

UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR
FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA



**PROPUESTA DE DISEÑO DE UNA MÁQUINA
DIDÁCTICA PARA ENSAYO DE DOBLEZ EN U**

PRESENTADO POR:

RUBÉN ALBERTO MARTÍNEZ RUANO

PARA OPTAR AL TÍTULO DE:

INGENIERO MECÁNICO

CIUDAD UNIVERSITARIA, FEBRERO DE 2023

UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR

RECTOR :

M.Sc. ROGER ARMANDO ARIAS ALVARADO

SECRETARIA GENERAL :

Ing. FRANCISCO ANTONIO ALARCÓN SANDOVAL

FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA

DECANO :

Dr. EDGAR ARMANDO PEÑA FIGUEROA

SECRETARIO :

Ing. JULIO ALBERTO PORTILLO

ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

DIRECTOR INTERINO :

Ing. FRANCISCO ALFREDO DE LEÓN TORRES

UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR
FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

Trabajo de Graduación previo a la opción al Grado de:

INGENIERO MECÁNICO

Título :

**PROPUESTA DE DISEÑO DE UNA MÁQUINA
DIDÁCTICA PARA ENSAYO DE DOBLEZ EN U**

Presentado por :

RUBÉN ALBERTO MARTÍNEZ RUANO

Trabajo de Graduación Aprobado por:

Docente Asesor :

Dr. y M.Sc. JONATHAN ANTONIO BERRÍOS ORTIZ

San Salvador, febrero de 2023

Trabajo de Graduación Aprobado por:

Docente Asesor :

Dr. y M.Sc. JONATHAN ANTONIO BERRÍOS ORTIZ

PROPUESTA DE DISEÑO DE UNA MÁQUINA DIDÁCTICA PARA ENSAYO DE DOBLEZ EN U

Estudiantes: Br. Rubén Alberto Martínez Ruano¹
Docente Asesor: Dr. y M.Sc. Jonathan Antonio Berríos Ortiz²
Escuela de Ingeniería Mecánica, Facultad de Ingeniería y Arquitectura,
Universidad de El Salvador

RESUMEN

Se ha diseñado una máquina de doblez en U, considerando que se dispone de accesorio para realizar los ensayos de doblez en U. También, la máquina se accionará mediante un pistón hidráulico, manómetro y bomba hidráulica manual. Además, se ha considerado como estructura una tipo H. Así, esto se realizó con el fin de mejorar el proceso de prueba de ductilidad, facilitando desde su operatividad hasta la obtención de resultados. En consideración a esto se seleccionó la ejecución de dicho proyecto el cual tiene como fin facilitarle al operario la puesta en práctica de la máquina obteniendo datos más relevantes y más precisos de los materiales expuestos a este tipo de prueba. Finalmente con la construcción de dicha máquina para ensayos de doblez en U se obtendrán respuestas operativas y más rápidas con resultados más fiables e inmediatamente verificables.

Palabras clave: Ensayo de doblez en U, ductilidad y agrietamiento en soldaduras.

1 mr09029@ues.edu.sv

2 jonathan.berrios@ues.edu.sv

DEDICATORIA

A mi madre Ana Luz Ruano y mi padre Jorge Martínez, quien me enseñó a no rendirme y siempre luchar por seguir adelante a pesar de la circunstancia que se nos opone en el camino.

Ana Francisca Portillo que siempre la considera como mi abuela que nunca tuve.

Rubén Alberto

AGRADECIMIENTOS

A la Universidad de El Salvador por darme la oportunidad de estudiar y ser un profesional.

A la Facultad de Ingeniería y Arquitectura y principalmente a los docentes de la Escuela de Ingeniería Mecánica, por haber compartido parte de sus conocimientos.

A mi madre Ana Luz Ruano y mi padre Jorge Martínez, que siempre me motivó para culminar mi carrera universitaria.

A mis compañeros y amigos que en algún momento de desánimo tuvieron una palabra de apoyo y motivación.

A mi asesor de trabajo de graduación Dr. y M.Sc. Jonathan Antonio Berríos Ortiz por su invaluable guía en el proceso de elaboración de este trabajo de graduación.

Rubén Alberto

ÍNDICE GENERAL

	Pág.
Introducción.....	1
1. Marco teórico.....	4
1.1. Ensayo de doblez.....	4
1.2. Características de los ensayos de doblez en u.....	4
1.3. Métodos de curvado de materiales.....	5
1.4. Tipos de accionamientos de máquinas de doblez en u.....	8
1.4.1. Prensa mecánica.....	8
1.4.2. Prensa hidráulica.....	8
1.4.3. Prensa neumática.....	9
1.4.4. Prensa rotativa.....	10
1.4.5. Prensa de embutir.....	11
1.4.6. Prensa dobladora.....	12
1.5. Normas del ensayo.....	12
1.5.1. Ventajas y desventajas.....	14
1.6. Selección de bomba para controlar la velocidad.....	16
1.6.1. La velocidad.....	16
1.6.2. Tipos de bombas.....	18
1.6.3. Bombas de desplazamientos positivos.....	18
2. Diseño de la máquina.....	24
2.1. Variables y parámetros de diseño.....	24
2.1.1. Variables de diseño.....	24
2.1.2. Parámetros de diseño.....	25
2.2. Consideraciones de diseño.....	25
2.3. Criterios de diseño.....	25
2.4. Diseño mecánico.....	26
2.4.1. Vigas.....	26
2.4.3. Viga superior.....	36
2.5. Unión empernada.....	37
2.6. Dimensionamiento y selección de material de accesorios para máquina de ensayos de doblez en u.....	40
2.6.1. Eje del rodillos de apoyo.....	40
2.6.2 rodillos de apoyo.....	41
2.6.3 cuerpo empujador.....	42
2.6.4. Cabeza del empujador.....	42
2.7. Probetas para ensayo de doblez en u.....	43
2.8. Selección del cilindro hidráulico.....	43

2.8.1. Dimensiones del cilindro hidráulico	43
2.9. Selección de bomba	45
2.10 Diomensiones de elementos para realizar dobléz en u de acuerdo con la norma astm e-190	45
3. Estudio técnico y económico	46
3.1. Costo directo	46
3.1.1. Costo del proyecto.....	47
3.2. Costos indirectos	47
3.3. Costos totales.....	49
3.2. Observaciones de los costos.....	50
Conclusiones.....	51
Recomendaciones.....	52
Referencias bibliográficas	53
Anexos	54
Anexo A – Planos	54
Anexo B - Cotizaciones	58

ÍNDICE DE FIGURAS

	Pág.
Fig. 1.1. Tipos de doblez.....	5
Fig. 1.2. Operación del doblado.....	6
Fig. 1.3. Métodos comunes de doblado.....	7
Fig. 1.4. Prensa Mecánica.....	8
Fig. 1.5. Prensa hidráulica.....	9
Fig. 1.6. Prensa neumática.....	10
Fig. 1.7. Prensa Rotativa.....	11
Fig. 1.8. Prensa de embutir.....	11
Fig. 1.9. Prensa dobladora.....	12
Fig. 1.10. Dispositivo tipo U.....	13
Fig. 1.11. Dispositivo tipo Envolvente.....	14
Fig. 1.12. Influencia.....	17
Fig. 1.13. Clasificación de los tipos de bombas.....	18
Fig. 1.14. Bomba de engranaje.....	19
Fig. 1.15. Diagrama de una bomba pistón.....	19
Fig. 1.16. Bombas de aspas.....	20
Fig. 1.17. Bomba de tornillo.....	21
Fig. 1.18. Bomba de cavidad progresiva.....	22
Fig. 1.19. Bomba de lóbulo.....	22
Fig. 1.20. Bombas de pistón para transferencia de energía.....	23
Fig. 1.21. Bomba de diafragma.....	23
Fig. 2.1. Representación de la máquina de doblez en U.....	26
Fig. 2.2. Ubicación del centro de gravedad en elementos estructurales.....	27
Fig. 2.3. Perfil de viga.....	28
Fig. 2.4. Ubicación del elemento AB.....	28
Fig. 2.5. Esquematación de cálculos estructurales.....	29
Fig. 2.6. Áreas del diagrama momento.....	30
Fig. 2.7. Viga inferior de máquina de ensayo de doblez en U.....	31
Fig. 2.8. Viga superior de máquina de ensayo.....	35
Fig. 2.9. Fuerza cortante y normal que afuera en las uniones.....	36
Fig. 2.10. Eje de rodillo.....	37
Fig. 2.11. Rodillo de apoyo.....	40
Fig. 2.12. Cuerpo de empujador.....	41
Fig. 2.13. Cabeza del empujador.....	41
Fig. 2.14. Dimensiones del cilindro pistón.....	42

ÍNDICE DE TABLA

	Pág.
Tabla 1.1. Velocidad de deformación.....	17
Tabla 2.1. Dimensiones de perfiles comerciales.....	28
Tabla 2.2. Propiedad mecánica de pernos, tornillos y tuercas de aceros..	39
Tabla 2.3. Dimensiones del cilindro pistón.....	43
Tabla 2.4. Especificación de la bomba hidráulica manual.....	44
Tabla 2.5. Dimensiones de embolo y distancia entre apoyos para realizar doblez en u a diferente espesores de probeta.....	45
Tabla 3.1. Costo del proyecto.....	46
Tabla 3.2. Costos de mano de obra.....	47
Tabla 3.3. Otros costos indirectos.....	48
Tabla 3.4. Costos totales.....	48

SÍMBOLOS Y SIGLAS

- A: Área del perno o pasador
- ASTM: American Society For Testing and Materials
- AWS: American Welding Society
- b, c y d: Dimensiones lineal de modelo de maquina
- F: Ejercida en el pasador o perno
- FS: Factor de seguridad
- I: Momento de inercia
- k_a : Factor de superficialidad
- k_b : Factor de tamaño
- k_c : Factor de carga
- k_d : Factor de temperatura
- k_e : Factor de efectos diversos
- k_f : Factor de concentración de esfuerzos
- M: Momento
- n: Factor de seguridad
- SAE: Society of Automotive Engineers
- S_e : Límite de resistencia a la fatiga
- S_{er} : Límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria
- S_y : Esfuerzo de cedencia
- S_{ut} : Resistencia mínima a la tracción
- σ : Esfuerzo normal
- σ' : Esfuerzo de von Misses en Pa
- σ_a : Esfuerzo alterno
- $\sigma_{f\text{máx}}$: Esfuerzo de flector máximo
- σ_m : Esfuerzo medio
- τ : Esfuerzo cortante expresado en Pa

INTRODUCCIÓN

Los procesos industriales evolucionan constantemente, con el fin de ser más eficientes en un entorno sumamente competitivo. Además, la soldadura es un proceso ampliamente aplicada, la cual está presente en prácticamente todas las ramas de la industria como alimenticia, petrolera, energética, entre otras.

Se dice que la soldadura es un sistema porque intervienen los elementos como mano de obra, materiales, máquinas, medio ambiente y medios escritos (procedimientos); es decir, las 5 M. Así, una unión soldada satisfactoria implica que debe pasar las pruebas mecánicas (tracción y dobléz). Se tienen varias técnicas para los diferentes procesos (SMAW, SAW, GTAW, entre otros) utilizados para la situación más conveniente y favorable, lo que hace que sea la más económico, sin dejar de lado la seguridad.

Dado lo anterior, se puede decir que la soldadura es un proceso importante y como tal merece ser evaluada, así existen incluso profesionales certificados para la evaluación de soldadura los cuales realizan ensayos que pueden ser no destructivos o destructivos.

Entre los ensayos no destructivos se pueden citar: inspección visual, inspección por líquidos penetrantes, partículas magnéticas, inspección por ultra sonido, inspección radiográfica, entre otros. Por otro lado, entre los ensayos destructivos se tiene: ensayos químicos, ensayo metalográfico, ensayos de dureza, ensayo de impacto, ensayo de tracción, ensayo de fatiga, ensayo de dobléz, entre otros.

Las pruebas de dobléz se utilizan típicamente para comprobar la ductilidad del material y el dobléz puede ser libre o guiado. En soldaduras a tope se utilizan casi siempre pruebas de dobléz guiado transversales que pueden ser de cara, raíz o laterales, ya doblada se inspecciona la superficie convexa en busca de posibles defectos.

El ensayo de dobléz es uno de los métodos para evaluar la ductilidad de un metal. Este tipo de ensayo se emplea básicamente en metales con formas de láminas, tubos, alambres, entre otros.

El objeto del ensayo de doblez en U, no es sustituir ningún otro ensayo de evaluación de soldadura, sino ser un ensayo complementario que de referencia evaluando otro aspecto de la soldadura como es la ductilidad.

Existen diferentes normas, que presentan sus especificaciones referentes al ensayo de doblez en U para evaluar ductilidad, entre estas normas se pueden citar las normas de la ASTM E190, AWS B4.0 Standard Methods for Mechanical Testing of Welds, ASME Boiler & Pressure Vessel Code IX Welding and Brazing Qualifications, ISO 7438, API 5L Specification for Line Pipe.

Entre las normas citadas anteriormente, en el presente trabajo se tomaron como referencias la ASTM E190 y AWS B4.0 Standard Methods for Mechanical Testing of Welds.

Cabe destacar que la referencias bibliográficas en libros de texto, del ensayo de doblez en U para evaluar ductilidad en la soldadura, es muy escasa y de esto radica el esfuerzo de la realización de este trabajo, ya que se presenta un marco teórico donde se describe el ensayo de doblez en U a detalle, referenciado y apegado a las normas internacionalmente aceptadas, presentadas por instituciones como la ASTM y AWS.

El ensayo de doblez en U se realiza generalmente con accesorios que se acoplan a una máquina de ensayos de tracción, en este trabajo se presenta la idea de disponer de una máquina de pequeñas dimensiones, de tal forma que se pueda trasladar de un lugar a otro, pero que cuente con las características necesarias para poder realizar el ensayo de doblez en U a probetas de los espesores más comunes, usados en este ensayo y que además sea confiable tanto en la seguridad de operación, como en la confiabilidad de los resultados del ensayo acorde con lo especificado por las normas citadas anteriormente.

Para la máquina de ensayo de doblez en U, se contó con una prensa hidráulica y fue importante determinar la gama de espesores de probetas que se pueden doblar en U con su capacidad, para ello se realizó un análisis de cargas necesarias para realizar doblez en U, tomando en consideración metales y configuración geométrica del doblez, para este análisis se utilizó

como referencia el documento titulado: Proyecto de Mejoramiento de Tecnología de Estampado y Troquelado presentado por CIDESI y JICA.

A partir del cálculo de las cargas necesarias para realizar dobléz en U, se inició el diseño de los accesorios, analizando los esfuerzos en estos y tomando en cuenta las limitaciones del mercado salvadoreño en cuanto a materiales, lo cual condujo a una serie de planos y especificaciones técnicas.

El proceso de fabricación se llevó a cabo con máquinas-herramientas comunes en un taller de metal mecánica como torno, fresadora, taladro de banco y equipo de soldadura por arco eléctrico y autógeno. El proceso de fabricación citado se presenta en el capítulo tres del presente trabajo.

Se describe el proceso de fabricación de probetas y se presentan los resultados de los primeros ensayos realizados, así como los criterios para evaluar la ductilidad en la soldadura por el método del ensayo de dobléz en U.

Por último se presenta un análisis referente a los costos del proyecto donde se puede apreciar los costos de materiales, mano de obra, entre otros.

1. MARCO TEÓRICO

En este capítulo se presenta resumidamente en que consiste el ensayo de doblez y sus características; También de los métodos de doblez como sus accionamientos de las mismas, y por último de la normativa para la realización del ensayo de doblez guiado en U.

1.1. ENSAYO DE DOBLEZ

El ensayo de doblez consiste en aplicar a una probeta una carga que se incrementa gradualmente, la cual se dobla en forma de U en el centro de la soldadura. Así, la superficie convexa de la curvatura se examina en busca de grietas u otros defectos, con el fin de evaluar la calidad de la soldadura (ductilidad y sanidad) de un material, como evidencia de su capacidad para resistir el agrietamiento durante el doblez [1].

El ensayo de doblez también conocido como plegado permite conocer la capacidad de deformación de un material al ser doblado con el fin de prevenir roturas al ser sometido a una carga sin que se agriete [1].

1.2. CARACTERÍSTICAS DE LOS ENSAYOS DE DOBLEZ EN U

El ensayo de doblez se aplica en frío o en caliente para chapas, alambres y tubos, con el fin de determinar la capacidad del metal o soportar el doblado hasta un ángulo requerido dependiendo de la aleación, hasta que los dos planos sean paralelos, o hasta la coincidencia de las caras. Así, si la probeta después del ensayo no presenta grietas se dice que la soldadura ha pasado la prueba. Este método permite conocer la ductilidad de los diferentes materiales metálicos y como consecuencia conocer la forma en que se puede trabajar con ellos [1].

1.3. MÉTODOS DE CURVADO DE MATERIALES

Básicamente se tiene cuatro pruebas de doblado: libre, guiado, semiguiado y por envoltura (ver, Fig. 1.1), las cuales se describen de la forma siguiente:

- a) Dobleza libre: Se realiza en un tornillo de banco y una herramienta dobladora, o bien en una prensa.
- b) Dobleza guiado: Se realiza sobre probetas estandarizadas mediante un émbolo o punzón también estandarizado, forzando a la probeta dentro de un aditamento de dimensiones predeterminadas; lo cual está especificado en el código AWS.
- c) Dobleza semiguiado: A diferencia de la prueba anterior, la probeta no se hace forzar hacia un aditamento.
- d) Dobleza por envoltura: Consiste en envolver o arrollar la muestra en torno a un pasador de un diámetro predeterminado [2].

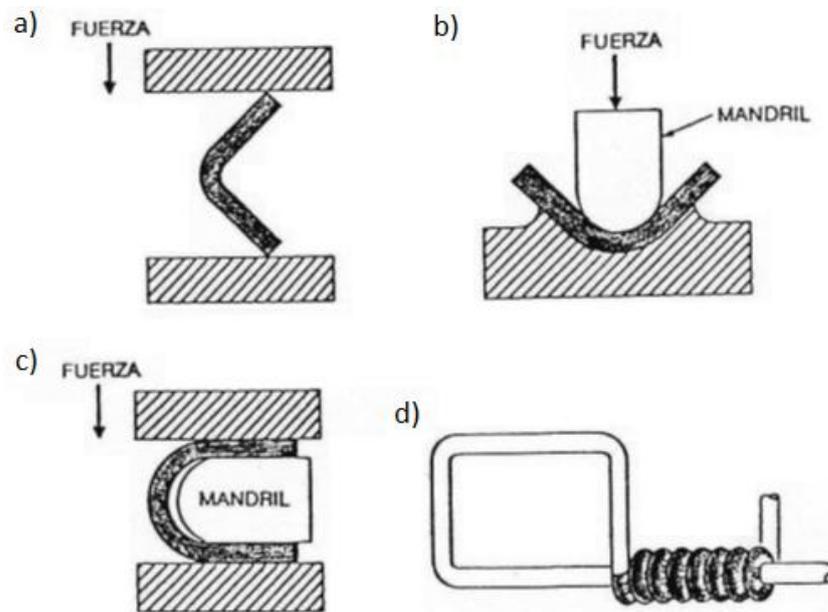


Fig. 1.1. Tipos de doblado: a) Dobleza libre; b) doblado guiado; c) doblado semiguiado; y d) doblado por envoltura [2].

El doblado se define como la deformación del metal alrededor de un eje recto, tal como se presenta en la Fig. 1.2. Durante la operación de doblado,

el metal dentro del plano neutro se comprime, mientras que el metal por fuera del plano neutro se estira [3]:

- a) Doblado de lámina metálica; y
- b) En el doblado ocurre elongación a la tracción y a la compresión.

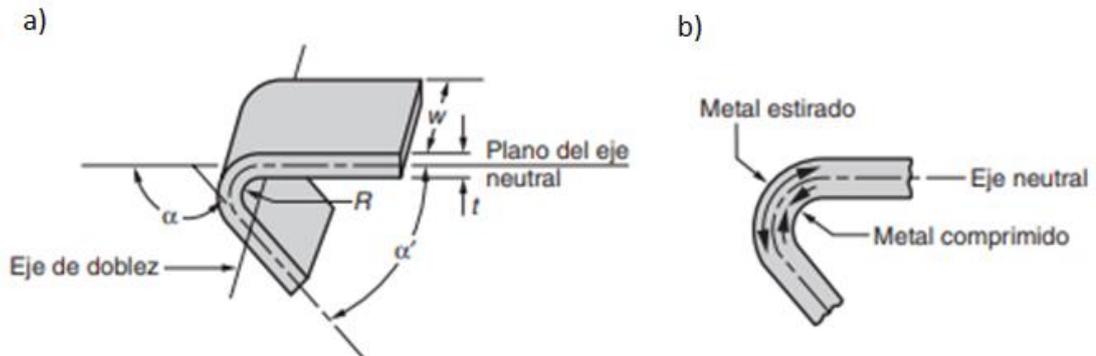


Fig. 1.2. Operación del doblado: a) Doblado de lámina metálica; y b) elongación a la tracción y a la compresión [3].

El metal se deforma plásticamente, así que el doblado toma una forma permanente al remover los esfuerzos que lo causaron. El doblado produce poco o ningún cambio en el espesor de la lámina metálica [3].

Las operaciones de doblado se realizan usando como herramienta de trabajo diversos tipos de punzones y troqueles. Los dos métodos de doblado más comunes y sus herramientas asociadas son el doblado en V, ejecutado con un troquel en V; y el doblado de bordes, ejecutado con un troquel deslizante. Estos métodos se presentan en la Fig. 1.3 [2]:

- a) En el doblado en V, la lámina de metal se dobla entre un punzón y un troquel en forma de V. Los ángulos incluidos, que fluctúan desde los muy obtusos hasta los muy agudos, se pueden hacer con troqueles en forma de V. El doblado en V se usa por lo general para operaciones de baja producción y se realiza frecuentemente en una prensa de cortina [3].
- b) El doblado de bordes involucra una carga voladiza sobre la lámina de metal. Se usa una placa de presión que aplica una fuerza de sujeción F_h para sostener la base de la pieza contra el troquel, mientras el punzón fuerza la pieza en voladizo para doblarla sobre el borde de un troquel. El doblado se limita a ángulo de 90° o menores. Se puede diseñar troqueles deslizantes más complicados para ángulos mayores que 90° . Debido a la

placa de presión, los troqueles deslizantes son más complicados y más costosos que los troqueles en V y se usan generalmente para trabajos de alta producción [3].

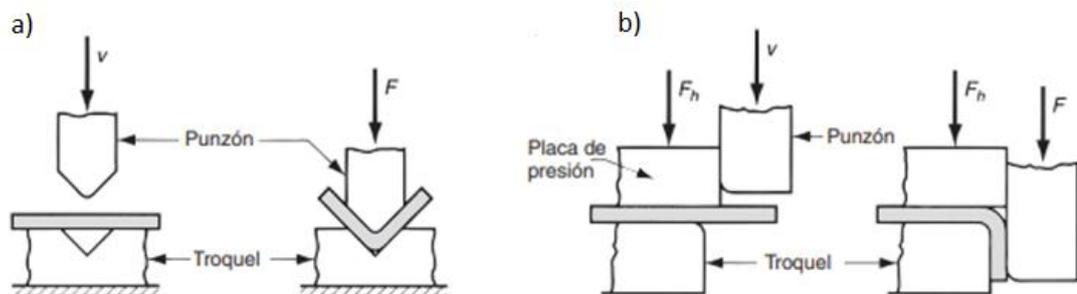


Fig. 1.3. Métodos comunes de doblado: a) Doblado en V; y b) doblado en bordes [3].

Además, este método consiste en aplicarle a una probeta una fuerza constante, doblándose en forma de U en el centro de la soldadura. La superficie convexa de la curvatura se examina en busca de grietas u otros defectos. Se utiliza para evaluar la calidad de la soldadura (ductilidad y sanidad) de un material, como evidencia de su capacidad para resistir el agrietamiento durante el doblado [4].

Existen diferentes tipos de ensayos de doblado, dependiendo de su orientación, de la soldadura respecto al doblado. Existen tres tipos de probetas para doblado transversal que son:

- 1) Curva lateral transversal: La soldadura es transversal al eje longitudinal de la muestra, que es doblado de manera que una de las superficies laterales se convierte en el convexo de la superficie de la muestra doblada.
- 2) Doble cara transversal: La soldadura es transversal al eje longitudinal de la muestra, que es doblado de manera que la superficie de la cara se convierte en la superficie convexa de la muestra doblada.
- 3) Doblez transversal de raíz: La soldadura es transversal al eje longitudinal de la muestra, que es doblado de manera que la superficie de la raíz se convierte en la superficie convexa de la muestra doblada [4].

1.4. TIPOS DE ACCIONAMIENTOS DE MÁQUINAS DE DOBLEZ EN U

Existe una diversidad de maneras prácticas para ejecutar dobleces. Así, independientemente de los métodos de acción, los resultados tienden a seguir el mismo principio físico para lograr el objetivo de doblez en el material.

1.4.1. PRENSA MECÁNICA

Este tipo de prensa efectúa un almacenamiento de fuerza que se irá aplicando dependiendo del uso y el ángulo que se realice. Es utilizada generalmente en máquinas para realizar troqueles y perforaciones, pueden ser manuales o automáticas, y funcionan sobre un punto muerto inferior, en donde se encuentra la matriz, y un brazo o punta que acciona sobre éste con un golpe contundente realizando la perforación (ver, Fig. 1.4) [5].



Fig. 1.4. Prensa mecánica [5].

1.4.2. PRENSA HIDRÁULICA

Este mecanismo consta de la aplicación de un conjunto de diversas fuerzas que poca intensidad que provocan una fuerza total de gran magnitud. Funciona por el accionar conjunto de varios mecanismos como bombas de agua, que ejercen un movimiento generador de potencia sobre pistones, que actúan generando presión dentro de un objeto conductor de menor tamaño y

que luego se distribuye hacia una superficie mayor, generando un igual cantidad de fuerza (ver, Fig. 1.5) [5].



Fig. 1.5. Prensa hidráulica [5].

1.4.3. PRENSA NEUMÁTICA

Estas prensas funcionan utilizando la aplicación de la fuerza provocada por la energía neumática; es decir, por el flujo de aire. Se genera una corriente direccionada con una determinada presión de aire, como por ejemplo el aire comprimido, generando el movimiento de determinados mecanismos (ver, Fig. 1.6) [5].



Fig. 1.6. Prensa neumática [5].

Además, están compuesta de un diafragma, un plato de presión y una estructura contenedora. Es utilizada para el inflado de gomas y objetos similares, como también para trabajos más específicos o troquelado de diferentes materiales como goma, cartón, plástico, entre otros. Otros casos muy comunes del uso de las fuerzas neumáticas es por ejemplo el del funcionamiento de los brazos mecánicos de máquinas de construcción o científicas. A diferencia de las hidráulicas u otros sistemas de mayor complejidad estas prensas requieren menor mantenimiento [5].

1.4.4. PRENSA ROTATIVA

Las prensas rotativas son las utilizadas mayormente para trabajos de impresión sobre grandes formatos donde las gráficas a imprimir se encuentran en soportes como chapas metálicas que al ser accionadas a través de un cilindro se curvan y se ejerce una presión que actúa sobre el material fijo a ser impreso (ver, Fig. 1.7) [5].

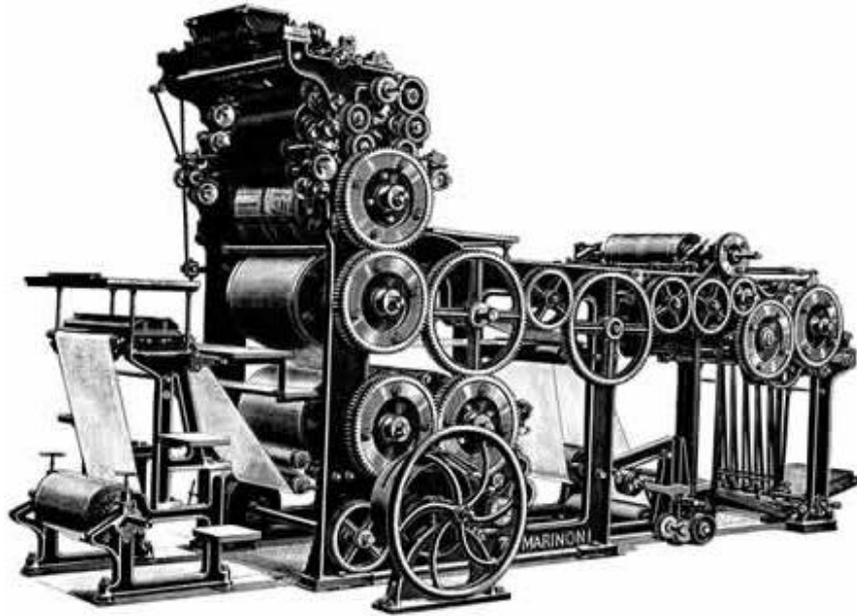


Fig. 1.7. Prensa rotativa [5].

1.4.5. PRENSA DE EMBUTIR

Pueden ser de diferentes tecnologías y mecanismos, como mecánicas o eléctricas, manuales, entre otros, y funcionan por la penetración de una punta o punzón sobre los materiales a encastrar, una matriz rígida. Generalmente se utilizan punzones de goma sobre matrices metálicas (ver, Fig. 1.8) [5].



Fig. 1.8. Prensa de embutir [5].

1.4.6. PRENSA DOBLADORA

Se utilizan para generar formas y curvas en materiales rígidos no quebradizos como aceros y diferentes metales no ferrosos. Algunos sistemas constan de dos columnas que se entrelazan con el soporte y a través del movimiento de las mismas generan la curva. Otros sistemas pueden ser de punzones móviles oscilantes o matrices no estáticos (ver, Fig. 1.9) [5].



Fig. 1.9 Prensa dobladora [5].

1.5. NORMAS DEL ENSAYO

La norma ASME 9 y la BS EN ISO 5173:2010, son la que se utilizarán en este contexto, esto con el fin de escoger el dispositivo que se acerque más a los criterios requeridos.

A continuación se explicara cada norma del ensayo:

- ✓ Dispositivo tipo U (Former).- En este tipo de espécimen de prueba se ubica entre dos soportes que consisten en dos rodillos paralelos o en una matriz con forma de U, con el eje axial de la soldadura ubicado exactamente a la mitad del espacio libre entre los rodillos o del espacio de la matriz en U tal como se presenta en la Fig. 1.10. El ensayo se realiza

ejerciendo presión con un tercer rodillo o matriz en el centro de la probeta, de manera que la superficie de la soldadura a inspeccionar esté en el lado convexo una vez ensayada la probeta.

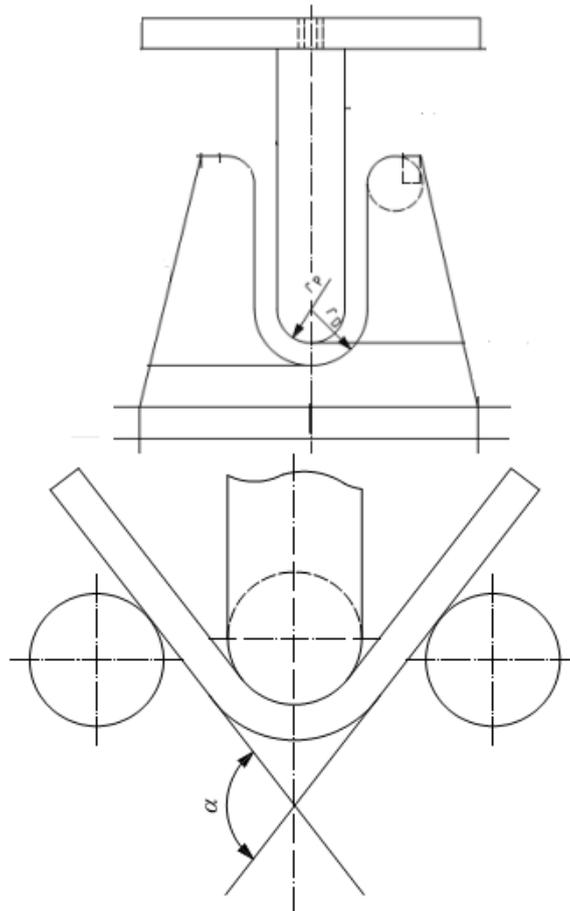


Fig. 1.10. Dispositivo tipo U [7].

- ✓ Dispositivo tipo Roller (Wrap Around – Envoltente).- En este tipo de espécimen de ensayo se sujeta firmemente por uno de sus extremos paralelo y ubicado en medio de dos rodillos, uno que actuará como conformante (fijo) y otro que ejerce mediante movimiento rotacional el esfuerzo para curvar el espécimen de ensayo. Se comprende que la cara convexa a ser evaluada quedará del lado del rodillo rotacional (externo) en tanto que la curvatura dada a la pieza corresponderá aproximadamente al radio del rodillo central. En la Fig. 1.11 se presenta un esquema de lo anteriormente explicado.

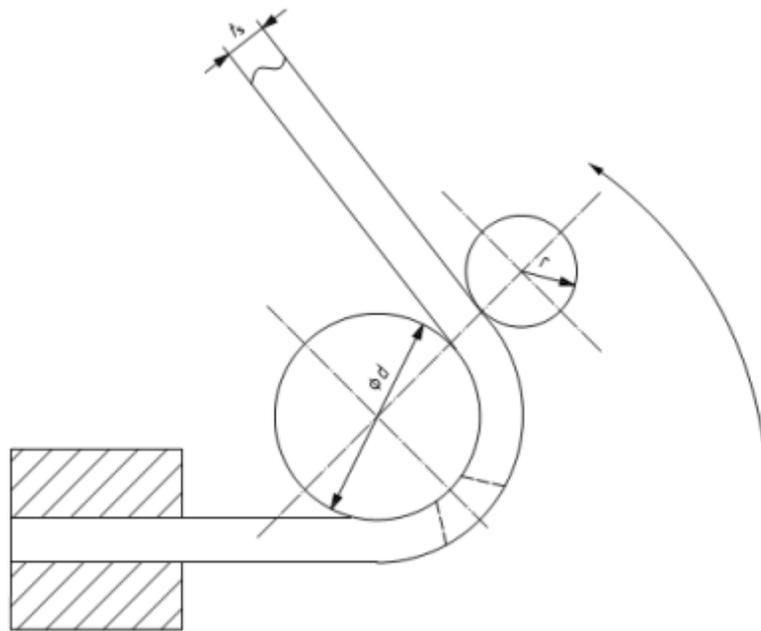


Fig. 1.11. Dispositivo tipo Roller (Wrap-Around) [6].

1.5.1. VENTAJAS Y DESVENTAJAS

Como se citó anteriormente, además de lo referido directamente por las normas de referencia, se puede indicar las siguientes ventajas y desventajas [6]:

- a) Directamente indicada por la norma ISO de referencia, el dispositivo tipo Roller es útil y preferido para el ensayo de materiales con diferente esfuerzo de fluencia o porcentaje de elongación unidos por soldadura (inclusive si son de la misma naturaleza, por ejemplo un acero AISI 4140 con un ASTM A36), materiales unidos por soldadura con diferente resistencia mecánica (ductilidad, tracción) y para hacer dobleces en aluminio.
- b) En los dispositivos tipo Former se presenta la posibilidad de deslizamiento de la probeta durante el ensayo debido a que la probeta se puede mover y perder el centro del eje axial de la soldadura respecto de la línea de centro del “punzón” (tercer rodillo de conformado que ejerce el esfuerzo de doblez). Si esto sucede existen dos opciones: controlar los movimientos anormales de la probeta en la dirección horizontal mediante golpes (martillo) con la consecuente deformación de la pieza en sus extremos y adicionando que éste método no garantiza conservar el paralelismo; la otra opción es repetir el ensayo. Los dispositivos tipo Roller reducen esta problemática en gran cuantía, porque al tener un

extremo de la probeta fijo no se presentan (teóricamente) deslizamientos anormales y queda al diseño del movimiento del rodillo conformante la curvatura generada en la pieza, la cual es sencilla de controlar con los diámetros de rodillo central y conformante así como con el método de sujeción de la probeta y el radio de giro de la pieza.

- c) La operación y montaje previo al ensayo de un dispositivo tipo Roller no es tan complejo como el de un sistema Former, ya que en este último se debe realizar montaje de dos dispositivos en tanto el primero demanda sólo uno. En el dispositivo Former, además, se debe verificar el centrado del plunger (punzón) respecto de la matriz en U o del espacio entre rodillos.
- d) Los materiales con distinta ductilidad, porcentaje de elongación o resistencia a tracción en una cantidad considerable (por ejemplo un material de menos de 10% de elongación o materiales con distintos porcentajes unidos por soldadura) pueden ser ensayados casi que exclusivamente en el dispositivo tipo Roller, ya que los deslizamientos y posibilidad de rotura de la probeta son reducidas respecto del Former. El esfuerzo que realiza el Roller sobre la pieza es menos agresivo con la pieza que el Former, ampliando su intervalo de acción.
- e) El dispositivo Roller puede ser montado por un menor costo de fabricación que el dispositivo Former. Esto debido a que no demanda el uso de máquinas adicionales (tal es el caso actual a mejorar con el proyecto; los dispositivos Former actuales demandan el uso de la máquina universal de ensayos o una prensa hidráulica en su defecto, restringiendo su disponibilidad).
- f) Los accesorios requeridos por el dispositivo Roller serán de menor complejidad y cuantía que los requeridos para el dispositivo Former. En el primero bastará un cambio de dos rodillos según diámetro requerido y el espaciamiento entre los mismos, mientras que en el segundo se precisa de cambio de tres rodillos (apoyos y conformador), espaciamiento entre los mismos, alineación, fuerza y control de posición de la probeta.
- g) El dispositivo Former, sin embargo, tiene una ventaja y es que su punto de final de ensayo es de mayor facilidad en control que en el dispositivo Roller. Con el primero es sencillo observar el punto final de carrera en la matriz; en tanto el segundo, al tratarse de un movimiento rotacional, demanda mayor control en el accionamiento para efecto de final de carrera o desplazamiento. En esencia, demandará más pruebas de sacrificio en diseño el dispositivo Roller que el dispositivo Former.

- h) La formación del operador de dispositivos requerirá menos tiempo e inversión previa en el dispositivo Roller que en el Former, toda vez que la naturaleza del dispositivo Roller permite automatizar o pre establecer más parámetros que el Former: por ejemplo la posición de la probeta durante el ensayo para obtener la curva deseada.
- i) De acuerdo a las experiencias en trabajo práctico, los daños accidentales o incidentales tienen mayor afectación en los dispositivos Former que en los Roller. Por ejemplo, si accidentalmente se deja aplicada la carga en la máquina universal de ensayos, puede haber choque entre la matriz y el conformador que llevará a rotura o deformación de las piezas. El dispositivo Roller minimiza dicho riesgo toda vez que los dispositivos corren menos riesgo de entrar en contacto directo (mirando los rodillos) y los esfuerzos en los dispositivos (si llegase a darse contacto) son mucho menores (uno desliza sobre el otro, en lugar de presionarse mutuamente tal como sucedería en el Former) [6].

1.6. SELECCIÓN DE BOMBA PARA CONTROLAR LA VELOCIDAD

Una bomba es un dispositivo mecánico cuya función es impulsar un fluido de un nivel más bajo a otro más alto o bien transportar de un medio de baja presión a otro de mayor presión.

1.6.1. LA VELOCIDAD

La velocidad con la cual se lleva a cabo el proceso puede tener una marcada influencia sobre la deformación máxima, tal como se presenta en la Fig. 1.12. Los diferentes materiales reaccionan de distinta manera a la velocidad de deformación (tasa de deformación). Algunos presentaran una ductilidad mayor y en otros será menor. En una situación real se debe estimar la tasa de deformación [7].

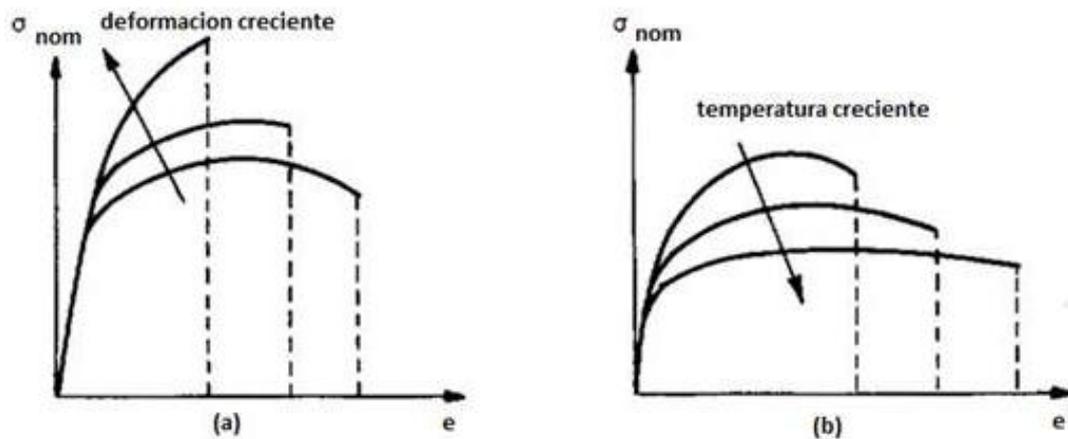


Fig. 1.12. Influencia de: a) la de deformación unitaria; b) la temperatura sobre la forma de la curva esfuerzo-deformación [7].

Se ha encontrado en general que la tasa de deformación a temperatura ambiental no tiene una influencia significativa sobre la curva de esfuerzo-deformación, pero las temperaturas elevadas normalmente incrementan la susceptibilidad de la tasa de deformación. Por lo tanto, en los procesos de trabajo en caliente es necesario analizar cuidadosamente la situación de la tasa de deformación y sus consecuencias [7].

En la Tabla 1.1 se presenta valores típicos de la velocidad de deformación (no de las tasas de deformación) para diferentes procesos [7].

Tabla 1.1. Velocidad típica de deformación.

Proceso	Velocidad de deformación de la herramienta/troquel, m/s
Prueba de tracción	$10^{-6} - 10^{-2}$
Presión hidráulica	$2 \times 10^{-2} - 3 \times 10^{-1}$
Estirados de tubos	$5 \times 10^{-2} - 5 \times 10^{-1}$
Laminación de placa	$2 \times 10^{-1} - 25$
Forja	2 - 10
Trefilado	5 - 40
Forja a alta velocidad	20 - 50
Conformación por explosión	30 - 200

1.6.2. TIPOS DE BOMBAS

Es común que se clasifiquen las bombas como de desplazamiento positivo o cinéticas; en la Fig. 1.13 se presenta varios tipos de cada una. El tipo de bomba de chorro o inyectora es una versión especial de bomba cinética centrífuga [8].

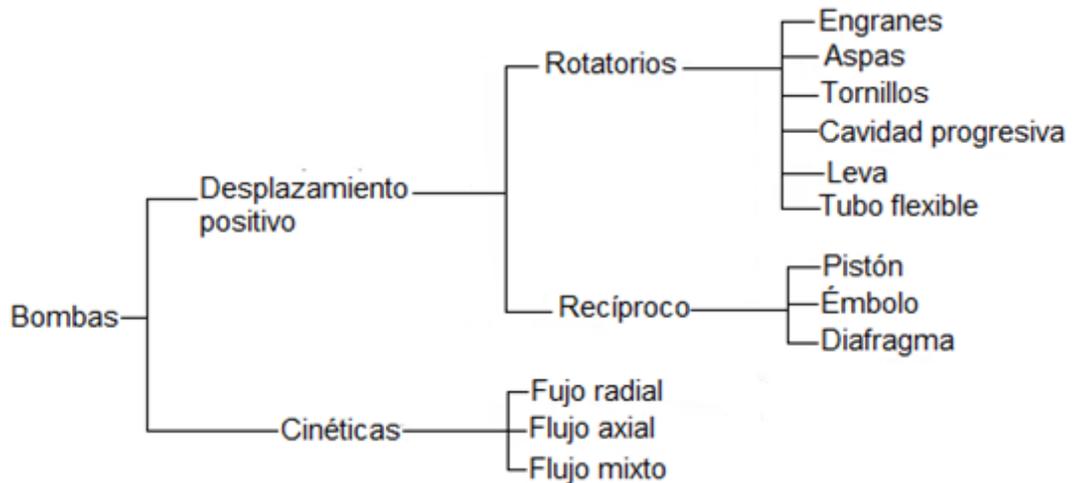


Fig. 1.13. Clasificación de los tipos de bombas [8].

1.6.3. BOMBAS DE DESPLAZAMIENTOS POSITIVOS

Lo ideal es que las bombas de desplazamiento positivo envíen una cantidad fija de fluido en cada revolución del motor o eje impulsor de la bomba. La capacidad de la bomba solo se ve afectada en forma moderada por los cambios de presión, debido a deslizamiento pequeños ocasionados a su vez por las holguras entre la carcasa y el rotor, pistones, aspas y otros elementos activos. La mayoría de las bombas de desplazamiento positivo operan con líquidos de un intervalo amplio de viscosidad [8].

Estas bombas son:

- ✓ Bombas de engranaje.- Se compone de dos engranes que giran dentro de una carcasa, en sentido contrario y muy ajustados uno con el otro. La periferia exterior de los dientes del engrane se ajusta muy bien con la superficie interior de la carcasa. Se lleva fluido del almacenamiento del suministro al puerto de la succión, y se conduce en los espacios entre los dientes al puerto de descarga,

desde donde se envía a alta presión al sistema. La presión con que se envía depende de la resistencia del sistema, como se presenta en la Fig. 1.14 [8].

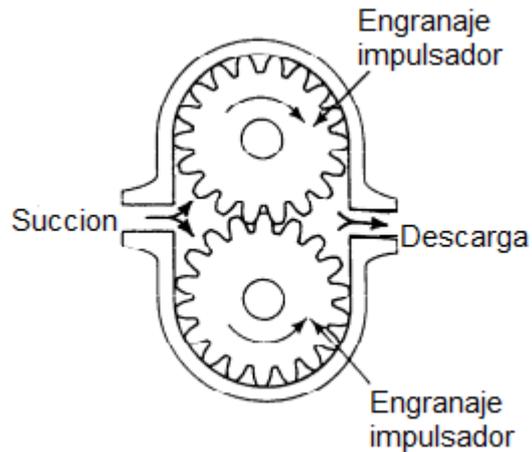


Fig. 1.14. Bomba de engranaje [8].

- ✓ Bombas de pistones.- Los pistones llevan en forma alternada fluido al interior de sus cilindros a través de válvulas de succión, y luego lo fuerzan a salir por válvulas de descarga contra la presión del sistema. La entrega de fluido varía de cero al máximo, si se cambia el ángulo de la placa y con ello la carrera de los pistones. La capacidad de presión llega hasta 34.5 MPa (5,000 psi) [8].

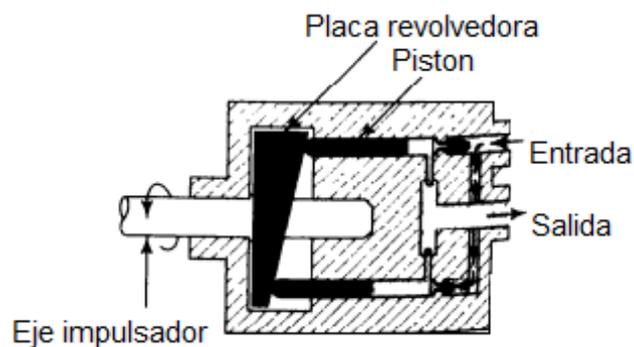


Fig. 1.15. Diagrama de una bomba de pistón [8].

- ✓ Bomba de aspas.- La bomba de aspas, que también se utiliza para potencia de fluido (vea la Fig. 1.16), consiste en un rotor excéntrico que contiene un conjunto de aspas deslizantes que corren dentro de una carcasa. Un anillo de levas en la carcasa controla la posición radial de las aspas. El fluido entra por el puerto de succión en el lado izquierdo, después es capturado en un espacio entre dos aspas sucesivas, y así se lleva al puerto de descarga a la presión del sistema.

Después, las aspas se retraen hacia sus ranuras en el rotor, conforme regresan al lado de entrada, o succión, de la bomba. Las bombas de aspas de desplazamiento variable son capaces de entregar desde cero hasta el flujo volumétrico máximo, cuando varían la posición del rotor respecto del anillo de levas y la carcasa. La selección de la entrega variable es manual, eléctrica, hidráulica o neumática, para adecuar el rendimiento de la unidad de potencia de fluido a las necesidades del sistema que se opera. Las capacidades comunes de presión operan de 13.8 a 27.6 MPa (2,000 a 4,000 psi) [8].

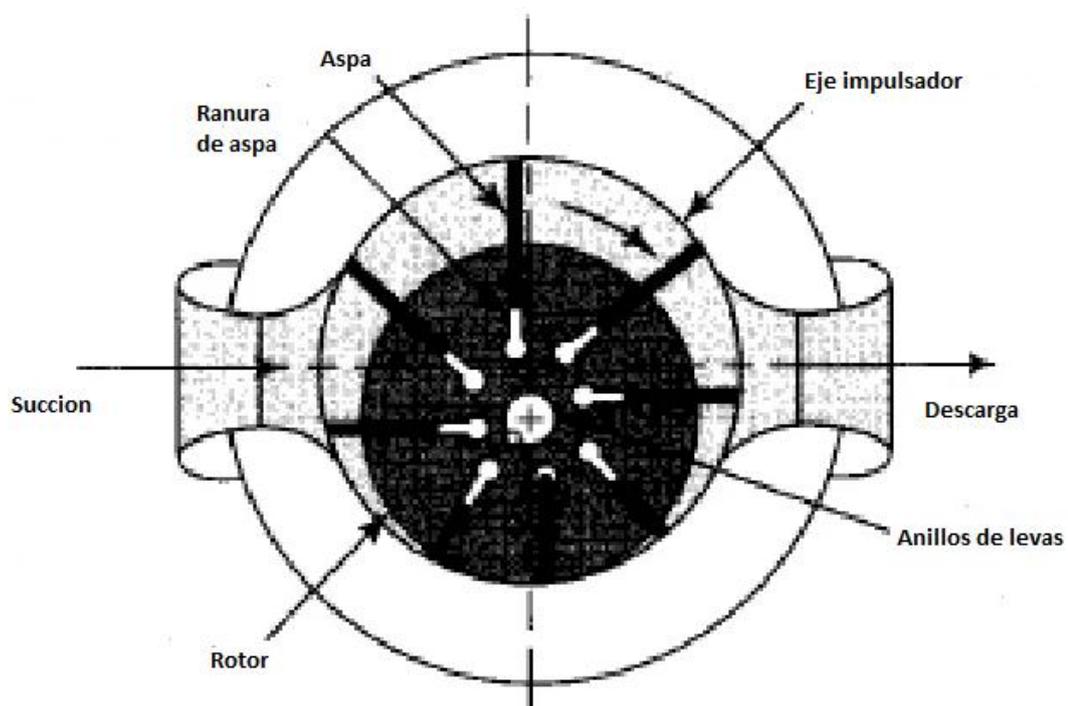


Fig. 1.16. Bombas de aspas [8].

- ✓ Bombas de tornillo.- Una desventaja de las bombas de engranes, pistón y aspas es que distribuyen un flujo por impulsos hacia la salida, debido a que cada elemento funcional mueve un elemento, volumen capturado, de fluido de la succión a la descarga. Las bombas de tornillo no tienen este problema. En la Fig. 1.17 se presenta una bomba de tornillo donde el rotor de impulso central, semejante a una espiral, se acopla muy bien con los dos rotores impulsados con lo que se crea un confinamiento dentro de la carcasa que se mueve en forma axial de la succión a la descarga, y proporciona un flujo uniforme continuo. Las bombas de tornillo operan a 20.7 MPa (3,000 psi) nominales [8].

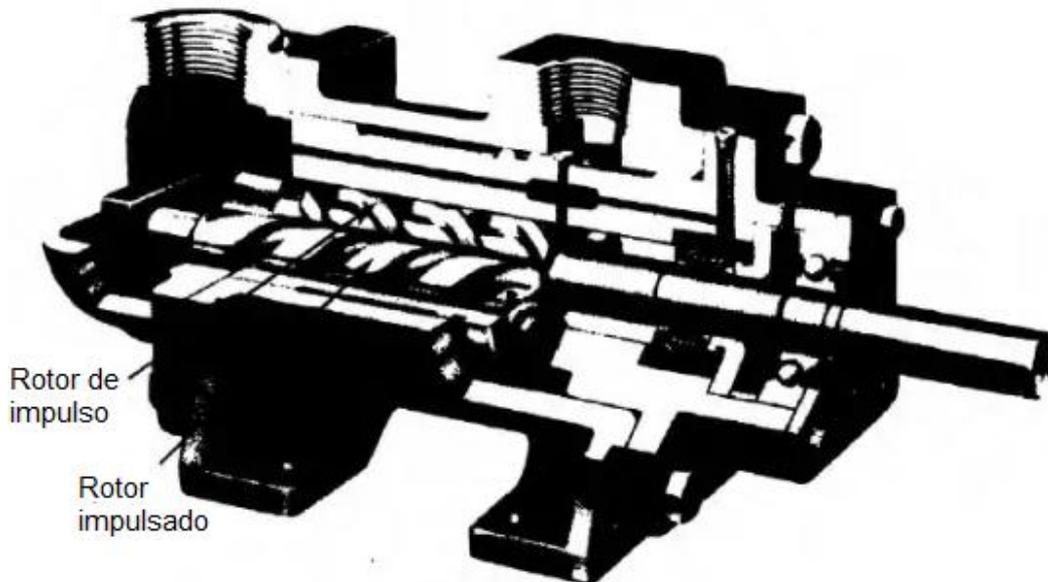


Fig. 1.17. Bomba de tornillo [8].

- ✓ Bomba de cavidad progresiva.- La bomba de cavidad progresiva se presenta en la Fig. 1.18 la cual produce un flujo suave no pulsado, y se utiliza sobre todo para enviar fluidos de procesos, más que en aplicaciones hidráulicas. Conforme el rotor central grande gira dentro del estator, se forman cavidades que avanzan hacia el extremo de descarga de la bomba que mueve el material en cuestión. Es común que el rotor esté construido de una placa de acero con capas gruesas de cromo duro, con el fin de aumentar la resistencia a la abrasión. Para la mayoría de aplicaciones, los estatores están contruidos de caucho natural o de otros tipos y fórmulas de cauchos sintéticos. Entre el rotor metálico y el estator de caucho existe un acoplamiento de compresión, con objeto de reducir el balanceo y mejorar la eficiencia. La circulación que hace una bomba dada depende de las dimensiones de la combinación rotor/estator, y es proporcional a la velocidad de rotación. Las capacidades de flujo llegan a ser hasta de 7,040 L/min (1,860 gal/min), y la capacidad de presión alcanza 6.2 MPa (900 psi). Este tipo de bomba maneja gran variedad de fluidos, inclusive agua dulce, lodos que contienen sólidos pesados, líquidos muy viscosos como los adhesivos y mezclas de cemento, fluidos abrasivos como las mezclas de carburo de silicio o de piedras calizas, productos farmacéuticos como champú y alimentos como el jarabe de manzana e incluso masa de pan [8].

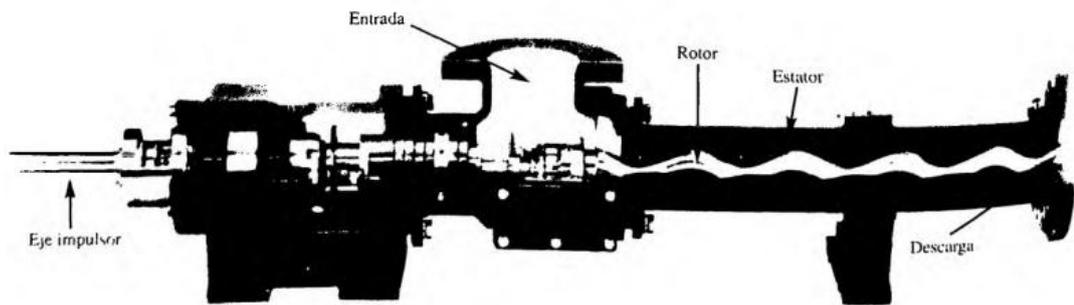


Fig. 1.18. Bomba de cavidad progresiva [8].

- ✓ Bombas de lóbulo.- La bomba de lóbulo (ver, la Fig. 1.19), llamada a veces bomba de levas, opera en forma similar a la de engranes. Los dos rotores que giran en sentido contrario tienen dos, tres o más lóbulos que coinciden uno con otro y se ajustan muy bien en su contenedor. El fluido se mueve alrededor de la cavidad formada entre los lóbulos contiguos [8].

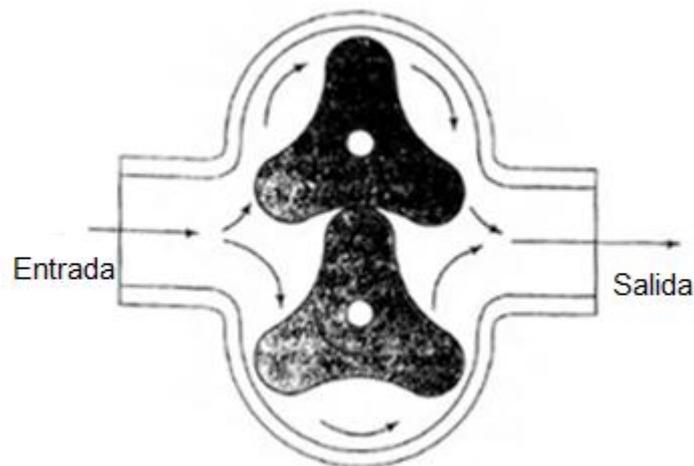


Fig. 1.19. Bomba de lóbulo [8].

- ✓ Bombas de pistón para transferencia de fluidos.- Las bombas de pistón para transferencia de fluidos se clasifican como simple (de actuación única) o dúplex (de actuación doble), y se presenta en la Fig. 1.20. En principio son similares a las bombas de pistón de potencia de fluido, pero es común que tengan una capacidad de flujo mayor y operen a presiones bajas. Además, por lo general operan por medio de un impulsor tipo cigüeñal, en lugar de la placa de derrame [8].

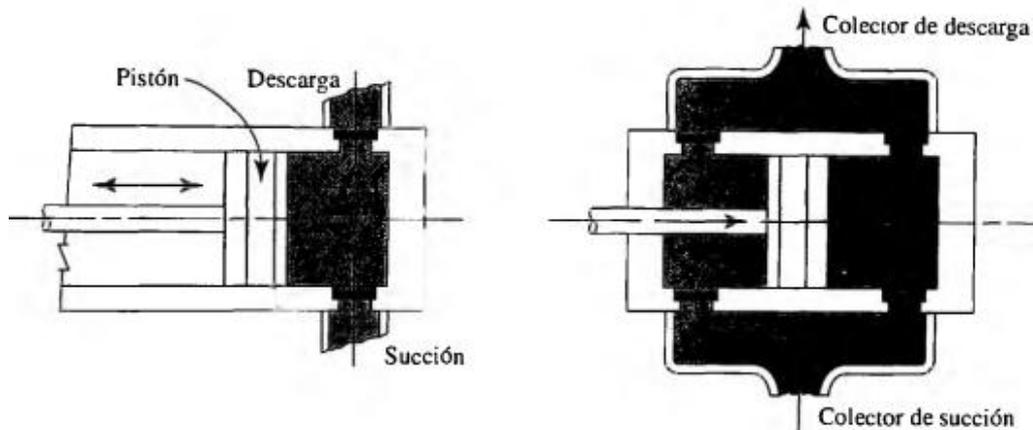


Fig. 1.20. Bombas de pistón para transferencia de energía [8].

- ✓ Bombas de diafragma.- En la bomba de diafragma (ver, Fig. 1.21), una barra reciprocante mueve un diafragma flexible dentro de una cavidad, con lo que descarga fluido conforme se mueve a la izquierda, y lo empuja cuando va hacia la derecha, en forma alternada. Una ventaja de este tipo de bomba es que sólo el diafragma entra en contacto con el fluido, con lo que se elimina la contaminación provocada por los elementos de operación. Las válvulas de succión y descarga se abren y cierran en forma alternada [8].

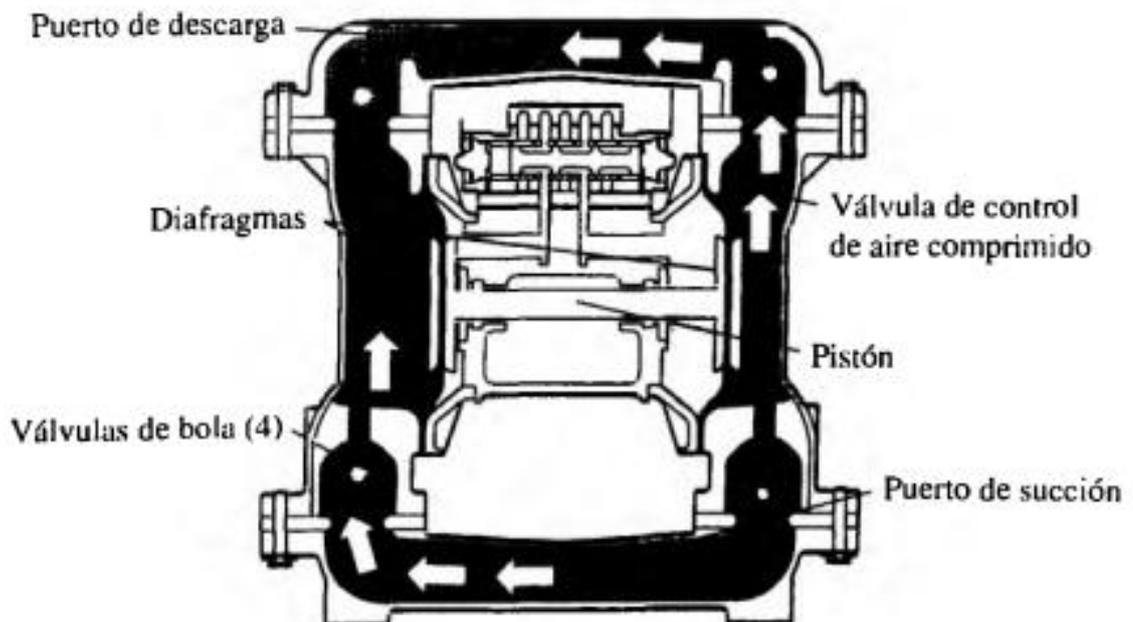


Fig. 1.21. Bomba de diafragma [8].

2. DISEÑO DE LA MÁQUINA

Para seleccionar o diseñar los elementos o accesorios a utilizar en la fabricación de la máquina de doblez en U se realizó una inspección cuidadosa y detallada de cada uno de las partes que constituyen el sistema.

Después de identificar cada pieza del circuito existente se concluye que para cumplir con el objetivo de rediseñar la máquina citada con una capacidad de 5 toneladas se pueden aprovechar los siguientes elementos:

- ✓ Cilindro hidráulico de 5 toneladas,
- ✓ Barras de metal y vigas tipo C,
- ✓ Manómetros medidor de presión, y
- ✓ Embolo y rodillos.

2.1. VARIABLES Y PARÁMETROS DE DISEÑO

En este apartado se presentara los elementos que utilizan para la realización y funcionamiento de la máquina de doblez en U. Es importante tener siempre en cuenta que los parámetros son fundamentales para el diseño y construcción; sin embargo, también se necesita tomar en cuenta los aspectos variables, para que la ejecución funcional operativa de la máquina, sea optima o lo más cerca posible a esto mismo.

2.1.1. VARIABLES DE DISEÑO

A continuación, presentamos las principales características a tener en cuenta para la una fabricación y funcionalidad exitosa:

- a) **El tonelaje:** La selección del tonelaje de una estructura depende del trabajo a realizar cuanto más crítico es el trabajo y más toneladas se demandan mayores el rango de reserva que esta debe tener.
- b) **Presión máxima del sistema:** Esta depende de la fuerza máxima que se está manejando en el sistema.

2.1.2. PARÁMETROS DE DISEÑO

Estos son los aspectos fundamentales, o elementos a tener en cuenta en el desarrollo de la construcción y posterior uso de la máquina:

- a) **Estructura:** Es el cuerpo principal de la máquina que consta del cilindro y la superficie en donde se hace el trabajo.
- b) **Tipo de estructura:** Existen máquinas tipo H como las prensas hidráulicas que caracterizan por generar grandes presiones sin que su estructura sea muy grande en comparación de las prensas tipo C puede tener esta misma capacidad, pero con un tamaño mucho mayor.
- c) **Puntos de suspensión:** Indican directamente el número de cilindros que debe disponer en la estructura.
- d) **Cilindro hidráulico:** Depende de su diámetro la forma en la cual se construye así sea de fácil o no darle servicio.

2.2. CONSIDERACIONES DE DISEÑO

De acuerdo a la capacidad requerida se dimensionan componentes y elementos de máquina de doblez en U incluyendo la estructura tipo H, teniendo en consideración lo siguiente:

Tonelaje:

$$0.1 \text{ t} = 9.8 \text{ kN}$$

$$5 \text{ t} = 49 \text{ kN.}$$

2.3. CRITERIOS DE DISEÑO

En el dimensionamiento de la máquina se tendrá en consideración las medidas ergonómicas. Entonces considerando que la altura de la superficie de trabajo debe ser de 0 a 10 cm, por encima del codo, lo cual servirá de soporte reduciendo las cargas estáticas en los hombros, parámetro que influyen en la operación de la máquina para permitir su desarrollo bajo

condiciones óptimas que resguarde la salud del trabajador o la persona que lo utilice. El diseño de las piezas va a ser asequible para que el operario pueda darle el respectivo mantenimiento de forma fácil y segura.

2.4. DISEÑO MECÁNICO

Se realizan los cálculos y análisis para el diseño de las vigas, elementos estructurales, placa superior, porta-molde y sistema de anclaje en la Fig. 2.1 se presenta la configuración del diseño de la máquina.

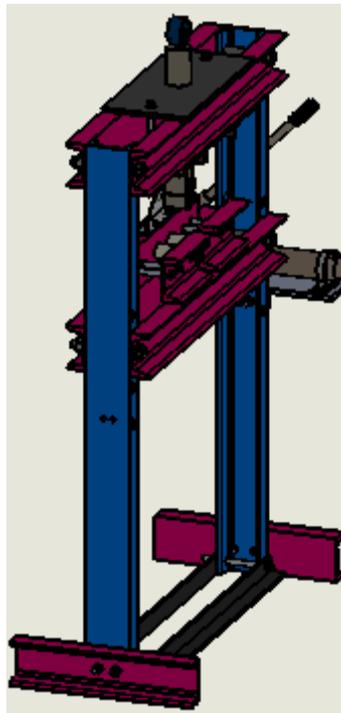


Fig. 2.1. Representación de la máquina de doblado en U.

2.4.1. VIGAS

Las vigas que se van a utilizar tienen perfil tipo U, por lo que es necesario observar el comportamiento que éstas tengan cuando se le apliquen las fuerzas de flexión a las cuales va a estar sometida, se va a

suponer que el único esfuerzo que actúa es de flexión y que están simplemente empotradas

A partir de los estudios de resistencia de materiales, los esfuerzos resultantes están dados por la Ec. 2.1, así:

$$\sigma = \frac{M * c}{I} \quad (2.1.)$$

donde: σ es el esfuerzo normal,

M es el momento,

c es la distancia al centroide, y

I es el momento de inercia.

Flexión pura en las secciones con dos ejes de simetría: a) Viga completa en equilibrio, b) parte de la viga en equilibrio y c) corte transversal representativo.

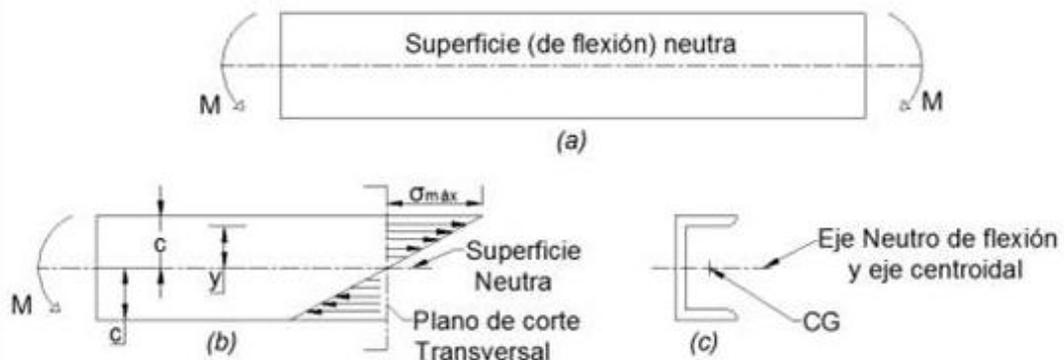


Fig. 2.2. Ubicación del centro de gravedad en elementos estructurales.

En la Fig. 2.2 se presentará que la ubicación del centroide, es de gran importancia, debido a que en el eje neutro el esfuerzo normal es cero, pero a medida que se va alejando una distancia “ y ” del centroide, el esfuerzo normal va aumentando llegando a ser máximo donde la distancia es “ c ”.

El momento de inercia de la viga a calcular tiene que ser lo suficientemente alto para resistir las altas cargas que se le van a aplicar.

Diseño y cálculo de las vigas: las consideraciones a tener en consideración para el diseño de esta son:

- ✓ El material a utilizar es acero AISI/SAE 1018 estirado en frío, con un esfuerzo a la cedencia (S_y) de 370 MPa.
- ✓ Se asume que las vigas estarán simplemente apoyadas.
- ✓ Para el diseño de la vigas, se tendrá como referencia el catálogo de la empresa Didelco, del cual se van a seleccionar las dimensiones para encontrar el factor de seguridad.

Además, se presenta las dimensiones de la viga tipo C en la Fig. 2.3.

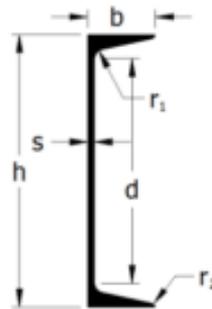


Fig. 2.3. Perfil de viga.

Las dimensiones y propiedades del perfil C se presentan en la Tabla 2.1.

Tabla 2.1. Dimensiones de perfiles comerciales.

Perfil Tipo C	Dimensiones nominales						P, kg/m	A, cm ²	Propiedades					
	h	B	Tw	tF=R	r1	D			Eje X-X			Eje Y-Y		
									Ix, cm ⁴	Wx, cm ³	ix, cm	Iy, cm ⁴	Wy, cm ³	Iy, cm
80	80	45	6.0	8.0	4.0	46	8.64	11.0	106	26.5	3.1	19.4	6.33	1.3
100	100	50	6.0	8.5	4.5	64	10.60	13.5	206	41.2	3.9	29.3	8.5	1.5
120	120	55	7.0	9.0	4.5	82	13.40	17.0	364	60.7	4.6	43.2	11.1	1.6
140	140	60	7.0	10.0	5.0	98	16.00	20.4	605	86.4	5.5	62.7	14.8	1.8
160	160	65	7.5	10.5	5.5	115	18.80	24.0	925	116	6.2	85.3	18.3	1.9
180	180	70	8.0	11.0	5.5	133	22.00	28.0	135	150	7.0	114.0	22.4	2.0
200	200	75	8.5	11.5	6.0	151	25.30	32.2	191	191	7.7	148.0	27.0	2.1

La estructura de la máquina está compuesta por dos columnas, unidas por soportes horizontales, la fuerza debida a la acción del actuador hidráulico

es de 2.5 t, ya que, al haber dos columnas, la viga soporta la mitad de la carga.

2.4.1. VIGA INFERIOR

En la sección A-B debido a que hay dos perfiles en C, cada uno de estos va a soportar la mitad de la carga del actuador hidráulico (F_a). La fuerza puntual ejercida por el vástago del cilindro hidráulico se transmite a la viga de forma uniformemente distribuida (q). En la Fig. 2.4 se presenta los diagramas de fuerza cortante y momento flector, con el fin de verificar si el perfil soporta esta carga.

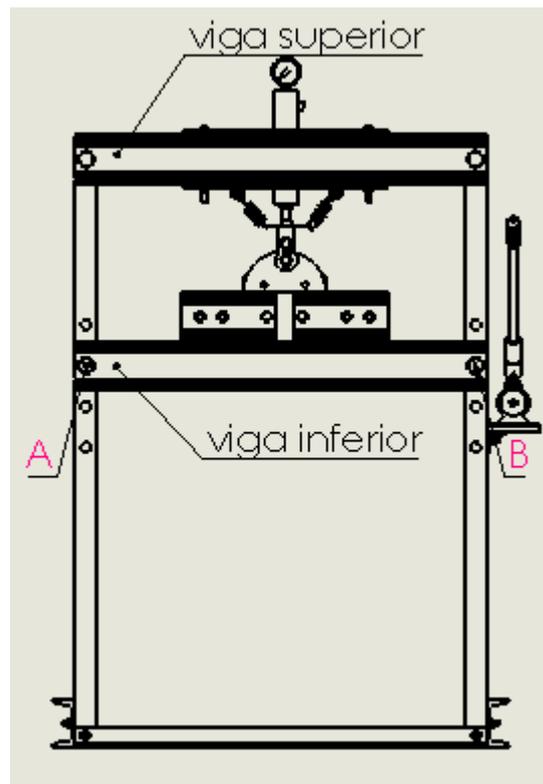


Fig. 2.4. Ubicación del elemento AB.

La estructura de la máquina está compuesta por dos vigas en la sección AB en la parte donde se ejerce el trabajo, la fuerza debida a la acción del cilindro hidráulico es de 2.5 ton, ya que, al haber dos perfiles en paralelo, la viga soporta la mitad de la carga.

La fuerza de accionamiento se va distribuir a una distancia de 500 mm como se presenta en la Fig. 2.4 ya que esa distancia es donde estará la mesa de trabajo donde estarán los rodos de apoyo, ya que en esa distancia estará concentrada la carga del cilindro, por lo tanto:

$$q = \frac{Fa}{2} = \frac{49 \text{ KN}}{0.5 \text{ m}} = 98 \text{ kN/m}$$

Carga sobre la viga se presenta en la Fig. 2.5:

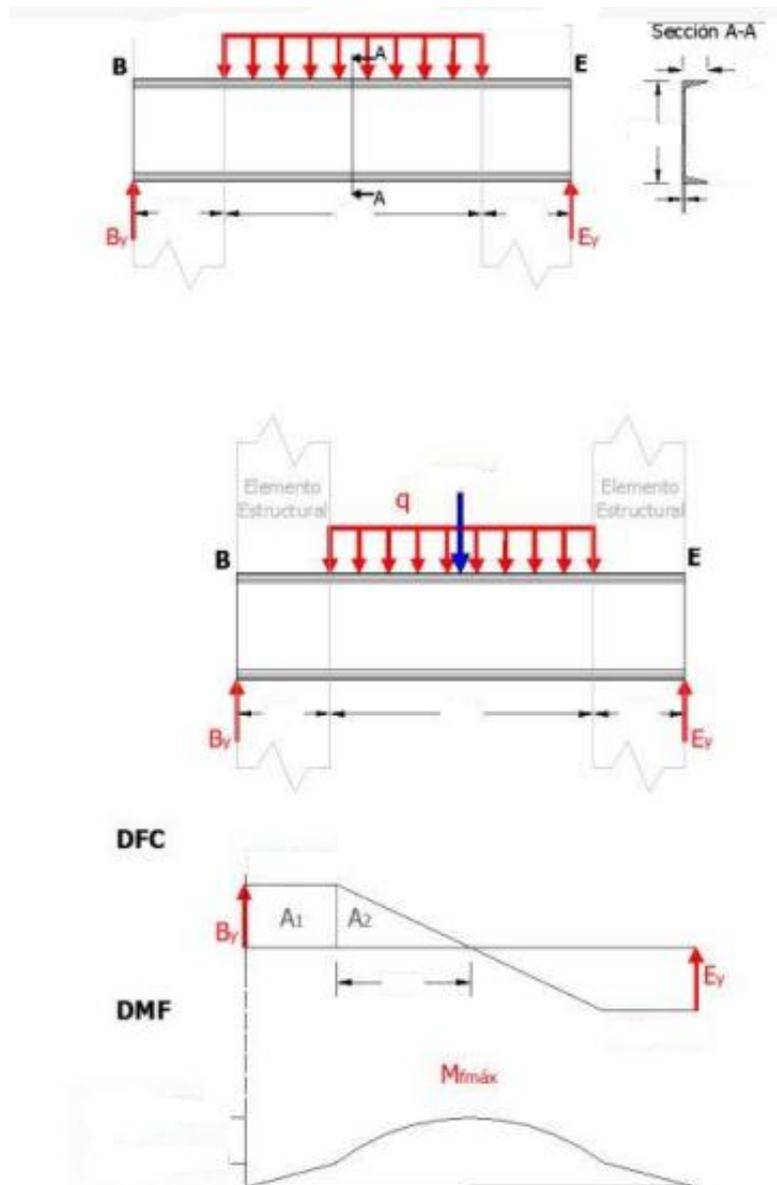


Fig. 2.5. Esquemática de cálculos estructurales.

Para la realización de los diagramas de fuerza cortante y momento flector de la Fig. 2.5, y debido a que hay una carga distribuida ($q = 49$ kN/mm) se calcula la fuerza equivalente que va a actuar en los 500 mm (espacio de trabajo), siendo esta de 24.5 kN, por lo que se realizan los cálculos siguientes:

$$\uparrow + \Sigma F_y = 0$$

$$B_y - 24.5 \times 10^3 N + E_y = 0$$

$$\text{Anti horario } +; \Sigma M_y = 0: -24.5 \times 10^3 N * 500 \text{ mm} + B_y * 1000 \text{ mm} = 0$$

$$B_y = 12.25 \times 10^3 N$$

$$\Sigma F_y = 0: 12.25 \times 10^3 N - 24.5 \times 10^3 N + E_y = 0$$

$$E_y = 12.25 \times 10^3 N$$

Aplicando el método de las áreas como se presenta en la Fig. 2.6, el momento flector máximo en la viga A-B queda.

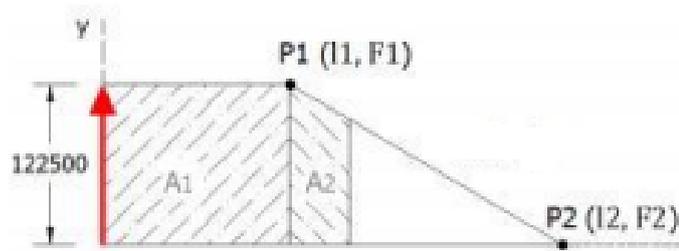


Fig. 2.6. Áreas del diagrama momento.

$$M_{f_{\text{máx}}} = A1 + A2$$

$$M_{f_{\text{máx}}} = 0.25 * B_y + \frac{0.25 * B_y}{2} = 4.7 \times 10^3 N \cdot m$$

La viga donde se encuentra el cilindro pistón tendrá las mismas fuerzas solo que con direcciones opuestas.

El esfuerzo cortante en la sección crítica de la viga AB es cero, por esta razón se tiene que el esfuerzo flector es:

$$\sigma_{f\text{m}\acute{a}x} = \frac{M_{f\text{m}\acute{a}x} * c}{I_x}$$

$$c = \frac{h}{2} = \frac{120 \text{ mm}}{2} = 60 \text{ mm} = 0.06 \text{ m}$$

El valor de I_x se encuentra en la Tabla 2.1, selecciona el perfil UPN 120 y el valor de la inercia es:

$$I_x = 0.00000364 \text{ m}^4$$

Sustituyendo los valores obtenidos en la Ec. 2.1 se obtiene:

$$\sigma_{f\text{m}\acute{a}x} = \frac{M_{f\text{m}\acute{a}x} * c}{I_x} = \frac{(4687.5 \text{ MN} * \text{ m})(0.06 \text{ m})}{0.00000364 \text{ m}^4} = 77.27 \text{ MPa}$$

Ahora que ya se tiene el momento flector máximo se procede a la siguiente Ec. 2.2 para encontrar el factor de seguridad de la viga la cual es:

$$\sigma_{f\text{max}} = \frac{S_y}{FS} \tag{2.2}$$

donde: FS es un factor de seguridad del material, y
 S_y es el esfuerzo de cedencia.

$$FS = \frac{S_y}{\sigma_{f\text{m}\acute{a}x}} = \frac{370 \text{ MPa}}{77.27 \text{ MPa}} = 4.78 .$$

El factor de seguridad para la viga "UPN 120" es de 4.78 por lo tanto se puede indicar que se tiene un diseño satisfactorio, además aplicando otro método para corroborar los cálculos.

En la Ec. 2.3, aplicando otro criterio de fallas por fatiga:

$$\frac{\sigma_a}{S_e} = \frac{\sigma_m}{S_y} = \frac{1}{n} \tag{2.3}$$

donde: σ_a es el esfuerzo alterno,
 σ_m es el esfuerzo medio,
 S_e es el límite de resistencia a la fatiga,
 S_y es el esfuerzo de cedencia, y
 n es el factor de seguridad.

Se tiene el esfuerzo máximo y el esfuerzo mínimo para encontrar los esfuerzos medio y alterno, mediante las Ecs. 2.4 y 2.5:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{m\acute{a}x} + \sigma_{m\acute{i}n}}{2} \quad (2.4)$$

$$\sigma_a = \left| \frac{\sigma_{m\acute{a}x} - \sigma_{m\acute{i}n}}{2} \right| \quad (2.5)$$

$$\sigma_{m\acute{i}n} = 0$$

$$\sigma_{m\acute{a}x} = 77.27 \text{ N/m}^2$$

Al sustituir los esfuerzos mínimo y máximo en las Ecs. 2.4 y 2.5. Encontrados esfuerzos medios y alternos:

$$\sigma_m = \sigma_a = \frac{77.27}{2} = 38.63 \text{ N/m}^2$$

Aplicando la Ec. 2.6 de límite de resistencia a la fatiga por carga de flexión para encontrar el factor de seguridad, así:

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S_e \quad (2.6)$$

donde: S_e es el límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica de una, parte de máquina en la geometría y condición de uso,
 k_a es el factor de superficialidad,
 k_b es el factor de tamaño,

k_c es el factor de carga,

k_d es el factor de temperatura,

k_e es el factor de efectos diversos,

k_f es el factor de concentración de esfuerzos, y

S_{er} es el límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria.

Encontrando el límite de resistencia mediante la Ec. 2.7, la cual se expresa como:

$$S_{er} = 0.5 S_{ut} \quad (2.7)$$

donde: S_{ut} es la resistencia mínima a la tracción

Dado que S_{ut} es 440 MPa. Sustituyendo en la Ec. 2.7, queda:

$$S_{er} = 0.5 * 440 \text{ MPa}$$

$$S_{er} = 220 \text{ MPa}$$

Factor de superficie:

$$k_a = 1.25$$

Factor de tamaño

$$k_b = 1$$

Factor de flexión

$$k_c = 1$$

Factor de temperatura

$$k_d = 1$$

Factor de confiabilidad

$$k_e = 1$$

Factor de efectos varios

$$k_f = 1$$

Sustituyendo los factores obtenidos en la Ec. 2.6, se obtiene:

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S_{er}$$

$$S_e = 1.25 * 1 * 1 * 1 * 1 * 1 * 220 = 275MPa$$

Sustituyendo en la Ec. 2.3 para encontrar el factor de seguridad, se obtiene:

$$\frac{38.63}{275} + \frac{38.63}{370} = \frac{1}{n}$$

$$n = 4.08$$

El Factor de seguridad es de 4.08, tanto en la Ec 2.2 y Ec 2.3 indicando que el diseño de la viga es satisfactorio, ya que las cargas y los esfuerzos se pueden determinar fácilmente, además de conocer las condiciones ambientales en la que se va a ubicar la máquina de doblado.

Para el diseño de la viga AB se debe tener en consideración que sobre esta reposa una mesa o placa de trabajo (500 mm) en la cual sucede la compresión ejercida por el pistón hidráulico por lo que es de vital importancia que esta no sufra deflexiones drásticas con el fin de cumplir el rango de tolerancia en el que se encuentra la operación de las mismas.

A continuación se muestra la viga inferior de la máquina de ensayo de doblado en U en la Fig. 2.7.

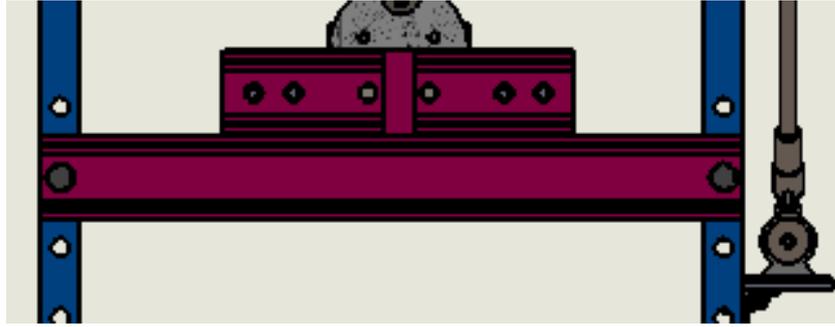


Fig. 2.7. Viga Inferior de máquina de ensayo de doblado en U.

2.4.3. VIGA SUPERIOR

Los cálculos de la viga superior, serán iguales a los de la viga inferior, puesto que, la fuerza aplicada al material se difunde en ambas superficies de manera vectorial.

Eso significa que, así sea la fuerza aplicada decentemente, corresponderá una fuerza opuesta que empuje hacia la viga superior esta fuerza será medida de manera negativa, pero con los mismos cálculos por el hecho de estar funcionando simultáneamente a la hora de poner a prueba el doblado del material.

A continuación se muestra la viga superior de la máquina de ensayo de doblado en U en la Fig. 2.8.

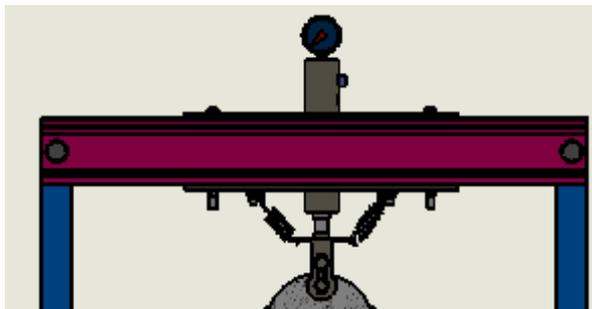


Fig. 2.8. Viga Superior de máquina de ensayo de doblado en U

2.5. UNIÓN EMPERNADA

El diseño de la unión empernada es muy importante, ya que los pernos son los encargados de unir las vigas con los elementos estructurales y además tienen que soportar las elevadas cargas que se manejan en el proceso de compactación.

En el presente caso, los pernos estarán sometidos a una carga cortante, por lo que es necesario evitar todas las fallas que puedan llegar a ocurrir por cortante.

Como ya se conocen la reacción donde se encuentra la viga el que es 12.25×10^3 N solo se analiza un perno porque los otros tienen el mismo valor y la estructura es simétrica.

En la Fig. 2.9 se presenta como el perno afecta en la viga.

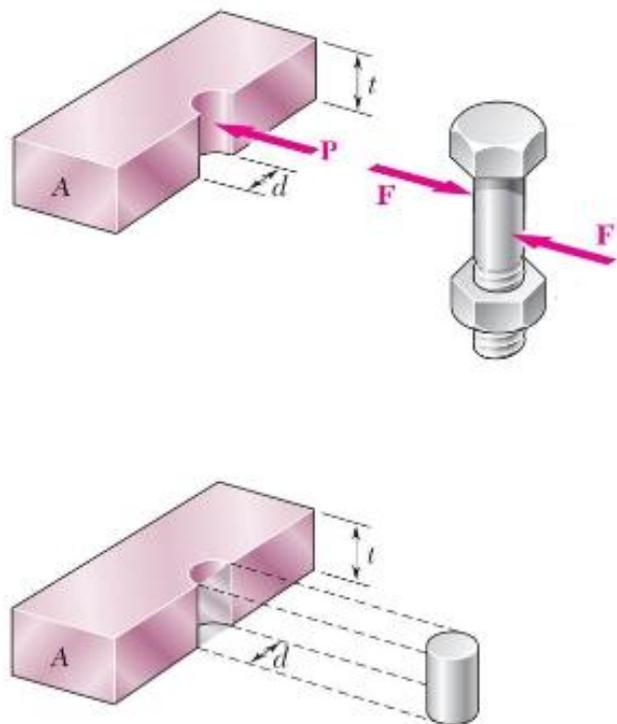


Fig. 2.9. Fuerza cortante y normal que afuera en las uniones.

El esfuerzo cortante está dado en la Ec. 2.8:

$$\tau = \frac{F}{A} \quad (2.8)$$

donde: τ es el esfuerzo cortante expresado en Pa,

F es la fuerza ejercida en el pasador o perno en N, y

A es el área del perno o pasador en m².

Aplicando la Ec. 2.8 se tiene que:

$$\tau = \frac{F}{A} = \frac{12.25}{\pi r^2} = \frac{12.25 \times 10^3 N}{\pi (0.03/2)^2} = 17.33 \text{ MPa}$$

El esfuerzo normal esta dado en la Ec. 2.9:

$$\sigma = \frac{F}{bd} \quad (2.9)$$

donde: σ es el esfuerzo normal en Pa,

F es la fuerza aplica en N,

d es el diámetro del pasador o perno en m, y

b es ancho donde va apoyado el perno o pasador en m.

Aplicando la Ec 2.9 se tiene que:

$$\sigma = \frac{F}{bd} = \frac{12.25 \times 10^3 N}{(0.007)(0.03)} = 58.33 \text{ MPa}$$

La Ec 2.10 del Esfuerzo de von Misses es:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \quad (2.10)$$

donde: σ' es el esfuerzo de von Misses en Pa.

Sustituyendo el resultado de las Ecs. 2.8 y 2.9 en la Ec. 2.10 se tiene como resultado:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = \sqrt{58.33^2 + 3 * 17.33^2} = 65.6MPa$$

$$\sigma' = 65.6MPa$$

El factor de seguridad para un perno está dado por la ecuación 2.11:

$$F.S = \frac{S_y}{\sigma'} \quad (2.11)$$

S_y es el esfuerzo de fluencia del perno M30 grado 8.8 que tiene un valor de 660 MPa que se encuentra en la Tabla 2.2.

Tabla 2.2. Propiedad mecánica de pernos, tornillos y tuercas de aceros [X].

Clase de propiedad	Intervalo de tamaños, inclusive	Resistencia de prueba mínima, MPa	Resistencia mínima a la tensión, MPa	Resistencia mínima a la fluencia, MPa	Material	Marca en la cabeza
4.6	M5-M36	225	400	240	Acero de bajo o medio carbono	
4.8	M1.6-M16	310	420	340	Acero de bajo o medio carbono	
5.8	M5-M24	380	520	420	Acero de bajo o medio carbono	
8.8	M16-M36	600	830	660	Acero de medio carbono. T y R.	
9.8	M1.6-M16	650	900	720	Acero medio carbono. T y R.	
10.9	M5-M36	830	1040	940	Acero martensítico con bajo carbono. T y R.	
12.9	M1.6-M36	970	1220	1100	Acero aleado. T y R.	

Sustituyendo el resultado de la Ec 2.10 y S_y del perno grado 8.8 en la Ec 2.11 se tiene de resultado que:

$$F.S = \frac{660 \text{ MPa}}{65.6 \text{ MPa}} = 10.06$$

El factor de seguridad obtenido teóricamente es de 10.06 cuyo valor es satisfactorio al diseño de los pernos.

2.6. DIMENSIONAMIENTO Y SELECCIÓN DE MATERIAL DE ACCESORIOS PARA MÁQUINA DE ENSAYOS DE DOBLEZ EN U

A continuación se mencionara las dimensiones y tipo material para cada accesorio que compone la máquina de doblado en U.

2.6.1. EJE DEL RODILLOS DE APOYO

Debido a las dimensiones de la prensa hidráulica, los ejes de los rodillos serán de 135 mm de largo y un diámetro de 25 mm, como se muestra en la Fig. 2.10 [9].



Fig. 2.10. Eje de rodillo [9].

De las condiciones se selecciona el acero SAE 4340 el cual posee un esfuerzo de fluencia igual a 606.667 MPa [9].

2.6.2 RODILLOS DE APOYO

Los rodillos de apoyo mostrado en la Fig. 2.11 son cilindros con un largo de 90 mm, un diámetro de 39.30 mm y un diámetro interno de 25.00 mm [9].

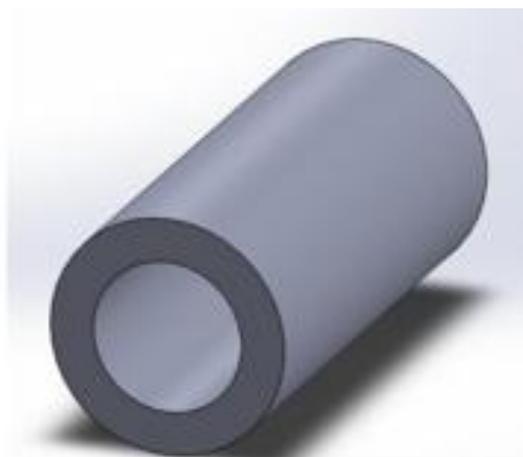


Fig. 2.11. Rodillo de apoyo [9].

2.6.3 CUERPO EMPUJADOR

El empujador que se presenta en la Fig. 2.12, debido a las restricciones geométricas de la prensa hidráulica y con el fin generar dobleces con los radios especifica la norma ASTM E-190, deberá tener las siguientes dimensiones: una altura de 70 mm, un área transversal de 38 mm x 60 mm, en su cara interior justamente en el centro un agujero de 20 mm de diámetro por 20 mm de profundidad y a sus costados en las dos caras de 60 mm x 70 mm tendrá rosca M8 x 15 mm [9].

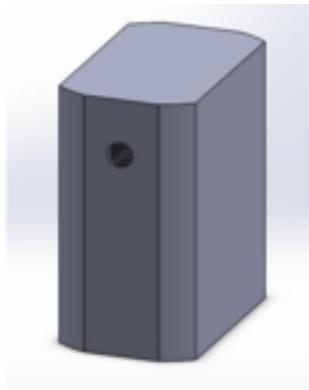


Fig. 2.12. Cuerpo empujador [9].

Para este elemento se utilizará un acero 1045 [9].

2.6.4. CABEZA DEL EMPUJADOR

Este elemento mostrado en la Fig. 2.13 posee la curva que se quiere dar al dobléz, se pretende fabricar tres cabezas de empujador de diferentes dimensiones para poder evaluar tres diferentes espesores de probeta, estas cabezas serán de fácil montaje [9].



Fig. 2.13. Cabezas del empujador.

Para las cabezas del empujador se utilizara acero AISI 1045 [9].

2.7. PROBETAS PARA ENSAYO DE DOBLEZ EN U

La máquina de doblez ha sido diseñada para realizar doblez en U a tres espesores de probetas 3.18, 6.35 y 9.53 mm ($1/8$, $1/4$ y $3/8$ pulg), un ancho de 38.1 mm ($1\ 1/2$ pulg) y un largo de 165.1 mm \pm 12.7 mm ($6\ 1/2$ pulg \pm $1/2$), así para disminuir costos de corte y maquinado se utilizo un pletina de 38.1 mm ($1\ 1/2$ pulg) para los espesores antes descritos, el material de esta pletina es un acero ASTM A-36 [9].

2.8. SELECCIÓN DEL CILINDRO HIDRÁULICO

Se selecciona un cilindro hidráulico de 5 toneladas, de cilindros hidráulicos de Power Team [10].

Cada cilindro cumple la norma ASME B30.1 y ensamblado/probado por montadores certificados y sometidos a pruebas de presión de un 125% de su capacidad [10].

2.8.1. DIMENSIONES DEL CILINDRO HIDRÁULICO

A continuación en la siguiente tabla 2.3 se presenta la siguiente dimensión que llevara el cilindro hidráulico de 5 toneladas.

Tabla 2.3. Dimensiones del cilindro pistón.

A, mm	B, mm	C, mm	D, pulg	E, Mm	F, mm	H, mm	J, mm	K, cm ²
323.9	558.8	38.1	1 ½ -16	28.6	19.1	25.4	¾ - 16x15.9	6.4

A es la altura en retracción,
 B es la altura en extensión,
 C es el diámetro exterior,
 D es la rosca del collarín,
 E es la longitud de rosca del collarín del pistón,
 F es la base al puerto,
 H es el diámetro del vástago del pistón,
 J es la rosca interna del vástago y profundidad, y
 K es la Saliente del vástago.

En la Fig. 2.13 se presenta las dimensiones del cilindro

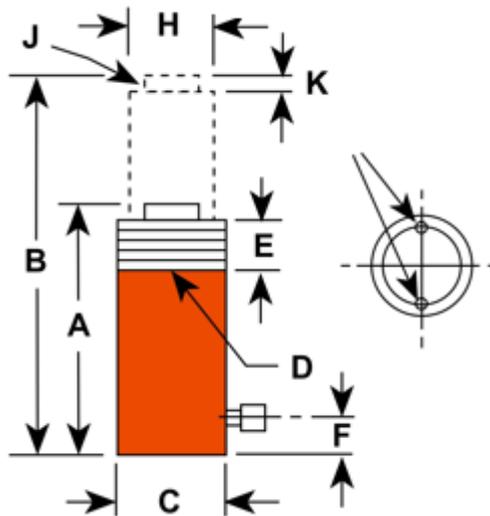


Fig. 2.14. Dimensiones del cilindro pistón.

Para la selección del manómetro se utilizará uno de 550 psi recomendado por el fabricante [10].

2.9. SELECCIÓN DE BOMBA

Se selecciona una bomba hidráulica manual de ya que su diseño es liviano y compacto, además se requiere de menos esfuerzo para reducir la fatiga del operario.

La bomba hidráulica manual es de doble etapa.

El seguro de la palanca y su bajo peso facilita el transporte. En la tabla 2.4 se presenta las siguientes funciones

Tabla 2.4. Especificación de la bomba hidráulica manual.

Volumen de aceite útil, pulg ³	Presión nominal, psi		Desplazamiento de aceite por bombeo, pulg ³		Esfuerzo máximo de bombeo, lb	Carrera del pistón, pulg	Peso, lb
	1 ^a etapa	2 ^a etapa	1 ^a etapa	2 ^a etapa			
55	200	1000	0.687	0.151	94	1	9

2.10 DIMENSIONES DE ELEMENTOS PARA REALIZAR DOBLEZ EN U DE ACUERDO CON LA NORMA ASTM E-190

En la tabla x se `presenta las dimensiones de una maquina de dobléz en U para cumplir con la normativa ASTM E-190, aunque lo que se pretende realizar es transformar una prensa hidráulica en una maquina de dobléz, a partir del diseño y fabricación de accesorios para el dobléz de varios espesores de placas. Así, se ha tenido el cuidado de obtener las dimensiones de la curvatura de dobléz en U según espesor de la placa o probeta, de acuerdo a lo que la norma ASTM E-190 especifica [9].

Tabla 2.5 Dimensiones de embolo y distancia entre apoyos para realizar dobléz en U a diferentes espesores de probetas [9].

Espesor de probeta, mm (pulg)	Distancia entre rodillos de apoyo, mm (pulg)	Radio de embolo, mm(pulg)	Diametro de rodillos de apoyo mm (pulg)
3.18(1/8)	60.36(2 ^{3/8})	27(1 ^{1/4})	≥38(1 ^{1/2})
6.35(1/4)	60.36(2 ^{3/8})	23(29/32)	≥38(1 ^{1/2})
9.53(3/8)	60.36(2 ^{3/8})	19(3/4)	≥38(1 ^{1/2})

3. ESTUDIO TÉCNICO Y ECONÓMICO

En este capítulo se realizará un análisis de los costos de todos los recursos empleados para construir la máquina de ensayos de doblez en U, para realizar el estudio técnico de los costos es necesario cotizar los precios de los componentes y materiales que se utilizaran en la construcción de la máquina. Las cotizaciones se obtuvieron de la forma más precisa posible, generando un promedio entre los precios que ofrecen los proveedores.

Al producir un bien o prestar un servicio se genera siempre un costo, en otras palabras, un desembolso de dinero y también de esfuerzo en el que intervienen elementos como la materia prima y mano de obra. Precisamente, estos componentes que incluye el costo de un producto pueden ser directos o indirectos.

3.1. COSTO DIRECTO

Los costos directos se encuentran asociados con la elaboración o con el producto terminado, están vinculados a una sola actividad y es proporcional al producto; son fáciles de asignar y contabilizar:

- Costo de materias primas para la elaboración del producto, y
- Costo de transporte de las materias primas y el producto.

La distribución de costos de los diferentes materiales representa una estimación del total de gasto. Debido a la inflación del mercado los precios tienden a cambiar por lo cual se dice que es una estimación, por lo cual se recomienda que antes de implementar su construcción se deben de actualizar las cotizaciones presentadas. Las cotizaciones se obtuvieron en el año 2022.

3.1.1. COSTO DEL PROYECTO

En la Tabla 3.1 se presenta los tipos de materiales que se utilizaron para diseñar la máquina de doblez en U, también algunos accesorios y se presenta los precios de cada uno de estos. Además, en el anexo X se presentan las cotizaciones.

Tabla 3.1. Costo del proyecto.

Descripción	Can.	P / U, \$	C / U, \$
Arandela de presión zincada ½ pulg	24	0.12	2.88
Arandela de presión zincada 1 pulg	8	0.60	4.80
Perno hex zincado 1/2x6 pulg rosca ordinaria	4	2.10	8.40
Perno hex zincado 1x6 pulg rosca ordinaria	4	8.10	32.40
Perno hex ½ x 1 ½ pulg rosca ordinaria	12	0.95	11.40
Tuerca hexagonal rosca ordinaria ½ pulg	18	0.28	5.04
Tuerca hexagonal rosca ordinaria 1 pulg	4	1.50	6.00
Perno hex liso ord zinc 1/2x7 pulg	2	2.50	2.50
Angulo ¼ x 2 pulg y longitud de 6 m	1	47.00	47.00
Bomba hidráulica manual	1	87.08	87.08
Cilindro hidráulico de 5 toneladas (con manómetro incluido de 550 psi)	1	154.25	154.25
Viga tipo C(6 m)	3	218.04	654.12
Placa Lám. 3/8 Leg. 4x8 (9.50mm)	1	542.40	542.40
Total de materiales	-	-	1558.27

Para la presentación de estos precios se tomó en consideración los costos más elevados de estos materiales ya que estos están representados por calidad de los mismos. El precio puede variar dependiendo su proveedor y a la marca.

3.2. COSTOS INDIRECTOS

Estos tipos de costos son aplicables o inciden en varias actividades, productos o a todo el proceso productivo de una empresa o taller. Como por ejemplo de costos indirectos del proyecto se tienen:

- Consumo de servicios básicos
- Depreciación de herramientas
- Mantenimiento de equipo y herramientas

- Mano de obra

Se tomará un aspecto conservador para analizar los costos indirectos ya que no se cuenta con un listado de precios, esto agregará complejidad adicional al proyecto al tener que determinar un costo bajo consideraciones.

Existieron otros elementos que se consideran como extra y son parte en su mayoría del mantenimiento de las máquinas herramientas a utilizar para la máquina de las piezas, estos costos surgen en el camino como parte del proceso de fabricación.

En la tabla 3.2 se presenta una estimación promediada de los costos de mano de obra para la fabricación de la máquina de ensayo de doblez en U. Estos costos unitarios se calculan al obtener el tiempo del ciclo de trabajo para obtener el salario/hora del/los operarios. Sin embargo, también se debe recurrir a la experiencia propia, pues; se considera que el operario no mantiene un ritmo constante de la fabricación de la máquina, también se puede tomar en consideración la tolerancia y paciencia requerida para que el operador atienda periódicamente sus necesidades naturales, y además se deberá tener en consideración el desgaste de las herramientas, o por el daño a la herramienta o a las piezas que en el proceso de construcción se puedan dañar, con lo que conllevará una posible prolongación de tiempo y una alteración en materia del presupuestos (costos adicionales).

Tabla 3.2. Costos de mano de obra.

Descripción	C/U, \$	Días laborales	C/T, \$
Cortes de materiales	10.00	1	10.00
Perforación de materiales	5.00	1	5.00
Ensamble de la máquina	50.00	2	100.00
Pintura o recubrimiento de los materiales	45.00	1	45.00
Ensamble de pistón a la máquina	20.00	2	40.00
Ensamble de la bomba a la máquina	20.00	2	40.00
Cotización de materiales	8.00	5	40.00
Diseño de planos a ejecución	25.00	20	500.00
Otro tipo de imprevistos	100.00	1	100.00
Total =			880.00

En la tabla 3.3 se presenta otros costos indirectos, estos incluyen el costos por el consumo mensual de electricidad (electricidad de las máquinas, de las lámparas, ventiladores), depreciación de las herramientas y otros gastos como papelería, herramientas menores, artículos de limpieza, agua y seguridad.

Tabla 3.3. Otros Costos indirectos.

Descripción	C/T, \$
Electricidad	100.00
Depreciación	120.00
Depreciación de las herramientas	60.00
Mantenimiento de las máquinas y herramientas	50.00
Total =	330.00

El costo total de la tabla 3.3 es de \$330.00; sin embargo esto se podría alargar o acortar dependiendo de la eficiencia de la o las personas que trabajan en la construcción.

3.3. COSTOS TOTALES

En la tabla 3.4 se presenta un resumen con los costos totales de fabricación clasificados en materiales o elementos, costos de mano de obra, costos indirectos.

Tabla 3.4. Costos totales de la máquina de doblez en U.

Descripción	C/T, \$
Costo de materiales o elementos	1558.27
Costos de mano de obra	880.00
Otros Costos indirectos	330.00
Costo total de la máquina	2373.27
Total =	2768.27

El costo total para la fabricación de la máquina de ensayos de doblez en U es de \$2768.27 tomando en consideración tanto costos directo como también indirectos.

3.2. OBSERVACIONES DE LOS COSTOS

A continuación, se presentan los aspectos a tener en cuenta en materia de los presupuestos y elaboración para la construcción de la máquina. Dichos aspectos son los siguientes:

- El total establecido para la fabricación está supeditado a ciertos valores que pueden variar (mano de obra, costos indirectos, y algunas piezas que el fabricante tendrá a bien a donde adquirirlas).
- El tiempo de elaboración dependerá de la eficiencia de la persona, así como también del tiempo del que tarde en conseguir los materiales requeridos. Pudiendo llegar a que se extienda o acorte dicho tiempo.
- Es importante mantener un margen de tiempo de la cotización donde entre estos pueden ir el deterioro de piezas o que vengan averiadas de fábrica, entonces no solo hablamos de valor monetario sino del empleo del tiempo, por lo tanto, se sugiere un rango donde se puede permitir este tipo de imprevisto.
- El precio del proyecto se eleva debido a la planeación y el costo total. Si bien la utilización de otros materiales no es la recomendada, se puede utilizar para reducir costos del proyecto de acuerdo a las necesidades de terceros.
- Igual que con el transporte, hay posibilidad de ahorro al rentar los equipos o herramientas, en lugar de adquirirlo.

CONCLUSIONES

- La máquina de doblez en u es un mecanismo eficiente y confiable a la hora de obtener resultados de los materiales sometidos a prueba, otorgándole así una respuesta más precisa a la hora de elegir material a utilizar para un determinado proyecto, o bien, mantener un estándar de calidad elevado en los materiales
- Su diseño fue satisfactorio, ya que; los accesorios como: empujador y rodillos, ya estaban diseñados para una determinada función; estos fueron acoplados a este sistema, respetando los parámetros del dispositivo anterior con diferencia que en este diseño es directamente observable el proceso completo (verificación del ángulo de doblez y medición presión aplicada).
- Se desarrolló una estructura “tipo H”, puesto que en el caso de las presas hidráulicas se caracterizan por generar grandes presiones sin que su sistema sea muy grande en comparación a las estructuras tipo C, estas pueden ser de la misma capacidad, sin embargo, sus dimensiones son mucho mayores (simplificación de la estructura una obtención más óptima de las mediciones).
- Se reemplazó el gato hidráulico por un cilindro pistón, debido a que con poco esfuerzo este genera presiones mayores y le facilita la manipulación. Otorgándole más precisión de medición, reduciendo la aplicación de la fuerza manual del operario.
- Ciertamente el costo del diseño de la máquina de doblez en u, puede llegar a ser más elevado que su prototipo, sin embargo; se desarrolló en base a la obtención de los resultados durabilidad y una mayor gama de aplicación a la vasta existencia de materiales potencialmente utilizados en la ingeniería.

RECOMENDACIONES

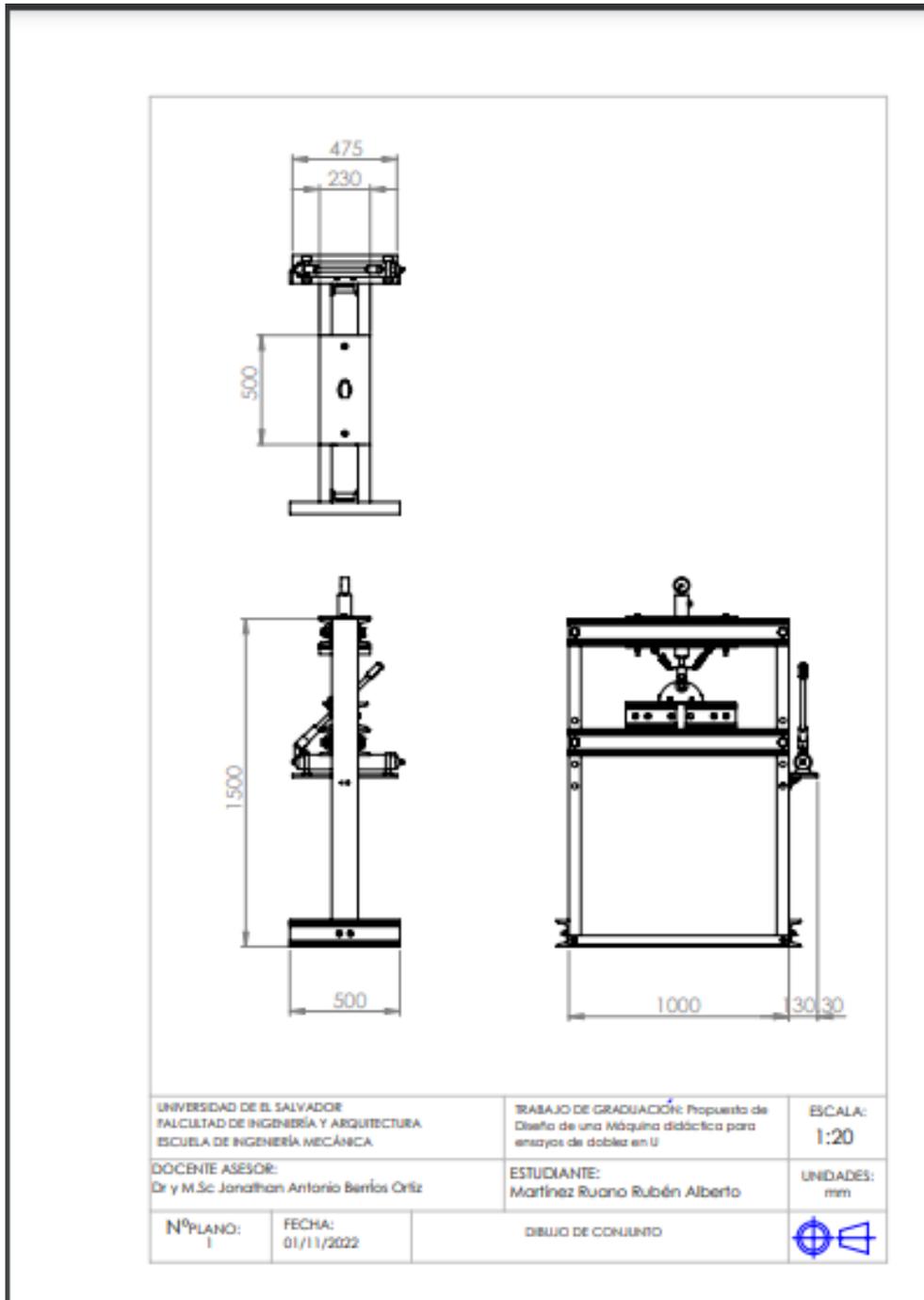
- El equipo debe ser revisado cada 6 meses para garantizar la buena funcionalidad y mantener la fidelidad de los resultados.
- El mantenimiento de cilindro se debe dar en base al desgaste o deterioro de las piezas, siendo obligatoria la necesidad de realizar pruebas visuales (o las que sean necesarias) para así mantener una prevención y un buen desempeño al operar la máquina.
- Mantener siempre el proceso de fabricación y posteriormente manipulación rigurosamente ligada a las normas de seguridad industrial.
- No utilizar piezas sin una previa verificación o que no corresponda al diseño sugerido ya que esto puede desencadenar desde un mal funcionamiento, hasta el deterioro completo del equipo generando costos adicionales a lo estimado en la elaboración.

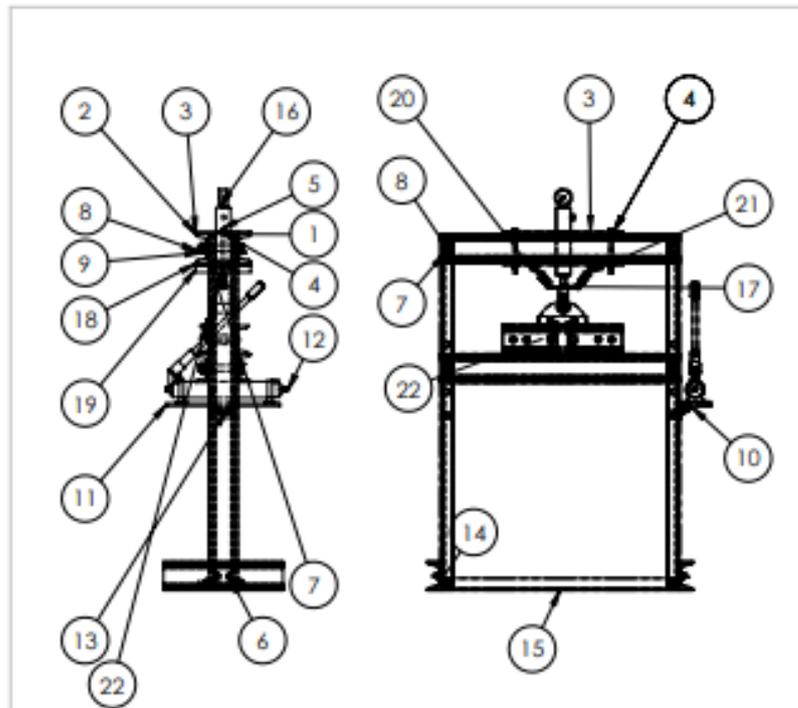
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] Malishev, G. Nikolaiev, Y. Shuvalov. (1958). Tecnología de los metales. Traducido por Editorial MIR, Séptima edición, 64–65 p.
- [2] López Barreiro, R. S. (2013). Pruebas Mecánicas.
- [3] Groover, Mikell P. (2007). Fundamentos de manufactura moderna. 3ra edición.
- [4] Guzmán, Uzziel (2015). Teoría sobre ensayo de doblez en U. (DOC) Teoría Sobre Ensayo de Dobleza | Uzziel Guzmán - Academia.edu
- [5] Matheus, Carlos (2017). Trabajo de selección de prensas.
- [6] BS EN ISO 5173:2010. Destructive Tests on Welds in metallic Materials - Bend Tests.
- [7] ALTING, Leo (1900). Procesos para ingeniería de manufactura, Version en español de la 3era Edición en Inglés, Mexico, Editorial ALfaomega.
- [8] Mott, Robert L. (2006) mecánica de fluidos. 6ta edición.
- [9] López, Eduardo Luis (2017) diseño y construcción de un accesorio para ensayos de doblez en U, que se acople a una prensa hidráulica.
- [10] Catalogo de cilindros hidraulicos POWER TEAM

ANEXOS

ANEXO A – PLANOS

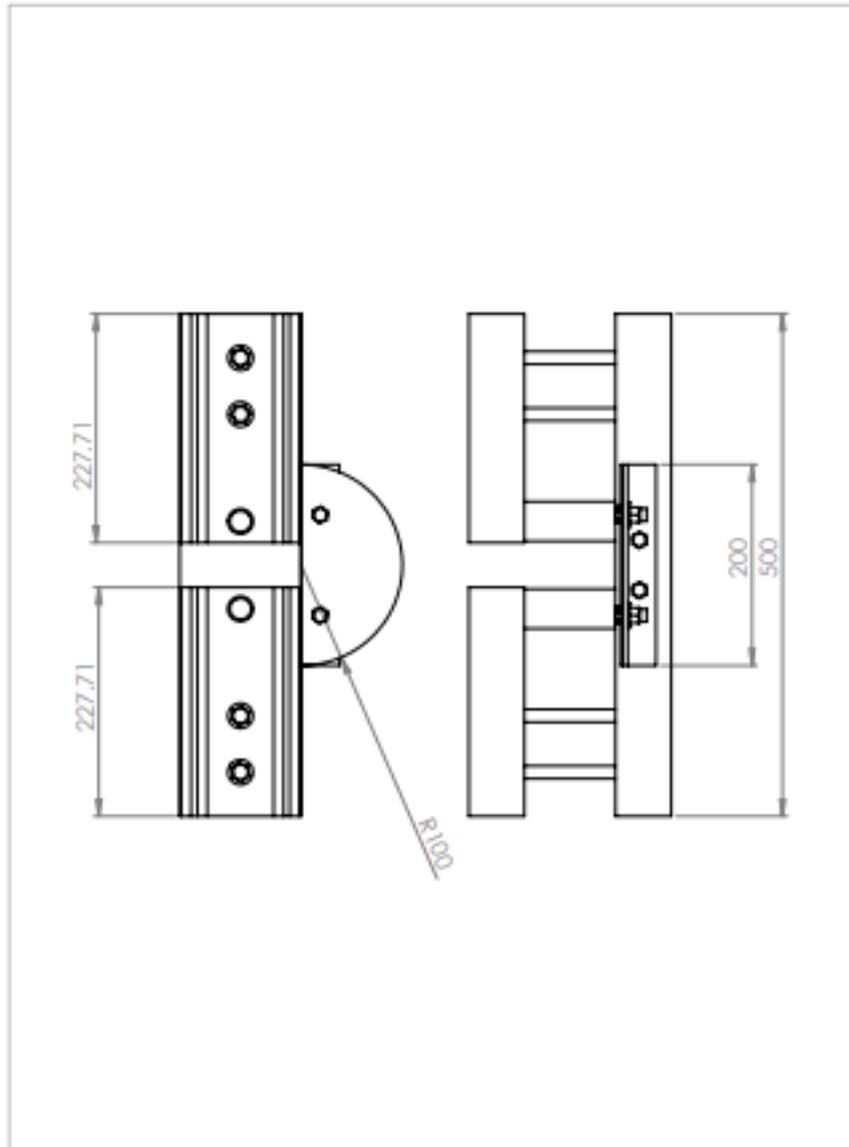




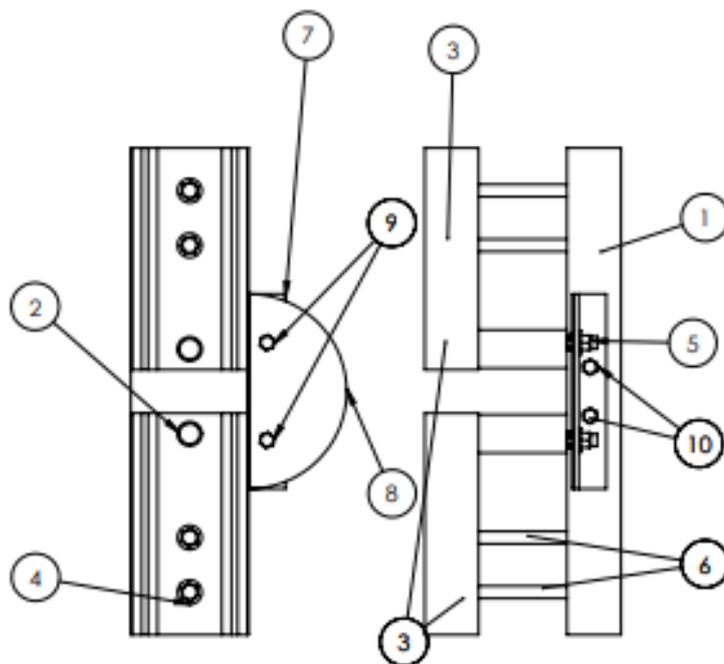
1	Viga tipo C 120 longitud 1500 mm	12	Bomba hidráulica manual
2	Viga tipo C 120 longitud 1000 mm	13	Perno hexagonal 1/2 x 1-1/2 pulg rosca ordinaria
3	Placa 500x230 mm para cilindro pistón	14	Viga para apoyo tipo C 120 longitud 300 mm
4	Arandela de presión de 1/2 pulg	15	Angulo estructural 2 x 2 pulg de 1000 mm de distancia
5	Perno hexagonal 1/2 x 6 pulg rosca ordinaria	16	Cilindro pistón
6	Tuerca hexagonal rosca ordinaria de 1/2 pulgada	17	Empujador
7	Arandela de presión de 1 pulg	18	Placa inferior 500 x 230 mm para cilindro pistón
8	Perno hexagonal 1 x 6 pulg rosca ordinaria	19	Angulo de acero 1-1/4 x 1-1/4 pulg sujetador
9	Tuerca hexagonal roca ordinaria de 1 pulg	20	Perno hexagonal 1/2 x 1-1/2 pulg
10	Angulo de acero 2 x 2 pulg soporte para la bomba	21	Resorte de tensión
11		22	Mesa de trabajo

UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA		TRABAJO DE GRADUACIÓN: Propuesta de Diseño de una Máquina didáctica para ensayos de doblez en U	ESCALA: 1:20
DOCENTE ASESOR: Dr y M.Sc. Jonathan Antonio Barrios Ortiz		ESTUDIANTE: Martínez Ruano Rubén Alberto	UNIDADES: mm
Nº PLANO: 2	FECHA: 01/11/2022	DIBUJO DE CONJUNTO	





UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA		TRABAJO DE GRADUACIÓN: Propuesta de Diseño de una Máquina didáctica para ensayos de doblar en U	ESCALA: 1:5
DOCENTE ASESOR: Dr y M.Sc. Jonathan Antonio Benfias Ortiz		ESTUDIANTE: Martínez Ruano Rubén Alberto	UNIDADES: mm
Nº PLANO: 3	FECHA: 01/11/2022	MESA DE TRABAJO	



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	CANTIDAD
1	Viga para trabajo tipo C 120 longitud 500 mm	1
2	Rodillo de soporte y eje de rodillo de soporte	2
3	Viga para trabajo delantera tipo C	2
4	Arandela de presión de 1/2 pulg	10
5	Tuercas hexagonales roscas ordinarias de 1/2 pulg	8
6	Perno hexagonal 1/2 x 5 pulg roscas ordinarias	4
7	Angulo de 2 x 2 pulg de distancia de 200 mm	1
8	Transportador metálico	1
9	Perno hexagonal 1/2 x 1 pulg roscas ordinarias	2
10	Perno hexagonal 1/2 x 1-1/2 pulgadas roscas ordinarias	2

UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR
FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

DOCENTE ASESOR:
Dr y M.Sc Jonathan Antonio Berríos Ortiz

TRABAJO DE GRADUACIÓN: Propuesta de
diseño de una Máquina didáctica para
ensayos de dobleZ en U

ESTUDIANTE:
Martínez Ruano Rubén Alberto

ESCALA:
1:5

UNIDADES:
mm

Nº PLANO:
4

FECHA:
01/11/2022

MESA DE TRABAJO



ANEXO B - COTIZACIONES

Perno hexagonal 1/2x6 pulg zincado rosca ordinaria



- 1 +

\$1.75 PZA

✓ VER DISPONIBILIDAD 🛒 AGREGAR AL CARRITO

AG - Angulo 1/4x2 pulg6.35mm)



- Longitud 6 mt
- Espesor 1/4 pulg
- Ancho de ala 2 pulg

- 1 +

\$47.00 PZA

✓ VER DISPONIBILIDAD

AGREGAR AL CARRITO

Perno hexagonal 1x6 pulg rosca ordinaria g8



- 1 +

\$8.10 PZA

✓ VER DISPONIBILIDAD

AGREGAR AL CARRITO

Tuerca hexagonal rosca ordinaria g8 1/2 pulg



- 1 +

\$0.28^{PZA}

✓ VER DISPONIBILIDAD

AGREGAR AL CARRITO

Arandela de presion 1/2 pulg zincado



PROPORCIONA UNA SUPERFICIE DE APOYO PARA LA DISTRIBUCIÓN DE CARGA DEL SUJETADOR O ACTÚA COMO UN ESPACIADOR

- 1 +

\$0.08^{PZA}

**Perno hexagonal 1/2x1.1/2 pulg zincado
rosca ordinaria**



- 1 +

\$0.60^{PZA}

✓ VER DISPONIBILIDAD

AGREGAR AL CARRITO

AG - Angulo 1/4x2 pulg6.35mm)



- Longitud 6 mt
- Espesor 1/4 pulg
- Ancho de ala 2 pulg

- 1 +

\$47.00^{PZA}

✓ VER DISPONIBILIDAD

AGREGAR AL CARRITO

Arandela plana fender 3/8 x1.1/4 pulg



- Acabado: zinc
- Material: acero
- Diámetro interior: 3/8"

- 1 +

\$0.20 PZA

✓ VER DISPONIBILIDAD

AGREGAR AL CARRITO

Arandela de presion 1/2 pulg zincado



PROPORCIONA UNA SUPERFICIE DE APOYO PARA LA DISTRIBUCIÓN DE CARGA DEL SUJETADOR O ACTÚA COMO UN ESPACIADOR

- 1 +

\$0.08 PZA

✓ VER DISPONIBILIDAD

AGREGAR AL CARRITO

**Perno hexagonal 1/2x1.1/2 pulg zincado
rosca ordinaria**



- 1 +

\$0.60 PZA

✓ VER DISPONIBILIDAD

AGREGAR AL CARRITO

1 2 →



BOMBA HIDRAULICA

\$84.00 - \$90.17

Perno hexagonal 1/2x1.1/2 pulg rosca ordinaria g8



- 1 +

\$0.95 PZA

✓ VER DISPONIBILIDAD

AGREGAR AL CARRITO

1 2 →



BOMBA HIDRAULICA

\$84.00 - \$90.17

Perno hexagonal 1x6 pulg rosca ordinaria g8



- 1 +

\$8.10 PZA

✓ VER DISPONIBILIDAD

AGREGAR AL CARRITO



CILINDRO HIDRAULICO

\$118.65 - \$189.84

Perno hexagonal 1/2x6 pulg zincado rosca ordinaria



- 1 +

\$1.75 PZA

✓ VER DISPONIBILIDAD

AGREGAR AL CARRITO

INVERSIONES CALMA, S.A DE C.V
SUCURSAL LOURDES

F-VIA-008 V01

COTIZACION **1936719**

07/07/2022
 11:13:57AM

NOMBRE DEL CLIENTE
 DIRECCION

FECHA: 07/07/2022

No REGISTRO:

No NIT:

FECHA VENC.: 07/07/2022
 FORMA DE PAGO: CONTADO

GIRO DEL CLIENTE:

VENDEDOR: Gerson Ramos

codigo	Cantidad	Producto	Bodega	Precio	Total
160100007	1.00	LAM.HO.1/4LEG(6.00MM2X1)	012	227.45	227.45
160100008	1.00	LAM.HO.3/8LEG(9.50MM2X1)	012	352.56	352.56
160100009	1.00	LAM.HO.1/2LEG(12.70MM2X1)	012	470.08	470.08
160101005	1.00	LAM.1/4 LEG.4XB(6.35MM)	012	378.55	378.55
160101006	1.00	LAM.5/16 LEG.4XB(7.94MM)	012	440.70	440.70
160101007	1.00	LAM.3/8 LEG.4XB(9.50MM)	012	542.40	542.40
160101008	1.00	LAM.1/2 LEG.4XB(12.70MM)	012	705.12	705.12

COMENTARIO:

TOTAL A PAGAR: \$ 3,118.86

HECHO POR

**Perno hexagonal 1/2x1.1/2 pulg zincado
rosca ordinaria**



- 1 +

\$0.60 PZA

✓ VER DISPONIBILIDAD

AGREGAR AL CARRITO

Arandela plana zincada 1 pulg



EVITA QUE LAS TUERCAS Y LOS
PERNOS GIREN, SE DESLICEN
Y/O SE AFLOJEN.

- 1 +

\$1.00 PZA

✓ VER DISPONIBILIDAD

AGREGAR AL CARRITO

Perno hexagonal 1x7 pulg rosca ordinaria g8



-

1

+

\$9.10 PZA

Perno hexagonal 1/2x1 pulg inoxidable rosca ordinaria



-

1

+

\$2.05 PZA

✓ VER DISPONIBILIDAD

AGREGAR AL CARRITO

**Perno hexagonal 1/2x6 pulg rosca ordinaria
g8**



- 1 +

\$2.10 PZA

✓ VER DISPONIBILIDAD

🛒 AGREGAR AL CARRITO

Perno hexagonal 1/2x1 pulg inoxidable rosca ordinaria



- 1 +

\$2.05 PZA

✓ VER DISPONIBILIDAD

AGREGAR AL CARRITO

Perno hexagonal 1/2x1 pulg rosca ordinaria g8



- 1 +

\$0.60 PZA

✓ VER DISPONIBILIDAD

AGREGAR AL CARRITO

Arandela plana zincada 7/8 pulg



EVITA QUE LAS TUERCAS Y LOS
PERNOS GIREN, SE DESLICEN
Y/O SE AFLOJEN.

- 1 +

\$0.65^{PZA}

✓ VER DISPONIBILIDAD

AGREGAR AL CARRITO

Arandela de presion 1 pulg zincado



PROPORCIONA UNA SUPERFICIE
DE APOYO PARA LA
DISTRIBUCIÓN DE CARGA DEL
SUJETADOR O ACTÚA COMO UN
ESPACIADOR

- 1 +

\$0.60^{PZA}

✓ VER DISPONIBILIDAD

AGREGAR AL CARRITO

Perno hexagonal 1/2x1 pulg inoxidable rosca ordinaria



- 1 +

\$2.05 PZA

✓ VER DISPONIBILIDAD

🛒 AGREGAR AL CARRITO

Tuerca hexagonal rosca ordinaria g8 1 pulg



- 1 +

\$1.50 PZA

✓ VER DISPONIBILIDAD

AGREGAR AL CARRITO

Tuerca hexagonal rosca ordinaria g8 1/2 pulg



- 1 +

\$0.28 PZA

✓ VER DISPONIBILIDAD

AGREGAR AL CARRITO

Tuerca hexagonal rosca ordinaria g8 1 pulg



- 1 +

\$1.50^{PZA}

✓ VER DISPONIBILIDAD

AGREGAR AL CARRITO

Perno hexagonal 1/2x1.1/2 pulg rosca ordinaria g8



- 1 +

\$0.95^{PZA}

✓ VER DISPONIBILIDAD

AGREGAR AL CARRITO

Arandela de presion 1 pulg zincado



PROPORCIONA UNA SUPERFICIE DE APOYO PARA LA DISTRIBUCIÓN DE CARGA DEL SUJETADOR O ACTÚA COMO UN ESPACIADOR

- 1 +

\$0.60 PZA

✓ VER DISPONIBILIDAD

🛒 AGREGAR AL CARRITO

Angulo esquinero para tabla roca 1.1/4 pulg x 10 pies



- Longitud 3 mt
- Ancho 1.1/4 pulg
- Material aluminio

- 1 +

\$0.87^{PZA}

✓ VER DISPONIBILIDAD

AGREGAR AL CARRITO

AG - Angulo 1/4x2 pulg6.35mm)



- Longitud 6 mt
- Espesor 1/4 pulg
- Ancho de ala 2 pulg

- 1 +

\$47.00^{PZA}

✓ VER DISPONIBILIDAD

AGREGAR AL CARRITO

**Perno hexagonal 1/2x1.1/2 pulg zincado
rosca ordinaria**



- 1 +

\$0.60 PZA

✓ VER DISPONIBILIDAD

AGREGAR AL CARRITO

Perno hexagonal 1x7 pulg rosca ordinaria g8



- 1 +

\$9.10 PZA

✓ VER DISPONIBILIDAD

AGREGAR AL CARRITO

**Perno hexagonal 1/2x6 pulg rosca ordinaria
g8**



- 1 +

\$2.10 PZA

✓ VER DISPONIBILIDAD

AGREGAR AL CARRITO