



UNIVERSIDAD NACIONAL DE LOJA

ÁREA DE ENERGÍA, INDUSTRIAS Y RECURSOS
NATURALES NO RENOVABLES

INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA

Tesis previa a la obtención del título de
Ingeniero Electromecánico

TÍTULO:

*“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA
MAQUINA MANUAL PARA EL ENSAYO A LA
TRACCIÓN DE MATERIALES FERROSOS”*

AUTORES: Abendaño Víctor.

Castillo Hugo.

Echeverría Carlos.

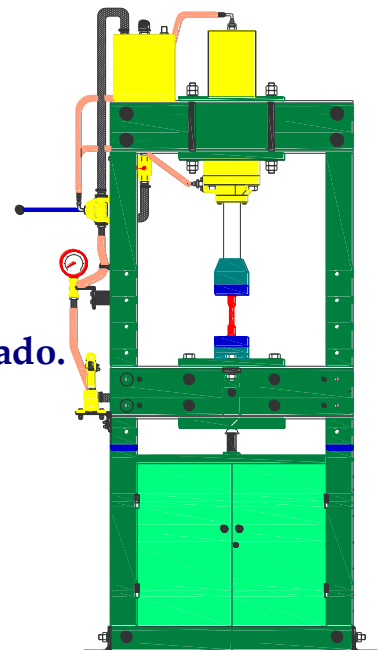
Jiménez Lenin.

DIRECTOR: Ing. Armando Salgado.

ASESOR: Ing. Milton León T.

Loja – Ecuador

2006



PENSAMIENTO

“Lo que hace sabio al hombre no es saber mucho, sino saber lo que le es útil”

<THOMAS FULLER>

AGRADECIMIENTOS

Es necesario dejar constancia de nuestro agradecimiento a la *Universidad Nacional de Loja*, al *Área de la Energía, las Industrias y los Recursos Naturales no Renovables*, representada en cada uno de los docentes que en su momento nos brindaron sus conocimientos y apoyo para la formación como futuros profesionales. De manera especial:

- ☞ Al *Ing. Luís Armando Salgado*, Director de Tesis, por haber colaborado en la realización del presente proyecto.
- ☞ Al *Ing. Milton Amable León T*, Asesor de Tesis, por habernos brindado sus criterios en la ejecución de este proyecto.
- ☞ Al *Lic. Numan Vinicio León T*, Coordinador del Taller Mecánico, por haber facilitado el manejo de las máquinas herramientas del Taller en la construcción de este proyecto.

Finalmente a nuestros familiares, compañeros y amigos que con su apoyo y esfuerzo nos impulsaron a la culminación de nuestro Proyecto de Tesis.

DEDICATORIA

El presente Proyecto de Tesis esta dedicado a nuestros Padres, quienes con su esfuerzo, dedicación y su apoyo incondicional nos permitieron terminar nuestros estudios superiores.

Y a DIOS sobre todas las cosas.

LOS AUTORES

RESUMEN

El presente Proyecto de Tesis, tiene la finalidad de diseñar y construir una *MÁQUINA MANUAL PARA EL ENSAYO A LA TRACCIÓN DE MATERIALES FERROSOS*, misma que permite contribuir en la formación teórica práctica de los estudiantes del *Área de Energía, las Industrias y los Recursos Naturales no Renovables* de la *Universidad Nacional de Loja*.

La Máquina expuesta en este proyecto, consta de tres partes fundamentales: La parte estructural, la Oleohidráulica y la parte de medición. Estas secciones han sido debidamente diseñadas, calculadas y seleccionadas de acuerdo a los requerimientos planteados y a la información recopilada para la ejecución del proyecto.

Los resultados obtenidos de los ensayos a la tracción de los principales materiales ferrosos utilizados en la industria de la construcción, han sido analizados estadísticamente y a su vez comparados con los datos de los fabricantes, dando rangos aceptables para el diseño y la industria.

SUMMARY

The present Project of Thesis has the purpose of designing and building a *MANUAL MACHINE TO ESSAY THE FERROUS MATERIALS TRACTION* that allows to contribute to the students theoretical practical formation in the *Energy, Industries and no Renewable Natural Resources Area* of the *Loja National University*.

The Machine shown in this project consists of three fundamental parts: The structural one, the Oleohidráulica one and the measurement one. These sections have been correctly designed, calculated and selected according to the planned requirements and to the information obtained to the project execution.

The obtained results in the essays of the main ferrous materials used in the construction industry have been statistically analyzed and compared with the data of manufacturers, giving acceptable rates to the design and the industry.

INDICE

PORTADA

PENSAMIENTO

AGRADECIMIENTOS

DEDICATORIA

RESUMEN

SUMMARY

INDICE

INTRODUCCIÓN

Situación Problemática

Objetivos de la Investigación

Planteamiento de Hipótesis

Metodología de la Investigación

CAPÍTULO I MARCO TEÓRICO

1.1 ENSAYO DE TRACCIÓN

1.1.1 Introducción

1.1.2 Probetas para el Ensayo de Tracción

1.1.3 Máquina Hidráulica para el Ensayo de Tracción

1.1.3.1 Elementos de amarre de una Máquina de Tracción

1.1.3.2 Sistemas de medición de las Máquinas de Tracción

1.1.3.2.1 Medición de Fuerza

1.1.3.2.2 Medición de Deformación

1.1.4 El aspecto de la fractura

1.1.5 Curva de Tensión-Deformación

1.1.5.1 Límite de Proporcionalidad

1.1.5.2 Límite de elasticidad

1.1.5.3 Punto de fluencia

1.1.5.4 Tensión de rotura

1.1.5.5 Zona elástica

1.1.5.6 Zona plástica

1.1.5.7 Ley de Hooke

1.1.5.8 Módulo de elasticidad

1.1.5.9 Alargamiento

1.1.5.10 Estricción

1.2 ESTUDIO OLEOHIDRÁULICO

1.2.1 Introducción

1.2.1.1 Ventajas

1.2.1.2 Desventajas

1.2.2 Principios y leyes fundamentales de la oleohidráulica

1.2.2.1 Fuerza hidráulica

1.2.2.2 Principio de Pascal

1.2.2.3 Caudal

1.2.2.4 Ley de la continuidad

1.2.2.5 Energía Potencial

1.2.2.6 Energía de Presión

1.2.2.7 Energía cinética

1.2.2.8 Ecuación de equilibrio

1.2.2.9 Peso específico y densidad absoluta y relativa

- 1.2.2.10 Presión atmosférica, relativa y absoluta
- 1.2.2.11 Caída de presión o Pérdida de carga
- 1.2.2.12 Viscosidad
- 1.2.2.13 Número de Reynolds
- 1.2.3 Elementos principales del Sistema Hidráulico
 - 1.2.3.1 Bombas Hidráulicas
 - 1.2.3.1.1 Bombas hidráulicas manuales
 - 1.2.3.2 Cilindro Hidráulico
 - 1.2.3.2.1 Características de un cilindro hidráulico
 - 1.2.3.2.1.1 Velocidad del cilindro
 - 1.2.3.2.1.2 Tiempo en efectuar una carrera
 - 1.2.3.2.1.3 Capacidad de aceite
 - 1.2.3.2.1.4 Espesor de pared de una camisa
 - 1.2.3.2.2 Cilindro Hidráulico de doble efecto
 - 1.2.3.3 Válvulas Hidráulicas
 - 1.2.3.3.1 Válvula Hidráulica de 4vias/3posiciones
 - 1.2.3.4 Depósitos Hidráulicos
 - 1.2.3.5 Aceites Hidráulicos
 - 1.2.3.6 Accesorios Hidráulicos
 - 1.2.3.6.1 Tubería
 - 1.2.3.6.2 Tubería flexible
 - 1.2.3.6.3 Adaptadores y racores
 - 1.2.3.7 Aparatos Auxiliares
 - 1.2.3.7.1 Manómetro
 - 1.2.3.7.2 Filtros
- 1.3 ESTUDIO ESTRUCTURAL
 - 1.3.1 Introducción
 - 1.3.2 Tensiones simples
 - 1.3.2.1 Tracción
 - 1.3.2.2 Compresión
 - 1.3.2.3 Flexión
 - 1.3.2.4 Cortadura
 - 1.3.2.5 Torsión
 - 1.3.3 Condiciones de agotamiento
 - 1.3.4 Coeficiente de seguridad
 - 1.3.5 Módulo de elasticidad
 - 1.3.6 Momentos y esfuerzos
 - 1.3.6.1 Momento estático
 - 1.3.6.2 Momento de inercia
 - 1.3.6.3 Momento resistente
 - 1.3.6.4 Momento flector
 - 1.3.6.5 Esfuerzo cortante
 - 1.3.7 Radio de giro de los perfiles
 - 1.3.8 Viga
 - 1.3.8.1 Tipos de vigas
 - 1.3.8.2 Flecha
 - 1.3.8.3 Platabanda
 - 1.3.9 Columnas
 - 1.3.9.1 Esbeltez mecánica de las piezas
 - 1.3.9.2 Longitud de paseo
 - 1.3.9.3 Cálculo del pandeo de las columnas con carga centrada

- 1.3.9.4 Presillas
- 1.3.10 Uniones atornilladas
 - 1.3.10.1 Selección del diámetro del tornillo
 - 1.3.10.2 Terminología de roscas
 - 1.3.10.2.1 Paso
 - 1.3.10.2.2 Avance
 - 1.3.10.2.3 Angulo de la hélice
 - 1.3.10.2.4 Pendiente del perfil de la rosca
 - 1.3.10.2.5 Momento de giro
 - 1.3.10.2.6 Esfuerzos en la rosca
 - 1.3.10.2.7 Presión de contacto
 - 1.3.10.2.8 Esfuerzos en el núcleo
 - 1.3.10.3 Tensión de aplastamiento
- 1.3.11 Soldadura
 - 1.3.11.1 Cálculo de uniones soldadas
- 1.3.12 Bridas
- 1.3.13 Mecanismos de elevación

CAPÍTULO II CÁLCULO, DISEÑO Y SELECCIÓN

- 2.1. DISEÑO DE LA FUERZA DE TRACCIÓN DE LA MÁQUINA
 - 2.1.1 Determinación de la fuerza necesaria para destruir una probeta normalizada
 - 2.2 DISEÑO OLEOHIDRÁULICO DE LA MÁQUINA DE ENSAYOS A LA TRACCIÓN
 - 2.2.1 Cálculos básicos de sistemas hidráulicos para elección de cilindros y bombas
 - 2.2.2 Cálculo del cilindro hidráulico
 - 2.2.2.1 Consideraciones básicas.
 - 2.2.2.2 Determinación de la presión de trabajo para el cilindro hidráulico
 - 2.2.2.3 Velocidad del cilindro hidráulico
 - 2.2.2.4 Capacidad de aceite o volumen de aceite
 - 2.2.2.4.1 En el sentido de avance, capacidad total
 - 2.2.2.4.2 En sentido de retroceso, capacidad total
 - 2.2.2.5 Caudal para avance del vástago
 - 2.2.2.6 Caudal para retroceso del vástago
 - 2.2.2.7 Tiempo en efectuar una carrera
 - 2.2.2.8 Espesor de pared del cilindro hidráulico (e)
 - 2.2.2.9 Espesor de las tapas de los cilindros. (e_t)
 - 2.2.2.10 Peso del cilindro hidráulico
 - 2.2.3 Cálculo de la bomba hidráulica
 - 2.2.3.1 Presión de una columna de fluido (Baja Presión)
 - 2.2.3.2 Cálculo de la Fuerza (FB) para impulsar la bomba de pistón
 - 2.2.3.3 Cálculo del diámetro del émbolo de la bomba
 - 2.2.3.4 Cálculo de la altura de succión de la bomba
 - 2.2.3.5 Espesor de pared del cilindro de la bomba
 - 2.2.3.6 Velocidad del émbolo (V_B)
 - 2.2.4 Selección de las válvulas adecuadas para el circuito hidráulico
 - 2.2.4.1 Válvula de paso de caudal
 - 2.2.4.2 Válvula antirretorno
 - 2.2.4.3 Válvula de seguridad
 - 2.2.4.4 Válvula distribuidora o controladora direccional
- 2.2.5 Cálculo del depósito de aceite
- 2.2.6 Selección del fluido hidráulico
- 2.2.7 Selección de las tuberías del circuito hidráulico

- 2.2.7.1 Mangueras de baja presión
 - 2.2.7.1.1 Cálculo de la velocidad del fluido en las mangueras de baja presión
- 2.2.7.2 Mangueras de alta presión
 - 2.2.7.2.1 Tubería de la bomba hacia el distribuidor
 - 2.2.7.2.2 Tubería del distribuidor hacia el cilindro hidráulico (Sentido de avance)
 - 2.2.7.2.3 Tubería del distribuidor hacia el cilindro hidráulico (Sentido de retroceso)
- 2.2.8 Selección de accesorios hidráulicos
 - 2.2.8.1 Selección de Racores
 - 2.2.8.2 Selección del Manómetro
 - 2.2.8.3 Selección del filtro
- 2.2.9 Diagramas del circuito hidráulico
 - 2.2.9.1 Diagrama Funcional del Circuito Hidráulico
 - 2.2.9.2 Mando de un cilindro hidráulico de doble efecto, en posición de reposo
 - 2.2.9.3 Mando de un cilindro hidráulico de doble efecto, en sentido de avance
 - 2.2.9.4 Mando de un cilindro hidráulico de doble efecto, en sentido de retroceso
- 2.3 DISEÑO ESTRUCTURAL
 - 2.3.1 Cálculo de la viga
 - 2.3.1.1 Selección del material
 - 2.3.1.2 Cálculo de la tensión de trabajo y del esfuerzo cortante máximo
 - 2.3.1.3 Determinación de la fuerza máxima de la viga
 - 2.3.1.4 Cálculo de las reacciones
 - 2.3.1.5 Cálculo del Momento Flector máximo
 - 2.3.1.6 Cálculo de la tensión cortante
 - 2.3.1.7 Cálculo del momento resistente (Wx)
 - 2.3.1.8 Selección del perfil para la viga
 - 2.3.1.9 Cálculo verificativo del momento resistente del perfil seleccionado
 - 2.3.1.10 Cálculo de la flecha del perfil
 - 2.3.1.11 Cálculo de la flecha máxima ($f_{máx}$)
 - 2.3.1.12. Esfuerzo cortante (τ_1)
 - 2.3.2 Cálculo de las Platabandas
 - 2.3.2.1 Espesor de las platabandas (e)
 - 2.3.2.2 Cálculo del momento de Inercia de las platabandas
 - 2.3.2.3 Cálculo del módulo de sección o Momento resistente
 - 2.3.2.4 Cálculo del radio de giro de las platabandas
 - 2.3.2.5 Cálculo de la carga máxima que soportara las dos platabandas
 - 2.3.3 Cálculo de la carga de los pernos de sujeción de las platabandas con los perfiles
 - 2.3.3.1 Cálculo del momento de giro de los pernos (T)
 - 2.3.3.2 Cálculo de la presión de contacto entre el perno y tuerca (W)
 - 2.3.3.3 Cálculo de los esfuerzos en la rosca
 - 2.3.3.4 Cálculo del esfuerzo de compresión en el núcleo. (σ_c)
 - 2.3.3.5 Cálculo del esfuerzo cortante de tensión (σ): En los ejes x e y (en el núcleo)
 - 2.3.3.6 Cálculo del esfuerzo cortante máximo en el núcleo
 - 2.3.3.7 Cálculo de la fuerza necesaria para apretar las tuercas (F)
 - 2.3.4 Cálculo de las columnas
 - 2.3.4.1 Selección y cálculo del perfil para las columnas
 - 2.3.4.2 Determinación de longitudes de las presillas
 - 2.3.4.3 Cálculo de la soldadura de la presilla
 - 2.3.5 Cálculos de los pernos de unión entre la viga superior y las columnas
 - 2.3.5.1 Selección del diámetro de los tornillos (Dt)
 - 2.3.5.2 Cálculo de esfuerzos en la rosca y núcleo
 - 2.3.5.3 Cálculo de la sección ideal sometida a una tensión de aplastamiento (σ_{ap})

- 2.3.6 Diseño de la mesa estructural
 - 2.3.6.1 Cálculo de la plancha de la mesa estructura
 - 2.3.6.1.1 Selección del espesor de la plancha de la mesa de la estructura
- 2.3.7 Cálculo de la base de la estructura
 - 2.3.7.1 Cálculo de la tensión total de la soldadura en el apoyo de la columna
- 2.3.8 Cálculo del Cabezal móvil (Mordaza superior)
 - 2.3.8.1 Características de la rosca del vástago
 - 2.3.8.1.1 Cálculo del momento de giro de la rosca del vástago
 - 2.3.8.1.2 Cálculo de los esfuerzos en el núcleo del vástago
 - 2.3.8.1.3 Cálculo de los esfuerzos en la rosca del vástago
 - 2.3.8.2 Diseño y selección para la construcción de la tuerca
 - 2.3.8.3 Cálculo de la soldadura entre la unión de la tuerca y la brida del cabezal fijo
 - 2.3.8.4 Acoplamiento entre plato y brida del cabezal móvil
- 2.3.9 Selección del cabezal fijo (Mordaza inferior)
- 2.3.10 Selección del mecanismo de elevación de la mesa estructural
- 2.3.11 Características técnicas de la Máquina de Ensayos a la Tracción de Materiales

CAPÍTULO III RESULTADOS DE LOS ENSAYOS A LA TRACCIÓN

- 3.1. OBJETIVOS DEL ENSAYO
- 3.2. MATERIALES A ENSAYAR
- 3.3. TÉCNICA PARA LA LECTURA DE LAS TABLAS Y DIAGRAMAS DEL ENSAYO DE TRACCIÓN
 - 3.3.1. Análisis de la hoja de datos
 - 3.3.2. Ecuaciones de las propiedades mecánicas de los materiales ensayados
 - 3.3.3. Estudio estadístico de los resultados
 - 3.3.4. Presentación de los resultados del ensayo a la tracción.
- 3.4. RESULTADOS DE LAS PRUEBAS
 - 3.4.1. Resultados del ensayo a la tracción del Hierro Dúctil
 - 3.4.2. Resultados del ensayo a la tracción del Acero de Construcción
 - 3.4.3. Resultados del ensayo a la tracción del Acero de Transmisión
 - 3.4.4. Resultados del ensayo a la tracción del Acero de Maquinaria

CAPÍTULO IV VALORACIÓN ECONÓMICA MANTENIMIENTO E IMPACTO DEL PROYECTO

- 4.1. VALORACIÓN ECONÓMICA
 - 4.1.1. Parámetros para el cálculo del costo total del proyecto
 - 4.1.3.1. Salario de un trabajador
 - 4.1.1.2. Costo de mano de obra directa
 - 4.1.1.3. Determinación del Costo de maquinaria
 - 4.1.1.3.1. Costo por uso
 - 4.1.1.3.2. Potencia nominal
 - 4.1.1.4. Costo de energía consumida
 - 4.1.1.5. Costo del minuto-máquina
 - 4.1.1.6. Cuota de amortización
 - 4.1.1.7. Ejemplo de cálculo para el cálculo de maquinaria
 - 4.1.1.8. Tabla del costo de maquinaria
 - 4.1.2. Costo de la maquinaria empleada
 - 4.1.3. Costo de la mano de obra
 - 4.1.4. Costo de la energía eléctrica consumida
 - 4.1.5. Costo de materiales (CM)
 - 4.1.5.1. Costos directos (CD)

- 4.1.5.1.1 Costo de materia prima
- 4.1.5.1.2 Costo de equipo oleohidráulico
- 4.1.5.1.3 Costo de herramientas
- 4.1.5.1.4 Costo de los instrumentos de medición

4.1.5.2 Costos indirectos (CI)

4.1.6. Costo de diseño en ingeniería

4.1.7. Costo total del proyecto

4.2 IMPACTO AMBIENTAL

4.3 MANTENIMIENTO Y SEGURIDAD INDUSTRIAL

4.3.1 Función del mantenimiento.

4.3.2 Tipos de mantenimiento que se requiere para la máquina de ensayos

4.3.2.1 Diariamente

4.3.2.2 Semanalmente

4.3.2.3 Mensual y semestralmente

4.3.2.4 Anualmente

4.3.3 Mantenimiento del extensímetro

4.3.4 Seguridad industrial

CONCLUSIONES

RECOMENDACIONES

BIBLIOGRAFÍA

ANEXOS A: Tablas y Características Técnicas

ANEXOS B: Conjunto, Subconjuntos, Despieces y Hojas de proceso tecnológico

ANEXOS C: Guía operativa para los Ensayos a la Tracción

ANEXOS D: Imágenes de la Máquina

INTRODUCCIÓN

El hombre practica el ensayo de los materiales, desde épocas pretéritas. Es que tal disciplina es inherente a la misma condición humana, pues al hombre le toca desenvolverse en un ambiente que jamás llega a conocer a fondo; medio que por otra parte está lejos de constituir un objeto estático e inmutable. Las condiciones cambiantes de ese medio lo obligan a un permanente estudio e investigación.

En la actualidad, el mundo industrial y técnico se preocupa cada vez más por los ensayos. En términos generales, los arquitectos, los constructores, los ingenieros, y los diseñadores industriales están familiarizados con la idea del ensayo y confían cada vez más en los ensayos como base o soporte para adoptar decisiones importantes.

Paralelamente a este panorama se opera la evolución de la técnica de ensayo de los materiales que es el único camino que permite poner en claro todos los aspectos que hacen al aprovechamiento óptimo de los mismos sin desmedro de la seguridad; entonces, puede afirmarse que el Ensayo de los Materiales y la Resistencia de los Materiales son materias asociadas que se influyen y nutren mutuamente.

El ensayo estático de tracción es uno de los principales y más utilizado de los ensayos destructivos, que nos permite analizar la calidad de los materiales evidenciando sus propiedades mecánicas que son la base de diseño. Para la ejecución de un ensayo de este tipo se requiere de una máquina con la suficiente robustez que le permita resistir holgadamente la carga máxima para la cual fue diseñada. Cualquiera que sea el tipo de máquina, es evidente que durante la fase de ensayo los parámetros a considerar son la carga y la deformación, de ahí que estas pueden ser más precisas en sus indicaciones, cuanto mayor sean los rangos de precisión de los dispositivos de medición.

El presente proyecto tiene la finalidad de diseñar y construir una Máquina Manual para el ensayo a la tracción, cuya ejecución se la plantea de la siguiente manera:

En el *Capítulo I*, se enuncia el Marco Contextual del proyecto, el cual consta de tres partes principales como son el Ensayo de tracción propiamente dicho, el estudio oleohidráulico y el estudio estructural, conceptualizando las principales categorías y variables que nos permitan comprender el objeto de estudio y poder realizar el diseño de los elementos constitutivos de la máquina.

El *Capítulo II*, está dedicado íntegramente al diseño, como son la carga máxima de la máquina, el diseño y la selección de los diferentes elementos oleohidráulicos y el cálculo y selección de los elementos estructurales.

En el *Capítulo III*, se presenta los datos obtenidos de los ensayos de tracción, así como también los diagramas de esfuerzo-deformación de cada material, los cuadros comparativos entre los valores obtenidos y los datos de los fabricantes y un análisis estadístico en el que se determina el margen de error para cada material ensayado.

La valoración económica, impacto y mantenimiento de la máquina se expresa en el *Capítulo IV*, en el que se hace la descripción del costo de las máquinas- herramientas empleadas, los materiales utilizados en la construcción del proyecto, además, determinando su análisis en el impacto ambiental y el mantenimiento preventivo que debe enfocar el operario hacia la misma.

Finalmente en los *Anexos* se presentan los planos del conjunto, subconjunto y elementos principales de la máquina; las tablas y catálogos utilizadas en el diseño a más de la guía para la realización de un ensayo y terminando con las imágenes del proyecto.

Situación problemática.

El ensayo de los materiales está vinculado íntegramente con la Resistencia de los Materiales y son uno de los pilares fundamentales en la ciencia y la técnica y por ende en el diseño de ingeniería.

De ahí que todo centro educativo encargado de la formación superior de profesionales debe estar equipado con máquinas experimentales que permitan complementar los conocimientos teóricos con la práctica a fin de una mejor preparación académica.

En la Universidad Nacional de Loja, existe esta falencia en los laboratorios, del Área de la Energía, las Industrias y los Recursos Naturales no Renovables (AEIRNNR), debido principalmente al poco apoyo que recibe por parte del gobierno y a los pocos convenios con otras instituciones tanto privadas como públicas.

En virtud de lo expuesto hemos visto necesario realizar el diseño y la construcción de una Máquina Manual para el Ensayo a la Tracción, para de una manera colaborar en el aprendizaje académico de los estudiantes.

Problema de Investigación

La falta de Máquinas de Ensayos de Materiales que permitan complementar los conocimientos teóricos con los prácticos, en la materia de Resistencia de Materiales del A.E.I.R.N.N.R.

Problemas Específicos

- ☞ No existe una Máquina de Ensayos a la Tracción.
- ☞ La falta de pruebas didácticas con los materiales que permitan estudiar sus propiedades mecánicas.
- ☞ El desconocimiento práctico de los ensayos a la tracción por parte de los estudiantes del A.E.I.R.N.N.R.

Objetivos de la Investigación

Objetivo General

- ☞ Diseñar y construir una Máquina Manual para el Ensayo a la Tracción de Materiales Ferrosos a fin de contribuir en la enseñanza teórica-práctica del A.E.I.R.N.N.R.

Objetivos Específicos.

- ☞ Diseñar y construir una Máquina Manual para el Ensayo a la Tracción.
- ☞ Realizar ensayos a la tracción didácticos con materiales ferrosos comunes del mercado.
- ☞ Elaborar una guía práctica de operación para la Máquina.

Planteamiento de Hipótesis

Hipótesis General

- ☞ Con el desarrollo del presente proyecto de Tesis se logrará el diseño y la construcción de una Máquina Manual para el Ensayo a la Tracción con el fin de contribuir en la enseñanza teórica-práctica del A.E.I.R.N.N.R.

Hipótesis Específicas.

- ☞ La correcta selección de materiales estructurales y equipos oleohidráulicos permitirá un diseño apropiado de la estructura soporte, mecanismos y elementos que conforman la máquina.
- ☞ Con la realización de Ensayos de Tracción didácticos se podrá contrastar los parámetros experimentales de los materiales con los valores de los fabricantes.
- ☞ La elaboración de una guía práctica de operación facilitará a los estudiantes el manejo de la Máquina de Ensayos.

Metodología de la Investigación.

El proceso investigativo se lo realizó en la ciudad de Loja en las instalaciones del Área de la Energía, las Industrias y los Recursos Naturales no Renovables de la Universidad Nacional de Loja.

La investigación de la tesis se enmarcó en un estudio analítico, descriptivo y explicativo acerca del ensayo a la tracción de los materiales empleados en la construcción metal-mecánica; para ello fue necesario el diseño y construcción de una máquina oleohidráulica para realizar el ensayo antes mencionado; estableciendo una metodología adecuada la misma que consta de dos partes fundamentales, el primero encaminado a la búsqueda de información bibliográfica que permitió la identificación del problema, objetivos e hipótesis de investigación; y la segunda dirigida a obtener, la información primaria, es decir directamente del campo investigativo, el mismo que fue realizado en universidades o industrias dedicadas a éste tipo de tareas, empleando la técnica de la observación.

Se indica que para la realización de la tesis se utilizaron recursos como el humano (cuatro integrantes), financieros, técnicos (taller del A.E.I.R.N.N.R.) y materiales; los cuales permitieron alcanzar los objetivos establecidos en la misma.

Finalmente se comprobó experimentalmente el ensayo a la tracción con materiales seleccionados, determinando su análisis estadístico, propiedades mecánicas y realizando una guía metodológica que permitirá al estudiante elevar su nivel académico.

CAPÍTULO I. MARCO TEÓRICO.

1.1 ENSAYO DE TRACCIÓN.

1.1.1 Introducción.

El ensayo de los materiales, en lo que atañe a la ingeniería, constituye una disciplina que se vincula básicamente con la tecnología de los materiales y de las estructuras. No obstante, ella tiene también relación con otras materias; tal es el caso de la Resistencia de los Materiales, la que se nutre, en gran parte, de las conclusiones que emanan de los ensayos. Estos, a su vez, se sustentan en aquella para elaborar sus programas de investigación o esquemas de ensayos.

El objeto del ensayo de los materiales consiste en poner en evidencia a los materiales a través de sus propiedades o, dado el caso, determinar las propiedades de materiales nuevos.

El ensayo de tracción estática de metales es uno de los ensayos más empleados. Consiste en someter una probeta normalizada a esfuerzos progresivos y crecientes de tracción en la dirección de su eje con la finalidad de determinar las propiedades mecánicas de los metales, o sea definir sus características de resistencia y deformabilidad. Para esto se debe contar con una máquina (mecánica o hidráulica) con la capacidad de romper la pieza, y con un extensómetro que permitirá relevar los alargamientos en el curso del mismo.

1.1.2 Probetas para el Ensayo de Tracción

Las probetas para los ensayos de tracción pueden ser: industriales o calibradas; estas últimas, se emplean en experiencias más rigurosas y adoptan formas perfectamente cilíndricas o prismáticas, con extremos ensanchados, no solo para facilitar su sujeción en la máquina de ensayo, sino para asegurar la rotura dentro del largo calibrado de menor sección; en la cual se marcan los denominados "Puntos fijos de referencia" a una distancia inicial preestablecida (l_0), que permitirá después de la fractura, juntando los trozos, determinar la longitud final entre ellos (L).

Estos hechos han motivado la normalización de la longitud inicial, estipulándose que dos o más ensayos pueden compararse en sus alargamientos, si las probetas son geoméricamente semejantes, lo que se logra cuando l_0 es proporcional al diámetro o raíz cuadrada de la sección. O sea que los ensayos sobre probetas distintas resultan comparables si se cumple que la *ley de semejanza*:

$$l_0 = K \sqrt{S_0} \quad \therefore \quad K = \frac{l_0}{\sqrt{S_0}} \quad (1.1)$$

A continuación en la *figura 1.1* se presenta un tipo de probetas normalizada según DIN50125 para tracción del acero con sus respectivas dimensiones en la *tabla 1.1*.

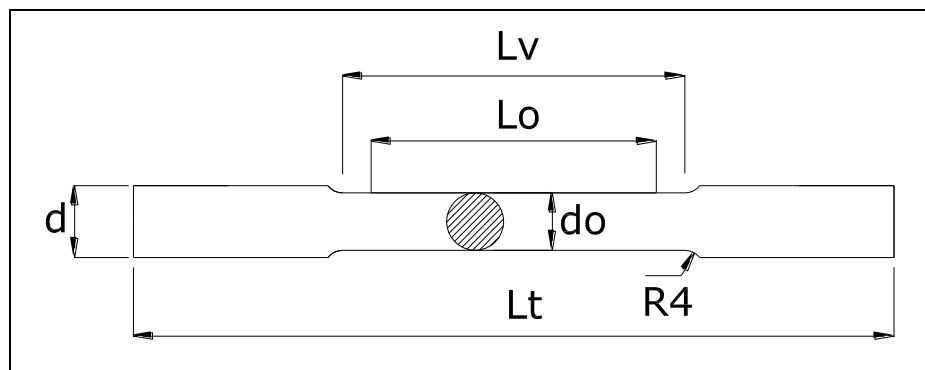


Fig. 1.1 Probeta normalizada.

Tabla 1.1 Dimensiones de probeta normalizada

do	d	BARRA PROPORCIONAL CORTA			BARRA PROPORCIONAL LARGA		
		Lo	Lv	Lt	Lo	Lv	Lt
6	8	30	36	95	60	86	125
8	10	40	48	115	80	88	155
10	12	50	60	140	100	110	190
12	15	60	72	160	120	132	220

FUENTE: Jutz-Scharkus, *Prontuario de Metales*, Pg. 89.

Donde:

Lo es la Longitud de medida (mm), Lv la longitud de ensayo (mm) y Lt la longitud total (mm).

Los extremos de amarre de estas probetas circulares pueden ser simples, cabeceados o roscados.; de estos dependen también el sistema de amarre o amordazamiento en la máquina; a continuación se grafica los tipos de amarre mas comunes de probetas en la *figura 1.2*.

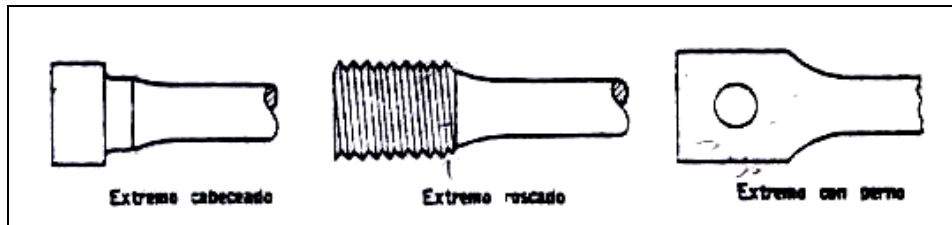


Fig. 1.2 Extremos de amarre de probetas.

1.1.3 Máquina Hidráulica para Ensayo de Tracción

Las máquinas de accionamiento hidráulico no conocen las limitaciones que imponen ciertos mecanismos de las máquinas de accionamiento mecánico, por lo cual permiten desarrollar cargas muy elevadas ejerciendo, no obstante, un esfuerzo de bombeo reducido tanto manual como mecánicamente.

El dispositivo básico de la generación de la fuerza en las máquinas hidráulicas está dado por el movimiento de un pistón dentro de un cilindro por medio de la presión de aceite. La presión se origina en una bomba (sea manual o eléctrica), de modo que la medida de la fuerza desarrollada está dada por el área del pistón multiplicada por dicha presión del aceite.

Para realizar una máquina hidráulica es indispensable que el pistón, cilindro, bomba, válvulas, y en general todos los dispositivos hidráulicos tengan su ajuste perfecto, para que la medida tanto de presión como de deformación sea lo mas precisa posible.

Seguidamente se representa en la *figura 1.3* una máquina de ensayo universal Amsler, que permite conocer los elementos de funcionamiento y medición.

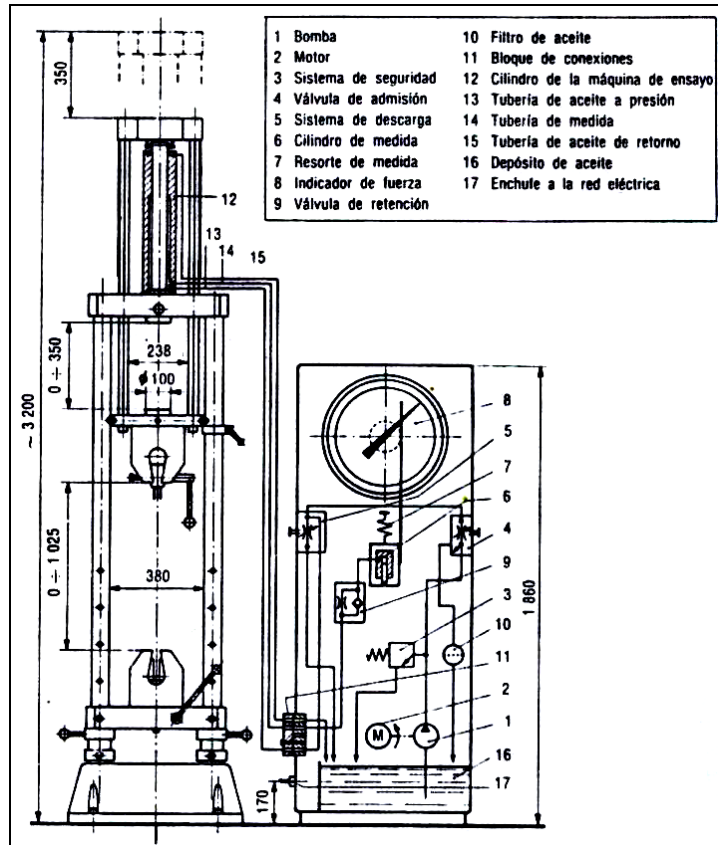


Fig. 1.3 Máquina Hidráulica para ensayos de tracción.

Si bien el principio de funcionamiento es el mismo para todas las máquinas de este tipo, cualquiera sea su potencia, es evidente que sobre la base de esta última se deben diseñar todos los elementos estructurales de amarre y registro de carga.

1.1.3.1 Elementos de amarre de una Máquina de Tracción.

El amarre inobjetable de las probetas en la máquina de tracción constituye un punto de suma importancia. En primer lugar, la probeta debe quedar totalmente inmovilizada durante el curso del ensayo, de tal modo que la misma llegue a formar un conjunto solidario con la máquina. En segundo lugar la probeta se debe ubicar de manera que su eje coincida con el eje de la máquina, ya que la transmisión de la carga ha de ser completamente axial.

La figura 1.4 muestra un tipo de amarre de la probeta que nos permite asegurar una alineación más exacta la cual es muy importante en ensayos de materiales quebradizos.

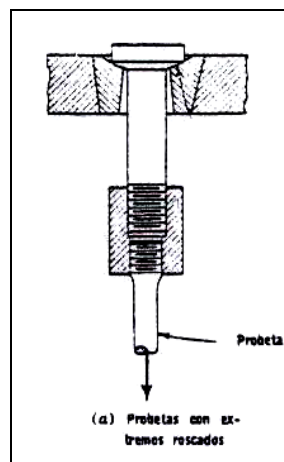


Fig. 1.4 Amarre roscado en una Máquina de Tracción

1.1.3.2 Sistemas de medición de las Máquinas de Tracción.

La adquisición de los datos necesarios como son de fuerza y de deformación, deben ser lo mas preciso posible. De ahí que estos elementos forman parte integrante de la máquina. Tanto las deformaciones como la fuerza se pueden medir en forma mecánica, eléctrica, electromecánica u óptica. Estos tienen diferente concepción y construcción, conforme a las exigencias de información.

1.1.3.2.1 Medición de Fuerza.

El *manómetro de Bourdon* se emplea en muchas máquinas de ensayo que utilizan el principio hidráulico para ejercer esfuerzos de magnitud mediana y grande.

Este dinamómetro se basa, en realidad, en la deformación de un tubo elástico, precisamente el tubo de Bourdon, generalmente de latón, dotado de una curvatura tal que al recibir la presión uniforme del aceite de la máquina, tiende a enderezarse experimentando pequeños desplazamientos dentro del régimen elástico.

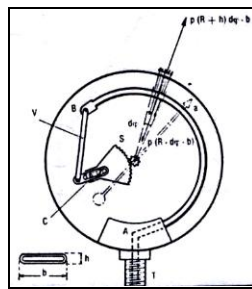


Fig. 1.5 Manómetro de Bourdon

En esas condiciones el extremo *B* del tubo *AB*, (Figura 1.5) al desplazarse por efecto de la presión proveniente de la tubería *T*, transmite el movimiento al sector *S* dotado de una cremallera que hace desplazar la aguja *a*, obteniendo una lectura de presión hidráulica con la que se puede determinar la fuerza de tracción.

Este es uno de los sistemas utilizados en la obtención de fuerzas en las máquinas de ensayos, cabe recalcar que en la actualidad se trabaja con sistemas sensoriales computarizados, es decir que los sensores son los encargados de recoger la información y transmitirlos a un decodificador para posteriormente ser analizados en la computadora y poder obtener los diagramas respectivos.

1.1.3.2.2 Medición de deformación.

Un dispositivo utilizado extensamente en la medición de la deformación es el *extensómetro o medidor de carátula (comparador)*. Estos miden el desplazamiento relativo entre un punto de un sólido deformable, con respecto a un punto fijo.

En estos instrumentos, el movimiento del husillo acciona una palanca o un engrane, el cual a su vez acciona una manecilla en una carátula graduada. El indicador de carátula posee la gran ventaja de ser autoindicativo.

Estos instrumentos se construyen para varios rangos de movimiento del husillo (10 a 50 mm) y con distintos rangos de lectura y apreciación.

El instrumento de la figura 1.6 es un comparador de la marca MITUTOYO, cuya carrera del vástago es de 50 mm, como máximo, siendo su apreciación de 0,001 mm. Este comparador al igual que otros similares posee la esfera del dial gítoria que permite colocar la escala en cero. El sistema de montaje de este instrumento, se lo realiza a través de brazos debidamente amordazados a la probeta.

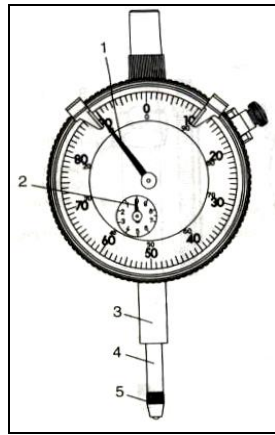


Fig. 1.6 Extensómetro.

1.1.4 El aspecto de la fractura

El aspecto de la fractura en barras para pruebas de tensión depende de la composición y el historial de la muestra. Los metales y las aleaciones dúctiles sufren fractura de copa o fractura parcial de copa. En los aceros templados de poco contenido de carbono se producen fracturas de estos mismos tipos. Si el acero tiene un alto contenido de carbono o si se ha endurecido mediante un tratamiento térmico, tiende a producir una fractura en estrella. El hierro fundido, que carece de ductilidad, no produce estrechamiento en forma de cuello de botella y tiene una superficie de fractura que tiende a formar un plano en ángulos rectos a la dirección de la carga. A continuación en la *figura 1.7*, se presentan los tipos más comunes de fractura en probetas de acero.

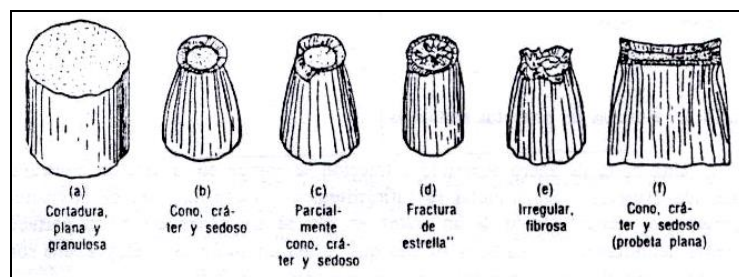


Fig. 1.7 Tipos de fractura en probetas.

1.1.5 Curva de Tensión-Deformación.

Cuando se aumenta gradualmente la carga axial por incrementos de carga, se mide el alargamiento para cada incremento de carga, continuando de esta forma hasta que se produce la rotura de la probeta. Los resultados se suelen representar en un gráfico en el que en las ordenadas se llevan las fuerzas o cargas y en las abscisas los correspondientes alargamientos. >Diagrama tensión-deformación<. (*Figura 1.8*)

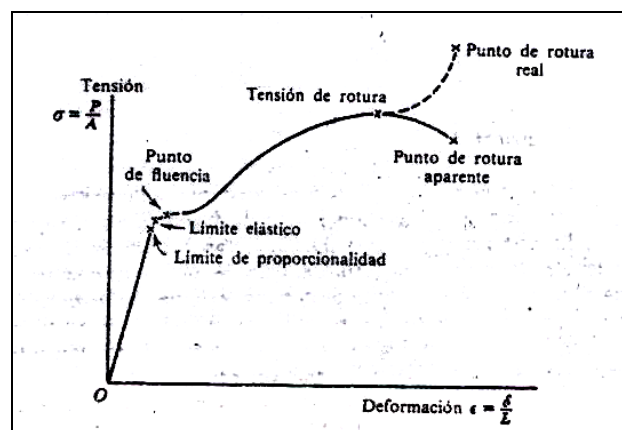


Fig. 1.8 Diagrama tensión- deformación

1.1.5.1 Límite de proporcionalidad.

Corresponde al punto máximo en el que la barra puede ser sometida a tensión y puede recuperar sus dimensiones iniciales.

1.1.5.2 Límite de elasticidad. (Elástico).

Es la tensión más allá de la cual el material no recupera totalmente, su forma original al ser descargado sino que queda con una deformación residual llamada deformación permanente.

1.1.5.3 Punto de fluencia.

Es aquel en el que aparece un considerable alargamiento o fluencia de material sin el correspondiente aumento de carga que, incluso puede disminuir mientras dura la fluencia.

1.1.5.4 Tensión de rotura.

Al sobrepasar en un material dúctil la carga máxima sobreviene en la probeta una reducción de su sección o estricción que trae consigo una sensible disminución de la carga hasta que llega a la rotura; es decir, es la máxima ordenada de la curva tensión deformación.

1.1.5.5 Zona elástica:

Es el área comprendida en un diagrama esfuerzo – deformación unitaria, por el trazo de la curva desde cero hasta el límite de elasticidad y por el valor de la abscisa, o sea la deformación correspondiente al límite elástico.

1.1.5.6 Zona plástica:

Es el área comprendida en un diagrama esfuerzo- deformación unitaria, por el trazo de la curva desde el límite elástico hasta el punto de ruptura y por el trazo de la abscisa comprendida desde el valor del límite elástico y el valor correspondiente al punto de ruptura.

1.1.5.7 Ley de Hooke.

Es la relación lineal (pendiente del diagrama) entre el alargamiento y la fuerza axial.

$$\sigma = E \times \varepsilon \quad (\text{Kg/mm}^2) \quad (1.2)$$

1.1.5.8 Módulo de elasticidad.

Llamado también módulo de Young, es la constante de proporcionalidad entre la deformación elástica y el esfuerzo axial, y representa la pendiente de la parte recta de la gráfica Esfuerzo-Deformación unitaria. En los manuales aparecen tabulados los valores de E para diversos materiales usados en la ingeniería.

$$E = \frac{\sigma}{\varepsilon} \quad (\text{Kg/mm}^2) \quad (1.3)$$

1.1.5.9 Alargamiento.

El alargamiento (δ) es la longitud que aumenta la probeta hasta llegar a romperse.

$$\varepsilon_r = \frac{l_f - l_o}{l_o} \quad (\text{mm/mm}) \quad (1.4)$$

Que suele expresarse en forma porcentual.

$$\delta = \frac{l_f - l_o}{l_o} \times 100\% \quad (1.5)$$

Donde l_o y l_f son las longitudes inicial y final de la probeta (mm).

1.1.5.10 Estricción

Es la reducción porcentual que sufre la sección de la probeta rota por alargamiento.

$$\psi = \frac{A_o - A_f}{A_o} \times 100 \quad (1.6)$$

Donde A_o y A_f son las áreas inicial y final respectivamente de la probeta (mm^2).

Finalmente representamos en la *figura 1.9* la secuencia del diagrama Tensión-Deformación con la respectiva deformación de la probeta.

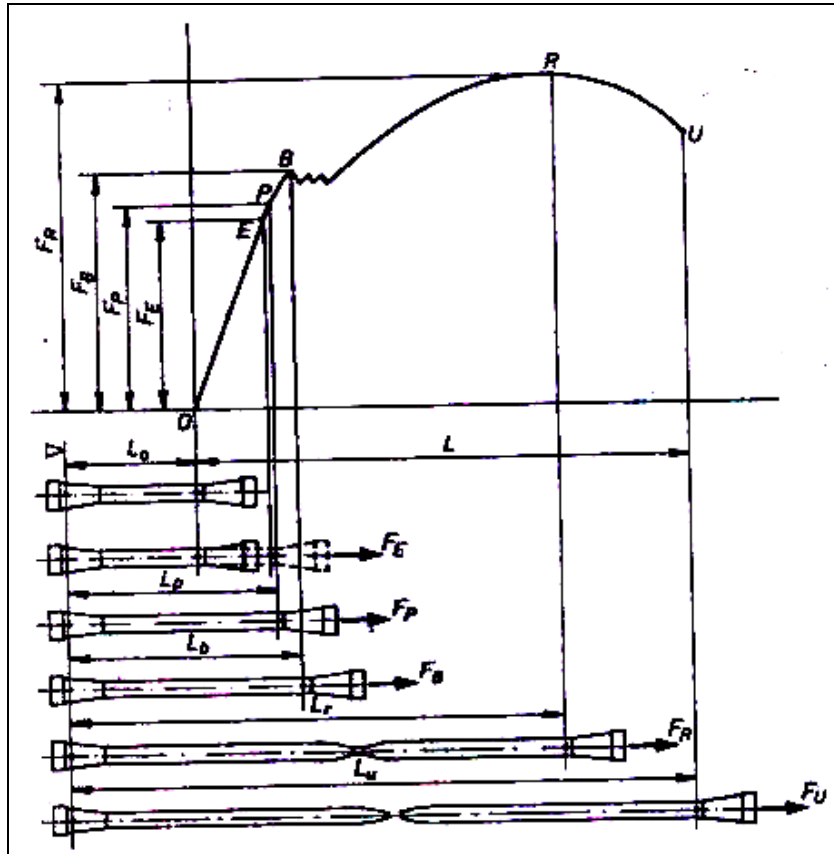


Fig. 1.9 Diagrama práctico del ensayo de tracción.

1.2 ESTUDIO OLEOHIDRÁULICO.

1.2.1 Introducción.

Antes de estudiar aparatos, debemos tener claros unos principios físicos que son esenciales en la interpretación del porqué el aceite hidráulico trabaja en aparatos y mecanismos de una determinada manera (fuerzas, velocidades y trabajos).

En definitiva la técnica hidráulica tiene por objeto el estudio de las leyes de equilibrio y movimiento del aceite hidráulico con miras a su aplicación práctica.

1.2.1.1 Ventajas

- **Simplicidad.-** Hay pocas piezas en movimiento (bombas, motores y cilindros).

- **Flexibilidad.-** El aceite se adapta a las tuberías como si fuera una barra de acero.
- **Tamaño.-** Es pequeño comparado con la mecánica y la electricidad a igual potencia.
- **Seguridad.-** Salvo algún peligro de incendios en ciertas instalaciones.
- **Multiplicación de Fuerzas.-** Según el principio de la prensa hidráulica.

1.2.1.2 Desventajas

- **Limpieza.-** En la manipulación de los aceites, aparatos y tuberías, como en el lugar de ubicación de la máquina.
- **Alta presión.-** Exige un buen mantenimiento.
- **Precio.-** Las bombas, motores, válvulas proporcionales y servoválvulas son caras.

1.2.2 Principios y leyes fundamentales de la Oleohidráulica.

- Los Aceites no son compresibles (pero si son elásticos).
- Los aceites transmiten en todas las direcciones la presión que se les aplica (Principio de Pascal).
- Los aceites toman la forma de la tubería o aparato, por los que circulan en cualquier dirección.
- Los aceites permiten multiplicar la fuerza aplicada (prensa hidráulica). Las fuerzas aplicadas y transmitidas son directamente proporcionales a sus superficies.

1.2.2.1 Fuerza hidráulica.

Es igual al producto de la presión por la superficie sobre la que actúa:

$$F = P \times A \quad (1.7)$$

Donde: F = Fuerza (Kg).

P = Presión (Kg/mm²).

A = Área (mm²).

1.2.2.2 Principio de Pascal.

La presión, en un fluido hidráulico estático en un sistema cerrado, es la misma en todos los puntos, como indica la *figura 1.10*.

$$P = \frac{F_1}{A_1} = \frac{F_2}{A_2} = \dots \quad (\text{Kg/mm}^2) \quad (1.8)$$

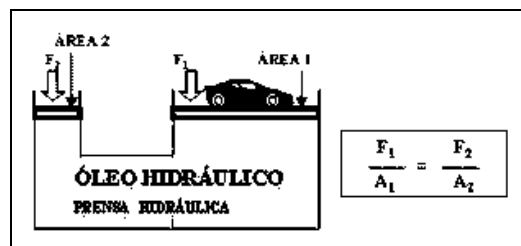


Fig. 1.10 Principio de Pascal

1.2.2.3 Caudal.

Es la cantidad de aceite que se desplaza por una tubería o aparato en un tiempo determinado.

$$Q = A \times V \quad (1.9)$$

Siendo Q = Caudal (cm³).

$A = \text{Área de la sección transversal de la tubería (cm}^2\text{)}.$

$V = \text{Velocidad (cm/seg)}.$

1.2.2.4 Ley de la continuidad.

Establece que el caudal es constante a lo largo de un circuito, es decir:

$$Q_1 = Q_2 \quad (\text{cm}^3/\text{seg}) \quad (1.10)$$

$$A_1 \times V_1 = A_2 \times V_2 \quad (\text{cm}^3/\text{seg}) \quad (1.11)$$

1.2.2.5 Energía potencial.

No es tenida en cuenta en hidráulica, salvo en máquinas o instalaciones de más de 10 m de altura (Prensas). Esta dada por:

$$Eh = m \times g \times h \quad (1.12)$$

Donde $Eh = \text{Energía potencial (N.m=Joule)}$

$m = \text{masa (Kg)}.$

$g = \text{gravedad (m/seg}^2\text{)}$

$h = \text{altura (m)}.$

1.2.2.6 Energía de presión.

Es la energía que contiene un cuerpo cuando esta comprimido a una presión y que es capaz de entregar cuando se libera.

$$Ep = P \times Vo \quad (\text{Kg/m}^2 \times \text{m}^3 = \text{Kgm}) \quad (1.13)$$

1.2.2.7 Energía cinética.

Esta dada de acuerdo a la velocidad de los aceites.

$$Ec = 1/2 m \times V^2 \quad (\text{Kg} \times \text{m}^2/\text{seg}^2 = \text{Joule}) \quad (1.14)$$

En los circuitos hidráulicos la velocidad del aceite no debe pasar de 7 m/seg.

1.2.2.8 Ecuación de equilibrio.

Establece que lo que se gana en fuerza se pierde en distancia o velocidad. Este concepto se encuentra asociado al principio de prensa hidráulica.

$$F_B \times h_B = F'_C \times h_C \quad (1.15)$$

1.2.2.9 Peso específico y densidades absoluta y relativa.

El *peso específico absoluto* es el peso de la unidad de volumen:

$$\gamma = \frac{W}{Vo} = \frac{m \times g}{Vo} \quad (\text{Kg/cm}^3) \quad (1.16)$$

La *densidad absoluta* es la masa de la unidad de volumen:

$$\rho = \frac{m}{Vo} \quad (\text{gr/cm}^3) \quad (1.17)$$

La relación entre ambas será:

$$\gamma = \frac{m \times g}{V} \rightarrow \gamma = \rho \times g \quad (1.18)$$

$$W = m \times g = \rho \times V \times g \rightarrow W = \gamma \times V \quad (1.19)$$

El *peso específico relativo* es el peso específico de una sustancia respecto del agua, por lo que es adimensional. La *densidad relativa* también viene referida a la densidad del agua.

$$\delta = \frac{\gamma}{\gamma_{\text{Agua}}} \quad (1.20)$$

1.2.2.10 Presión: atmosférica, relativa y absoluta.

La *presión* es una fuerza normal ejercida sobre un cuerpo por unidad de superficie. Se mide en Pascales (S. I.), siendo $1\text{Pa} = 1\text{N/m}^2$.

La *presión atmosférica* sobre un punto se define como el peso de la columna de aire, de base unidad, que gravita sobre dicho punto. Se mide con el *barómetro*, por lo que la presión atmosférica también se denomina *presión barométrica*. La presión atmosférica normal es de 1 atm.

$1\text{ atm} = 1\text{Kg/cm}^2 = 1.013\text{bar} = 1.013 \times 10^5\text{Pa} = 10\text{ m.c.a} = 0.76\text{ m Hg} = 760\text{ mm Hg}$

$$\text{Presión} = \frac{\text{Peso}}{s} = \frac{\gamma \times Vo}{s} = \frac{\gamma \times s \times h}{s} = \gamma \times h \quad (1.21)$$

Esta ecuación, fundamental en Hidráulica, representa la presión ejercida por una columna de líquido de altura h , peso específico γ y base unidad. Permite medir la presión mediante la *altura de presión*, que correspondería a la altura de una columna de agua que da lugar a una presión equivalente a la que soporta un punto determinado.

$$h = \frac{P}{\gamma} \quad (\text{m}) \quad (1.22)$$

La *presión relativa* es la presión que existe sobre la presión atmosférica normal, es decir, tomando como origen de presiones la presión barométrica. Se mide con el *manómetro*, por lo que la presión relativa también se conoce como *presión manométrica*.

La *presión absoluta* que existe en un punto es la suma de las dos anteriores, es decir:

Presión absoluta = Presión barométrica + Presión manométrica

1.2.2.11 Caída de Presión o Pérdida de carga.

Es la pérdida de presión que sufre un aceite al pasar por una tubería, válvula o aparato.

$$\Delta P = \frac{\lambda \times L \times V^2 \times \delta}{2 \times g \times D} \quad (\text{Kg/cm}^2) \quad (1.23)$$

Donde:

δ = Densidad del aceite (Kg/cm^3).

L = longitud de la tubería (cm).

V = velocidad de flujo (cm/seg).

g = gravedad (cm/seg^2).

λ = coeficiente de rozamiento.

1.2.2.12 Viscosidad

La viscosidad es la medida de la resistencia del fluido a la circulación del mismo.

Las medidas de la viscosidad son:

- $1\text{ poise} = 1\text{ DINA} \times \text{seg.} / \text{cm}^2 = 0,01019\text{ Kg.} \times \text{seg.} / \text{m}^2$ (Viscosidad dinámica: es la relación entre el esfuerzo de cizallado y la velocidad de cizallado de un fluido).

- 1 STROKE = 1 DINA / 1 poise = 1 cm.² / seg. = 0,0001 m² / seg. (Viscosidad cinemática: resultado de dividir el coeficiente de viscosidad dinámica por la densidad de fluido).

Las unidades prácticas de la viscosidad son:

- Viscosidad relativa en "Seconds Universal Saybolt" (SUS): Utilizado en USA, y se determina midiendo el tiempo que se tarda una cierta cantidad de líquido en fluir a través de un orificio normalizado a una temperatura determinada. (se mide en grados Fahrenheit).
- Viscosidad en grados "Engler" (° E): Utilizado en gran parte de Europa Continental, se puede obtener mediante una fórmula empírica:

$$V_i = [0,0731 \text{ } ^\circ\text{E} - (0,0631/\text{ } ^\circ\text{E})] \text{ cm.}^2/\text{seg.} = \text{Stoke} \quad (1.24)$$

SUS / ° E = 34.61 (Además vienen expresados en grados centígrados)

- Viscosidad en segundos "Redwood" ®: Utilizado en Gran Bretaña y vienen expresado en grados Fahrenheit.
- En números SAE (Society of Automotive Engineers): Para establecer intervalos de viscosidades, SUS a las temperaturas de prueba de SAE. Los números de invierno (5W, 10W, 20W) se determinan a 0 ° F (-17.9 ° C). Los números de verano (20, 30, 40, 50,...etc.) designan el intervalo SUS a 210 ° F (98.9 ° C).

1.2.2.13 Número de Reynolds.

Es un parámetro adimensional de semejanza en los problemas con predominio de viscosidad. Cuanto mayor es el número de Reynolds menor es la importancia de la viscosidad.

$$Re = \frac{V \times D}{v_i} \quad (1.25)$$

Donde: V=Velocidad de flujo (cm/seg).

D=Diámetro interno de la tubería (cm)

Vi=Viscosidad cinemática (cm²/seg).

Este valor también permite determinar el régimen de flujo en una tubería así:

$Re \leq 2320$ El flujo es laminar

$Re \geq 2320$ El flujo es turbulento

1.2.3 Elementos principales del Sistema Hidráulico.

1.2.3.1 Bombas hidráulicas.

En un sistema hidráulico, la bomba convierte la energía mecánica en energía hidráulica (potencia hidráulica) impulsando fluido al sistema.

Todas las bombas funcionan según el mismo principio, generando un volumen que va aumentando en el lado de entrada y disminuyendo en el lado de salida; pero los distintos tipos de bombas varían mucho en procedimiento y sofisticación.

1.2.3.1.1 Bombas hidráulicas manuales.

Las bombas hidráulicas manuales siempre son de pistones, de simple o doble efecto, el suministro de la bomba manual de simple efecto se reduce hasta un nivel predeterminado con el fin de disminuir el esfuerzo necesario para la máxima presión.

Normalmente la entrada de una bomba está cargada con aceite, debido a la diferencia de presiones entre el depósito y la entrada de la bomba. Es pues necesario tener un vacío parcial o una presión reducida a la entrada de la bomba, para que esta pueda aspirar aceite. Situación típica de una

bomba manual, que es simplemente de pistón recíproco. En la carrera de aspiración, el pistón crea un vacío parcial en la cámara de bombeo. La presión atmosférica en el depósito impulsa al aceite hacia la cámara para llenar el vacío.

1.2.3.2 Cilindro Hidráulico

Cuando la energía hidráulica debe convertirse en un desplazamiento lineal de una fuerza (trabajo lineal), deben utilizarse como elementos transformadores los cilindros hidráulicos.

El principio de funcionamiento es muy simple: el fluido bajo presión enviado por una de las conexiones del actuador, actúa contra el área del pistón. El pistón unido al vástago es movido linealmente en su longitud con una pequeña fuerza

1.2.3.2.1 Características de un Cilindro Hidráulico.

1.2.3.2.1.1 Velocidad de un cilindro.

Es el movimiento que se da al vástago en avance o retroceso en una unidad de tiempo.

$$V = \frac{Q}{A} \quad (\text{cm/seg}) \quad (1.26)$$

Donde:

Q=Caudal (cm³/seg).

A=Área interna del cilindro (cm²)

1.2.3.2.1.2 Tiempo en efectuar una carrera.

Esta dado por la siguiente ecuación.

$$T = \frac{A \times L}{Q_e} \quad (\text{seg}) \quad (1.27)$$

Donde:

A=Área interna del cilindro (cm²).

L=Carrera (cm).

Q_e=Caudal efectivo que le llega (cm³/seg).

1.2.3.2.1.3 Capacidad de aceite.

Se define de acuerdo a la siguiente expresión:

$$CA = \frac{\pi}{4} \times D^2 \times L \quad (1.28)$$

Donde:

CA=Capacidad de aceite (cm³).

D=Diámetro de camisa (cm).

L=Longitud de Carrera (cm).

1.2.3.2.1.4 Espesor de pared de una camisa.

El grosor del tubo o de la pared de la camisa esta dada en función de la presión de trabajo y del diámetro del mismo de acuerdo a la siguiente expresión.

$$e = \frac{Pt \times D}{2 \times \sigma_{ad} \times m} + C \quad (\text{cm}) \quad (1.29)$$

Esta fórmula se explica en base a la tensión circunferencial. (Figura 2.5)

Donde:

P_t = Presión de trabajo en el interior (Kg/cm^2).

D = Diámetro interno del cilindro (cm).

C = Constante del material (por conservación) { de 1 a 3 mm según las posibilidades de conservación.

m = modulo de la junta o de debilitación. $\left\{ \begin{array}{l} 1 \text{ Para tubos sin soldadura (De acero o fundición gris)} \\ 0,85 \text{ Para tubos con juntas soldadas.} \\ 0,70 \text{ Para tubos con juntas remachadas} \end{array} \right.$

σ_{ad} = Tensión admisible (Kg/cm^2).

1.2.3.2.2 Cilindro Hidráulico de doble efecto.

Se caracterizan porque el aceite actúa sobre las dos caras del pistón: por una actúa y por la otra vuelve al depósito. Debe hacer casi hermeticidad completa entre el vástago pistón y la tapa.

El cilindro diferencial (corriente) el cual presenta áreas distintas expuestas a la presión durante las carreras de entrada y salida del vástago. Esta diferencia es debida a la sección recta del vástago que reduce el área bajo presión durante su entrada.

El vástago sale más despacio de lo que entra porque se requiere más fluido para llenar el área mayor del pistón. No obstante, se puede ejercer una fuerza superior porque la presión actúa sobre el área total del pistón mayor. A continuación se grafican en la *figura 1.11*, las partes principales de un cilindro hidráulico de doble efecto.

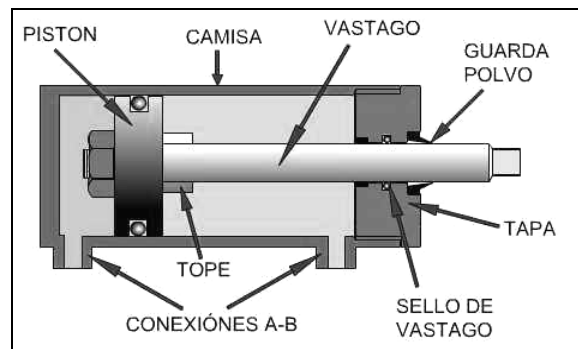


Fig. 1.11 Cilindro hidráulico de doble efecto

1.2.3.3 Válvulas hidráulicas.

El control de una instalación hidráulica se realiza mediante válvulas. Es misión de las mismas regular la presión, regular el caudal, distribuir el aceite o cerrar cierta parte del circuito, o sea, regular la potencia que debe transmitir la instalación procurando que sus pérdidas sean mínimas.

1.2.3.3.1 Válvula distribuidora de 4 vías/3 posiciones.

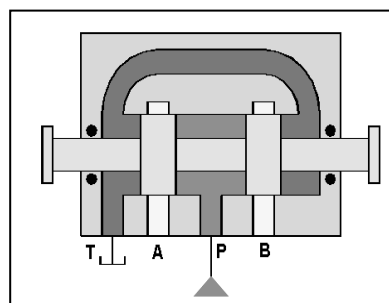


Fig. 1.12 *Válvula distribuidora de 4 vías/3 posiciones*

Con una válvula direccional se determina la dirección del flujo y por lo tanto la dirección de operación de un motor hidráulico o cilindro. La carcasa, normalmente hecha de hierro fundido, con 4 líneas de conexión contiene una corredera de acero. Esta corredera, centrada por resortes (muelles), puede alternar su posición dentro de la carcasa. En la posición mostrada en la *figura 1.12*, la posición media, el puerto P está cerrado así que el flujo de la bomba debe fluir al depósito a través de la válvula limitadora de presión. Esto genera mucho calor y debe ser evitado si es posible. Los puertos A y B están cerrados también, así en este caso el cilindro estará enclavado hidráulicamente en su posición. Cambiando la posición de la corredera hacia la izquierda el cilindro realizará su carrera de extensión. Entonces el aceite fluye desde el puerto P al A hacia la cámara del pistón, y el aceite de la cámara del vástago del cilindro fluye por el puerto B hacia el puerto T de vuelta al depósito.

1.2.3.4 Depósito hidráulico.

El depósito de aceite actúa como reserva de aceite, separa el aceite del aire, evacua el calor y suministra flujo a la bomba. El depósito, además de enfriar el aceite tiene que permitir que la bomba aspire el suficiente caudal. La regla general para calcular el tamaño del depósito es la siguiente. El tamaño debe ser tres veces aproximadamente el caudal de la bomba.

1.2.3.5 Aceites hidráulicos.

Los aceites hidráulicos cumplen dos requisitos en las máquinas:

- Transmiten energía.
- Lubrican los aparatos hidráulicos.

La elección de un aceite hidráulico se hace en función de:

- Tipo de circuito.
- Temperatura ambiente.
- Presión de trabajo.
- Temperatura de trabajo.
- Tipo de bomba.

1.2.3.6 Accesorios hidráulicos.

La selección o instalación de tubos y empalmes en un circuito hidráulico revisten una importancia primordial. Una tubería incorrecta puede dar lugar a una gran pérdida de potencia o una polución nociva del aceite.

1.2.3.6.1 Tubería.

Las tuberías y mangueras hidráulicas interconectan los diferentes componentes y conducen el fluido dentro del sistema hidráulico. La elección de las mangueras, tubos y adaptadores hidráulicos dependerán de los siguientes factores:

1. Presión estática y dinámica.
2. Máximo caudal.
3. Compatibilidad con los diferentes fluidos.
4. Facilidad para el servicio.

- 5. Vibración.
- 6. Permisibilidad a las fugas.
- 7. Condiciones ambientales.
- 8. Costo.

1.2.3.6.2 Tubería flexible (manguera).

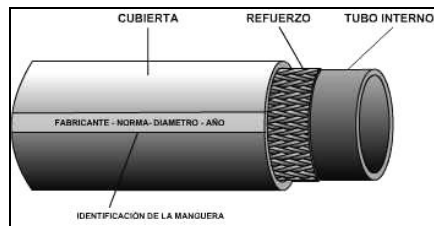


Fig. 1.13 Tubería flexible

Las mangueras flexibles (*Figura 1.13*), son utilizadas por lo general por equipos móviles o aquellos en los que la vibración es mayor y podría provocar daños o fugas del sistema.

Se fabrica en capas de goma y en algunas con trenzado de alambre para mayor presión, la parte interior debe ser compatible con el aceite o fluido empleado. Generalmente se colocan en tramos cortos. A continuación se presenta en la *figura 1.14*, el montaje correcto e incorrecto de tubería flexible.

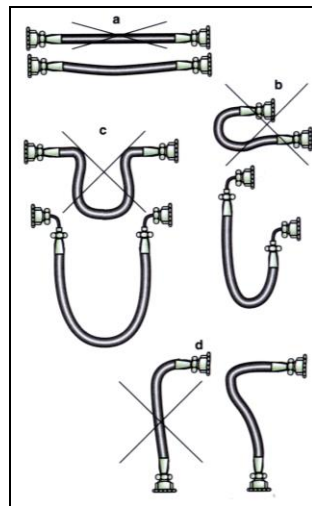


Fig. 1.14 Montaje de tubería flexible

1.2.3.6.3 Adaptadores o Racores.

Es el tipo de unión más común, compuesta por una tuerca, una férula y un cuerpo (tubo). Las formas más comunes son la te, codo, cruz y reductores, (*Figura 1.15*) estos deben ser solicitados determinando un orden el cual nos permita identificarlo según nuestro requerimiento.



Fig. 1.15 Tipos de racores

Con este tipo de unión se consigue no torsionar la tubería, fácil montaje y desmontaje, poder volver a utilizarla y un centrado preciso. Estas constituyen la mayor parte de las uniones en instalaciones hidráulicas.

1.2.3.7 Aparatos auxiliares.

En las máquinas hidráulicas hay una serie de aparatos, que aunque no son imprescindibles para el funcionamiento de la máquina o la instalación, su existencia sirve para el control o buen funcionamiento de la instalación.

1.2.3.7.1 Manómetro.

Los manómetros son instrumentos que nos permiten conocer la presión de un sistema hidráulico. En el Manómetro de tipo Bourdon que indica la *figura 1.16* la presión desconocida actúa sobre un material elástico que produce el movimiento utilizado para medir la presión a través de un aguja debidamente calibrada.

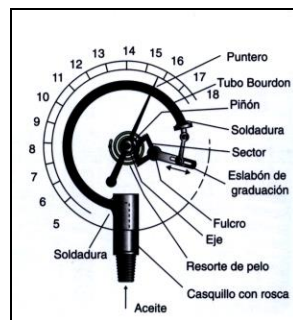


Fig. 1.16 Manómetro

1.2.3.7.2 Filtro.

Los cartuchos filtrantes son imprescindibles en todo circuito hidráulico, ya que se encargan de separar las impurezas de los fluidos hidráulicos y consecuentemente mejorar el rendimiento del sistema en general. Los filtros de Tamiz de llenado de depósito son los más utilizados y se colocan dentro del depósito, éstos son de tela de latón y su eficacia va sobre las 50 μ .

1.3 ESTUDIO ESTRUCTURAL.

1.3.1 Introducción.

Todos los elementos de las estructuras y de las máquinas deben funcionar sin amenaza de rotura o deformación peligrosa de la sección y de la forma bajo la acción de las fuerzas exteriores. Los elementos de las estructuras deben ser no solo resistentes sino también suficientemente rígidos y estables.

Para el cálculo estructural de los elementos de las máquinas es necesario definir algunos parámetros que se describen a continuación.

1.3.2 Tensiones Simples.

Se dice que un cuerpo esta sometido a tensiones simples cuando se considera que a las fuerzas o fuerza a que está sometido, solamente opone una de las resistencias citadas.

1.3.2.1 Tracción.

Una barra recta de sección A , sometida a la acción de dos fuerzas F iguales, que actúan según su eje y en sentido opuesto dirigidas al exterior como indica la *figura 1.17*, se alarga o estira y sufre una tensión longitudinal uniforme de tracción, de valor:

$$\tau = \frac{F}{A} \quad (\text{Kg/cm}^2) \quad (1.30)$$

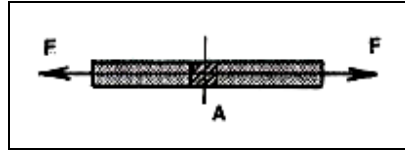


Fig. 1.17 Barra sometida a tracción.

1.3.2.2 Compresión.

Una barra recta de sección A , sometida a la acción de dos fuerzas F iguales, que actúan según su eje y en sentido opuesto dirigidas al interior, como indica la *figura 1.18*, se contrae y sufre una tensión longitudinal uniforme de compresión, de valor:

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad (\text{Kg/cm}^2) \quad (1.31)$$

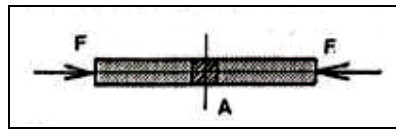


Fig. 1.18 Barra sometida a compresión.

1.3.2.3 Flexión.

Si una barra esta sometida a la acción de una fuerza F , perpendicularmente a su eje (*Figura 1.19*), se dobla o flexa, y considerando la flexión pura, sufre una tensión longitudinal variable, de valor máximo:

$$\sigma_{\max} = \pm \frac{M}{W} \quad (\text{Kg/cm}^2) \quad (1.32)$$

Donde, M es el momento flector (Kg.cm) y W el momento resistente de la barra (cm^3).

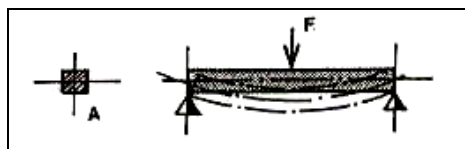


Fig. 1.19 Barra sometida a flexión.

1.3.2.4 Cortadura.

Una barra de sección A , sobre la que actúan dos fuerzas F iguales y dirigidas en sentido opuesto perpendicular a su eje en el mismo plano (*Figura 1.20*), que tienden a separar las dos porciones que hay a cada lado del plano de cortadura, sufre en este plano una tensión transversal uniforme, de valor:

$$\tau = \frac{F}{A} \quad (\text{Kg/cm}^2) \quad (1.33)$$



Fig. 1.20 Barra sometida a cortadura.

1.3.2.5 Torsión.

Si sobre una barra de sección A , actúan dos pares de fuerza F , en sentido opuesto y perpendicularmente al eje como indica la figura 1.21, éstos tienden a hacer girar cada sección transversal respecto a las demás, sometiendo a las secciones de la barra a una tensión transversal uniforme, de valor:

$$\tau = \frac{M_t}{W_t} \quad (\text{Kg/cm}^2) \quad (1.34)$$

Donde: M_t es el momento de torsión (Kg.cm) y W_t es el módulo de torsión de la barra (cm^3).

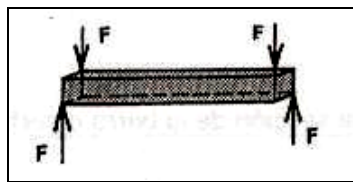


Fig. 1.21 Barra sometida a torsión.

1.3.3 Condiciones de agotamiento.

En el estado de triple tensión del material, definido por las tensiones a las que está sometido, la condición de agotamiento del material es:

$$\sigma_v = \sqrt{\frac{1}{2}[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]} \quad (\text{Kg/cm}^2) \quad (1.35)$$

Y en el plano definido por sus tensiones principales (plano xy):

$$\sigma_v = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1 \times \sigma_2} \quad (\text{Kg/cm}^2) \quad (1.36)$$

En el estado simple de tracción o compresión, la condición de agotamiento es:

$\sigma_v = \sigma_e$ (Límite elástico). Parámetro de diseño de las tablas de materiales.

Y en la cortadura simple ($\sigma_x = \sigma_y = 0$), ésta condición de agotamiento es:

$$\tau_v = \frac{\sigma_e}{\sqrt{3}} = 0,567 \times \sigma_e \quad (\text{Kg/cm}^2) \quad (1.37)$$

1.3.4 Coeficiente de Seguridad.

El grado o coeficiente de seguridad es la relación entre la tensión límite (rotura) y la máxima admisible (diseño) de un cuerpo sometido a la acción de fuerzas externas.

$$n = \text{tensión límite} / \text{tensión máxima admisible} \geq 1. \quad (1.38)$$

1.3.5 Módulo de Elasticidad.

El coeficiente de alargamiento es igual al alargamiento del material dividido por la tensión de rotura. Con una tensión de 1Kg/mm^2 , se produce en el acero colado un alargamiento de $0,0000465\text{mm}$. Como ésta cifra es muy pequeña se usa su valor recíproco que es:

$$E = \frac{1}{0,0000465} = 2150000 \text{Kg/cm}^2 \quad (1.39)$$

A este valor se le llama *Modulo de Elasticidad*. Para el cálculo de estructuras el valor que se usa es de 2100000Kg/cm².

1.3.6 Momentos y Esfuerzos.

1.3.6.1 Momento Estático.

Es el producto de una fuerza por su brazo de palanca. El momento estático de la sección de un cuerpo prismático, con respecto al eje que pasa por su centro de gravedad es igual a cero.

El momento estático de la sección de un cuerpo prismático, con respecto a un eje que no pasa por su centro de gravedad como muestra la *figura 1.22*, es igual al producto de la sección por la distancia del centro de gravedad al eje se expresa en cm³. Por ejemplo.

Momento estático con respecto al eje y-y.

$$y - y = b \times h \times l \quad (\text{cm}^3) \quad (1.40)$$

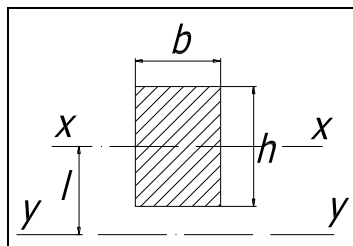


Fig. 1.22 Momento estático con respecto a y-y.

1.3.6.2 Momento de Inercia.

El momento de inercia de la sección de un cuerpo prismático, con respecto a uno de sus ejes que pasan por su centro de gravedad (*Figura 1.23*), es el siguiente:

$$I_{xx} = \frac{b \times h^3}{12} \quad (\text{cm}^4) \quad (1.41)$$

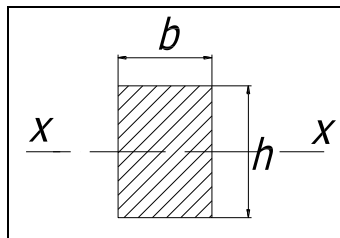


Fig. 1.23 Momento de inercia con respecto a x-x.

El momento de inercia de la sección de un cuerpo prismático, con respecto a un eje que no pasa por su centro de gravedad (*Figura 1.24*), es el siguiente:

$$I_{yy} = I_{xx} + (h \times b \times l^2) \quad (\text{cm}^4) \quad (1.42)$$

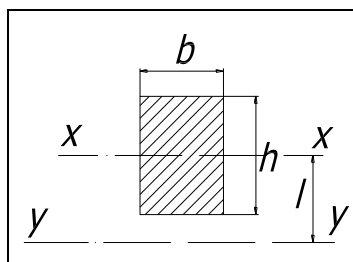


Fig. 1.24 Momento de inercia con respecto a y-y.

El valor del momento de inercia se expresa en cm⁴.

1.3.6.3 Momento Resistente.

El momento resistente de la sección de un cuerpo prismático, con respecto a uno de sus ejes que pasan por su centro de gravedad (Figura 1.23), es el siguiente:

$$R_{xx} = \frac{b \times h^2}{6} = \frac{I_{xx}}{h/2} \quad (\text{cm}^3) \quad (1.43)$$

El momento resistente de la sección de un cuerpo prismático, con respecto a un eje que no pasa por su centro de gravedad (Figura 1.25), es el siguiente:

$$R_{yy} = \frac{I_{yy}}{l} \quad (\text{cm}^3) \quad (1.44)$$

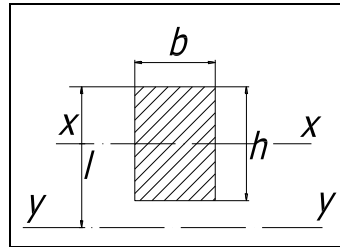


Fig. 1.25 Momento resistente con respecto a y-y.

El valor del momento resistente se expresa en cm^3 .

1.3.6.4 Momento Flector.

El momento flector es igual a la suma algebraica de los momentos estáticos de todas las fuerzas que actúan a la izquierda o derecha de la sección que se considere. Se expresa en kg.cm .

$$M = (\sum M)_{izq} = (\sum M)_{der} \quad (\text{Kg.cm}) \quad (1.45)$$

1.3.6.5 Esfuerzo Cortante.

El valor de esfuerzo cortante es igual a la suma algebraica de todas las fuerzas que actúan, a la izquierda o derecha de la sección que se considere.

1.3.7 Radio de Giro de los perfiles.

El valor del radio de giro de los perfiles es igual a la raíz cuadrada del momento de inercia dividido por la sección del perfil. El radio de giro sirve para calcular la distancia a los ejes, entre las presillas de los elementos comprimidos. Generalmente este valor viene expresado en tablas de los diferentes tipos de perfiles.

$$i_x = \sqrt{\frac{I_x}{A}} \quad (\text{cm}) \quad (1.46)$$

1.3.8 Viga.

Una barra sometida a fuerzas o pares situados en un plano que contiene a su eje longitudinal se llama viga. Se supone que las fuerzas actúan perpendicularmente a dicho eje longitudinal.

1.3.8.1 Tipos de Vigas.

A continuación en la figura 1.26 se muestra y se describe los diferentes tipos de vigas con distintas condiciones de sujeción.

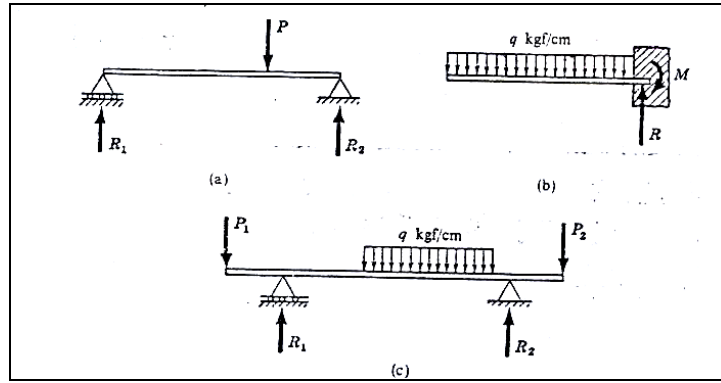


Fig. 1.26 Vigas estáticamente determinadas (a) *Viga simplemente apoyada*
 (b) *Viga en voladizo o ménsula* (c) *Viga apoyada en voladizos*

- Una viga simplemente apoyada en sus extremos (viga simple), tiene una articulación en un extremo y un apoyo móvil sobre rodillos en el otro.
- Una viga en voladizo o ménsula, se sujeta en un solo extremo, en un empotramiento que impide el giro.
- Una viga apoyada con voladizos esta soportada mediante una articulación y un apoyo de rodillos, pero uno o los dos extremos sobresalen de los soportes.

Todas estas vigas son estáticamente determinadas, ya que sus reacciones pueden determinarse directamente mediante la aplicación de las ecuaciones de equilibrio estático.

$$\sum F_x = 0. \quad \sum F_y = 0. \quad \sum M = 0. \quad (1.47)$$

1.3.8.2 Flecha.

Si una viga se carga con exceso se produce en ella una *deformación plástica*, que puede llegar hasta la rotura (deformación permanente aún quitándole la carga a la viga). Para evitar esto existen unas fórmulas para cada tipo de viga, dependiendo del apoyo y cargas a las que está sometida.

En una viga que está calculada para soportar una carga determinada, al ponerle esta carga encima se produce en ella una *deformación elástica* (quiere decir que cuando se le quite la carga se quitará la deformación). La deformación elástica toma la forma de una curva y tiene el valor máximo, según sea la carga y los apoyos de la viga. A esta deformación se le llama flecha. A continuación se presenta el cuadro de diferentes tipos de viga con sus respectivas ecuaciones de cálculo.

Tabla 1.2 *Tipos de viga y ecuaciones elementales.*

				Tipo de carga.
 $M_{f_{max}} = \frac{C \cdot l}{8}$	 $M_{f_{max}} = \frac{P \cdot l}{4}$	 $M_{f_{max}} = \frac{P \cdot l_1 \cdot l_2}{l}$	 $M_{f_{P1}} = R_A \cdot l_1$ $M_{f_{P2}} = R_A \cdot (l_1 + l_2) - P_1 \cdot l_2$	Momentos flectores.
 $Q_A = R_A$ $Q_{l/2} = 0$ $Q_B = R_B$	 $Q_A = R_A$ $Q_P = R_A - P$ $Q_B = R_A - P$	 $Q_A = R_A$ $Q_P = R_A - P$ $Q_B = R_A - P$	 $Q_A = R_A$ $Q_{P1} = R_A - P_1$ $Q_{P2} = R_A - P_1 - P_2$ $Q_B = R_A - P_1 - P_2$	Sfuerzos cortantes.
$A = B = \frac{C}{2}$	$A = B = \frac{P}{2}$	$A = \frac{P \cdot l_2}{l}; B = \frac{P \cdot l_1}{l}$	$A = \frac{P_1 \cdot (l_2 + l_3) + P_2 \cdot l_3}{l}$ $B = P_1 + P_2 - A$	Reacciones.
$f = \frac{5 \cdot C \cdot l^3}{384 \cdot E \cdot I}$	$f = \frac{P \cdot l^3}{48 \cdot E \cdot I}$	$f = \frac{P \cdot l_2}{27 \cdot E \cdot I \cdot l} \cdot \sqrt[3]{3 \cdot (l^2 - l_2^2)^3}$ cuando $l_1 > l_2$ $f = \frac{P \cdot l_1}{27 \cdot E \cdot I \cdot l} \cdot \sqrt[3]{3 \cdot (l^2 - l_1^2)^3}$ cuando $l_1 < l_2$	$f = \frac{P_1 \cdot l_1^2 \cdot (l_2 + l_3)^2}{3 \cdot E \cdot I \cdot l} + \frac{P_2 \cdot (l_1 + l_2)^2 \cdot l_3^2}{3 \cdot E \cdot I \cdot l}$ *	Fluencia máxima.

FUENTE: Robert Nonnast, *El Projectista de Estructuras Metálicas*, Tomo I, Pg 35.

1.3.8.3 Platabanda.

Es la unión de dos perfiles con el propósito de que la fuerza que actúa sobre estos pase por el centroide de la viga.

1.3.9 Columnas.

Están constituidas por uno, dos o varios perfiles laminados, unidos entre sí por unos elementos llamados presillas. La misión de la columna es la de sujetar las vigas, cerchas u otros elementos que apoyen sobre él, y de transmitir la carga a los fundamentos. La longitud de los soportes en relación a su sección es mucho mayor, por lo tanto las columnas están sometidas a *pandeo*.

1.3.9.1 Esbeltez mecánica de las piezas.

La esbeltez mecánica λ de una pieza simple de sección constante en un plano perpendicular al eje de inercia de la sección tiene por valor:

$$\lambda = \frac{l_k}{i} \quad (1.48)$$

Siendo l_k la longitud de pandeo (cm) e i el radio de giro de la sección bruta de la pieza (cm), respecto del eje de inercia que se considere.

1.3.9.2 Longitud de pandeo.

Se denomina longitud de pandeo l_k , de una pieza sometida a un esfuerzo normal de compresión a la longitud de otra pieza ideal, recta, prismática, y biarticulada, cargada en sus extremos con la misma carga crítica de la pieza real considerada; la longitud de pandeo viene dada por:

$$l_k = \beta \times l \quad (\text{cm}) \quad (1.49)$$

Siendo l la longitud de la pieza (cm), y β un coeficiente cuyo valor para piezas de sección constante sometidas a compresión centrada, se expresa según los casos siguientes de la *figura 1.27*

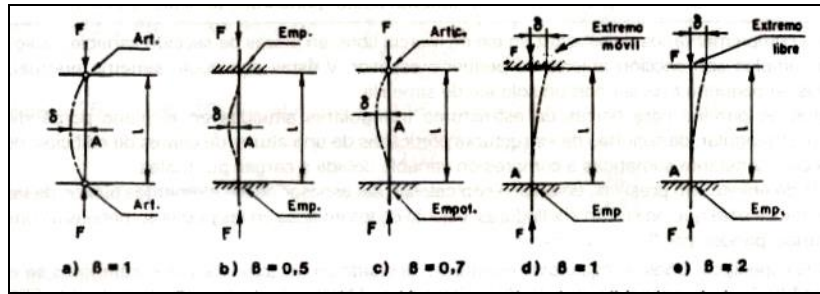


Fig. 1.27 Tipos de columna.

1.3.9.3 Cálculo del pandeo de las columnas con carga centrada.

En las piezas sometidas a compresión centrada, se verificará que:

$$P = \frac{\sigma \times A}{\omega} \geq P_r \quad (\text{Kg}) \quad (1.50)$$

Siendo: P la carga normal ponderada a compresión de diseño(Kg), P_r la carga real (kg), σ la resistencia admisible de diseño (kg/cm²), ω el coeficiente de pandeo de la columna y A la sección del perfil (cm²).

1.3.9.4 Presillas.

Para determinar las distancias de colocación de las presillas en las columnas según muestra la figura 1.28, se tiene las siguientes ecuaciones; según el Proyectista de Estructuras Metálicas de Robert Nonnast.

Longitud de separación en función de Lk del perfil (l_1).

$$l_1 \leq 50 \times i_y \quad (\text{cm}) \quad (1.51)$$

Longitud de separación entre los dos perfiles (l_2).

$$l_2 \leq 20 \times i_y \quad (\text{cm}) \quad (1.52)$$

Donde: i_y es el radio de giro con respecto al eje y .

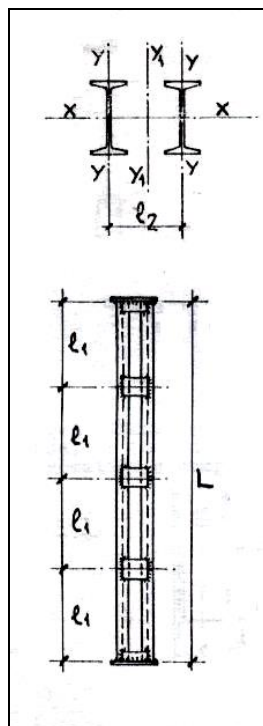


Fig. 1.28 Longitudes de separación de presillas.

1.3.10 Uniones atornilladas.

Las uniones atornilladas son muy útiles para facilitar la unión en el montaje de piezas, que por sus dimensiones tienen que ir en varios empalmes. También se usan en otros casos para obtener más comodidad y rapidez en el trabajo.

1.3.10.1 Selección del diámetro del tornillo.

La selección del diámetro del tornillo se realiza en base a la siguiente ecuación.

$$Pp = \frac{\pi}{4} \times D_o^2 \times \tau_c \quad (\text{Kg}) \quad (1.53)$$

Siendo Pp la carga paralela al eje (Kg), D_o el diámetro del tornillo (cm) y τ_c la tensión de cortadura a la que está sometido el tornillo (kg/cm^2).

1.3.10.2 Terminología de roscas.

Los diferentes parámetros en el cálculo y selección de roscas se ilustran en la *figura 1.29*

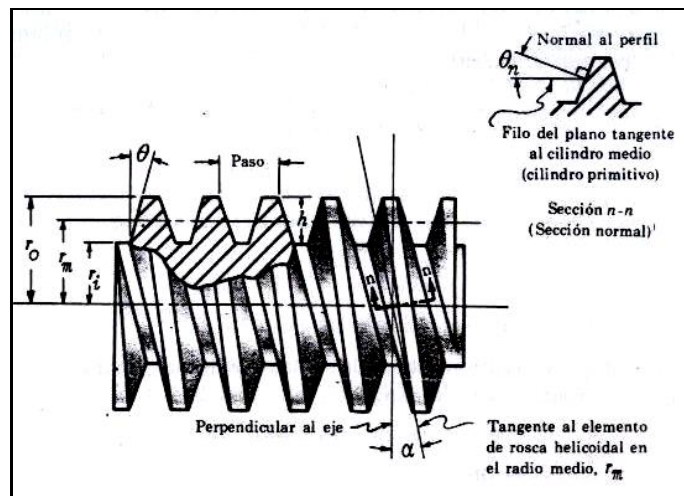


Fig. 1.29 Terminología de roscas.

1.3.10.2.1 Paso.

Es la distancia desde un punto sobre un filete hasta el punto correspondiente sobre el filete adyacente, medida paralelamente.

1.3.10.2.2 Avance.

Es la distancia que avanzaría el tornillo relativamente a la tuerca en una rotación.

1.3.10.2.3 Ángulo de la hélice (α)

Está relacionado con el avance y el diámetro medio D_m por la siguiente ecuación.

$$\tan \alpha = \frac{\text{avance}}{\pi \times D_m} = \frac{\text{Paso} \times \# \text{entradas}}{\pi \times D_m} \quad (1.54)$$

1.3.10.2.4 Pendiente del perfil de la rosca.

Está relacionado con el ángulo de la hélice y con el ángulo de la sección axial θ .

$$\tan \theta_n = \tan \theta \times \cos \alpha \quad (1.55)$$

1.3.10.2.5 Momento de giro.

Esta relacionado entre sí mediante la siguiente ecuación para avance contra carga (elevando la carga).

$$T = \frac{Pp \times D_m}{2} \left[\frac{\text{Tang} \alpha + f / \text{Cos} \theta_n}{1 - f \times \text{Tang} \alpha / \text{Cos} \theta_n} \right] \quad (\text{Kg.mm}) \quad (1.56)$$

Donde: Pp es la carga axial del tornillo (kg) y f el coeficiente de rozamiento del tornillo.

1.3.10.2.6 Esfuerzos en la rosca.

a.-) *Esfuerzo de flexión en la rosca.*

$$\sigma_f = \frac{3 \times Pp \times h}{\pi \times n \times D_m \times b^2} \quad (\text{Kg/mm}^2) \quad (1.57)$$

b.-) *Esfuerzo cortante transversal medio.*

$$\tau_m = \frac{Pp}{\pi \times D_m \times n \times b}. \quad (\text{Kg/mm}^2) \quad (1.58)$$

Donde: h es la altura del diente (mm), n es el número de vueltas de rosca sometidas a la carga y b es el ancho de la sección de la rosca en el núcleo (mm).

1.3.10.2.7 Presión de contacto.

Es un factor crítico en el diseño, especialmente para tornillos sometidos a carga; esta dada por la siguiente ecuación.

$$W = \frac{Pp}{\pi \times Dm \times n \times h}. \quad (\text{Kg/mm}^2) \quad (1.59)$$

1.3.10.2.8 Esfuerzos en el núcleo.

a.-) *Esfuerzo directo:* Puede ser de tracción o compresión.

$$\sigma_c = \frac{Pp}{\text{Area base}} = \frac{4 \times Pp}{\pi \times Di^2} \quad (\text{Kg/mm}^2) \quad (1.60)$$

b.-) *Esfuerzo cortante torsional:*

$$\sigma_s = \frac{T \times r}{J} \quad (\text{Kg/mm}^2)$$

J = momento polar de inercia

$$J = \pi \times Di^4 / 32 \quad (\text{mm}^4)$$

$$r = \text{Radio de giro} = \frac{Di}{2} \quad (\text{mm})$$

$$\sigma_s = \frac{32 \times T \times Di}{2 \times \pi \times Di^4} = \frac{16 \times T \times Di}{\pi \times Di^4} = \frac{16 \times T}{\pi \times Di^3} \quad (\text{Kg/mm}^2) \quad (1.61)$$

c.-) *Esfuerzo cortante máximo:*

$$\tau_{\text{máx}} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_c}{2}\right)^2 + \sigma_s^2} \quad (\text{Kg/mm}^2) \quad (1.62)$$

1.3.10.3 Tensión de aplastamiento.

Nos permite determinar, la fuerza máxima permisible en un material o determinar la sección adecuada que permita estar dentro de los límites de tensión admisible de dicho material de diseño.

$$\sigma_{ap} = \frac{Pp}{A} \leq \text{Tension admisible} \quad (\text{Kg/mm}^2) \quad (1.63)$$

1.3.11 Soldadura.

Es la unión entre dos piezas metálicas, lograda por la aplicación localizada de calor, hasta obtener la fusión del metal en las zonas de contacto.

1.3.11.1 Cálculo de uniones soldadas.

El diseño de soldadura implica un análisis de esfuerzos de las diferentes partes en los puntos sometidos a cargas estáticas o fluctuantes. Cuando se tiene que reducir la resistencia la ecuación de la fuerza permisible en una soldadura a tope esta dada por la fórmula siguiente:

$$P_1 = \sigma \times b \times h \times e \quad (\text{Kg}) \quad (1.64)$$

Donde, σ es el esfuerzo admisible del electrodo empleado (Kg/cm^2), b es la altura de penetración del cordón (cm), h el largo del cordón (cm) y e la eficiencia de la soldadura.

La tensión total de la soldadura viene dada por:

$$\sigma_s = \sqrt{\left(\frac{Mf}{Rs}\right)^2 + \left(\frac{P2}{Asol}\right)^2} \quad (\text{Kg/cm}^2) \quad (1.65)$$

Donde, Mf es el momento flector de la soldadura (Kg.cm), Rs el momento resistente (cm^3), $P2$ la fuerza flexionante (Kg) y $Asol$ el área de soldadura (cm^2).

1.3.12 Bridas.

Es un acoplamiento rígido, entre dos ejes o árboles sometidos a un momento de giro que transmite el esfuerzo cortante a los pernos.

El momento de giro esta dado por la siguiente ecuación.

$$T = \tau \times A_t \times r \times n \quad (\text{Kg.cm}) \quad (1.66)$$

Siendo τ el esfuerzo cortante máximo (Kg/cm^2), A_t el área de los tornillos (cm^2), r el radio de giro (cm) y n el numero de tornillos.

1.3.13 Mecanismos de elevación.

Los mecanismos principales utilizados para elevar cargas o transporte son los siguientes:

- ☞ Mediante sistema de polea y cables de acero.
- ☞ Mediante acoples de cremallera y piñón.
- ☞ Mediante tornillos de potencia con reductores de velocidad.
- ☞ Mediante un cilindro hidráulico.

CAPÍTULO II. CÁLCULO, DISEÑO Y SELECCIÓN.

2.1 DISEÑO DE LA FUERZA DE TRACCIÓN DE LA MÁQUINA.

2.1.1 Determinación de la fuerza necesaria para destruir una probeta normalizada.

La probeta seleccionada para el diseño de la fuerza de la máquina se muestra en la *figura 2.1*.

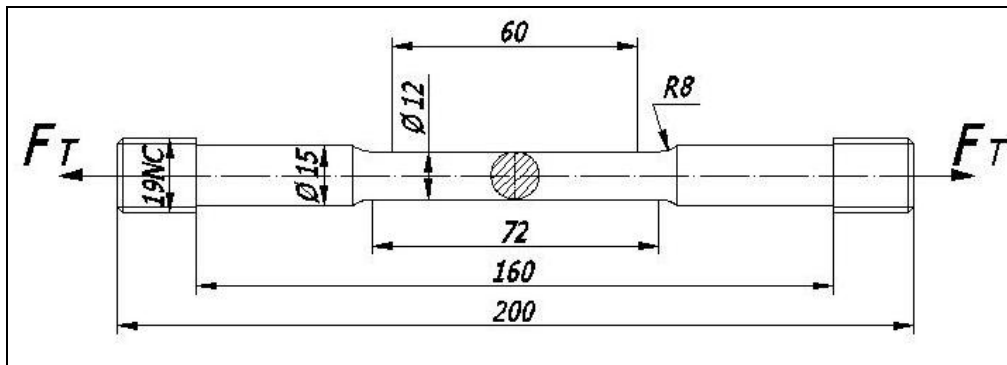


Fig. 2.1 *Probeta de diseño normalizada.*

Para determinar la fuerza de rotura (FR) de una probeta, será necesario analizar las tablas de los materiales que más son utilizados en la industria y escoger de entre ellos uno que posea un alto contenido de carbono por lo tanto nos valdremos de tablas, libros, catálogos de las casas comerciales.

El material que seleccionamos posee las siguientes características:

*0,35% - 0,40% de Carbono.

*Aleaciones de Cromo – Níquel.

*Con tratamientos de templado.

Finalmente de las tablas se selecciona el esfuerzo a la rotura de este material y será el que determine el punto de partida para el diseño de este proyecto.

Así tenemos para los siguientes materiales:

Acero Cromo - Níquel (ANEXO 1)

$$\sigma_R = 115 \text{Kg} / \text{mm}^2$$

$$D_o = 12 \text{mm}$$

Por lo que según la ecuación (1.30), tenemos que la fuerza de rotura viene expresado por:

$$FR = A \times \sigma_R$$

$$FR = \frac{\pi \times D_o^2}{4} \times \sigma_R$$

$$FR = \frac{\pi \times (12 \text{mm})^2}{4} \times 115 \text{kg} / \text{mm}^2$$

$$FR = 13006,194 \text{Kg}$$

Acero Cromo – Níquel. (ANEXO 2)

$$\sigma_R = 106,5 \text{Kg} / \text{mm}^2$$

Por lo que la fuerza de rotura es:

$$FR = \frac{\pi \times (12mm)^2}{4} \times 106,5kg/mm^2$$

$$FR = 12044,866Kg$$

Acero Bonificado para Maquinaria SAE 4340. Cuya tensión de rotura según el ANEXO 3 es:

$$\sigma_R = 110Kg/mm^2$$

Y la consecuente fuerza de rotura es:

$$FR = \frac{\pi \times (12mm)^2}{4} \times 110kg/mm^2$$

$$FR = 12440,706Kg.$$

Acero SAE 4340 (templado). Según el ANEXO 4 su tensión a la rotura es:

$$\sigma_R = 130Klb/pulg^2 = 130000lb/pulg^2$$

Y la correspondiente tensión de rotura es:

$$FR = \frac{\pi \times \left(12mm \times \frac{1pulg}{25,4mm}\right)^2}{4 \times 2,205lb} \times 130000lb/pulg^2 \times 1kg$$

$$FR = 10335,2019Kg$$

Considerando cada una de estas fuerzas, asumimos la tensión máxima que es de:

$$FR = 13006,194Kg.$$

Con esta fuerza de tracción determinaremos la fuerza máxima de la rotura de la máquina, en base

a un factor de seguridad, que según la ecuación (1.38), será $n = \frac{F_T}{FR} \geq 1$

Para el cálculo de esta fuerza asumiremos un factor de seguridad de $n=1,5$ (Ver ANEXO 19)

De modo que la fuerza de tracción de la máquina es:

$$F_T = FR \times n$$

$$F_T = 13006,194Kg \times 1,5$$

$$F_T = 19509,291Kg \approx 20000Kg$$

2.2 DISEÑO OLEOHIDRÁULICO DE LA MÁQUINA DE ENSAYOS A LA TRACCIÓN.

2.2.1 Cálculos básicos de sistemas hidráulicos para elección de cilindros y bombas.

En la *figura 2.2*, se presenta los diferentes elementos hidráulicos y los cálculos y equivalencias entre los parámetros de selección.

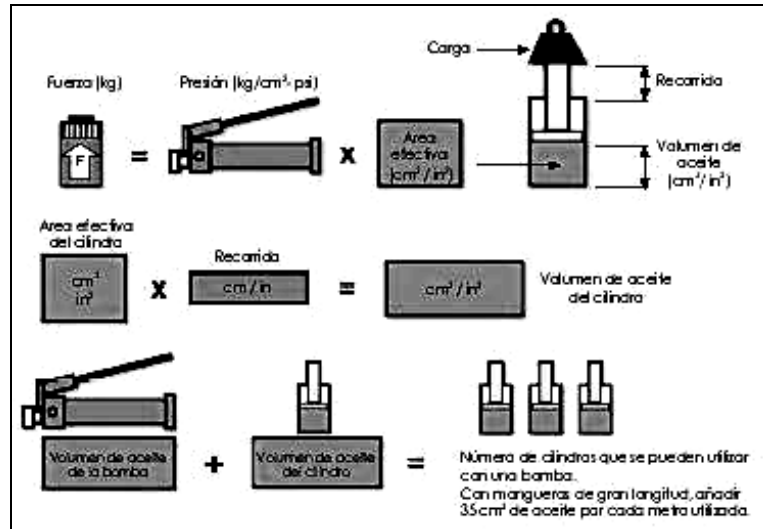


Fig. 2.2 Diseño de Sistema hidráulico.

2.2.2 Cálculo del cilindro hidráulico.

2.2.2.1 Consideraciones básicas.

Según la fuerza necesaria para destruir una probeta normalizada, se requiere un cilindro hidráulico de doble efecto cuya fuerza de tracción mínima es de 20000Kg, con un desplazamiento del vástago entre 200 a 350mm, y que su montaje sea estacionario.

2.2.2.2 Determinación de la presión de trabajo para el cilindro hidráulico.

La presión la determinaremos por la fuerza que se ejercerá a la superficie del cilindro.

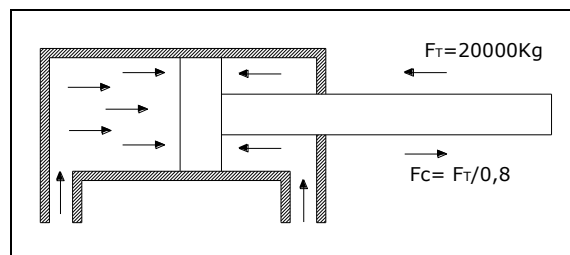


Fig. 2.3 Cilindro hidráulico de doble efecto

La fuerza de compresión se considera del 100% a toda la capacidad del cilindro, de modo que la fuerza de tracción se estima a un 80% de la capacidad del cilindro; (Ver *figura 2.3*) de modo que la fuerza de compresión (F_c) será ;

$$F_c = \frac{F_T}{0,8} = \frac{20000\text{Kg}}{0,8}$$

$$F_c = 25000\text{Kg}$$

Con esta F_c (fuerza de compresión o empuje) calcularemos la presión, e iremos ensayando con los diámetros comerciales en los cuales se construyen o fabrican los cilindros hidráulicos.

Como ejemplo tendremos:

$$D = \text{diámetro del cilindro} = 1/2 \text{ pulg} = 0,5 \text{ pulg}.$$

$$F_c = 25000 \text{ Kg} = 55125 \text{ lbf}.$$

Entonces la presión de trabajo del cilindro hidráulico según la ecuación (1.2) es:

$$P = \frac{F_c}{A} = \frac{4 \times F_c}{\pi \times D^2}$$

$$P = \frac{4 \times 55125 \text{ lb}}{\pi \times (0,5 \text{ pulg})^2}$$

$$P = 280749,32 \text{ lb/pulg}^2 \text{ (PSI)}$$

$$P = 19735,25 \text{ Kg/cm}^2$$

Esta presión es elevada, de modo que ninguna bomba podría suministrar a este cilindro. Para determinar la presión ideal para la máquina construiremos una tabla manteniendo constante la máxima fuerza de compresión de 25000Kg y haciendo variar los diámetros comerciales de los cilindros.

Tabla 2.1.- Cálculo de la presión, con los diámetros del cilindro comerciales, empleados en la construcción.

DIÁMETRO DEL CILINDRO		ÁREA DEL CILINDRO		FUERZA REQUERIDA		PRESIÓN	
Pulg	Cm	Cm ²	Pulg ²	Kg	Lb	Kg/cm ²	PSI
1/2	1,27	1,267	0,1964	25000	55125	19735,25	280749,32
3/4	1,905	2,85	0,4417	25000	55125	8771,92	124801,90
7/8	2,2225	3,879	0,60132	25000	55125	6444,96	91676,36
1	2,54	5,067	0,7854	25000	55125	4933,886	70187,16
1 1/2	3,81	11,4	1,76715	25000	55125	219298	31195,17
2	5,08	20,268	3,1416	25000	55125	1233,47	17546,791
2 1/2	6,35	31,669	4,9087	25000	55125	789,415	11230,06
3	7,62	45,604	7,0686	25000	55125	548,197	7798,574
3 1/2	8,89	62,072	9,62115	25000	55125	402,758	5729,59
4	10,16	81,073	12,5664	25000	55125	308,364	4386,697
5	12,7	126,677	19,635	25000	55125	197,352	2807,486
6	15,24	182,415	20,2744	25000	55125	137,050	2718,946
8	20,38	326,211	50,2656	25000	55125	76,637	1096,674
10	25,4	506,708	78,54	25000	55125	49,338	701,871

De la tabla 2.1 seleccionaremos un cilindro cuyo diámetro es de 5pulg y una presión de 2807.406 PSI. Con estos datos podemos recalculer las fuerzas reales de trabajo del cilindro tanto en tracción y compresión estimando que:

$$P_t = \text{presión de trabajo} = 2807,486 \text{ PSI} \approx 3000 \text{ PSI}.$$

Entonces se tiene:

$$P_t = 3000 \text{ PSI.}$$

$$D = 5 \text{ pulg.}$$

Por lo que la fuerza de compresión es

$$F_c = \text{fuerza de compresión} = P_t \times A = \frac{P_t \times \pi \times D^2}{4}$$

$$F_c = \frac{3000 \text{ lb/pulg}^2 \times \pi \times (5 \text{ pulg})^2}{4}$$

$$F_c = 58904,862 \text{ lb} = 26714,2 \text{ Kg.}$$

La fuerza de tracción se la recalculará considerando que el área efectiva en tracción esta dada por la diferencia de áreas entre la sección del cilindro y del vástago.

Para un diámetro de 5 pulg del cilindro según los fabricantes se tiene los siguientes diámetros de vástagos normalizados:

Normal = 2 pulg.

Medio = 2 1/2 pulg.

Pesado = 3 1/2 pulg.

La fuerza real a tracción del cilindro con un diámetro del vástago $D_v=2$ pulg será:

$$F_T = \frac{\pi}{4} \times (D^2 - D_v^2) \times P_t$$

$$F_T = \frac{\pi}{4} \times [(5 \text{ pulg})^2 - (2 \text{ pulg})^2] \times 3000 \frac{\text{Lb}}{\text{pulg}^2}$$

$$F_T = 22439,94 \text{ Kg.}$$

Considerando un $D_v = 2 \frac{1}{2}$ pulg, tenemos:

$$F_T = \frac{\pi}{4} \times [(5 \text{ pulg})^2 - (2,5 \text{ pulg})^2] \times 3000 \frac{\text{Lb}}{\text{pulg}^2}$$

$$F_T = 44178,65 \text{ lb} \times \left(\frac{1 \text{ Kg}}{2.205 \text{ Lb}} \right)$$

$$F_T = 20000,035 \text{ Kg}$$

Con un diámetro de vástago $D_v = 3 \frac{1}{2}$ pulg, tenemos la fuerza de tracción igual a:

$$F_T = \frac{\pi}{4} \times [(5 \text{ pulg})^2 - (3,5 \text{ pulg})^2] \times 3000 \frac{\text{Lb}}{\text{pulg}^2}$$

$$F_T = 30041,479 \text{ lb} \times \left(\frac{1 \text{ Kg}}{2.205 \text{ Lb}} \right)$$

$$F_T = 13624,25 \text{ Kg}$$

Según la fuerza de tracción necesaria para el diseño de la máquina, seleccionamos el cilindro hidráulico cuyo diámetro de vástago ideal es $D_v=2,5$ pulg

2.2.2.3 Velocidad del cilindro hidráulico.

En los ensayos de tracción se recomienda que la velocidad del cilindro sea lenta.

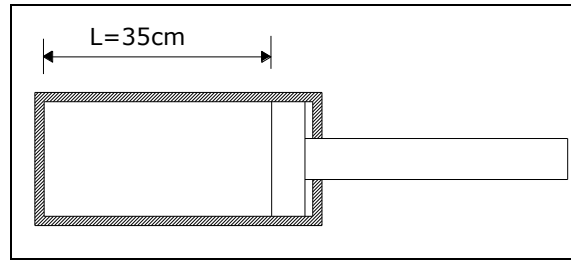


Fig. 2.4 Cilindro hidráulico de doble efecto

La velocidad que intermitentemente le imprimiremos para lograr recorrer los 35cm de carrera máxima del vástago del cilindro (Figura 2.4), lo experimentaremos realizando ensayos con cilindros hidráulicos empleados para levantar vehículos pesados y tenemos los siguientes datos:

	Tiempo (segundo)	Recorrido (cm)
1)	1	0,15cm
2)	1	0,18cm
3)	1	0,19cm
4)	1	0,20cm

El desplazamiento promedio es el siguiente:

$$\bar{X} = \frac{X_1 + X_2 + X_3 + X_4}{N}$$

$$\bar{X} = \frac{0,15cm + 0,18cm + 0,19cm + 0,20cm}{4}$$

$$\bar{X} = 0,18cm$$

Por lo tanto la velocidad por segundo que se requiere en el sentido de avance del cilindro para la máquina es:

$$V = \frac{\bar{X}}{t}$$

$$V = \frac{0,18cm}{1seg.}$$

$$V = 0,18cm / seg$$

2.2.2.4 Capacidad de aceite o volumen de aceite.

2.2.2.4.1 En el sentido de avance, capacidad total.

El volumen de aceite en el avance total está determinado por la ecuación (1.28) de la siguiente manera:

$$CA = A \times L$$

$$CA = \frac{\pi}{4} \times D^2 \times L$$

Donde.

$$D = 5 \text{ pulg} = 12,7cm$$

$$L = 35cm$$

$$CA = \frac{\pi}{4} \times (12,7cm)^2 \times 35cm$$

$$CA = 4433,69cm^3$$

Siendo sus equivalentes los siguientes:

$$CA = 4433,69cm^3 \times \frac{1lit}{1000cm^3} = 4,43369lit$$

$$CA = 4433,69cm^3 \times \frac{1Gal}{3785cm^3} = 1,171Gal.$$

2.2.2.4.2 En sentido de retroceso, capacidad total.

De igual manera el volumen de aceite en sentido de retroceso del cilindro, se determina por la siguiente ecuación:

$$CR = \frac{\pi}{4} \times (D^2 - Dv^2) \times L$$

Donde: $D = 5 \text{ pulg} = 12,7 \text{ cm}$

$$Dv = 2,5 \text{ pulg} = 6,35 \text{ cm}$$

$$L = 35 \text{ cm}$$

$$CR = \frac{\pi}{4} \times ((12,7 \text{ cm})^2 - (6,35 \text{ cm})^2) \times 35 \text{ cm}$$

$$CR = 3325,267 \text{ cm}^3$$

Y sus equivalentes son:

$$CR = 3325,267 \text{ cm}^3 \times \frac{1lit}{1000 \text{ cm}^3} = 3,32567 \text{ lit}$$

$$CR = 3325,267 \text{ cm}^3 \times \frac{1Gal}{3785 \text{ cm}^3} = 0,878 \text{ Gal.}$$

2.2.2.5 Caudal para avance del vástago.

El caudal necesario para el avance del vástago esta dado por la ecuación (1.26), así:

$$Q = A \times V$$

Siendo

$$D = 5 \text{ pulg} = 12,7 \text{ cm}$$

$$V = 0,18 \text{ cm/seg}$$

$$Q = \frac{\pi \times D^2}{4} \times V$$

$$Q = \frac{\pi \times (12,7 \text{ cm})^2}{4} \times 0,18 \text{ cm/seg}$$

$$Q = 22,801 \frac{\text{cm}^3}{\text{seg}}$$

$$Q = 22,801 \frac{\text{cm}^3}{\text{seg}} \times \frac{1lit}{1000 \text{ cm}^3} \times \frac{60 \text{ seg}}{1 \text{ min}} = 1,37 \frac{\text{lit}}{\text{min}}$$

$$Q = 22,801 \frac{\text{cm}^3}{\text{seg}} \times \frac{1gal}{3785 \text{ cm}^3} \times \frac{60 \text{ seg}}{1 \text{ min}} = 0,361 \frac{\text{gal}}{\text{min}}$$

2.2.2.6 Caudal para retroceso del vástago.

El caudal necesario para el retroceso del vástago esta dado de la deducción de la formula anterior en la que se considera las diferencias de áreas.

Es decir que:

$$Q' = \frac{\pi \times (D^2 - Dv^2)}{4} \times V$$

$$Q' = \frac{\pi \times ((12,7cm)^2 - (6,35cm)^2)}{4} \times 0,18cm / seg$$

$$Q' = 17,101 \frac{cm^3}{seg}$$

$$Q' = 17,101 \frac{cm^3}{seg} \times \frac{1lit}{1000cm^3} \times \frac{60seg}{1min} = 1,026 \frac{lit}{min}$$

$$Q' = 17,101 \frac{cm^3}{seg} \times \frac{1gal}{3785cm^3} \times \frac{60seg}{1min} = 0,271 \frac{gal}{min}$$

2.2.2.7 Tiempo en efectuar una carrera

De acuerdo al caudal efectivo que llega al pistón del cilindro se puede determinar el tiempo en efectuar una carrera ($L=35cm$) en avance a través de la ecuación (1.27).

$$T = \frac{A \times L}{Q}$$

$$T = \frac{\pi \times D^2 \times L}{4 \times Q}$$

$$T = \frac{\pi \times (12,7cm)^2 \times 35cm}{4 \times 22,801cm^3 / seg}$$

$$T = 194,451seg$$

2.2.2.8 Espesor de pared del cilindro hidráulico (e).

El espesor de pared del cilindro puede ser determinado, dependiendo del tipo de material utilizado y por ende de la tensión admisible correspondiente.

A continuación se presenta los tres principales materiales utilizados en la construcción de cilindros hidráulicos y sus tensiones admisibles.

Tabla 2.2.- Tensiones admisibles de materiales

MATERIAL	TENSIÓN ADMISIBLE	
	PSI(lib/pulg ²)	Kg/cm ²
Latón	6000	420
Hierro moldeado	4000	280
Acero moldeado	12000	850

FUENTE: Jiménez de Cisneros Luís, *Manual de Oleohidráulica*, Pg. 573.

El cilindro por lo general se construye con acero moldeado, cuyas paredes internas son rectificadas y tratadas térmicamente con cromo.

De ahí que el espesor de pared del cilindro (*figura 2.5*) de acuerdo a la ecuación (1.29) es:

$$e = \frac{Pt \times D}{2 \times \sigma_{ad} \times m} + C$$

Donde:

$Pt = 3000 \text{ PSI} = 210,885 \text{ Kg/cm}^2$.

$C = 3 \text{ mm}$

$m = 1$ (tubos sin soldadura de acero o fundición gris)

$\sigma_{ad} = 850 \text{ Kg/cm}^2$. Ver Tabla 2.2

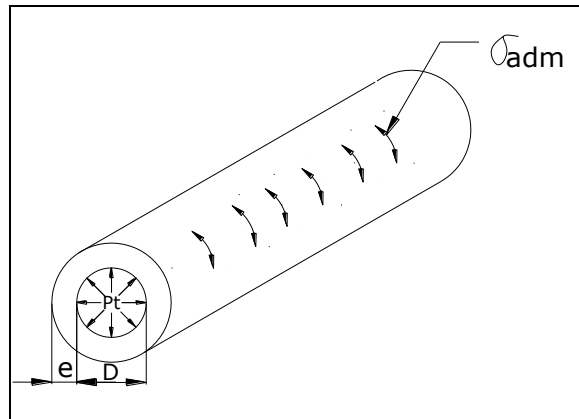


Fig. 2.5 Tensión circunferencial del cilindro.

$$e = \frac{210,885 \text{ kg/cm}^2 \times 12,7 \text{ cm}}{2 \times 850 \text{ kg/cm}^2 \times 1} + 0,3 \text{ cm}$$

$$e = 1,875 \text{ cm} \approx 1,9 \text{ cm}$$

$$e = 1,9 \text{ cm} = 3/4 \text{ pulg.}$$

2.2.2.9 Espesor de las tapas de los cilindros. (e_t)

Para calcular el espesor de las tapas del cilindro, consideramos la presión de trabajo y la tensión admisible del material utilizado, en la siguiente ecuación:

$$e_t = 0,405 \times D \times \sqrt{\frac{Pt}{\sigma_{ad}}}$$

$$e_t = 0,405 \times 12,7 \text{ cm} \times \sqrt{\frac{210,885 \text{ kg/cm}^2}{850 \text{ kg/cm}^2}}$$

$$e_t = 2,562 \text{ cm} \approx 2,85 \text{ cm}$$

$$e = 2,85 \text{ cm} = 1 \frac{1}{2} \text{ pulg.}$$

2.2.2.10 Peso del cilindro hidráulico.

El peso total del cilindro puede determinarse por:

$$W = W_C + W_A$$

Donde:

W_C = Peso del cilindro vacío.

W_A = Peso del aceite en el sentido de avance.

El peso del cilindro comercialmente es de:

$$W_c = 105 \text{ Kg.}$$

El peso del aceite en el sentido de avance empleado para alcanzar una carrera de 35cm es [Ecuación (1.16)].

$$W_A = \gamma_A \times C_A$$

Siendo.

$$\gamma_A = \text{Peso específico del aceite} = 0,88-0,93 \text{ gr/cm}^3$$

$$C_A = \text{de aceite en el sentido de avance} = 4433,690 \text{ cm}^3$$

$$W_A = 0,93 \text{ gr/cm}^3 \times 4433,69 \text{ cm}^3$$

$$W_A = 4123,33 \text{ gr}$$

$$W_A = 4,1233 \text{ Kg}$$

Por lo tanto el peso total del cilindro es:

$$W = W_c + W_A$$

$$W = 105 \text{ Kg} + 4,1233 \text{ Kg}$$

$$W = 109,123 \text{ Kg.}$$

2.2.3 Cálculo de la bomba hidráulica.

La bomba hidráulica es la impulsadora del caudal hidráulico y es la que está encargada de convertir la fuerza mecánica en fuerza hidráulica.

2.2.3.1 Presión de una columna de fluido (Baja Presión).

El peso específico de la mayoría de aceites hidráulicos varía de $\gamma_A = 0,88-0,93 \text{ gr/cm}^3$, en condiciones de funcionamiento normal.

Si consideramos un depósito de 1 m^3 (Figura 2.6)

$$\text{Volumen}(C_1) = 1000000 \text{ cm}^3 = 1000 \text{ dm}^3$$

Peso del aceite. [Ecuación (1.16)]

$$W_1 = \gamma_A \times C_1$$

$$W_1 = 0,93 \text{ gr/cm}^3 \times 1000000 \text{ cm}^3$$

$$W_1 = 930000 \text{ gr}$$

$$W_1 = 930 \text{ kg.}$$

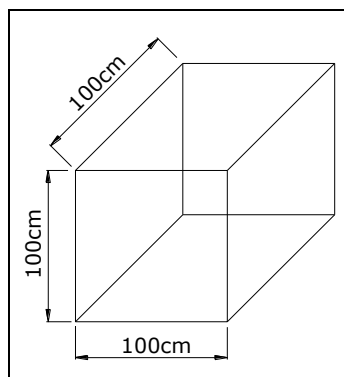


Fig. 2.6 Depósito de $\text{Vol}=1 \text{ m}^3$

Si tomamos el peso de 930 kg y si se divide para la superficie del fondo; tendremos una presión de:

$$P_1 = \frac{W_1}{A_c}$$

$$P_1 = \frac{930kg}{(100 \times 100)cm^2}$$

$$P_1 = 0,093kg/cm^2$$

El peso del aceite origina una presión aproximadamente de 0,093 Kg/cm², en el fondo de una columna de aceite de 100cm (1m) de altura.

Para estimar la presión en la parte inferior de cualquier columna de aceite, se debe aplicar una regla de tres simple, multiplicando su altura:

PRESIÓN	COLUMNA.
0,093 Kg/cm ²	100cm
X(P2)	Altura (cm)
$P_2 = \frac{0,093Kg/cm^2 \times Altura(cm)}{100cm}$	
$P_2 = 0,093Kg/cm^2 \times Altura$	

Para aplicar esta fórmula hay que considerar si el depósito del aceite está por encima de la entrada de la bomba, de modo que existirá una presión positiva que fuerza al aceite hacia la bomba. Sin embargo, si la bomba está situada por encima del nivel de aceite se necesita un vacío equivalente a 0,093 Kg/cm², por metro para elevar el aceite hasta la entrada de la bomba, y este vacío puede ser llenado o impulsado por la presión atmosférica a la entrada de la bomba.

La presión atmosférica es: $P_{atm.} = 1,033 Kg/cm^2$,

En el proyecto ubicaremos la altura del depósito con respecto a la bomba, como indica la *figura 2.7*.

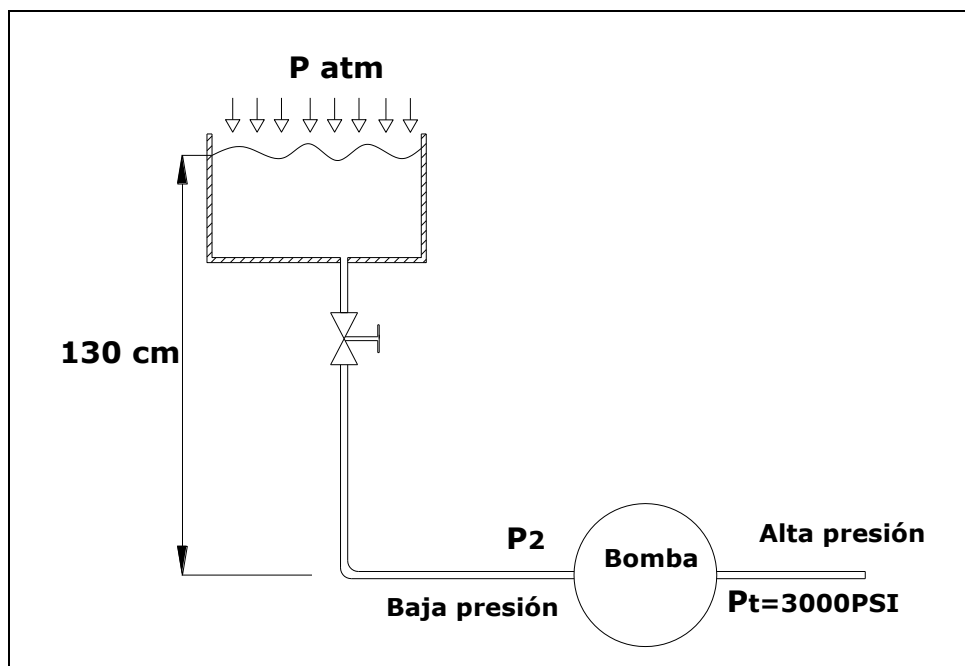


Fig. 2.7 *Altura de succión por gravedad.*

Es decir que la presión debido a la columna de aceite es:

$$P_2 = 0,093Kg / cm^2 \times Altura$$

$$P_2 = 0,093Kg / cm^2 \times 130$$

$$P_2 = 0,121Kg / cm^2$$

La alta presión después de la bomba se origina cuando el caudal encuentra resistencia. La resistencia puede ser debida a la carga del cilindro hidráulico o a una restricción (u orificio) en las tuberías.

2.2.3.2 Cálculo de la Fuerza (FB) para impulsar la bomba de pistón.

Para encontrar la Fuerza impulsadora de la bomba tomaremos una palanca de prueba de 120cm, y por sumatoria de momentos determinaremos dicha fuerza.

Supondremos que la fuerza aplicada en el brazo de palanca es de 110 lb y las distancias de separación en apoyos se presentan en la *figura 2.8*.

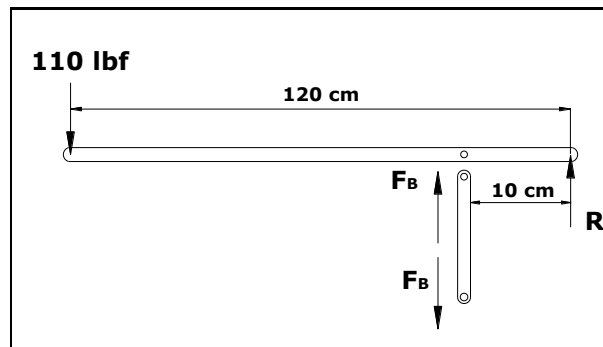


Fig. 2.8 Acople del brazo de la palanca.

Por medio de la ecuación (1.45), determinamos la fuerza de la bomba, de la siguiente manera.

$$\sum \overset{\leftarrow}{+} MR = 0$$

$$110lb \times 120cm - F_B \times 10cm = 0$$

$$F_B = \frac{110lb \times 120cm}{10cm}$$

$$F_B = 1320lb = 598,64Kg.$$

2.2.3.3 Cálculo del diámetro del émbolo de la bomba.

La bomba del proyecto es manual y de pistón, con un flujo constante de caudal.

El diámetro del pistón se determina a través del Principio de Pascal, como indica la *figura 2.9*.

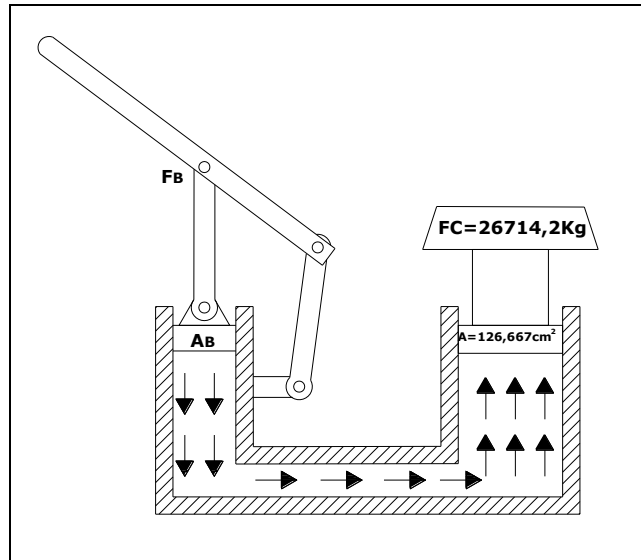


Fig. 2.9 Principio de Pascal

Aplicando la ecuación (1.8) tenemos:

$$\frac{F_B}{A_B} = \frac{F_C}{A}$$

$$A_B = \frac{F_B \times A}{F_C}$$

$$A_B = \frac{598,64 \text{ Kg} \times 126,667 \text{ cm}^2}{26714,2 \text{ Kg}}$$

$$A_B = 2,84 \text{ cm}^2$$

Es decir que el diámetro del émbolo de la bomba está dado por:

$$D_B = \sqrt{\frac{4 \times A_B}{\pi}}$$

$$D_B = \sqrt{\frac{4 \times 2,84 \text{ cm}^2}{\pi}}$$

$$D_B = 1,9 \text{ cm} \cong 3/4 \text{ Pulg.}$$

2.2.3.4 Cálculo de la altura de succión de la bomba.

La altura de presión de la bomba, según la figura 2.10, se determina por medio de la ecuación de equilibrio [Ecuación (1.15)]

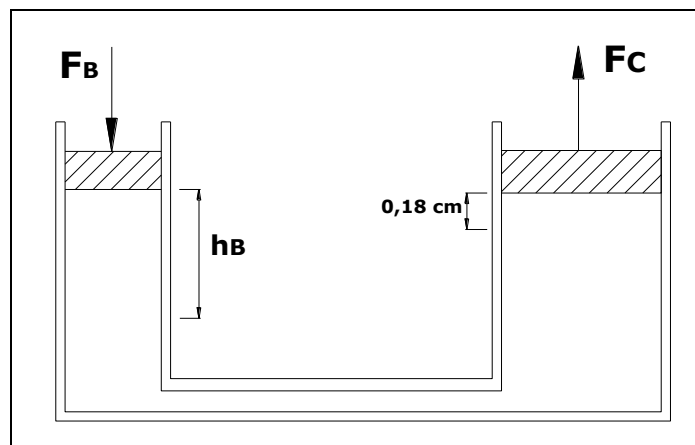


Fig. 2.10 Diagrama de equilibrio.

De tal manera que:

$$F_B \times h_B = F_C \times h_C$$

$$h_B = \frac{F_C \times h_C}{F_B}$$

$$h_B = \frac{26714,2Kg \times 0,18cm}{598,64Kg}$$

$$h_B = 8cm = 80mm$$

De esto se deduce que lo que se gana en fuerza, se pierde en distancia (altura). Es decir que en una embolada de 8cm, recorrerá el cilindro 1,8mm.

De este cálculo se deduce lo siguiente:

“Que la fuerza de aplicación en la bomba depende de la longitud de la palanca, y de la fuerza que se le aplica por parte del operario”

2.2.3.5 Espesor de pared del cilindro de la bomba.

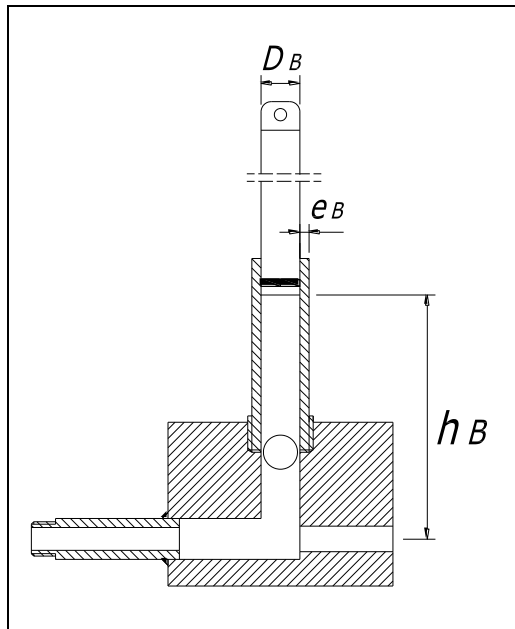


Fig. 2.11 *Parámetros de la bomba manual.*

El espesor de pared del cilindro de la bomba (*Figura 2.11*) lo determinaremos considerando que el material empleado es Acero de Transmisión (SAE 1018), cuya tensión admisible es $\sigma_{ad} = 1200$ Kg/cm². (ANEXO 5)

Si conocemos que:

$$D_B = 1,9cm$$

$$Pt = 3000PSI = 210,885Kg/cm^2.$$

$C = 3mm$ (Constante de conservación del material).

$m = 1$ (tubos de acero rectificado)

Tenemos que el espesor del cilindro de la bomba es: [Ecuación (1.29)]

$$e_B = \frac{Pt \times D_B}{2 \times \sigma_{ad} \times m} + C$$

$$e_B = \frac{210,885 \text{ kg/cm}^2 \times 1,9 \text{ cm}}{2 \times 1200 \text{ kg/cm}^2 \times 1} + 0,3 \text{ cm}$$

$$e_B = 0,467 \text{ cm} \approx 0,5 \text{ cm}$$

$$e_B = 5 \text{ mm} = 3/16 \text{ pulg.}$$

2.2.3.6 Velocidad del émbolo (VB)

La velocidad del émbolo de la bomba lo calculamos teniendo en cuenta que:

$$Q = 22,801 \text{ cm}^3/\text{seg} = 1,37 \text{ lit/min.}$$

$$D_B = 1,9 \text{ cm}$$

Por lo tanto según la ecuación (1.26) tenemos:

$$V_B = \frac{Q}{A_B} = \frac{4 \times Q}{\pi \times D_B^2}$$

$$V_B = \frac{4 \times 22,801 \text{ cm}^3 / \text{seg}}{\pi \times (1,9 \text{ cm})^2}$$

$$V_B = 8,041 \text{ cm / seg}$$

2.2.4 Selección de las válvulas adecuadas para el circuito hidráulico.

Para un óptimo rendimiento y control del sistema hidráulico, se cree conveniente la aplicación de las siguientes válvulas.

- Válvula de paso de caudal.
- Válvula antirretorno
- Válvula de seguridad.
- Válvula distribuidora o direccional.

2.2.4.1 Válvula de paso de caudal

Es del tipo globo, para trabajos de baja presión, su misión es la de suministrar completamente aceite desde el depósito a la entrada de la bomba (Figura 2.12).

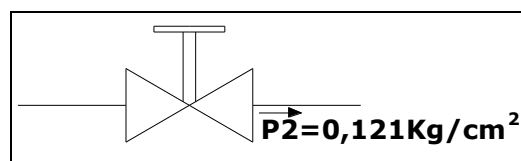


Fig. 2.12 Válvula de paso de caudal.

2.2.4.2 Válvula antirretorno.

Llamada de retención, es aquella con la que se logra que el caudal fluya en sentido único. En el proyecto se encuentra ubicada dentro de la bomba, y esta compuesta por una bola de acero tarada y por un muelle (resorte). Esta válvula admite hasta una presión de 3000PSI del circuito hacia la línea de alta presión con una velocidad de fluido lenta. (Figura 2.13).

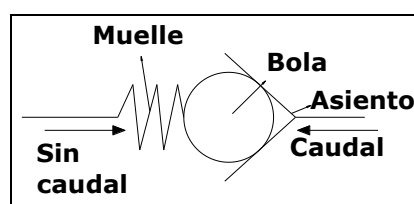


Fig. 2.13 Válvula antirretorno.

2.2.4.3 Válvula de seguridad.

La misión de la válvula de seguridad es limitar la presión máxima del circuito para proteger a los elementos de la instalación.

La válvula de seguridad se ajusta alrededor de un 10% sobre la presión de servicio o trabajo.

$$P_a = P_t \times 1,1$$

Siendo, Pa=Presión de ajuste, Pt=Presión de servicio o trabajo =3000PSI.

Entonces:

$$P_a = 3000PSI \times 1,1$$

$$P_a = 3300PSI$$

Estas válvulas pueden ser del tipo de alivio o descarga, cuyo resorte con su inyector debe estar tarado a 3300PSI. (Figura 2.14).

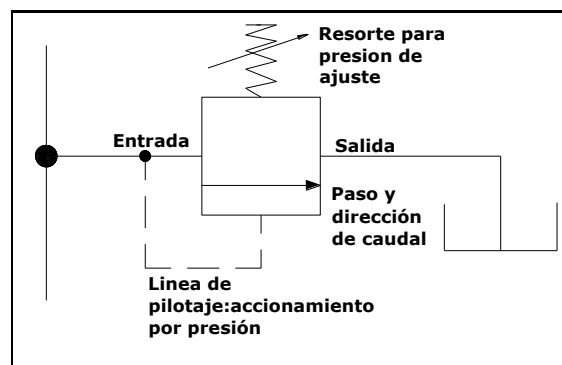


Fig. 2.14 Válvula de seguridad.

2.2.4.4 Válvula distribuidora o controladora direccional.

Según los requerimientos de control del cilindro hidráulico (Doble efecto), y por razones económicas, seleccionaremos una válvula distribuidora de 4 vías y 3 posiciones. El accionamiento es manual, y el elemento interno es de carrete con un dispositivo de mantenimiento de posición. (Figura 2.15)

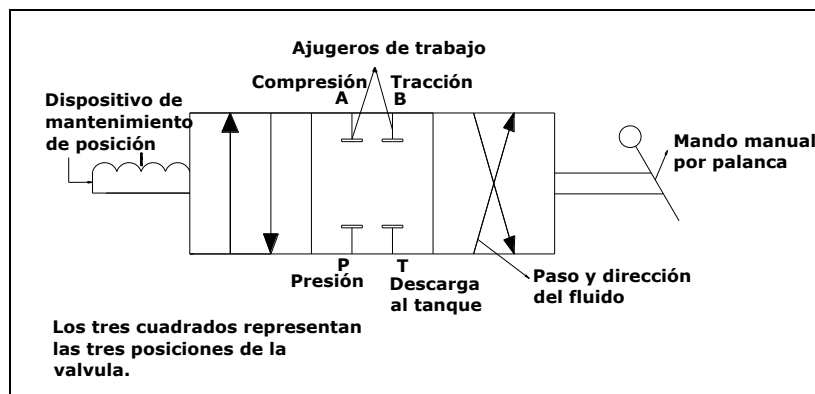


Fig. 2.15 Válvula distribuidora.

Las características técnicas del distribuidor seleccionado se hallan en el ANEXO 6.

2.2.5 Cálculo del depósito de aceite.

El volumen del depósito será como se mencionó en el estudio oleohidráulico 3 veces el caudal de suministro por parte de la bomba hacia el circuito hidráulico en un minuto, es decir:

$$V_o' = 3xQ$$

Siendo: $Q = 1,37 \text{ lit. / min.}$

Por lo tanto el volumen del depósito será:

$$Vo' = 3 \times 1,37 \text{ lit. / min.}$$

$$Vo' = 4,11 \text{ litros}$$

Cabe acotar, que no se han tomado en cuenta los demás elementos como: Cilindro, Válvulas, mangueras, racores. Por donde circulará el fluido.

Además tomaremos un factor de captación de estos elementos de: $Fo = 3$

Por lo tanto el depósito tendrá una capacidad máxima de:

$$Vo = Fo \times Vo'$$

$$Vo = 3 \times 4,11 \text{ litros}$$

$$Vo = 12,33 \text{ litros} = 12330 \text{ cm.}^3 = 3,257 \text{ Gl.}$$

Construiremos un recipiente capaz de contener este volumen de aceite Vo , por lo que sus dimensiones se representan en la *figura 2.16*.

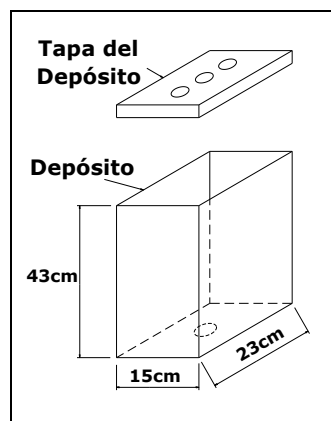


Fig. 2.16 Dimensiones del depósito

Es decir que el volumen real del depósito es:

$$Vo_R = a \times b \times c$$

$$Vo_R = 15 \text{ cm} \times 43 \text{ cm} \times 23 \text{ cm}$$

$$Vo_R = 14835 \text{ cm}^3$$

$$Vo_R = 14,835 \text{ lit}$$

Con esto queda evidenciado que:

$$Vo_R > Vo$$

Debemos mencionar que el material utilizado para la construcción de éste, será de chapa galvanizada que permitirá evitar la corrosión y oxidación en la parte interna del depósito.

2.2.6 Selección del fluido hidráulico.

El fluido hidráulico ha utilizarse es del tipo Aceite Sintético de la clase de Esteres Fosfatados, cuyas temperaturas de trabajo oscilan entre -55 y 150°C ; de los números SAE 10W, que tiene de 3 a 5 °E (Viscosidad práctica). Las especificaciones de este tipo de aceite se presentan en el ANEXO 7.

2.2.7 Selección de las tuberías del circuito hidráulico.

Las tuberías se seleccionan de acuerdo a: el caudal de suministro, la presión nominal, el tiempo de trabajo (en este punto hablamos de la velocidad del actuador en ascender o descender.) y la

temperatura de trabajo. Las mangueras o tuberías pueden ser de dos tipos rígidas y flexibles, siendo esta última la apropiada para el sistema.

Para seleccionar las mangueras del circuito hidráulico nos guiaremos en base a tres puntos:

☞ La teoría en base a diseño y selección de mangueras hidráulicas nos dice lo siguiente: “Una tubería de sección interna excesiva conduce un mayor paso de fluido mientras que una tubería de sección interna muy reducida conduce un caudal de aceite pequeño, su presión se mantiene constante en el sistema y trabaja a pequeños ciclos de velocidad”.

☞ En base a la experiencia de fabricantes, vendedores de casas comerciales y personas que trabajan en el manejo y reparaciones de equipos oleohidráulicos.

☞ Por la aplicación del circuito hidráulico que requiere de un ciclo de trabajo lento, que permita observar durante un ensayo de tracción el comportamiento físico del material y manera que se pueda ir tomando la presión de carga durante un ciclo corto de trabajo del cilindro hidráulico.

En base a ello seleccionamos las mangueras hidráulicas que son:

- **En el lado de baja presión:**

Manguera flexible con trenzado de algodón a una presión máxima de explosión de 500 PSI, de diámetro interno de 1/2 pulgada (1,27cm).

- **En el lado de alta presión:**

Manguera con doble trenzado metálico a una presión de explosión de 10000 PSI, de diámetros internos de 3/8 pulgada (0,952cm) y 1/4 pulgada (0,635cm). Todos estos dimensionamientos se representan en la *figura 2.17*.

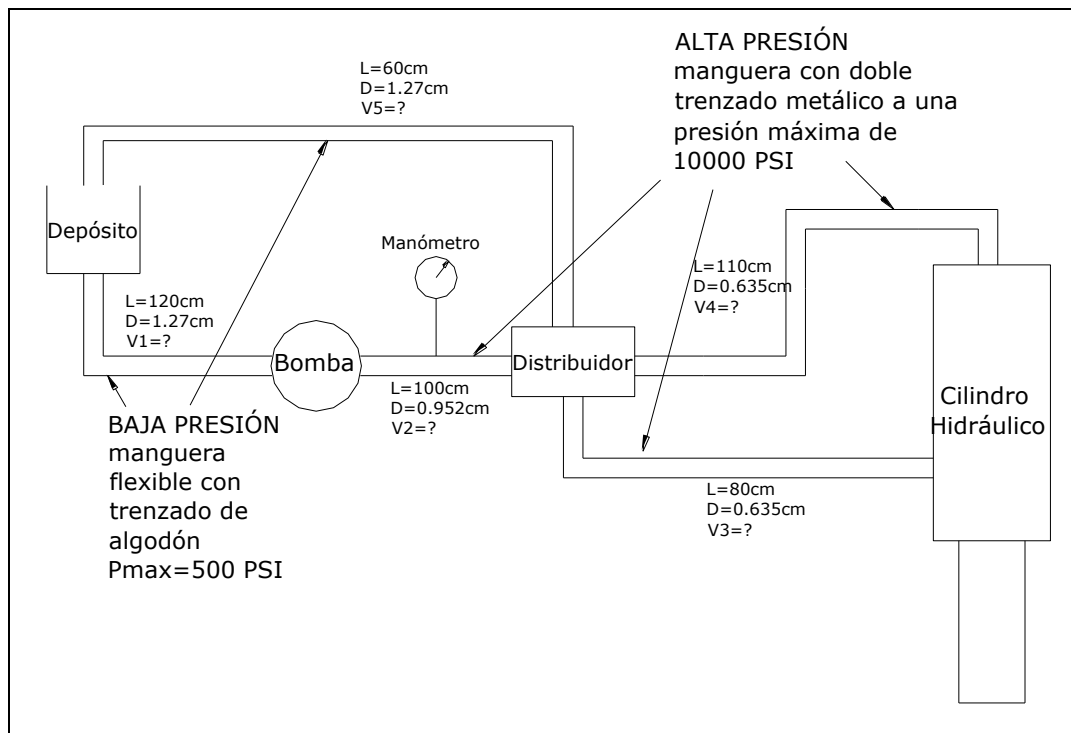


Fig. 2.17 Tuberías del circuito hidráulico.

2.2.7.1 Mangueras de baja presión

2.2.7.1.1 Cálculo de la velocidad del fluido en las mangueras de baja presión.

La velocidad del fluido en este tramo de tubería se determina en base a la ecuación de continuidad [Ecuación (1.11)]. La representación gráfica se presenta en la *figura 2.18*.

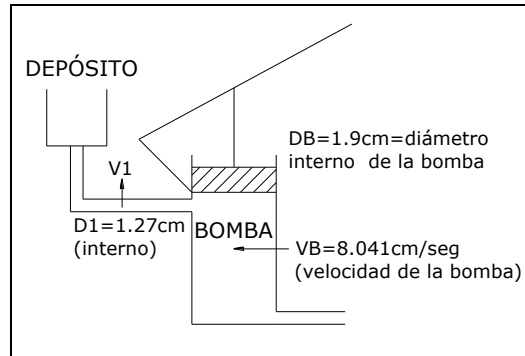


Fig. 2.18 Mangueras de baja presión

Entonces tenemos que:

$$Q = A \times V = 1,37 \text{ lit} / \text{min} .$$

$$A \times V_1 = A_B \times V_B$$

$$\frac{\pi \times D_1^2 \times V_1}{4} = \frac{\pi \times D_B^2 \times V_B}{4}$$

$$V_1 = \frac{D_B^2 \times V_B}{D_1^2}$$

$$V_1 = \frac{(1,9 \text{ cm})^2 \times 8,041 \text{ cm} / \text{seg}}{(1,27 \text{ cm})^2}$$

$$V_1 = 17,997 \text{ cm} / \text{seg}$$

Esta velocidad en este tramo es igual a la velocidad de retorno del fluido desde el distribuidor al tanque; es decir que: $V_1 = V_5 = 17,997 \text{ cm} / \text{seg}$.

2.2.7.2 Mangueras de alta presión.

En los tramos de tubería de alta presión procederemos a calcular los siguientes parámetros.

- ☞ Las velocidades de flujo en cada tramo.
- ☞ El tipo de flujo.
- ☞ La pérdida de presión en los respectivos tramos.

2.2.7.2.1 Tubería de la bomba hacia el distribuidor.

El esquema y los datos en este tramo de tubería se representan en la *figura 2.19*

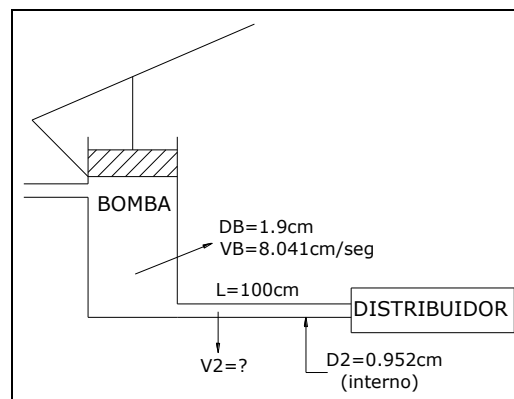


Fig. 2.19 Tubería de alta presión.

La velocidad en este tramo será: [Ecuación (1.11)].

$$D_2^2 \times V_2 = D_B^2 \times V_B$$

$$V_2 = \frac{D_B^2 \times V_B}{D_2^2}$$

$$V_2 = \frac{(1,9cm)^2 \times 8,041cm / seg}{(0,925cm)^2}$$

$$V_2 = 32,028cm / seg$$

De igual podemos calcular el régimen de flujo conociendo la viscosidad cinemática del fluido (Aceite SAE 10W) la misma que es:

$$vi = \text{Viscosidad cinemática} = 5^\circ E \text{ (medida de la viscosidad)}$$

Y de acuerdo a la ecuación (1.24) tenemos:

$$vi = (0,0731^\circ E - \frac{0,0631}{^\circ E})cm^2 / seg = Stoke$$

$$vi = (0,0731 \times 5 - \frac{0,0631}{5})cm^2 / seg$$

$$vi = 0,3528cm^2 / seg$$

Entonces el número de Reynolds [Ecuación (1.25)] será:

$$Re = \frac{32,028cm / seg \times 0,952cm}{0,3528cm^2 / seg}$$

$$Re = 86,4$$

Por lo tanto corresponde a un *flujo laminar* ya que:

$$Re (86,4) < Re \text{ crítico } (2300)$$

Sabiendo que el coeficiente de rozamiento en régimen laminar es:

$$\lambda = \frac{64}{Re}$$

$$\lambda = 0,74$$

Y la densidad del aceite SAE 10W es $\delta = 0,9 \text{ gr.} / cm.^3$

Tenemos que las pérdidas de presión son: [Ecuación (1.23)]

$$\Delta P_2 = \frac{\lambda_2 \times L_2 \times V_2^2 \times \delta}{2 \times g \times D_2}$$

$$\Delta P_2 = \frac{0,74 \times 100cm \times (32,028cm / seg)^2 \times 0,0009Kg / cm^3}{2 \times 980cm / seg.^2 \times 0,952cm}$$

$$\Delta P_2 = 0,0366Kg / cm^2 \cong 0,52PSI$$

2.2.7.2.2 Tubería del distribuidor hacia el cilindro hidráulico (Sentido de avance).

El esquema y los datos en este tramo de tubería se representan en la *figura 2.20*.

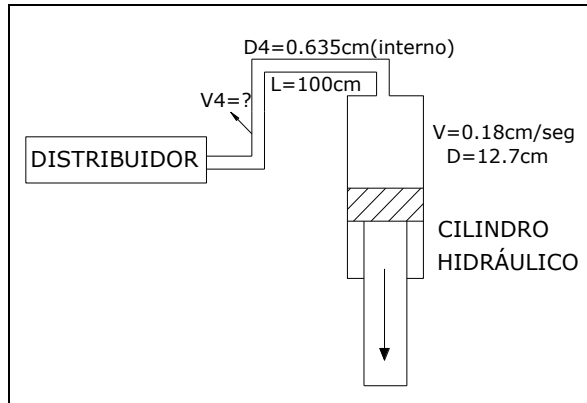


Fig. 2.20 Tubería de alta presión (Avance)

La velocidad en este tramo será: [Ecuación (1.11)].

$$V_4 = \frac{D^2 \times V}{D_4^2}$$

$$V_4 = \frac{(12,7cm)^2 \times 0,18cm / seg.}{(0,635cm)^2}$$

$$V_4 = 72cm / seg.$$

Su régimen de flujo según el Número de Reynolds es:

$$R_e = \frac{V_4 \times D_4}{\nu}$$

$$R_e = \frac{72cm / seg. \times 0,635cm}{0,3528cm^2 / seg.}$$

$$R_e = 129,592 < 2300 \Rightarrow \text{Flujo Laminar}$$

Y por lo tanto la caída (pérdida) de presión en este tramo es:

$$\Delta P_4 = \frac{64}{Re} \times \frac{L_4 \times V_4^2 \times \delta}{2 \times g \times D_4}$$

$$\Delta P_4 = \frac{64 \times 110cm \times (72cm / seg.)^2 \times 0,0009Kg / cm^3}{129,592 \times 2 \times 980cm / seg^2 \times 0,635cm}$$

$$\Delta P_4 = 0,204Kg / cm^2 \cong 2,896PSI$$

2.2.7.2.3 Tubería del distribuidor hacia el cilindro hidráulico (Sentido de retroceso).

El esquema y los datos en este tramo de tubería se representan en la figura 2.21.

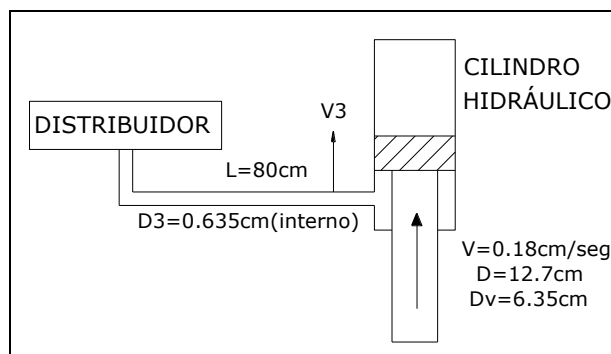


Fig. 2.21 Tubería de alta presión (Retroceso)

La velocidad en este tramo será:

$$V_3 = \frac{(D^2 - D_v^2) \times V}{D_3^2}$$

$$V_3 = \frac{((12,7\text{cm})^2 - (6,35\text{cm})^2) \times 0,180\text{cm} / \text{seg}}{(0,635\text{cm})^2}$$

$$V_3 = 54\text{cm} / \text{seg}$$

El régimen de trabajo es:

$$\text{Re} = \frac{V_3 \times D_3}{\nu_i}$$

$$\text{Re} = \frac{54\text{cm} / \text{seg} \times 0,635\text{cm}}{0,3528\text{cm}^2 / \text{seg}}$$

$$\text{Re} = 97,194 < 2300 \Rightarrow \text{Flujo Laminar}$$

La caída de presión es:

$$\Delta P_3 = \frac{64 \times L_3 \times V_3^2 \times \delta}{\text{Re} \times 2 \times g \times D_3}$$

$$\Delta P_3 = \frac{64 \times 80\text{cm} \times (54\text{cm} / \text{seg})^2 \times 0,0009\text{Kg} / \text{cm}^3}{97,194 \times 2 \times 980\text{cm} / \text{seg}^2 \times 0,635\text{cm}}$$

$$\Delta P_3 = 0,111\text{Kg} / \text{cm}^2 \cong 1,580\text{PSI}$$

2.2.8 Selección de accesorios hidráulicos.

2.2.8.1 Selección de Racores.

Los acoplamientos entre los diferentes dispositivos y los tramos de manguera, son desmontables, con roscas normalizadas. Estos generalmente son de Bronce para las bajas presiones y Acerados para altas presiones (5000PSI). La utilización de uno u otro racor, depende del tipo de rosca, posición de mangueras con accesorios y de la facilidad para el montaje y desmontaje de estos.

En el ANEXO 8 se presentan los distintos tipos de acoples, de acuerdo a la aplicación en sistemas hidráulicos, con sus respectivos roscas normalizadas.

2.2.8.2 Selección del Manómetro.

El manómetro es un instrumento muy útil en toda instalación hidráulica, y más en el proyecto que necesariamente debemos conocer la presión hidráulica y de esta forma poder determinar la fuerza de tracción en el cilindro.

Seleccionamos un manómetro del tipo Bourdon, cuyo rango de presión va de 0 a 5000PSI; El diámetro de la carátula indicadora es de 4 pulg; consta además de dos agujas indicadoras, una que mide la presión gradual y otra que marca la presión máxima alcanzada.

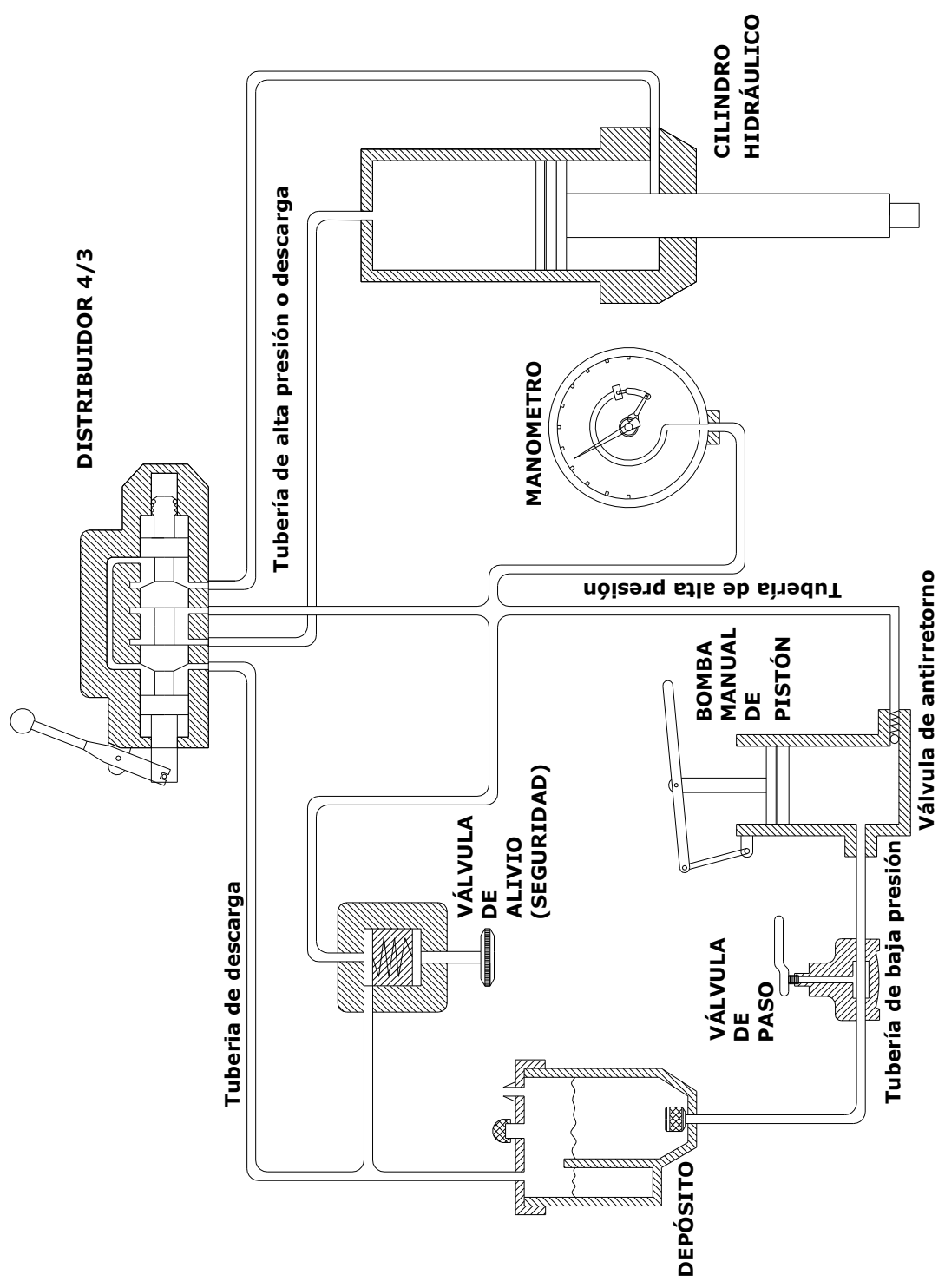
2.2.8.3 Selección del filtro

La selección del filtro se la realiza de acuerdo al grado de retención de impurezas, en el presente proyecto utilizamos un Filtro de tela metálica, cuyo grado de filtración es de 50 μ , el mismo esta montado en la fase de llenado del depósito (Tapa de depósito).

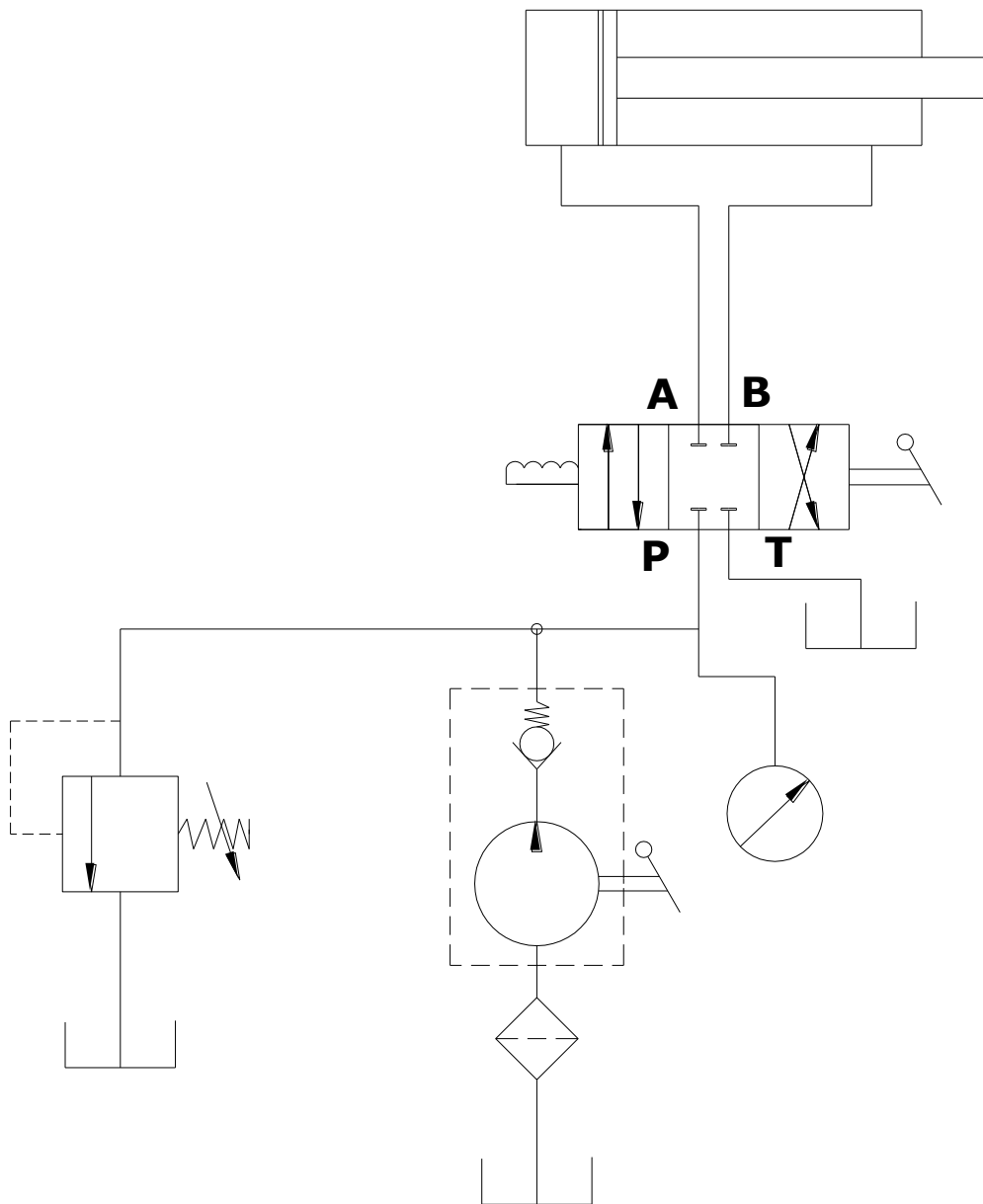
2.2.9 Diagramas del circuito hidráulico.

Todos los elementos y accesorios hidráulicos tienen su propia representación simbólica; Y de acuerdo a la norma CETOP (Comité Europeo de Transmisiones Oleohidráulicas y Neumáticas) se dan a conocer en el ANEXO 9.

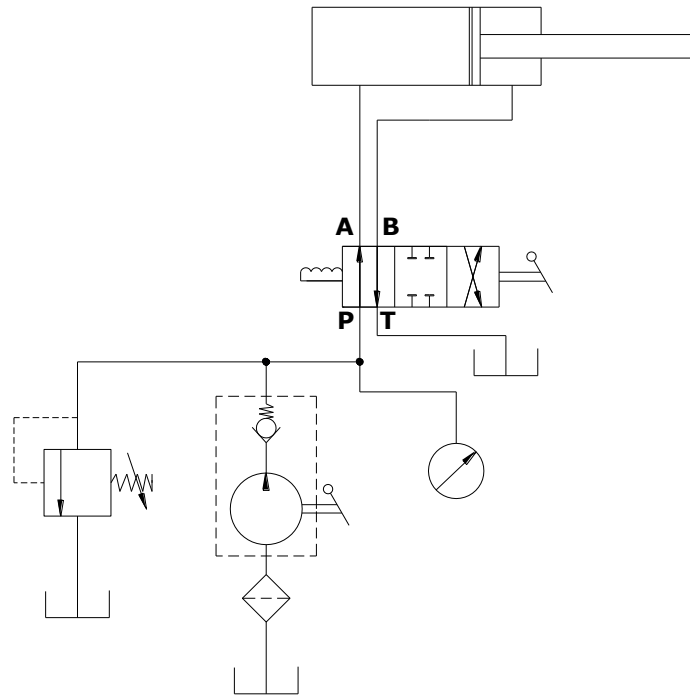
2.2.9.1 Diagrama Funcional del Circuito Hidráulico.



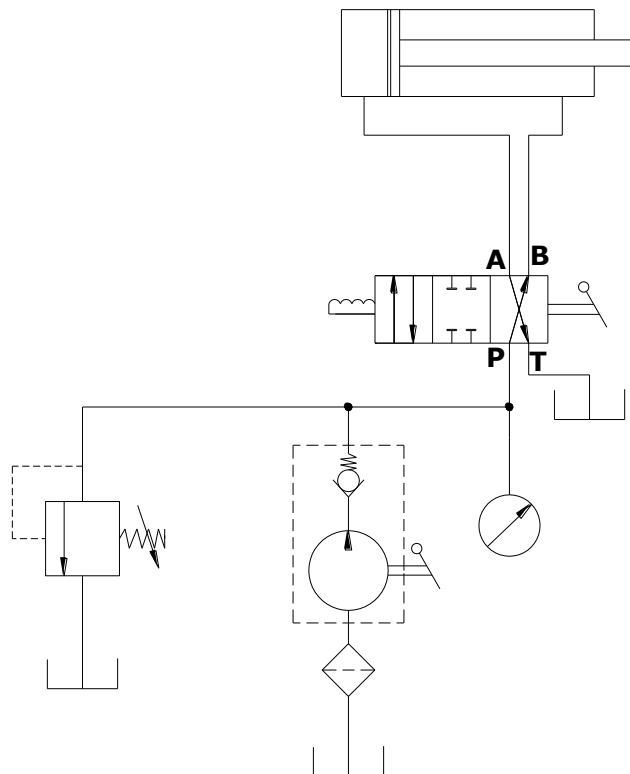
2.2.9.2 Mando de un cilindro hidráulico de doble efecto, en posición de reposo.



2.2.9.3 Mando de un cilindro hidráulico de doble efecto, en sentido de avance.



2.2.9.4 Mando de un cilindro hidráulico de doble efecto, en sentido de retroceso.



2.3 DISEÑO ESTRUCTURAL.

2.3.1 Cálculo de la viga.

2.3.1.1 Selección del material.

Los perfiles son de acero laminado o colado obtenido por cualquiera de los procedimientos usuales, como horno eléctrico, Martín Siemens, proceso LD (convertidor), etc. para los cuales se establece sus características mecánicas (límite elástico), resistencia a la tracción, alargamiento de rotura, doblado, resiliencia, así como también la composición química.

A continuación se detallan las cargas para el Acero Laminado:

Tabla 2.3.- Características del Acero Laminado.

CARGAS PARA PERFILES DE ACERO LAMINADO.					
	Tipo de acero (representación simbólica)	σ elástica Kg./cm. ²	σ rotura Kg./cm. ²	σ admisible Kg./cm. ²	
				Máxima	Mínima
Acero suave	A36	2400	4100	1640	1455
	A42	2600	4600	1780	1575
Acero duro	A52	3600	5700	2465	2180

FUENTE: Equipo Técnico EDEBE, *Tecnología Mecánica III: Matricería y Moldes*, Pg. 101.

Las características comunes de estos tres tipos de aceros son:

- Módulo de elasticidad.....E = 2100000 Kg./cm.²
- Módulo de rigidez.....G = 810000 Kg./cm.²
- Coeficiente de Poisson..... $\mu = 0,30$
- Coeficiente de dilatación lineal..... $\alpha = 0,000012$ mm. por 1° C

El material seleccionado para la viga es de acero suave A42 con un límite de fluencia mínima, 2600 Kg. /cm.² o 26 Kg. /mm.²

2.3.1.2 Cálculo de la tensión de trabajo y del esfuerzo cortante máximo.

Para el cálculo de la tensión admisible de trabajo asumiremos un coeficiente de seguridad de 1,6; (Ver ANEXO 19) el cual nos garantiza la resistencia de la viga; considerando la tensión límite de elasticidad de 2600kg/cm.², se tiene que la tensión admisible o de trabajo es: [(Ecuación (1.38)].

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

$$\sigma_t = \frac{2600kg/cm^2}{1,6}$$

$$\sigma_t = 1625Kg/cm^2$$

El esfuerzo cortante máximo para la viga es: [Ecuación (1.37)].

$$\tau = \frac{\sigma_t}{\sqrt{3}}$$

$$\tau = \frac{1625 \text{Kg} / \text{cm}^2}{\sqrt{3}}$$

$$\tau = 938,2 \text{Kg} / \text{cm}^2$$

2.3.1.3 Determinación de la fuerza máxima de la viga.

Para la determinación de la fuerza puntual que soporta la viga se considera la fuerza de empuje del cilindro hidráulico ($F_c = 26714,2 \text{ Kg.}$), además del peso total del cilindro ($W = 109,123 \text{ Kg.}$), Por lo que:

$$P' = F_c + W$$

$$P' = (26714,2 + 109,123) \text{Kg}$$

$$P' = 26823,323 \text{Kg}$$

Utilizando un factor de diseño ($K=1.11$) (Ver ANEXO 19), obtenemos una fuerza máxima de trabajo, que es:

$$P = P' \times K$$

$$P = 26823,323 \text{kg} \times 1,11$$

$$P = 29773.88 \text{kg} \approx 30000 \text{kg}$$

2.3.1.4 Cálculo de las reacciones.

Con la fuerza puntual ejercida sobre la viga, calculamos las reacciones en los apoyos, tomando en cuenta la distancia de separación entre los apoyos, tal como indica la *figura 2.22*.

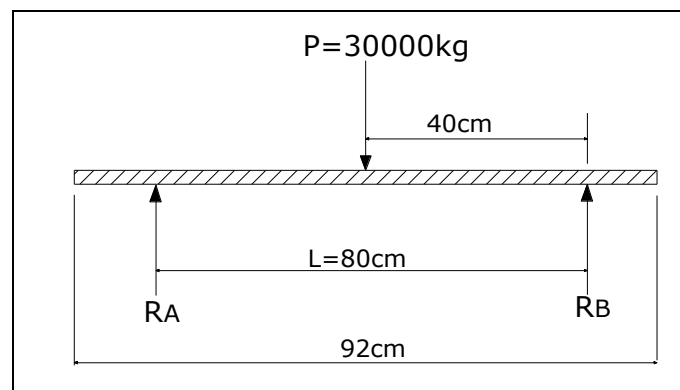


Fig. 2.22 Cargas en la viga

Aplicando la ecuación de equilibrio estático ($\sum F_y = 0$), las reacciones quedan determinadas por:

$$R_A = R_B = \frac{P}{2}$$

$$R_A = \frac{30000 \text{kg}}{2}$$

$$R_A = R_B = 15000 \text{kg}$$

2.3.1.5 Cálculo del Momento Flector máximo.

Como se trata de una viga cuya fuerza puntual esta ubicada en el centro y sus reacciones son equidistantes según la *tabla 1.2* del Marco Teórico tenemos que el momento flector máximo es:

$$M_{f\text{m}\acute{a}x} = \frac{P \times L}{4} \text{ Donde : } L = 80\text{cm}$$

$$M_{f\text{m}\acute{a}x} = \frac{30000\text{kg} \times 80\text{cm}}{4}$$

$$M_{f\text{m}\acute{a}x} = 600000\text{kg.cm}$$

Y su representación gráfica se presenta en la *figura 2.23*.

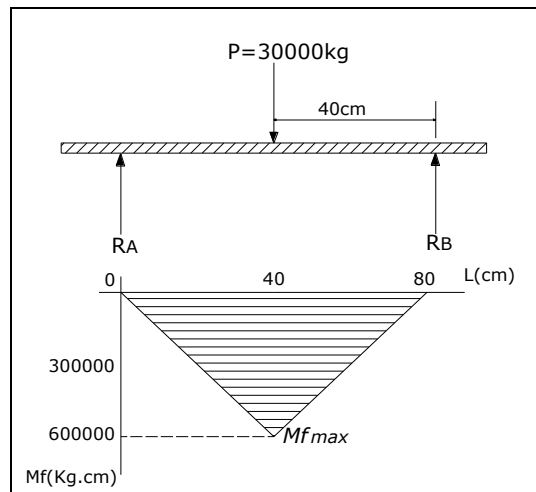


Fig. 2.23 Diagrama del momento flector máximo de la viga.

El momento flector también puede ser determinado por el método de las secciones, es decir, encontrando en cada tramo el momento flector respectivo.

2.3.1.6 Cálculo de la tensión cortante.

De igual la fuerza cortante para esta viga, esta dada en la *tabla 1.2* del Marco Teórico, siendo:

$$V = R_A - P$$

$$V = 15000\text{Kg} - 30000\text{kg}$$

$$V = -15000\text{Kg}$$

$$V = 15000\text{Kg} \Rightarrow \text{Al lado derecho de } P$$

La representación gráfica de la fuerza cortante se representa en la *figura 2.24*.

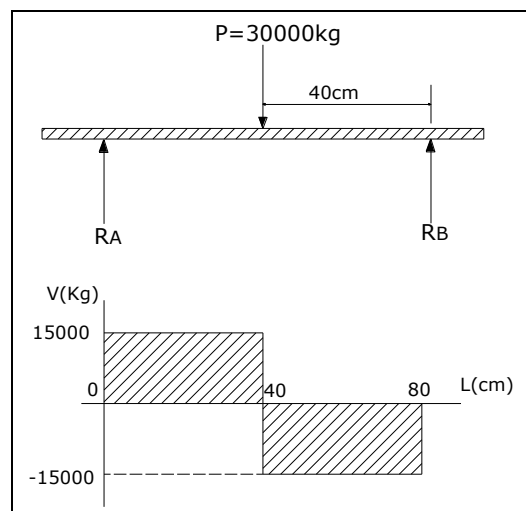


Fig. 2.24 Diagrama del esfuerzo cortante de la viga.

Así mismo esta fuerza cortante puede ser determinada por el método de secciones.

2.3.1.7 Cálculo del momento resistente (W_x):

El momento resistente de la viga que permita resistir la carga concentrada P , está en función del Momento flector máximo y la tensión de trabajo de la siguiente manera:

$$W_x \geq \frac{M_{f\text{máx}}}{\sigma_t} = \frac{\text{Momento flector máximo}}{\text{Tensión de trabajo}}$$

$$W_x \geq \frac{6000000 \text{ kg.cm}}{1625 \text{ kg/cm}^2}$$

$$W_x \geq 369,23 \text{ cm}^3$$

Cabe indicar que para nombrar el momento resistente algunos autores toman distinta simbología y puede ser bien W o R .

2.3.1.8 Selección del perfil para la viga.

Para la selección del perfil adecuado es necesario el manejo de las distintas tablas, en las que constan las dimensiones, secciones, peso por metro, momentos de inercia, momentos resistentes, radios de giro, situación y diámetros de agujeros máximos, y posición de los ejes de gravedad.

En base al momento resistente requerido en el proyecto seleccionamos dos perfiles laminados UPN 200 (figura 2.25), cuyos parámetros técnicos se hallan en el ANEXO 10.

2.3.1.9 Cálculo verificativo del momento resistente del perfil seleccionado.

Según el ANEXO 10 el peso por metro del perfil seleccionado (UPN 200) es $P=25,3 \text{ Kg/m}$.

Entonces la carga uniforme en la viga ($L=92 \text{ cm}$) es:

$$C = P \times L$$

$$C = 25,3 \text{ kg/m} \times 0,92 \text{ m}$$

$$C = 23,276 \text{ kg.}$$

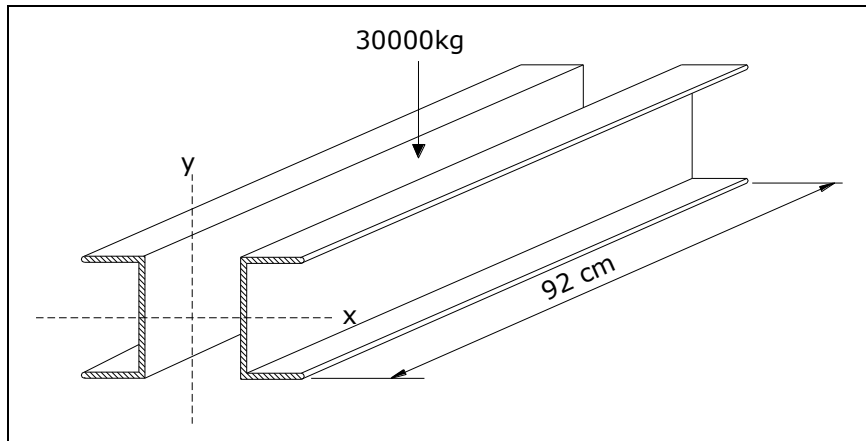


Fig. 2.25 Diagrama de diseño de la viga.

Por lo que el momento flector según la tabla (1.2) es:

$$M_f = \frac{C \times L}{8}$$

$$M_f = \frac{23,276 \text{ kg} \times 92 \text{ cm}}{8}$$

$$M_f = 267,674 \text{ kg.cm}$$

El momento para resistir la carga uniforme (Peso propio) del perfil es:

$$Wx_1 = \frac{Mf}{\sigma} = \frac{267,674kg \cdot cm}{1625kg/cm^2}$$

$$Wx_1 = 0,164cm^3.$$

El momento resistente total esta dado por la suma del momento con respecto al peso y el momento de la carga concentrada $Wx=369,23cm^3$.

$$Wx_T = Wx + Wx_1$$

$$Wx_T = 369,23cm^3 + 0,164cm^3$$

$$Wx_T = 369,394cm^3$$

Por consiguiente con los dos perfiles UPN 200 se tiene: (ANEXO 11).

$$Wx = 382cm^3 > 369,394cm^3 \text{ (calculado).}$$

Evidenciando que el perfil seleccionado es el adecuado.

2.3.1.10 Cálculo de la flecha del perfil.

La flecha provocada por la carga (Figura 2.26) en el perfil es: [Tabla(1.2)]

$$f = \frac{P \times L^3}{48 \times E \times I}$$

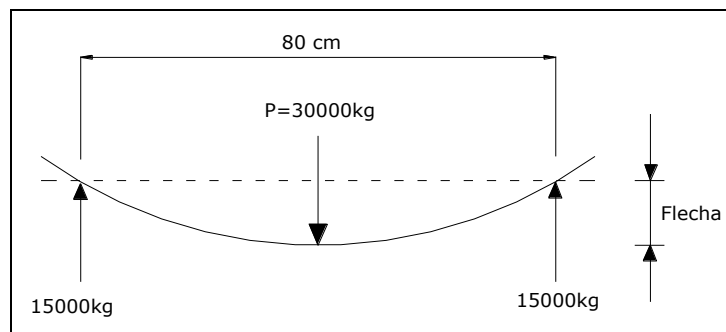


Fig. 2.26 Flecha de la viga.

Siendo:

$$E = \text{Módulo de Elasticidad} = 2100000kg/cm^2$$

$$L = \text{Lóngitud de separación de apoyos} = 80cm$$

$$P = \text{fuerza aplicada a la viga} = 30000Kg$$

$$Ix = \text{momento de inercia}$$

$$Ix = 1910cm^4 \times 2 = 3820cm^4 \text{ (2UPN) respecto al eje } x - x \Rightarrow \text{Ver ANEXO11}$$

Reemplazando valores tenemos:

$$f = \frac{30000kg \times (80cm)^3}{48 \times 2100000kg/cm^2 \times 3820cm^4}$$

$$f = 0,0398cm = 0,398mm$$

2.3.1.11 Cálculo de la flecha máxima ($f_{m\acute{a}x}$).

Es importante comprobar la flecha con el aumento del peso del perfil, [Tabla (1.2)] es decir que:

$$f_{\text{máx}} = f + f_c$$

$$f_{\text{máx}} = \frac{P \times L^3}{48 \times E \times I} + \frac{5 \times C \times L^3}{384 \times E \times I}$$

$$f_{\text{máx}} = 0,0398\text{cm} + \frac{5 \times 23,276\text{kg} \times (92\text{cm})^3}{384 \times 2100000\text{kg/cm}^2 \times 3820\text{cm}^4}$$

$$f_{\text{máx}} = 0,03983\text{cm} = 0,3983\text{mm}$$

2.3.1.12 Esfuerzo cortante (τ_1).

La determinación del esfuerzo cortante, esta dado por la fuerza cortante y el área de los dos perfiles. [Ecuación (1.33)].

$$\tau_1 = \frac{V}{A}$$

$$\tau_1 = \frac{15000\text{kg}}{64,4\text{cm}^2}$$

$$\tau_1 = 232,92\text{kg/cm}^2 < 938,2\text{kg/cm}^2$$

2.3.2 Cálculo de las Platabandas

Es necesario calcular las dos placas que se montarán en la viga, como muestra la *figura 2.27*.

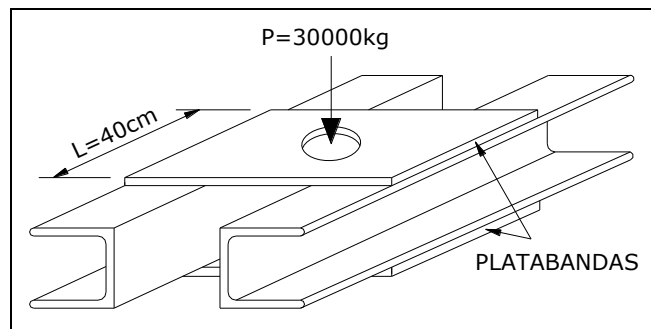


Fig. 2.27 Flecha de la viga.

2.3.2.1 Espesor de las platabandas (e).

El cilindro hidráulico se monta en el centro de las platabandas, por lo que conviene separar éstas, una distancia de 25 cm, por lo tanto el diagrama de separación de los perfiles y por ende de la platabanda es: (*Figura 2.28*).

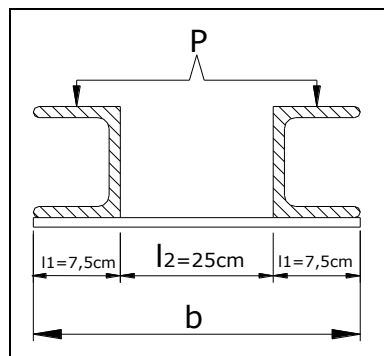


Fig. 2.28 Dimensiones de la platabanda.

La presión admisible en el material debajo de la placa (K_{adm}), derivada de la ecuación (1.31) es:

$$K_{adm} = \frac{P}{A}$$

$$K_{adm} = \frac{P}{b \times l}$$

$$K_{adm} = \frac{30000kg}{40cm \times 40cm}$$

$$K_{adm} = 18,75kg/cm^2.$$

Y el espesor mínimo de las platabandas viene expresado por:

$$e \geq (b - 2 \times l_1) \times 0,225 \times \sqrt{\frac{3 \times K_{adm}}{\sigma p}} \text{ o}$$

$$e \geq l_2 \times 0,225 \times \sqrt{\frac{3 \times K_{adm}}{\sigma p}}$$

Siendo

$\sigma p =$ Tensión transversal de la palanca : $1200kg/cm^2$. Ver ANEXO 5.

Reemplazando datos tenemos que:

$$e \geq 25cm \times 0,225 \times \sqrt{\frac{3 \times 18,75kg/cm^2}{1200kg/cm^2}}$$

$$e \geq 1,217cm$$

En base a este cálculo adoptamos un espesor comercial $e = 1/2 \text{ pulg} = 1,27cm$

2.3.2.2 Cálculo del momento de Inercia de las platabandas.

El momento de inercia de acuerdo a la figura 2.29 es:

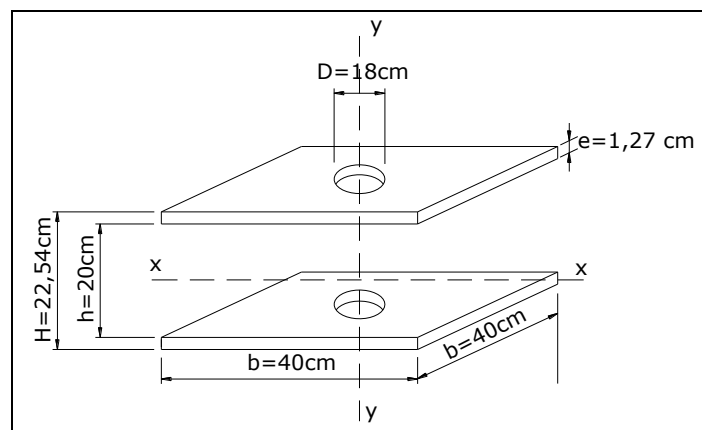


Fig. 2.29 Situación y dimensiones de las platabandas.

$$I_{xx} = \frac{b}{12} [H^3 - h^3] - \frac{D}{12} [H^3 - h^3]$$

$$I_{xx} = \frac{40cm}{12} [(22,54cm)^3 - (20cm)^3] - \frac{18cm}{12} [(22,54cm)^3 - (20cm)^3]$$

$$I_{xx} = 6327,72cm^4$$

2.3.2.3 Cálculo del módulo de sección o Momento resistente.

De la misma forma el momento resistente de las platabandas es: (Figura 2.30)

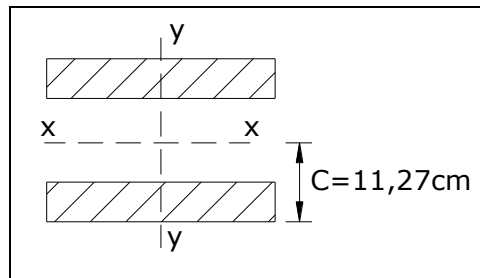


Fig. 2.30 Sección transversal de platabandas.

$$W_{xx} = \frac{I_{xx}}{C} = \frac{b}{6} \left[\frac{H^3 - h^3}{H} \right] - \frac{D}{6} \left[\frac{H^3 - h^3}{H} \right]$$

$$W_{xx} = \frac{6327,72cm^4}{11,27cm}$$

$$W_{xx} = 561,465cm^3$$

2.3.2.4 Cálculo del radio de giro de las platabandas.

Derivada de la ecuación (1.46), tenemos que el radio de giro es:

$$ix = \sqrt{\frac{H^3 - h^3}{12(H - h)}}$$

$$ix = \sqrt{\frac{(22,54cm)^3 - (20cm)^3}{12 \times (22,54cm - 20cm)}}$$

$$ix = 10,64cm$$

2.3.2.5.- Cálculo de la carga máxima que soportan las dos platabandas.

Tenemos que el momento flector que soportan las platabandas en función a la tensión de trabajo es:

$$Mf = W_{xx} \times \sigma_t$$

$$Mf = 561,465cm^3 \times 1625kg/cm^2$$

$$Mf = 912380,625Kg.cm$$

Si consideramos que

$$Mf = \frac{P_{max} \times L}{4} + \frac{C \times L}{8}$$

Donde:

$C =$ peso de las dos placas

$$C = L \times \gamma \times V_p$$

Siendo:

γ = peso específico de las dos planchas.

$$\gamma_{Acero} = 7,77 \text{ gr} / \text{cm}^3$$

V_p = Volumen de la placa

$$V_p = V_1 - V_2$$

$$V_p = b \times b \times e - \frac{\pi}{4} \times D^2 \times e$$

$$V_p = 40 \text{ cm} \times 40 \text{ cm} \times 1,27 \text{ cm} - \frac{\pi}{4} \times (18 \text{ cm})^2 \times (1,27 \text{ cm})$$

$$V_p = 1708,82 \text{ cm}^3$$

Entonces:

$$C = 2 \times 7,77 \text{ gr} / \text{cm}^3 \times 1708,82 \text{ cm}^3$$

$$C = 26555,13 \text{ gr}$$

La carga máxima que soportan las platabandas derivada de la ecuación inicial es:

$$P_{\text{máx}} = \frac{8M_f - (C \times L)}{4 \times L}$$

$$P_{\text{máx}} = \frac{8 \times 912380,625 \text{ kg.cm} - (26,55 \text{ kg} \times 40 \text{ cm})}{4 \times 40 \text{ cm}}$$

$$P_{\text{máx}} = 45612,39 \text{ Kg} > 30000 \text{ Kg}$$

Evidenciando que las platabandas están en la capacidad de soportar la carga producida por el cilindro hidráulico.

2.3.3 Cálculo de la carga de los pernos de sujeción de las platabandas con los perfiles.

Los pernos a utilizar serán construidos con eje de transmisión SAE1018, cuyo esfuerzo mínimo a la fluencia es $\sigma = 3100 \text{ Kg/cm}^2$, Debemos considerar además que el diámetro máximo permisible en las alas de los perfiles UPN 200 es $d_{\text{max}} = 23 \text{ mm}$ Ver ANEXO 10

La carga que soportan los pernos dependen del número de éstos, para el cual consideramos $n_p = 8$; es decir que: (Figura 2.31)

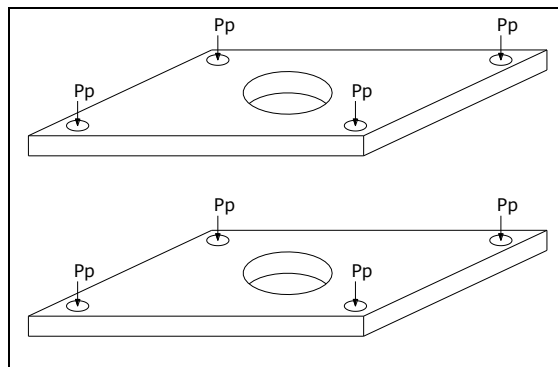


Fig. 2.31 Determinación de los agujeros para los pernos.

$$P_p = \frac{P}{n_p}$$

$$Pp = \frac{30000kg}{8}$$

$$Pp = 3750kg.$$

2.3.3.1 Cálculo del momento de giro de los pernos (T).

A sabiendas de que el diámetro máximo permisible en los perfiles es $d_{max}=23mm$, asumiremos pernos de 7/8 NC (Rosca Whitworth), cuyos datos característicos según el ANEXO 12, son los siguientes:

Rosca whitworth 7/8 NC (Rosca gruesa)

Diámetro exterior (D) = 22,226mm.

Diámetro del núcleo (Di) = 18,611mm.

Diámetro medio (Dm) = 20,419mm.

Paso (Q) = 2,822mm.

Altura del filete (h) = 1,806mm.

Ancho del filete (b) = 2,822mm.

B = 55° Angulo de los flancos.

$$\theta = \frac{55^\circ}{2} = 27,5^\circ$$

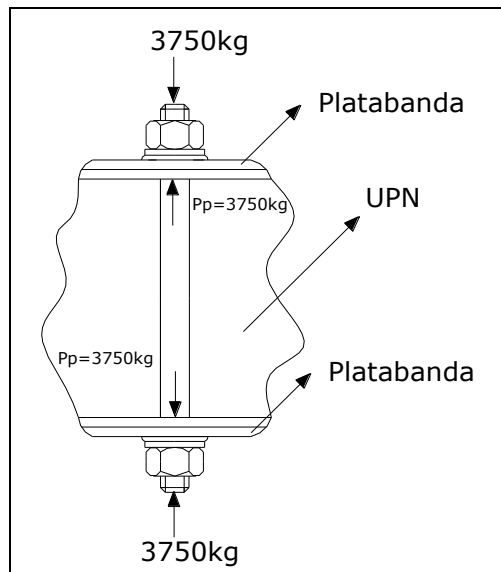


Fig. 2.32 Acople de la viga y platabanda..

El ángulo de la hélice de la rosca del perno (Figura 2.33) (α) es: [Ecuación (1.54)]

$$\text{Tang}\alpha = \frac{\text{Avance}}{\pi \times Dm} = \frac{Q \times (\text{numero de entradas} = 1)}{\pi \times Dm}$$

$$\text{Tang}\alpha = \frac{2,822mm \times 1}{\pi \times 20,419mm}$$

$$\text{Tang}\alpha = 0,0439$$

$$\alpha = 2,52^\circ$$

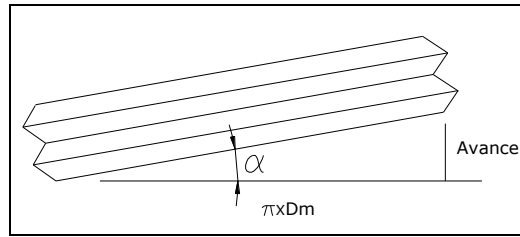


Fig. 2.33 Ángulo de la hélice del perno.

Por lo que la pendiente del perfil (Figura 2.34)(θ_n) es: [Ecuación (1.55)]

$$\begin{aligned} \text{Tang } \theta_n &= \text{Tang } \theta \times \text{Cos } \alpha \\ \text{Tang } \theta_n &= \text{Tang } 27,5^\circ \times \text{Cos } 2,52^\circ \\ \text{Tang } \theta_n &= 0,52 \\ \theta_n &= 27,47^\circ \end{aligned}$$

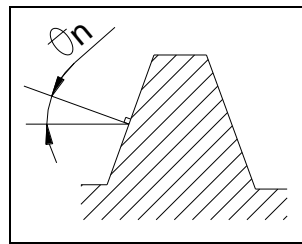


Fig. 2.34 Pendiente del perfil del perno.

Entonces el Momento de giro del perno es: [Ecuación (1.56)]; Siendo:

f = coeficiente de rozamiento, para el acero en seco $f = 0,15$

$$T = \frac{3750 \text{ kg} \times 20,419 \text{ mm}}{2} = \left[\frac{0,0439 + \frac{0,15}{\text{Cos } 27,47^\circ}}{1 - \frac{0,15 \times 0,0439}{\text{Cos } 27,47^\circ}} \right]$$

$$T = 8216,2 \text{ Kg} \cdot \text{mm}$$

$$T = 821,61 \text{ Kg} \cdot \text{cm}$$

2.3.3.2 Cálculo de la presión de contacto entre el perno y tuerca (W):

El esfuerzo de contacto entre el perno y la tuerca en el apriete, viene dado por la ecuación (1.59):

Siendo:

n = Número de vueltas de la rosca sometida a la carga

$$n = \frac{\text{Longitud de la tuerca}}{\text{Paso}(Q)} \quad \text{Longitud de la tuerca: } 18 \text{ mm (Ver ANEXO 13)}$$

$$n = \frac{18 \text{ mm}}{2,822 \text{ mm}}$$

$$n = 6,37 \text{ vueltas.}$$

Reemplazando estos datos en la ecuación (1.59), tenemos:

$$W = \frac{3750 \text{ kg}}{\pi \times 6,37 \times 2,0419 \text{ cm} \times (0,1806 \text{ cm})}$$

$$W = 507,5 \text{ kg} / \text{cm}^2$$

2.3.3.3 Cálculo de los esfuerzos en la rosca.

El esfuerzo de flexión en la base de la rosca (σ_f) es: [Ecuación (1.57)]

$$\sigma_f = \frac{3 \times Pp \times h}{\pi \times n \times Dm \times b^2}$$
$$\sigma_f = \frac{3 \times 3750 \text{kg} \times 0,1806 \text{cm}}{\pi \times 6,37 \times 2,0419 \text{cm} \times (0,2822 \text{cm})^2}$$
$$\sigma_f = 624,356 \text{kg} / \text{cm}^2.$$

El esfuerzo cortante transversal (τ_m) es: [Ecuación (1.58)]

$$\tau_m = \frac{Pp}{\pi \times Dm \times n \times b.}$$
$$\tau_m = \frac{3750 \text{kg}}{\pi \times 0,2822 \text{cm} \times 6,37 \times (2,0419 \text{cm})}$$
$$\tau_m = 325,2 \text{kg} / \text{cm}^2.$$

2.3.3.4 Cálculo del esfuerzo de compresión en el núcleo. (σ_c)

El esfuerzo que sufrirá el núcleo del perno esta dado por la ecuación (1.60).

$$\sigma_c = \frac{Pp}{\text{Area base}} = \frac{4 \times Pp}{\pi \times Di^2}$$
$$\sigma_c = \frac{4 \times 3750 \text{kg}}{\pi \times (1,8611 \text{cm})^2}$$
$$\sigma_c = 1378,48 \text{kg} / \text{cm}^2$$

Con esto evidenciamos que este esfuerzo es menor al esfuerzo máximo de compresión

2.3.3.5 Cálculo del esfuerzo cortante de tensión (σ_s): En los ejes x e y (en el núcleo).

Tenemos que el esfuerzo cortante de tensión en el núcleo, conociendo el momento de giro anteriormente calculado, según la ecuación (1.61).

$$\sigma_s = \frac{16 \times T.}{\pi \times Di^3}$$
$$\sigma_s = \frac{16 \times 821,61 \text{kg.cm}}{\pi \times (1,8611 \text{cm})^3}.$$
$$\sigma_s = 649,12 \text{kg} / \text{cm}^2.$$

2.3.3.6 Cálculo del esfuerzo cortante máximo en el núcleo.

La ecuación (1.62) nos permite determinar el máximo esfuerzo cortante al que está sometido el perno por la fuerza Pp. Esto se representa en la figura 2.35.

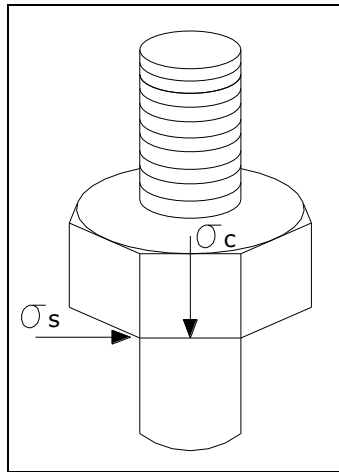


Fig. 2.35 Esfuerzo cortante en el perno.

De manera que:

$$\tau_{\text{máx}} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_c}{2}\right)^2 + \sigma_s^2}$$

$$\tau_{\text{máx}} = \sqrt{\left(\left(\frac{1378,48 \text{ kg/cm}^2}{2}\right)^2 + (649,12 \text{ kg/cm}^2)^2\right)}$$

$$\tau_{\text{máx}} = 946,788 \text{ kg/cm}^2.$$

2.3.3.7 Cálculo de la fuerza necesaria para apretar las tuercas (F).

Para el apriete de las tuercas se puede utilizar una llave, sometiéndola a una palanca de 60 cm, (Figura 2.36) con esto encontraremos la fuerza necesaria para dicha acción.

Despejando la fuerza de la ecuación de momento de giro tenemos:

$$F = \frac{T}{R} = \frac{821,61 \text{ kg.cm}}{60 \text{ cm}}$$

$$F = 13,69 \text{ Kg} = 30,2 \text{ lbf}$$

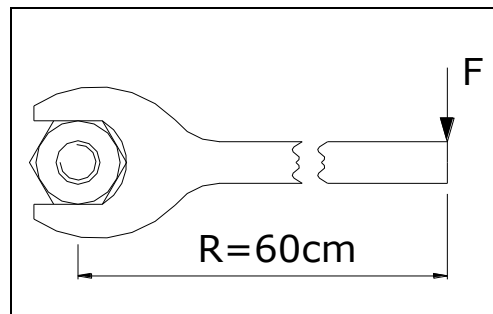


Fig. 2.36 Palanca de apriete.

2.3.4 Cálculo de las columnas.

Consideraremos una columna con extremos articulados (montada por medio de pernos), las fuerzas en las columnas están distribuidas como indica la figura 2.37.

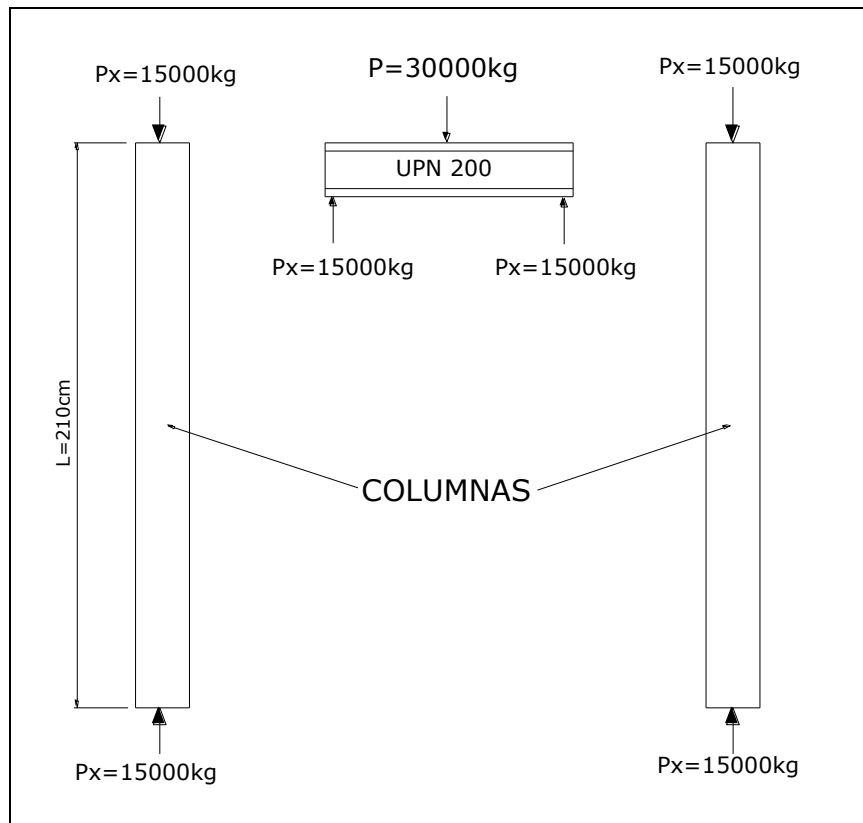


Fig. 2.37 Distribución de fuerzas en la estructura.

2.3.4.1 Selección y cálculo del perfil para las columnas.

Primeramente se igualará la ecuación (1.50) a la fuerza P_x .

$$P_x = \frac{\sigma_{adm} \times A}{\omega} = 15000\text{kg}.$$

Luego excogitaremos la tensión de trabajo en compresión de las columnas que oscila entre 1200 y 1625 Kg/cm^2 , (Ver ANEXO 5), y por razones de seguridad tomaremos el menor esfuerzo; es decir, $\sigma_{adm}=1200\text{Kg/cm}^2$, por lo que:

$$P_x' = \frac{1200\text{kg/cm}^2 \times A}{\omega} = 15000\text{kg}.$$

Después se irá probando por tanteo los diferentes perfiles con el radio de giro, obteniéndose su esbeltez y su coeficiente de pandeo, hasta llegar a determinar el perfil ideal, que deberá soportar la mayor carga a la que se ha igualado en el diseño.

Entonces para las columnas de la máquina se elije un perfil tipo ángulo de lados iguales de $100 \times 100 \times 8$.

Las características de este perfil se enuncian en el ANEXO 14 teniendo:

Sección (A) = $15,7\text{cm}^2$.

$$i_x = 3,06\text{cm} = i_y$$

Por lo que la esbeltez de las columnas de 210 cm , es: [Ecuación (1.48)]

$$\lambda_x = \frac{210\text{cm}}{3,06\text{cm}}$$

$$\lambda_x = 68,63$$

Y del ANEXO 15 se tiene un coeficiente de pandeo $\omega=1,3226$, de acuerdo a la esbeltez calculada.

Por lo que la carga máxima que soporta los perfiles, ubicados según la *figura 2.38* es:

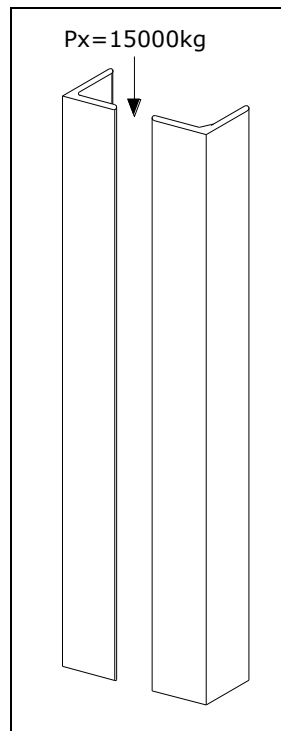


Fig. 2.38 Columna de dos perfiles.

$$P_{x'} = \frac{1200 \text{ Kg} / \text{cm}^2 \times 2(\text{ángulos}) \times 15,7 \text{ cm}^2}{1,3226}$$

$$P_{x'} = 28489,34 \text{ Kg}.$$

Es decir que este tipo de columna soporta en exceso la carga $P_x=15000\text{Kg}$

2.3.4.2 Determinación de longitudes de las presillas.

Las longitudes de separación entre presillas está expresado, como se mencionó en el apartado contextual [Ecuaciones (1.51) y (1.52)], en función del radio de giro de los perfiles y de acuerdo a la *figura 2,39* tenemos:

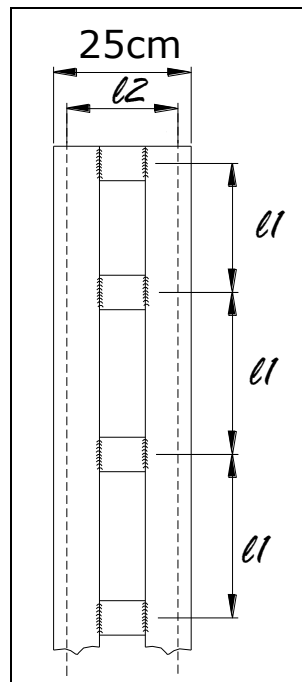


Fig. 2.39 Distancias entre presillas

La longitud de separación máxima entre presillas a lo largo de la columna es:

$$l1 \leq 50 \times 3,06 \text{ cm}$$

$$l1 \leq 153 \text{ cm.}$$

Por lo tanto se adoptará 4 Presillas a una distancia de:

$$l1 = 65 \text{ cm} < 153 \text{ cm} \rightarrow \text{máximo de separación de cada una de las presillas.}$$

De igual manera tenemos que la longitud de separación a lo ancho de las columnas es:

$$l2 \leq 20 \times 3,06 \text{ cm}$$

$$l2 \leq 61,2 \text{ cm.}$$

Entonces $l2$, según la figura 2.40 es:

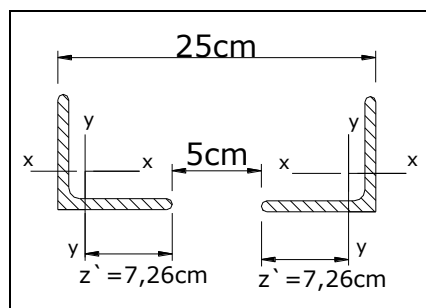


Fig. 2.40 Distancias entre secciones de los perfiles.

$$l2 = 2 \times z' + 5 \text{ cm.}$$

$$l2 = 2 \times 7,26 \text{ cm} + 5 \text{ cm.}$$

$$l2 = 19,52 \text{ cm} < 61,2 \text{ cm.}$$

2.3.4.3 Cálculo de la soldadura de la presilla.

La suelda de las presillas con los ángulos se la realizará con electrodos B-10(E7018), porque es el más indicado para obtener un máximo rendimiento en la unión, ya que es un tipo de suelda elástica.

De acuerdo al fabricante tenemos que el electrodo antes mencionado tiene las siguientes características: (Ver ANEXO 16).

Resistencia a la tracción: $55-57\text{Kg/mm}^2 = 78000 - 80000 \text{ lb/pulg}^2$.

Límite elástico: $42 - 47\text{Kg/mm}^2 = 60000 - 70000 \text{ lb/pulg}^2$.

Con el límite elástico de la soldadura $\sigma_e = 42\text{kg/mm}^2 = 4200\text{kg/cm}^2$, y con un factor de seguridad $n=3,5$, tendremos la tensión normal [Ecuación (1.38)] de la suelda de:

$$\sigma_n = \frac{4200\text{kg/cm}^2}{3,5}$$

$$\sigma_n = 1200\text{kg/cm}^2$$

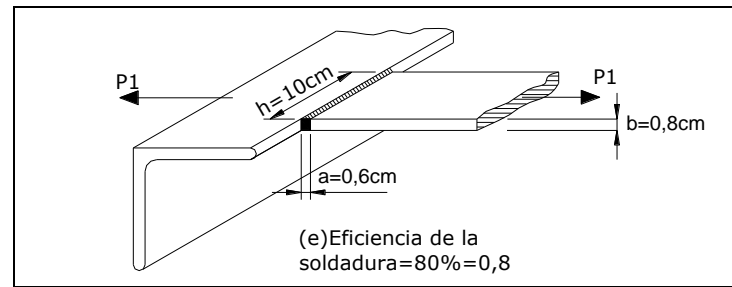


Fig. 2.41 Carga de tracción para la soldadura

Por lo que, la fuerza de tracción para la unión soldada de la figura 2.4, derivada de la ecuación (1.30) será:

$$P1 = \sigma_n \times b \times h \times e$$

$$P1 = 1200\text{kg/cm}^2 \times 0,8\text{cm} \times 10\text{cm} \times 0,8$$

$$P1 = 7680\text{kg}.$$

De igual manera la fuerza de flexión ($P2$), de la figura 2.42 está dada por la ecuación de equilibrio de momentos de la siguiente manera:

$$\downarrow + \sum MA = 0$$

$$P1 \times \frac{10\text{cm}}{2} - P2 \times 2,5\text{cm} = 0$$

$$P1 \times 5\text{cm} - P2 \times 2,5\text{cm} = 0$$

$$P2 = \frac{P1 \times 5\text{cm}}{2,5\text{cm}}$$

$$P2 = \frac{7680\text{kg} \times 5\text{cm}}{2,5\text{cm}}$$

$$P2 = 15360\text{Kg}$$

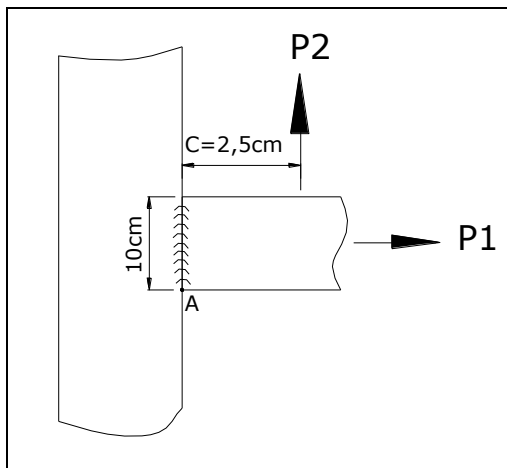


Fig. 2.42 Carga de flexión para la soldadura.

Por lo que el momento flector de la presilla (M_{fp}) será:

$$M_{fp} = \frac{P2 \times C}{4}$$

$$M_{fp} = \frac{15360 \text{ kg} \times 5 \text{ cm}}{4}$$

$$M_{fp} = 19200 \text{ kg.cm}$$

Y el momento resistente de la soldadura (R_s), considerando la figura 2.42 es: [Ecuación (1.43)]

$$R_s = \frac{b \times h^2}{6}$$

Siendo, b =ancho del cordón = 0,8cm y h =10cm (altura del cordón de soldadura).

$$R_s = \frac{0,8 \text{ cm} \times (10 \text{ cm})^2}{6}$$

$$R_s = 13,33 \text{ cm}^3$$

$$A_{sol} = b \times h$$

De la misma manera tenemos que la sección de la soldadura (A_{sol}) es: $A_{sol} = 0,8 \text{ cm} \times 10 \text{ cm}$.

$$A_{sol} = 8 \text{ cm}^2$$

Entonces la tensión total a la que trabajará finalmente la soldadura (σ) es: [Ecuación (1.65)]

$$\sigma = \sqrt{\left(\frac{19200 \text{ kg.cm}}{13,33 \text{ cm}^3}\right)^2 + \left(\frac{15360 \text{ kg}}{8 \text{ cm}^2}\right)^2}$$

$$\sigma = 2400,216 \text{ Kg} / \text{cm}^2 < \text{al límite elástico del E 7018 de } 4200 \text{ kg/cm}^2$$

Por consiguiente este tipo de soldadura soporta la carga $P_x=15000 \text{ Kg}$

2.3.5 Cálculos de los pernos de unión entre la viga superior y las columnas.

Tal como indica la figura 2.43, tenemos un total de 8 pernos en la unión de la viga con las columnas:

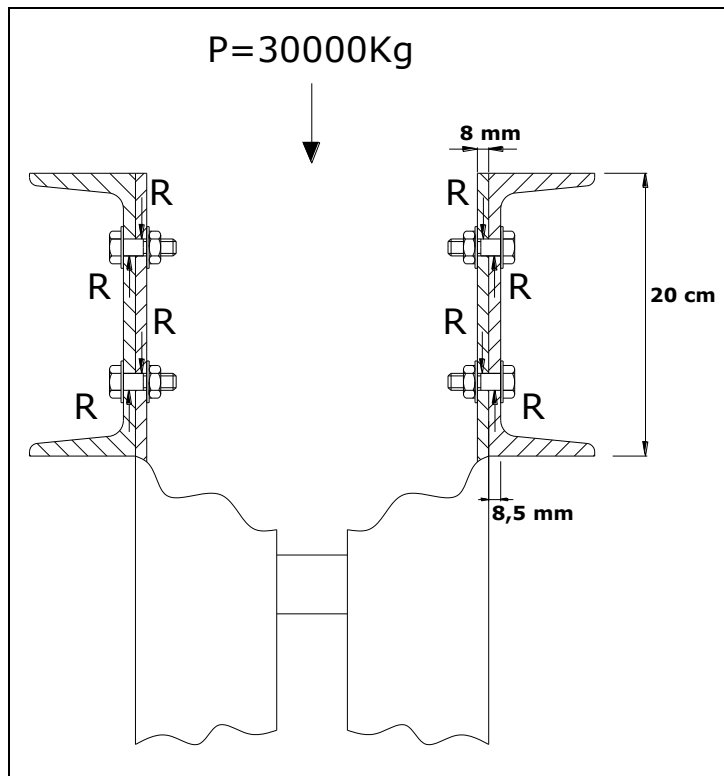


Fig. 2.43 Fuerza en los pernos.

De modo que la reacción en cada perno es:

$$R = \frac{P}{N}$$

$$R = \frac{30000Kg}{8}$$

$$R = 3750Kg.$$

2.3.5.1 Selección del diámetro de los tornillos (D_t).

El diámetro de los tornillos se determina por:

$$R = \frac{\pi}{4} \times D_t^2 \times \tau_c$$

Siendo la tensión de cortadura (τ_c) para uniones atornilladas $\tau_c=960Kg/cm^2$ (Ver ANEXO 5). Por lo que:

$$D_t = \sqrt{\frac{4 \times R}{\pi \times \tau_c}}$$

$$D_t = \sqrt{\frac{4 \times 3750kg}{\pi \times 960kg/cm^2}}$$

$$D_t = 2,23cm$$

Es decir que adoptaremos un diámetro comercial de tornillo $D_t=7/8$ pulg de rosca *Whitworth americana*. (ANEXOS 12 y 13).

2.3.5.2 Cálculo de esfuerzos en la rosca y núcleo.

Según lo calculado en el apartado 2.3.3; para este tipo de tornillo se tiene:

En la rosca:

- Esfuerzo de flexión $\sigma_f = 624,356Kg / cm^2$
- Esfuerzo cortante transversal = $325,2Kg / cm^2$

En el núcleo:

- Esfuerzo de compresión $\sigma_c = 1378,48Kg / cm^2$
- Esfuerzo cortante de torsión $\sigma_t = 649,12Kg / cm^2$
- Esfuerzo cortante máximo. $\tau_{max} = 946,788Kg / cm^2$
- Torque máximo. $T = 821,61Kg.cm$
- Presión de contacto. $W = 507,5Kg / cm^2$

2.3.5.3 Cálculo de la sección ideal sometida a una tensión de aplastamiento (σ_{ap}).

Podemos determinar si la sección de los perfiles es ideal para una tensión máxima de trabajo ($1200Kg/cm^2$), caso contrario conviene aumentar esta área, haciendo que la tensión sea menor. Las fuerzas que ocasionan este aplastamiento son las de reacción de los pernos ($3750Kg$) y se representan en la *figura 2.44*.

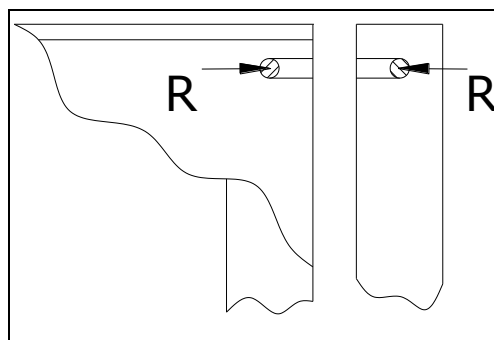


Fig. 2.44 Fuerzas de aplastamiento.

Entonces la tensión de aplastamiento, considerando el área representada en la *figura 2.45*, es:

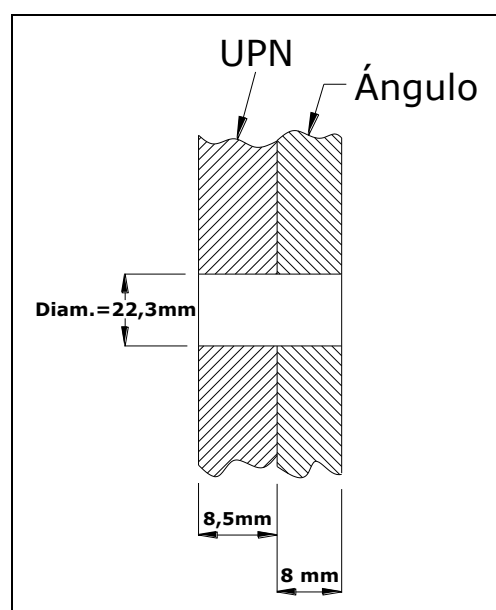


Fig. 2.45 Sección máxima de aplastamiento.

$$\sigma_{ap} = \frac{R}{A} \leq 1200 \text{kg/cm}^2 \text{ (admissible).}$$

$$\sigma_{ap} = \frac{3750 \text{kg}}{2,23 \text{cm} \times (0,8 \text{cm} + 0,85 \text{cm})} \leq 1200 \text{kg/cm}^2$$

$$\sigma_{ap} = 1019,16 \text{kg/cm}^2 < 1200 \text{kg/cm}^2$$

2.3.6 Diseño de la mesa estructural.

La mesa estructural será la que contrapone a la viga superior y mantiene el equilibrio de la estructura, con la fuerza de compresión de $P=30000\text{Kg}$.

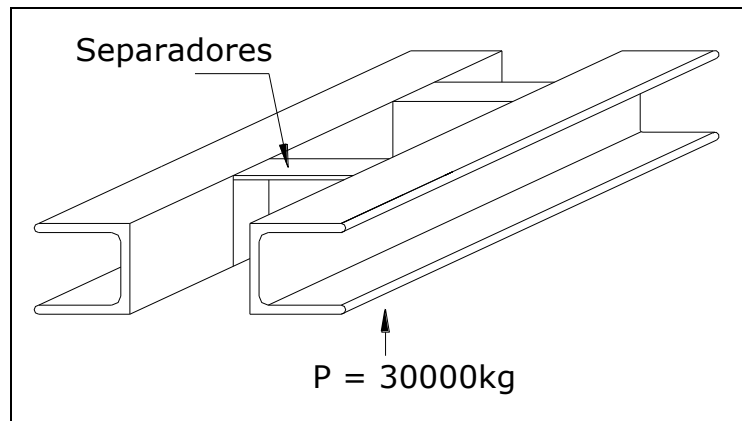


Fig. 2.46 Componentes de la mesa estructural.

De acuerdo a la carga que debe soportar la estructura se considera un PERFIL 2UPN 200, que se encuentra montados como indican la figura 2.46.

- Flecha máxima=0,39907mm
- Esfuerzo cortante de la viga $\sigma_1 = 232,92 \text{Kg/cm}^2$
- Diámetro para pernos pasadores $D_p = 7/8 \text{pulg}$
- Los separadores intermedios, permiten unir los perfiles UPN 200.

2.3.6.1 Cálculo de la plancha de la mesa estructural.

Para calcular la plancha, nos basamos en el momento flector y resistente de diseño a una fuerza $P=30000\text{Kg}$ con una tensión de trabajo de 1200Kg/cm^2 y una longitud de la plancha de 50cm , de tal manera que:

El momento flector máximo según la tabla (1.2) es:

$$Mf_{\max} = \frac{P \times 50 \text{cm}}{4}$$

$$Mf_{\max} = \frac{30000 \text{Kg} \times 50 \text{cm}}{4}$$

$$Mf_{\max} = 375000 \text{Kg.cm}$$

De la misma forma el momento resistente está derivado de la ecuación (1.32), Y es:

$$W_{xx} = \frac{Mf_{\max}}{\sigma_{adm}}$$

$$W_{xx} = \frac{375000 \text{Kg.cm}}{1200 \text{kg/cm}^2}$$

$$W_{xx} = 312,5 \text{cm}^3$$

2.3.6.1.1 Selección del espesor de la plancha de la mesa estructural.

El espesor asumido se indica en la *figura 2.47*

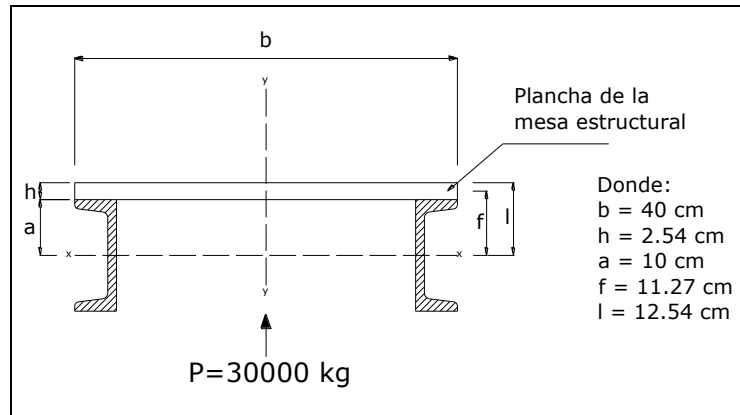


Fig. 2.47 Centroide de la mesa estructural.

Con estos datos calculamos el momento resistente de la plancha [Ecuación (1.44)]:

$$W'_{xx} = \frac{\frac{b \times h^3}{12} + (b \times h \times f^2)}{l}$$

$$W'_{xx} = \frac{\frac{40\text{cm} \times (2,54\text{cm})^3}{12} + (40\text{cm} \times 2,54 \times (11,27\text{cm})^2)}{12,54\text{cm}}$$

$$W'_{xx} = 1033,424\text{cm}^3$$

Evidenciamos que el momento resistente calculado con la sección de la plancha, suple las exigencias del diseño (W_{xx}), es decir que $W'_{xx} > W_{xx}$

Esta plancha se montara a los perfiles de la mesa estructural a través de pernos de sujeción de Dt=7/8NC.

2.3.7 Cálculo de la base de la estructura.

La base permite mantener el equilibrio de las columnas, permite que los dos ángulos de las columnas no se separen y mantener el extremo inferior articulado. Esto se representa en la *figura 2.48*, además se representa las dimensiones tomadas, los pernos y el tipo de perfil utilizado.

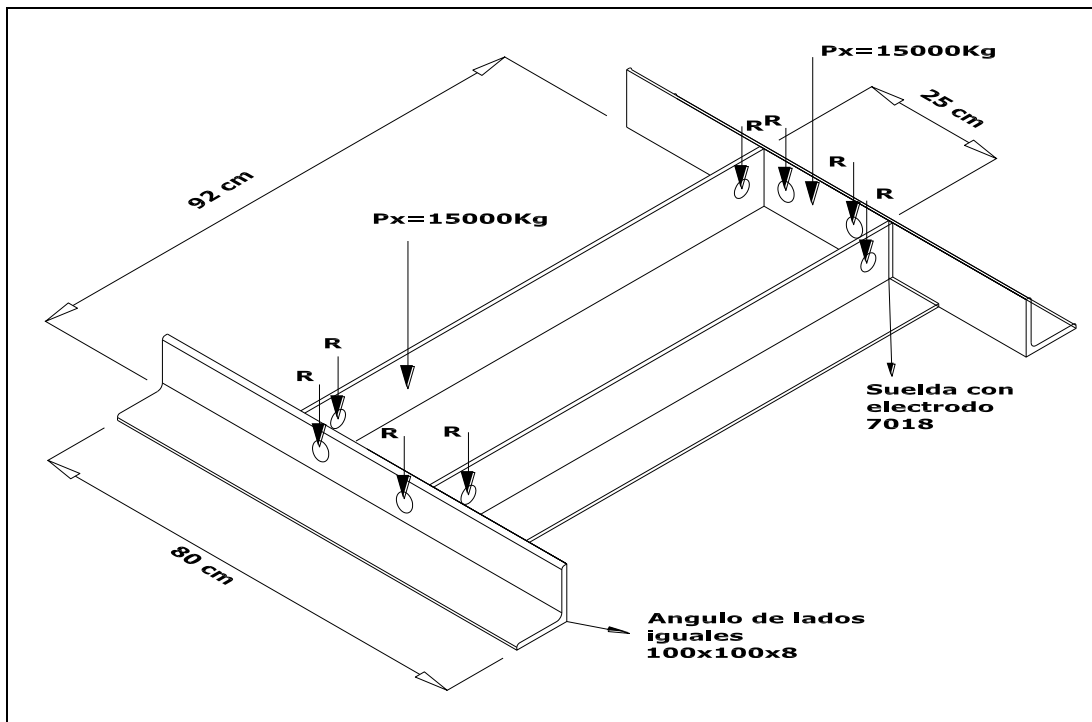


Fig. 2.48 Base de la estructura.

El diámetro de los pernos de unión en la base (extremos articulados) es 7/8 pulg, y los resultados se encuentran calculados anteriormente.

2.3.7.1 Cálculo de la tensión total de la soldadura en el apoyo de la columna.

La base conforma un solo cuerpo (ángulos largueros y cruceros) acoplado a través de soldadura con electrodo B-10 (7018 x 1/8). Ver ANEXO 16.

El Momento flector máximo que soporta la base de la estructura, con las dimensiones que muestra la figura 2.49, es: [Tabla (1.2)].

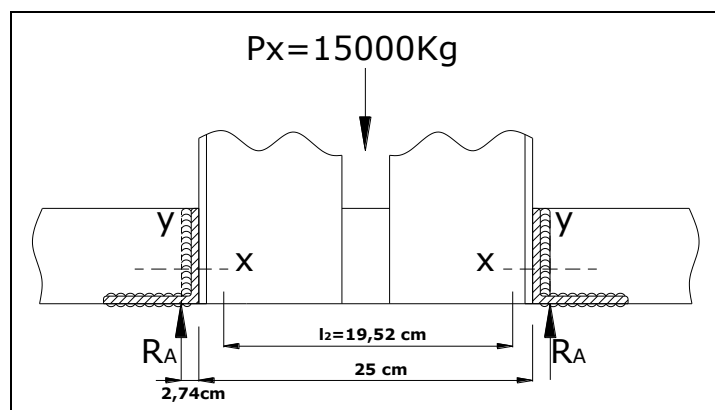


Fig. 2.49 Momento flector de la soldadura de la base.

$$Mf_{\max} = \frac{Px \times (25\text{cm} + 2 \times 2,74\text{cm})}{4}$$

$$Mf_{\max} = \frac{15000\text{Kg} \times (30,48\text{cm})}{4}$$

$$Mf_{\max} = 114300\text{Kg.cm}$$

Y la reacción en los apoyos es:

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

$$R_A = \frac{15000Kg}{2}$$

$$R_A = 7500Kg$$

De la misma manera calculamos el momento de inercia de toda la soldadura, cuyos datos se representan en la *figura 2.50*.

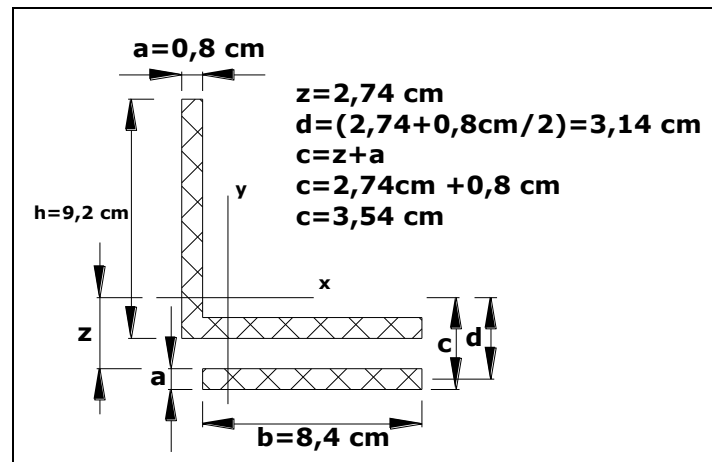


Fig. 2.50 Parámetros para el cálculo de momento de inercia de soldadura.

$$I_{sol} = \frac{\overbrace{a \times h^3}^{y-y}}{12} + \left[\underbrace{N \left(\frac{b \times a^3}{12} + Ax \times d^2 \right)}_{x-x} \right] \quad \text{Donde: } Ax = b \times a \quad N = 2 \text{ Número de cordones.}$$

$$I_{sol} = \frac{\overbrace{0,8cm \times (9,2cm)^3}}{12} + \left[\underbrace{2 \left(\frac{8,4cm \times (0,8cm)^3}{12} + 8,4cm \times 0,8cm \times (3,14cm)^2 \right)}_{x-x} \right]$$

$$I_{sol} = 185,142cm^4$$

Con este valor calculamos el momento resistente de toda la soldadura. (R_{sol}).

$$R_{sol} = \frac{I_{sol}}{c}$$

$$R_{sol} = \frac{185,142cm^4}{3,54cm}$$

$$R_{sol} = 52,3cm^3$$

La tensión de flexión (σ_f) a la que se encuentra sometida la soldadura es:

$$\sigma_f = \frac{M_f}{R_{sol}}$$

$$\sigma_f = \frac{114300kg.cm}{52,3cm^3}$$

$$\sigma_f = 2185,468kg/cm^2$$

La tensión cortante (σ_c), de la soldadura es:

$$\sigma_c = \frac{R_A}{A_y} \quad \text{Donde } A_y = h \times a \text{ (Área en el eje Y - Y)}$$

$$\sigma_c = \frac{7500kg}{0,8cm \times 9,2cm}$$

$$\sigma_c = 1019,021kg/cm^2$$

Finalmente podemos determinar la tensión de trabajo de la soldadura por la ecuación (1.65):

$$\sigma_{sol} = \sqrt{\sigma_f^2 + \sigma_c^2}$$

$$\sigma_{sol} = \sqrt{(2185,468Kg/cm^2)^2 + (1019,021Kg/cm^2)^2}$$

$$\sigma_{sol} = 2411,36Kg/cm^2$$

El electrodo utilizado 7018, tiene un límite elástico de $4200Kg/cm^2$, es decir que trabaja suficientemente sin deformarse.

2.3.8 Cálculo del Cabezal móvil (Mordaza superior)

El cabezal móvil estará montado al vástago del cilindro hidráulico a través de una tuerca. Las características de la rosca del vástago (figura 2.51) se presentan en el ANEXO 17.

2.3.8.1 Características de la rosca del vástago.

- Rosca métrica 52MB.
- Diámetro exterior $D=5,2cm$
- Diámetro medio $D_m=5,0051cm$
- Diámetro interior $D_i=4,8102cm$
- Paso $Q=0,3cm$
- Altura del filete $h=0,19cm$
- Ancho del filete $b=0,3cm$
- Ángulo de la rosca $\beta=60^\circ$
- Ángulo medio $\theta=30^\circ$

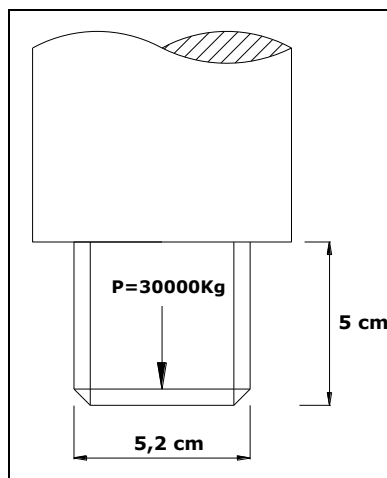


Fig. 2.51 Dimensiones de la rosca del vástago.

2.3.8.1.1 Cálculo del momento de giro de la rosca del vástago.

Según las características antes mencionadas calcularemos el momento de giro de la rosca, para lo cual tenemos que el ángulo de la hélice (α), es: [Ecuación (1.54)]

$$\tan \alpha = \frac{\text{Avance}}{\pi \times Dm} = \frac{Q \times \text{Numero de entradas}}{\pi \times Dm}$$

$$\tan \alpha = \frac{0,3cm \times 1}{\pi \times 5,0051cm}$$

$$\tan \alpha = 0,019$$

$$\alpha = 1,09^\circ$$

La pendiente del perfil. (θ_n), [Ecuación (1.55)]

$$\tan \theta_n = \tan \theta \times \cos \alpha$$

$$\tan \theta_n = \tan 30^\circ \times \cos 1,09^\circ$$

$$\tan \theta_n = 0,577$$

$$\theta_n = 29,99^\circ \cong 30^\circ$$

Entonces el momento de giro para elevar carga (T), es: [Ecuación (1.56)]

$$T = \frac{P \times Dm}{2} \left[\frac{\tan \alpha + \frac{f}{\cos \theta}}{1 - \frac{f \times \tan \alpha}{\cos \theta_n}} \right] \text{ Donde } f = 0,15 \text{ (fricción de la rosca, acero en seco).}$$

$$T = \frac{30000Kg \times 5,0051cm}{2} \left[\frac{0,019 + \frac{0,15}{\cos 30^\circ}}{1 - \frac{0,15 \times 0,019}{\cos 30^\circ}} \right]$$

$$T = 14477,73Kg.cm$$

2.3.8.1.2 Cálculo de los esfuerzos en el núcleo del vástago.

El esfuerzo de compresión: (σ_c) es:

$$\sigma_c = \frac{4 \times P}{\pi \times Di^2}$$

$$\sigma_c = \frac{4 \times 30000Kg}{\pi \times (4,8102cm)^2}$$

$$\sigma_c = 1650kg/cm^2 \leq 2400kg/cm^2$$

El esfuerzo cortante de torsión (σ_s), es:

$$\sigma_s = \frac{16 \times T}{\pi \times Di^3}$$

$$\sigma_s = \frac{16 \times 14477,73Kg.cm}{\pi \times (4,8102cm)^3}$$

$$\sigma_s = 662,5kg/cm^2$$

Por consiguiente según la ecuación (1.62), el esfuerzo cortante máximo es:

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

$$\tau_{\max} = \sqrt{\left(\frac{1650 \text{Kg} / \text{cm}^2}{2}\right)^2 + (662,5 \text{Kg} / \text{cm}^2)^2}$$

$$\tau_{\max} = 1058,4 \text{Kg} / \text{cm}^2$$

2.3.8.1.3 Cálculo de los esfuerzos en la rosca del vástago.

El esfuerzo de flexión en la base de la rosca. (σ_f) es:

$$\sigma_f = \frac{3 \times P \times h}{\pi \times n \times Dm \times b^2}$$

Donde :

$$n = \frac{\text{longitud de la tuerca}}{\text{Paso}(Q)} = \frac{5 \text{cm}}{0,3 \text{cm}} = 16,7 \text{vueltas.}$$

$$\sigma_f = \frac{3 \times 30000 \text{Kg} \times 0,19 \text{cm}}{\pi \times 16,7 \times 5,0051 \times (0,3 \text{cm})^2}$$

$$\sigma_f = 723,56 \text{kg} / \text{cm}^2$$

El esfuerzo cortante de la rosca (τ_m), es:

$$\tau_m = \frac{P}{\pi \times Dm \times b}$$

$$\tau_m = \frac{30000 \text{Kg}}{\pi \times 5,0051 \times 0,3 \text{cm}}$$

$$\tau_m = 380,821 \text{kg} / \text{cm}^2$$

Que es menor al esfuerzo cortante de la rosca del vástago ($960 \text{Kg}/\text{cm}^2$) (Ver ANEXO 5)

Con esto tenemos que la presión de contacto (W), ejercida en la rosca del vástago según la ecuación (1.59) es:

$$W = \frac{P}{\pi \times Dm \times n \times h}$$

$$W = \frac{30000 \text{Kg}}{\pi \times 5,0051 \times 16,7 \times 0,19 \text{cm}}$$

$$W = 601,3 \text{kg} / \text{cm}^2$$

2.3.8.2 Diseño y selección para la construcción de la tuerca.

El material utilizado para la construcción de esta tuerca, será SAE 1018 (Eje de transmisión); las dimensiones de ésta se presentan en la *figura 2.52*.

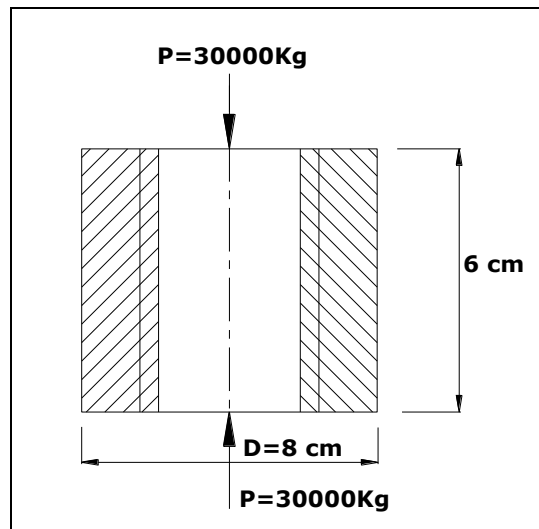


Fig. 2.52 Dimensiones de la tuerca.

Podemos determinar la fuerza P máxima en compresión a la que esta sujeta la rosca que será:

$$P_{\max} = \frac{\sigma_c \times \pi \times Dm^2}{4} \geq P \quad \text{Donde: } \sigma_c = 2400 \text{Kg/cm}^2 \rightarrow \text{Ver ANEXO 5}$$

$$P_{\max} = \frac{2400 \text{Kg/cm}^2 \times \pi \times (5,0051 \text{cm})^2}{4} \geq 30000 \text{Kg}$$

$$P_{\max} = 47220,07 \text{Kg} > 30000 \text{Kg}$$

Así mismo determinamos la fuerza P máxima en tracción que será:

$$Pt_{\max} = \frac{\sigma_n \times \pi \times (D^2 - Di^2)}{4} \geq P \quad \text{Donde: } \sigma_n = 1200 \text{Kg/cm}^2 \rightarrow \text{Ver ANEXO 5.}$$

$$Pt_{\max} = \frac{1200 \text{Kg/cm}^2 \times \pi \times ((8 \text{cm})^2 - (4,8102 \text{cm})^2)}{4} \geq 30000 \text{Kg}$$

$$Pt_{\max} = 38511,5 \text{Kg} > 30000 \text{Kg}$$

Por consiguiente las fuerzas de aplastamiento suplen la carga de diseño.

2.3.8.3 Cálculo de la soldadura entre la unión de la tuerca y la brida del cabezal fijo.

Para acoplar la tuerca con la brida (Figura 2.53) se utilizará el electrodo 7018 (Ver ANEXO 16) para lo cual calcularemos la tensión de compresión de la suelda siendo:

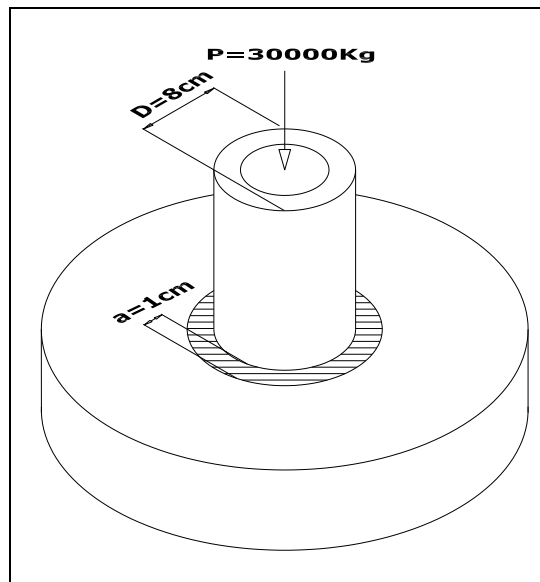


Fig. 2.53 Acople entre la tuerca y la brida.

$$\sigma_c = \frac{P}{A_{sol}} = \frac{P}{\frac{\pi}{4} \times (Ds^2 - D^2)}$$

$$\sigma_c = \frac{4 \times 30000 \text{Kg}}{\pi \times ((10 \text{cm})^2 - (8 \text{cm})^2)}$$

$$\sigma_c = 1061,03650 \text{kg} / \text{cm}^2$$

La tensión de cortadura (τ_s), de la suelda es:

$$\tau_s = \frac{T \times r}{J} = \frac{T \times Ds / 2}{\frac{\pi}{32} \times (Ds^4 - D^4)}$$

$$\tau_s = \frac{16 \times T \times Ds}{\pi \times (Ds^4 - D^4)}$$

$$\tau_s = \frac{16 \times 14477,73 \text{Kg} \cdot \text{cm} \times 10 \text{cm}}{\pi \times ((10 \text{cm})^4 - (8 \text{cm})^4)}$$

$$\tau_s = 124,89 \text{kg} / \text{cm}^2$$

Por lo tanto la tensión de trabajo de la soldadura (σ_{sol}), derivada de la ecuación (1.62), es:

$$\sigma_{sol} = \sqrt{\tau_s^2 + \sigma_c^2}$$

$$\sigma_{sol} = \sqrt{(124,89 \text{Kg} / \text{cm}^2)^2 + (1061,03 \text{Kg} / \text{cm}^2)^2}$$

$$\sigma_{sol} = 1068,35 \text{Kg} / \text{cm}^2$$

Es decir que la tensión de trabajo de la soldadura esta dentro del parámetro elástico proporcionado por el electrodo seleccionado. $1068,35 \text{Kg} / \text{cm}^2 < 4200 \text{Kg} / \text{cm}^2$

2.3.8.4 Acoplamiento entre el plato y la brida del cabezal móvil.

El acople de éstos elementos se representan en la *figura 2.54*, de acuerdo a esto podemos determinar el número de tornillos y su respectivo diámetro.

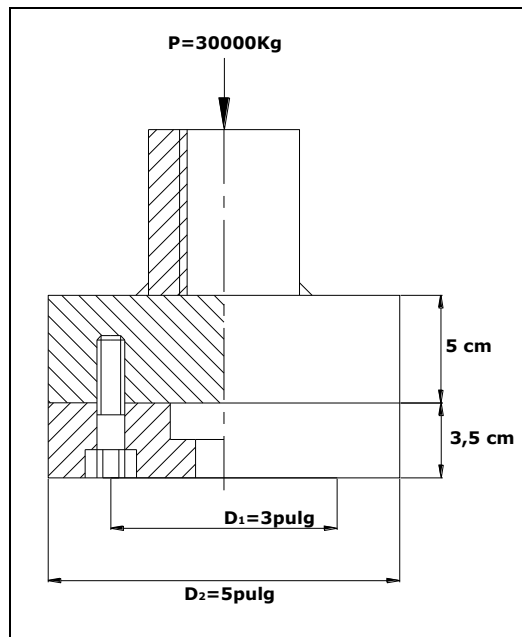


Fig. 2.54 Cabezal móvil.

El momento de giro esta en función de $P=30000\text{Kg}$. Es decir:

$T=f(P)$, de modo que, para calcular el diámetro de los tornillos tenemos:

$$T = \tau \times At \times D_1 / 2 \times n \quad \text{Donde } T = 14477,73\text{Kg.cm}$$

$$D_1 / 2 = 2,54\text{cm} \quad \text{Radio de giro.}$$

$$\tau = 960 \text{ Kg} / \text{cm}^2 \quad (\text{Ver ANEXO 5}).$$

$$n = 4 \quad \text{Número de tornillos. (A prueba) Ver figura. 2.55}$$

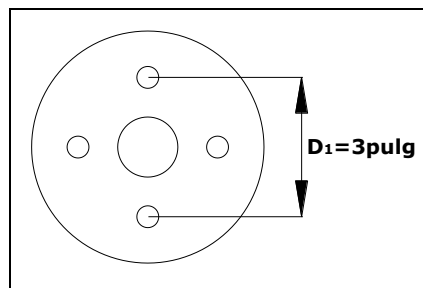


Fig. 2.55 Radio de giro del plato.

Por consiguiente derivando la ecuación (1.66), tenemos:

$$At = \frac{2 \times T}{\tau \times n \times D_1}$$

$$\frac{\pi}{4} \times Dt^2 = \frac{2 \times T}{\tau \times n \times D_1} \quad \text{El diámetro de los pernos será :}$$

$$Dt = \sqrt{\frac{8 \times T}{\pi \times \tau \times n \times D_1}}$$

$$Dt = \sqrt{\frac{8 \times 14477,73\text{Kg.cm}}{\pi \times 960\text{Kg} / \text{cm}^2 \times 4 \times 7,62\text{cm}}}$$

$$Dt = 1,1224\text{cm}$$

Por lo que adoptaremos pernos de $\frac{1}{2}$ pulg. de diámetro ($=1,27\text{cm}$), de cabeza tipo Allen (Hexágono interno), para mayor facilidad en el montaje, en un total de 4 elementos.

2.3.9 Selección del cabezal fijo (Mordaza inferior).

Se deberá acoplar en base a los cálculos de la mordaza superior, ya que tiene las mismas dimensiones, es decir con los mismos diámetros de los tornillos en función de la fuerza $P=30000\text{Kg}$, ubicando un total de cuatro tornillos cuyo diámetro será: $Dt = 1/2 pu lg$

2.3.10 Selección del mecanismo de elevación de la mesa estructural.

Para ello determinaremos el peso total de la mesa (Wm).

- Peso de los 2 UPN200 $W=25,3\text{Kg/m}$ Ver ANEXO 10

$$W_1 = 2 \times W \times l \quad \text{Donde } W = 25,3\text{Kg} / m;$$
$$l = 92\text{cm} = 0,92\text{m}$$

$$W_1 = 2 \times 25,3\text{Kg} / m \times 0,92\text{m}$$

$$W_1 = 46,046\text{Kg}$$

- Peso de los separadores con UPN200 ($l=25\text{cm}$).

$$W_2 = 2 \times W \times l$$

$$W_2 = 2 \times 25,3\text{Kg} / m \times 0,25\text{m}$$

$$W_2 = 12,65\text{Kg}$$

- Peso de la plancha de la mesa estructural.

Volumen de la mesa:

$$V = 40\text{cm} \times 50\text{cm} \times 2,54\text{cm}$$

$$V = 5080\text{cm}^3$$

$$W_3 = \gamma \times V \quad \text{Donde } \gamma = 7,77\text{gr} / \text{cm}^3 \quad \text{Peso específico del acero. (ANEXO 2)}$$

$$W_3 = 7,77\text{gr} / \text{cm}^3 \times 5080\text{cm}^3$$

$$W_3 = 39471,16\text{gr} = 39,471\text{Kg}$$

- Peso del cabezal fijo (Mordaza inferior).

Volumen de la mordaza.

$$V = (5\text{cm} + 3,5\text{cm}) \times \frac{\pi}{4} \times (5 pu lg \times \frac{2,54\text{cm}}{1 pu lg})^2$$

$$V = 1076,75\text{cm}^3$$

$$W_4 = \gamma \times V$$

$$W_4 = 7,77\text{gr} / \text{cm}^3 \times 1076,75\text{cm}^3$$

$$W_4 = 8366,4\text{gr} = 8,36\text{Kg}$$

Entonces el peso total de la mesa estructural esta dado por:

$$Wm = W_1 + W_2 + W_3 + W_4$$

$$Wm = 46,046\text{Kg} + 12,65\text{Kg} + 39,471\text{Kg} + 8,36\text{Kg}$$

$$Wm = 106,53\text{Kg}$$

Aplicando un factor de 1,5; debido a pernos, accesorios, arandelas, etc.; que no han sido tomados en cuenta en este cálculo del peso de la mesa estructural, tendremos un peso final de:

$$W_f = W_m \times 1,5$$

$$W_f = 106,53Kg \times 1,5$$

$$W_f = 159,791Kg$$

En base a este peso y por comodidad hemos seleccionado un mecanismo de elevación hidráulico, que posee las siguientes características:

- Gato hidráulico de tipo botella.
- Capacidad a levantar 3 toneladas.
- Carrera: 52cm
- Pistón tipo buzo.
- Diámetro del cilindro: 1pulg.

Este dispositivo tiene la suficiente fuerza para levantar la mesa estructural.

2.3.11 Características técnicas de la Máquina de Ensayos a la Tracción de Materiales.

Características Técnicas	Medidas Generales
Ancho de trabajo de la máquina (cm.)	92
Altura de la máquina (cm.)	210
Profundidad de la máquina (cm.)	40
Recorrido de la mesa (cm.)	100
Capacidad en compresión (Ton.)	30
Capacidad en tracción (Ton)	20
Presión máxima de servicio (PSI)	3500
Caudal que genera la bomba (lt/min.)	1,37
Carrera máxima del vástago del cilindro (cm.)	35
Velocidad de recorrido del vástago (mm/seg.)	1,8
Peso aproximado de la máquina (Ton.)	1,2
Capacidad del depósito de aceite (lt.)	14,835

CAPÍTULO III.

RESULTADOS DE LOS ENSAYOS A LA TRACCIÓN.

3.1 OBJETIVOS DEL ENSAYO.

3.1.1. Realizar ensayos de tracción en diferentes materiales, determinando las principales propiedades mecánicas que resultan de los mismos:

- ☛ Punto de fluencia.
- ☛ Resistencia a la tracción
- ☛ Esfuerzo de rotura real
- ☛ Esfuerzo de rotura aparente.
- ☛ Alargamiento
- ☛ Estricción

3.1.2. Representar gráficamente la curva esfuerzo-deformación

3.1.3 Analizar y contrastar los resultados reales con los teóricos de los fabricantes.

3.2 MATERIALES A ENSAYAR.

Para los ensayos de tracción se tomaron cuatro materiales de distinta dureza y contenido de carbono (máximo del 0,5%) para demostrar la confiabilidad y veracidad de la máquina. Los cuales mostramos en la *Tabla 3.1*.

Tabla 3.1: *Materiales a ensayar*

MATERIAL.	NÚMERO DE MUESTRAS.
Hierro dúctil	5
Acero de construcción (Varilla corrugada).	5
Acero SAE 1018 (Acero de transmisión).	5
Acero 705: SAE 4340 (Acero bonificado para maquinaria)	5

Las dimensiones que debe poseer cada probeta al momento del ensayo de tracción. Se basa en la Norma DIN 50125 cuya sección transversal es circular que mostramos en la *Tabla 3.2 y Fig. 3.1*.

Tabla 3.2: *Dimensiones de la probeta estándar de sección circular.*

PARÁMETRO.	VALOR.	UNIDAD.
Diámetro inicial.	$12 \pm 0,1$	mm.
Longitud de calibración	60	mm.
Longitud de probeta.	200	mm.
Peso.	0,198	Kg.

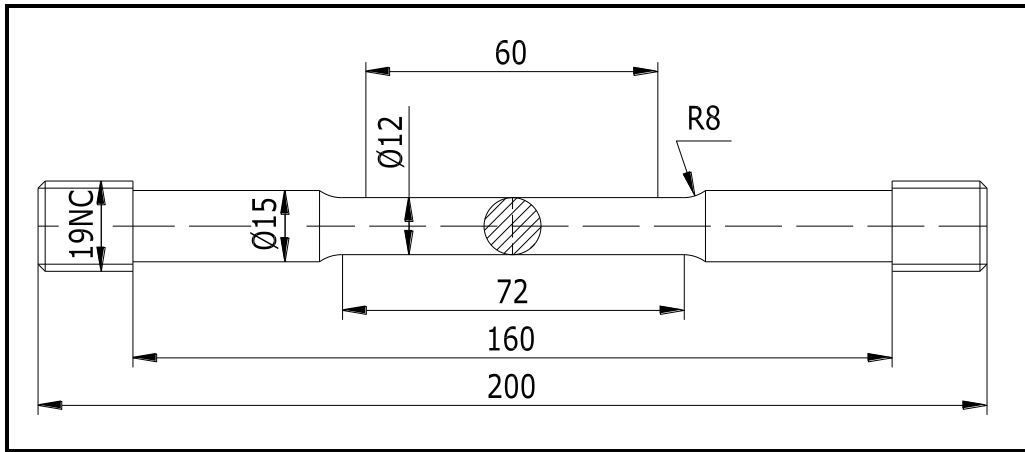


Fig. 3.1 Dimensiones de probeta normalizada

3.3 TÉCNICA PARA LA LECTURA DE LAS TABLAS Y DIAGRAMAS DEL ENSAYO DE TRACCIÓN.

3.3.1 Análisis de la hoja de datos

A continuación se presenta una explicación detallada de cada uno de los parámetros de la hoja de datos, así como de sus ecuaciones.

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
#	Pt	Ft	Dp	Ap	σ	Dpc	Apc	σ_c	Lc	Lp	e	d

1. En primer lugar tenemos “#” que significa el número secuencial de cada embolada (está ligada a la presión) que puede soportar un cuerpo antes de su fractura.
2. “Presión hidráulica” Pt (PSI=Lb/pulg.²) es un valor que está en proporción al número de emboladas, además de ser un dato de campo es decir, un dato que se toma del manómetro durante el ensayo.
3. “Carga” Ft (Kg.) este valor está dado por la ecuación.

$$Ft = Pt \times \frac{(Ac - Av)}{2,205}$$

Donde:

Pt = Presión hidráulica (PSI)

Ac = Área de cilindro=19,635pulg² (Diámetro cilindro=5 pulg.)

Av = Área del vástago=4,908pulg² (Diámetro del vástago=2 ½ pulg. o 6,35 cm.)

2,205 = Factor de conversión de Lbf. a Kgf.

4. “Diámetro de probeta” Dp (mm.) es un dato de campo, y muestra las distintas estricciones que se van dando durante el ensayo, se lo mide con un calibrador.
5. “Área de probeta” Ap (mm.²) este valor está dado por la ecuación.

$$Ap = \frac{\pi \times Dp^2}{4}$$

Donde:

Dp = Diámetro de la probeta (mm.)

6. "Esfuerzo práctico" σ (Kg./mm.²) este valor se toma para graficar la curva real de esfuerzo-deformación; y viene dado por la ecuación.

$$\sigma = \frac{Ft}{Ap}$$

Donde:

Ft = Carga (Kg.)

Ap = Área de probeta (mm.²)

7. "Diámetro de probeta ideal" Dpc (mm.) siendo ideal no es un valor de campo ni se utiliza ecuación para encontrarlo, es más bien una constante (12 mm.).

8. "Área de probeta ideal" Ap_c (mm.²) viene dado por la ecuación.

$$Ap_c = \frac{\pi \times Dpc^2}{4}$$

Donde:

Dpc = Diámetro de probeta ideal (mm.)

9. "Esfuerzo de ingeniería" σ_c (Kg./mm.²) este valor en cambio se utiliza para graficar la curva ideal de esfuerzo-deformación; y viene dado por la ecuación

$$\sigma_c = \frac{Ft}{Ap_c}$$

Donde:

Ft = Carga (Kg.)

Ap_c = Área de probeta ideal (mm.²)

10. "Lectura caratular" Lc (mm.) este es un dato de campo y se lectura mediante el extensímetro (comparador de reloj) instalado durante el ensayo.

11. "Longitud calibrada" Lp (mm.) está dado por la ecuación.

$$Lp = Lc + Lo = Lf$$

Donde:

Lc = Lectura caratular (mm.)

Lo = Longitud de calibración (mm.)=60mm

12. "Deformación" ε (mm / mm) este valor es utilizado para graficar las dos curvas tanto ideal como real de esfuerzo-deformación, y se lo obtiene mediante la ecuación.

$$\varepsilon = \frac{Lf - Lo}{Lo}$$

Donde:

Lf = Longitud final

Lo = Longitud inicial

13. "Deformación porcentual" δ (%) este valor es simplemente el porcentaje de deformación y se obtiene de la ecuación.

$$\delta = \varepsilon \times 100\%$$

Donde:

ε = Deformación (mm / mm).

3.3.2 Ecuaciones de las propiedades mecánicas de los materiales ensayados.

☞ Límite de fluencia σ_e (Kg./mm.²) se obtiene de la ecuación.

$$\sigma_e = \frac{Ft}{Ap}$$

Donde:

Ft = Carga (Kg.)

Ap = Área de probeta (mm.²)

Nota: El Límite de fluencia se lo puede visualizar en la gráfica ya que es donde los puntos se mantienen en línea recta paralela a la deformación, pudiendo ser corta o pronunciada, esto es, que el material fluye sin carga alguna. Tomando en cuenta que el límite de fluencia es el límite que precede al de proporcionalidad.

☞ Resistencia a la tracción σ_t (Kg./mm.²) es el máximo valor que soporta el material antes de la rotura; puede ser tomado de las tablas o curvas.

Nota: Para determinarlo con mayor exactitud es conveniente analizarlo de la curva ideal (de Ingeniería) en su pico más alto antes de decaer la curva hacia abajo.

☞ Punto de rotura σ_r (Kg./mm.²). Existen dos puntos de ruptura: el real o práctico σ_{rr} y el ideal o aparente σ_{rap} ; y estos datos son tomados de la tabla o de las dos curvas de esfuerzo-deformación.

☞ Zona de estricción ψ (teoría) y se obtiene de la ecuación.

$$\psi = \frac{Dpo^2 - Dpf^2}{Dpo^2} \times 100\%$$

Donde:

Dpo = Diámetro de la probeta inicial.

Dpf = Diámetro de la probeta final.

☞ Longitud final L_f (mm.) se obtiene de la ecuación.

$$L_f = L_o + L_c$$

Donde

L_o = longitud inicial (mm.)

L_c = longitud caratular (mm.) tomado del último valor de la tabla.

3.3.3 Estudio estadístico de los resultados.

Finalmente los datos se someten a un estudio estadístico para comprobar si los resultados de los ensayos de tracción están dentro de los criterios de aceptación; ósea, dentro de los límites señalados por los fabricantes.

3.3.4 Presentación de los resultados del ensayo a la tracción.

A continuación se muestran los datos obtenidos en las distintas pruebas; estas pruebas han sido catalogadas de acuerdo al tipo de material que corresponda, y es así que, cada ensayo tendrá las dos gráficas características (Ideal y Real), considerando los esfuerzos obtenidos. *Fig. (3.2)*.

La curva real se grafica con los resultados del esfuerzo práctico y la deformación (ϵ), mientras que la curva ideal se grafica considerando el esfuerzo de ingeniería y la deformación de la tabla de resultados.

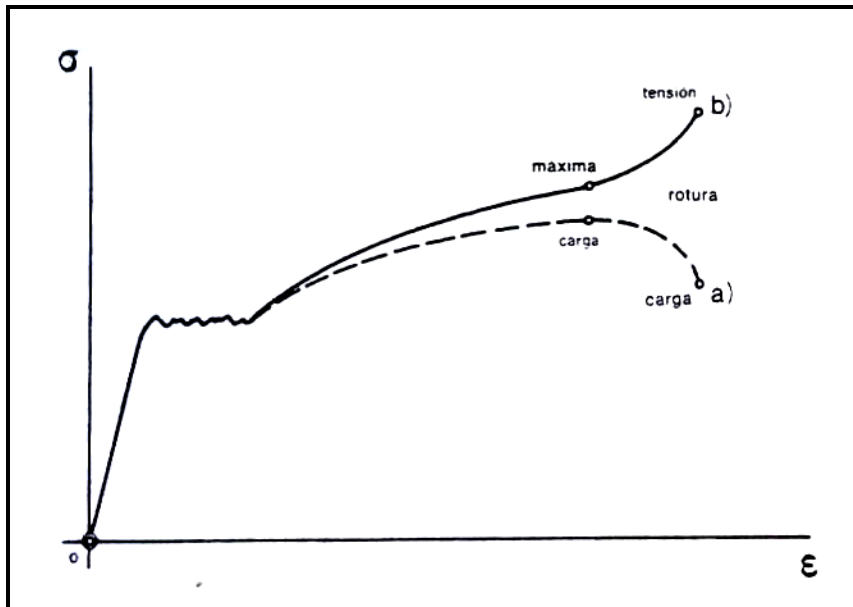


Figura 3.2 *Diagramas real e ideal de ensayos a la tracción.*

3.4 RESULTADOS DE LAS PRUEBAS.

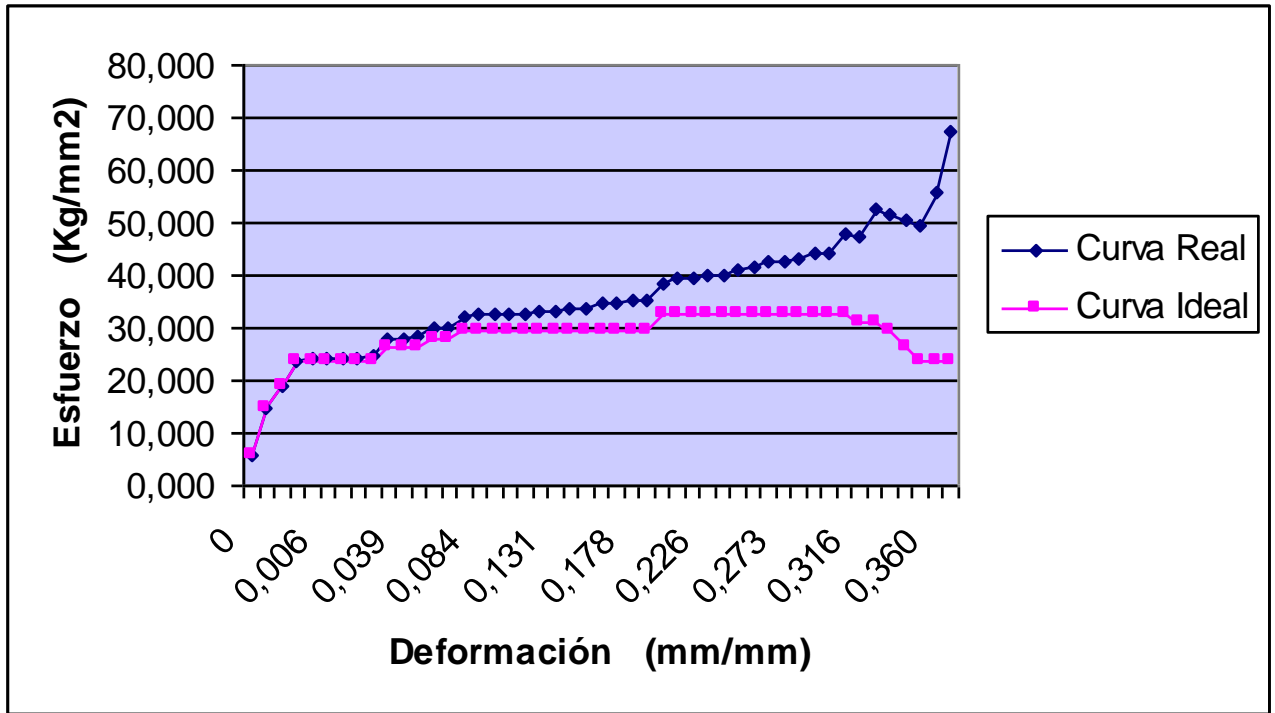
**RESULTADOS DEL ENSAYO
A LA TRACCIÓN DEL
HIERRO DÚCTIL**

PRUEBA # 1 HIERRO DÚCTIL

#	PRESIÓN HIDRAUL. (PSI)	CARGA (Kg)	DIÁMETRO DE PROBETA (mm)	ÁREA DE PROBETA (mm ²)	ESFUERZO PRACTICO (Kg/mm ²)	DIÁMETRO DE PROBETA (mm)	ÁREA DE PROBETA (mm ²)	ESFUERZO DE INGENIERIA (Kg/mm ²)	LECTURA CARATULA R (mm)	LONGITUD CALIBRADA (mm)	DEFORMACION (mm/mm)	DEFORMACIÓN PORCENTUAL (%)
	Pt	$F_t = P_t \times \frac{(A_c - A_v)}{2,205}$	Dp	$A_p = \frac{\pi \times D_p^2}{4}$	$\sigma = \frac{F_t}{A_p}$	Dpc const	$A_{pc} = \frac{\pi \times D_{pc}^2}{4}$	$\sigma_c = \frac{F_t}{A_{pc}}$	Lc	$L_p = L_c + L_o$	$\epsilon = \frac{L_f - L_o}{L_o}$	$\delta = \epsilon \times 100\%$
1	100	667,891	12	113,097	5,905	12	113,097	5,905	0	60	0	0%
2	250	1669,728	12	113,097	14,764	12	113,097	14,764	0	60	0,000	0%
3	325	2170,646	12	113,097	19,193	12	113,097	19,193	0	60	0,000	0%
4	400	2671,565	12	113,097	23,622	12	113,097	23,622	0,01	60,01	0,000	0%
5	400	2671,565	11,9	111,220	24,020	12	113,097	23,622	0,08	60,08	0,001	0%
6	400	2671,565	11,9	111,220	24,020	12	113,097	23,622	0,35	60,35	0,006	1%
7	400	2671,565	11,8	109,359	24,429	12	113,097	23,622	0,6	60,6	0,010	1%
8	400	2671,565	11,8	109,359	24,429	12	113,097	23,622	1,02	61,02	0,017	2%
9	400	2671,565	11,7	107,513	24,849	12	113,097	23,622	1,45	61,45	0,024	2%
10	450	3005,510	11,7	107,513	27,955	12	113,097	26,575	1,9	61,9	0,032	3%
11	450	3005,510	11,7	107,513	27,955	12	113,097	26,575	2,35	62,35	0,039	4%
12	450	3005,510	11,6	105,683	28,439	12	113,097	26,575	2,84	62,84	0,047	5%
13	475	3172,483	11,6	105,683	30,019	12	113,097	28,051	3,35	63,35	0,056	6%
14	475	3172,483	11,6	105,683	30,019	12	113,097	28,051	3,9	63,9	0,065	7%
15	500	3339,456	11,5	103,869	32,151	12	113,097	29,527	4,47	64,47	0,075	7%
16	500	3339,456	11,4	102,070	32,717	12	113,097	29,527	5,02	65,02	0,084	8%
17	500	3339,456	11,4	102,070	32,717	12	113,097	29,527	5,6	65,6	0,093	9%
18	500	3339,456	11,4	102,070	32,717	12	113,097	29,527	6,15	66,15	0,103	10%
19	500	3339,456	11,4	102,070	32,717	12	113,097	29,527	6,72	66,72	0,112	11%
20	500	3339,456	11,3	100,287	33,299	12	113,097	29,527	7,3	67,3	0,122	12%
21	500	3339,456	11,3	100,287	33,299	12	113,097	29,527	7,86	67,86	0,131	13%
22	500	3339,456	11,2	98,520	33,896	12	113,097	29,527	8,44	68,44	0,141	14%
23	500	3339,456	11,2	98,520	33,896	12	113,097	29,527	9	69	0,150	15%
24	500	3339,456	11,1	96,769	34,510	12	113,097	29,527	9,63	69,63	0,161	16%
25	500	3339,456	11,1	96,769	34,510	12	113,097	29,527	10,17	70,17	0,170	17%
26	500	3339,456	11	95,033	35,140	12	113,097	29,527	10,7	70,7	0,178	18%
27	500	3339,456	11	95,033	35,140	12	113,097	29,527	11,25	71,25	0,188	19%
28	550	3673,401	11	95,033	38,654	12	113,097	32,480	11,83	71,83	0,197	20%
29	550	3673,401	10,9	93,313	39,366	12	113,097	32,480	12,45	72,45	0,208	21%
30	550	3673,401	10,9	93,313	39,366	12	113,097	32,480	12,98	72,98	0,216	22%
31	550	3673,401	10,8	91,609	40,099	12	113,097	32,480	13,55	73,55	0,226	23%
32	550	3673,401	10,8	91,609	40,099	12	113,097	32,480	14,1	74,1	0,235	24%
33	550	3673,401	10,7	89,920	40,852	12	113,097	32,480	14,7	74,7	0,245	25%
34	550	3673,401	10,6	88,247	41,626	12	113,097	32,480	15,24	75,24	0,254	25%
35	550	3673,401	10,5	86,590	42,423	12	113,097	32,480	15,8	75,8	0,263	26%
36	550	3673,401	10,5	86,590	42,423	12	113,097	32,480	16,35	76,35	0,273	27%
37	550	3673,401	10,4	84,949	43,243	12	113,097	32,480	16,9	76,9	0,282	28%
38	550	3673,401	10,3	83,323	44,086	12	113,097	32,480	17,44	77,44	0,291	29%
39	550	3673,401	10,3	83,323	44,086	12	113,097	32,480	17,95	77,95	0,299	30%
40	550	3673,401	9,9	76,977	47,721	12	113,097	32,480	18,54	78,54	0,309	31%
41	525	3506,429	9,7	73,898	47,450	12	113,097	31,004	18,98	78,98	0,316	32%
42	525	3506,429	9,2	66,476	52,747	12	113,097	31,004	19,63	79,63	0,327	33%
43	500	3339,456	9,1	65,039	51,346	12	113,097	29,527	20,04	80,04	0,334	33%
44	450	3005,510	8,7	59,447	50,558	12	113,097	26,575	20,6	80,6	0,343	34%
45	400	2671,565	8,3	54,106	49,376	12	113,097	23,622	21,12	81,12	0,352	35%
46	400	2671,565	7,8	47,784	55,910	12	113,097	23,622	21,6	81,6	0,360	36%
47	400	2671,565	7,1	39,592	67,478	12	113,097	23,622	22,6	82,6	0,377	38%

DIAGRAMAS DE HIERRO DÚCTIL

DIAGRAMA #1



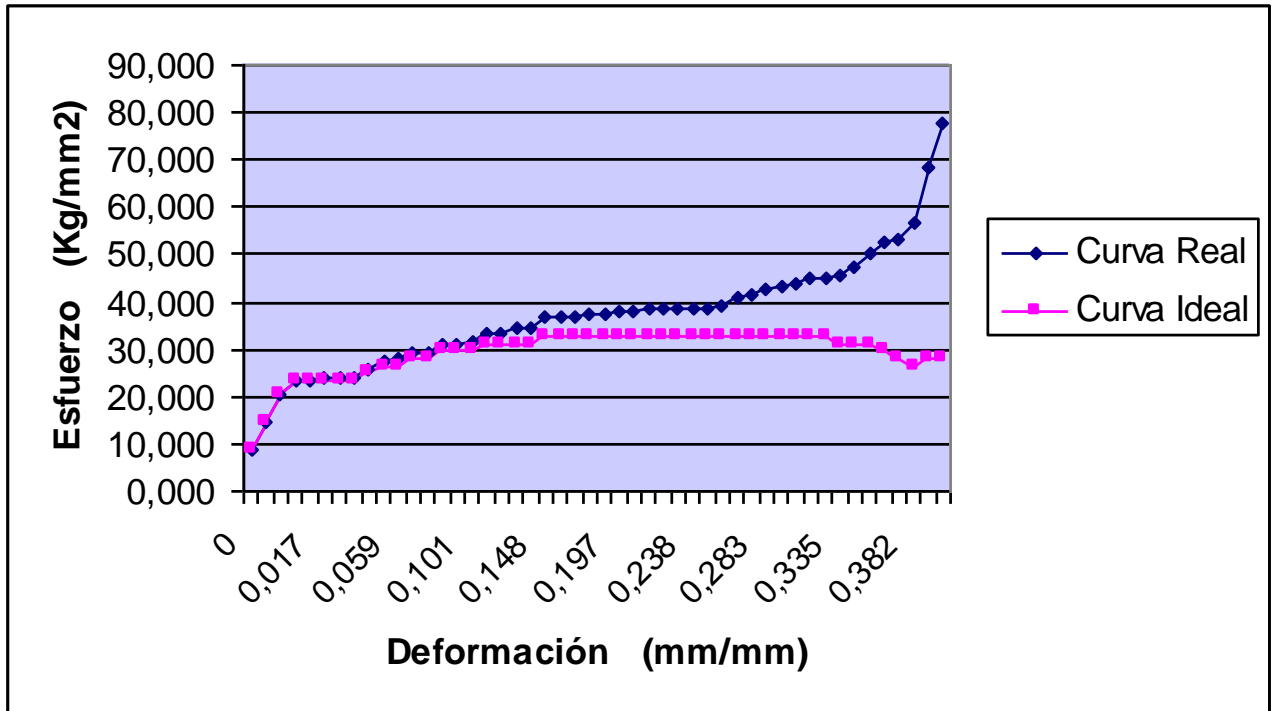
HIERRO DÚCTIL (1)	Valores	Unidad
Longitud final	222,6	mm
Estricción	64,993	%
Esfuerzo de rotura real	67,478	Kg / mm ²
Esfuerzo de rotura aparente	23,622	Kg / mm ²
Esfuerzo de fluencia	23,622	Kg / mm ²
Resistencia a la tracción	32,48	Kg / mm ²

PRUEBA # 2 HIERRO DÚCTIL

#	PRESIÓN HIDRAU. (PSI)	CARGA (Kg)	DIÁMETRO DE PROBETA (mm)	ÁREA DE PROBETA (mm ²)	ESFUERZO PRACTICO (Kg/mm ²)	DIÁMETRO DE PROBETA (mm)	ÁREA DE PROBETA (mm ²)	ESFUERZO DE INGENIERIA (Kg/mm ²)	LECTURA CARATULA R (mm)	LONGITUD CALIBRADA (mm)	DEFORMACIÓN (mm/mm)	DEFORMACIÓN PORCENTUAL (%)
	Pt	$F_t = P_t \times \frac{(A_c - A_v)}{2,205}$	Dp	$A_p = \frac{\pi \times D_p^2}{4}$	$\sigma = \frac{F_t}{A_p}$	Dpc const	$A_{pc} = \frac{\pi \times D_{pc}^2}{4}$	$\sigma_c = \frac{F_t}{A_{pc}}$	Lc	$L_p = L_c + L_o$	$\epsilon = \frac{L_f - L_o}{L_o}$	$\delta = \epsilon \times 100\%$
1	100	667,891	12	113,097	5,905	12	113,097	5,905	0	60	0	0%
2	200	1335,782	12	113,097	11,811	12	113,097	11,811	0	60	0,000	0%
3	300	2003,673	12	113,097	17,716	12	113,097	17,716	0	60	0,000	0%
4	350	2337,619	12	113,097	20,669	12	113,097	20,669	0	60	0,000	0%
5	400	2671,565	12	113,097	23,622	12	113,097	23,622	0	60	0,000	0%
6	400	2671,565	11,9	111,220	24,020	12	113,097	23,622	0,64	60,64	0,011	1%
7	400	2671,565	11,8	109,359	24,429	12	113,097	23,622	1,02	61,02	0,017	2%
8	400	2671,565	11,8	109,359	24,429	12	113,097	23,622	1,4	61,4	0,023	2%
9	425	2838,537	11,8	109,359	25,956	12	113,097	25,098	1,85	61,85	0,031	3%
10	450	3005,510	11,8	109,359	27,483	12	113,097	26,575	2,31	62,31	0,039	4%
11	460	3072,299	11,8	109,359	28,094	12	113,097	27,165	2,64	62,64	0,044	4%
12	475	3172,483	11,7	107,513	29,508	12	113,097	28,051	3,24	63,24	0,054	5%
13	475	3172,483	11,6	105,683	30,019	12	113,097	28,051	3,72	63,72	0,062	6%
14	500	3339,456	11,6	105,683	31,599	12	113,097	29,527	4,22	64,22	0,070	7%
15	500	3339,456	11,5	103,869	32,151	12	113,097	29,527	4,71	64,71	0,079	8%
16	500	3339,456	11,5	103,869	32,151	12	113,097	29,527	5,14	65,14	0,086	9%
17	525	3506,429	11,4	102,070	34,353	12	113,097	31,004	5,66	65,66	0,094	9%
18	525	3506,429	11,4	102,070	34,353	12	113,097	31,004	6,24	66,24	0,104	10%
19	525	3506,429	11,3	100,287	34,964	12	113,097	31,004	6,81	66,81	0,114	11%
20	525	3506,429	11,2	98,520	35,591	12	113,097	31,004	7,31	67,31	0,122	12%
21	525	3506,429	11,2	98,520	35,591	12	113,097	31,004	7,92	67,92	0,132	13%
22	525	3506,429	11,2	98,520	35,591	12	113,097	31,004	8,49	68,49	0,142	14%
23	525	3506,429	11,2	98,520	35,591	12	113,097	31,004	9,14	69,14	0,152	15%
24	550	3673,401	11,1	96,769	37,961	12	113,097	32,480	9,63	69,63	0,161	16%
25	550	3673,401	11	95,033	38,654	12	113,097	32,480	10,31	70,31	0,172	17%
26	550	3673,401	10,9	93,313	39,366	12	113,097	32,480	10,62	70,62	0,177	18%
27	550	3673,401	10,8	91,609	40,099	12	113,097	32,480	11,26	71,26	0,188	19%
28	550	3673,401	10,7	89,920	40,852	12	113,097	32,480	12,02	72,02	0,200	20%
29	550	3673,401	10,7	89,920	40,852	12	113,097	32,480	12,51	72,51	0,209	21%
30	550	3673,401	10,7	89,920	40,852	12	113,097	32,480	13,11	73,11	0,219	22%
31	575	3840,374	10,7	89,920	42,709	12	113,097	33,956	13,62	73,62	0,227	23%
32	575	3840,374	10,7	89,920	42,709	12	113,097	33,956	14,17	74,17	0,236	24%
33	575	3840,374	10,7	89,920	42,709	12	113,097	33,956	14,71	74,71	0,245	25%
34	550	3673,401	10,6	88,247	41,626	12	113,097	32,480	15,26	75,26	0,254	25%
35	550	3673,401	10,6	88,247	41,626	12	113,097	32,480	15,84	75,84	0,264	26%
36	550	3673,401	10,6	88,247	41,626	12	113,097	32,480	16,19	76,19	0,270	27%
37	550	3673,401	10,4	84,949	43,243	12	113,097	32,480	16,67	76,67	0,278	28%
38	550	3673,401	10,4	84,949	43,243	12	113,097	32,480	17,18	77,18	0,286	29%
39	550	3673,401	10,3	83,323	44,086	12	113,097	32,480	17,81	77,81	0,297	30%
40	550	3673,401	10,2	81,713	44,955	12	113,097	32,480	18,38	78,38	0,306	31%
41	550	3673,401	10	78,540	46,771	12	113,097	32,480	18,99	78,99	0,317	32%
42	525	3506,429	9,8	75,430	46,486	12	113,097	31,004	19,62	79,62	0,327	33%
43	500	3339,456	9,4	69,398	48,120	12	113,097	29,527	20,24	80,24	0,337	34%
44	475	3172,483	9	63,617	49,868	12	113,097	28,051	20,93	80,93	0,349	35%
45	475	3172,483	8,5	56,745	55,908	12	113,097	28,051	21,53	81,53	0,359	36%
46	450	3005,510	8,2	52,810	56,912	12	113,097	26,575	22,76	82,76	0,379	38%
47	425	2838,537	7,6	45,365	62,572	12	113,097	25,098	23,54	83,54	0,392	39%
48	450	3005,510	7,2	40,715	73,818	12	113,097	26,575	24	84	0,400	40%

DIAGRAMAS DE HIERRO DÚCTIL

DIAGRAMA #2



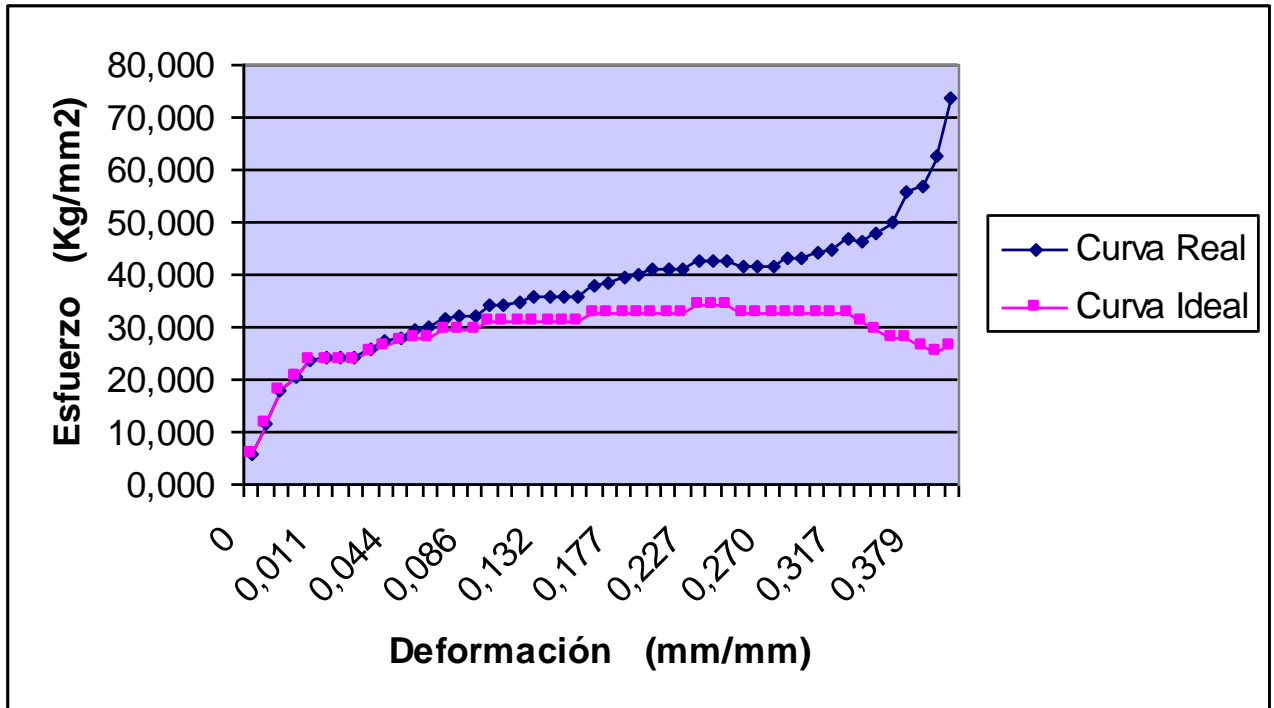
HIERRO DÚCTIL (2)	Valores	Unidad
Longitud final	224	mm
Estricción	64	%
Esfuerzo de rotura real	77,919	Kg / mm ²
Esfuerzo de rotura aparente	28,051	Kg / mm ²
Esfuerzo de fluencia	23,62	Kg / mm ²
Resistencia a la tracción	32,48	Kg / mm ²

PRUEBA # 3 HIERRO DÚCTIL

#	PRESIÓN HIDRAU. (PSI)	CARGA (Kg)	DIÁMETRO DE PROBETA (mm)	ÁREA DE PROBETA (mm ²)	ESFUERZO PRACTICO (Kg/mm ²)	DIÁMETRO DE PROBETA (mm)	ÁREA DE PROBETA (mm ²)	ESFUERZO DE INGENIERIA (Kg/mm ²)	LECTURA CARATULA R (mm)	LONGITUD CALIBRADA (mm)	DEFORMACIÓN (mm/mm)	DEFORMACIÓN PORCENTUAL (%)
	Pt	$F_t = P_t \times \frac{(A_c - A_v)}{2,205}$	Dp	$A_p = \frac{\pi \times D_p^2}{4}$	$\sigma = \frac{F_t}{A_p}$	Dpc const	$A_{pc} = \frac{\pi \times D_{pc}^2}{4}$	$\sigma_c = \frac{F_t}{A_{pc}}$	Lc	$L_p = L_c + L_o$	$\epsilon = \frac{L_f - L_o}{L_o}$	$\delta = \epsilon \times 100\%$
1	150	1001,837	12	113,097	8,858	12	113,097	8,858	0	60	0	0%
2	250	1669,728	12	113,097	14,764	12	113,097	14,764	0	60	0,000	0%
3	350	2337,619	12	113,097	20,669	12	113,097	20,669	0	60	0,000	0%
4	400	2671,565	12	113,097	23,622	12	113,097	23,622	0	60	0,000	0%
5	400	2671,565	12	113,097	23,622	12	113,097	23,622	0,52	60,52	0,009	1%
6	400	2671,565	11,9	111,220	24,020	12	113,097	23,622	1,03	61,03	0,017	2%
7	400	2671,565	11,9	111,220	24,020	12	113,097	23,622	1,63	61,63	0,027	3%
8	400	2671,565	11,9	111,220	24,020	12	113,097	23,622	2,09	62,09	0,035	3%
9	425	2838,537	11,8	109,359	25,956	12	113,097	25,098	2,56	62,56	0,043	4%
10	450	3005,510	11,8	109,359	27,483	12	113,097	26,575	3,05	63,05	0,051	5%
11	450	3005,510	11,7	107,513	27,955	12	113,097	26,575	3,53	63,53	0,059	6%
12	475	3172,483	11,7	107,513	29,508	12	113,097	28,051	3,97	63,97	0,066	7%
13	475	3172,483	11,7	107,513	29,508	12	113,097	28,051	4,49	64,49	0,075	7%
14	500	3339,456	11,7	107,513	31,061	12	113,097	29,527	4,99	64,99	0,083	8%
15	500	3339,456	11,7	107,513	31,061	12	113,097	29,527	5,63	65,63	0,094	9%
16	500	3339,456	11,6	105,683	31,599	12	113,097	29,527	6,04	66,04	0,101	10%
17	525	3506,429	11,6	105,683	33,179	12	113,097	31,004	6,64	66,64	0,111	11%
18	525	3506,429	11,6	105,683	33,179	12	113,097	31,004	7,12	67,12	0,119	12%
19	525	3506,429	11,4	102,070	34,353	12	113,097	31,004	7,62	67,62	0,127	13%
20	525	3506,429	11,4	102,070	34,353	12	113,097	31,004	8,32	68,32	0,139	14%
21	550	3673,401	11,3	100,287	36,629	12	113,097	32,480	8,9	68,9	0,148	15%
22	550	3673,401	11,3	100,287	36,629	12	113,097	32,480	9,5	69,5	0,158	16%
23	550	3673,401	11,3	100,287	36,629	12	113,097	32,480	10,07	70,07	0,168	17%
24	550	3673,401	11,2	98,520	37,286	12	113,097	32,480	10,62	70,62	0,177	18%
25	550	3673,401	11,2	98,520	37,286	12	113,097	32,480	11,2	71,2	0,187	19%
26	550	3673,401	11,1	96,769	37,961	12	113,097	32,480	11,8	71,8	0,197	20%
27	550	3673,401	11,1	96,769	37,961	12	113,097	32,480	12,37	72,37	0,206	21%
28	550	3673,401	11	95,033	38,654	12	113,097	32,480	12,98	72,98	0,216	22%
29	550	3673,401	11	95,033	38,654	12	113,097	32,480	13,52	73,52	0,225	23%
30	550	3673,401	11	95,033	38,654	12	113,097	32,480	13,7	73,7	0,228	23%
31	550	3673,401	11	95,033	38,654	12	113,097	32,480	14,25	74,25	0,238	24%
32	550	3673,401	11	95,033	38,654	12	113,097	32,480	14,76	74,76	0,246	25%
33	550	3673,401	10,9	93,313	39,366	12	113,097	32,480	15,27	75,27	0,255	25%
34	550	3673,401	10,7	89,920	40,852	12	113,097	32,480	15,85	75,85	0,264	26%
35	550	3673,401	10,6	88,247	41,626	12	113,097	32,480	16,4	76,4	0,273	27%
36	550	3673,401	10,5	86,590	42,423	12	113,097	32,480	16,97	76,97	0,283	28%
37	550	3673,401	10,4	84,949	43,243	12	113,097	32,480	17,59	77,59	0,293	29%
38	550	3673,401	10,3	83,323	44,086	12	113,097	32,480	18,17	78,17	0,303	30%
39	550	3673,401	10,2	81,713	44,955	12	113,097	32,480	18,82	78,82	0,314	31%
40	550	3673,401	10,2	81,713	44,955	12	113,097	32,480	19,39	79,39	0,323	32%
41	525	3506,429	9,9	76,977	45,552	12	113,097	31,004	20,1	80,1	0,335	34%
42	525	3506,429	9,7	73,898	47,450	12	113,097	31,004	20,51	80,51	0,342	34%
43	525	3506,429	9,4	69,398	50,527	12	113,097	31,004	21,07	81,07	0,351	35%
44	500	3339,456	9	63,617	52,493	12	113,097	29,527	21,7	81,7	0,362	36%
45	475	3172,483	8,7	59,447	53,367	12	113,097	28,051	22,3	82,3	0,372	37%
46	450	3005,510	8,2	52,810	56,912	12	113,097	26,575	22,9	82,9	0,382	38%
47	475	3172,483	7,7	46,566	68,128	12	113,097	28,051	23,53	83,53	0,392	39%
48	475	3172,483	7,2	40,715	77,919	12	113,097	28,051	24	84	0,400	40%

DIAGRAMAS DE HIERRO DÚCTIL

DIAGRAMA #3



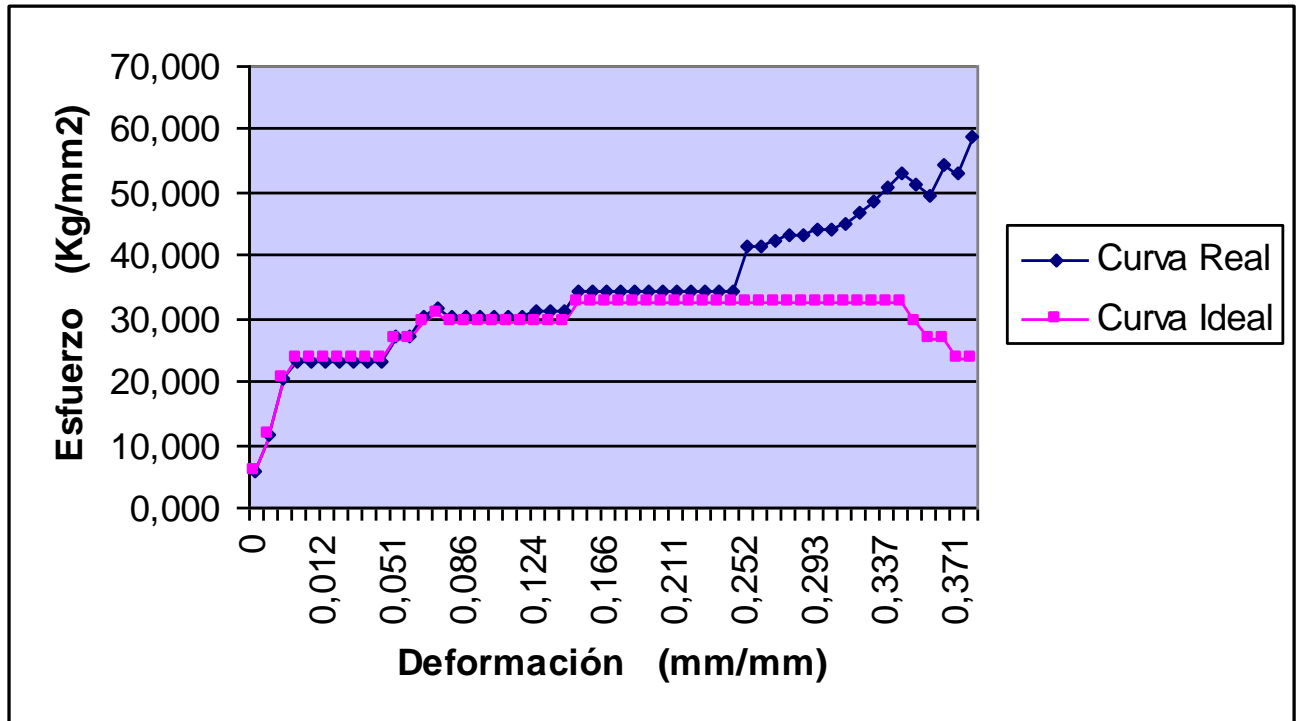
HIERRO DÚCTIL (3)	Valores	Unidad
Longitud final	224	mm
Estricción	64	%
Esfuerzo de rotura real	73,818	Kg / mm ²
Esfuerzo de rotura aparente	26,575	Kg / mm ²
Esfuerzo de fluencia	23,622	Kg / mm ²
Resistencia a la tracción	33,956	Kg / mm ²

PRUEBA # 4 HIERRO DÚCTIL)

#	PRESIÓN HIDRAU. (PSI)	CARGA (Kg)	DIÁMETRO DE PROBETA (mm)	ÁREA DE PROBETA (mm ²)	ESFUERZO PRACTICO (Kg/mm ²)	DIÁMETRO DE PROBETA (mm)	ÁREA DE PROBETA (mm ²)	ESFUERZO DE INGENIERIA (Kg/mm ²)	LECTURA CARATULA R (mm)	LONGITUD CALIBRADA (mm)	DEFORMACION (mm/mm)	DEFORMACIÓN PORCENTUAL (%)
	Pt	$Ft = Pt \times \frac{(Ac - Av)}{2,205}$	Dp	$Ap = \frac{\pi \times Dp^2}{4}$	$\sigma = \frac{Ft}{Ap}$	Dpc const	$Apc = \frac{\pi \times Dpc^2}{4}$	$\sigma_c = \frac{Ft}{Apc}$	Lc	$Lp = Lc + Lo$	$\epsilon = \frac{Lf - Lo}{Lo}$	$\delta = \epsilon \times 100\%$
1	100	667,891	12,1	114,990	5,808	12	113,097	5,905	0	60	0	0%
2	200	1335,782	12,1	114,990	11,616	12	113,097	11,811	0	60	0,000	0%
3	350	2337,619	12,1	114,990	20,329	12	113,097	20,669	0	60	0,000	0%
4	400	2671,565	12,1	114,990	23,233	12	113,097	23,622	0	60	0,000	0%
5	400	2671,565	12,1	114,990	23,233	12	113,097	23,622	0,28	60,28	0,005	0%
6	400	2671,565	12,1	114,990	23,233	12	113,097	23,622	0,7	60,7	0,012	1%
7	400	2671,565	12,1	114,990	23,233	12	113,097	23,622	1,25	61,25	0,021	2%
8	400	2671,565	12,1	114,990	23,233	12	113,097	23,622	1,75	61,75	0,029	3%
9	400	2671,565	12,1	114,990	23,233	12	113,097	23,622	2,17	62,17	0,036	4%
10	400	2671,565	12,1	114,990	23,233	12	113,097	23,622	2,6	62,6	0,043	4%
11	450	3005,510	11,9	111,220	27,023	12	113,097	26,575	3,04	63,04	0,051	5%
12	450	3005,510	11,9	111,220	27,023	12	113,097	26,575	3,3	63,3	0,055	6%
13	500	3339,456	11,8	109,359	30,537	12	113,097	29,527	3,75	63,75	0,063	6%
14	520	3473,034	11,8	109,359	31,758	12	113,097	30,708	4,18	64,18	0,070	7%
15	500	3339,456	11,8	109,359	30,537	12	113,097	29,527	4,65	64,65	0,078	8%
16	500	3339,456	11,8	109,359	30,537	12	113,097	29,527	5,15	65,15	0,086	9%
17	500	3339,456	11,8	109,359	30,537	12	113,097	29,527	5,55	65,55	0,093	9%
18	500	3339,456	11,8	109,359	30,537	12	113,097	29,527	6,08	66,08	0,101	10%
19	500	3339,456	11,8	109,359	30,537	12	113,097	29,527	6,59	66,59	0,110	11%
20	500	3339,456	11,8	109,359	30,537	12	113,097	29,527	7,02	67,02	0,117	12%
21	500	3339,456	11,7	107,513	31,061	12	113,097	29,527	7,46	67,46	0,124	12%
22	500	3339,456	11,7	107,513	31,061	12	113,097	29,527	7,9	67,9	0,132	13%
23	500	3339,456	11,7	107,513	31,061	12	113,097	29,527	8,48	68,48	0,141	14%
24	550	3673,401	11,7	107,513	34,167	12	113,097	32,480	8,9	68,9	0,148	15%
25	550	3673,401	11,7	107,513	34,167	12	113,097	32,480	9,45	69,45	0,158	16%
26	550	3673,401	11,7	107,513	34,167	12	113,097	32,480	9,95	69,95	0,166	17%
27	550	3673,401	11,7	107,513	34,167	12	113,097	32,480	10,5	70,5	0,175	18%
28	550	3673,401	11,7	107,513	34,167	12	113,097	32,480	11,05	71,05	0,184	18%
29	550	3673,401	11,7	107,513	34,167	12	113,097	32,480	11,6	71,6	0,193	19%
30	550	3673,401	11,7	107,513	34,167	12	113,097	32,480	12,13	72,13	0,202	20%
31	550	3673,401	11,7	107,513	34,167	12	113,097	32,480	12,65	72,65	0,211	21%
32	550	3673,401	11,7	107,513	34,167	12	113,097	32,480	13,16	73,16	0,219	22%
33	550	3673,401	11,7	107,513	34,167	12	113,097	32,480	13,6	73,6	0,227	23%
34	550	3673,401	11,7	107,513	34,167	12	113,097	32,480	13,95	73,95	0,233	23%
35	550	3673,401	11,7	107,513	34,167	12	113,097	32,480	14,53	74,53	0,242	24%
36	550	3673,401	10,6	88,247	41,626	12	113,097	32,480	15,1	75,1	0,252	25%
37	550	3673,401	10,6	88,247	41,626	12	113,097	32,480	15,44	75,44	0,257	26%
38	550	3673,401	10,5	86,590	42,423	12	113,097	32,480	15,96	75,96	0,266	27%
39	550	3673,401	10,4	84,949	43,243	12	113,097	32,480	16,45	76,45	0,274	27%
40	550	3673,401	10,4	84,949	43,243	12	113,097	32,480	17,02	77,02	0,284	28%
41	550	3673,401	10,3	83,323	44,086	12	113,097	32,480	17,6	77,6	0,293	29%
42	550	3673,401	10,3	83,323	44,086	12	113,097	32,480	18,15	78,15	0,303	30%
43	550	3673,401	10,2	81,713	44,955	12	113,097	32,480	18,65	78,65	0,311	31%
44	550	3673,401	10	78,540	46,771	12	113,097	32,480	19,15	79,15	0,319	32%
45	550	3673,401	9,8	75,430	48,700	12	113,097	32,480	19,7	79,7	0,328	33%
46	550	3673,401	9,6	72,382	50,750	12	113,097	32,480	20,2	80,2	0,337	34%
47	550	3673,401	9,4	69,398	52,933	12	113,097	32,480	20,55	80,55	0,343	34%
48	500	3339,456	9,1	65,039	51,346	12	113,097	29,527	20,98	80,98	0,350	35%
49	450	3005,510	8,8	60,821	49,415	12	113,097	26,575	21,32	81,32	0,355	36%
50	450	3005,510	8,4	55,418	54,234	12	113,097	26,575	21,76	81,76	0,363	36%
51	400	2671,565	8	50,265	53,149	12	113,097	23,622	22,23	82,23	0,371	37%
52	400	2671,565	7,6	45,365	58,891	12	113,097	23,622	23	83	0,383	38%

DIAGRAMA DE HIERRO DÚCTIL

DIAGRAMA # 4



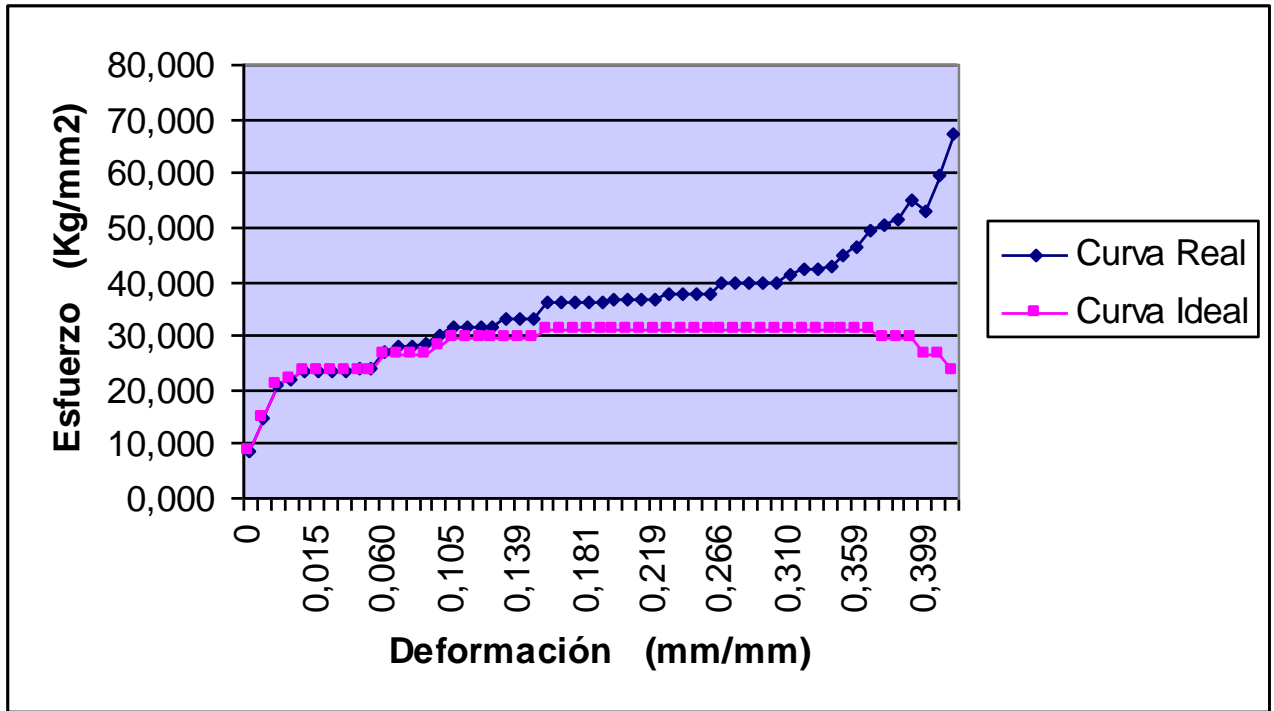
HIERRO DÚCTIL (4)	Valores	Unidad
Longitud final	223	mm
Estricción	60,549	%
Esfuerzo de rotura real	58,891	Kg / mm ²
Esfuerzo de rotura aparente	23,622	Kg / mm ²
Esfuerzo de fluencia	23.622	Kg / mm ²
Resistencia a la tracción	32.480	Kg / mm ²

PRUEBA # 5 (HIERRO DÚCTIL)

#	PRESIÓN HIDRAUL. (PSI)	CARGA (Kg)	DIÁMETRO DE PROBETA (mm)	ÁREA DE PROBETA (mm ²)	ESFUERZO PRACTICO (Kg/mm ²)	DIÁMETRO DE PROBETA (mm)	ÁREA DE PROBETA (mm ²)	ESFUERZO DE INGENIERIA (Kg/mm ²)	LECTURA CARATULA R (mm)	LONGITUD CALIBRADA (mm)	DEFORMACIÓN (mm/mm)	DEFORMACIÓN PORCENTUAL (%)
	Pt	$F_t = P_t \times \frac{(A_c - A_v)}{2,205}$	Dp	$A_p = \frac{\pi \times D_p^2}{4}$	$\sigma = \frac{F_t}{A_p}$	Dpc const	$A_{pc} = \frac{\pi \times D_{pc}^2}{4}$	$\sigma_c = \frac{F_t}{A_{pc}}$	Lc	$L_p = L_c + L_o$	$\epsilon = \frac{L_f - L_o}{L_o}$	$\delta = \epsilon \times 100\%$
1	250	1669,728	12	113,097	14,764	12	113,097	14,764	0	60	0,000	0%
2	350	2337,619	12	113,097	20,669	12	113,097	20,669	0	60	0,000	0%
3	375	2504,592	12	113,097	22,145	12	113,097	22,145	0	60	0,000	0%
4	400	2671,565	12	113,097	23,622	12	113,097	23,622	0,42	60,42	0,007	1%
5	400	2671,565	12	113,097	23,622	12	113,097	23,622	0,92	60,92	0,015	2%
6	400	2671,565	12	113,097	23,622	12	113,097	23,622	1,71	61,71	0,029	3%
7	400	2671,565	12	113,097	23,622	12	113,097	23,622	2,15	62,15	0,036	4%
8	400	2671,565	11,9	111,220	24,020	12	113,097	23,622	2,63	62,63	0,044	4%
9	400	2671,565	11,9	111,220	24,020	12	113,097	23,622	3,1	63,1	0,052	5%
10	450	3005,510	11,9	111,220	27,023	12	113,097	26,575	3,6	63,6	0,060	6%
11	450	3005,510	11,7	107,513	27,955	12	113,097	26,575	4,18	64,18	0,070	7%
12	450	3005,510	11,7	107,513	27,955	12	113,097	26,575	4,66	64,66	0,078	8%
13	450	3005,510	11,6	105,683	28,439	12	113,097	26,575	5,18	65,18	0,086	9%
14	475	3172,483	11,6	105,683	30,019	12	113,097	28,051	5,72	65,72	0,095	10%
15	500	3339,456	11,6	105,683	31,599	12	113,097	29,527	6,28	66,28	0,105	10%
16	500	3339,456	11,6	105,683	31,599	12	113,097	29,527	6,82	66,82	0,114	11%
17	500	3339,456	11,6	105,683	31,599	12	113,097	29,527	7,37	67,37	0,123	12%
18	500	3339,456	11,6	105,683	31,599	12	113,097	29,527	7,89	67,89	0,132	13%
19	500	3339,456	11,3	100,287	33,299	12	113,097	29,527	8,21	68,21	0,137	14%
20	500	3339,456	11,3	100,287	33,299	12	113,097	29,527	8,34	68,34	0,139	14%
21	500	3339,456	11,3	100,287	33,299	12	113,097	29,527	8,86	68,86	0,148	15%
22	525	3506,429	11,1	96,769	36,235	12	113,097	31,004	9,37	69,37	0,156	16%
23	525	3506,429	11,1	96,769	36,235	12	113,097	31,004	9,82	69,82	0,164	16%
24	525	3506,429	11,1	96,769	36,235	12	113,097	31,004	10,36	70,36	0,173	17%
25	525	3506,429	11,1	96,769	36,235	12	113,097	31,004	10,87	70,87	0,181	18%
26	525	3506,429	11,1	96,769	36,235	12	113,097	31,004	11,38	71,38	0,190	19%
27	525	3506,429	11	95,033	36,897	12	113,097	31,004	11,97	71,97	0,200	20%
28	525	3506,429	11	95,033	36,897	12	113,097	31,004	12,32	72,32	0,205	21%
29	525	3506,429	11	95,033	36,897	12	113,097	31,004	12,79	72,79	0,213	21%
30	525	3506,429	11	95,033	36,897	12	113,097	31,004	13,11	73,11	0,219	22%
31	525	3506,429	10,9	93,313	37,577	12	113,097	31,004	13,69	73,69	0,228	23%
32	525	3506,429	10,9	93,313	37,577	12	113,097	31,004	14,27	74,27	0,238	24%
33	525	3506,429	10,9	93,313	37,577	12	113,097	31,004	14,86	74,86	0,248	25%
34	525	3506,429	10,9	93,313	37,577	12	113,097	31,004	15,44	75,44	0,257	26%
35	525	3506,429	10,6	88,247	39,734	12	113,097	31,004	15,98	75,98	0,266	27%
36	525	3506,429	10,6	88,247	39,734	12	113,097	31,004	16,59	76,59	0,277	28%
37	525	3506,429	10,6	88,247	39,734	12	113,097	31,004	17,16	77,16	0,286	29%
38	525	3506,429	10,6	88,247	39,734	12	113,097	31,004	17,73	77,73	0,296	30%
39	525	3506,429	10,6	88,247	39,734	12	113,097	31,004	18,01	78,01	0,300	30%
40	525	3506,429	10,4	84,949	41,277	12	113,097	31,004	18,58	78,58	0,310	31%
41	525	3506,429	10,3	83,323	42,082	12	113,097	31,004	19,13	79,13	0,319	32%
42	525	3506,429	10,3	83,323	42,082	12	113,097	31,004	19,73	79,73	0,329	33%
43	525	3506,429	10,2	81,713	42,912	12	113,097	31,004	20,33	80,33	0,339	34%
44	525	3506,429	10	78,540	44,645	12	113,097	31,004	20,92	80,92	0,349	35%
45	525	3506,429	9,8	75,430	46,486	12	113,097	31,004	21,54	81,54	0,359	36%
46	525	3506,429	9,5	70,882	49,468	12	113,097	31,004	22,16	82,16	0,369	37%
47	500	3339,456	9,2	66,476	50,235	12	113,097	29,527	22,76	82,76	0,379	38%
48	500	3339,456	9,1	65,039	51,346	12	113,097	29,527	23,13	83,13	0,386	39%
49	500	3339,456	8,8	60,821	54,906	12	113,097	29,527	23,34	83,34	0,389	39%
50	450	3005,510	8,5	56,745	52,965	12	113,097	26,575	23,94	83,94	0,399	40%
51	450	3005,510	8	50,265	59,793	12	113,097	26,575	24,57	84,57	0,410	41%
52	400	2671,565	7,1	39,592	67,478	12	113,097	23,622	24,87	84,87	0,415	41%

DIAGRAMA DE HIERRO DÚCTIL

DIAGRAMA # 5



HIERRO DÚCTIL (5)	Valores	Unidad
Longitud final	224,87	mm
Estricción	64,993	%
Esfuerzo de rotura real	67,478	Kg / mm ²
Esfuerzo de rotura aparente	23,622	Kg / mm ²
Esfuerzo de fluencia	23,622	Kg / mm ²
Resistencia a la tracción	31,004	Kg / mm ²

ANÁLISIS ESTADÍSTICO Y COMPARATIVO DEL ENSAYO A LA TRACCIÓN DEL HIERRO DÚCTIL

Para el análisis estadístico se considera las resistencias de rotura real de los ensayos; a través de la media y la desviación estándar, podremos determinar la variación o error de la muestra del material. De modo que nos permita evaluar con los valores de los fabricantes.

HIERRO DÚCTIL		
PRUEBA #	ESFUERZO DE ROTURA REAL σ_{rr} (Kg / mm²)	
	X	X²
1	67,478	4553,28048
2	77,919	6071,37056
3	73,818	5449,09712
4	58,891	3468,14988
5	67,478	4553,28048
Σ	345,584	24095,1785

El promedio de estos valores (x) es:

$$\bar{x} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^5 x_i = \frac{1}{5} (345,584 \text{ Kg} / \text{mm}^2)$$

$$\bar{x} = 69,117 \text{ Kg} / \text{mm}^2$$

Y la desviación estándar viene dada por:

$$s = \sqrt{\frac{\sum x_i^2 - \frac{(\sum x_i)^2}{N}}{N-1}} = \sqrt{\frac{24095,1785 - \frac{(345,584)^2}{5}}{5-1}}$$

$$s = 7,273 \text{ Kg} / \text{mm}^2$$

De esto se deduce que:

$$\sigma_{rr} = 69,117 \text{ Kg/mm}^2 \pm 7,273$$

Por lo tanto el error del ensayo con este material es:

$$U = \frac{s}{\bar{x}} \times 100\% = \frac{7,273 \text{ Kg / mm}^2}{69,117 \text{ Kg / mm}} \times 100\%$$

$$U = 10,5\%$$

Entonces la confiabilidad del ensayo con este material es del 89,5%.

Los resultados obtenidos en los ensayos serán comparados y analizados con los datos proporcionados por los fabricantes para cada tipo de material obteniendo un promedio para cada propiedad.

Para el *Hierro Dúctil* en los cinco ensayos tenemos los siguientes resultados:

# de prueba	Esfuerzo de fluencia (Kg / mm ²)	Esfuerzo de rotura real (Kg / mm ²)	Resistencia a la tracción (Kg / mm ²)	Estricción (%)	Elongación (%)
1	23,622	67,478	32,48	64,993	38
2	23,622	77,919	32,48	64	40
3	23,622	73,818	33,956	64	40
4	23,622	73,818	32,48	60,549	38
5	23,622	67,478	31,004	64,993	41
PROMEDIO	23,622	72,1022	32,48	63,707	39,4

Como observación en este ensayo podemos mencionar que el tipo de fractura es del tipo Cónico, cráter y sedoso.

Según el catalogo de la Empresa DIPAC Loja, para este material tenemos los siguientes valores teóricos:

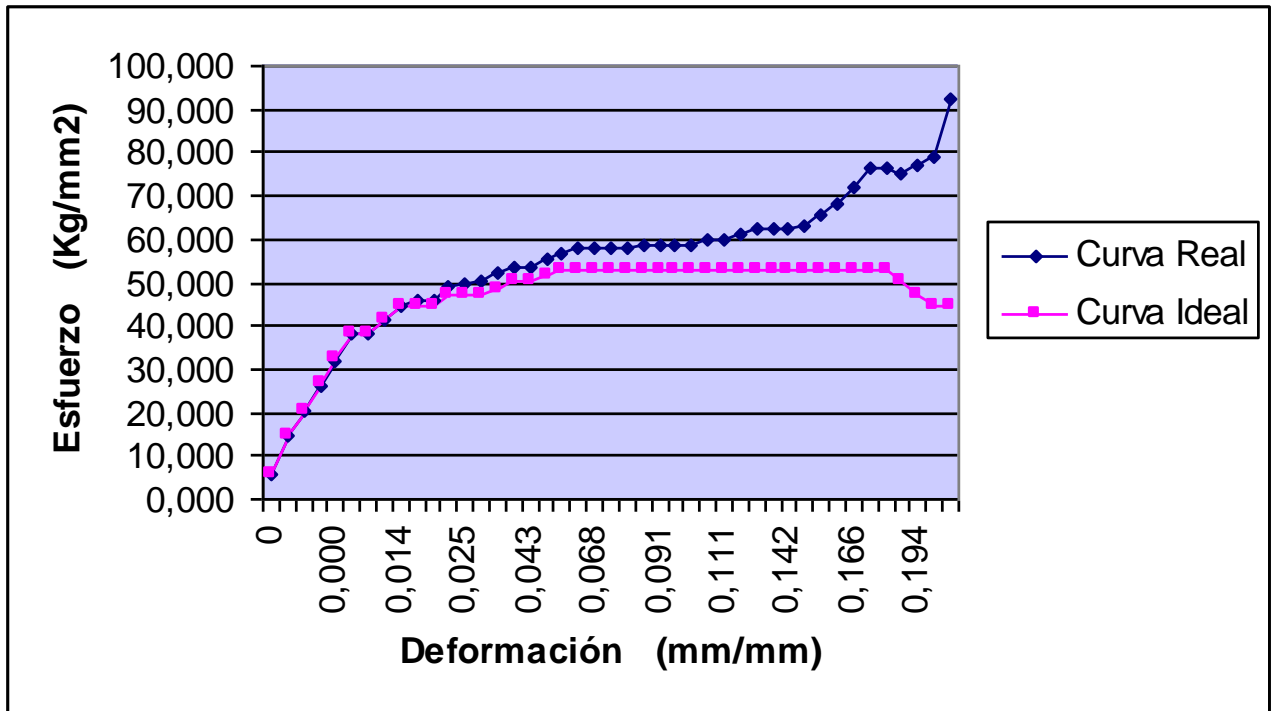
HIERRO DÚCTIL O NODULAR (SAE 1010)				
Esfuerzo de fluencia (Kg / mm ²)	Esfuerzo de rotura mínimo (Kg / mm ²)	Resistencia a la tracción (Kg / mm ²)	Estricción mínima (%)	Elongación mínima (%)
25	60	39	55	35

En base a esto podemos evidenciar que los resultados obtenidos en la tracción de la probeta para el hierro dúctil, se aproximan a los valores proporcionados por el fabricante.

**RESULTADOS DEL ENSAYO
A LA TRACCIÓN DEL
ACERO DE CONSTRUCCIÓN**

DIAGRAMA DE ACERO DE CONSTRUCCIÓN.

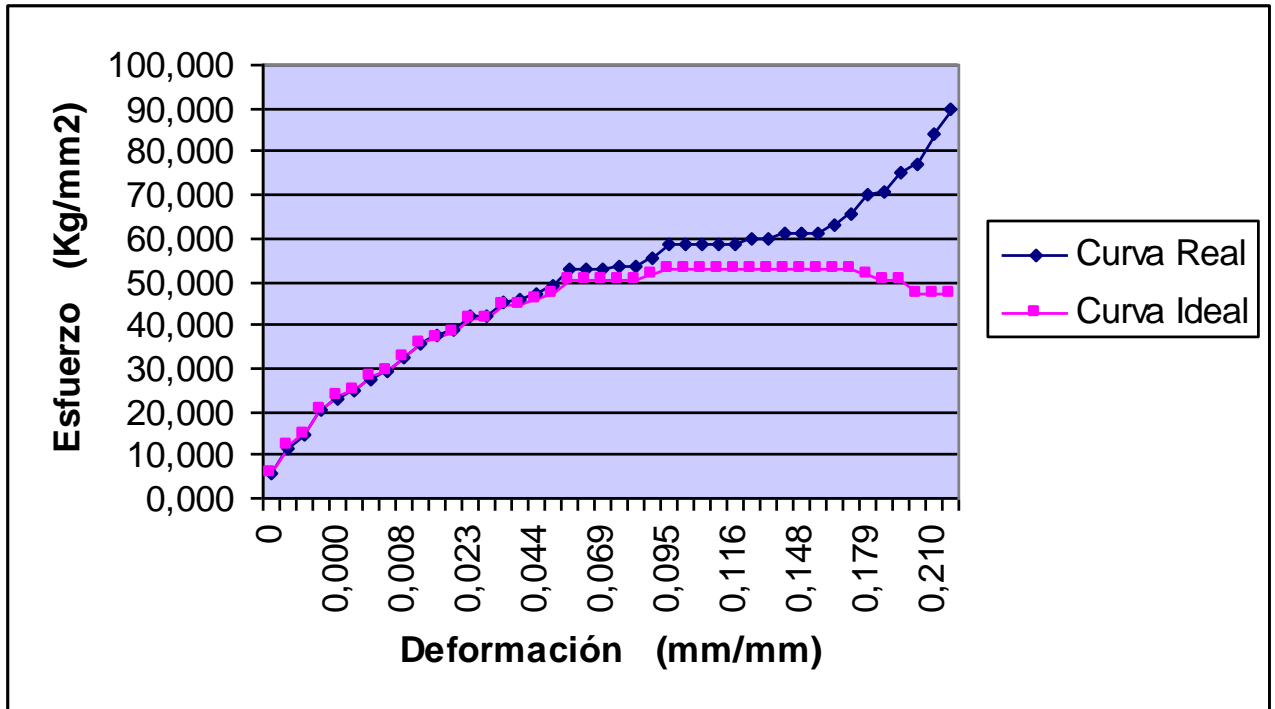
DIAGRAMA #1



ACERO DE CONSTRUCCIÓN (1)	Valores	Unidad
Longitud final	212,84	mm
Estricción	52,947	%
Esfuerzo de rotura real	92,581	Kg / mm ²
Esfuerzo de rotura aparente	44,291	Kg / mm ²
Esfuerzo de fluencia	38,385	Kg / mm ²
Resistencia a la tracción	53,149	Kg / mm ²

DIAGRAMA DE ACERO DE CONSTRUCCIÓN.

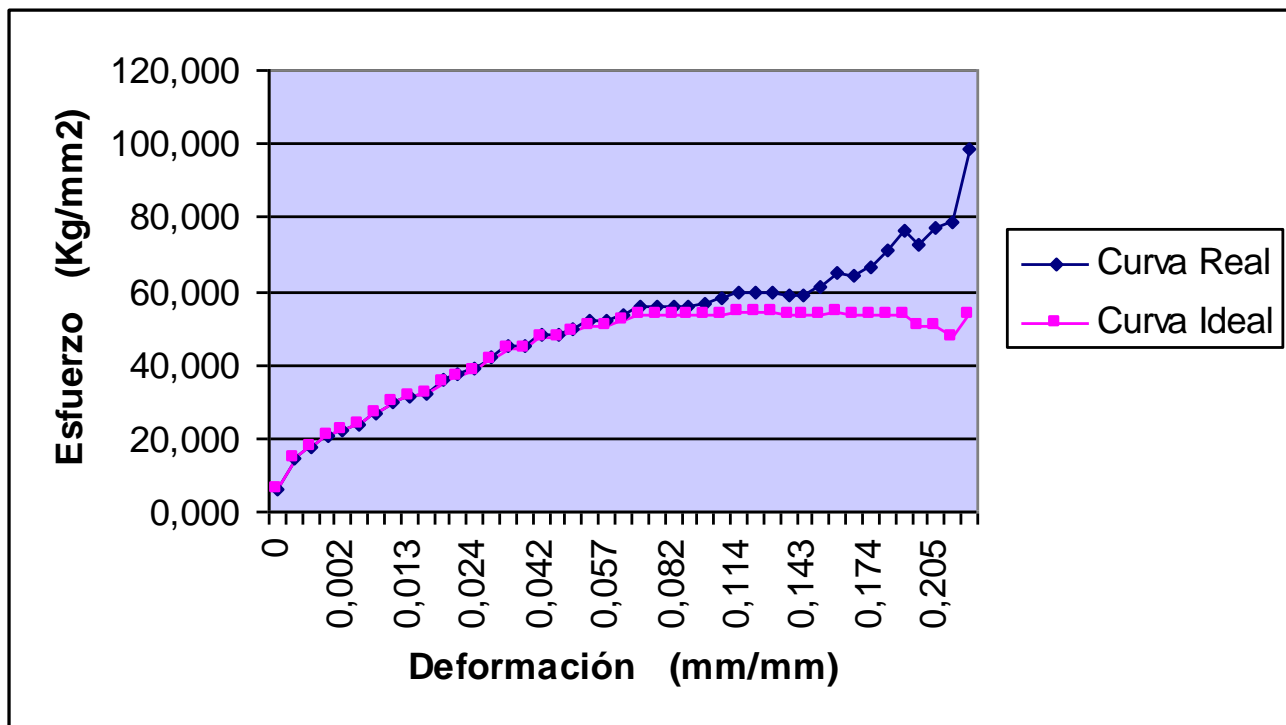
DIAGRAMA # 2



ACERO DE CONSTRUCCIÓN (2)	Valores	Unidad
Longitud final	212,9	mm
Estricción	48,302	%
Esfuerzo de rotura real	89,881	Kg / mm ²
Esfuerzo de rotura aparente	47,244	Kg / mm ²
Esfuerzo de fluencia	41,388	Kg / mm ²
Resistencia a la tracción	53,149	Kg / mm ²

DIAGRAMA DE ACERO DE CONSTRUCCIÓN.

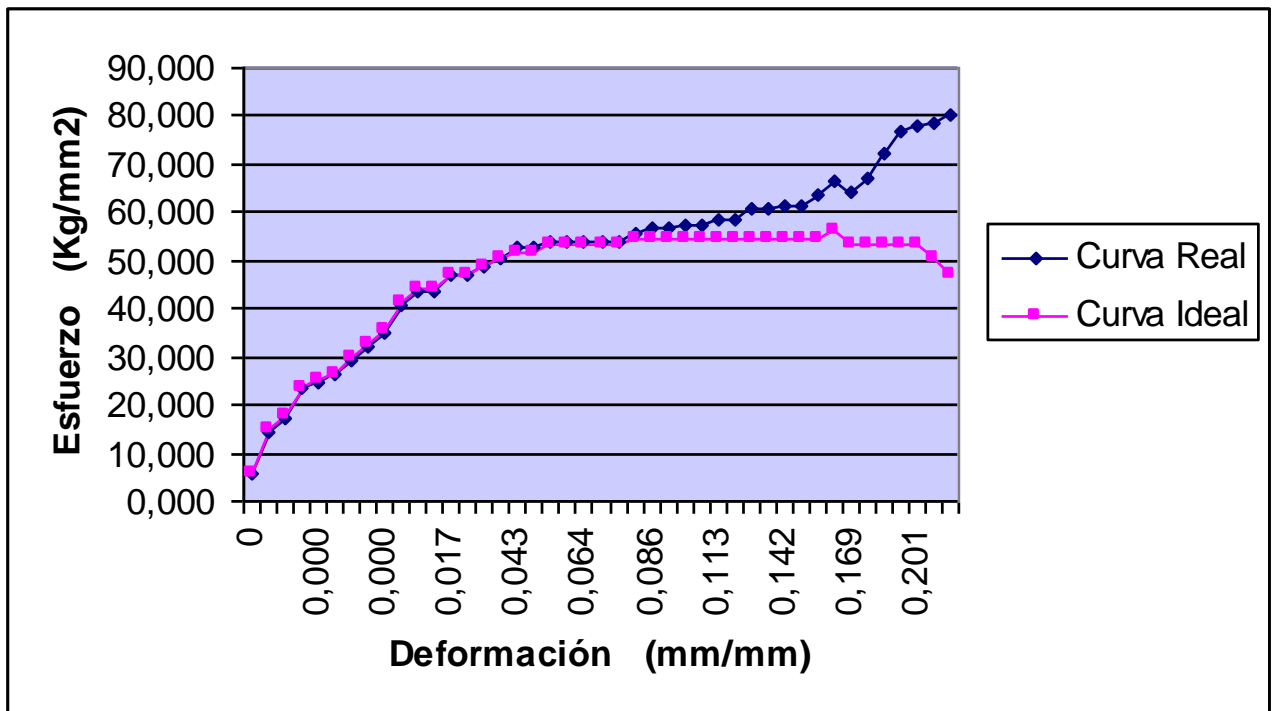
DIAGRAMA # 3



ACERO DE CONSTRUCCIÓN (3)	Valores	Unidad
Longitud final	213,2	mm
Estricción	47,107	%
Esfuerzo de rotura real	98,831	Kg / mm ²
Esfuerzo de rotura aparente	53,149	Kg / mm ²
Esfuerzo de fluencia	44,291	Kg / mm ²
Resistencia a la tracción	53,149	Kg / mm ²

DIAGRAMA DE ACERO DE CONSTRUCCIÓN.

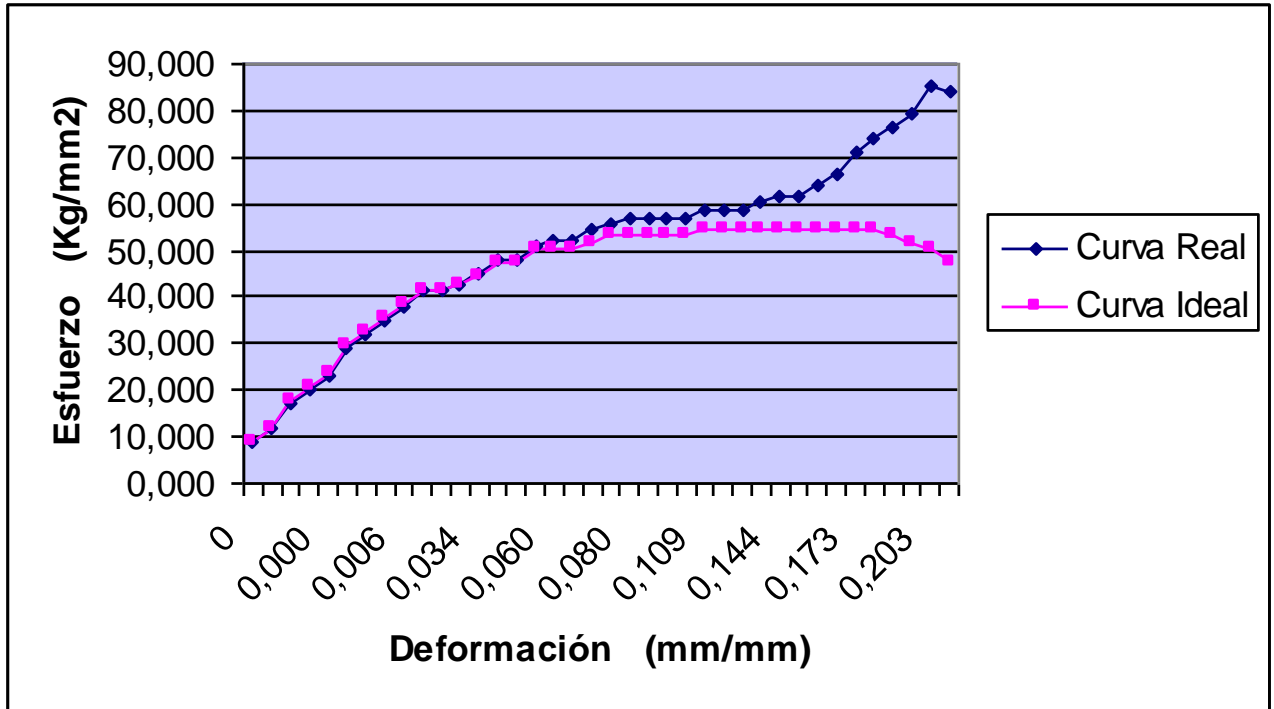
DIAGRAMA # 4



ACERO DE CONSTRUCCIÓN (4)	Valores	Unidad
Longitud final	212,96	mm
Estricción	42,189	%
Esfuerzo de rotura real	80,377	Kg / mm ²
Esfuerzo de rotura aparente	47,244	Kg / mm ²
Esfuerzo de fluencia	44,291	Kg / mm ²
Resistencia a la tracción	56,102	Kg / mm ²

DIAGRAMA DE ACERO DE CONSTRUCCIÓN.

DIAGRAMA # 5



ACERO DE CONSTRUCCIÓN (5)	Valores	Unidad
Longitud final	212,7	mm
Estricción	44,675	%
Esfuerzo de rotura real	83,989	Kg / mm ²
Esfuerzo de rotura aparente	47,244	Kg / mm ²
Esfuerzo de fluencia	41,338	Kg / mm ²
Resistencia a la tracción	54,625	Kg / mm ²

ANÁLISIS ESTADÍSTICO Y COMPARATIVO DEL ENSAYO A LA TRACCIÓN DEL ACERO DE CONSTRUCCIÓN (Varilla Corrugada)

Para el análisis estadístico se considera las resistencias de rotura real de los ensayos; a través de la media y la desviación estándar, podremos determinar la variación o error de la muestra del material. De modo que nos permita evaluar con los valores de los fabricantes.

<i>ACERO DE CONSTRUCCIÓN</i>		
<i>PRUEBA #</i>	<i>ESFUERZO DE ROTURA REAL σ_{rr} (Kg / mm²)</i>	
	X	X²
1	92,581	8571,24156
2	89,881	8078,59416
3	98,831	9767,56656
4	80,377	6460,46213
5	83,989	7054,15212
Σ	445,659	39932,0165

El promedio de estos valores (x) es:

$$\bar{x} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^5 x_i = \frac{1}{5} (445,659 \text{ Kg / mm}^2)$$

$$\bar{x} = 89,132 \text{ Kg / mm}^2$$

Y la desviación estándar viene dada por:

$$s = \sqrt{\frac{\sum x_i^2 - \frac{(\sum x_i)^2}{N}}{N-1}} = \sqrt{\frac{39932,0165 - \frac{(445,659)^2}{5}}{5-1}}$$

$$s = 7,239 \text{ Kg / mm}^2$$

De esto se deduce que:

$$\sigma_{rr} = 89,132 \text{ Kg/mm}^2 \pm 7,239$$

Por lo tanto el error del ensayo con este material es:

$$U = \frac{s}{\bar{x}} \times 100\% = \frac{7,239 \text{ Kg} / \text{mm}^2}{89,132 \text{ Kg} / \text{mm}^2} \times 100\%$$

$$U = 8,12\%$$

Entonces la confiabilidad del ensayo con este material es del 91,88%.

Para el Acero de Construcción en los cinco ensayos tenemos los siguientes resultados:

# de prueba	Esfuerzo de fluencia (Kg / mm ²)	Esfuerzo de rotura real (Kg / mm ²)	Resistencia a la tracción (Kg / mm ²)	Estricción (%)	Elongación (%)
1	38,385	92,581	53,149	52,947	21
2	41,388	89,881	53,149	48,302	22
3	41,388	98,831	53,149	47,107	22
4	44,291	80,377	56,102	42,189	22
5	41,338	83,989	54,625	44,675	21
PROMEDIO	41,358	89,1318	54,0348	47,044	21,6

Como observación en este ensayo podemos mencionar que el tipo de fractura es del tipo Parcial cónico, cráter y sedoso.

Según norma INEN 102, para este material tenemos los siguientes valores teóricos:

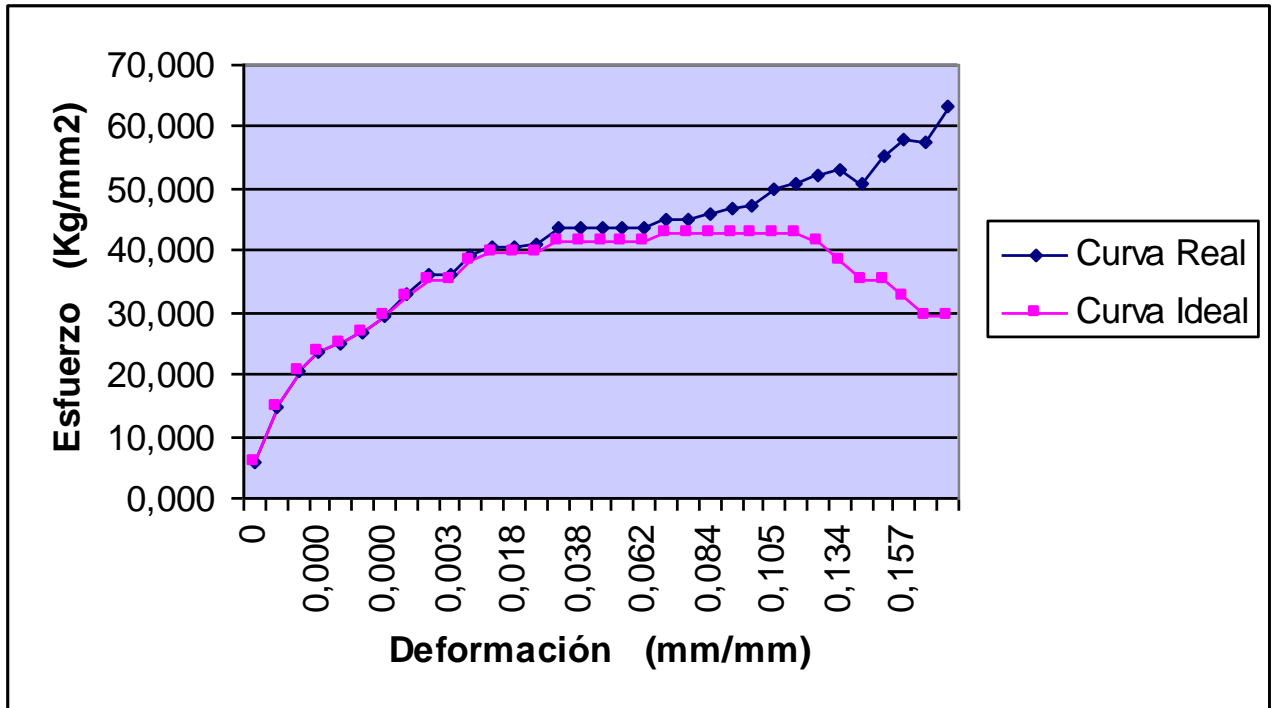
ACERO DE CONSTRUCCIÓN				
Esfuerzo de fluencia (Kg / mm ²)	Esfuerzo de rotura mínimo (Kg / mm ²)	Resistencia a la tracción (Kg / mm ²)	Estricción mínima (%)	Elongación mínima (%)
42	70	56	41	15

Los resultados de la tracción de la probeta de acero de construcción bordean a los valores proporcionados por los fabricantes, mencionaremos además que el cuerpo de prueba no consta con los resaltes de la varilla comercial.

**RESULTADOS DEL ENSAYO
A LA TRACCIÓN DEL
ACERO DE TRANSMISIÓN**

DIAGRAMA DE ACERO DE TRANSMISIÓN.

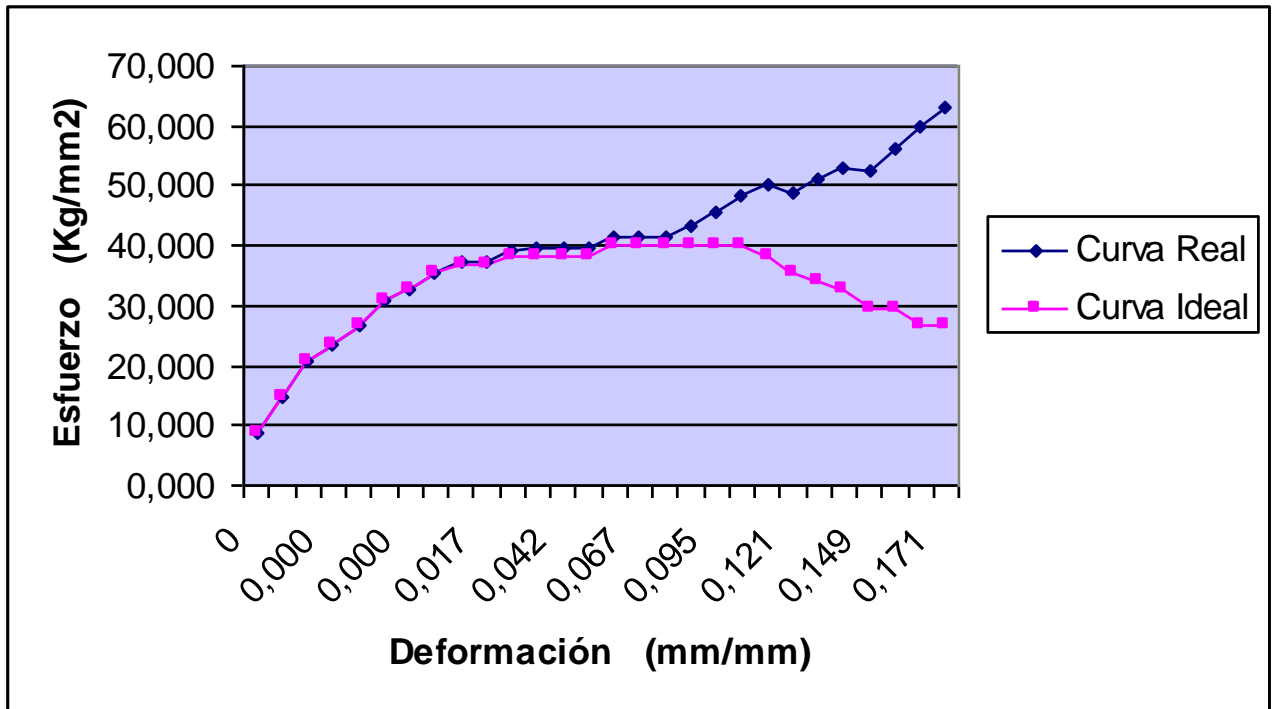
DIAGRAMA #1



ACERO DE TRANSMISIÓN (1)	Valores	Unidad
Longitud final	210,9	mm
Estricción	53,305	%
Esfuerzo de rotura real	63,235	Kg / mm ²
Esfuerzo de rotura aparente	29,527	Kg / mm ²
Esfuerzo de fluencia	39,862	Kg / mm ²
Resistencia a la tracción	42,815	Kg / mm ²

DIAGRAMA DE ACERO DE TRANSMISIÓN.

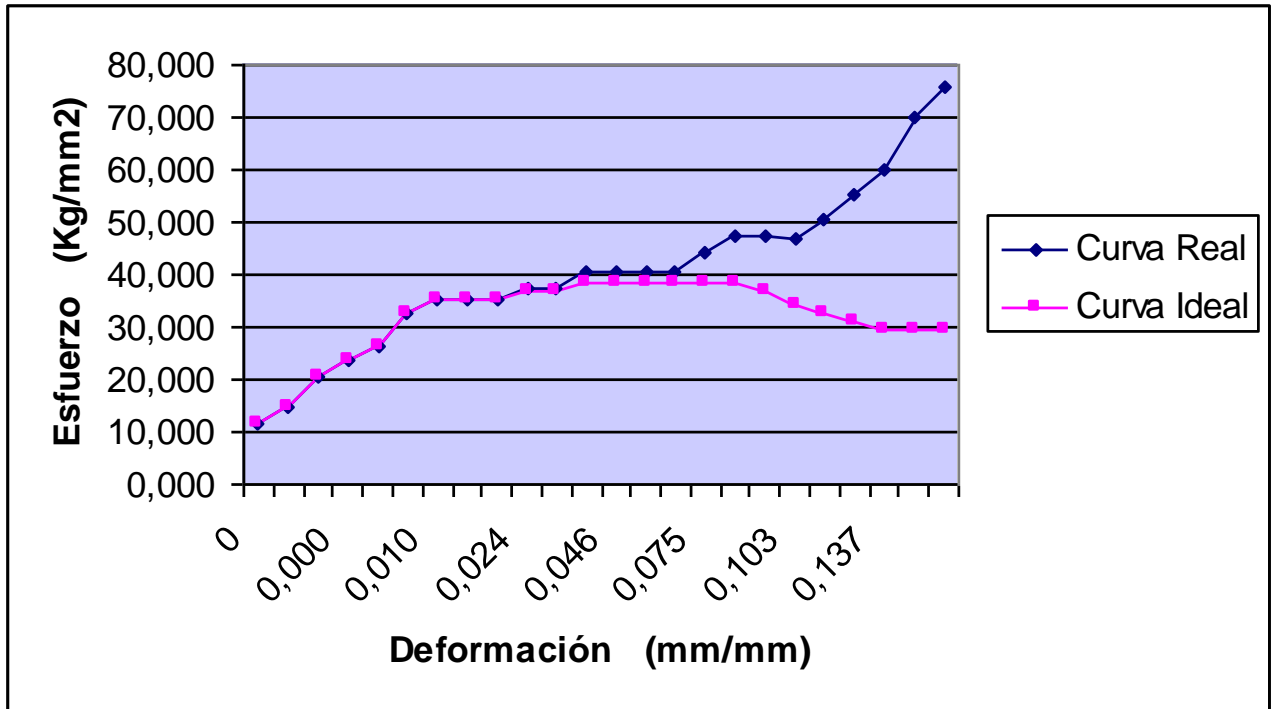
DIAGRAMA # 2



ACERO DE TRANSMISIÓN (2)	Valores	Unidad
Longitud final	210,23	mm
Estricción	57,75	%
Esfuerzo de rotura real	62,898	Kg / mm ²
Esfuerzo de rotura aparente	26,575	Kg / mm ²
Esfuerzo de fluencia	36,909	Kg / mm ²
Resistencia a la tracción	39,862	Kg / mm ²

DIAGRAMA DE ACERO DE TRANSMISIÓN.

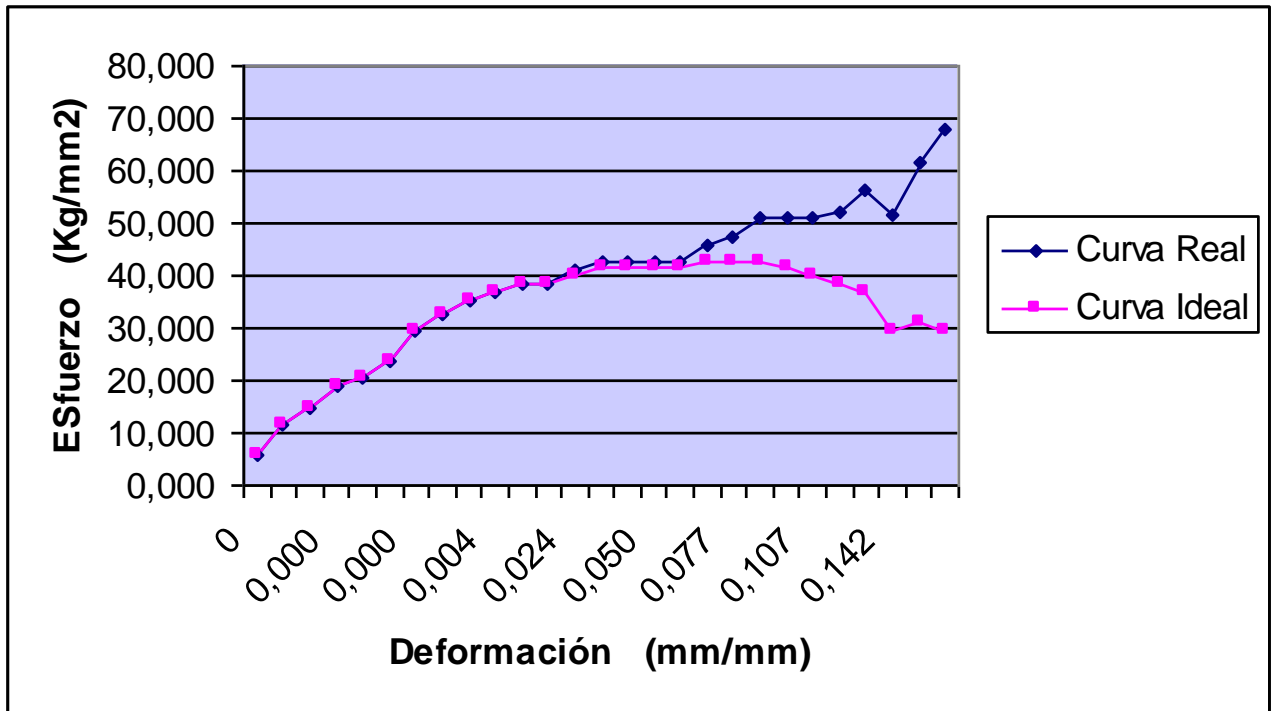
DIAGRAMA # 3



ACERO DE TRANSMISIÓN (3)	Valores	Unidad
Longitud final	209,08	mm
Estricción	60,937	%
Esfuerzo de rotura real	75,59	Kg / mm ²
Esfuerzo de rotura aparente	29,527	Kg / mm ²
Esfuerzo de fluencia	35,433	Kg / mm ²
Resistencia a la tracción	38,385	Kg / mm ²

DIAGRAMA DE ACERO DE TRANSMISIÓN.

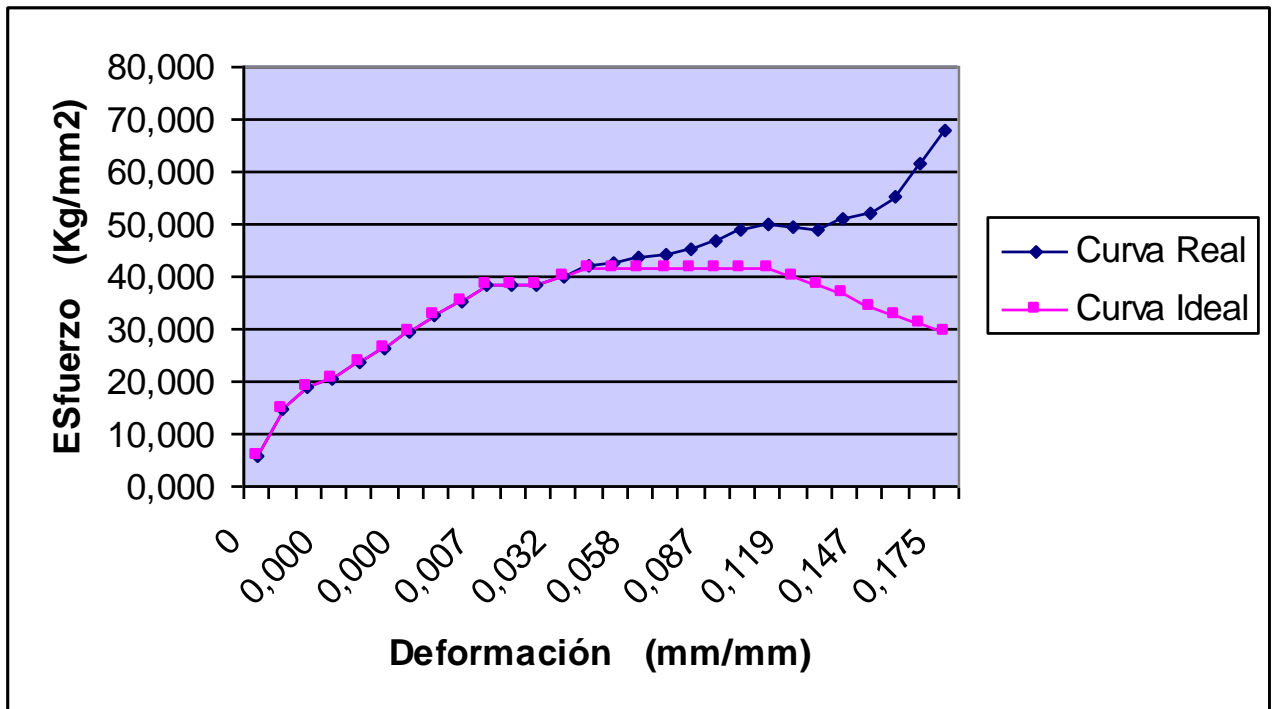
DIAGRAMA # 4



ACERO DE TRANSMISIÓN (4)	Valores	Unidad
Longitud final	210,2	mm
Estricción	56,659	%
Esfuerzo de rotura real	68,129	Kg / mm ²
Esfuerzo de rotura aparente	29,527	Kg / mm ²
Esfuerzo de fluencia	38,385	Kg / mm ²
Resistencia a la tracción	42,815	Kg / mm ²

DIAGRAMA DE ACERO DE TRANSMISIÓN.

DIAGRAMA # 5



ACERO DE TRANSMISIÓN (5)	Valores	Unidad
Longitud final	210,5	mm
Estricción	56,659	%
Esfuerzo de rotura real	68,129	Kg / mm ²
Esfuerzo de rotura aparente	29,527	Kg / mm ²
Esfuerzo de fluencia	38,385	Kg / mm ²
Resistencia a la tracción	41,338	Kg / mm ²

ANÁLISIS ESTADÍSTICO Y COMPARATIVO

DEL ENSAYO A LA TRACCIÓN DEL ACERO DE TRANSMISIÓN

Para el análisis estadístico se considera de igual manera las resistencias de rotura real de los ensayos; a través de la media y la desviación estándar, podremos determinar la variación o error de la muestra del material. De modo que nos permita evaluar con los valores de los fabricantes.

ACERO DE TRANSMISIÓN		
PRUEBA #	ESFUERZO DE ROTURA REAL σ_{rr} (Kg / mm ²)	
	X	X ²
1	63,235	3998,66523
2	62,898	3956,1584
3	75,59	5713,8481
4	68,129	4641,56064
5	68,129	4641,56064
Σ	337,981	22951,793

El promedio de estos valores (x) es:

$$\bar{x} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^5 x_i = \frac{1}{5} (337,981 \text{ Kg} / \text{mm}^2)$$

$$\bar{x} = 67,596 \text{ Kg} / \text{mm}^2$$

Y la desviación estándar viene dada por:

$$s = \sqrt{\frac{\sum x_i^2 - \frac{(\sum x_i)^2}{N}}{N-1}} = \sqrt{\frac{22951,793 - \frac{(337,981)^2}{5}}{5-1}}$$

$$s = 5,137 \text{ Kg} / \text{mm}^2$$

De esto se deduce que:

$$\sigma_{rr} = 67,596 \text{ Kg} / \text{mm}^2 \pm 5,137$$

Por lo tanto el error del ensayo con este material es:

$$U = \frac{s}{\bar{x}} \times 100\% = \frac{5,137 \text{ Kg} / \text{mm}^2}{67,596 \text{ Kg} / \text{mm}^2} \times 100\%$$

$$U = 7,6\%$$

Entonces la confiabilidad del ensayo con este material es del 92,4%.

Para el *Acero de Transmisión* en los cinco ensayos tenemos los siguientes resultados:

<i># de prueba</i>	<i>Esfuerzo de fluencia (Kg / mm²)</i>	<i>Esfuerzo de rotura real (Kg / mm²)</i>	<i>Resistencia a la tracción (Kg / mm²)</i>	<i>Estricción (%)</i>	<i>Elongación (%)</i>
1	39,862	63,235	42,815	53,305	18
2	36,909	62,898	39,862	57,75	17
3	35,433	75,59	38,385	60,937	15
4	38,385	68,129	42,815	56,659	17
5	38,385	68,129	41,338	56,659	18
PROMEDIO	37,7948	67,5962	41,043	57,062	17

Como observación en este ensayo podemos mencionar que el tipo de fractura es del tipo Parcial cónico, cráter y sedoso.

Según los Catálogos IVAN BOHMAN, para este material tenemos los siguientes valores teóricos:

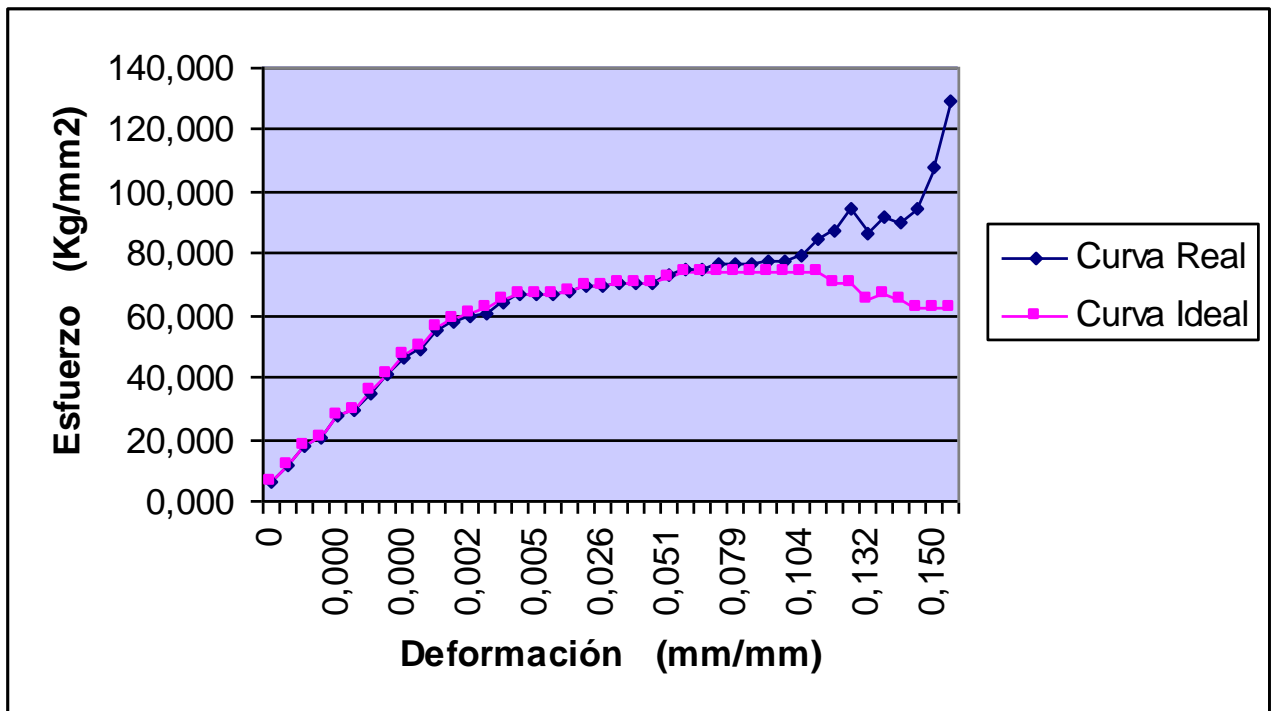
<i>ACERO DE TRANSMISIÓN</i>			
<i>Esfuerzo de Fluencia mínimo (Kg / mm²)</i>	<i>Resistencia a la tracción (Kg / mm²)</i>	<i>Estricción mínima (%)</i>	<i>Elongación (%)</i>
31	51	57	20

De igual manera los resultados de la tracción de la probeta de acero de transmisión bordean a los valores proporcionados por los fabricantes y se pueden considerar aceptables.

**RESULTADOS DEL ENSAYO
A LA TRACCIÓN DEL
ACERO DE MAQUINARIA**

DIAGRAMA DE ACERO DE MAQUINARIA.

DIAGRAMA #1



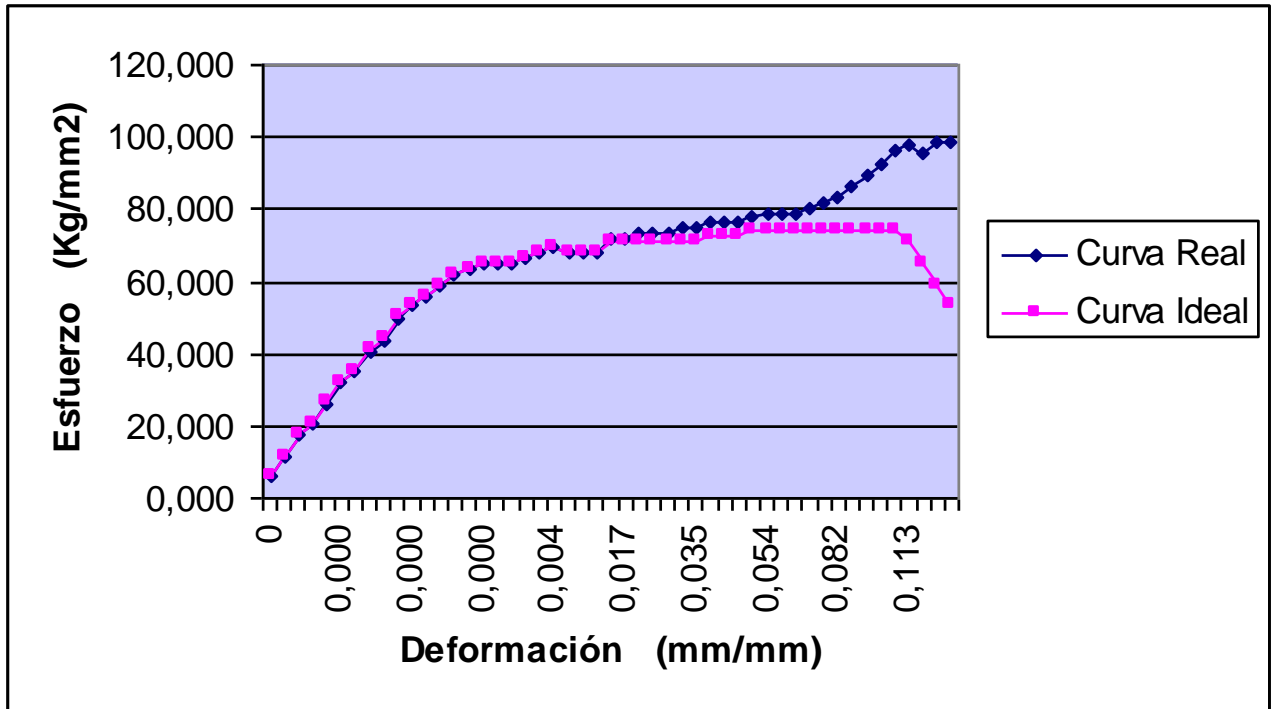
ACERO DE MAQUINARIA (1)	Valores	Unidad
Longitud final	209,25	mm
Estricción	52,947	%
Esfuerzo de rotura real	129,613	Kg / mm ²
Esfuerzo de rotura aparente	62,07	Kg / mm ²
Esfuerzo de fluencia	66,436	Kg / mm ²
Resistencia a la tracción	73,818	Kg / mm ²

PRUEBA # 2 ACERO DE MAQUINARIA.

#	PRESIÓN HIDRAU. (PSI)	CARGA (Kg)	DIÁMETRO DE PROBETA (mm)	ÁREA DE PROBETA (mm ²)	ESFUERZO PRACTICO (Kg/mm ²)	DIÁMETRO DE PROBETA (mm)	ÁREA DE PROBETA (mm ²)	ESFUERZO DE INGENIERIA (Kg/mm ²)	LECTURA CARATULA R (mm)	LONGITUD CALIBRADA (mm)	DEFORMACIÓN (mm/mm)	DEFORMACIÓN PORCENTUAL (%)
	Pt	$F_t = P_t \times \frac{(A_c - A_v)}{2,205}$	Dp	$A_p = \frac{\pi \times D_p^2}{4}$	$\sigma = \frac{F_t}{A_p}$	Dpc const	$A_{pc} = \frac{\pi \times D_{pc}^2}{4}$	$\sigma_c = \frac{F_t}{A_{pc}}$	Lc	$L_p = L_c + L_o$	$\epsilon = \frac{L_f - L_o}{L_o}$	$\delta = \epsilon \times 100\%$
1	100	667,891	12,1	114,990	5,808	12	113,097	5,905	0	60	0	0%
2	200	1335,782	12,1	114,990	11,616	12	113,097	11,811	0	60	0,000	0%
3	300	2003,673	12,1	114,990	17,425	12	113,097	17,716	0	60	0,000	0%
4	350	2337,619	12,1	114,990	20,329	12	113,097	20,669	0	60	0,000	0%
5	450	3005,510	12,1	114,990	26,137	12	113,097	26,575	0	60	0,000	0%
6	550	3673,401	12,1	114,990	31,945	12	113,097	32,480	0	60	0,000	0%
7	600	4007,347	12,1	114,990	34,849	12	113,097	35,433	0	60	0,000	0%
8	700	4675,238	12,1	114,990	40,658	12	113,097	41,338	0	60	0,000	0%
9	750	5009,184	12,1	114,990	43,562	12	113,097	44,291	0	60	0,000	0%
10	850	5677,075	12,1	114,990	49,370	12	113,097	50,196	0	60	0,000	0%
11	900	6011,020	12	113,097	53,149	12	113,097	53,149	0	60	0,000	0%
12	950	6344,966	12	113,097	56,102	12	113,097	56,102	0	60	0,000	0%
13	1000	6678,912	12	113,097	59,055	12	113,097	59,055	0	60	0,000	0%
14	1050	7012,857	12	113,097	62,007	12	113,097	62,007	0	60	0,000	0%
15	1075	7179,830	12	113,097	63,484	12	113,097	63,484	0	60	0,000	0%
16	1100	7346,803	12	113,097	64,960	12	113,097	64,960	0	60	0,000	0%
17	1100	7346,803	12	113,097	64,960	12	113,097	64,960	0	60	0,000	0%
18	1100	7346,803	12	113,097	64,960	12	113,097	64,960	0	60	0,000	0%
19	1125	7513,776	12	113,097	66,436	12	113,097	66,436	0	60	0,000	0%
20	1150	7680,748	12	113,097	67,913	12	113,097	67,913	0,14	60,14	0,002	0%
21	1175	7847,721	12	113,097	69,389	12	113,097	69,389	0,25	60,25	0,004	0%
22	1150	7680,748	12	113,097	67,913	12	113,097	67,913	0,37	60,37	0,006	1%
23	1150	7680,748	12	113,097	67,913	12	113,097	67,913	0,48	60,48	0,008	1%
24	1150	7680,748	12	113,097	67,913	12	113,097	67,913	0,73	60,73	0,012	1%
25	1200	8014,694	11,9	111,220	72,061	12	113,097	70,865	0,96	60,96	0,016	2%
26	1200	8014,694	11,9	111,220	72,061	12	113,097	70,865	1,04	61,04	0,017	2%
27	1200	8014,694	11,8	109,359	73,288	12	113,097	70,865	1,21	61,21	0,020	2%
28	1200	8014,694	11,8	109,359	73,288	12	113,097	70,865	1,48	61,48	0,025	2%
29	1200	8014,694	11,8	109,359	73,288	12	113,097	70,865	1,7	61,7	0,028	3%
30	1200	8014,694	11,7	107,513	74,546	12	113,097	70,865	1,92	61,92	0,032	3%
31	1200	8014,694	11,7	107,513	74,546	12	113,097	70,865	2,12	62,12	0,035	4%
32	1225	8181,667	11,7	107,513	76,099	12	113,097	72,342	2,38	62,38	0,040	4%
33	1225	8181,667	11,7	107,513	76,099	12	113,097	72,342	2,45	62,45	0,041	4%
34	1225	8181,667	11,7	107,513	76,099	12	113,097	72,342	2,7	62,7	0,045	5%
35	1250	8348,639	11,7	107,513	77,652	12	113,097	73,818	2,92	62,92	0,049	5%
36	1250	8348,639	11,6	105,683	78,997	12	113,097	73,818	3,26	63,26	0,054	5%
37	1250	8348,639	11,6	105,683	78,997	12	113,097	73,818	3,58	63,58	0,060	6%
38	1250	8348,639	11,6	105,683	78,997	12	113,097	73,818	3,92	63,92	0,065	7%
39	1250	8348,639	11,5	103,869	80,377	12	113,097	73,818	4,27	64,27	0,071	7%
40	1250	8348,639	11,4	102,070	81,793	12	113,097	73,818	4,5	64,5	0,075	8%
41	1250	8348,639	11,3	100,287	83,247	12	113,097	73,818	4,92	64,92	0,082	8%
42	1250	8348,639	11,1	96,769	86,274	12	113,097	73,818	5,31	65,31	0,089	9%
43	1250	8348,639	10,9	93,313	89,469	12	113,097	73,818	5,72	65,72	0,095	10%
44	1250	8348,639	10,7	89,920	92,845	12	113,097	73,818	5,93	65,93	0,099	10%
45	1250	8348,639	10,5	86,590	96,416	12	113,097	73,818	6,33	66,33	0,106	11%
46	1200	8014,694	10,2	81,713	98,084	12	113,097	70,865	6,75	66,75	0,113	11%
47	1100	7346,803	9,9	76,977	95,442	12	113,097	64,960	7,1	67,1	0,118	12%
48	1000	6678,912	9,3	67,929	98,322	12	113,097	59,055	7,7	67,7	0,128	13%
49	900	6011,020	8,8	60,821	98,831	12	113,097	53,149	8,3	68,3	0,138	14%

DIAGRAMA DE ACERO DE MAQUINARIA.

DIAGRAMA # 2



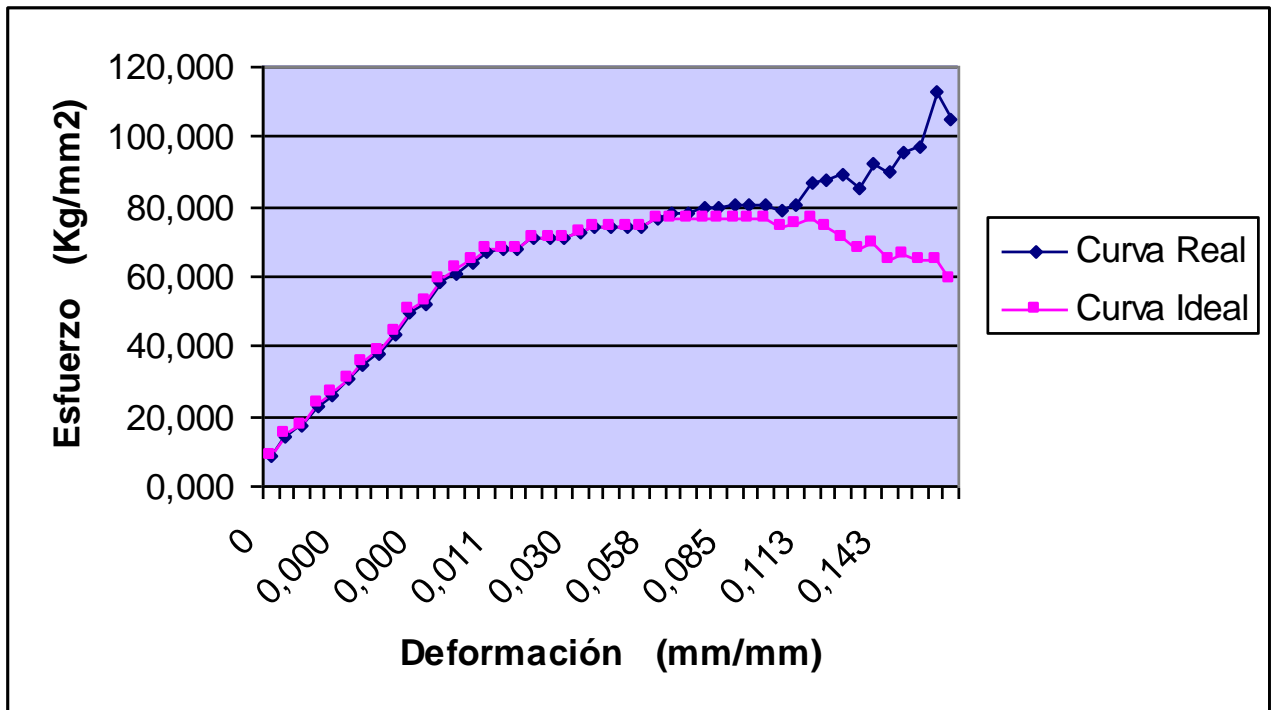
ACERO DE MAQUINARIA (2)	Valores	Unidad
Longitud final	208,3	mm
Estricción	47,107	%
Esfuerzo de rotura real	98,831	Kg / mm ²
Esfuerzo de rotura aparente	53,149	Kg / mm ²
Esfuerzo de fluencia	64,96	Kg / mm ²
Resistencia a la tracción	73,818	Kg / mm ²

PRUEBA # 3 ACERO DE MAQUINARIA.

#	PRESIÓN HIDRAU. (PSI)	CARGA (Kg)	DIÁMETRO DE PROBETA (mm)	ÁREA DE PROBETA (mm ²)	ESFUERZO PRACTICO (Kg/mm ²)	DIÁMETRO DE PROBETA (mm)	ÁREA DE PROBETA (mm ²)	ESFUERZO DE INGENIERIA (Kg/mm ²)	LECTURA CARATULA R (mm)	LONGITUD CALIBRADA (mm)	DEFORMACION (mm/mm)	DEFORMACIÓN PORCENTUAL (%)
	P_t	$F_t = P_t \times \frac{(A_c - A_v)}{2,205}$	D_p	$A_p = \frac{\pi \times D_p^2}{4}$	$\sigma = \frac{F_t}{A_p}$	D_{pc} <i>const</i>	$A_{pc} = \frac{\pi \times D_{pc}^2}{4}$	$\sigma_c = \frac{F_t}{A_{pc}}$	L_c	$L_p = L_c + L_o$	$\epsilon = \frac{L_f - L_o}{L_o}$	$\delta = \epsilon \times 100\%$
1	150	1001,837	12,1	114,990	8,712	12	113,097	8,858	0	60	0	0%
2	250	1669,728	12,1	114,990	14,521	12	113,097	14,764	0	60	0,000	0%
3	300	2003,673	12,1	114,990	17,425	12	113,097	17,716	0	60	0,000	0%
4	400	2671,565	12,1	114,990	23,233	12	113,097	23,622	0	60	0,000	0%
5	450	3005,510	12,1	114,990	26,137	12	113,097	26,575	0	60	0,000	0%
6	525	3506,429	12,1	114,990	30,493	12	113,097	31,004	0	60	0,000	0%
7	600	4007,347	12,1	114,990	34,849	12	113,097	35,433	0	60	0,000	0%
8	650	4341,293	12,1	114,990	37,754	12	113,097	38,385	0	60	0,000	0%
9	750	5009,184	12,1	114,990	43,562	12	113,097	44,291	0	60	0,000	0%
10	850	5677,075	12,1	114,990	49,370	12	113,097	50,196	0	60	0,000	0%
11	900	6011,020	12,1	114,990	52,274	12	113,097	53,149	0	60	0,000	0%
12	1000	6678,912	12,1	114,990	58,082	12	113,097	59,055	0	60	0,000	0%
13	1050	7012,857	12,1	114,990	60,987	12	113,097	62,007	0	60	0,000	0%
14	1100	7346,803	12,1	114,990	63,891	12	113,097	64,960	0	60	0,000	0%
15	1150	7680,748	12,1	114,990	66,795	12	113,097	67,913	0,33	60,33	0,006	1%
16	1150	7680,748	12	113,097	67,913	12	113,097	67,913	0,63	60,63	0,011	1%
17	1150	7680,748	12	113,097	67,913	12	113,097	67,913	0,92	60,92	0,015	2%
18	1200	8014,694	12	113,097	70,865	12	113,097	70,865	1,04	61,04	0,017	2%
19	1200	8014,694	12	113,097	70,865	12	113,097	70,865	1,17	61,17	0,020	2%
20	1200	8014,694	12	113,097	70,865	12	113,097	70,865	1,44	61,44	0,024	2%
21	1225	8181,667	12	113,097	72,342	12	113,097	72,342	1,77	61,77	0,030	3%
22	1250	8348,639	12	113,097	73,818	12	113,097	73,818	2,05	62,05	0,034	3%
23	1250	8348,639	12	113,097	73,818	12	113,097	73,818	2,36	62,36	0,039	4%
24	1250	8348,639	12	113,097	73,818	12	113,097	73,818	2,79	62,79	0,047	5%
25	1250	8348,639	12	113,097	73,818	12	113,097	73,818	3,15	63,15	0,053	5%
26	1300	8682,585	12	113,097	76,771	12	113,097	76,771	3,45	63,45	0,058	6%
27	1300	8682,585	11,9	111,220	78,067	12	113,097	76,771	3,79	63,79	0,063	6%
28	1300	8682,585	11,9	111,220	78,067	12	113,097	76,771	4,11	64,11	0,069	7%
29	1300	8682,585	11,8	109,359	79,395	12	113,097	76,771	4,45	64,45	0,074	7%
30	1300	8682,585	11,8	109,359	79,395	12	113,097	76,771	4,72	64,72	0,079	8%
31	1300	8682,585	11,7	107,513	80,758	12	113,097	76,771	5,08	65,08	0,085	8%
32	1300	8682,585	11,7	107,513	80,758	12	113,097	76,771	5,24	65,24	0,087	9%
33	1300	8682,585	11,7	107,513	80,758	12	113,097	76,771	5,66	65,66	0,094	9%
34	1250	8348,639	11,6	105,683	78,997	12	113,097	73,818	5,97	65,97	0,100	10%
35	1275	8515,612	11,6	105,683	80,577	12	113,097	75,295	6,2	66,2	0,103	10%
36	1300	8682,585	11,3	100,287	86,577	12	113,097	76,771	6,79	66,79	0,113	11%
37	1250	8348,639	11	95,033	87,850	12	113,097	73,818	7,26	67,26	0,121	12%
38	1200	8014,694	10,7	89,920	89,131	12	113,097	70,865	7,66	67,66	0,128	13%
39	1150	7680,748	10,7	89,920	85,417	12	113,097	67,913	7,88	67,88	0,131	13%
40	1175	7847,721	10,4	84,949	92,382	12	113,097	69,389	8,22	68,22	0,137	14%
41	1100	7346,803	10,2	81,713	89,910	12	113,097	64,960	8,56	68,56	0,143	14%
42	1125	7513,776	10	78,540	95,668	12	113,097	66,436	8,73	68,73	0,146	15%
43	1100	7346,803	9,8	75,430	97,399	12	113,097	64,960	9,1	69,1	0,152	15%
44	1100	7346,803	9,1	65,039	112,960	12	113,097	64,960	9,45	69,45	0,158	16%
45	1000	6678,912	9	63,617	104,986	12	113,097	59,055	9,9	69,9	0,165	17%

DIAGRAMA DE ACERO DE MAQUINARIA.

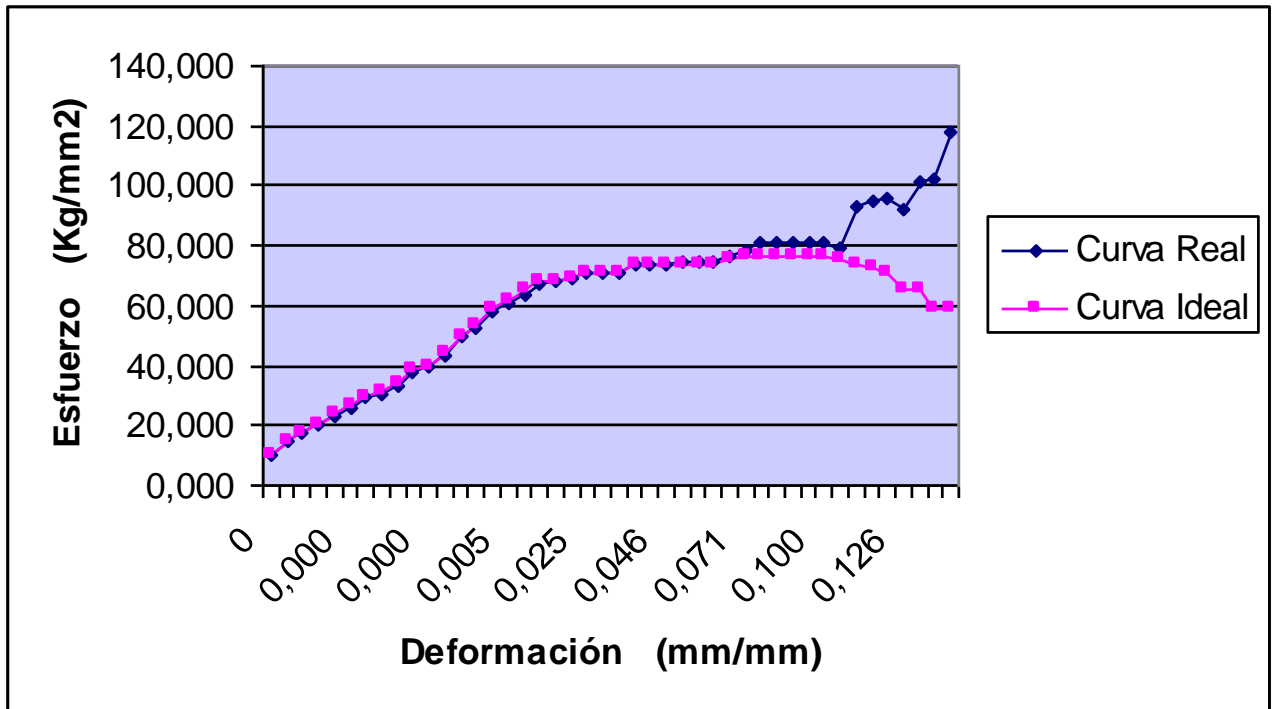
DIAGRAMA # 3



ACERO DE MAQUINARIA (3)	Valores	Unidad
Longitud final	209,9	mm
Estricción	44,675	%
Esfuerzo de rotura real	112,96	Kg / mm ²
Esfuerzo de rotura aparente	59,055	Kg / mm ²
Esfuerzo de fluencia	67,913	Kg / mm ²
Resistencia a la tracción	76,771	Kg / mm ²

DIAGRAMA DE ACERO DE MAQUINARIA.

DIAGRAMA # 4



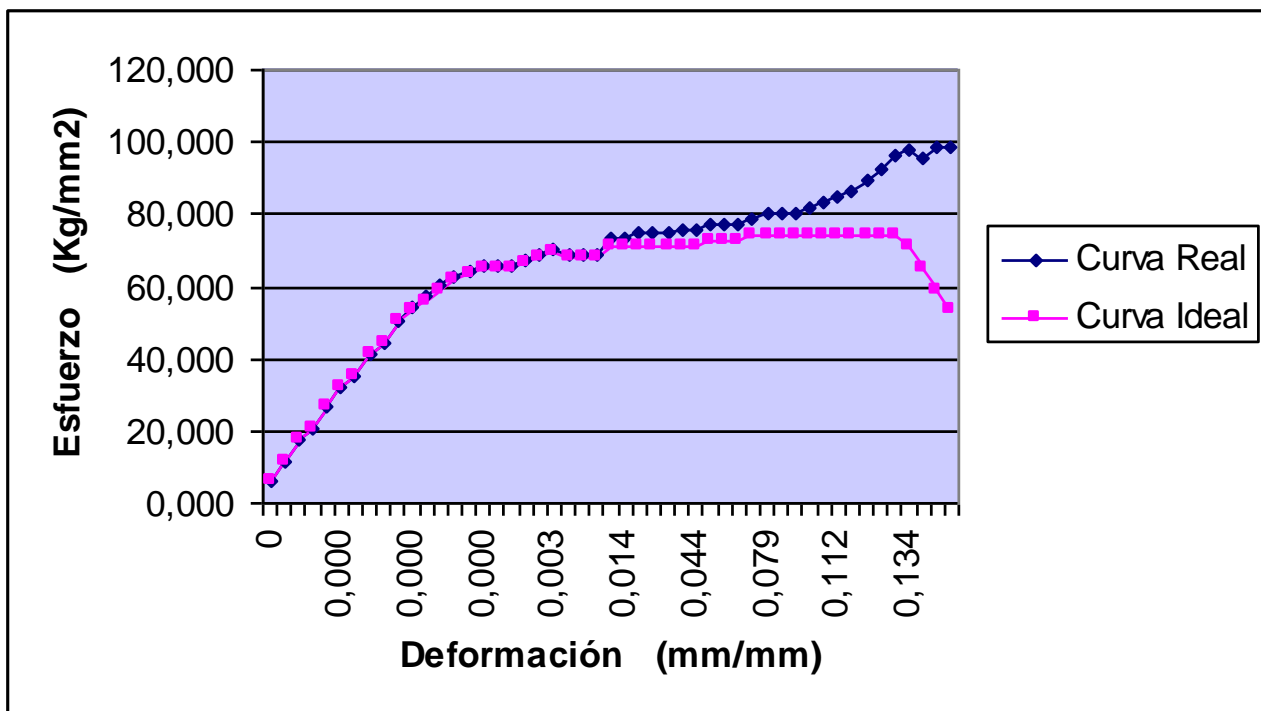
ACERO DE MAQUINARIA (4)	Valores	Unidad
Longitud final	209,4	mm
Estricción	50,652	%
Esfuerzo de rotura real	117,7	Kg / mm ²
Esfuerzo de rotura aparente	59,055	Kg / mm ²
Esfuerzo de fluencia	67,913	Kg / mm ²
Resistencia a la tracción	76,771	Kg / mm ²

PRUEBA # 5 ACERO DE MAQUINARIA.

#	PRESIÓN HIDRAU. (PSI)	CARGA (Kg)	DIÁMETRO DE PROBETA (mm)	ÁREA DE PROBETA (mm ²)	ESFUERZO PRACTICO (Kg/mm ²)	DIÁMETRO DE PROBETA (mm)	ÁREA DE PROBETA (mm ²)	ESFUERZO DE INGENIERIA (Kg/mm ²)	LECTURA CARATULA R (mm)	LONGITUD CALIBRADA (mm)	DEFORMACION (mm/mm)	DEFORMACIÓN PORCENTUAL (%)
	Pt	$Ft = Pt \times \frac{(Ac - Av)}{2,205}$	Dp	$Ap = \frac{\pi \times Dp^2}{4}$	$\sigma = \frac{Ft}{Ap}$	Dpc const	$Apc = \frac{\pi \times Dpc^2}{4}$	$\sigma_c = \frac{Ft}{Apc}$	Lc	$Lp = Lc + Lo$	$\epsilon = \frac{Lf - Lo}{Lo}$	$\delta = \epsilon \times 100\%$
1	100	667,891	12	113,097	5,905	12	113,097	5,905	0	60	0	0%
2	200	1335,782	12	113,097	11,811	12	113,097	11,811	0	60	0,000	0%
3	300	2003,673	12	113,097	17,716	12	113,097	17,716	0	60	0,000	0%
4	350	2337,619	12	113,097	20,669	12	113,097	20,669	0	60	0,000	0%
5	450	3005,510	12	113,097	26,575	12	113,097	26,575	0	60	0,000	0%
6	550	3673,401	12	113,097	32,480	12	113,097	32,480	0	60	0,000	0%
7	600	4007,347	12	113,097	35,433	12	113,097	35,433	0	60	0,000	0%
8	700	4675,238	12	113,097	41,338	12	113,097	41,338	0	60	0,000	0%
9	750	5009,184	12	113,097	44,291	12	113,097	44,291	0	60	0,000	0%
10	850	5677,075	12	113,097	50,196	12	113,097	50,196	0	60	0,000	0%
11	900	6011,020	11,9	111,220	54,046	12	113,097	53,149	0	60	0,000	0%
12	950	6344,966	11,9	111,220	57,049	12	113,097	56,102	0	60	0,000	0%
13	1000	6678,912	11,9	111,220	60,051	12	113,097	59,055	0	60	0,000	0%
14	1050	7012,857	11,9	111,220	63,054	12	113,097	62,007	0	60	0,000	0%
15	1075	7179,830	11,9	111,220	64,555	12	113,097	63,484	0	60	0,000	0%
16	1100	7346,803	11,9	111,220	66,056	12	113,097	64,960	0	60	0,000	0%
17	1100	7346,803	11,9	111,220	66,056	12	113,097	64,960	0	60	0,000	0%
18	1100	7346,803	11,9	111,220	66,056	12	113,097	64,960	0	60	0,000	0%
19	1125	7513,776	11,9	111,220	67,558	12	113,097	66,436	0	60	0,000	0%
20	1150	7680,748	11,9	111,220	69,059	12	113,097	67,913	0,12	60,12	0,002	0%
21	1175	7847,721	11,9	111,220	70,560	12	113,097	69,389	0,16	60,16	0,003	0%
22	1150	7680,748	11,9	111,220	69,059	12	113,097	67,913	0,18	60,18	0,003	0%
23	1150	7680,748	11,9	111,220	69,059	12	113,097	67,913	0,25	60,25	0,004	0%
24	1150	7680,748	11,9	111,220	69,059	12	113,097	67,913	0,28	60,28	0,005	0%
25	1200	8014,694	11,8	109,359	73,288	12	113,097	70,865	0,55	60,55	0,009	1%
26	1200	8014,694	11,8	109,359	73,288	12	113,097	70,865	0,81	60,81	0,014	1%
27	1200	8014,694	11,7	107,513	74,546	12	113,097	70,865	1,17	61,17	0,020	2%
28	1200	8014,694	11,7	107,513	74,546	12	113,097	70,865	1,54	61,54	0,026	3%
29	1200	8014,694	11,7	107,513	74,546	12	113,097	70,865	1,98	61,98	0,033	3%
30	1200	8014,694	11,6	105,683	75,837	12	113,097	70,865	2,29	62,29	0,038	4%
31	1200	8014,694	11,6	105,683	75,837	12	113,097	70,865	2,62	62,62	0,044	4%
32	1225	8181,667	11,6	105,683	77,417	12	113,097	72,342	3,08	63,08	0,051	5%
33	1225	8181,667	11,6	105,683	77,417	12	113,097	72,342	3,46	63,46	0,058	6%
34	1225	8181,667	11,6	105,683	77,417	12	113,097	72,342	3,84	63,84	0,064	6%
35	1250	8348,639	11,6	105,683	78,997	12	113,097	73,818	4,33	64,33	0,072	7%
36	1250	8348,639	11,5	103,869	80,377	12	113,097	73,818	4,74	64,74	0,079	8%
37	1250	8348,639	11,5	103,869	80,377	12	113,097	73,818	5,19	65,19	0,087	9%
38	1250	8348,639	11,5	103,869	80,377	12	113,097	73,818	5,61	65,61	0,094	9%
39	1250	8348,639	11,4	102,070	81,793	12	113,097	73,818	6,17	66,17	0,103	10%
40	1250	8348,639	11,3	100,287	83,247	12	113,097	73,818	6,21	66,21	0,104	10%
41	1250	8348,639	11,2	98,520	84,740	12	113,097	73,818	6,71	66,71	0,112	11%
42	1250	8348,639	11,1	96,769	86,274	12	113,097	73,818	7,24	67,24	0,121	12%
43	1250	8348,639	10,9	93,313	89,469	12	113,097	73,818	7,85	67,85	0,131	13%
44	1250	8348,639	10,7	89,920	92,845	12	113,097	73,818	7,9	67,9	0,132	13%
45	1250	8348,639	10,5	86,590	96,416	12	113,097	73,818	7,96	67,96	0,133	13%
46	1200	8014,694	10,2	81,713	98,084	12	113,097	70,865	8,02	68,02	0,134	13%
47	1100	7346,803	9,9	76,977	95,442	12	113,097	64,960	8,68	68,68	0,145	14%
48	1000	6678,912	9,3	67,929	98,322	12	113,097	59,055	8,99	68,99	0,150	15%
49	900	6011,020	8,8	60,821	98,831	12	113,097	53,149	9,25	69,25	0,154	15%

DIAGRAMA DE ACERO DE MAQUINARIA.

DIAGRAMA # 5



ACERO DE MAQUINARIA (5)	Valores	Unidad
Longitud final	209,25	mm
Estricción	46,222	%
Esfuerzo de rotura real	98,831	Kg / mm ²
Esfuerzo de rotura aparente	53,149	Kg / mm ²
Esfuerzo de fluencia	64,96	Kg / mm ²
Resistencia a la tracción	73,818	Kg / mm ²

ANÁLISIS ESTADÍSTICO Y COMPARATIVO

DEL ENSAYO A LA TRACCIÓN DEL

ACERO DE MAQUINARIA

Para el análisis estadístico se considera las resistencias de rotura real de los ensayos; a través de la media y la desviación estándar, podremos determinar la variación o error de la muestra del material. De modo que nos permita evaluar con los valores de los fabricantes.

ACERO DE MAQUINARIA		
PRUEBA #	ESFUERZO DE ROTURA REAL <i>σ_{rr}</i> (Kg / mm²)	
	X	X²
1	129,613	16799,5298
2	98,831	9767,56656
3	112,96	12759,9616
4	117,7	13853,29
5	98,831	9767,56656
Σ	557,935	62947,9145

El promedio de estos valores (x) es:

$$\bar{x} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^5 x_i = \frac{1}{5} (557,935 \text{ Kg} / \text{mm}^2)$$

$$\bar{x} = 111,587 \text{ Kg} / \text{mm}^2$$

Y la desviación estándar viene dada por:

$$s = \sqrt{\frac{\sum x_i^2 - \frac{(\sum x_i)^2}{N}}{N-1}} = \sqrt{\frac{62947,915 - \frac{(557,935)^2}{5}}{5-1}}$$

$$s = 13,130 \text{ Kg} / \text{mm}^2$$

De esto se deduce que:

$$\sigma_{rr} = 111,587 \text{ Kg} / \text{mm}^2 \pm 13,130$$

Por lo tanto el error del ensayo con este material es:

$$U = \frac{s}{\bar{x}} \times 100\% = \frac{13,130 \text{ Kg} / \text{mm}^2}{111,587 \text{ Kg} / \text{mm}^2} \times 100\%$$

$$U = 11,7\%$$

Entonces la confiabilidad del ensayo con este material es del 88,3%.

Las pruebas realizadas al *Acero Bonificado para Maquinaria* arrojaron los siguientes resultados.

# de prueba	<i>Esfuerzo de fluencia</i> (Kg / mm ²)	<i>Esfuerzo de rotura real</i> (Kg / mm ²)	<i>Resistencia a la tracción</i> (Kg / mm ²)	<i>Estricción</i> (%)	<i>Elongación</i> (%)
1	66,436	129,613	73,818	52,947	15
2	64,96	98,831	73,818	47,107	14
3	67,913	112,96	76,771	44,675	17
4	67,913	117,7	76,771	50,652	16
5	64,96	98,831	73,818	46,222	15
PROMEDIO	66,4364	111,587	74,9992	48,3206	15,4

Como observación en este ensayo podemos mencionar que el tipo de fractura es del tipo Estrella.

Según los Catálogos IVAN BOHMAN, para este material tenemos los siguientes valores teóricos:

ACERO DE MAQUINARIA			
<i>Esfuerzo de fluencia</i> (Kg / mm ²)	<i>Resistencia a la tracción</i> (Kg / mm ²)	<i>Estricción mínima</i> (%)	<i>Elongación mínima</i> (%)
70	90	45	12

Los valores obtenidos en las pruebas de tracción para este, material de igual manera se aproximan a los presentados por los fabricantes.

CAPÍTULO IV.

VALORACIÓN ECONÓMICA, IMPACTO AMBIENTAL Y MANTENIMIENTO DEL PROYECTO.

4.1 VALORACIÓN ECONÓMICA.

Es uno de los principales requisitos del proyecto, el cual determina el índice económico que justifica la inversión realizada por los estudiantes que conforman el grupo de tesis de grado.

Para la valoración económica de la máquina de ensayos a la tracción de materiales ferrosos se analiza los diversos parámetros que van desde el salario del trabajador (operador de máquinas herramientas), costo de la maquinaria utilizada en el taller mecánico del A.E.I.R.N.N.R, costo de materiales e insumos empleados, costo de la mano de obra, costo de la energía eléctrica consumida, costo del diseño de ingeniería, mismos que nos permiten encontrar el costo total del proyecto.

4.1.1 Parámetros para el cálculo del costo total del proyecto.

4.1.1.1 Salario de un trabajador.

Según la fuente INEC, se tiene que el sueldo básico mensual de un operador de máquinas-herramientas es de:

$A = 350 \text{ \$/ mensual}$; Por lo que anualmente el sueldo de un trabajador es:

$$B = 4200 \text{ \$}.$$

Considerando que un operador, labora como promedio anual, un total de:

$C = 230 \text{ días}$, y tomando en cuenta que diariamente labora 8 horas, tenemos:

$$C = 110400 \text{ min}.$$

4.1.1.2 Costo de mano de obra directa.

El costo de mano de obra directa, se obtiene al dividir el salario anual para los minutos trabajados al año por el operador, de tal manera que:

$$D = \frac{B}{C} = \frac{4200\$}{110400\text{min}}$$

$$D = 0,038\$ / \text{min}$$

O lo que es lo mismo, un operador recibe la cantidad de:

$$D = 2,283 \text{ \$ / hora}.$$

4.1.1.3 Determinación del costo de maquinaria (Cm):

El costo de maquinaria (minuto-máquina) se determina tomando el valor de una máquina nueva, el financiamiento al adquirirla, su potencia y la energía de consumo.

Estos parámetros que definen el costo de maquinaria, se expresan a continuación:

4.1.1.3.1 Costo por uso (Cu).

Lo obtenemos multiplicando el costo anual (Ca) de la máquina por el coeficiente de consumo (Cc) de 0.3.

$$Cu = Ca \times Cc = Ca \times 0,3$$

4.1.1.3.2 Potencia nominal (P).

Se trata de la capacidad instalada de la maquinaria P_m (potencia eléctrica, cadenas de mando, cadena cinemática y potencia mecánica) multiplicada por el coeficiente de 1,17 referente a las pérdidas responsables al hombre y finalmente asignándole un valor de 1,12 a las pérdidas por causa de la maquinaria.

$$P = P_m \times 1,17 \times 1,12$$

Mediante esta ecuación podemos determinar la energía consumida por la maquinaria.

4.1.1.4 Costo de energía consumida (E):

Se obtiene al dividir la potencia de la máquina para el tiempo de operación.

$$E = \frac{P}{t}$$

Esta energía consumida se multiplica por la tarifa de consumo eléctrico, cuyo valor es de 0,12 Kw/hora, para obtener el consumo en dólares de la máquina.

4.1.1.5 Costo del minuto-maquina (Cmm).

De acuerdo a los parámetros antes definidos tenemos que:

$$C_{mm} = \frac{C_a + C_u + E}{C} \left[\frac{\$}{\text{min}} \right]$$

De igual manera se puede determinar el costo por hora de la maquinaria empleada sí, a la ecuación anterior la multiplicamos por 60.

$$C_{hm} = C_{mm} \times 60 \left[\frac{\$}{\text{hora}} \right]$$

4.1.1.6 Cuota de amortización

Es la expresión monetaria de la reducción de valor experimentada por el elemento patrimonial que se deprecia durante el ejercicio económico correspondiente, en la realización de mecanizado a lo cual se expone la máquina y se expresa por la siguiente ecuación.

$$H = \frac{\text{Costo de la máquina} - \text{Valor de reventa}}{\text{Vida útil (años)}}$$

$$H = \frac{C.m - V_r}{N_u}$$

4.1.1.7 Ejemplo de cálculo sobre costo de maquinaria:

Citaremos como ejemplo el cálculo del costo de una Fresadora, para lo cual se consideran las ecuaciones antes descritas, de tal manera que:

- Costo de la máquina (Cm): 12000 \$
- Financiamiento : 5 años
- Costo anual (Ca) : $C_m/5 \text{ años} = 12000 \$/5$
 $C_a = 2400 \$ \text{ al año}$
- Costo por uso (Cu)

$$C_u = C_a \times C_c = 2400 \$ \times 0,3$$

$$C_u = 720 \$$$

- Potencia nominal (P)

Si se tiene:

$$P_m = 10Hp \times \frac{0,746Kw}{1Hp} = 7,46Kw$$

$$P = 7,46Kw \times 1,17 \times 1,12$$

$$P = 9,77Kw$$

- Energía consumida (E)

$$E = \frac{P}{t} \times 0,12Kw/hora = \frac{9,77Kw}{1hora} \times 0,12\$/Kw/hora$$

$$E = 1,1724\$.$$

- Costo del minuto máquina (Cmm)

$$Cmm = \frac{Ca + Cu + E}{C}$$

$$Cmm = \frac{(2400 + 720 + 1,173)\$}{110400 \text{ min.}}$$

$$Cmm = 0,02827\$/\text{min}$$

- Costo de la hora máquina (Chm.):

$$C.h.m = 0,02827 \$/\text{min} \times 60 \text{ min}/\text{hora}$$

$$C.h.m. = 1,696 \$/\text{hora}$$

- Cuota amortizable (H).

Dando: Vr (valor de reventa) = 5000 USD

Nu (vida útil de la máquina) = 15 años, tenemos que la cuota amortizable es:

$$H = \frac{C.m - Vr}{Nu} = \frac{12000\$ - 5000\$}{15 \text{ años}}$$

$$H = 466,67\$/\text{año.}$$

4.1.1.8 Tabla del costo de maquinaria.

De acuerdo con el ejemplo anterior podremos obtener los diferentes tipos de parámetros para cada tipo de máquina, conociendo el costo estimado de cada una de éstas.

N°	Máquina	Cm costo de la máquina nueva \$	Financiamiento años	Ca	Cu	Pm	P	E	C. m. m	C. h. m	Vr	Nu	H
				\$	\$	Kw.	Kw.	\$	\$/min.	\$/hora	\$	Años	\$
1	Fresadora	12000	5	2400	720	7,46	9,77	1.173	0.028	1,696	5000	15	466,67
2	Torno	10000	5	2000	600	8,95	11,73	1.41	0,024	1,413	4000	15	400
3	Sierra alternativa	3000	3	1000	300	1,49	1,95	0,23	0,0118	0,7	1000	13	153,8
4	Soldadora eléctrica	1200	2	600	180	23,1	30,27	3,63	0,0071	0,425	500	12	58,3
5	Taladradora de pedestal	800	2	400	120	0,56	0,73	0,088	0,0047	0,28	300	9	55,6
6	Esmeladora de pedestal	200	1	200	60	0,56	0,73	0,088	0,0023	0,14	50	5	30
7	Compresor	850	2	425	127,5	4,85	6,35	0,76	0,005	0,3	400	7	57,14
8	Taladradora de mano	80	1	80	24	0,373	0,48	0,059	0,00094	0,056	20	2	30
9	Esmeladora de mano	80	1	80	24	0,373	0,48	0,059	0,00094	0,056	20	2	30
10	Equipo oxiacetilénico	850	2	425	127,5	-	-	-	0,005	0,3	400	7	57,14
11	Cizalla	120	1	120	36	-	-	-	0,0014	0,084	50	8	8,75
12	Plegadora de mano	450	1	450	135	-	-	-	0,0052	0,32	150	8	37,5

4.1.2 Costo de la maquinaria empleada.

De acuerdo a los costos por hora de la maquinaria expuestos en la tabla anterior y al tiempo de utilización de las mismas en la realización de este proyecto se tiene:

N°	Máquina	Tiempo de utilización (horas)	C. h. m (\$ / hora)	Total (\$)
1	Torno	200	1,413	282,6
2	Sierra alternativa	8	0,7	5,6
3	soldadora eléctrica	100	0,425	42,5
4	Taladradora de pedestal	400	0,28	112
5	Esmeriladora con pedestal	20	0,14	2,8
6	Compresor	10	0,3	3
7	Taladradora de mano	10	0,056	0,56
8	Esmeril de mano	10	0,056	0,56
9	Equipo oxiacetilénico	5	0,3	1,5
10	Cizalla	5	0,084	0,42
11	Plegadora de lámina	5	0,32	1,6
Total		773	Total	453,14

4.1.3 Costo de la mano de obra: (C.m.o)

Con el tiempo total de empleo de las máquinas se puede determinar el costo de la mano de obra, sabiendo que:

$$D = 2,283 \$ / \text{hora.}$$

$$T = 773 \text{ horas}$$

$$C.m.o = D \times T = 2,283 \$ / \text{hora} \times 773 \text{ horas}$$

$$C.m.o = 1764,76 \$$$

4.1.4 Costo de la energía eléctrica consumida.

Los costos de consumo de energía se detallan a continuación, en los que se evalúan las diferentes máquinas eléctricas con su periodo de utilización.

N°	Máquina	Tiempo de utilización (horas)	E \$ / hora	Total \$
1	Torno	200	1,413	282
2	Sierra alternativa	8	0,23	1,84
3	Soldadora eléctrica	100	3,63	363
4	Taladradora de pedestal	400	0,088	35,2
5	Esmeriladora con pedestal	20	0,088	1,76
6	Compresor	10	0,76	7,6
7	Taladradora de mano	10	0,059	0,59
8	Esmeriladora de mano	10	0,059	0,59
			Total	692,58 \$

4.1.5 Costo de materiales (CM).

Para determinar el costo de materiales se incluye los costos directos e indirectos, que fueron utilizados en la construcción de la máquina.

4.1.5.1 Costos directos (CD).

Se detallan los costos de materia prima, costo de equipo oleohidráulico, costo de herramientas y los costos de los instrumentos de medida a utilizar.

4.1.5.1.1 Costos de materia prima.

Los elementos considerados como materia prima en la realización del presente proyecto se detallan a continuación:

Nº	Unidad	Denominación	Características	Cantidad	PU	PT
1	mm	Perfil UPN	200x75x8,5x6000	1	139,5	139,5
2	mm	Angulo de lados iguales	100x100x8x6000	2	64	128
3	mm	Angulo de lados iguales	50x50x4x1000	1	6,5	6,5
4	mm	Plancha negra	500x400x12	3	25	75
5	mm	Plancha negra	500x400x25,4	1	53,61	53,61
6	mm	Separadores (plancha negra)	200x100x8	4	5,25	21
7	mm	Tubo negro	Ø30x6000	1	9,82	9,82
8	mm	Eje de transmisión	Ø19x3000	1	26,38	26,38
9	mm	Eje de transmisión	Ø22x4000	1	30,25	30,25
10	mm	Eje de transmisión	Ø127x50	4	14,94	59,76
11	Pulg.	Eje de transmisión	Ø3x3	3	9,75	29,25
12	mm	Eje de maquinaria	Ø22x1500	1	16,95	16,95
13	Pulg.	Varilla lisa	Ø22x6000	1	16,72	16,72
14	Pulg.	Varilla corrugada	Ø22x1500	1	8	8
15	Pulg.	Plancha de acero negro	1200x2400x1,5	1	21	21
16	Pulg.	Presillas (plancha negra)	100x50x8	8	3	24
17	Pulg.	Perno hexagonal Americano	7/8 NC x 2	13	1,85	24,05
18	Pulg.	Perno hexagonal Americano	7/8 NC x 2,5	1	1,9	1,9
19	Pulg.	Perno hexagonal Americano	3/4 NC x 2	16	1,2	19,2
20	Pulg.	Perno tipo allen Americano	1/2 NC x 2,5	8	0,6	4,8
21	Pulg.	Perno hexagonal Americano	11/16 NC x 2,5	1	1,1	1,1
22	Pulg.	Perno hexagonal Americano	3/8 NC x 2,5	6	0,25	1,5
23	Pulg.	Perno hexagonal Americano	5/16 NC x 1	2	0,22	0,44
24	Pulg.	Perno hexagonal Americano	1/4 NC x 1	18	0,1	1,8
25	mm	Perno hexagonal Europeo	m6x60	4	0,25	1
26	Pulg.	Perno hexagonal Americano	1/2 NCx 1	4	0,3	1,2
27	Pulg.	Perno de cabeza redonda	3/16 NC x 3/4	50	0,03	1,5
28	Pulg.	Tuerca hexagonal Americana	7/8 NC	44	0,5	22
29	Pulg.	Tuerca hexagonal Americana	3/4 NC	16	0,3	4,8
30	Pulg.	Tuerca hexagonal Americana	11/16 NC	1	0,25	0,25
31	Pulg.	Tuerca hexagonal Americana	3/8 NC	8	0,08	0,64
32	Pulg.	Tuerca hexagonal Americana	5/16 NC	2	0,07	0,14
33	mm	Tuerca hexagonal Europea	M6	4	0,05	0,2
34	Pulg.	Tuerca hexagonal Americana	1/4 NC	18	0,04	0,72
35	Pulg.	Tuerca hexagonal Americana	3/16 NC	50	0,02	1
36	Pulg.	Arandela plana	Ø7/8	35	0,15	5,25
37	Pulg.	Arandela plana	Ø3/4	32	0,13	4,16
38	Pulg.	Arandela plana	Ø1/2	4	0,08	0,32
39	Pulg.	Arandela plana	Ø3/8	12	0,05	0,6
40	Pulg.	Arandela plana	Ø5/16	4	0,04	0,16
41	Pulg.	Arandela plana	Ø1/4	40	0,02	0,8

42	Pulg.	Arandela plana	Ø3/16	100	0,01	1
43	Pulg.	Arandela elástica (Groover)	Ø7/8	17	0,15	2,55
44	Pulg.	Arandela elástica (Groover)	Ø3/4	16	0,13	2,08
45	Pulg.	Arandela elástica (Groover)	Ø1/2	4	0,08	0,32
46	Pulg.	Arandela elástica (Groover)	Ø3/8	6	0,05	0,3
47	Pulg.	Arandela elástica (Groover)	Ø5/16	2	0,04	0,08
48	Pulg.	Arandela elástica (Groover)	Ø1/4	22	0,02	0,44
49	U	Manija con perno	-	2	0,45	0,9
50	U	Cerradura	-	1	1,6	1,6
51	U	Picaporte	-	1	0,6	0,6
Total						775,14

4.1.5.1.2 Costo del equipo oleohidráulico.

De igual manera en la siguiente tabla se detallan los elementos oleohidráulicos, empleados en la ejecución del presente proyecto:

Nº	Unidad	Denominación	Características	Cantidad	PU	PT
1	U	Cilindro hidráulico de doble efecto	Ø5 pulg. (cilindro) Ø2, 5 pulg. (vástago) carrera de 35cm	1	1250	1250
2	U	Gato hidráulico de elevación	Fuerza: 8 Ton. Carrera : 52cm Tipo de pistón : buzo	1	110	110
3	U	Bomba hidráulica de pistón manual	Ø pistón: 3/4 pulg. presión máxima : 3500 PSI Caudal: 1,37 lt/seg.	1	300	300
4	U	Válvula direccional de 4/3; 1/2 NPT	DMT-04-3C6-0 presión máxima : 3500 PSI	1	375	375
5	U	Manómetro	0-5000 PSI tipo: Bourdon	1	224	224
6	cm. ³	Depósito de aceite	15x23x43	1	30	30
7	micras	Filtro de aceite	50	1	36	36
8	métricas	Válvula de paso de caudal	tipo globo M20	1	4,9	4,9
9	m	Manguera de baja presión	Ø 0,12 x 2	1	7,2	7,2
10	m	Manguera de alta presión	Ø 0,09 x 1 con acoples	2	35	70
11	m	Manguera de alta presión	Ø 0,06 x 1,2 con acoples	2	20	40
12	U	T de acero	presión máxima : 4000 PSI	1	9,8	9,8
13	mm.	Neplo reductor hexagonal	M20	4	3,5	14
14	mm.	Neplo hexagonal	M16	1	2,7	2,7
15	Pulg.	Neplo hexagonal	3/4 NC	1	2,9	2,9
16	mm	Codo a 90°	M14	2	0,75	1,5
17	mm	Abrazadera regulable	Ø 20	4	0,3	1,2
18	mm	Tuerca hexagonal	M20	1	1	1
19	mm	Tapón	M20	1	2,7	2,7
20	galón	Aceite hidráulico	10W	3	9,5	28,5
Total:						2511,4

4.1.5.1.3 Costo de herramientas.

En la tabla siguiente se detallan las herramientas empleadas en el montaje y la construcción de la máquina.

Nº	Unidad	Denominación	Características	Cantidad	PU	PT
1	U	Marco para cerrar	acero y regulable	1	1,3	1,3
2	Pulg.	Dado de roscar	3/4 NC por 2	1	4,9	4,9
3	U	Palanca para dado de roscar	-	1	8	8
4	Pulg.	Cuchilla para torneear	3/8	1	6	6
5	Pulg.	Cuchilla para torneear	1/4	1	4,64	4,64
6	Pulg.	Macho de roscar	7/8 NC	2	7,5	15
7	Pulg.	Macho de roscar	1/2 NC	2	3,5	7
8	mm	Dado con hexágono externo	33	1	5,2	5,2
9	mm	Dado con hexágono externo	28	1	4,6	4,6
10	Pulg.	Llave mixta	1/2	1	0,6	0,6
11	Pulg.	Llave mixta	9/16	1	0,6	0,6
12	mm	Llave mixta	12	1	0,3	0,3
13	mm	Llave mixta	17	1	0,7	0,7
14	mm	Llave mixta	22	1	1,1	1,1
15	Pulg.	Llave corona	1/2-9/16	1	0,7	0,7
16	U	Llave inglesa	Extensible	1	4,95	4,95
17	Pulg.	Broca	3/16	1	0,5	0,5
18	Pulg.	Broca	3/4	1	5,5	5,5
19	Pulg.	Broca	7/8	1	6,8	6,8
20	Pulg.	Llave hexagonal para pernos Allen	3/8	2	2,8	5,6
21	U	Lima	grano fino	1	2,8	2,8
22	U	Lima	grano grueso	1	5	5
					Total	91,79

4.1.5.1.4 Costo de los instrumentos de medición.

En este cuadro se evalúan los instrumentos de medida utilizados en la máquina.

Nº	Unidad	Denominación	Características	Cantidad	PU	PT
1	m	Flexómetro	0-5	1	1,2	1,2
2	cm.	Escuadra	0-20	1	0,8	0,8
3	U	Calibrador	-	1	14,93	14,93
4	U	Nivel	-	1	1,6	1,6
5	mm	Extensímetro	0,10-50 mm	1	230	230
					Total	248,53

De acuerdo a los resultados tabulados anteriormente tenemos que los Costos Directos en la construcción de la Máquina son:

$CD = \text{Costo de materia prima} + \text{Costo de equipo oleohidráulico} + \text{Costo de herramientas} + \text{Costos de los instrumentos}$

$$CD = (775,15 + 2511,4 + 91,79 + 248,52) \$ = 3626,87 \$.$$

4.1.5.2 Costos indirectos (CI).

En este apartado se evalúan los elementos que intervienen en el proceso de construcción de la máquina. Estos son los siguientes:

Nº	Unidad	Denominación	Características	Cantidad	PU	PT
1	U	Hoja de sierra	acerada	3	1,3	3,9
2	lb.	Electrodo	7018 - (1/8)	5	1,7	8,5
3	lb.	Electrodo	6013 - (1/8)	5	0,95	4,75
4	lb.	Electrodo	6011 - (1/8)	15	0,6	9
5	par	Guantes para soldar	Cuero	1	1,3	1,3
6	U	Lente para soldar	negro-de vidrio	1	0,5	0,5
7	Pulg.	Brocha	2"	2	1,1	2,2
8	lb.	Carburo granulado	C2H2	10	0,6	6
9	U	Carga de oxígeno	-	1	20	20
10	U	Suelda de bronce	amarillo	1	0,6	0,6
11	U	Fundente	blanco	1	1,1	1,1
12	U	Lija de hierro	40	3	0,45	1,35
13	U	Lija de agua	150	8	0,27	2,16
14	U	Lija de agua	80	2	0,36	0,72
15	lt.	Desoxidante	-	1	2,2	2,2
16	lt.	Diluyente	-	15	1,25	18,75
17	Gl.	Gasolina	-	2	1,48	2,96
18	lt.	Pintura anticorrosiva	negro mate	1	3,2	3,2
19	lt.	Masilla plástica	-	1	3,5	3,5
20	U	Secante	rojo	1	0,25	0,25
21	Gl.	Pintura laca	verde esmeralda	1	10,5	10,5
22	lt.	Pintura laca	amarillo	1	3,2	3,2
23	lb.	Wipe	-	2	1,25	2,5
24	U	Cinta adhesiva	-	1	0,55	0,55
25	U	Teflón	-	1	0,8	0,8
26	m²	Franela	0,25	1	1	1
					Total	110,73

Con estos resultados y como se mencionó anteriormente los costos de materiales están determinados por:

$$CM = CD + CI = (3626,87 + 110,73) \$$$

$$CM = 3737,6 \$$$

4.1.6 Costo de diseño en Ingeniería.

Para la determinación de este parámetro se considera varios aspectos, que han permitido la culminación de este proyecto, cuyos valores se estiman a continuación:

CATEGORIA	VALOR (\$)
Visitas técnicas (Universidades, Empresas)	650
Adquisición de bibliografía (Libros, catálogos)	280
Capacitación	200
COSTO TOTAL DE DISEÑO	1130

4.1.7 Costo total del proyecto.

Para determinar el costo total del proyecto se suman los costos de maquinaria empleada, costos de energía consumida por las máquinas, costos de la mano de obra del operario, los costos de materiales y el costo del diseño en ingeniería, como demuestra el siguiente cuadro:

COSTOS	VALOR (\$)
Costo de la maquinaria empleada	453,14
Costo de la mano de obra	1764,76
Costo de la energía eléctrica consumida	692,58
Costo de materiales (CM)	3737,6
Costo de diseño en ingeniería	1130
COSTO TOTAL DEL PROYECTO	7778,08

4.2. IMPACTO AMBIENTAL.

Entendemos por impacto ambiental cualquier alteración, positiva o negativa, producida por la introducción en el territorio de una determinada actividad, la cual interviene sobre los factores que definen al mismo en cuanto al medio físico, biótico y abiótico y sobre las relaciones sociales y económicas del hombre con este medio.

La interacción de la máquina de ensayos a la tracción con la industria de la construcción y metalmeccánica constituye el objetivo final de un proceso aplicado a la ingeniería en el diseño sobre la calidad de los materiales empleados. Sin embargo; es necesario considerar el impacto ambiental negativo que ocasiona, aunque éstos sean poco notorios, por ejemplo:

- Los vertimientos de aceites al piso por cañerías averiadas o en el momento de llenar el depósito de aceite, produce contaminación al medio ambiente, además de olores desagradables.
- El ruido causado por la máquina en el momento de la rotura de los materiales a ensayar, puede producir un leve daño auditivo a los operadores.

- Los residuos de las probetas ensayadas pueden considerarse como desechos sólidos, que al ser arrojados a la intemperie llegan a corroerse y de alguna manera contaminan el medio ambiente.

Frente a estos impactos negativos citamos algunas alternativas de mejoramiento, para que el operador tenga en cuenta al momento de realizar prácticas en la máquina de ensayos:

- Ajustar correctamente los neoprenos de las mangueras con los accesorios y utilizar un embudo apropiado para el llenado del depósito.
- Utilizar los protectores auditivos, para evitar el ruido en la rotura de materiales.
- Es conveniente reciclar los residuos de las probetas en un recipiente propio para esto y apartado de la máquina, para su posterior tratamiento de fundición.

Podemos concluir que la máquina al no depender de energías contaminantes para su funcionamiento, no representa un agravante para el medio ambiente.

4.3 MANTENIMIENTO Y SEGURIDAD INDUSTRIAL.

4.3.1 Función del mantenimiento.

El mantenimiento implica el uso de prácticas y técnicas aplicadas a las máquinas y sus componentes a fin de garantizar su operatividad con la máxima eficiencia.

La máquina de ensayos requiere de igual manera del uso de planes de mantenimiento, los cuales están encaminados a cumplir lo siguiente:

- Asegurar la fiabilidad y la disponibilidad de los equipos, así como lograr el alcance de la vida útil de la máquina.
- Garantizar que el ensayo favorezca su análisis y resultados.
- Contribuir en la seguridad del operario, así como la protección del medio ambiente.

4.3.2 Tipos de mantenimiento que se requiere para la máquina de ensayos.

El mantenimiento que requiere la máquina puede clasificarse de la siguiente manera:

- ☞ Mantenimiento correctivo: está dirigido a resolver emergencias o fallas imprevistas durante la operación.
- ☞ Mantenimiento preventivo: comprende acciones programadas y ejecutadas con el fin de mantener la máquina en óptimas condiciones para su funcionamiento.

Un buen programa de mantenimiento se realiza por medio de una ficha en la cual se detalla las fechas de las revisiones, que elementos se han utilizado (aceites, filtros y juntas) y las averías de la máquina.

A continuación detallamos una serie de puntos a verificar diaria, semanal, semestral y anualmente.

4.3.2.1 Diariamente.

- Verificar el nivel de aceite del depósito.
- Verificar el aspecto del aceite (la presencia de espuma en la superficie indica que hay una entrada de aire).
- Anotar todas las fugas que se presenten por muy pequeñas que sean, bien sean en un accesorio o en una tubería.

4.3.2.2 Semanalmente.

- Reparar las fugas que durante el funcionamiento se han visto y para lo cual se haya hecho un listado de las mismas. No intente reparar una fuga apretando exageradamente los elementos de unión de una conducción, ya que puede ocasionar una fuga más pronunciada y por lo tanto cambiar el elemento averiado por uno nuevo.
- Verificar la estanqueidad de las tuberías.
- Verificar el buen anclaje del depósito, bomba, manómetro, distribuidor y del cilindro hidráulico.
- Verificar si existe alguna obstrucción en el filtro.

4.3.2.3 Mensual y semestralmente.

- Comprobación de aceite y transmisiones, puntos de anclajes bomba, manómetro, distribuidor, del cilindro hidráulico y de los conjuntos móviles (vástago del cilindro).

4.3.2.4 Anualmente.

- Tubería: durante todas las operaciones de reparación o mantenimiento de la máquina es indispensable taponar los tubos que se encuentren desabrochados de su lugar mediante tapones metálicos o de cualquier otro material menos con trapos, ya que están prohibidos su utilización.
- Todos los soportes y tuberías de los accesorios deben ser vueltos a montar con la máxima limpieza y con el mayor cuidado con respecto a su par de apriete.
- Depósito: Según el estado y las horas de funcionamiento del aceite, vaciar y limpiar.
- Bomba manual de pistón: Desmontar los principales elementos, limpiar (inyector), examinar las piezas en movimiento, verificar las juntas o sellos del pistón y a la vez, revisar la bola y el resorte de la válvula antiretorno. Finalmente revisar su montaje adecuadamente.
- Válvula de paso de caudal y distribuidor: Desmontarla, y limpiar las piezas y verificar los sellos, juntas o empaques. Todos los elementos que presenten anomalías y averías serán reemplazados por otros nuevos.
- Cilindro hidráulico: Inspeccionar el vástago, juntas o sellos, verificar si existen rayas en el cilindro, pérdidas de aceites y anclaje.
- Aceite hidráulico: Cambiar el aceite cuando haya sobrepasado las 1840 horas de funcionamiento, debido a que pierde las propiedades viscosas, anticongelantes, adherentes, antiespumantes, antioxidantes, etc.

4.3.3 Mantenimiento del Extensímetro.

- Manipular con cuidado el vástago del extensímetro ya que es sensible a los golpes.
- Durante un ensayo de tracción es conveniente retirar el extensímetro antes de que se destruya la probeta (antes de las dos últimas emboladas), para evitar la vibración y su posible destrucción.
- Lubricar periódicamente el vástago del extensímetro con aceites de máquina.
- Después del ensayo guardarlo en su respectivo estuche, para evitar daños por caídas.

4.3.4 Seguridad industrial

La seguridad industrial se encarga de educar e incentivar a los operadores en la tarea de evitar accidentes, con respecto a la máquina de ensayos se deben seguir ciertas normas de seguridad para su correcta operación, estas son las siguientes:

- ☞ Los estudiantes, profesores o instructores que operen la máquina deben capacitarse y adiestrarse sobre el manejo de la misma.
- ☞ La máquina durante el ensayo es confiable dentro de los parámetros como velocidad lenta del cilindro, manejo de la bomba y mediciones.
- ☞ Durante su operación es necesario tener precaución de no colocar las manos sobre los cabezales de las mordazas.
- ☞ Es aconsejable manipular las mordazas con cuidado para evitar posibles golpes o accidentes.
- ☞ Colocarse los protectores auditivos durante el ensayo, para evitar el impacto destructivo que se da en la probeta.
- ☞ Si por algún motivo se presenta alguna falla en el sistema hidráulico y se derrama aceite en el piso es necesario limpiar inmediatamente el piso y caminar con cuidado por el área afectada.

CONCLUSIONES.

Las conclusiones del proyecto son las siguientes:

- ☞ El diseño y la adecuada selección de los distintos elementos permitió la construcción de la Máquina Manual de Ensayos a la Tracción, con materiales existente en nuestro medio y a la vez cumpliendo con las expectativas planteadas en el proyecto investigativo.
- ☞ Los resultados de las pruebas realizadas en la Máquina Manual de Ensayos a la Tracción, arrojaron datos aceptables a los parámetros de los fabricantes, afianzando la confiabilidad en el análisis mecánico por parte de la Máquina.
- ☞ La guía de operación permite el fácil manejo y el correcto funcionamiento de la máquina, de modo que constituye un aporte académico práctico para los estudiantes.

Además de éstas, durante el proceso investigativo se llega a concluir que:

- ☞ Los ensayos realizados a diferentes materiales, han permitido analizar teórica y gráficamente las principales características mecánicas de éstos, que son punto de partida para el diseño y la selección en la ingeniería mecánica.
- ☞ Con los datos obtenidos de las pruebas se puede representar gráficamente las curvas tanto real como ideal, de los materiales ferrosos.

RECOMENDACIONES.

Las recomendaciones son las siguientes:

- ☞ Para la correcta operación de la máquina, se recomienda seguir los procedimientos (manipulación, medición) y planes de mantenimiento descritos en el proyecto de tesis.
- ☞ Reubicar la máquina en un lugar apropiado, para evitar el ruido, polvo, humo gases provenientes de los equipos existentes en el taller mecánico.
- ☞ Que a futuro se realice ensayos a la tracción con materiales blandos como: fundiciones, bronce, aleaciones de aluminio, maderas, y otros, con los que se muestren las curvas esfuerzo-deformación propias de cada material.
- ☞ La automatización de los elementos hidráulicos (bomba y válvula distribuidora), a fin de mejorar la fuerza hidráulica y por ende la eficiencia de la máquina.
- ☞ Que los instrumentos de medición (manómetro y extensímetro) puedan ser reemplazados por elementos electrónicos como: celdas de carga para la fuerza y galgas extensiométricas para medir la deformación y con la utilización de programas de adquisición de datos se presente resultados más exactos.

BIBLIOGRAFÍA.

1. AGA, *Catálogo de Soldadura.*, Editado por AGA, Guayaquil/Ecuador, (1995).
2. Bonifaz Celia, *Desarrollo de un Sistema de Adquisición de Datos Para la Máquina Universal de Ensayos del laboratorio de sólidos de la FIMCP.* Tesis de Ingeniería Mecánica, ESPOL, Guayaquil/Ecuador, (2002).
3. Cultural S.A, *Manual de Mecánica Industrial.* Editorial Cultural S.A, Madrid, (2002).
4. Davis H., Troxell G. y Wiskocil C., *Ensayo e Inspección de los Materiales en Ingeniería.* Ed. McGraw-Hill, México D.F./ México,1975.
5. Equipo Técnico EDEBE., *Tecnología Mecánica 3: Matricería, y Moldes,* Ediciones Don Bosco, Barcelona, 1981.
6. Equipo Técnico EDEBE, *Dibujo Mecánico,* Tomos I, II, III, IV. Ediciones Don Bosco, Barcelona/España, 1981.
7. Eugene A. Avallone y Theodore Baumeister. *Manual del Ingeniero Mecánico,* Tomo I, Editorial Mc. Graw- Hill., Novena edición. México, 2003.
8. ESPOL, *Manual de Catálogos para Diseño de Maquinaria.* Tomo 1. Guayaquil/Ecuador (1983).
9. Helfgot Aarón, *Ensayo de los Materiales.* Ed. Kapelus, Buenos Aires /Argentina 1979.
10. Hall A., HoloWenKo A. y Laughlin H., *Teoría y Problemas de Diseño de Máquinas,* Editora McGraw-Hill, México, 1986.
11. Iván Bohman C.A., *Catálogo de Aceros-Herramientas de Corte y Soldaduras,* Ed. Iván Bohman C.A., Guayaquil/Ecuador, (2002).
12. Jiménez de Cisneros Luis, *Manual de Oleohidráulica,* Ed Blume, Segunda Edición, Barcelona/España, 1980.
13. Joseph E. Shigley y Charles R. Mischke, *Diseño en Ingeniería Mecánica.* Editorial Mc. Graw-Hill., Novena edición. México, 2002.
14. Juez y Scharkus, *Prontuario de Metales,* Ed. Reverté S.A., Segunda Edición, Caracas/Venezuela, 1976.
15. Larburo Nicolás, *Prontuario de Acero Laminado y Construcciones Metálicas.* Ed. Paraninfo, Madrid/España, 1992.
16. Larburo Nicolás, *Prontuario: Técnicas-Máquinas y Herramientas,* Ed. Paraninfo, Madrid/España, 1994.
17. Nonnast Robert, *El Proyectista de Estructuras Metálicas,* Tomo I, Ed. Thomson, Madrid / España, 2004.
18. Roldan José, *Neumática, Hidráulica y Electricidad Aplicada,* Ed. Paraninfo, Madrid/España, 2003.
19. Vickers, *Industrial Hydraulics Manual,* Printed USA, First Edition, (2003).

URL INTERNET.

1. www.tecnicaoleohidraulica.com
2. www.infomecanica.com
3. [www.ucn.cl/FacultadesInstitutos.](http://www.ucn.cl/FacultadesInstitutos)
4. www.autotecnica.com.ar
5. www.olagorta.com
6. www.cienciasdelosmateriales.com

ANEXOS A.

**TABLAS Y
CARACTERÍSTICAS
TÉCNICAS**

ANEXO 1

Generalidades		CARACTERÍSTICAS DE MATERIALES PARA CONSTRUCCIÓN DE MAQUINARIA										TABLA 1. 6																	
MATERIAL	Módulos		Características		Coeficientes de trabajo admisibles en kg/cm ² :																								
	Elasticidad kg/cm ²	Desgarramiento kg/cm ²	Carga de rotura kg/mm ²	Alargamiento %	Tracción			Compresión			Flexión			Cortadura			Torsión												
					I	II	III	I	II	III	I	II	III	I	II	III	I	II	III										
Acero suave	2.150.000	830.000	35-50	25-15	900	600	300	900	600	300	900	600	300	720	480	240	900	400	200	1.900	1.000	500	1.200	600	300	1.200	600	300	
Acero duro	2.200.000	850.000	50-70	20-10	1200	800	400	1200	800	400	1200	800	400	960	640	320	900	400	200	1.800	1.000	500	1.440	720	360	1.800	800	400	
Acero muelles	2.000.000	900.000	70-150	16-5				7500	5000								8000	4000											
Acero al níquel	2.150.000	850.000	45-60	20-16	1200	800	400	1200	800	400	1200	800	400	960	640	320	900	400	200	1.800	1.000	500	1.440	720	360	1.800	800	400	
Acero cromo-níquel	2.080.000	850.000	65-115	20-13	2500	1600	800	2500	1600	800	2500	1600	800	2000	1300	700	2000	1300	700										
Acero fundido	2.150.000	830.000	38-60	20-10	600	400	200	900	600	300	900	600	300	480	320	160	480	320	160	1200	600	300	960	480	240	960	480	240	
Fundición gris	750.000	300.000	11-36	-	300	200	100	900	600	300	900	600	300	480	320	160	270	180	90	350	230	120	350	230	120	350	230	120	
Fundición mecanizada	"	"	19-35	-	"	"	"	560	370	180	720	480	240	"	"	"	560	370	180	"	"	"	"	"	"	300	200	100	
Fundición maleable	1.050.000	400.000	28-36	7,5-1	450	300	150	600	400	200	600	400	200	400	270	130	300	200	100	700	470	230	700	470	230	300	200	100	
Cobre laminado	1.150.000		20-27	35-25	400	270	130	400	270	130	400	270	130	400	270	130	400	270	130	540	360	180	540	360	180	400	270	130	
Plomo	1.150.000		1,25	37																									
Aluminio fundido	885.000	260.000	9-15	13-8	100	70	30	150	100	50	200	130	70																
Bronce fundido	1.200.000		35-60	30-10	400	270	130	400	270	130	400	270	130	400	270	130	400	270	130	500	330	170	500	330	170				
Bronce fosforoso	1.200.000		30-44	41-34	600	400	200	600	400	200	600	400	200	450	300	150	450	300	150	900	600	300	900	600	300	450	300	150	
Latón	800.000		15	12	400	270	130	400	270	130	400	270	130	400	270	130	400	270	130	600	400	200	600	400	200	400	270	130	
Metal delta	1.050.000		40-75	40-10	600	400	200	600	400	200	600	400	200	400	270	130	400	270	130	1000	670	330	1000	670	330	400	270	130	

Casos de carga. — I, Carga estática o permanente. II, Carga alternativa, de un valor máximo a cero. III, Carga oscilante de un valor máximo positivo a máximo negativo.

FUENTE: Larburu Nicolás, *Prontuario: Técnicas-Máquinas-Herramientas*, Pg. 188.

ANEXO 2

MATERIAL		PROPIEDADES MECANICAS DE LOS ACEROS											MAX. DUREZA BRIN. ROCKWELL B C	
		PESO Especifico gr/cm ³	Resist. Ultima a Tension Kg/mm ²	PUNTO DE FLUENCIA Tension Kg/mm ²		MODULOS DE ELASTICIDAD YOUNG Kg/mm ²		RIGIDEZ Kg/mm ²		Lim. a Fatiga Alt. Pur. Kg/mm ²	Elongacion % E			
NOMBRE	CARACTERISTICAS *	σ _r	σ _c	σ _{0.2}	σ _{0.01}	E _{0.2}	E _{0.01}	R _{0.2}	R _{0.01}	σ _f	ε _{0.2}	ε _{0.01}		
Fundicion de Acero 0.20 %C (SAE 0022)	Recocido	77.2	42.0	17.5	23.1	10.5	20300	7.830	169	30	120	70		
Fundicion de Acero 0.30 %C (SAE 0030)	Recocido	77.2	50.4	21.0	27.3	11.9	20.300	7.830	20.3	27	140	78		
Fundicion de Acero 0.40 %C (SAE 0040)	Recocido	77.2	56.0	22.4	30.2	14.0	20.300	8.120	22.4	22	160	84		
Aleacion Acero al Carbono (SAE 090, ASTM A-142)	Normalizado	77.2	63.0	42.0	42.0	25.2	20.300	7.900	...	20	187	...		
Acero Inoxidable : C-0.10 ; Cr-0.12 ; Ni-1	Estirado a 1400° F	77.3	63.0	38.5	38.5	23.1	20.300	7.830	28.0	...	180	89		
Acero Inoxidable : C-0.10 ; Mn-0.40 ; Si-0.35 ; Cr-12 ; Ni-0.60	Estirado a 800° F	77.3	113.0	91.0	91.0	56.0	20.300	7.830	49.0	...	380	112		
Acero Inoxidable (SAE 30905)	Templado y Revenido a 750° F	78.0	73.6	42.0	42.0	25.2	21.000	8.400	28.0	...	200	94		
Acero Inoxidable (SAE 30905)	No Endurecible	77.8	67.2	33.7	33.7	21.0	21.000	8.400	28.0	24	190	92		
Acero al Carbono (SAE 1010)	Laminado en Caliente	77.8	37.8	21.7	21.7	14.0	21.250	8.200	16.8	36	110	65		
Acero al Carbono (SAE 1020)	Laminado en Caliente	77.8	43.4	24.5	24.5	15.4	21.200	8.150	18.2	30	125	71		
Acero al Carbono (SAE 1030)	Blando	77.8	52.5	29.4	29.4	18.2	21.000	8.050	22.4	26	150	81		
Acero al Carbono (SAE 1040)	Recocido	77.3	63.0	35.0	35.0	14.0	29.000	8.000	25.9	22	180	89		
Acero al Carbono (SAE 1050)	Recocido	77.8	66.5	36.4	36.4	24.5	20.800	8.000	29.4	20	190	92		
Acero al Carbono (SAE 1055)	Recocido	77.8	84.0	42.0	42.0	25.2	20.800	9.000	32.2	20	240	115		
Acero al Carbono (SAE 1120)	Estirado a 900° F	77.9	105.0	56.0	56.0	35.0	20.800	8.000	42.0	16	300	167		
Acero al Niquel (SAE 2320)	Recocido	77.8	43.4	23.8	23.8	15.4	21.200	8.800	18.2	20	125	72		
Acero al Niquel (SAE 2340)	Estirado a 1000° F	77.8	49.0	31.5	31.5	18.9	20.800	8.400	28.0	29	140	76		
Acero al Cromo-Niquel (SAE 3140)	Recocido	77.8	84.0	56.0	56.0	35.0	20.800	8.400	42.0	25	260	103		
Acero al Cromo-Niquel (SAE 3140)	Estirado a 1000° F	77.8	66.5	38.5	38.5	22.4	21.000	8.470	31.5	26	190	92		
Acero al Cromo-Niquel (SAE 3140)	No Tratado	77.8	84.0	66.5	70.0	42.0	21.000	8.470	35.0	22	220	96		
Acero al Cromo-Niquel (SAE 3240)	-Estirado a 1000° F	77.8	59.5	42.0	42.0	25.2	21.400	8.750	35.0	26	170	87		
Acero al Cromo-Niquel (SAE 3240)	No Tratado	77.8	108.5	66.5	70.0	39.8	21.400	8.750	56.2	17	270	104		
Acero al Cromo-Niquel (SAE 6150)	Estirado a 1000° F	77.8	77.0	56.0	56.0	33.7	21.400	8.750	35.0	26	235	95		
Acero al Cromo-Niquel-Vanadio (SAE 6150)	Temp. en Oil. Est. a 800° F	77.8	112.0	84.0	98.0	50.4	21.400	8.750	56.0	19	325	109		
Acero al Cromo-Niquel-Vanadio	Temp. en Oil. Est. a 800° F	77.8	140.0	118.0	133.0	70.0	21.700	9.100	56.0	13	390	112		
Acero Aleado con Nitrogeno	Templado y Estirado a 1000° F	77.8	112.0	91.0	91.0	56.0	21.400	8.750	49.0	...	340	109		
Hierro Forjado (A 41-30) +	Templado y Estirado a 1000° F	77.0	87.5	63.0	64.0	32.5	20.500	9.120	56.2	13	400	113		
Hierro Puro: 99.94% Fe	Doble Refinado	76.7	32.6	18.2	16.8	11.2	18.900	7.000	14.0	25	100	60		
Hierro Puro: 99.94% Fe	Laminado en Caliente	79.0	31.8	17.5	17.5	10.5	21.000	8.400	16.8	30	100	60		

* Para secciones de mas de 12.7 de diametro, gradualmente decrece con el tamaño. (mm)

ANEXO 3

ACERO BONIFICADO PARA MAQUINARIA 705= AISI 4340

GENERALIDADES: 705 es un acero al molibdeno más cromo y níquel. El molibdeno tiene una solubilidad limitada y es un buen formador de carburos. Ejerce un fuerte efecto sobre la templabilidad y de manera semejante al cromo, aumenta la dureza y resistencia a alta temperatura de los aceros. Menos susceptibles al fragilizado debido al revenido que los demás aceros aleados para maquinaria. Al combinarse con níquel y cromo soporta altas exigencias de resistencia y tenacidad en secciones grandes. Su contenido de níquel le da más templabilidad, lo mismo que la resistencia en caliente.

705 combina alta resistencia mecánica (la mayor del mercado) con buena tenacidad. Este acero en forma standard es suministrado bonificado, por lo que no se requeriría luego un tratamiento térmico, sin embargo, si se desea mejores propiedades, puede ser templado al aceite. Susceptible de temple por inducción y también puede someterse a tratamiento de nitrurado.

ANÁLISIS TÍPICO %

	C	Si	Mn	P	S	Ni	Cr	Mo
705	0.36	0.25	0.70	--	--	1.40	1.40	0.20
AISI 4340	0.35-0.40	0.20-0.35	0.60-0.80	0.04	0.04	1.65-2.00	0.70-0.90	0.20-0.30

EQUIVALENCIAS

AISI/SAE	4340
DIN	34CrNiMo6
W.Nr	1.6582
JIS	SNCM1
AFNOR	35NCD6

PROPIEDADES MECÁNICAS EN CONDICIÓN DE SUMINISTRO

Resistencia a la Tracción	90-110 kg/mm ²
Esfuerzo de cedencia	70 kg/mm ²
Elongación, A5	min 12%
Reducción de área, Z	min 45%
Resistencia al impacto, KU	aprox. 20 J
Dureza	270-330 HRB

De acuerdo a DIN 17200 resp. SEW 550. Tolerancia
DIN 1013 resp. DIN 7527 / 6

Nota: Estas propiedades se garantizan hasta Ø250 mm. Medidas mayores, favor consultarnos.

APLICACIONES:

1. Partes de gran resistencia para la industria automotriz, como:

- ejes
- cardanes
- cigüeñales
- ejes de leva
- tornillería de alta resistencia

2. Partes para la construcción de maquinaria de trabajo pesado como:

- árboles para trituradoras
- ejes de transmisión de grandes dimensiones
- engranajes de temple por llama, inducción o nitruración
- barras de torsión
- mandriles
- portaherramientas

3. Aplicaciones donde se requiere resistencia a la fatiga, como:

- En la construcción de equipo pesado para camiones, aviones, equipo militar, etc.

ANEXO 4

PROPIEDADES MECÁNICAS TÍPICAS A TEMPERATURA AMBIENTE

Metal	Resistencia a la tracción, klb/pulg ²	Resistencia en el punto de fluencia klb/pulg ²	Alarga- miento má- ximo, %	Reduc- ción de área, %	Número Brinell
Fundición de hierro	18-60	8-40	0	0	100-300
Hierro forjado	45-55	25-35	35-25	55-30	100
Hierro comercialmente puro, recocido	42	19	48	85	70
Laminado en caliente	48	30	30	75	90
Laminado en frío	100	95			200
Acero estructural ordinario	50-65	30-40	40-30		120
Baja aleación, alta resistencia	65-90	40-80	30-15	70-40	150
Acero SAE 1300, recocido	70	40	26	70	150
Templado, estirado a 1300°F	100	80	24	65	200
Estirado a 1000°F	130	110	20	60	260
Estirado a 700°F	200	180	14	45	400
Estirado a 400°F	240	210	10	30	480
Acero, SAE 4340, recocido	80	45	25	70	170
Templado, estirado a 1300°F	130	110	20	60	270
Estirado a 1000°F	190	170	14	50	395
Estirado a 700°F	240	215	12	48	480
Estirado a 400°F	290	260	10	44	580
Acero laminado en frío, SAE 1112	84	76	18	45	160
Acero inoxidable 18-S	85-95	30-35	60-55	75-65	145-160
Fundiciones de acero, trat. térmicamente	60-125	30-90	33-14	65-20	120-250
Aluminio puro, laminado	13-24	5-21	35-5		23-44
Fundiciones de aleaciones aluminio-cobre	19-23	12-16	4-0		50-80
Forjas tratadas térmicamente	30-60	10-50	33-15		50-120
Aluminio de fundición a presión	30		2		
Aleación de aluminio 17ST	56	34	26	39	100
Aleación de aluminio 51ST	48	40	20	35	105
Cobre recocido	32	5	58	73	45
Cobre estirado en frío	68	60	4	55	100
Latones varios	40-120	8-80	60-3		50-170
Bronce fosforado	40-130		55-5		50-200
Bronce Tobin, laminado	63	41	40	52	120
Diversas aleaciones de magnesio	21-45	11-30	17-0.5		47-78
Monel 400, aleación Ni-Cu	79	30	48	75	125
Molibdeno, laminado	100	75	30		250
Plata, fundición, recocido	18	8	54		27
Titanio, aleación 6-4, recocido	130	120	10	25	352
Hierro dúctil, grado 80-55-06	80	55	6		225-255

NOTA: Resistencia a la compresión de fundición hierro 80 000 a 150 000 lb/pulg².

Resistencia en el punto de fluencia de compresión de todos los metales, excepto los trabajados en frío = resistencia en el punto de fluencia de tracción.

Esfuerzo, klb/pulg² × 6.894 = esfuerzo, MN/m².

FUENTE: Eugene Avallone y Theodore Boumeister, *Manual del Ingeniero Mecánico*, Tomo I, Pg. 5-3.

ANEXO 5

TENSIONES DE TRABAJO RECOMENDABLES (Kg/cm²) Según DIN 1050

Forma de utilización en obra	Formas de trabajo	Caso de carga	
		1	2
Piezas de construcción.	Compresión	1.200	1.400
	Tracción	1.200	1.400
	Flexión	1.200	1.400
	Cortadura	960	1.120
	Tensión transversal	960	1.120
Uniones de remaches	Cortadura	1.200	1.400
	Compresión contra las paredes	2.400	2.800
Uniones de tornillos (ajustados)	Cortadura	960	1.120
	Compresión contra las paredes	2.400	2.800
	Tracción	850	1.000
Uniones de tornillos (no ajustados)	Cortadura	700	800
	Compresión contra las paredes	1.600	1.800
	Tracción	600	700
Tornillos y barras de anclaje	Tracción	850	1.000

Casos de carga 1 (Fuerzas principales).- Efecto desfavorable simultáneo de la carga permanente y de la móvil, incluso la de la nieve, sin la del viento. Entre las cargas móviles figura también la tensión de la correa y otras.

Casos de carga 2 (Fuerzas principales y suplementarias).- Efecto simultáneo de las cargas del caso 1^o junto con la del viento, - efectos térmicos y las fuerzas frenantes y laterales procedentes de las grúas.

ANEXO 6

VÁLVULAS DE CONTROL DIRECCIONAL Válvulas manuales de control direccional



DMT - 04- 3C6 - O

DMT:Modelo DMT-Tipo de rosca **DMG:**Tipo de placa base
06:Tamaño del puerto
02:1/4" 03:3/8" 04:1/2" 06:3/4"
3C6:Tipo de corredera
W: organización de corredera
W: Centrado por muelle
O: Posiciones detenidas.

Model		Max. Flow l/min(GPM)		Max. Pressure kgf/cm ² (psi)	Allow Back Pressure kgf/cm ² (psi)	Weight kg(lb)	
Thread Type	Subplate Type	T Type	S Type			Thread Type	Subplate Type
-	DMG - 02	-	40(10.6)	250(3500)	70-160(1000-2275)	-	2.0(4.4)
DMT - 03	DMG - 03	100(26)	100(26)			4.0(8.8)	4.0(8.8)
DMT - 04	-	200(13)	-			7.6(16.7)	-
DMT - 06	-	300(80)	-			13.0(28.6)	-
DMT - 10	-	500(132)	-			22.0(48.5)	-

FUENTE: Internet, www.olagorta.com

ANEXO 7

ACEITES MONOGRADOS

Los aceites monogrados pueden ser utilizados en sistemas hidráulicos y transmisiones que necesiten de un fluido de acuerdo con estas especificaciones.

Los grados SAE únicamente representan un nivel de viscosidad o resistencia a fluir, medidas a determinadas temperaturas.

En general, cuanto más alta sea la viscosidad, más alto es el grado SAE.

Hay once grados SAE. Seis de ellos incluyen la designación W (por "Winter": invierno en idioma inglés), que indica que la viscosidad fue también medida a baja temperatura. Para los grados que no tienen esta denominación, la viscosidad se especifica a 100°C. Ellos son: 0W, 5W, 10W, 15W, 20W y 25W (GRADOS DE INVIERNO) 20, 30, 40, 50 y 60 (GRADOS DE VERANO)

Principales Ventajas

- Adaptado para su utilización como fluido hidráulico o aceite de transmisiones
- Buenas propiedades de flujo a bajas temperaturas
- Puede ser utilizado en algunas transmisiones Allison (SAE 30)

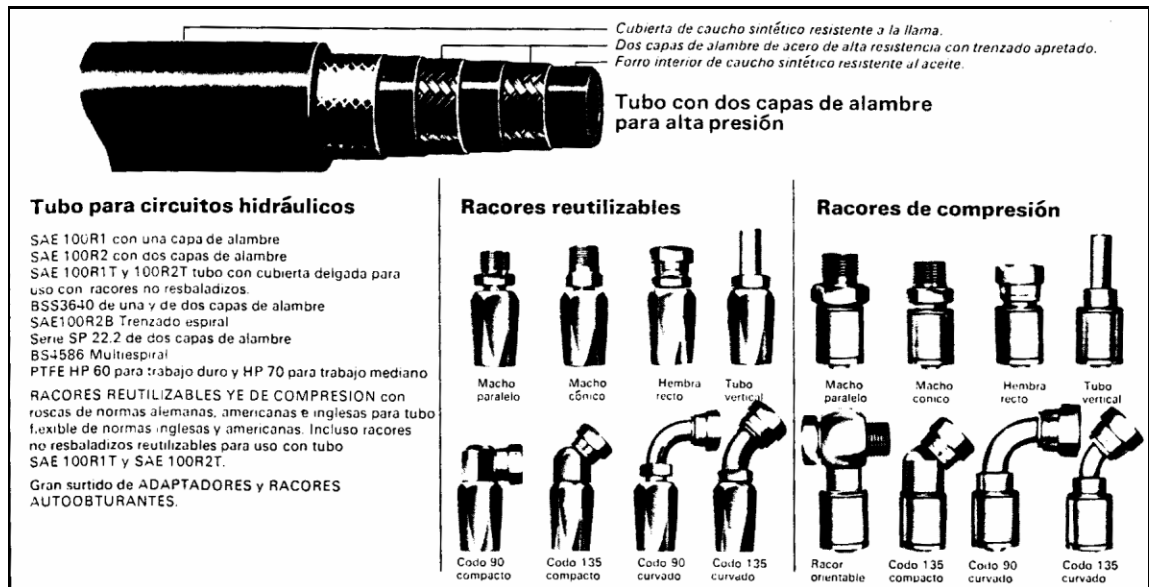
Las principales características de los aceites monogrados se enuncian en la siguiente tabla.

		10W	20W	30	40	50
Densidad@ 15 °C	g/cm ³	0.88	0.88	0.89	0.89	0.89
Viscosidad cinemática @ 40°C	mm ² /s	39.6	55.5	82.6	129.9	206.1
Viscosidad cinemática@ 100°C	mm ² /s	6.5	8.1	10.4	13.8	18.8
Índice de viscosidad	-	116	113	108	102	102
Viscosidad CCS @-25°C @-15°C	mPa.s	1900	----- 2300	-----	-----	-----
TBN	mgKOH/g	7.5	7.5	7.5	7.5	7.5
Inflamabilidad (v.a.)	°C	232	230	248	250	258
Punto de congelación	°C	-42	-36	-30	-27	-6
Cenizas sulfatadas	%m	0.95	0.99	0.99	0.95	0.95

FUENTE: Internet, www.autotecnica.com.ar

ANEXO 8

TUBERÍA FLEXIBLE Y RACORES PARA CIRCUITOS HIDRAULICOS



FUENTE: Jiménez de Cisneros Luís, *Manual de Oleohidráulica*, Pg. 13.

ROSCAS NORMALIZADAS PARA TUBERIA Y RACORES.

	Ø ext. (del tubo)	Rosca de la tuerca (métrico)	Rosca fijación racor		NPT (cónica americana)
			R" (gas)	M (métrico)	
hasta 40 atm	4	M 8x1	R 1/8" cónica	M 8x1	1/8" NPT
	5	M 10x1	R 1/8" cónica	M 10x1	1/8" NPT
	6	M 10x1	R 1/8" cónica	M 10x1	1/8" NPT
	8	M 12x1	R 1/8" cónica	M 12x1	1/8" NPT
hasta 100 mm	6	M 12x1,5	R 1/8"	M 12x1,5	1/8" NPT
	8	M 14x1,5	R 1/4"	M 14x1,5	1/4" NPT
	10	M 16x1,5	R 1/4"	M 16x1,5	1/4" NPT
	12	M 18x1,5	R 3/8"	M 18x1,5	1/8" NPT
	15	M 22x1,5	R 1/2"	M 22x1,5	3/8" NPT
	18	M 26x1,5	R 1/2"	M 26x1,5	1/2" NPT
	22	M 30x2	R 3/4"	M 30x2	3/4" NPT
	28	M 36x2	R 1"	M 36x2	1" NPT
	35	M 45x2	R 1 1/4"	M 45x2	1 1/4" NPT
	42	M 52x2	R 1 1/2"	M 52x2	1 1/2" NPT
hasta 400 mm	6	M 14x1,5	R 1/4"	M 14x1,5	1/4" NPT
	8	M 16x1,5	R 1/4"	M 16x1,5	1/4" NPT
	10	M 18x1,5	R 3/8"	M 18x1,5	3/8" NPT
	12	M 20x1,5	R 3/8"	M 20x1,5	3/8" NPT
	14	M 22x1,5	R 1/2"	M 22x1,5	1/2" NPT
	16	M 24x1,5	R 1/2"	M 24x1,5	1/2" NPT
	20	M 30x2	R 3/4"	M 30x2	3/4" NPT
	25	M 36x2	R 1"	M 14x1,5	1" NPT

FUENTE: Cultural S.A., *Manual de Mecánica Industrial: Neumática e Hidráulica*, Pg. 202.

ANEXO 9

SIMBOLOS HIDRAULICOS		6	
		141	
SIMBOLO	DENOMINACION	SIMBOLO	DENOMINACION
	Tubería de carga rígida		Motor monofásico de corriente alterna
	Tubería flexible		Motor trifásico de corriente alterna
	Cruce de tuberías con unión		Motor térmico
	Cruce de tuberías sin unión		Bomba de caudal constante a) Un sentido del flujo b) Doble sentido de flujo
	Tubería de maniobra (pilotaje)		Bomba de caudal variable a) Un sentido del flujo b) Doble sentido del flujo
	Derivación tapada (cerrada)		Bomba de accionamiento manual
	Recipiente para fluido hidráulico		Motor hidráulico a) Un sentido del flujo b) Doble sentido del flujo
	Recipiente para fluido hidráulico a presión		Motor hidráulico de caudal variable a) Un sentido del flujo b) Doble sentido del flujo
	Escape al aire		Motor hidráulico oscilante con ángulo de rotación limitado
	Acumulador hidráulico		Accionamientos a) Mecánico b) Pulsador c) Leva d) Pedal
	Filtro (símbolo general) Filtro con purga		Intercambiador de calor. Calentador
	Manómetro		Intercambiador de calor. Refrigerador
	Intercambiador de calor. Calentador		Intercambiador de calor. Refrigerador líquido
	Presostato		Llave de paso

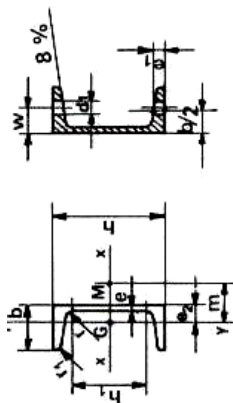
SÍMBOLO	DENOMINACION	SÍMBOLO	DENOMINACION
	<p>Accionamientos</p> <p>a) Neumático</p> <p>b) Hidráulico</p> <p>c) Neumático-Hidráulico</p> <p>d) Electro-Hidráulico</p>		<p>Válvula doble de control y regulación de caudal</p> <p>Para regular los dos sentidos de circulación del fluido hidráulico.</p>
	<p>a) Eje con un sentido de giro</p> <p>b) Eje con doble sentido de giro</p> <p>c) Enclavamiento mecánico</p>		<p>Válvula doble de retención con accionamiento pilotado por la presión del circuito</p>
	<p>a) Inicio de instalación</p> <p>b) No hay flujo hidráulico</p> <p>c) Hay flujo hidráulico</p>		<p>Selector de circuitos</p>
	<p>Manómetro diferencial. Señala máximo y mínimo</p>		<p>Válvulas antirretorno</p> <p>a) Pilotada a la apertura</p> <p>b) Pilotada a la apertura con drenaje</p>
	<p>Caudalímetro</p>		<p>Válvulas limitadoras de presión (Seguridad)</p> <p>a) Pilotaje interno</p> <p>b) Pilotaje exterior a distancia</p>
	<p>Contador-totalizador</p>		
	<p>Accionamiento motorizado en dos sentidos</p>		<p>Válvulas de reducción de presión</p> <p>a) Reductora</p> <p>b) Reductora con retención</p> <p>c) Reductora diferencial con drenaje</p>
	<p>a) Válvula antirretorno</p> <p>b) Válvula antirretorno con apertura pilotada</p>		
	<p>a) Válvula reguladora de caudal (variable)</p> <p>b) Válvula reguladora de caudal en un sentido.</p> <p>c) Conjunto de regulador más antirretorno</p>		<p>Válvula de exclusión</p>

SÍMBOLOS HIDRÁULICOS		6	
		143	
SÍMBOLO	DENOMINACION	SÍMBOLO	DENOMINACION
	<p>Válvulas de secuencia.</p> <p>Permiten e impiden el paso de caudal entre dos puntos de un circuito mediante pilotaje interno o externo.</p> <p>a) Pilotaje interno b) Pilotaje externo c) Con retención</p>		<p>Accionamiento o pilotaje de válvulas distribuidoras</p> <p>a) Por pulsador en un sentido y retorno por resorte b) Por accionamiento mecánico y retorno por resorte c) Por palanca manual y enclavamiento mecánico d) Por electroimán y retorno por resorte e) Por aire y retorno por resorte f) Por fluido hidráulico y retorno por resorte g) Por electroimán para las dos posiciones. Queda en el último pilotaje (biestable). h) Por aire para las dos posiciones. i) Por electroimán para las dos posiciones extremas. Al faltar pilotaje vuelve al centro. j) Por palanca manual. Representado en posición centro. k) Por electroimán y manualmente. En reposo, posición centro.</p>
	<p>Válvulas de contrapresión.</p> <p>Estas válvulas originan una contrapresión a la salida de un actuador, que deberá ser vencida para que ésta pueda moverse.</p> <p>a) Pilotaje interno b) Pilotaje externo c) Con retención</p>		<p>Válvulas distribuidoras</p> <p>a) 2 posiciones (2p) 2 vías (2v) b) 2p - 3v c) 2p - 4v d) 3p - 4v e) 3p - 4v f) 3p - 4v g) 3p - 4v h) 3p - 4v</p>
	<p>Cilindros hidráulicos</p> <p>a) De simple efecto b) De simple efecto. Retorno por resorte c) De doble efecto d) De doble efecto. Doble vástago.</p>		

FUENTE: Roldán José, *Neumática- Hidráulica y Electricidad Aplicada*, Pg. 141-143.

ANEXO 10

DIMENSIONES, TÉRMINOS DE SECCIÓN Y VALORES ESTÁTICOS DE PERFILES UPN



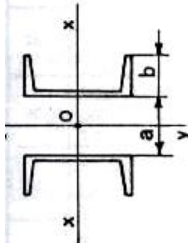
C	Dimensiones en mm				Sección A cm ²	Peso P kg/m	Referido al eje				S _x cm ⁴	S _y cm ⁴	Posi- ción del eje y-y e _x cm	Gravil y diámetro normal		h ₁ mm	Espesores en el ala			I _c cm ⁴	Distancia al centro de las fuerzas concordes X _m cm	U mm	C	
	h	b	e	e ₁ =r			r ₁	W _x cm ³	I _x cm ⁴	i _x cm				W _y cm ³	I _y cm ⁴		i _y cm	w	d ₁ mm					t ₁ mm
80	80	45	6	8	4	8,64	106	24,5	3,10	19,4	6,36	1,33	15,9	6,65	1,45	25	13	46	6,20	9,80	2,24	2,67	312	80
100	100	50	6	8,5	4,5	10,6	206	41,2	3,91	29,3	8,49	1,47	24,5	8,42	1,55	30	13	64	6,50	10,5	2,96	2,93	372	100
120	120	55	7	9	4,5	13,4	364	60,7	4,62	43,2	11,1	1,59	36,3	10,0	1,60	30	17	82	6,80	11,2	4,30	3,03	434	120
140	140	60	7	10	5	16,0	605	84,4	5,45	62,7	14,8	1,75	51,4	11,8	1,75	35	17	98	7,60	12,4	6,02	3,37	489	140
160	160	65	7,5	10,5	5,5	18,8	925	116	6,21	85,3	18,3	1,89	68,8	13,3	1,84	35	21	115	7,90	13,1	7,81	3,56	546	160
180	180	70	8	11	5,5	23,0	1350	150	6,95	114	22,4	2,02	89,6	15,1	1,92	40	21	133	8,20	13,8	9,98	3,75	611	180
200	200	75	8,5	11,5	6	25,3	1910	191	7,70	148	27,0	2,14	114	16,8	2,01	40	23	151	8,50	14,5	12,6	3,94	661	200
220	220	80	9	12,5	6,5	29,4	2690	245	8,48	197	33,6	2,30	146	18,5	2,14	45	23	167	9,30	15,7	17,0	4,20	718	220
240	240	85	9,5	13	6,5	33,2	3600	300	9,22	248	39,6	2,42	179	20,1	2,23	45	25	184	9,60	16,4	20,8	4,39	775	240
260	260	90	10	14	7	37,9	4820	371	9,99	317	47,7	2,54	221	21,8	2,36	50	25	200	10,4	17,6	23,7	4,66	834	260
280	280	95	10	15	7,5	41,8	6380	448	10,9	399	57,2	2,74	266	23,6	2,53	50	25	216	11,2	18,8	33,2	5,02	890	280
300	300	100	10	16	8	46,2	8030	535	11,7	495	67,8	2,90	316	25,4	2,70	55	25	232	12,0	20,0	40,6	5,41	950	300
320	320	100	14	17,5	8,75	59,5	10970	679	12,1	597	80,6	2,81	413	26,3	2,60	55	25	246	15,4	20,4	69,2	4,82	962	320
350	350	100	14	16	8	60,6	12940	734	12,9	570	75,0	2,72	459	28,6	2,40	55	25	282	13,9	18,9	63,2	4,45	1050	350
380	380	102	13,5	16	8	63,1	15760	829	14,0	615	78,7	2,77	507	31,1	2,38	60	25	312	14,5	18,0	62,1	4,58	1110	380
400	400	110	14	18	9	71,8	20350	1020	14,9	846	102	3,04	618	32,9	2,65	60	25	324	15,6	21,1	85,2	5,11	1180	400

ANEXO 11

VALORES ESTÁTICOS DE SECCIONES COMPUESTAS POR 2 UPN CON SEPARACIÓN a VARIABLE

(continuación)

Valores: A en cm², I en cm⁴, W en cm³, i en cm y p en kg/m = 0,785 x A



UPN	JE 200		JE 220		JE 240		JE 240		JE 240		JE 240		JE 280		JE 300		A = 118		UPN
	ly	Wy	ly	Wy	ly	Wy	ly	Wy	ly	Wy	ly	Wy	ly	Wy	ly	Wy	ly	mm	
0	556	74,1	2,94	92,0	3,16	108	3,29	1170	130	3,46	1480	156	3,72	1650	185	3,97	185	0	
8	670	84,8	3,23	104	3,43	121	3,57	1270	146	3,66	1480	178	4,07	1780	209	4,32	209	8	
10	702	87,8	3,32	108	3,50	125	3,65	1400	154	3,84	1580	182	4,15	1940	231	4,40	231	10	
12	735	90,7	3,38	111	3,56	128	3,73	1450	164	4,01	1640	189	4,27	2000	244	4,51	244	12	
15	807	102,5	3,70	120	3,89	135	4,04	1520	172	4,23	1720	202	4,57	2200	314	4,90	314	15	
20	881	112	3,90	130	4,09	145	4,24	1600	184	4,43	1840	216	4,87	2400	336	5,11	336	20	
25	981	121	4,12	140	4,31	155	4,45	1670	197	4,63	1970	230	5,08	2600	366	5,31	366	25	
30	1090	131	4,33	150	4,52	167	4,66	1750	211	4,84	2110	244	5,36	2800	396	5,51	396	30	
35	1210	140	4,55	160	4,74	180	4,88	1830	225	5,06	2250	258	5,61	3000	426	5,71	426	35	
40	1330	149	4,76	170	4,95	190	5,09	1910	239	5,28	2390	272	5,84	3200	456	5,91	456	40	
45	1460	158	4,97	180	5,16	200	5,31	2000	253	5,50	2530	286	6,07	3400	486	6,16	486	45	
50	1600	166	5,20	190	5,38	210	5,54	2090	267	5,69	2670	300	6,30	3600	516	6,35	516	50	
55	1750	174	5,43	200	5,63	220	5,76	2180	281	5,94	2810	314	6,52	3800	546	6,40	546	55	
60	1900	182	5,65	210	5,86	230	5,99	2270	295	6,19	2950	328	6,75	4000	576	6,48	576	60	
65	2080	191	5,88	220	6,09	241	6,22	2360	310	6,40	3100	342	7,00	4200	606	6,55	606	65	
70	2250	205	6,14	230	6,32	254	6,45	2450	324	6,63	3240	356	7,25	4400	636	6,63	636	70	
75	2430	216	6,38	240	6,56	268	6,68	2540	338	6,85	3380	370	7,50	4600	666	6,70	666	75	
80	2620	228	6,66	250	6,80	282	6,93	2630	352	7,02	3520	384	7,75	4800	696	6,78	696	80	
90	3030	253	7,23	270	7,35	304	7,50	2820	376	7,59	3760	412	8,01	5200	756	7,00	756	90	
100	3460	277	7,81	290	7,98	326	8,10	2910	390	8,21	3900	426	8,48	5600	816	7,23	816	100	
110	3930	302	8,39	310	8,35	348	8,40	3000	404	8,37	4040	436	8,96	6000	876	7,46	876	110	
120	4400	326	8,97	330	8,84	370	8,96	3090	418	8,71	4180	446	9,43	6400	936	7,69	936	120	
130	4870	350	9,55	350	9,42	392	9,54	3180	432	9,22	4320	456	9,92	6800	996	7,92	996	130	
140	5320	381	9,76	360	9,42	414	9,70	3270	446	9,70	4460	466	10,40	7200	1056	8,15	1056	140	
150	5770	408	10,2	370	10,4	436	10,3	3360	460	10,2	4600	476	10,9	7600	1116	8,38	1116	150	
160	6230	435	10,7	380	10,4	458	10,5	3450	474	10,7	4740	486	11,4	8000	1176	8,61	1176	160	
180	7100	491	11,2	400	11,4	490	11,5	3630	506	11,6	5060	516	12,3	8800	1296	9,05	1296	180	
200	8000	547	12,3	420	12,4	522	12,5	3810	538	12,6	5380	526	13,2	9600	1416	9,49	1416	200	
220	8900	605	13,2	440	13,3	554	13,4	3990	570	13,6	5700	536	14,1	10400	1536	9,93	1536	220	
240	9800	664	14,2	460	14,3	586	14,4	4170	602	14,8	6020	546	15,0	11200	1656	10,37	1656	240	
260	10700	722	15,2	480	15,3	618	15,4	4350	634	15,1	6340	556	15,9	12000	1776	10,81	1776	260	
280	11600	781	16,2	500	16,4	650	16,6	4530	666	16,6	6660	566	16,8	12800	1896	11,25	1896	280	
300	12500	840	17,1	520	17,3	682	17,4	4710	698	17,6	6980	576	17,7	13600	2016	11,69	2016	300	
320	13400	900	18,1	540	18,3	714	18,4	4890	730	18,5	7300	586	18,7	14400	2136	12,13	2136	320	
340	14300	960	19,1	560	19,3	746	19,4	5070	762	19,5	7620	596	19,7	15200	2256	12,57	2256	340	
360	15200	1020	19,6	580	19,8	778	19,9	5250	794	20,0	7940	606	20,2	16000	2376	13,01	2376	360	
380	16100	1080	20,1	600	20,3	810	20,4	5430	826	20,5	8260	616	20,7	16800	2496	13,45	2496	380	
400	17000	1140	20,6	620	20,5	842	20,6	5610	858	21,5	8580	626	21,7	17600	2616	13,89	2616	400	
420	17900	1200	21,1	640	21,3	874	21,4	5790	890	22,5	8900	636	22,9	18400	2736	14,33	2736	420	
440	18800	1260	21,6	660	21,3	906	21,4	5970	922	23,5	9220	646	23,3	19200	2856	14,77	2856	440	
460	19700	1320	22,1	680	21,3	938	21,4	6150	954	24,5	9540	656	24,1	20000	2976	15,21	2976	460	
480	20600	1380	22,6	700	21,3	970	21,4	6330	986	25,5	9860	666	25,1	20800	3096	15,65	3096	480	
500	21500	1440	23,1	720	21,3	1002	21,4	6510	1018	26,5	10180	676	26,1	21600	3216	16,09	3216	500	
520	22400	1500	23,6	740	21,3	1034	21,4	6690	1050	27,5	10500	686	27,1	22400	3336	16,53	3336	520	
540	23300	1560	24,1	760	21,3	1066	21,4	6870	1082	28,5	10820	696	28,1	23200	3456	16,97	3456	540	
560	24200	1620	24,6	780	21,3	1098	21,4	7050	1114	29,5	11140	706	29,1	24000	3576	17,41	3576	560	
580	25100	1680	25,1	800	21,3	1130	21,4	7230	1146	30,5	11460	716	30,1	24800	3696	17,85	3696	580	
600	26000	1740	25,6	820	21,3	1162	21,4	7410	1178	31,5	11780	726	31,1	25600	3816	18,29	3816	600	

ANEXO 12

Roscas	ROSCA WHITWORTH							TABLA 2 . 13	
— Relaciones —									
h = 0,960 p									
h ₁ = 0,640 p									
r = 0,137 p									
TORNILLO Y TUERCA									
Diámetro nominal	Diámetro exterior	Diámetro en el núcleo	Sección en el núcleo	Profundidad de la rosca	Radio	Diámetro medio de la rosca	Paso	Hilos por pulgada	Diámetro nominal
Pulgadas	d	d ₁	cm ²	h	r	d ₂	p	n	Pulgadas
1/4	6,350	4,724	0,175	0,813	0,174	5,537	1,270	20	1/4
5/16	7,938	6,131	0,295	0,904	0,194	7,034	1,411	18	5/16
3/8	9,525	7,492	0,441	1,017	0,218	8,509	1,588	16	3/8
(7/16)	11,113	8,789	0,607	1,162	0,249	9,951	1,814	14	(7/16)
1/2	12,700	9,990	0,784	1,355	0,291	11,345	2,117	12	1/2
5/8	15,876	12,918	1,311	1,479	0,317	14,397	2,309	11	5/8
3/4	19,051	15,798	1,960	1,627	0,349	17,424	2,540	10	3/4
7/8	22,226	18,611	2,720	1,807	0,388	20,419	2,822	9	7/8
1	25,401	21,335	3,575	2,033	0,436	23,368	3,175	8	1
1 1/8	28,576	23,929	4,497	2,324	0,498	26,253	3,629	7	1 1/8
1 1/4	31,751	27,104	5,770	2,324	0,498	29,428	3,629	7	1 1/4
1 3/8	34,926	29,505	6,837	2,711	0,581	32,215	4,233	6	1 3/8
1 1/2	38,101	32,680	8,388	2,711	0,581	35,391	4,233	6	1 1/2
1 5/8	41,277	34,771	9,495	3,253	0,698	38,024	5,080	5	1 5/8
1 3/4	44,452	37,946	11,310	3,253	0,698	41,199	5,080	5	1 3/4
(1 7/8)	47,627	40,398	12,818	3,614	0,775	44,012	5,645	4 1/2	(1 7/8)
2	50,802	43,573	14,912	3,614	0,775	47,187	5,645	4 1/2	2
2 1/4	57,152	49,020	18,873	4,066	0,872	53,086	6,350	4	2 1/4
2 1/2	63,502	55,370	24,079	4,066	0,872	69,436	6,350	4	2 1/2
2 3/4	69,853	60,558	28,804	4,647	0,997	65,205	7,257	3 1/2	2 3/4
3	76,203	66,909	35,161	4,647	0,997	71,556	7,257	3 1/2	3
3 1/4	82,553	72,544	41,333	5,005	1,073	77,648	7,816	3 1/4	3 1/4
3 1/2	88,903	78,894	48,885	5,005	1,073	83,899	7,816	3 1/4	3 1/2
3 3/4	95,254	84,410	55,959	5,422	1,163	89,832	8,467	3	3 3/4
4	101,604	90,760	64,697	5,422	1,163	96,182	8,467	3	4
4 1/4	107,954	96,639	73,349	5,657	1,213	102,297	8,835	2 7/8	4 1/4
4 1/2	114,304	102,990	83,307	5,657	1,213	108,647	8,835	2 7/8	4 1/2
4 3/4	120,655	108,825	93,014	5,915	1,268	114,740	9,237	2 3/4	4 3/4
5	127,005	115,176	104,185	5,915	1,268	121,090	9,237	2 3/4	5
5 1/4	133,355	120,963	114,922	6,196	1,329	127,159	9,677	2 5/8	5 1/4
5 1/2	139,705	127,313	127,304	6,195	1,329	133,509	9,677	2 5/8	5 1/2
5 3/4	146,055	133,043	139,022	6,506	1,395	139,549	10,160	2 1/2	5 3/4
6	152,406	139,394	152,608	6,506	1,395	145,900	10,160	2 1/2	6

FUENTE: Larburu Nicolás, *Prontuario: Técnicas-Máquinas-Herramientas*, Pg. 501.

ANEXO 13

TORNILLOS Y TUERCAS DE ROSCA WHITWORTH

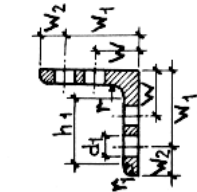
Punta de los tornillos de
2 1/4" a 4"

Tornillo							Sección		Tuercas exago.			Arandela		
Ø pulg. ingl.	d _n mm	d mm	K mm	r mm	O mm	z mm	espi- ga cm ² .	nucleo cm ² .	m mm	s mm	e mm	d _u mm	D mm	e1 mm
1/4	4,72	6,35	5	5	1	1,2	0,31	0,17	5,5	11	12,7	7	14	1,5
5/16	6,13	7,94	6	6	1	1,5	0,49	0,29	6,5	14	16,2	9	18	2
3/8	7,49	9,53	7	8	2	1,5	0,71	0,44	8	17	19,6	11	22	2,5
1/2	9,99	12,7	9	10	2	2,3	1,27	0,78	11	22	25,4	14	28	3
5/8	12,92	15,9	11	15	3	2,3	1,98	1,31	13	27	31,2	17,5	34	3
3/4	15,80	19,1	13	18	3	3	2,85	1,96	16	32	36,9	21	40	4
7/8	18,61	22,2	16	20	3	3,4	3,88	2,72	18	36	41,6	24	45	4
1	21,33	25,4	18	22	4	4	5,07	3,57	20	41	47,3	27	52	5
1 1/8	23,93	28,6	20	25	4	4,5	6,41	4,50	22	46	53,1	31	58	5
1 1/4	27,10	31,8	22	30	4	5	7,91	5,77	25	50	57,7	34	62	5
1 3/8	29,50	34,9	24	30	5	5,5	9,58	6,84	28	55	63,5	37	68	6
1 1/2	32,68	38,1	27	35	5	6	11,3	8,39	30	60	69,3	40	75	6
1 5/8	37,79	41,3	29	40	5	6	13,4	9,5	32	65	75	44	80	7
1 3/4	37,95	44,5	32	40	5	7	15,5	11,3	35	70	80,8	47	85	7
1 7/8	40,40	47,6	34	45	5	7	17,8	12,8	38	75	86,5	50	92	8
2	43,57	50,8	36	45	5	8	20,3	14,9	40	80	92,4	54	98	8
2 1/4	49,02	57	40	-	6	8	25,6	18,9	45	85	98	60	105	9
2 1/2	55,37	64	45	-	6	8	31,6	24,1	50	95	110	66	120	9
2 3/4	60,56	72	48	-	6	8	38,3	28,8	55	105	121	75	130	10
3	66,91	76	52	-	6	8	45,6	35,2	60	110	127	80	135	10
3 1/4	72,54	85	58	-	7	8	53,5	41,3	65	120	139	88	150	12
3 1/2	78,89	90	62	-	7	10	62,0	48,9	70	130	150	92	160	12
3 3/4	84,41	95	65	-	7	10	71,2	55,9	75	135	156	98	165	12
4	90,76	100	70	-	7	10	81,0	64,7	80	145	167	105	185	14

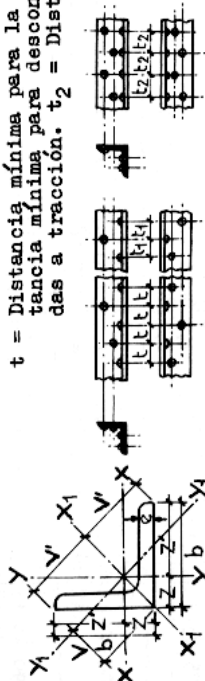
FUENTE: Robert Nonnast, *El Proyectista de Estructuras Metálicas*, Tomo I, Pg. 173.

ANEXO 14

ÁNGULO DE LADOS IGUALES



t = Distancia mínima para la cual pueden darse los remaches. t_1 = Distancia mínima para descontar un solo agujero en las barras sometidas a tracción. t_2 = Distancia mínima para descontar dos agujeros en las barras sometidas a tracción. S_1 = Sección neta descontando un agujero de ϕ d. S_2 = Sección neta descontando dos agujeros.



Perfil	Dimensiones en mm.			Peso Kg/m.	Referido al eje										Gramil y diámetro normal en mm.			Sección		Posición de los ejes en cm.					
	b	e	r		I_x	R_x	x	I_{x1}	x_1	I_{y1}	R_{y1}	y_1	I_{y1}	W	W ₁	W ₂	t	t ₁	t ₂	S ₁	S ₂	Z'	Z	V'	V
6	100	8	12	6	167	13,4	447	20,2	3,06	232	3,84	60,4	15,8	45	23	0	75	15,8	74	7,26	2,74	7,07	3,88	7,07	3,88
10	100	10	12	6	19,2	15,1	177	24,7	3,04	280	3,82	73,3	18,4	45	23	0	75	16,9	72	7,18	2,82	7,07	3,99	7,07	3,99
100-100	100	12	12	6	22,7	17,8	207	29,2	3,02	328	3,80	86,2	21,0	45	23	0	75	19,9	70	7,10	2,90	7,07	4,10	7,07	4,10
14	100	14	12	6	26,2	20,6	235	33,5	3,00	372	3,77	98,3	23,4	45	25	22	78	22,7	68	7,02	2,98	7,07	4,21	7,07	4,21
10	110	10	12	6	21,2	16,6	239	30,1	3,36	379	4,23	98,6	22,7	70	40	23	21	84	65	7,93	3,07	7,78	4,34	7,78	4,34
110-110	110	12	12	6	25,1	19,7	280	35,7	3,34	444	4,21	116	26,1	70	40	25	34	88	71	7,85	3,15	7,78	4,45	7,78	4,45
14	110	14	12	6	29,0	22,8	319	41,0	3,32	505	4,18	133	29,3	70	40	25	36	88	71	7,79	3,21	7,78	4,54	7,78	4,54
11	120	11	13	6,5	25,4	19,9	341	39,5	3,66	541	4,62	140	29,5	80	40	23	11	89	63	8,64	3,36	8,49	4,75	8,49	4,75
120-120	120	13	13	6,5	29,7	23,3	394	46,0	3,64	625	4,59	162	33,3	80	40	25	29	93	69	8,56	3,44	8,49	4,86	8,49	4,86
15	120	15	13	6,5	33,9	26,6	446	52,5	3,63	705	4,56	186	37,5	80	40	25	32	93	69	8,49	3,51	8,49	4,96	8,49	4,96
12	130	12	14	7	30,0	23,6	472	50,4	3,97	750	5,00	194	37,7	90	40	25	28	98	64	9,36	3,64	9,19	5,15	9,19	5,15
130-130	130	14	14	7	34,7	27,2	540	58,2	3,94	857	4,97	223	42,4	90	40	25	31	98	64	9,28	3,72	9,19	5,26	9,19	5,26
16	130	16	14	7	39,3	30,9	605	65,8	3,92	959	4,94	251	46,7	90	40	25	33	98	64	9,20	3,80	9,19	5,37	9,19	5,37
13	140	13	15	7,5	35,0	27,5	638	63,3	4,27	1010	5,38	262	47,3	100	40	25	20	103	60	10,08	3,92	9,90	5,54	9,90	5,54
140-140	140	15	15	7,5	40,0	31,4	723	72,3	4,25	1150	5,36	298	52,7	100	40	25	24	103	60	10,00	4,00	9,90	5,66	9,90	5,66
17	140	17	15	7,5	45,0	35,3	805	81,2	4,23	1280	5,33	334	57,9	100	40	25	26	103	60	9,92	4,08	9,90	5,77	9,90	5,77
14	150	14	16	8	40,3	31,6	845	78,2	4,58	1340	5,77	347	58,3	110	40	25	22	108	58	10,79	4,21	10,6	5,95	10,6	5,95
150-150	150	16	16	8	45,7	35,9	949	88,7	4,56	1510	5,74	391	64,4	110	40	25	26	108	58	10,71	4,29	10,6	6,07	10,6	6,07
18	150	18	16	8	51,0	40,1	1050	99,3	4,54	1670	5,70	438	71,0	110	40	28	29	108	58	10,64	4,36	10,6	6,17	10,6	6,17

ANEXO 15

COEFICIENTE DE PANDEO DEL ACERO A 42

λ	Coeficiente de pandeo ω para acero tipo A 42										λ
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	
20	1,02	1,02	1,02	1,02	1,02	1,03	1,03	1,03	1,03	1,04	20
30	1,04	1,04	1,04	1,05	1,05	1,05	1,06	1,06	1,07	1,07	30
40	1,07	1,08	1,08	1,09	1,09	1,10	1,10	1,11	1,12	1,12	40
50	1,13	1,14	1,14	1,15	1,16	1,17	1,18	1,19	1,20	1,21	50
60	1,22	1,23	1,24	1,25	1,26	1,27	1,29	1,30	1,31	1,33	60
70	1,34	1,36	1,37	1,39	1,40	1,42	1,44	1,46	1,47	1,49	70
80	1,51	1,53	1,55	1,57	1,60	1,62	1,64	1,66	1,69	1,71	80
90	1,74	1,76	1,79	1,81	1,84	1,86	1,89	1,92	1,95	1,98	90
100	2,01	2,03	2,06	2,09	2,13	2,16	2,19	2,22	2,25	2,29	100
110	2,32	2,35	2,39	2,42	2,46	2,49	2,53	2,56	2,60	2,64	110
120	2,67	2,71	2,75	2,79	2,82	2,86	2,90	2,94	2,98	3,02	120
130	3,06	3,11	3,15	3,19	3,23	3,27	3,32	3,36	3,40	3,45	130
140	3,49	3,54	3,58	3,63	3,67	3,72	3,77	3,81	3,86	3,91	140
150	3,96	4,00	4,05	4,10	4,15	4,20	4,25	4,30	4,35	4,40	150
160	4,45	4,51	4,56	4,61	4,66	4,72	4,77	4,82	4,88	4,93	160
170	4,99	5,04	5,10	5,15	5,21	5,26	5,32	5,38	5,44	5,49	170
180	5,55	5,61	5,67	5,73	5,79	5,85	5,91	5,97	6,03	6,09	180
190	6,15	6,21	6,27	6,34	6,40	6,46	6,53	6,59	6,65	6,72	190
200	6,78	6,85	6,91	6,98	7,05	7,11	7,18	7,25	7,31	7,38	200
210	7,45	7,52	7,59	7,66	7,72	7,79	7,86	7,93	8,01	8,08	210
220	8,15	8,22	8,29	8,36	8,44	8,51	8,58	8,66	8,73	8,80	220
230	8,88	8,95	9,03	9,11	9,18	9,26	9,33	9,41	9,49	9,57	230
240	9,64	9,72	9,80	9,88	9,96	10,04	10,12	10,20	10,28	10,36	240
250	10,44										250

FUENTE: Larbuo N., *Prontuario de Acero Laminado y Construcciones Metálicas*, Pg. 169.

ANEXO 16

ELECTRODO 7018

B - 10

Color de Revestimiento : Gris Identificación : Punta Blanca

Norma : AWS E 7018

Análisis del Metal Depositado:

C	0.06%	Mn	1.0%	Si	0.65%	S	0.010%
---	-------	----	------	----	-------	---	--------

Características : Electrodo con revestimiento de bajo hidrógeno, con polvo de hierro. Indicado para la soldadura de aceros de alta resistencia a la tracción (56 Kg/mm² Máx) así como para aceros de construcción. Su arco es sumamente estable, poco chisporroteo y para mejores resultados úsese arco corto. Se recomienda mantener un arco corto para garantizar buenos resultados en inspecciones radiográficas. Para trabajos de alta responsabilidad es necesario secarlos a 350°C durante una hora.

Aprobación : AMERICAN BUREAU OF SHIPPING

Propiedades Mecánicas	Resistencia a la Tracción	Alargamiento	Límite Elástico
	55 - 57 Kg/mm ²	Lo - 5d 30 - 33 %	42-47 Kg/mm ²
	78.000 á		
	80.000 lbs/pulg ²		

Posiciones de Soldar : Plana, horizontal, sobrecabeza, vertical ascendente, vertical descendente

Corriente y

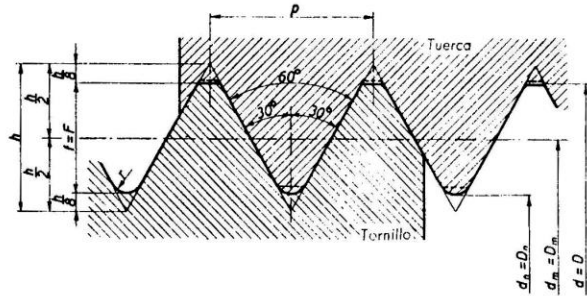
Para corriente continua o alterna - Electrodo al polo positivo		
Ø mm	Ø Pulg.	Amperaje
3.25	1/8	100-140
4.00	5/32	140-190
5.00	3/16	190-230

- Aplicaciones :
- Para aceros de mediano y bajo carbono, baja aleación
 - Para aceros laminados en frío, por sus características de resistencia a la deformación a altas temperaturas, su fácil manejo y óptimo rendimiento, es especialmente adecuado.
 - Para soldadura de tuberías de vapor.
 - Calderas de alta presión, tanques.
 - Piezas para maquinaria pesada.
 - Construcciones metálicas en obra.
 - Reparaciones Navales.

IMPORTANTE : Los electrodos húmedos o con manchas de grasa, deben destruirse.
LARGO : 350 mm. **PESO POR CAJA :** 20 Kg./44 lbs.

ANEXO 17

ROSCA PARA VÁSTAGOS NORMALIZADOS.



Ejemplo de designación de una rosca métrica, serie MB, que tiene $d = 10$ mm:

10 MB

Medidas en mm

Indicaciones para la designación	Diámetro exterior de tornillo y de tuerca $d = D$	Paso p	Diámetro medio de tornillo y de tuerca $d_m = D_m$	Diámetro del núcleo del tornillo y de la tuerca $d_n = D_n$	Sección del núcleo r mm	Profundidad de rosca $f = F$	Radio de redondeado r
1	1	0,2	0,870	0,740	0,43	0,130	0,02
1,2	1,2	0,2	1,070	0,940	0,69	0,130	0,02
1,4	1,4	0,2	1,270	1,140	1,02	0,130	0,02
1,7	1,7	0,2	1,570	1,440	1,63	0,130	0,02
2	2	0,25	1,838	1,676	2,21	0,162	0,03
2,3	2,3	0,25	2,138	1,976	3,07	0,162	0,03
2,6	2,6	0,35	2,373	2,146	3,62	0,227	0,04
3	3	0,35	2,773	2,546	5,09	0,227	0,04
3,5	3,5	0,35	3,273	3,046	7,29	0,227	0,04
4	4	0,5	3,675	3,350	8,81	0,325	0,05
5	5	0,5	4,675	4,350	14,9	0,325	0,05
6	6	0,75	5,513	5,026	19,8	0,487	0,08
7	7	0,75	6,513	6,026	28,5	0,487	0,08
8	8	1	7,350	6,700	35,3	0,650	0,11
9	9	1	8,350	7,700	46,6	0,650	0,11
10	10	1	9,350	8,700	59,4	0,650	0,11
12	12	1,5	11,026	10,052	79,4	0,974	0,16
14	14	1,5	13,026	12,052	114	0,974	0,16
16	16	1,5	15,026	14,052	155	0,974	0,16
18	18	1,5	17,026	16,052	202	0,974	0,16
20	20	1,5	19,026	18,052	256	0,974	0,16
22	22	1,5	21,026	20,052	316	0,974	0,16
24	24	2	22,701	21,402	360	1,299	0,22
27	27	2	25,701	24,402	468	1,299	0,22
30	30	2	28,701	27,402	509	1,299	0,22
33	33	2	31,701	30,402	726	1,299	0,22
36	36	3	34,051	32,102	809	1,949	0,32
39	39	3	37,051	35,102	968	1,949	0,32
42	42	3	40,051	38,102	1140	1,949	0,32
45	45	3	43,051	41,102	1327	1,949	0,32
48	48	3	46,051	44,102	1528	1,949	0,32
52	52	3	50,051	48,102	1817	1,949	0,32
56	56	4	53,402	50,804	2027	2,598	0,43
60	60	4	57,402	54,804	2359	2,598	0,43
64	64	4	61,402	58,804	2716	2,598	0,43
68	68	4	65,402	62,804	3098	2,598	0,43
72	72	4	69,402	66,804	3505	2,598	0,43
76	76	4	73,402	70,804	3937	2,598	0,43
80	80	4	77,402	74,804	4395	2,598	0,43
85	85	4	82,402	79,804	5002	2,598	0,43
90	90	4	87,402	84,804	5648	2,598	0,43
95	95	4	92,402	89,804	6334	2,598	0,43
100	100	4	97,402	94,804	7059	2,598	0,43
105	105	4	102,402	99,804	7823	2,598	0,43
110	110	4	107,402	104,804	8627	2,598	0,43
115	115	4	112,402	109,804	9469	2,598	0,43
120	120	4	117,402	114,804	10352	2,598	0,43
125	125	4	122,402	119,804	11273	2,598	0,48

FUENTE: Equipo Técnico EDEBE, *Dibujo Mecánico*, Tomo 4, Pg. 275.

ANEXO 18

ACERO DE TRANSMISIÓN

SAE 1018

GENERALIDADES: Acero de bajo contenido de carbono.

ANÁLISIS QUÍMICO

	C	Mn	P	S
SAE 1018	0.15-0.20	0.60-0.90	0.040	0.050

PROPIEDADES MECÁNICAS

Suministrado laminado en frío (medidas pequeñas hasta 2 1/2 ") o torneado (medidas hasta 6"). Las medidas 7"; 8"; 9" y 10" son suministradas laminadas en caliente.

<i>Propiedad: Laminado en Frío</i>	
Esfuerzo de cedencia, kg/mm ²	min. 31
Resistencia a la tracción, kg/mm ²	51-71
Elongación, A5 -	20%
Reducción de área, Z	57%
Dureza	163 HB

APLICACIONES

Donde se requiera aplicaciones con cargas mecánicas no muy severas, pero con ciertos grados de tenacidad importantes, como por ej.: pernos y tuercas, piezas de máquinas pequeñas, ejes, bujes, pasadores, grapas, etc. Factible de cementación con buena profundidad de penetración debido a su alto contenido de manganeso. Excelente soldabilidad.

MEDIDAS EN STOCK

REDONDO

PULGADAS	PESO APROX. kg/m
1/4	0.28
3/8	0.6
1/2	1.0
5/8	1.6
3/4	2.2
7/8	3.0
1	4.0
1 1/8	5.0
1 1/4	6.2
1 3/8	7.5
1 1/2	8.9
1 3/4	12.2
2	15.9
2 1/4	20.1
2 1/2	24.8
2 3/4	30.0
3	35.8
3 1/4	42.0
3 1/2	48.7
3 3/4	55.9
4	63.6
4 1/2	80.5
5	99.4
5 1/2	120.2
6	143.1
7	197.0
8	255.0
9	328.5
10	397.0

ANEXO 19

FACTORES DE SEGURIDAD

Disposiciones básicas	COEFICIENTES DE PONDERACIÓN			TABLA EA-1	
CASO DE CARGA	CLASE DE ACCION	Coeficiente de ponderación si el efecto de la acción es...			
		Desfavorable		Favorable	
CASO I Acciones constantes y combinación de dos acciones variables independientes	Ia	Acciones constantes	1,33	1,33	1,00
		Sobrecarga	1,33	1,50	0,00
		Viento	1,50	1,33	0,00
	Ib	Acciones constantes	1,33		1,00
		Sobrecarga	1,50		0,00
		Nieve	1,50		0,00
	Ic	Acciones constantes	1,33		1,00
		Viento	1,50		0,00
		Nieve	1,50		0,00
CASO II Acciones constantes y combinación de tres acciones variables independientes	Acciones constantes	1,33		1,00	
	Sobrecarga	1,33		0,00	
	Viento	1,33		0,00	
	Nieve	1,33		0,00	
CASO III Acciones constantes y combinación de cuatro acciones variables independientes, incluso las acciones sísmicas	Acciones constantes	1,00		1,00	
	Sobrecarga	r (1)		0,00	
	Viento	0,25 (2)		0,00	
	Nieve	0,50 (3)		0,00	
	Acciones sísmicas	1,00		0,00	
<p>(1) r es el coeficiente reductor para las cargas de la Norma Sismorresistente, que indica: Caso 1º. Azoteas, viviendas y hoteles (salvo locales de reunión): r = 0,50 Caso 2º. Oficinas, comercios, calzadas y garajes: r = 0,60 Caso 3º. Hospitales, cárceles, edificios docentes, iglesias, edificios de reunión y espectáculos y salas de reuniones de hoteles: r = 0,80</p> <p>(2) Sólo se considerará en construcciones en situación topográfica expuesta o muy expuesta (Norma MV 101).</p> <p>(3) En caso de lugares en los que la nieve permanece acumulada habitualmente más de treinta días, en el caso contrario el coeficiente es 0,0</p>					
<p>Consideraciones</p> <p>En los aceros A42 y A52 como el coeficiente de minoración del acero $\gamma_s = 1$, resulta que la resistencia del cálculo σ_u es igual al límite elástico σ_e respectivo, $\sigma_u = 2,8 \text{ t/cm}^2$ para el acero A42 y $\sigma_u = 3,6 \text{ t/cm}^2$ para el A52. Aplicando a estos valores los coeficientes de ponderación de las acciones $\gamma_s = 1,33$ para las constantes y $\gamma_s = 1,50$ para las variables, resultaría:</p> $\text{Acero A42, } \sigma_{e \text{ ad}} = \frac{2.600}{1,33} = 1.955 \text{ kg/cm}^2 \text{ y } \sigma_{v \text{ ad}} = \frac{2.800}{1,5} = 1.733 \text{ kg/cm}^2$ $\text{Acero A52, } \sigma_{e \text{ ad}} = \frac{3.600}{1,33} = 2.706 \text{ kg/cm}^2 \text{ y } \sigma_{v \text{ ad}} = \frac{3.600}{1,5} = 2.400 \text{ kg/cm}^2$ <p>En el supuesto de actuar solamente acciones constantes, se puede fijar desde un principio los coeficientes de trabajo admisibles ($\sigma_{e \text{ ad}}$), circunstancia que no es posible para el caso de acciones constantes combinadas con variables, y así, por ejemplo, para el caso Ib, resultaría:</p> $\begin{array}{l} \text{Acción constante, } F_s, \text{ tensión admisible } \sigma_{c \text{ ad}} = F_s \cdot 1,33 \\ \text{Sobrecarga, } F_s, \text{ tensión admisible } \sigma_{s \text{ ad}} = F_s \cdot 1,50 \\ \text{Nieve, } F_n, \text{ tensión admisible } \sigma_{n \text{ ad}} = F_n \cdot 1,50 \end{array}$ $\frac{\Sigma F}{\Sigma F} \qquad \qquad \qquad \frac{\Sigma F \cdot \gamma_s}{\Sigma F}$ <p style="text-align: center;">Tensión máxima admisible, $\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{\Sigma F \cdot \gamma_s}{\Sigma F}$</p> <p>Esta tensión máxima admisible, estará comprendida entre 1.955 y 1.733 kg/cm² para el acero A42, y entre 2.706 y 2.400 kg/cm² para el A52, motivo por el cual los cálculos deben realizarse mayorando las acciones con ponderación y comprobando que la tensión máxima alcanzada no supiera los valores:</p> $\sigma_{m\acute{a}x} < 2.600 \text{ kg/cm}^2 \text{ para el acero A42}$ $\sigma_{m\acute{a}x} < 3.600 \text{ kg/cm}^2 \text{ para el acero A 52}$					

ANEXOS B:

**CONJUNTO, SUBCONJUNTOS,
DESPIECES Y HOJAS DE PROCESO
TECNOLÓGICO.**

ANEXOS C:

**GUÍA OPERATIVA PARA LOS
ENSAYOS A LA TRACCIÓN**

GUÍA OPERATIVA PARA LOS ENSAYOS A LA TRACCIÓN DE MATERIALES FERROSOS.



CAMPO DE ACCIÓN.

Esta guía de operación didáctica está dirigida principalmente a los docentes encargados de las materias de resistencia de materiales, diseño mecánico, tecnología de los materiales, procesos de fabricación, prácticas de taller y materias afines; los cuales permitirán dirigir a los estudiantes o profesionales en la realización de un ensayo a la tracción y por ende recibir la respectiva acreditación.

Cabe destacar que para realizar un ensayo a la tracción con la máquina oleohidráulica se lo debe cumplir organizadamente; por medio de la conformación de un grupo de cuatro integrantes para la ejecución del mismo. Las prácticas que realizarán los integrantes deberán estar previamente coordinadas con el docente.

1. OBJETIVOS.

- ☞ Realizar ensayos de tensión en materiales diferentes, determinando las propiedades mecánicas que resultan de las mismas:
 - Limite de proporcionalidad
 - Punto de fluencia.
 - Resistencia a la tracción
 - Esfuerzo de rotura real
 - Esfuerzo de rotura aparente.
 - Alargamiento
 - Estricción
- ☞ Determinar el manejo experimental de la máquina manual de ensayos a la tracción.
- ☞ Contrastar los modelos reales con los teóricos.
- ☞ Aprender a redactar en forma de cuadro de valores los resultados de los mismos y sobre la base de estos, extraer conclusiones lógicas de las hipótesis o leyes adquiridas detallando en un informe final.

2. INTRODUCCIÓN TEÓRICA.

Se dice que un cuerpo se encuentra sometido a un esfuerzo de tracción cuando sobre sus secciones transversales se aplica cargas normales uniformes de tal manera que se tiende a alargarlo como se muestra en la figura 1.

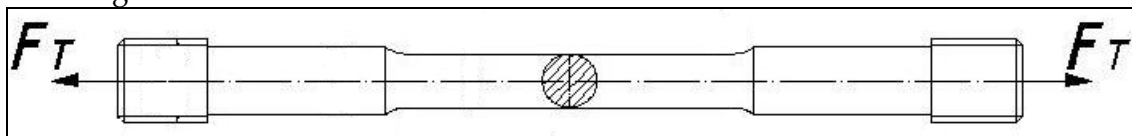


Figura 1. Cuerpo sometido a un esfuerzo de tracción.

El ensayo se realiza mediante un dispositivo hidráulico que permite aplicar una carga axial sobre la probeta que va colocada entre las mordazas de la máquina. La fuerza que se aplique sobre la probeta está indicada sobre un cuadrante graduado, y si se conoce el área sobre la que actúa dicha fuerza se obtendrá el esfuerzo de tracción. Los alargamientos o deformaciones se miden con un extensómetro adecuado y con referencia a una longitud inicial determinada, conociendo el alargamiento total se obtendrá las deformaciones unitarias dividiéndolo para la longitud inicial.

Los esfuerzos y deformaciones unitarios pueden representarse gráficamente dando lugar a los diagramas esfuerzo-deformación o tensión-alargamientos unitarios que nos proporcionan los datos que veremos seguidamente en las figuras 2 y 3 corresponden a los diagramas de ensayos de tracción para dos materiales dúctil y frágil.

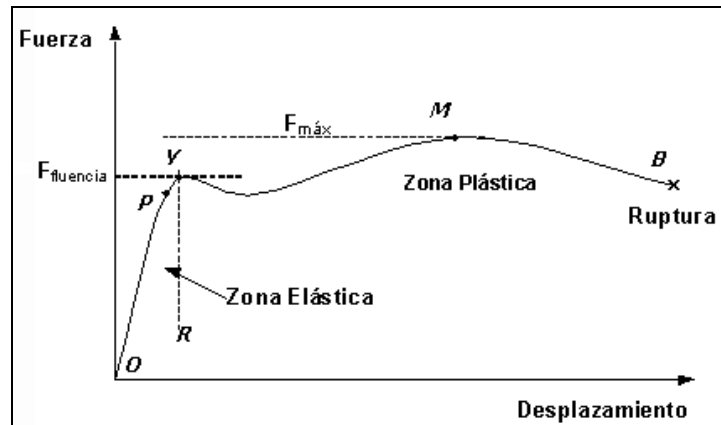


Figura 2. Material dúctil

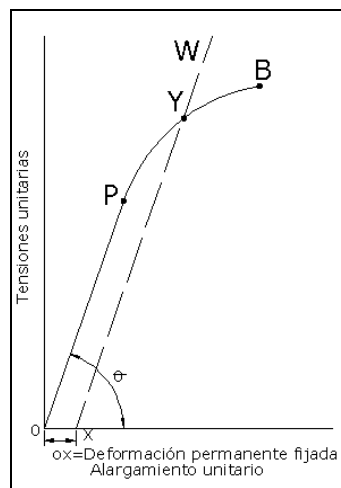


Figura 3. Material frágil.

a) Limite de proporcionalidad.

Para muchos materiales en la primera zona del diagrama se obtiene una línea recta tal como la OP de las figuras 2 y 3 lo cual significa que en esta zona las deformaciones son proporcionales a las tensiones. El punto P que marca el fin de esta proporcionalidad se conoce como "límite de proporcionalidad"

b) Limite elástico.

Si dentro del campo elástico se suprime la carga que actúa sobre la probeta, la aguja del extensímetro vuelve a cero, repitiendo esta operación con cargas uniformes crecientes, se llega a un punto en que la aguja no vuelve a cero, lo cual indica que en el material se ha producido una deformación permanente. El punto límite para el cual no se producen estas deformaciones es lo que se conoce con el nombre de "límite elástico". Para muchos materiales su valor coincide con el de proporcionalidad.

c) Punto de fluencia.

Es la tensión superior al límite elástico a partir de la cual el alargamiento crece sin que haya aumento de la carga, su valor corresponde al punto Y en la Fig. 2, este fenómeno se presenta solamente en los materiales dúctiles y su conocimiento es de gran importancia para el diseño de

elementos de máquinas. En la realidad la tensión puede disminuir momentáneamente lo que puede dar lugar a un punto de fluencia superior y a otro inferior.

d) Límite de fluencia o límite de elasticidad práctico.

Para muchos materiales tales como los no ferrosos y aceros de gran resistencia no se distingue bien el punto de fluencia. Para determinarlo se recurre al método de la “deformación permanente”; sobre el eje de los alargamientos unitarios del diagrama de ensayos se fija un valor equivalente al 2% de la longitud inicial de la probeta (distancia OX Fig. 3) hecho esto se traza la recta XW paralela a OP hasta que corte a la curva tensiones-alargamientos unitarios en el punto Y éste punto es lo que se denomina “límite de fluencia o de elasticidad práctico”.

e) Carga máxima o resistencia a la tracción.

Corresponde al punto M de la Fig. 2 y es la máxima tensión que puede soportar considerando su sección inicial. Un material frágil se romperá al alcanzar la tensión de éste valor máximo (Punto B Fig. 3).

f) Carga de rotura.

Al sobrepasar en un material dúctil la carga máxima sobreviene en la probeta una reducción de su sección o estricción que trae consigo una sensible disminución de la carga hasta que se llega a la rotura (Punto B Fig. 2). En los materiales frágiles los valores de la carga máxima y de rotura coinciden.

g) Ductilidad.

Es la cantidad de deformación que puede sufrir un material antes de la rotura.

h) Alargamiento.

Está dado por la expresión:

$$\text{Alargamiento} = \frac{L_F - L_o}{L_o} \times 100$$

Siendo L_f y L_o las longitudes final e inicial respectivamente.

i) Estricción.

Es la reducción porcentual que sufre la sección de la probeta durante el ensayo.

$$\text{Estricción} = \frac{A_o - A_f}{A_o} \times 100$$

Siendo A_o y A_f el área de las secciones inicial y final respectivamente de la probeta.

j) Módulo de elasticidad o de Young.

Su valor está dado por la pendiente de la recta de proporcionalidad OP o la tangente del ángulo θ Fig. 3.

Se lo calcula también por la expresión $E = \sigma/\epsilon$.

Válido solamente en el campo elástico de un material. Siendo σ esfuerzo y ϵ deformación, elásticos.

k) Resiliencia.

Es la energía por unidad de volumen que puede absorber el material sin que se produzcan deformaciones permanentes, su valor corresponde al área OPR de la Fig.2.

1) Tenacidad.

Es la energía por unidad de volumen que puede absorber el material antes de romperse, su valor viene dado por toda el área encerrada de las curvas esfuerzo-deformación.

3. MATERIALES A EMPLEARSE.

En la actualidad en que el factor económico juega un rol de importancia en el campo de las construcciones en general se impone un perfecto conocimiento de los materiales a utilizar, en la manera de seleccionarlos para cada fin y poder hacerlos trabajar en limite de sus posibilidades, cumpliendo con las exigencias de menor peso, mayor calidad y mayor rendimiento.

Los materiales ha emplearse en los ensayos son los FERROSOS, es decir materiales que contienen principalmente aleaciones de hierro y carbono con pequeñas cantidades de azufre, fósforo, silicio, manganeso, cromo y otras. Dentro de este grupo tenemos: Hierro Dúctil (Nodular), Acero de construcción (Varilla corrugada), Acero de transmisión y Acero de Maquinaria.

3.1 MUESTRA.

En la Fig. 4 se ilustra una muestra cilíndrica estándar que se usa para una prueba de tensión, la cual se aplica principalmente a los materiales ferrosos.

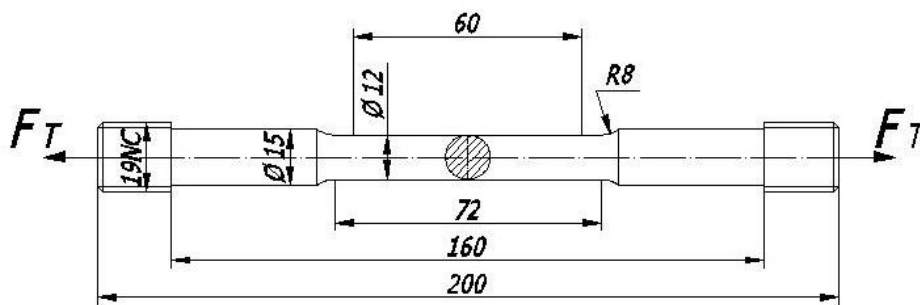


Figura 4. Muestra cilíndrica estándar.

Materiales para la muestra.

- Hierro dúctil o nodular.
- Acero de construcción (varilla corrugada).
- Acero de transmisión (SAE 1018).
- Acero bonificado para maquinaria (SAE 4340).

3.2. MECANIZACIÓN DE LA MUESTRA.

Para mecanizar la muestra se emplea una máquina-herramienta como es el torno paralelo y herramientas manuales. A continuación se da una breve explicación del trabajo de un torno.

3.2.1. TORNO.

El torno es una máquina-herramienta, en la cuál se obtiene la disgregación del metal, mediante el desplazamiento circular de una pieza empleando una herramienta de corte (cuchilla), la que a su vez puede desplazarse paralelamente, perpendicular u oblicuamente al eje de rotación de la pieza.

La utilización de este tipo de máquina- herramienta tiene gran importancia debido a las operaciones que se pueden efectuar; como son: *Cilindrado: interior o exterior, Refrentado: interior o exterior, Torneado cónico: interno o externo, Torneado de curvas, Roscado, Tronzado y mandrilado*

Para la mecanización de la probeta cilíndrica se utilizó la operación de: cilindrado, refrentado, torneado curvo, roscado y tronzado. A continuación se expresa en la tabla 1 las velocidades de corte, avances y profundidades empleados en el torneado con diferentes materiales y por ende constituye el proceso para la mecanización de la probeta.

Tabla1. Características de trabajo de una cuchilla de acero – herramientas para mecanizar los diferentes tipos de materiales.

Material que se ha de trabajar	Velocidad de corte (1) m/min		Ángulos de afilado		Material que se ha de trabajar	Velocidad de corte (1) m/min		Ángulos de afilado	
	Des-baste	Afina-do	X	Y		Des-baste	Afina-do	X	Y
Hierro. Acero hasta 45 kgf/mm ²	30	45	8°	60°	Fundición de dureza hasta 180 Brinell	22	30	6°	70°
Acero 45-65 kgf/mm ²	25	40	6°	65°	Fundición de dureza mayor de 180 Brinell	14	22	6°	75°
Acero 65-85 kgf/mm ²	20	30	6°	70°	Cobre. Latón blando	50	80	8°	60°
Acero fundido hasta 70 kgf/mm ² Acero 85-100 kgf/mm ²	15	20	6°	70°	Latón duro. Bronce	22	40	6°	80°
Acero inoxidable hasta 70 kgf/mm ² Acero fundido 70-100 kgf/mm ² Acero 100-140 kgf/mm ²	10	15	6°	75°	Aluminio. Aleaciones ligeras blandas	200	250	8°	60°
Acero de más de 140 kgf/mm ² Acero inoxidable de mes de 70 kgf/mm ²	5	8	6°	80°	Aleaciones ligeras duras	100	150	6°	75°
Avances. (En milímetros por revolución)									
Piezas con grandes aumentos de material, procedentes de forjado o fundición: desbaste a gran pasada con tornos de suficiente potencia						1 a 1,5 mm			
Piezas con aumentos prudentiales de material, desbaste con pasada corriente						0,6 a 0,8 mm			
Piezas que después del torneado son terminadas en la rectificadora: superficie sin afinación en pasada única						0,4 a 0,6 mm			
Piezas pequeñas: desbaste con pasada ligera						0,25 a 0,4 mm			
Afinados a punta de cuchilla						0,05 a 0,1 mm 0,15 a 0,2 mm			
Profundidad de corte.(Valores norma/es medio)									
Desbaste de hierro y aceros						8 x avance			
Desbaste de metales y fundición de hierro						5 x avance			
Afinado						0,25 mm			

3.2.2. CÁLCULOS PARA LA MECANIZACIÓN DE LA PROBETA.

A continuación se anotarán los pasos que se debe seguir para la mecanización de la probeta, y a su vez; se expresa en la hoja de proceso de algunos materiales que se pueden utilizar en el ensayo.

A continuación se detallan las ecuaciones empleadas en la hoja de proceso.

a) Cálculo del número de revoluciones.

$$n = \frac{1000 \times V_c}{\pi \times d}$$

b) Tiempo de refrentado.

$$T_h = \frac{R}{B} = \frac{d/2}{S \times n} \text{ (min) fórmula de un eje macizo}$$

Donde:

B = milímetros que avanza por minuto

S = Avance (mm. /rev.)

n = revoluciones por minuto

R = Radio mayor circular en mm

d = Diámetro mayor circular en mm

c) Tiempo de cilindrado.

$$T_c = \frac{l + c}{S \times n} = \frac{l + a \times \text{tg}.G}{S \times n}$$

Donde:

l = longitud de la pieza a tornearse en mm.

s = avance por vuelta en mm.

c = entrada de la cuchilla

a = profundidad de pasada en mm.

G = ángulo de la arista principal de la cuchilla o ángulo de posición

A = sección de la viruta en mm.²

A = S x a

d) Número de pasadas.

$$\text{Número de pasadas} = \frac{D - d}{2 \times a}$$

e) Tiempo de roscado.

$$T_r = \frac{\pi \times d_2 \times (l + c)}{1000 \times P \times V_c} \times \frac{h}{t}$$

$$c = P \times \text{tg}.G$$

Donde:

d₂ = Diámetro medio de la rosca en mm.

l = longitud de la pieza a roscar.

c = entrada (normalmente a 3 pasadas) en mm.

P = paso de la rosca en mm.

V_c = velocidad de corte en m/min.

h = altura del filete en mm.

t = profundidad media por pasada en mm.

f) Tiempo total de mecanización.

$$T_m = T_h + T_c + T_r$$

Nota: La mecanización de la probeta se presenta en el **ANEXO B** del proyecto de tesis con sus respectivos cálculos detallados en una hoja de proceso, que además del tiempo de mecanización (T_m) se tiene el tiempo de preparación de la pieza (T_p) y el tiempo total de operación ($T_t = T_m + T_p$).

4. EQUIPOS UTILIZADOS EN EL ENSAYO.

4.1. MÁQUINA MANUAL OLEOHIDRÁULICA DE ENSAYOS A LA TRACCIÓN CONSTRUIDA EN LA UNL. Sus datos técnicos son:

- a) Capacidad 20000 Kg. en tracción y 30000 Kg. en compresión.
- b) Bomba manual de pistón accionada por una palanca con una presión de salida máxima de 3500 PSI. Y un caudal de 1,37 lt. / min. al sistema.
- c) Recorrido del vástago (350 mm.) el cual arrastra la mordaza superior.
- d) Mordazas tipo plato, donde van colocadas los extremos roscados de la probeta.

4.2. INSTRUMENTOS DE MEDICIÓN.

- a) Manómetro que marca en un cuadrante (por equivalencias) las presiones que actúan sobre la probeta con un rango de (0 - 5000) PSI.
- b) Extensímetro de 50 mm. de desplazamiento, con calibración en 0,01 mm.
- c) Calibrador Pie de rey.

4.3. MUESTRA.

- a) Probeta estándar Norma DIN 50-125.

5. TÉCNICAS OPERATIVAS.

5.1. MONTAJE DE LA PROBETA.

- a) Abrir la válvula que se encuentra por debajo del depósito para dar paso al fluido hacia la bomba de pistón.
- b) Ajustar la válvula antirretorno de la bomba manual de pistón.
- c) Manipular la palanca del distribuidor, en tracción o compresión.
- d) Montar la palanca en la bomba y realizar algunas emboladas hasta verificar en que dirección está el vástago.
- e) Manipular el distribuidor en tracción y dar emboladas hasta una distancia suficiente en la cual se pueda montar la probeta.
- f) Fijar los puntos de calibración de la probeta con un corrector o marcador permanente.
- g) Hacer un punto en el centro de la longitud de calibración con un granete o punzón utilizando un martillo para que sirva como concentrador de esfuerzo y guía para las medidas de estricción.
- h) Medir la longitud inicial de la probeta con un calibrador, regla o flexómetro, y tomar apunte del mismo en la hoja de datos.
- i) Medir el diámetro inicial de la probeta (12mm) con un calibrador o tornillo micrométrico y tomar apunte del mismo en la hoja de datos.

- j) Roscar la probeta en el cabezal móvil adaptado al vástago y comprobar que no este muy ajustado si no con una pequeña holgura.
- k) Desmontar los pernos del cabezal fijo que está sujetado en la mesa de la estructura como se muestra en la Fig. 5.



Figura 5. Desmontaje de los pernos de la mordaza fija.

- l) Hacer pasar la probeta por el agujero central de la mordaza fija.
- m) Roscar la tuerca en la parte inferior de la probeta, asegurándose la alineación del extremo final de la probeta y la tuerca, como muestra la Fig. 6.

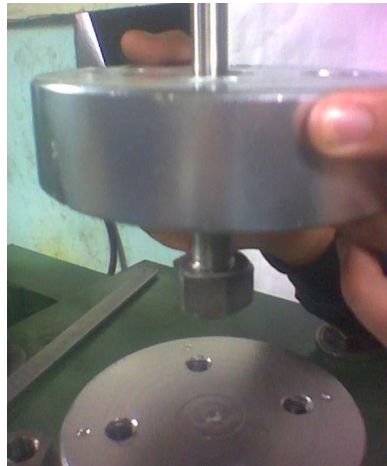


Figura 6. Roscado de la probeta

- n) Manipular la palanca del distribuidor en compresión.
- o) Dar emboladas y fijarse que el extremo final de la probeta se acople perfectamente con su tuerca y plato del cabezal fijo.
- p) Proceder a roscar los 4 pernos del cabezal fijo y ajustarlos en cruz, como representa la Fig.7.



Figura 7. Roscado de los pernos en el cabezal fijo.

5.2. MONTAJE DEL EXTENSÍMETRO.

- a) Primeramente se ajusta los dos tornillos con las tuercas tipo mariposa B, C como se muestra en la figura 8 en la parte inferior de la probeta hasta que la platina cóncava se ajuste firmemente en la probeta, realizarlo en el diámetro de 15mm de la probeta.

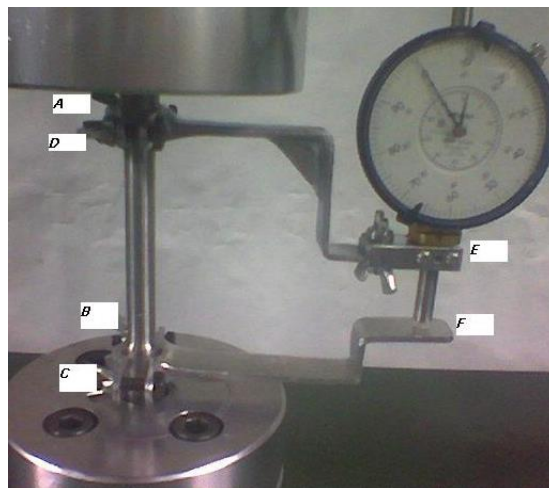


Figura 8. Montaje del extensómetro.

- b) Se realiza el mismo procedimiento del paso anterior en la parte superior A, D de la probeta, sólo que en este caso no se ajusta para poderlos alinear.
- c) Se coloca el extensómetro con el eje metido en su totalidad por entre el agujero superior de la barra E hasta el tope de la barra F. Ver Fig 8.
- d) En este punto se alinea el extensómetro con las dos barras, de tal forma que el eje se deslice suavemente por entre el agujero de la barra superior E.
- e) Procedemos a ajustar los 4 tornillos B, C y A, D respectivamente; para que la medición se realice en forma correcta.
- f) Manipular la palanca del distribuidor en tracción.
- g) Dar por lo menos una o dos emboladas para que la probeta se acople y se ajuste en los cabezales.

5.3. ENSAYO.

- a) Debe seleccionarse un equipo de operación compuesto de un lector del extensímetro, un operador de la bomba manual y a la vez la lectura de la presión, un lector de estricción y un registrador de datos para la hoja de ensayo.
- b) Ponga en cero la aguja indicadora de la carga de presión, utilizando la correspondiente perilla de encerado.
- c) Ponga en cero la carátula del extensímetro, girando la carátula graduada hasta que el cero coincida con la aguja.
- d) El operador de carga de la presión realiza una embolada y lectura en voz alta el incremento de presión, mientras que el lector del extensímetro en voz alta lectura la elongación lo más preciso posible, finalmente el lector de estricción mide con un calibrador el diámetro en el punto de guía y todas éstas lecturas son anotadas en la hoja de datos por el registrador.
- e) Se sigue con cuidado este mismo procedimiento hasta que el ensayo pase de la zona elástica a la zona plástica, es decir cuando la estricción en el material es evidente.
- f) Cuando la estricción es pronunciada y se prevé que la rotura es inminente se saca cuidadosamente el extensímetro para evitar que se deteriore.
- g) Se sigue con el procedimiento antes mencionado, pero ahora sin el extensímetro hasta que se produzca la destrucción de la probeta.
- h) Luego de la rotura se sigue embolando hasta una distancia prudencial, en la que sea fácil el desmontaje de la probeta en el cabezal móvil. En el caso del cabezal fijo se desmontan los tornillos de la mordaza fija.
- i) Después de retirar la muestra de los cabezales se debe unir completamente la probeta para medir la longitud final, el diámetro final, y además analizar el tipo de fractura del material.
- j) Con los datos tomados del ensayo se completa la hoja de datos y se procede a graficar la curva esfuerzo-deformación en el programa Microsoft Excel.

6. EXPLICACIÓN PARA EL MANEJO DE LA HOJA DE DATOS

A continuación damos una explicación de cada uno de los parámetros de la hoja de datos, así como de sus ecuaciones.

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
#	Pt	Ft	Dp	Ap	σ	Dpc	Apc	σ_c	Lc	Lp	e	d

14. En primer lugar tenemos “#” que significa el número secuencial de cada embolada (está ligada a la presión) que puede soportar un cuerpo antes de su fractura.
15. “Presión hidráulica” Pt (PSI=Lb/pulg.²) es un valor que está en proporción al número de emboladas, además de ser un dato de campo, es decir, un dato que se toma del manómetro durante el ensayo.
16. “Carga” Ft (Kg.) este valor está dado por la ecuación.

$$Ft = Pt \times \frac{(Ac - Av)}{2,205}$$

Donde:

Pt = Presión hidráulica (PSI)

Ac = Área de cilindro=19,635pulg² (Diámetro cilindro=5 pulg.)

Av = Área del vástago=4,908pulg² (Diámetro del vástago=2 ½ pulg. o 6,35 cm.)

2,205 = Factor de conversión de Lbf a Kgf.

17. "Diámetro de probeta" Dp (mm.) es un dato de campo, y muestra las distintas estricciones que se van dando durante el ensayo, se lo mide con un calibrador.

18. "Área de probeta" Ap (mm.²) este valor está dado por la ecuación.

$$Ap = \frac{\pi \times Dp^2}{4}$$

Donde:

Dp = Diámetro de la probeta (mm.)

19. "Esfuerzo práctico" σ (Kg./mm.²) este valor se toma para graficar la curva real de esfuerzo-deformación; y viene dado por la ecuación.

$$\sigma = \frac{Ft}{Ap}$$

Donde:

Ft = Carga (Kg.)

Ap = Área de probeta (mm.²)

20. "Diámetro de probeta ideal" Dpc (mm.) siendo ideal no es un valor de campo ni se utiliza ecuación para encontrarlo, es más bien una constante (12 mm.).

21. "Área de probeta ideal" Apc (mm.²) viene dado por la ecuación.

$$Apc = \frac{\pi \times Dpc^2}{4}$$

Donde:

Dpc = Diámetro de probeta ideal (mm.)

22. "Esfuerzo de ingeniería" σc (Kg./mm.²) este valor en cambio se utiliza para graficar la curva ideal de esfuerzo-deformación; y viene dado por la ecuación

$$\sigma c = \frac{Ft}{Apc}$$

Donde:

Ft = Carga (Kg.)

Apc = Área de probeta ideal (mm.²)

23. "Lectura caratular" Lc (mm.) este es un dato de campo y se lectura mediante el extensímetro (comparador de reloj) instalado durante el ensayo.

24. "Longitud calibrada" Lp (mm.) esta dado en la ecuación.

$$Lp = Lc + Lo = Lf$$

Donde:

L_c = Lectura caratular (mm.)

L_o = Longitud de calibración (mm.)=60mm

25. "Deformación" ε (mm / mm) este valor es utilizado en las dos curvas tanto ideal como real de esfuerzo-deformación, y se lo obtiene mediante la ecuación.

$$\varepsilon = \frac{L_f - L_o}{L_o}$$

Donde:

L_f = Longitud final

L_o = Longitud inicial

26. "Deformación porcentual" δ (%) este valor es simplemente el porcentaje de deformación y se obtiene de la ecuación.

$$\delta = \varepsilon \times 100\%$$

Donde:

ε = Deformación (mm / mm).

6.1. ECUACIONES PARA DETERMINAR LAS PROPIEDADES MECÁNICAS DE LOS MATERIALES ENSAYADOS.

☞ Límite de proporcionalidad σ_p (Kg./mm.²) se lo obtiene de la ecuación.

$$\sigma_p = \frac{F_t}{A_p}$$

Nota: El límite de proporcionalidad se lo visualiza fácilmente en la tabla así como en la curva debido a que son los puntos proporcionales entre el esfuerzo y la deformación.

☞ Límite de fluencia σ_e (Kg./mm.²) se obtiene de la ecuación.

$$\sigma_e = \frac{F_t}{A_p}$$

Donde:

F_t = Carga (Kg.)

A_p = Área de probeta (mm.²)

Nota: El Límite de fluencia se lo puede visualizar en la gráfica ya que es donde los puntos se mantienen en línea recta paralela a la deformación, pudiendo ser corta o pronunciada, esto es, que el material fluye sin carga alguna. Tomando en cuenta que el límite de fluencia es el límite que precede al de proporcionalidad.

☞ Resistencia a la tracción σ_t (Kg./mm.²) es el máximo valor que soporta el material antes de la rotura; puede ser tomado de las tablas o curvas.

Nota: Para determinarlo con mayor exactitud es conveniente analizarlo de la curva ideal (de Ingeniería) en su pico más alto antes de decaer la curva hacia abajo.

- ☞ Punto de rotura σ (Kg./mm.²). Existen dos puntos de ruptura: el real o práctico σ_{rr} y el ideal o aparente σ_{rap} ; y estos datos son tomados de la tabla o de las dos curvas de esfuerzo-deformación.
- ☞ Zona de estricción ψ (teoría) y se obtiene de la ecuación.

$$\psi = \frac{D_{po}^2 - D_{pf}^2}{D_{po}^2} \times 100\%$$

Donde:

D_{po} = Diámetro de la probeta inicial = 12 mm.

D_{pf} = Diámetro de la probeta final = el último valor de la hoja de datos.

- ☞ Longitud final L_f (mm.) se obtiene de la ecuación.

$$L_f = L_o + L_c$$

Donde

L_o = longitud inicial (mm.) = 200 mm.

L_c = longitud caratular (mm.) tomado del último valor de la hoja de datos.

7. INTERPRETACIÓN DE LOS RESULTADOS.

Los datos consisten en: las longitudes inicial y final, L_o y L_f , los diámetros inicial y final, D_{po} y D_{pf} , una serie de lecturas del extensímetro en milímetros y las lecturas de presión correspondientes, en PSI. Las lecturas del extensímetro se convierten en lecturas de deformación, dividiéndolas entre 10, y las de presión se transforman en carga al multiplicar con el área resultante de la diferencia de áreas (área del cilindro – área del vástago) y a su vez se reducen a esfuerzos, dividiéndolas entre el área del corte transversal original; luego, se hace una gráfica del esfuerzo (real e ideal), en función de la deformación.

El límite proporcional es el esfuerzo máximo en que el esfuerzo y la deformación permanecen directamente proporcionales. El límite proporcional se determina mediante la curva de esfuerzo-deformación, trazando una línea recta tangente a la curva, en el origen, y anotando la primera desviación que tenga la curva de su linealidad. El valor obtenido para el límite proporcional, depende de la precisión de las mediciones de esfuerzo y linealidad y de la escala de la gráfica. Este valor no tiene gran aplicación en los cálculos de ingeniería.

El límite elástico es el esfuerzo máximo que puede soportar el material sin sufrir una deformación permanente. Para la determinación exacta del límite elástico se requiere que la carga aumente sucesivamente a esfuerzos mayores, seguidos de una descarga, y mediciones para detectar alguna deformación permanente. La determinación de su valor real, al igual que el límite proporcional, es una función que depende de la precisión de las mediciones. Este hecho y la dificultad de determinarlo con exactitud, limitan mucho su utilidad en la ingeniería. Este valor no se puede determinar con los datos obtenidos en este experimento.

La resistencia al punto cedente o el esfuerzo de cedencia es el esfuerzo que produce en un material, una deformación específica, permanente y limitadora.

Por debajo del límite elástico, la relación entre el esfuerzo y la deformación, en la carga y la descarga, puede considerarse idéntica, desde un punto de vista práctico. En consecuencia, no es necesario descargar una muestra para poder determinar la resistencia a punto cedente; más bien, se construye una línea paralela a la porción recta de la curva. La construcción se desplaza del origen de la curva en una cantidad igual a la deformación permanente especificada. (**Figura 9**). El

esfuerzo en la intersección de la línea paralela con la curva de esfuerzo - deformación, es la resistencia a punto cedente. El desplazamiento que se usa con mayor frecuencia es a 0.2 por ciento de la resistencia a punto cedente, El esfuerzo de cedencia es una medida práctica del límite de la acción elástica; siempre es mayor que el límite elástico y no es tan sensible a errores en las mediciones de deformación, como lo es el límite elástico.

El punto de cedencia es una propiedad que tienen los aceros blandos no endurecidos y algunas otras aleaciones. Al igual que el esfuerzo de cedencia, es también una indicación del límite de la acción elástica. El punto de cedencia es un esfuerzo en el que se produce primero un aumento notable de deformación, sin que haya un aumento de esfuerzo. En efecto, por lo general, hay dos puntos de cedencia: uno superior y el otro inferior, como puede verse en la (Figura 10). El punto superior de cedencia es el que se usará en este experimento, como el punto de cedencia o fluencia. Este punto y el esfuerzo de cedencia son aproximadamente iguales.

La resistencia a la tensión (o tracción) es equivalente a la resistencia final, y se calcula dividiendo la carga máxima soportada por la muestra entre el área de la sección transversal original del mismo (12 mm).

La resistencia a la ruptura (aparente), o el esfuerzo de ruptura se determina dividiendo la carga soportada en el momento de la ruptura, entre el área de la sección transversal original de la muestra. Esta carga será inferior a la máxima, debido a que la sección transversal de la muestra se reduce en forma drástica después de que se alcanza la carga máxima. La reducción de la sección transversal produce en la muestra un cuello semejante al de los relojes de arena y que se conoce como "adelgazamiento o agotamiento de la muestra".

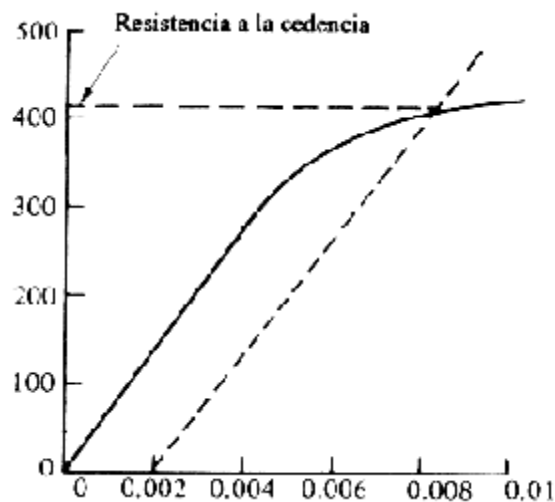


Figura 9. Determinación práctica del punto de cedencia o fluencia.

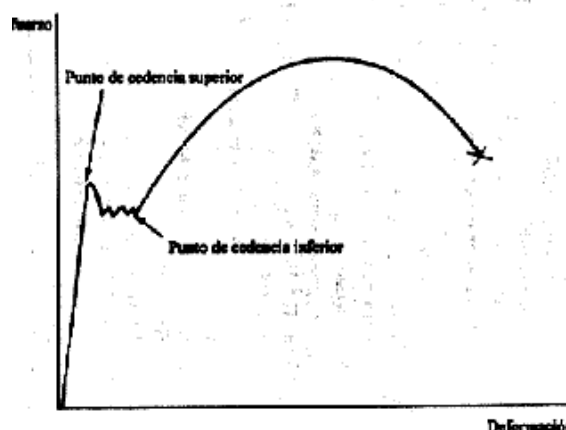


Figura 10. Puntos teóricos de cedencia..

La elongación en la ruptura se determina mediante $\Delta L/L_0$, en donde ΔL es el cambio en longitud, es decir, $L_f - L_0$, longitud final menos longitud inicial. La elongación o alargamiento se expresa casi siempre como porcentaje:

$$\% \text{ de elongación} = 100 \Delta L/L_0$$

La reducción del área o estricción se expresa también como porcentaje y se calcula mediante:

$$\% \text{ de reducción de área} = 100 \Delta A/ A_0,$$

En donde ΔA se encuentra por medio de $A_0 - A_f$, siendo A_0 el área original y A_f la final.

El módulo de elasticidad recibe también el nombre de rigidez del material. Este módulo en tensión se conoce como módulo de Young, y es la constante de proporcionalidad entre el esfuerzo y la deformación a esfuerzos inferiores al límite proporcional:

$$E = \frac{\sigma}{\varepsilon}$$

En donde σ es el esfuerzo, ε la deformación y E el módulo de elasticidad.

Si la curva del esfuerzo en función de la deformación pasa por 0, ó, en el origen y si su porción inicial es una línea perfectamente recta, entonces se puede determinar el módulo de elasticidad a partir de cualquier esfuerzo inferior al límite proporcional, y la deformación correspondiente, dividiendo sencillamente el esfuerzo entre la deformación.

El aspecto de la fractura en barras para pruebas de tensión (ver Fig. 11), depende de la composición y el historial de la muestra. Los metales y las aleaciones dúctiles sufren fractura de copa o fractura parcial de copa. En los aceros templados de poco contenido de carbono se producen fracturas de estos mismos tipos. Si el acero tiene un alto contenido de carbono o si se ha endurecido mediante un tratamiento térmico, tiende a producir una fractura en estrella.

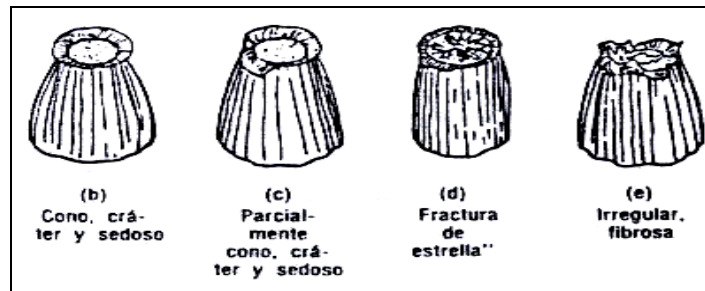


Figura 11. Aspecto de fractura en pruebas de tensión

Finalmente en lo que a ingeniería se refiere, el ensayo a la tracción permite al diseñador escoger el punto de fluencia y en base a ello tener una referencia para el diseño y selección de materiales empleados en la construcción, por lo tanto es necesario la realización de ensayos de los materiales.

8. PRESENTACIÓN DE INFORMES.

Los informes deberán ser muy precisos. En ellos se deberán explicar la manera como desarrollaron la experiencia, indicando los procedimientos seguidos, analizando los resultados obtenidos y señalando en cada caso, la relación entre la teoría y el experimento. Hay numerosas maneras de enfocar un informe y es necesaria una gran flexibilidad para que éste mantenga cierta individualidad. A pesar de ello, se dará una estructura general, sobre la cual se puede confeccionar.

8.1. INFORME TIPO.

Se refiere al documento técnico que tiene que entregar el estudiante para ser acreditado y en donde se refleje los aprendizajes significativos logrados en el ámbito de las habilidades y destrezas. Su estructura es la siguiente:

1. Portada del informe.
 - a) Centro de estudio.
 - b) Módulo.
 - c) Unidad, laboratorio o taller.
 - d) Autor o autores.
 - e) Docente.
 - f) Fecha.
2. Introducción

La introducción debe informar los elementos muy importantes de la práctica:

- a) Conocimiento actual del tema.
 - b) Importancia.
 - c) Objetivos.
3. Fundamentos teóricos.

Se debe presentar la declaración teórica sistematizada del sistema categorial.

4. Características del equipo utilizado.

Se debe caracterizar al equipo utilizado para el desarrollo de la práctica.

5. Esquema de montaje y resultados.
6. Conclusiones.
7. Recomendaciones.
8. Respuestas a las preguntas de control. El estudiante responderá a las preguntas de control.
9. Bibliografía (Puede ser diferente a la señalada en la guía).

A continuación se presenta un informe tipo de un ensayo a la tracción, considerando los diferentes parámetros de estructuración.

PRÁCTICA # ...

1. TEMA:

2. OBJETIVOS:

.....
.....
.....

3. FUNDAMENTOS TEÓRICOS (Sistema Categórial)

- ☞ Ensayo a la tracción:
- ☞ Curvas de esfuerzo-deformación:
- ☞ Propiedades mecánicas:
 - Límite de proporcionalidad.
 - Límite de elasticidad. (Elástico).
 - Punto de fluencia.
 - Tensión de rotura.
 - Zona elástica:
 - Zona plástica:
 - Ley de Hooke.
 - Módulo de elasticidad.
 - Alargamiento.
 - Estricción
- ☞ Aspecto de la fractura:
Otros.....

4. CARACTERÍSTICAS DEL EQUIPO UTILIZADO:

.....
.....
.....
.....
.....
.....
.....
.....
.....
.....

5. ESQUEMA DE MONTAJE Y RESULTADOS:

- Montaje de la probeta y extensímetro: (Gráfico)

- Recopilación de datos del ensayo:

- Curvas de esfuerzo-deformación del ensayo.
- Determinación de las principales características.

<i>ACERO DE MAQUINARIA</i>	<i>Valores</i>	<i>Unidad</i>
Longitud final		mm
Estricción		%
Esfuerzo de rotura real		Kg / mm ²
Esfuerzo de rotura aparente		Kg / mm ²
Esfuerzo de fluencia		Kg / mm ²
Resistencia a la tracción		Kg / mm ²

- Contrastación de los resultados con datos de fabricantes.

<i>Resultados del Ensayo.</i>					
<i># de prueba</i>	<i>Esfuerzo de fluencia (Kg / mm²)</i>	<i>Esfuerzo de rotura real (Kg / mm²)</i>	<i>Resistencia a la tracción (Kg / mm²)</i>	<i>Estricción (%)</i>	<i>Elongación (%)</i>

.....

.....

.....

<i>DATOS DEL FRABICANTE</i>			
<i>Material:</i>			
<i>Esfuerzo de fluencia (Kg / mm²)</i>	<i>Resistencia a la tracción (Kg / mm²)</i>	<i>Estricción mínima (%)</i>	<i>Elongación mínima (%)</i>

.....

.....

.....

.....

6. CONCLUSIONES:

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....
.....
.....

7. RECOMENDACIONES:

.....
.....
.....
.....
.....
.....

8. CUESTIONARIO:

- ¿Que tipo de carga realiza la máquina?
- ¿Cual fue la carga máxima antes de la ruptura?
- ¿Determinar analíticamente la estricción del material ensayado?
- ¿Que aspectos de fractura tuvo el ensayo y explique porque?
- ¿Por qué la longitud de calibración en especial la zona de estricción produce calentamiento?
- ¿La probeta se fracturó en el punto concentrador de esfuerzo? Si o No. Explique.

9. DESARROLLO DEL CUESTIONARIO.

.....
.....
.....
.....
.....
.....
.....
.....

10. BIBLIOGRAFÍA.

OBSERVACIÓN. El procedimiento de realización de ensayos se explica en la guía de operación de la máquina.

9. RECOMENDACIONES.

- a) El estudiante que vaya a realizar una práctica, lo haga siempre basado en la guía didáctica.
- b) Antes de realizar la práctica el estudiante deberá tener los conocimientos básicos de resistencia de materiales.
- c) La recopilación de los datos de ensayos, deben ser lo mas precisos posibles, para poder obtener los valores correctos de las propiedades de los materiales ensayados.

10. BIBLIOGRAFÍA.

- a) Bonifaz Celia, *Desarrollo de un Sistema de Adquisición de Datos Para la Máquina Universal de Ensayos del laboratorio de sólidos de la FIMCP*. Tesis de Ingeniería Mecánica, ESPOL, Guayaquil/Ecuador, (2002).
- b) Davis H., Troxell G. y Wiskocil C., *Ensayo e Inspección de los Materiales en Ingeniería*. Ed. McGraw-Hill, México D.F./ México 1975.
- c) Equipo Técnico EDEBE., *Tecnología Mecánica 2: Máquinas-Herramientas*, Ediciones Don Bosco, Barcelona, 1981.
- d) ESPOL, *Guía de Ensayos de Materiales*. Guayaquil/Ecuador, (1980)
- e) Helfgot Aarón, *Ensayo de los Materiales*. Ed. Kapelusz, Buenos Aires /Argentina 1979.
- f) Joseph E. Shigley y Charles R. Mischke, *Diseño en Ingeniería Mecánica*. Editorial Mc. Graw- Hill., Novena edición. México, 2002.
- g) www.cienciasdelosmateriales.com

ANEXOS D:

**IMÁGENES
DE LA
MÁQUINA**

IMAGEN 1.

MÁQUINA MANUAL DE ENSAYOS A LA TRACCIÓN.



IMAGEN 2.

BOMBA HIDRÁULICA MANUAL.



IMAGEN 3.

VÁLVULA DIRECCIONAL (DISTRIBUIDOR).



IMAGEN 4.
CILINDRO HIDRÁULICO DE DOBLE EFECTO.



IMAGEN 5.
MANÓMETRO.



IMAGEN 6.
EXTENSÍMETRO
(RELOJ COMPARADOR)



IMAGEN 7.
CABEZALES
(MORDAZAS)



IMAGEN 8.
MECANISMO DE ELEVACIÓN.



IMAGEN 9.
PROBETA.



IMAGEN 10.

DIFERENCIA DE LONGITUDES



IMAGEN 11.

TIPOS DE FRACTURAS



FIN