/2}S}{\sqrt{k}} - b_0}{b_1} \leq X \leq \frac{\bar{Y} + \frac{t_{\alpha/2}S}{\sqrt{k}} - b_0}{b_1}\right)$$

En nuestro caso si se quiere considerar un intervalo de confianza del 95 %, se toma $\alpha = 0.05$ y $k-1$ grados de libertad igual a 8, de los anexos se tiene

$$t_{0.025} = 2,3060$$

Y para el caso del Acero AISI 1045

Tabla de datos para el cálculo del intervalo de confianza

Fuente: El autor

	# rpm	S_r (MPa)
	10200	402,59
	6020	419
	2400	449,34
	1800	459,27
	1461	466,65
	1500	465,74
	2021	455,31
	3687	434,97
	6980	414,38
Sumatorias	36069	3967,25
Medias	4007,67	440,81
b1	-0,01	
b0	471,00	
Desv x	3072,28	
Desv y	23,93	

$$\bar{Y} = 440,806$$

$$s. = 23,932$$

$$b_1 = -0.0075$$

$$b_0 = 471$$

$$0.95 = P(1573,10 \leq X \leq 6477,86)$$

Entonces $S = 440,806$ MPa

Lo que se interpreta que cuando se aplica un esfuerzo de 440,806 MPa puede tener una vida de 1573,10 a 6477,86 ciclos de esfuerzo con una probabilidad del 95 %.¹⁹

Para realizar un cálculo teórico de la carga a aplicar con la cual se estimara un número de ciclos dentro de nuestro rango de confianza se lo hace de la siguiente manera:

Se calcula el límite de resistencia a la fatiga:

$$S_{ut} = 92.25 \text{ kpsi (636.09 MPa)}$$

$$S_e = 0,5 S_{ut}$$

$$S_e = 46.125 \text{ kpsi (318.019 MPa)}$$

Fuente: Manual Aceros Iván Bohman propiedades del acero AISI 1045 (ver Anexo A1)

¹⁹ Tomados de la tesis de maestría del Ingeniero Jorge Guamanquishpe.

Luego se calcula la resistencia a la fatiga

$$S_f = 10^C N^b$$

$$b = -\frac{1}{3} \log \frac{0.8 S_{ut}}{S_e}$$

$$b = -\frac{1}{3} \log \frac{0.8(92,25Kpsi)}{46.125kpsi}$$

$$b = -0.076$$

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

$$C = \log \frac{(0.8 * 92.25kpsi)^2}{46.125kpsi}$$

$$C = 2.071$$

$$S_f = 10^{2.071} N^{-0.076}$$

La carga teórica que se deberá aplicar a la probeta para que falle a ese número de ciclos es:

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

$$S_f = 10^C N^b$$

Condición necesaria $\sigma_{max} = S_f$

$$\frac{16QX}{\pi d^3} = 10^C N^b$$

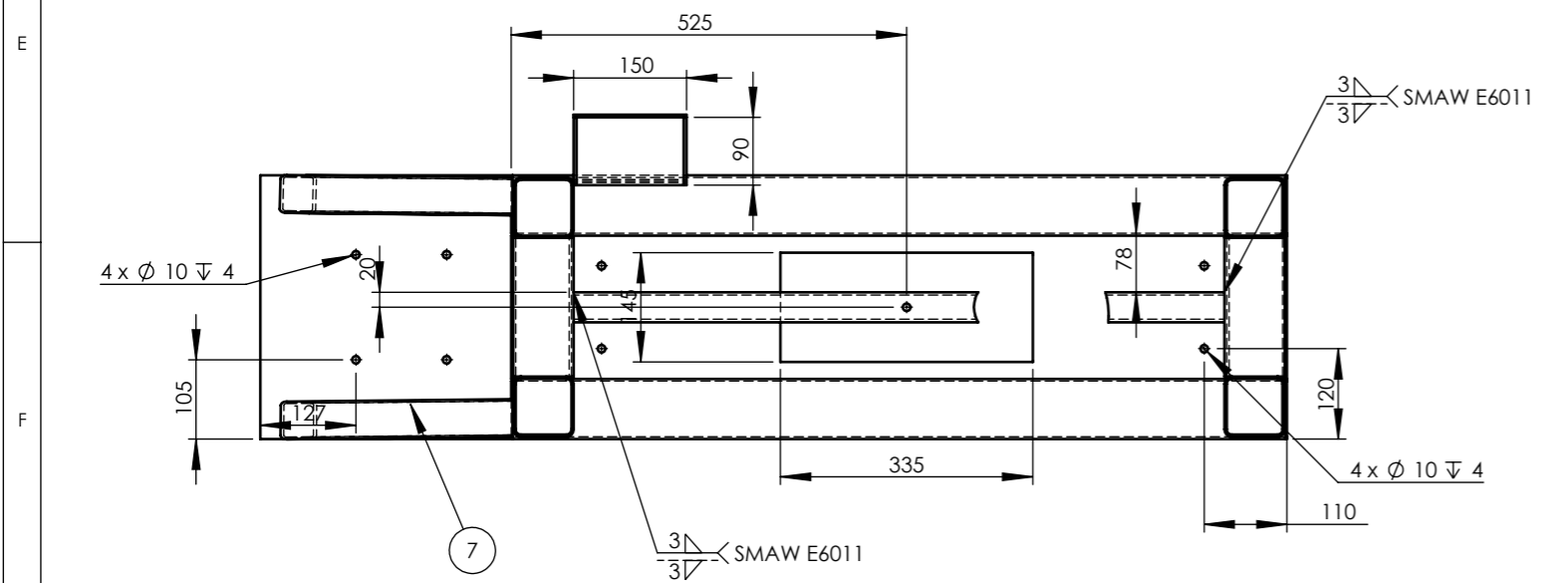
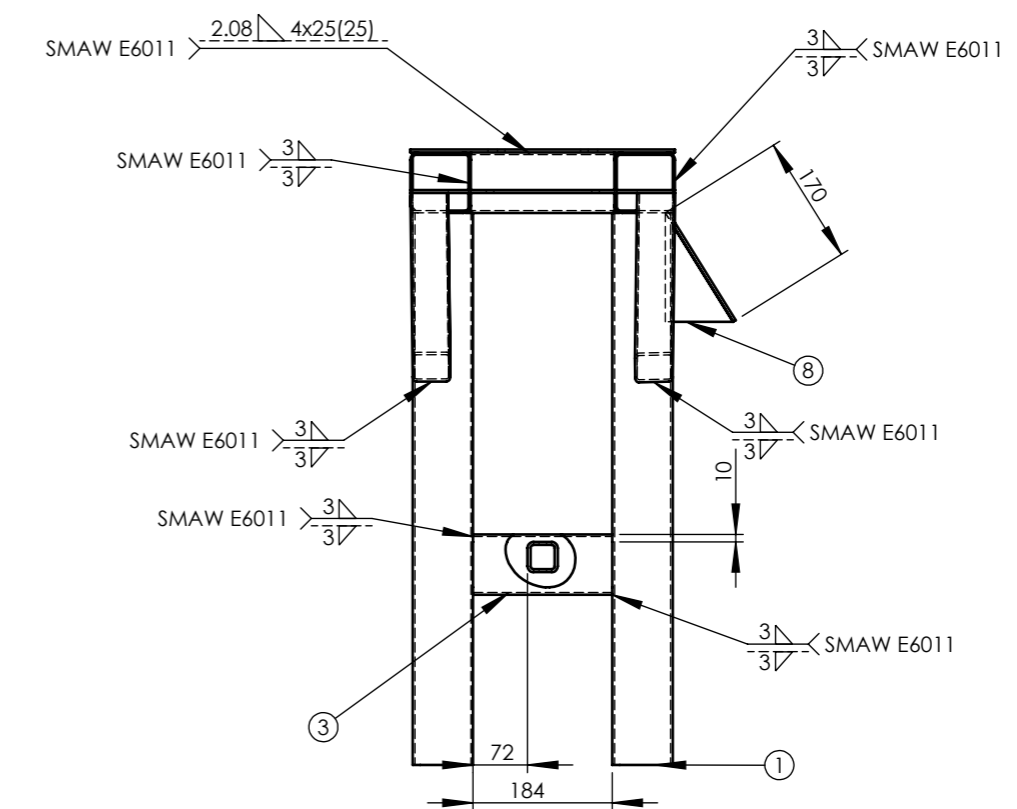
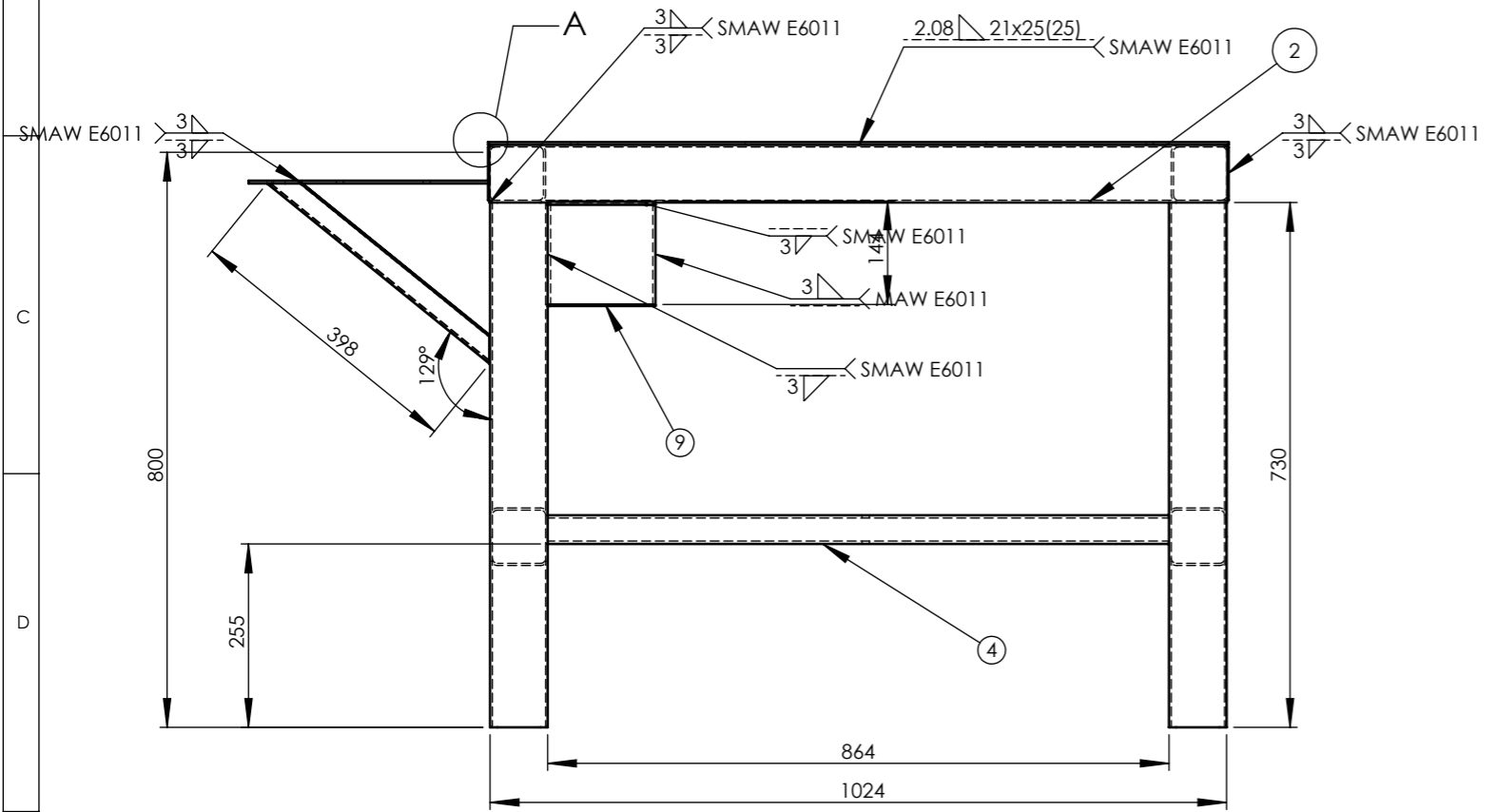
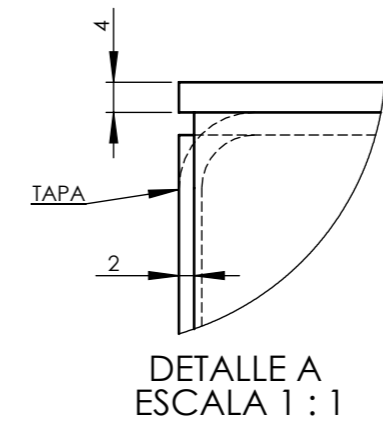
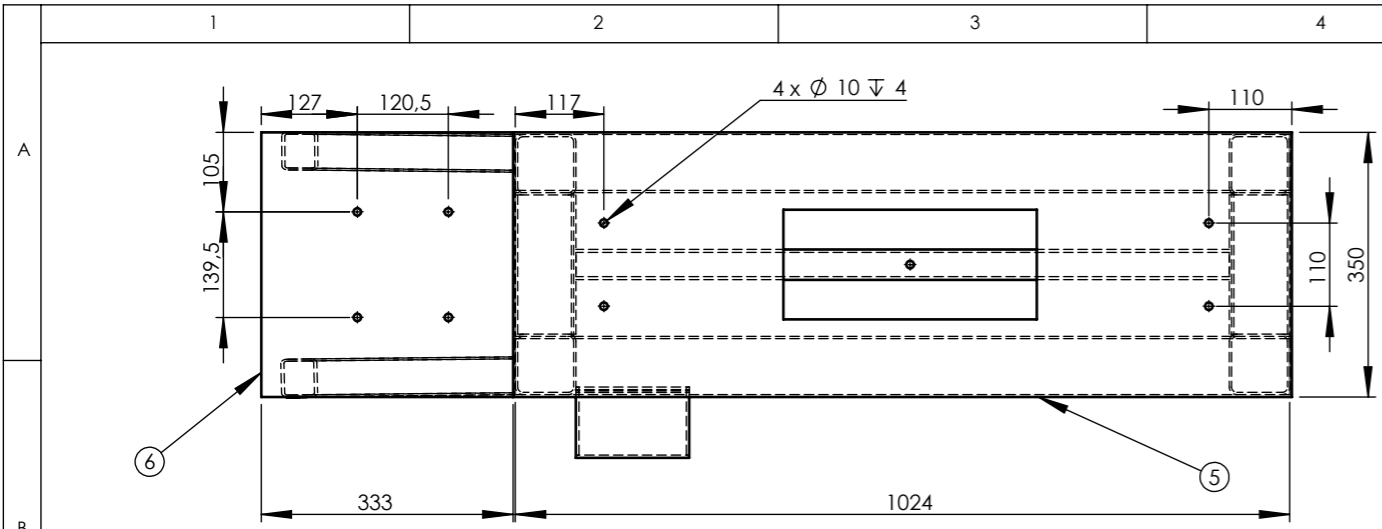
$$Q = \frac{10^6 N^b \pi d^3}{16X}$$

Para el ensayo de prueba hicimos el cálculo para la carga aplicar:

Tabla de cálculo de la carga aplicar

Sf (Mpa)	Sf (psi)	Q (Kg)	d (in)	x (in)	Q aplicar(kg)
440,806	63916,87	14,57	0,311	11,81	6,57

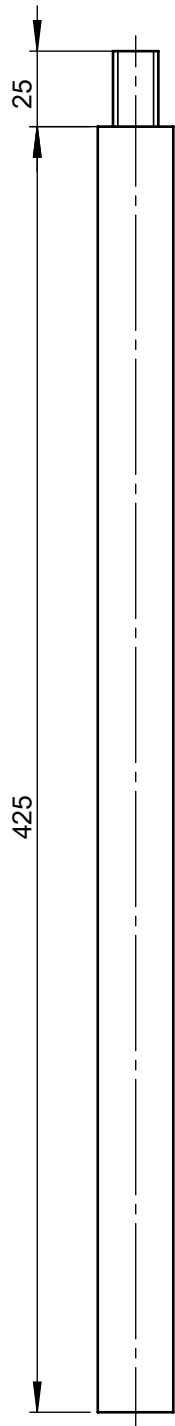
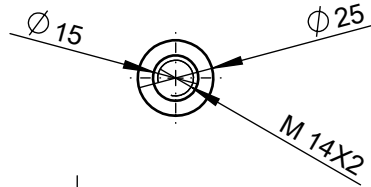
PLANOS



No. de pieza	Denominación	No. de Norma/Dibujo	Material	No. de orden	No del Modelo/semiproducto	Peso Kg/pieza	Observaciones
1	PLANCHA 4(4mm)		ASTM A36 Acero	9			
2	PLANCHA 3(4mm)		ASTM A36 Acero	8			
2	TUBE, RECTANGULAR 50 X 30 X 2,60		ASTM A36 Acero	7			
1	PLANCHA 2(4mm)		ASTM A36 Acero	6			
1	PLANCHA 1(4mm)		AISI 1020	5			
1	TUBE, SQUARE 40 X 40 X 4		STEEL	4			
4	TUBE, SQUARE 80 X 80 X 3		STEEL	3			
2	TUBE, SQUARE 80 X 80 X 3		STEEL	2			
4	TUBE, SQUARE 80 X 80 X 3		STEEL	1			

PESO:		TOLERANCIA:		MATERIAL:	
60.36Kgr		+/-0,3		VARIOS	
Fecha		Nombre		TITULO:	
18/12/2012		Simbaña C		BANCADA	
DIBUJO:		REVISADO:		Escala:	
18/12/2012		Ing. Escobar L		1:10	
APROBADO:		18/12/2012		Ing. Escobar L	
<p align="center">UTA</p> <p align="center">INGENIERÍA MECÁNICA</p>				NUMERO DE LAMINA: 1 DE 4	
EDICIÓN				SUSTITUCIÓN:	
MODIFICACIÓN					
FECHA					
NOMBRE					

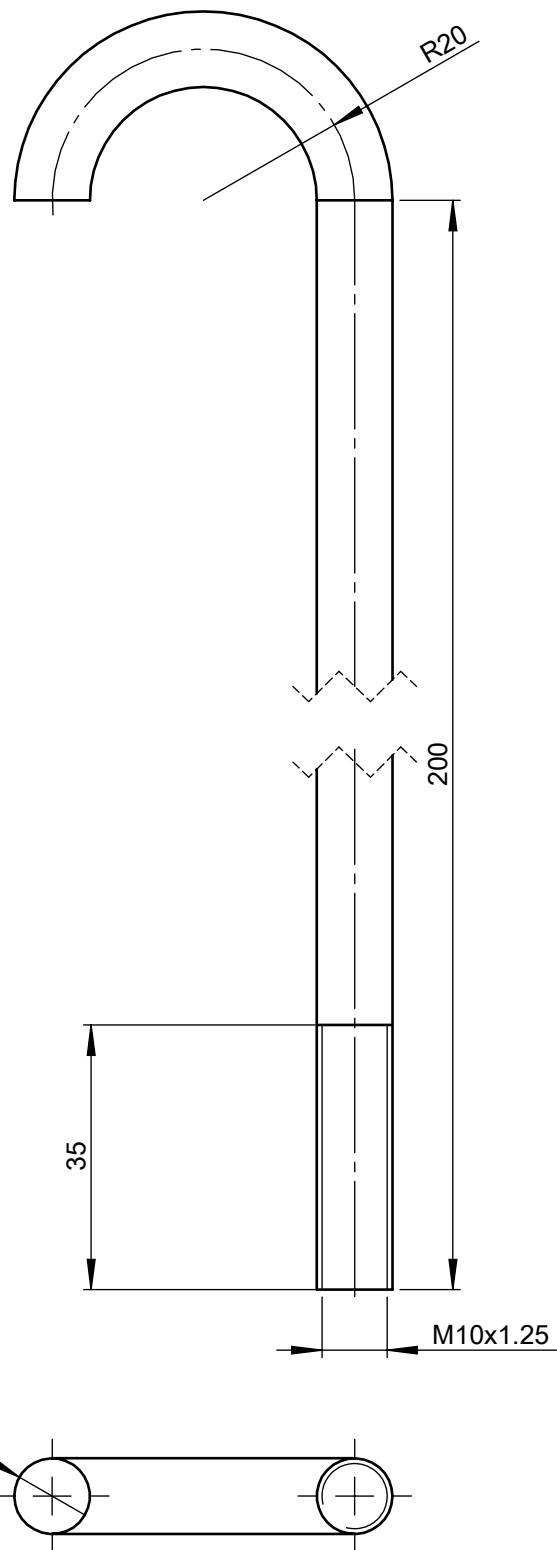
N7 TORNEADO



A
B
C
D
E

				TOLERANCIA: +/-0,3	PESO: 1.68 Kgr	MATERIAL: AISI 1020	
						TITULO: EJE	ESCALA: 1:2.5
				Dibujo: 18/12/2012	Simbaña C		
				Reviso: 18/12/2012	Ing. Escobar L		
				Aprobo: 18/12/2012	Ing. Escobar L		
				U.T.A.		NUMERO DE LAMINA: 2 DE 4	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	INGENIERIA MECANICA		SUSTITUCION:	

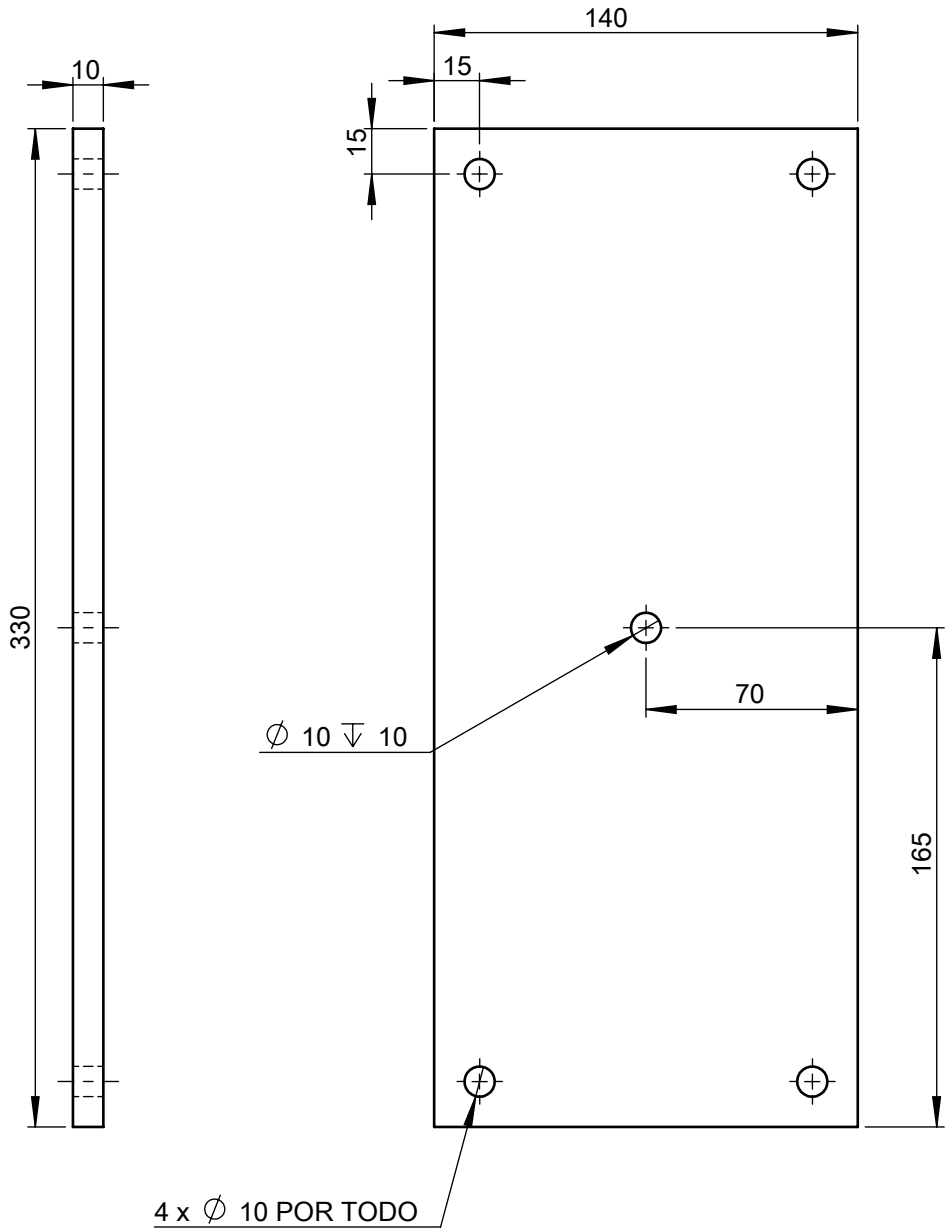
N7 TORNEADO



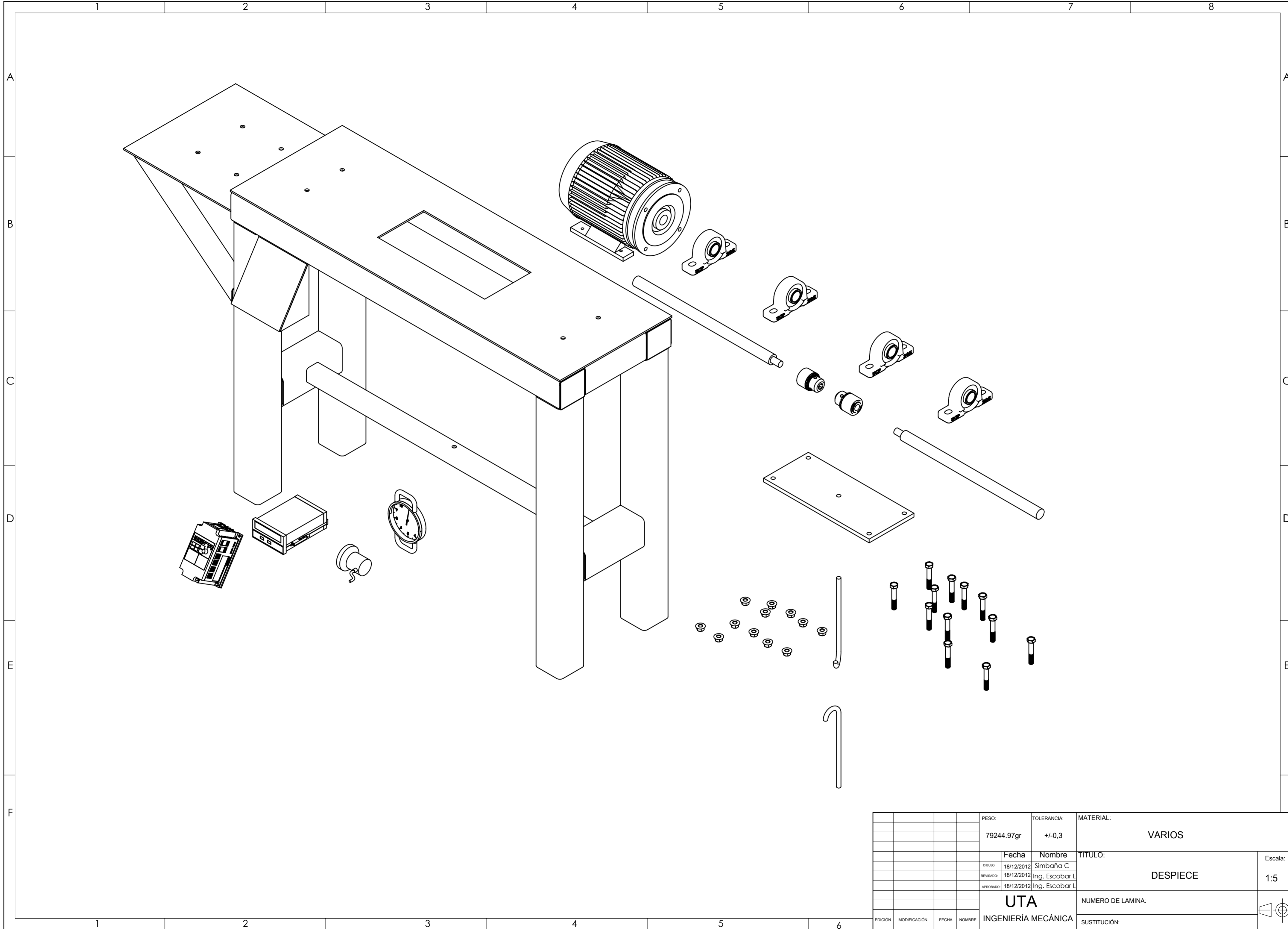
				TOLERANCIA: +/-0,3	PESO: 162.05 Kgr	MATERIAL: ASTM A36 Acero	
						TITULO: TEMPLADOR	ESCALA: 1:1
				FECHA	NOMBRE		
				Dibujo: 18/12/2012	Simbaña C		
				Reviso: 18/12/2012	Ing. Escobar L		
				Aprobo: 18/12/2012	Ing. Escobar L		
				U.T.A. INGENIERIA MECANICA		NUMERO DE LAMINA: 3 DE 4	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			SUSTITUCION:	


A
B
C
D
E

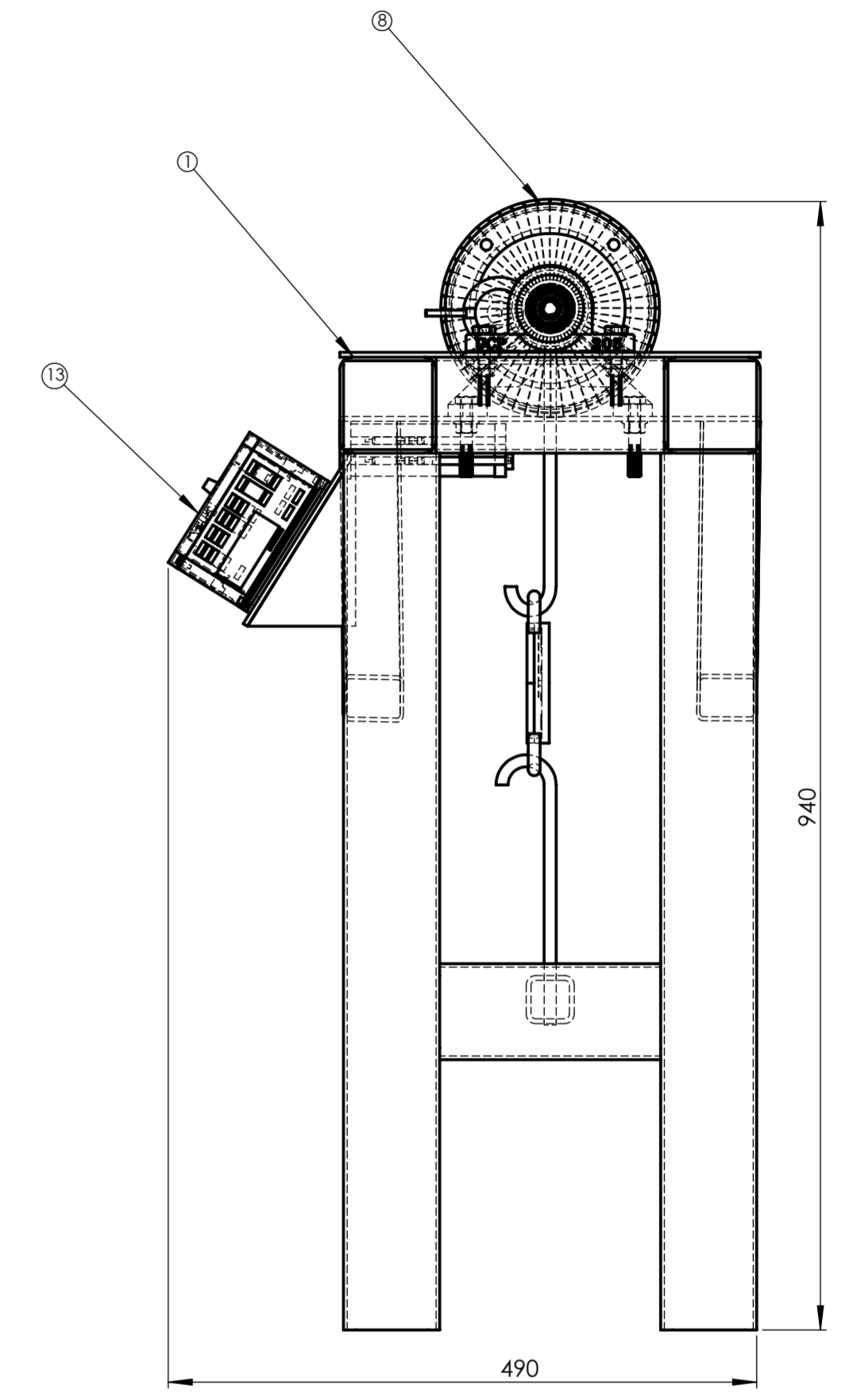
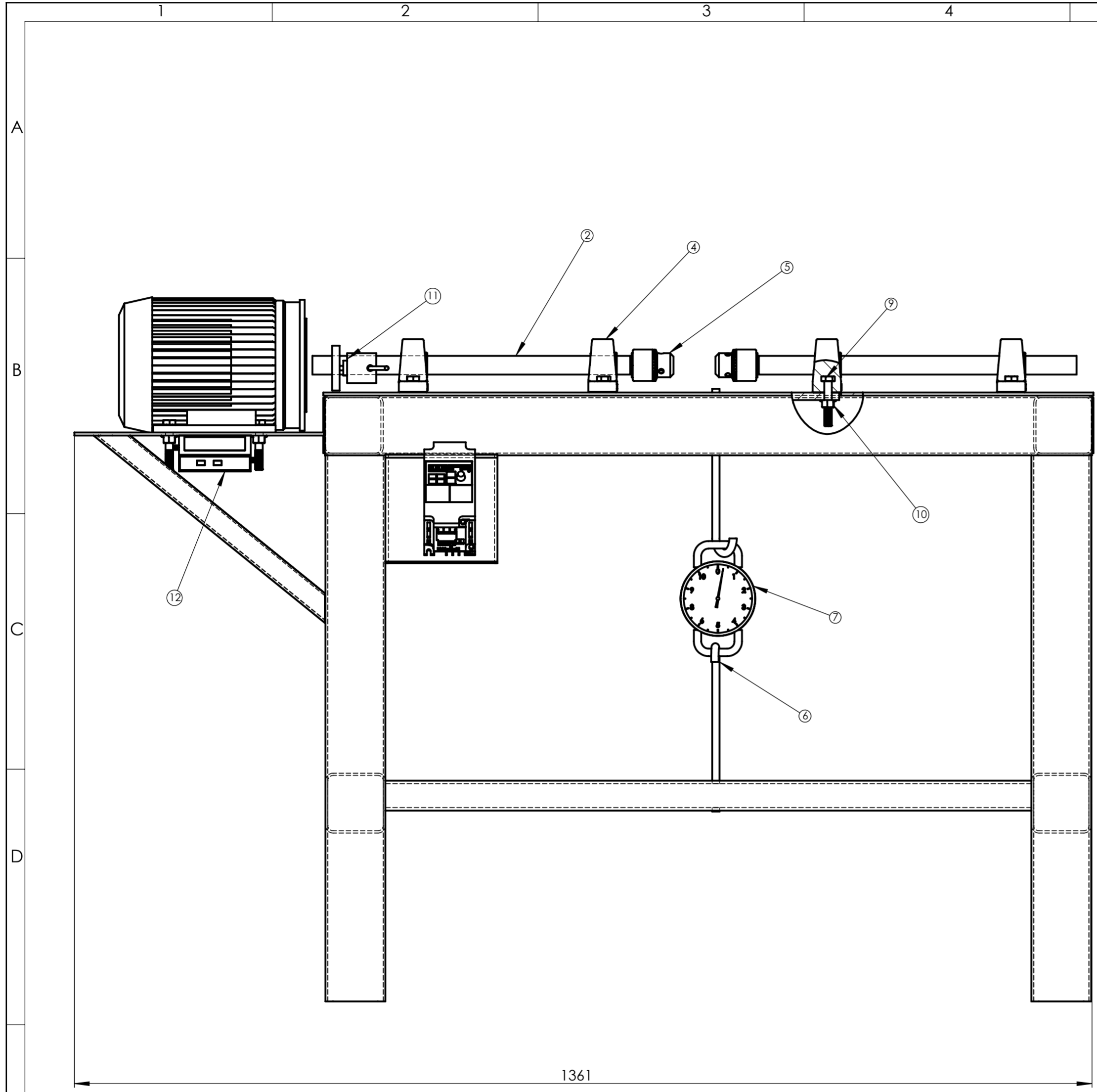
N10 CORTADO



				TOLERANCIA: +/-0,3	PESO: 3.60 Kgr	MATERIAL: ASTM A36 Acero	
						TITULO: PALCA DE FUERZA	ESCALA: 1:2.5
				FECHA	NOMBRE		
				Dibujo: 18/12/2012	Simbaña C		
				Reviso: 18/12/2012	Ing. Escobar L		
				Aprobo: 18/12/2012	Ing. Escobar L		
				U.T.A.		NUMERO DE LAMINA: 4 DE 4	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	INGENIERIA MECANICA		SUSTITUCION:	



				PESO:	TOLERANCIA:	MATERIAL:	
				79244.97gr	+/-0,3	VARIOS	
				Fecha	Nombre	TITULO:	Escala:
				DIBUJO: 18/12/2012	Simbaña C	DESPIECE	1:5
				REVISADO: 18/12/2012	Ing. Escobar L		
				APROBADO: 18/12/2012	Ing. Escobar L		
				UTA		NUMERO DE LAMINA:	
EDICIÓN	MODIFICACIÓN	FECHA	NOMBRE	INGENIERÍA MECÁNICA		SUSTITUCIÓN:	



No. de pieza	Denominación	No. de Norma/Dibujo	Material	No. de orden	No. del Modelo/sinproducto	Peso Kg/pieza	Observaciones
1	VARIADOR DE FRECUENCIA		VARIOS	13		1.40	Adquirido
1	DISPLAY		VARIOS	12		0.02	Adquirido
1	ENCODER		VARIOS	11		294.88	Adquirido
12	TUERCA M10 x 1.5		Acero aleado CS3	10		0.013	Adquirido
12	PERNO M10 x 1.5 x 40		Acero aleado	9		34.2084	Adquirido
1	MOTOR		VARIOS	8			Adquirido
1	SISTEMA DE CARGA		Nylon 6/10	7	This is a 12-in wall mounted clock at time of 1009.56	2.5	Adquirido
2	TEMPLADOR		ASTM A36 Acero	6		162.05	Adquirido
2	MANDRIL W		VARIOS	5	Mandril 1/2" de Furdadora BOSCH 550 W CS3 13-ML Professional	0.41	Adquirido
4	UCP205		Hierro ductil	4		1.97	Adquirido
1	PALCA DE FUERZA		ASTM A36 Acero	3		3.60	Cortado-Torneado
2	EJE		AISI 1020	2		1.68	Torneado
1	BANCADA		ASTM A36 Acero	1		60.36	Soldado-Torneado

PESO:		TOLERANCIA:		MATERIAL:	
79244.97gr		+/-0,3		VARIOS	
Fecha		Nombre		TITULO:	
18/12/2012		Simbaña C		DESPIECE	
REVISADO:		APROBADO:		NUMERO DE LAMINA:	
18/12/2012		18/12/2012			
Ing. Escobar L		Ing. Escobar L		SUSTITUCIÓN:	
INGENIERÍA MECÁNICA		UTA		Escala:	
				1:5	

EDICIÓN	MODIFICACIÓN	FECHA	NOMBRE