

ESCUELA POLITÉCNICA DEL EJÉRCITO

CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

**REDISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DE PARTES A LA MÁQUINA
HIDRÁULICA SEMI AUTOMÁTICA DE TIPO UNIVERSAL PARA
CONFORMADO METÁLICO EN FRÍO, DEL LABORATORIO DE
PROCESOS DE MANUFACTURA METAL MECÁNICOS DEL
DECEM**

**PROYECTO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO
MECÁNICO**

CAPT. DE M.G. DIEGO JOSÉ SÁNCHEZ ALTAMIRANO

DIRECTOR: ING. CARLOS NARANJO

CODIRECTOR: ING. EMILIO TUMIPAMBA

Sangolquí, 2013- agosto

CERTIFICACIÓN DE LA ELABORACIÓN DEL PROYECTO

El proyecto “REDISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DE PARTES A LA MÁQUINA HIDRÁULICA SEMI AUTOMÁTICA DE TIPO UNIVERSAL PARA CONFORMADO METÁLICO EN FRÍO, DEL LABORATORIO DE PROCESOS DE MANUFACTURA METAL MECÁNICOS DEL DECEM” fue realizado en su totalidad por el Sr. Capt. De M.G. Diego José Sánchez Altamirano, como requerimiento parcial para la obtención del título de Ingeniero Mecánico.

Ing. Carlos Naranjo

DIRECTOR

Ing.Emilio Tumipamba

CODIRECTOR

Sangolquí, 2013-08-15

LEGALIZACIÓN DEL PROYECTO

**“REDISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DE PARTES A LA MÁQUINA
HIDRÁULICA SEMI AUTOMÁTICA DE TIPO UNIVERSAL PARA
CONFORMADO METÁLICO EN FRÍO, DEL LABORATORIO DE PROCESOS
DE MANUFACTURA METAL MECÁNICOS DEL DECEM”**

ELABORADO POR:

Capt. De M.G. Diego José Sánchez Altamirano

CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

Ing. Angelo Villavicencio P.

DIRECTOR DE LA CARRERA DE ING. MECÁNICA

Sangolquí, 2013-08-15

ESCUELA POLITÉCNICA DEL EJÉRCITO

CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

A U T O R I Z A C I Ó N

Yo, Capt. De M.G. Diego José Sánchez Altamirano

Autorizo a la Escuela Politécnica del Ejército la publicación, en la biblioteca virtual de la Institución del proyecto de grado titulado “REDISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DE PARTES DE LA MÁQUINA HIDRÁULICA SEMIAUTOMÁTICA DE TIPO UNIVERSAL PARA CONFORMADO METÁLICO EN FRÍO, DEL LABORATORIO DE PROCESOS DE MANUFACTURA METAL MECÁNICOS DEL DECEM”, cuyo contenido, ideas y criterios son de mi exclusiva responsabilidad y autoría.

Sangolquí, 15 de agosto de 2013

SR. Capt. de M.G. Diego José Sánchez Altamirano

C.I. 175023253

DEDICATORIA

Dedicado al tesoro más grande que Dios me ha obsequiado, mis hijas Paula e Isabella, en cuyas mentes espero con este trabajo despertar la inquietud y el amor por las ciencias exactas para que en un futuro cercano al elevar sus miradas al infinito, puedan apreciar al mundo que las rodea con una visión crítica y desde una perspectiva científica.

A mi madre Mercedes, por ser quien desde muy temprana edad me hizo soñar con el día en que llegaría a ser un joven Ingeniero y por haberme enseñado con su ejemplo a trabajar sin descanso hasta conquistar mis sueños.

A mi padre José, quien me ha heredado no solo la fortaleza física, el carácter duro y el apego a la milicia si no también el amor por las ciencias exactas las cuales aprendí de su mano y que hoy en día constituyen en mi vida un tesoro invaluable.

A mis hermanos Christian y Paola, por haberme servido de inspiración, pues ellos pusieron sobre mis hombros la dura tarea de marcar el ejemplo a seguir, propia de un hermano mayor.

AGRADECIMIENTOS

Agradezco a Dios, gran autor de la obra más maravillosa conocida por el hombre, el Universo, por ser quien no solo me ha brindado salud y vida si no también la sabiduría necesaria para sobrepasar con altivez los retos que la Educación superior impone a quienes nos hemos atrevido a enfrentarla.

A mi esposa Carolina, por su inmenso amor, su inquebrantable paciencia y por haber tenido durante la realización de este trabajo, para mí, siempre una palabra de aliento que brilló como una luz vivificante en medio del camino oscuro de la incertidumbre.

A mi mejor amigo Nicolay, brillante Oficial de ingeniería, leal compañero de mil batallas quien compartió hombro a hombro junto a mí, interminables y extenuantes jornadas dedicadas al estudio de las ciencias y quien es el único que conoce lo largas que fueron las noches que dediqué para alcanzar mi título de Ingeniero.

A los tecnólogos Roberty Velasco y Nelson Cárdenas, por haberme ayudado desinteresadamente a materializar este proyecto y por haberme demostrado que la experiencia y el trabajo honesto son un bien que no tiene precio.

Mi agradecimiento hacia todos ustedes **“SERÁ ETERNO”**.

ÍNDICE DE CONTENIDOS

CERTIFICACIÓN DE LA ELABORACIÓN DEL PROYECTO	i
LEGALIZACIÓN DEL PROYECTO	ii
AUTORIZACIÓN PUBLICACIÓN BIBLIOTECA VIRTUAL	iii
DEDICATORIA	iv
AGRADECIMIENTO	v
INDICE DE CONTENIDOS	vi
RESUMEN	xxii

CAPÍTULO 1 INTRODUCCIÓN

1.1. ANTECEDENTES.....	1
1.2. DEFINICIÓN DEL PROBLEMA.....	2
1.3. OBJETIVOS.....	3
1.3.1. GENERAL.....	3
1.3.2. ESPECÍFICOS.....	3
1.4. ALCANCE DEL PROYECTO.....	3
1.5. JUSTIFICACIÓN E IMPORTANCIA.....	4

CAPÍTULO 2 MARCO TEÓRICO

2.1. FUNDAMENTOS DEL CONFORMADO MECÁNICO.....	5
2.1.1. PARÁMETROS DEL CONFORMADO MECÁNICO.....	5
2.1.2. COMPORTAMIENTO DEL MATERIAL EN EL CONFORMADO METÁLICO.....	10
2.1.3. PROCESOS DE DEFORMACIÓN VOLUMÉTRICA.....	11
2.1.4. TRABAJO EN LÁMINAS METÁLICAS.....	13
2.2. CONSIDERACIONES BÁSICAS EN EL PROCESO DE DOBLADO.....	14

2.2.1. PARÁMETROS QUE INFLUYEN EN EL DOBLADO.....	16
2.2.2. MÉTODOS MÁS COMUNES DE DOBLADO DE TUBOS.....	20
2.2.3. MÉTODOS MÁS COMUNES DE DOBLADO DE TUBOS.....	24
2.3. FUNDAMENTOS DE LOS SISTEMAS HIDRÁULICOS.....	25
2.3.1. PRINCIPIOS DE HIDRÁULICA.....	27
2.3.2. FLUIDOS HIDRÁULICOS.....	32
2.3.3. COMPONENTES DE LOS SISTEMAS HIDRÁULICOS.....	38
2.4. PRINCIPALES CARACTERÍSTICAS CON LAS CUALES FUE DISEÑADA LA MÁQUINA HIDRÁULICA SEMIAUTOMÁTICA.....	45
2.5. EQUIPOS SIMILARES PRESENTES EN LA INDUSTRIA NACIONAL.....	48
2.5.1. DOBLADORA MANUAL JD2 MODELO 3.....	48
2.5.2. DOBLADORA HIDRÁULICA PRO-TOOLS HB 302.....	48
2.5.3. INTRODUCCIÓN Y PARTES CONSTITUTIVAS DE LA MÁQUINA DOBLADORA BEND-PAK MODELO BB-2.....	49

CAPÍTULO 3 LEVANTAMIENTO TÉCNICO DE LA MÁQUINA

3.1. PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO.....	57
3.1.1. PRUEBAS DE DOBLADO DE TUBO CUADRADO.....	57
3.1.2. PRUEBAS DE DOBLADO DE TUBO REDONDO.....	60
3.1.3. PRUEBAS DE DOBLADO DE CHAPA METÁLICA.....	64
3.1.4. ANÁLISIS DE RESULTADOS OBTENIDOS EN LAS PRUEBAS..	67
3.2. DESMONTAJE DE PARTES CORRESPONDIENTES.....	73
3.3. ANÁLISIS OPERACIONAL DEL SISTEMA HIDRÁULICO.....	76
3.3.1. ANÁLISIS DE LA BOMBA HIDRÁULICA.....	77
3.3.2. ANÁLISIS DEL CILINDRO HIDRÁULICO.....	83
3.3.3. ANÁLISIS DEL COLECTOR DE ACEITE HIDRÁULICO.....	86
3.3.4. ANÁLISIS DE LAS TUBERÍAS.....	88
3.3.5. ANÁLISIS DEL SISTEMA DE CONTROL HIDRÁULICO.....	92
3.4. ANÁLISIS OPERACIONAL DEL SISTEMA DE CONFORMADO.....	96
3.4.1. ANÁLISIS DEL SISTEMA DE MATRICES.....	97
3.4.2. EJES PORTA MATRICES Y PORTA RODILLOS.....	102

3.4.3. CORREDERA Y BARRA DE ACOPLAMIENTO.....	103
3.5. ANÁLISIS OPERACIONAL DEL SISTEMA ELÉCTRICO.....	106
3.5.1. ANÁLISIS Y PRUEBAS DEL MOTOR ELÉCTRICO.....	106
3.5.2. ANÁLISIS Y PRUEBAS DE CONEXIONES ELÉCTRICAS.....	107
3.6. ANÁLISIS DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA Y MOVIMIENTO.....	107
3.7. DIAGNÓSTICO DE LA MÁQUINA.....	108

CAPÍTULO 4 MEJORAMIENTO Y REDISEÑO DEL EQUIPO

4.1. REDISEÑO Y MODIFICACIÓN DEL SISTEMA DE CONFORMADO.....	112
4.1.1. REDISEÑO DE MATRICES.....	121
4.1.2. REDISEÑO DEL SISTEMA DE DOBLADO.....	123
4.2. REEMPLAZO DE COMPONENTES EN MAL ESTADO.....	154
4.3. ARREGLO Y RECONSTRUCCIÓN DE COMPONENTES DETERIORADOS	156
4.4. DISEÑO DE RESORTES.....	161
4.5. DISEÑO DEL SISTEMA DE CONTROL DE ÁNGULOS DE DOBLADO.....	164
4.6. MONTAJE DE TODOS LOS SISTEMAS Y ACCESORIOS QUE COMPONEN EL EQUIPO.....	166
4.7. COMPARACIÓN ENTRE EL MODELO DE LA MÁQUINA ORIGINAL Y EL MODELO RESULTANTE LUEGO DEL REDISEÑO.....	174

CAPÍTULO 5 PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO POSTERIORES AL MEJORAMIENTO Y REDISEÑO

5.1. PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO DEL SISTEMA HIDRÁULICO.....	177
5.1.1. PRUEBAS DE LA BOMBA HIDRÁULICA.....	177
5.1.2. PRUEBAS DEL CILINDRO HIDRÁULICO.....	178
5.1.3. PRUEBAS DEL COLECTOR DE ACEITE.....	178

5.1.4. PRUEBAS DE LAS TUBERÍAS.....	179
5.1.5. PRUEBAS DEL SISTEMA DE CONTROL HIDRÁULICO.....	180
5.2. PRUEBAS OPERACIONALES DEL EQUIPO COMPLETO.....	181
5.2.1. PRUEBAS DE DOBLADO DE TUBOS.....	181
5.3. COMPARACIÓN Y EVALUACIÓN DE RESULTADOS.....	181

CAPÍTULO 6 ANÁLISIS ECONÓMICO DEL PROYECTO

6.1. COSTOS RELACIONADOS CON EL PROYECTO.....	184
6.1.1. MATERIALES.....	184
6.1.2. HORAS MÁQUINA Y HORAS HOMBRE REQUERIDAS.....	185
6.1.3. ACCESORIOS Y FUNGIBLES.....	186
6.1.4. GASTOS VARIOS.....	187
6.2. RELACIÓN COSTO BENEFICIO ENTRE EL MEJORAMIENTO Y LA ADQUISICIÓN DE UNA NUEVA MÁQUINA.....	187

CAPÍTULO 7 CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

7.1. CONCLUSIONES.....	189
7.2. RECOMENDACIONES.....	190

BIBLIOGRAFÍA

ANEXOS

LISTADO DE TABLAS

2.1	Ubicación aproximada de la línea neutra	16
2.2	Valores del módulo volumétrico para algunos líquidos	29
2.3	Unidades de la viscosidad dinámica y cinemática para varios sistemas de unidades	37
2.4	Características de diseño de máquina dobladora BEND-PAK modelo BB-2	51
2.5	Cuadro comparativo de partes entre el prototipo y la máquina a rediseñar	56
3.1	Especificaciones generales de tubo mecánico cuadrado	58
3.2	Especificaciones generales de tubo mecánico redondo	60
3.3	Especificaciones generales de tubo mecánico redondo	62
3.4	Especificaciones generales de la chapa o platina metálica	65
3.5	Principales fallas en la prueba de doblado de tubo cuadrado	67
3.6	Principales fallas en el doblado de tubo redondo de 1 pulgada	69
3.7	Principales fallas en la prueba de doblado de tubo redondo de 1 1/2 pulgadas	70
3.8	Características de la bomba hidráulica	78

3.9	Resultados de la prueba con la bomba de paletas	80
3.10	Datos técnicos de la bomba hidráulica	83
3.11	Clasificación del estado físico del cilindro hidráulico	85
3.12	Clasificación del estado físico del colector hidráulico	87
3.13	Características físicas de los tramos de tubería de la máquina	88
3.14	Características técnicas de la tubería flexible alfagomma SAE 100 R 2AT de 1/2 pulgada	89
3.15	Clasificación del estado físico de la válvula de control 4 / 3	93
3.16	Características de los manómetros	94
3.17	Dureza de las matrices	98
3.18	Radios de curvatura mínimos para $F_c = 3$	100
3.19	Factor de curvatura de las matrices	101
3.20	Características del motor eléctrico	106
3.21	Comparación entre la máquina prototipo y la máquina a rediseñarse	109
3.22	Diagnóstico de la máquina	110
4.1	Cálculo del momento límite para tubo cuadrado varios espesores	119
4.2	Cálculo del momento límite para tubo redondo 1 1/2 pulgadas varios espesores	119
4.3	Cálculo del momento límite para tubo redondo 1 pulgada varios espesores	120
4.4	Cálculo del momento límite para platina metálica	121
4.5	Propiedades del acero AISI 1045	122
4.6	Descripción de materiales utilizados en el rediseño	173

5.1	Comparación de resultados	182
6.1	Costo de los materiales requeridos	184
6.2	Costo utilización de maquinaria	185
6.3	Costo de la construcción de matrices y zapatas	186
6.4	Costo de accesorios y material fungible	186
6.5	Gastos varios	187
6.6	Resumen total de costos del rediseño	187

LISTADO DE FIGURAS

2.1	Efecto de la velocidad de deformación sobre el esfuerzo de fluencia para un metal típico	7
2.2	Diagrama esfuerzo deformación unitaria para acero estructural en tensión (no a escala)	10
2.3	Procesos básicos de deformación volumétrica: (a) laminado (b) forja (c) extrusión y (d) estirado	12
2.4	Operaciones básicas en el trabajo de láminas metálicas: (a) Doblado (b) Estirado y (c) Corte	14
2.5	Doblado de una lámina metálica	15
2.6	Aparecimiento de la fibra neutra durante el doblado	15
2.7	Recuperación elástica	17
2.8	Diagrama de cuerpo libre de una viga empotrada en un extremo	18
2.9	Diagrama de fuerza cortante y momento flector	19
2.10	Doblado por compresión	21
2.11	Doblado por estiramiento	22

2.12	Doblado por rodillos	23
2.13	Doblado a tracción	24
2.14	Principales problemas presentes en el doblado de un tubo	25
2.15	Principios de Pascal	27
2.16	Transmisión de potencia al interior de un cilindro	29
2.17	Transmisión de potencia entre dos cilindros distantes unidos por tubería	30
2.18	Transmisión de potencia entre dos cilindros ubicados a cierta distancia y en diferente posición	30
2.19	Fuerza ejercida sobre un área determinada	32
2.20	Presión ejercida por acción de una bomba y transmitida hacia un pistón	32
2.21	Gradiente de velocidad en un fluido en movimiento	36
2.22	Esquema general de un sistema hidráulico	38
2.23	Estructura interna de un filtro común	39
2.24	Vista de los componentes internos de una bomba de engranes	41
2.25	Vista de los componentes internos de una bomba de paletas	41
2.26	Esquema de una válvula anti retorno y su símbolo	42
2.27	Válvula direccional y su simbología	43
2.28	Válvula de seguridad	44
2.29	Cilindro de simple efecto retorno por muelle	45
2.30	Cilindro de doble efecto	45
2.31	Vista de los componentes internos de la máquina hidráulica semiautomática para conformado en frío	47
2.32	Dobladora manual JD2 modelo 3 tubing bender	48

2.33	Dobladora hidráulica Pro-Tools HB 302	49
2.34	Partes constitutivas de la máquina BEND PAK modelo BB-2	50
2.35	Dados de radio estándar disponibles con la máquina dobladora	52
2.36	Zapatas posteriores	53
2.37	Matriz, tubo y zapatas posteriores en posición inicial	54
2.38	Proceso completo de doblado de un tubo	54
2.39	Sistema de control de ángulos de doblado de la máquina	55
3.1	Sección de tubo cuadrado	58
3.2	Probetas de tubo cuadrado	58
3.3	Probeta de tubo cuadrado lista para ser doblado	59
3.4	Probeta de tubo cuadrado durante el proceso de doblado	59
3.5	Sección de tubo redondo 1 pulgada	60
3.6	Probetas de tubo redondo 1 pulgada	61
3.7	Tubo de 1 pulgada listo para ser doblado	61
3.8	Tubo de 1 pulgada durante el proceso de doblado	62
3.9	Sección de tubo redondo de 1 1/2 pulgadas	63
3.10	Probetas de tubo redondo 1 1/2 pulgadas	63
3.11	Probeta lista para ser doblada	64
3.12	Probeta durante el proceso de doblado	64
3.13	Sección de platina metálica	65
3.14	Probetas de pletina metálica de 30mm x 6mm	65
3.15	Pletina metálica lista para ser doblada	66
3.16	Platina metálica durante el proceso de doblado	66
3.17	Achatamiento interno y externo en el tubo cuadrado	68
3.18	El tubo no sigue el contorno de la matriz	68

3.19	Marcas de la matriz en los costados internos del tubo	68
3.20	Tubo redondo de 1 pulgada doblado a 90° y 180°	70
3.21	Marca causada por la herramienta en el costado izquierdo	71
3.22	Pliegues o arrugas internas	71
3.23	Achatamiento en la parte externa del tubo	71
3.24	Primer doblado efectuado en la chapa metálica	72
3.25	Segundo doblado efectuado con la chapa metálica	72
3.26	Resultado final de la prueba de doblado con chapa metálica	72
3.27	Los manómetros no marcan presión	73
3.28	Bomba hidráulica	73
3.29	Falta de tensión en la banda	74
3.30	Pistón en movimiento	74
3.31	Desviación geométrica de los ejes	74
3.32	Diferencias entre las matrices	75
3.33	Desalineación entre la matriz y los rodillos	75
3.34	Conexiones eléctricas inadecuadas	75
3.35	Esquema del sistema hidráulico	77
3.36	Vista de los componentes internos de la bomba hidráulica	79
3.37	Vista de las juntas anterior y posterior del cilindro	85
3.38	Vástago y cuerpo del cilindro	86
3.39	Vista exterior del colector hidráulico	87
3.40	Esquema de funcionamiento de la válvula de control	92
3.41	Válvula de control direccional 4 / 3	93
3.42	Manómetros de la máquina	95
3.43	Comprobación de los manómetros	95

3.44	Esquema del sistema de conformado de tubos	96
3.45	Matriz y punzón para conformado de chapa metálica	97
3.46	Ensayo de dureza realizado en las matrices	98
3.47	Medición de indentaciones en las matrices	98
3.48	Desviación geométrica de los ejes porta rodillos	103
3.49	Esquema del funcionamiento de la corredera y la barra de acoplamiento	104
3.50	Vista de una de las correderas	105
3.51	Corredera desmontada	105
4.1	Flexión plástica de una viga	113
4.2	Distribución del campo plástico	115
4.3	Distribución de esfuerzos sobre una sección rectangular	116
4.4	Distribución de esfuerzos sobre una sección circular	118
4.5	Distribución de esfuerzo sobre una platina metálica	118
4.6	Esquema del perfil de las matrices	123
4.7	Esquema del funcionamiento del sistema de doblado de tubo	124
4.8	Esquema del funcionamiento del doblado de chapa metálica	125
4.9	Diagrama de cuerpo libre del pasador del brazo giratorio	126
4.10	Área de cizallamiento del pasador	127
4.11	Área de aplastamiento del pasador	129
4.12	Diagrama de fuerza cortante y momento flector en el pasador	131
4.13	Diseño básico del brazo giratorio	132
4.14	Trayectoria descrita por los extremos de los brazos giratorios	133
4.15	Área de aplastamiento agujero brazo	134
4.16	Bosquejo de los topes de apoyo a diseñarse	135

4.17	DCL del tope de apoyo	136
4.18	Ubicación del cordón de soldadura	136
4.19	Diagrama de cuerpo libre del pin para intercambio de zapatas	138
4.20	Área de cizallamiento del pin para intercambio de zapatas	140
4.21	Área de aplastamiento del pin para intercambio de zapatas	141
4.22	Diagrama de fuerza cortante y momento flector en cada pin	143
4.23	Diagrama de cuerpo libre de la unión empernada	145
4.24	Sumatorio de fuerzas, método gráfico	146
4.25	Área de aplastamiento de agujeros base de apoyo	148
4.26	Principales medidas y división en áreas de la base de apoyo	150
4.27	Diagrama de cuerpo libre de la base de apoyo, unión empernada	151
4.28	Área de aplastamiento agujeros para pernos	153
4.29	Reemplazo de empaques de la bomba	155
4.30	Válvula anti retorno colocada en la succión	155
4.31	Cambio de la polea simple por una de doble canal	155
4.32	Bandas nuevas	156
4.33	Reemplazo del aceite hidráulico	156
4.34	Colocación de dos tubos adicionales en la estructura	157
4.35	Placa usada para la base de apoyo	157
4.36	Perforado de agujeros en la base de apoyo	158
4.37	Base de apoyo terminada	158
4.38	Corte de los brazos giratorios mediante plasma	158
4.39	Rectificado superficial de los brazos giratorios	159
4.40	Construcción de topes para las zapatas posteriores	159

4.41	Brazo giratorio terminado	159
4.42	Torneado de pasadores para los brazos giratorios	160
4.43	Vista de los componentes construidos	160
4.44	Detalle de los elementos del sistema de control de ángulos	164
4.45	Marcación del ángulo de doblado	165
4.46	Esquema de la plantilla de marcación	165
4.47	Sistema de control de ángulos de doblado	166
4.48	Diversos trabajos de pintura efectuados	166
4.49	Colocación del reservorio de aceite	167
4.50	Colocación de la bomba	167
4.51	Colocación de la válvula direccional	167
4.52	Conexión de la tubería	168
4.53	Colocación del motor eléctrico	168
4.54	Colocación de la mesa de trabajo	168
4.55	Colocación de las correderas	169
4.56	Ubicación de topes y base de apoyo	169
4.57	Ubicación de brazos giratorios con sus respectivos pasadores	170
4.58	Barra de acoplamiento y elemento porta matrices	170
4.59	Montaje del soporte para matrices	171
4.60	Colocación de las zapatas posteriores	171
4.61	Montaje de matrices	172
4.62	Montaje de resortes y cables	172
4.63	modelo original y componentes de la máquina previo al rediseño	175
4.64	Vista de los componentes y elementos de la máquina rediseñada	176

ÍNDICE DE ANEXOS

A	Cálculos preliminares de reacciones
B	Análisis de la máquina prototipo
C	Registro de ensayos y pruebas
D	Análisis en SOLIDWORKS de las vigas que soportan el pistón
E	Propiedades aceros
F	problemas presentes en tubos doblados
G	Planos

RESÚMEN

El presente proyecto está basado en la necesidad de devolver el estado de operabilidad de la máquina semi automática de tipo universal para conformado metálico en frío, la cual fue diseñada inicialmente utilizando partes recicladas que se encontraban almacenadas en los laboratorios del DECEM de la ESPE. Por diversas circunstancias tales como la falta de mantenimiento y ciertos errores de diseño originales, esta máquina se encontraba en estado no operable por lo que se realizó el levantamiento técnico de la máquina y se rediseñó el sistema de conformado con el objetivo de lograr doblar adecuadamente tubos redondos de 1 y de 1 ½ pulgadas de diámetro exterior. Así fue posible solucionar los problemas principalmente relacionados con el sistema hidráulico y se realizaron refuerzos en la estructura luego de realizar un análisis de las deformaciones que se presentaban en la misma al momento del doblado de tubos, finalmente la máquina fue rediseñada cumpliendo los objetivos en un 80% ya que se llegó a determinar que la ventaja mecánica del sistema de movimiento de la corredera no es la más óptima ya que en lugar de empujar, atrae o recoge al eje porta matriz lo que provoca que la máquina no alcance a doblar tubos de un diámetro mayor a 1 pulgada, a pesar de aquello la máquina se encuentra finalmente en mejores condiciones en las que se encontraba al iniciar el proyecto y puede ser utilizada principalmente en prácticas didácticas con los alumnos pertenecientes a las diferentes carreras de la ESPE.

PALABRAS CLAVE: Rediseño, máquina hidráulica, Laboratorios DECEM, doblado de tubos, prácticas didácticas.

CAPÍTULO I

INTRODUCCIÓN

1.1 ANTECEDENTES

La carrera de Ingeniería Mecánica actualmente constituye uno de los puntales sobre los cuales se sustenta la oferta académica de la Escuela politécnica del Ejército y siendo parte fundamental del DECEM¹, ha tomado una conciencia clara de los nuevos retos que el vertiginoso avance tecnológico mundial impone a los futuros profesionales particularmente a los Ingenieros Mecánicos y ha puesto en marcha desde hace algún tiempo atrás un proceso de mejoramiento tanto técnico como académico que permita a sus alumnos graduados enfrentarse de manera idónea a las exigencias que el mundo laboral actualmente les impone.

Muestra clara de lo expuesto anteriormente es la renovación y adquisición de nuevos equipos para el laboratorio de procesos de manufactura metal mecánicos tales como máquinas CNC, taladros, tornos industriales, entre otros, los mismos que permiten al alumno adquirir la capacidad suficiente para enfrentar los actuales requerimientos de la realidad industrial de nuestro país.

actualmente, en el laboratorio de procesos de manufactura metal mecánicos existen varios equipos que si bien es cierto no son nuevos, reúnen todas las características que les permiten ser utilizados de manera idónea dentro del proceso de formación de los alumnos de la carrera de Ingeniería Mecánica, sin embargo algunos de éstos equipos por la influencia de ciertos factores tales como el uso excesivo, diseño incompleto o tiempo de vida de sus diferentes componentes han llegado a requerir una revisión, mejoramiento, y actualización que les permita continuar operando de manera eficiente y principalmente eliminar la necesidad de adquirir máquinas nuevas, optimizando así los equipos ya existentes, toda vez que los recursos y asignaciones económicos disponibles actualmente se encuentran limitados.

¹ DECEM: "Departamento de Ciencia de la Energía y Mecánica de la ESPE".

En el año 2003 se advirtió que en los laboratorios del DECEM se encontraban dispersos pero en muy buen estado varios elementos y accesorios tales como motores eléctricos, cilindros, recipientes y colectores hidráulicos los mismos que individualmente no tenían una real utilidad pero que reunidos y acoplados adecuadamente presentaban todas las condiciones para ser utilizados como parte de un nuevo equipo que brindara servicio y utilidad en los laboratorios, es así que surgió el proyecto de diseñar y construir una máquina hidráulica semiautomática utilizando o reciclando los elementos nombrados anteriormente.

1.2 DEFINICIÓN DE L PROBLEMA

De acuerdo con lo expuesto en los antecedentes y una vez establecida la real necesidad de los laboratorios, se procedió a construir una máquina hidráulica semiautomática con la conceptualización de utilizarla como una dobladora de tipo universal que permita el conformado de tubos mecánicos y platinas de acero y además con la proyección de extender su uso para realizar tareas de punzonado e incluso operaciones de recalado.

Dicha máquina fue concebida y diseñada para tener la capacidad de doblar tubo mecánico cuadrado de 3/4 de pulgada, tubo mecánico redondo de 1 pulgada y tubo mecánico redondo de 1 1/2 pulgadas con un radio de doblado de 100 mm y un ángulo de doblez de hasta 180 grados, de igual forma la máquina doblaría chapa metálica de hasta 6.35 mm de espesor en un ángulo de 90 grados.

Sin embargo al iniciarse el presente proyecto, ésta máquina no estaba siendo utilizada en toda su capacidad ya que varios de sus componentes se encuentran deteriorados y por que presentaba tres problemas fundamentales:

- El sistema de conformado no poseía una precisión apropiada.
- La máquina no contaba con un sistema que le permita un control adecuado de los ángulos de doblado en tubos mecánicos.

- Los tubos doblados por esta máquina presentaban distorsiones excesivas.

1.3 OBJETIVOS

1.3.1 GENERAL

Mejorar y potenciar la funcionalidad de la máquina hidráulica semiautomática de tipo universal para conformado metálico en frío ubicada en el laboratorio de procesos de manufactura metal mecánicos del DECEM, rediseñando, construyendo e implementando las piezas y partes que fueran necesarias.

1.3.2 ESPECÍFICOS

- Ejecutar un análisis técnico del estado de operabilidad en el que se encontraba la máquina hidráulica semiautomática de tipo universal para conformado metálico en frío del laboratorio de procesos de manufactura metal mecánicos del DECEM.
- Rediseñar el sistema de conformado y control de ángulos de doblado de dicha máquina.
- Construir y controlar dimensionalmente los elementos y ensambles resultantes del rediseño.
- Realizar pruebas de operación y poner a punto la máquina para que ejecute correctamente las diferentes operaciones de conformado para las cuales ha sido rediseñada.

1.4 ALCANCE DEL PROYECTO

El alcance de este proyecto consiste en la ejecución del levantamiento técnico de la máquina para determinar su estado de operabilidad, la solución de problemas presentes en el funcionamiento de la máquina, así como el rediseño del sistema de conformado para lograr dobleces adecuados en tubos redondos de 1 1/2 y 1 pulgadas de diámetro exterior, tubos cuadrados de 3/4

de pulgada de lado y finalmente con la realización de pruebas para comprobar la calidad en los dobleces de estos tubos, se dispondrá de una máquina capaz de ser utilizada en general por los estudiantes del DECEM y particularmente por aquellos que cursan la materia de procesos de manufactura, para ejecutar prácticas de laboratorio y para el desarrollo de los diversos proyectos propios de la formación académica de los futuros ingenieros.

1.5 JUSTIFICACIÓN E IMPORTANCIA

La E.S.P.E con una trayectoria de más de 80 años en el ámbito de la educación superior en el Ecuador se encuentra inmersa dentro de los cambios y reformas emprendidas por parte de los organismos reguladores de la educación superior en el país, dichas reformas imponen la necesidad de impulsar la investigación como parte de la oferta académica hacia los estudiantes y la juventud ecuatoriana en general y todo esto enmarcándose en la realidad económica austera que el Ecuador vive no solo en la educación si no en todos los ámbitos del convivir nacional.

Es justamente en éstos aspectos, en los cuales el presente proyecto se justifica y cobra importancia puesto que el propósito general es el de evitar la adquisición de maquinaria nueva, fomentar la investigación científica y optimizar los recursos disponibles mejorando un equipo existente en el laboratorio procesos de manufactura metal mecánicos del DECEM, empleando en este proceso una cantidad mínima de recursos económicos pero asegurando a la vez la disponibilidad de equipos y herramientas confiables que permitan la adecuada e integral formación de sus alumnos, cumpliendo así de forma eficaz y eficiente tanto la misión cuanto la visión que el DECEM y la ESPE le imponen a la Carrera de Ingeniería Mecánica.

CAPÍTULO 2

MARCO TEÓRICO

3.1 FUNDAMENTOS DEL CONFORMADO MECÁNICO

El formado de metales incluye varios procesos de manufactura en los cuales se usa la deformación plástica para cambiar la forma de las piezas metálicas. La deformación resulta del uso de una herramienta que usualmente es un dado para formar metales, el cual aplica esfuerzos que exceden la resistencia a la fluencia del metal, por tanto, el metal se deforma para ajustarse al contorno que determina la geometría del dado.

En general, se aplica el esfuerzo de compresión para deformar plásticamente el metal. Sin embargo, algunos procesos de formado estiran el metal, mientras que otros lo doblan y otros más lo cortan. Para conformar exitosamente un metal éste debe poseer ciertas propiedades, de entre las cuales las más importantes son generalmente una baja resistencia a la fluencia y alta ductilidad.

Cabe destacar que estas propiedades son afectadas por la temperatura, así por ejemplo la ductilidad se incrementa y la resistencia a la fluencia se reduce cuando se aumenta la temperatura de trabajo. Este efecto causado por los cambios en la temperatura de trabajo da lugar a la distinción entre trabajo en frío, y trabajo en caliente. La velocidad de formación y la fricción son factores adicionales que afectan el desempeño del formado de metales. A continuación se realizará un breve análisis sobre dichos aspectos lo cual proporcionará una visión general de los procesos de formado de metales.

3.1.1 PARÁMETROS DEL CONFORMADO MECÁNICO

El conformado mecánico se basa principalmente en los efectos producidos por la aplicación de una carga sobre un elemento determinado,

éstos efectos varían en función del tipo de material del que esté constituido dicho elemento y de la forma en que sea aplicada la carga; más adelante en el presente trabajo se efectuará un análisis detallado de estos aspectos y se los interpretará en función de la curva esfuerzo - deformación y de cada una de las regiones que dicha curva presenta; por ahora es importante señalar que durante las operaciones de conformado mecánico se encuentran presentes muchos otros principios físicos que determinan la mayor o menor dificultad para lograr que el material que está siendo conformado adquiera la forma final deseada. Es por ello que a continuación se efectúa un breve análisis de algunos de éstos principios considerados como los más importantes.

3.1.1.1 Temperatura de deformación

El efecto que produce la temperatura de deformación permite diferenciar el trabajo o conformado en frío del trabajo en caliente y establecer las ventajas y desventajas que cada uno de éstos presenta durante el conformado de metales. Así por ejemplo La ventaja más significativa del trabajo en caliente es la capacidad de producir deformaciones plásticas sustanciales del metal, más de las que son posibles con el trabajo en frío o el trabajo que se lleva a cabo por debajo de la temperatura de recristalización. La razón principal es que la curva de fluencia del metal trabajado en caliente tiene un coeficiente de resistencia sustancialmente menor que aquel que el mismo material presenta a temperatura ambiente, y la ductilidad del metal se incrementa significativamente. Todo esto permite establecer la existencia de las siguientes ventajas del trabajo en caliente con respecto al trabajo en frío:

1. La forma de la parte de trabajo se puede alterar significativamente.
2. Se requiere menor potencia para deformar el metal.
3. Los metales que usualmente se fracturan en el trabajo en frío, pueden formarse en caliente.
4. Las propiedades de resistencia son generalmente isotrópicas debido a la ausencia de una estructura orientada de granos creada en el trabajo en frío.

Sin embargo de todo lo expuesto, el trabajo en caliente también involucra la existencia de varias desventajas las cuales terminan convirtiéndose

en fortalezas para el trabajo en frío y que son determinantes a la hora de elegir la temperatura a la cual que se realizará el conformado del metal, dichas desventajas se exponen a continuación:

- Precisión dimensional más baja.
- Mayores requerimientos de energía (energía térmica para calentar la pieza de trabajo)
- Oxidación de la superficie de trabajo (incrustaciones).
- Acabado superficial más pobre y menor duración en la vida de las herramientas.

3.1.1.2 Velocidad de deformación

La rapidez a la que se deforma el metal en un proceso de formado se relaciona directamente con la velocidad de deformación. En muchas operaciones de formado, la velocidad de deformación es igual a la velocidad del punzón o de cualquier otro elemento móvil del equipo. Esto se visualiza más fácilmente en un ensayo de tensión, en el cual la velocidad de deformación corresponde a la velocidad a la cual se mueve el cabezal de la máquina. La mayoría de los metales de estructura cúbica centrada cambian su comportamiento de dúctiles a frágiles dentro de un determinado rango de temperatura y si la velocidad de deformación es considerablemente alta, el fenómeno de la temperatura de transición resulta más significativo.

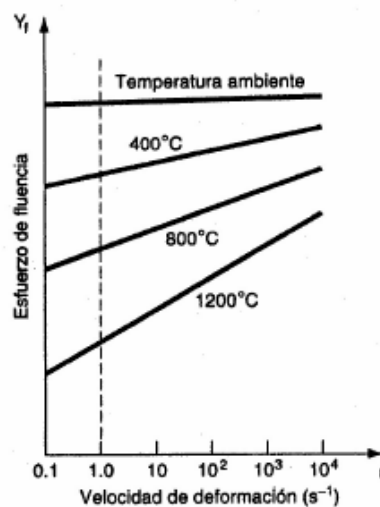


Figura 2.1 Efecto de la velocidad de deformación sobre el esfuerzo de fluencia para un metal típico.

La figura 2.1 muestra claramente la forma en la que varía el esfuerzo de fluencia de un material en función de la velocidad de deformación, considerando diferentes temperaturas de trabajo.

En algunos casos si la velocidad de deformación es grande puede dar lugar a que se produzcan regiones de deformaciones no uniformes o marcas de deformación, las mismas que podrían ser eliminadas al disminuirse esta velocidad. En el trabajado en caliente, el límite elástico de los metales es considerablemente afectado por la velocidad de deformación. A medida que aumenta la temperatura, la velocidad de deformación juega un papel más importante en la determinación del esfuerzo de fluencia, como se indica por las pendientes más grandes de las relaciones deformación-velocidad. Esto es importante en el trabajo en caliente porque la resistencia a la deformación del material aumenta dramáticamente con el incremento de la velocidad de deformación.

3.1.1.3 Fricción y lubricación

En la presente sección nos enfocaremos en los efectos que produce la fricción en las operaciones de formado de metales y al uso de los lubricantes para mitigar estos efectos.

3.1.1.3.1 Fricción en el conformado de metales

La fricción en el formado de metales es diferente a la que se encuentra en la mayoría de los sistemas mecánicos, como cajas de engranes, rodamientos y otros componentes que involucran un movimiento relativo entre las superficies². Estos casos se caracterizan generalmente por bajas presiones de contacto, temperaturas entre bajas y moderadas, y una lubricación amplia para minimizar el contacto entre los metales. Por el contrario, las condiciones en el formado de metales representan presiones altas entre la superficie dura de la herramienta y la parte suave del material de trabajo, deformación plástica

² LA PAZ. UNIVERSIDAD MAYOR SAN SIMÓN, Tecnología mecánica, Facultad de ciencia y tecnología, s.f, pp. 146.

del material más suave y altas temperaturas (al menos en el trabajo en caliente). Estas condiciones pueden generar coeficientes de fricción relativamente altos en el metal de trabajo, incluso con la adición de lubricantes.

La fricción en el formado de metales surge debido al estrecho contacto entre las superficies de la herramienta y el material de trabajo, y a las altas presiones que soportan las superficies en estas operaciones. En la mayoría de los procesos de formado, la fricción es inconveniente por las siguientes razones:

1. Retarda el flujo del metal en el trabajo, ocasionando esfuerzos residuales y algunas veces defectos del producto.
2. Se incrementan las fuerzas y la potencia para desempeñar la operación.
3. Ocurre un rápido desgaste de las herramientas. El desgaste de la herramienta puede conducir a la pérdida de la precisión dimensional, y por ende a la fabricación de piezas defectuosas y al reemplazo de las herramientas. Como las herramientas para formado de metales son generalmente costosas, esto tiene una mayor importancia. La fricción y el desgaste de las herramientas son más severos en el trabajo en caliente, debido a las condiciones más rudas.

3.1.1.3.2 Lubricación durante el conformado de metales

Los lubricantes para el trabajo de los metales se aplican en muchas operaciones de formado para reducir los perjudiciales efectos de la fricción. Los beneficios que se obtienen de su aplicación incluyen la reducción en la adherencia, en las fuerzas, en la potencia y en el desgaste de las herramientas, así como un mejor acabado de la superficie en el producto final. Las consideraciones para escoger un lubricante apropiado para el trabajo de metales incluyen el tipo de procesos de formado que se va a utilizar (laminado, forjado, embutido de lámina metálica u otros), ya sea trabajo en caliente o trabajo en frío, así como el material de trabajo, la reactividad química con la herramienta y con los metales de trabajo (por lo general, es deseable que los lubricantes se adhieran a las superficies para que sean más efectivos en la reducción de la fricción), facilidad de aplicación, toxicidad, inflamabilidad y

costo. Los lubricantes usados para operaciones de trabajo en frío incluyen aceites minerales grasas y aceites grasos, emulsiones en agua, jabones y otros recubrimientos.

3.1.2 COMPORTAMIENTO DEL MATERIAL EN EL CONFORMADO METÁLICO

Muchos materiales cuando están en servicio están sujetos a fuerzas o cargas, en tales condiciones es necesario conocer las características del material para diseñar el instrumento donde va a usarse de tal forma que los esfuerzos a los que vaya a estar sometido no sean excesivos y el material no falle. El comportamiento mecánico de un material es el reflejo de su respuesta o deformación ante una fuerza o carga aplicada. Hay tres formas principales en las cuales podemos aplicar cargas: Tensión, Compresión y torsión. La curva esfuerzo-deformación ofrece una visión que permite comprender el comportamiento de los metales durante su formación. La curva típica de esfuerzo-deformación para la mayoría de los metales se divide en una región elástica y una región plástica. En el formado de un metal, la región plástica es de interés primordial debido a que en estos procesos el material se deforma plástica y permanentemente.

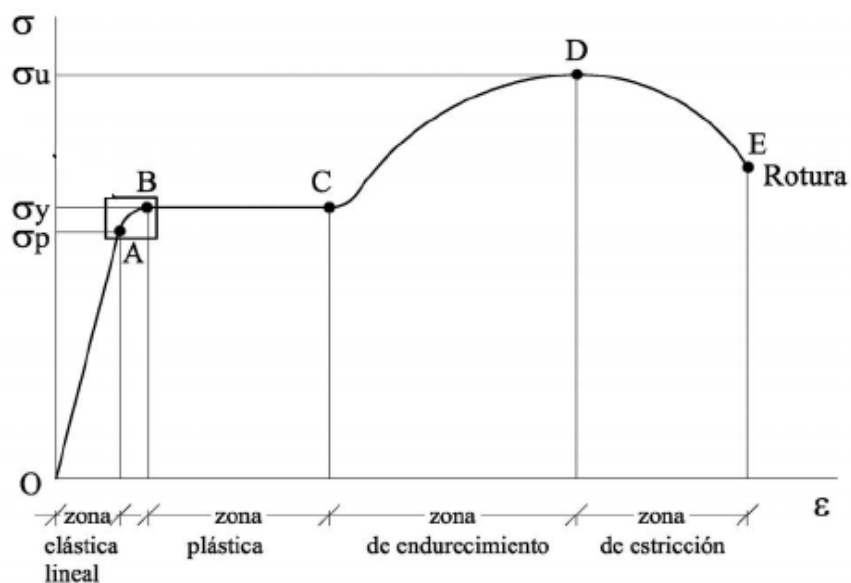


Figura 2.2 Diagrama esfuerzo deformación unitaria para acero estructural en tensión (no a escala)

La figura 2.2 muestra el diagrama esfuerzo-deformación unitaria para un acero estructural típicamente sometido a tensión. El diagrama comienza con una línea recta que va del origen O al punto A, lo que significa que la relación entre el esfuerzo y la deformación unitaria en ésta región inicial no solo es lineal si no también proporcional. Más allá del punto A, la proporcionalidad entre el esfuerzo y la deformación unitaria ya no existe; por esto, el esfuerzo en A se denomina esfuerzo de proporcionalidad. La pendiente de la línea OA se llama módulo de elasticidad. Con un incremento en el esfuerzo más allá del límite de proporcionalidad, la deformación unitaria comienza a crecer con mayor rapidez para cada incremento del esfuerzo; en consecuencia, la curva esfuerzo-deformación unitaria tiene una pendiente cada vez menor, hasta que en el punto B se vuelve horizontal (figura 2.2). Comenzando en éste punto, ocurre un considerable alargamiento de la probeta sin un incremento perceptible de la fuerza de tensión (de B a C). Éste fenómeno se conoce como fluencia del material y el punto B se llama punto de fluencia³. El esfuerzo correspondiente se conoce como esfuerzo de fluencia. En la región de B a C, el material se vuelve perfectamente plástico, lo que significa que se deforma sin un incremento de la carga aplicada. Posteriormente el material comienza a endurecerse por deformación (región C a D) pues ocurren cambios en su estructura cristalina; la carga termina por alcanzar su valor máximo y el esfuerzo correspondiente (punto D) se llama esfuerzo último. Un alargamiento adicional en la barra va acompañado por una reducción de la carga y la fractura ocurre finalmente en el punto E (Figura 2.2).

3.1.3 PROCESOS DE DEFORMACIÓN VOLUMÉTRICA

Los procesos de deformación volumétrica se caracterizan por deformaciones significativas y cambios de forma, la relación entre el área superficial y el volumen de trabajo es relativamente pequeña.

El término volumétrico describe a las partes de trabajo que tienen esta baja relación de área volumen. La forma del trabajo inicial para estos procesos

³ Gere, J.M. Mecánica de materiales. Traducido del inglés por José de la Cera, Virgilio González y Sergio Durán. 5ta. Ed. México, Thomson Editores. 2002. pp. 15

incluye tochos cilíndricos y barras rectangulares. La operación básica en deformación volumétrica se ilustra en la figura 2.3 como sigue:

- Laminado. Es un proceso de deformación por compresión en el cual el espesor de una plancha o placa se reduce por medio de herramientas cilíndricas opuestas llamadas rodillos. Los rodillos giran para estirar la placa y realizar el trabajo dentro de la abertura entre ellos y comprimirla.
- Forjado. En el Forjado se comprime una pieza de trabajo entre dos dados opuestos, de manera que la forma del dado se imprima para obtener el trabajo requerido. El forjado es un proceso tradicional de trabajo en caliente, pero muchos tipos de forjado se hacen también en frío.
- Extrusión. Es un proceso de compresión en el cual se fuerza el metal de trabajo a fluir a través de la abertura de un dado para que tome, la forma de la abertura de éste en su sección transversal.
- Estirado. En este proceso de formado, el diámetro de un alambre o barra se reduce cuando se tira del alambre a través de la abertura del dado.

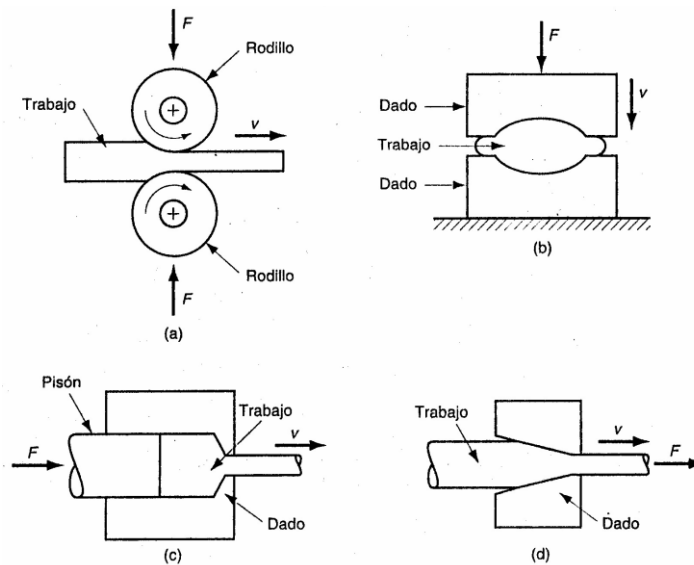


Figura 2.3 Procesos básicos de deformación volumétrica: (a) laminado (b) forja (c) extrusión y (d) estirado.

3.1.4 TRABAJO EN LÁMINAS METÁLICAS

Los procesos de trabajo con láminas metálicas son operaciones de formado o preformado de láminas de metal, tiras y rollos. La relación entre el área superficial y el volumen del material inicial es alta; por lo que esta relación es un medio útil para diferenciar la deformación volumétrica de los procesos con láminas metálicas. Prensado es el término que se aplica frecuentemente a las operaciones con láminas metálicas, debido a que las máquinas utilizadas para desempeñar estas operaciones son prensas (se usan también prensas de varios tipos en otros procesos de manufactura). La parte producida en una operación de laminado metálico se llama frecuentemente estampado.

Las operaciones con láminas metálicas se ejecutan siempre en frío y se utiliza un juego de herramientas llamadas punzón y dado. El punzón es la porción positiva y el dado es la porción negativa del juego de herramientas. Las operaciones básicas con láminas de metal se describen en la figura 2.4 y se definen de la siguiente manera:

- Doblado, El doblado implica la deformación de una lámina metálica o placa para que adopte un ángulo con respecto a un eje recto.
- Embutido (estirado). En el trabajo de láminas metálicas, el embutido se refiere a la transformación de una lámina plana de metal en una forma hueca o cóncava, como una copa, mediante el estirado del metal. Se usa un sujetador para mantener fija la plantilla, mientras el punzón empuja la lámina de metal, como se muestra en la figura 2.4 (b). Para distinguir esta operación del estirado de barras y alambres, se usan frecuentemente los términos embutido o estirado en copa o embutido profundo.
- Corte. Este proceso queda de alguna manera fuera de lugar en la lista de procesos de deformación, debido a que implica más el corte que el formado del metal. En esta operación se corta parte del material usando un punzón y un dado, como se muestra en la figura 2.4 (c). Aunque éste no es un proceso de formado se incluye aquí debido a que es una operación necesaria y muy común en el trabajo de láminas metálicas.

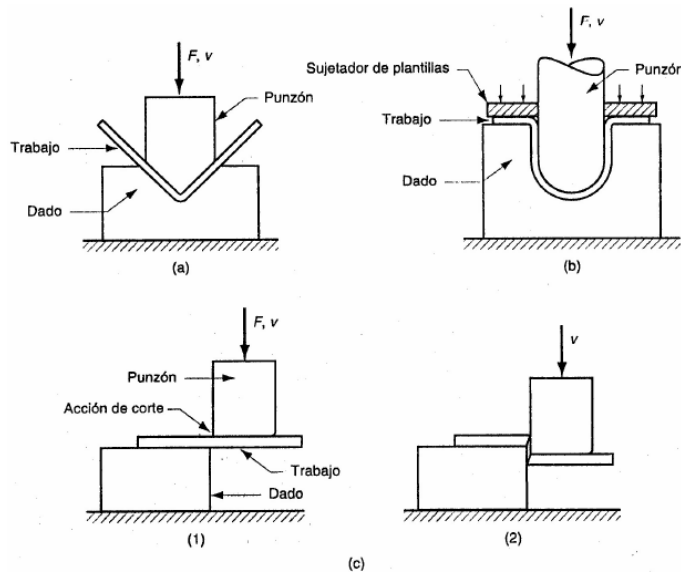


Figura 2.4 Operaciones básicas en el trabajo de láminas metálicas: (a) Doblado (b) Estirado y (c) Corte

3.2 CONSIDERACIONES BÁSICAS EN EL PROCESO DE DOBLADO

En el trabajo de láminas metálicas el doblado puede ser definido como la deformación del metal alrededor de un eje recto⁴, así lo muestra la figura 2.5. Dentro de los diferentes métodos de conformado que existen el doblado es uno de los más importantes pues permite obtener formas tridimensionales con la utilización de láminas metálicas en las cuales ciertos sectores de material son obligados a deformarse por movimiento o flujo plástico, conservando en lo posible sus dimensiones y evitando la aparición de fracturas. Así pues el metal es obligado a sobrepasar su zona elástica es decir a deformarse plásticamente lo cual implica que al ser removidos los esfuerzos que causaron el doblado el material toma una forma permanente.

⁴ LA PAZ. UNIVERSIDAD MAYOR SAN SIMÓN, Tecnología mecánica, Facultad de ciencia y tecnología, s.f, pp. 209.

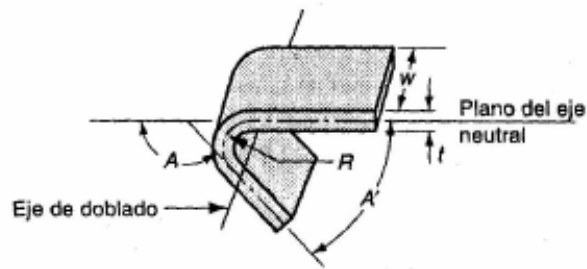


Figura 2.5 Doblado de una lámina metálica

Durante el proceso de doblado, las fibras internas del metal se comprimen longitudinalmente, mientras que las fibras exteriores se estiran o alargan, este proceso da lugar a que en una parte del material aproximadamente en la mitad de su espesor, aparezca un plano cuya longitud no varía con la operación de doblado, a éste plano se lo llama plano neutro (figura 2.6) y a una fibra ubicada allí se la denomina como línea neutra de doblado. Como se verá más adelante, la ubicación de dicha línea depende fundamentalmente de la relación existente entre el radio del doblado y el espesor del material.

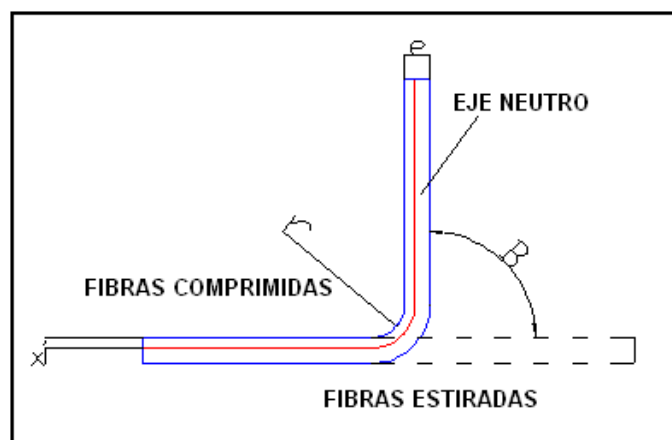


Figura 2.6 Aparecimiento de la fibra neutra durante el doblado

En el caso puntual de los tubos, estos se doblan por muchas razones. Un motivo frecuente es la necesidad de transportar líquidos, otra razón es permitir la expansión o contracción de sistemas de tubería. Las espirales para transferencia de calor y los componentes tubulares para calderas requieren doblado. Las piezas tubulares se usan con frecuencia también como componentes estructurales en vehículos y máquinas, muebles, rieles, manijas, etc.

3.2.1 PARÁMETROS QUE INFLUYEN EN EL DOBLADO

Las operaciones de doblado están sujetas a la influencia de los mismos factores que intervienen en cualquiera de los procesos de conformado mecánico en general y los cuales fueron descritos anteriormente, sin embargo para la ejecución del doblado en particular cobran importancia ciertos parámetros de los cuales depende en gran medida el diseño de un mecanismo que permita alcanzar el objetivo de doblar con exactitud un elemento metálico es por ello que a continuación se describen dichos parámetros los cuales se tomarán en cuenta posteriormente durante las fases del diseño de la máquina.

2.2.1.1. Relación radio de dobléz-espesor

Como se vio anteriormente el doblado de un elemento metálico entorno a un eje recto produce el apareamiento de la línea neutra cuya ubicación depende fundamentalmente de la relación entre el radio de dobles y el espesor del material que esta siendo doblado. La tabla 2.1 muestra la ubicación aproximada de la línea neutra para ciertos valores de espesor y radios de doblado.

Tabla 2.1 Ubicación aproximada de la línea neutra

r/e	x/e
5 o más	0,5
3	0,45
2	0,40
1,5	0,35
0,8	0,30
0,5	0,25

Fuente: Folleto Procesos de manufactura I. CIME

2.2.1.2. Recuperación elástica

Cuando la presión de doblado se retira, la energía elástica permanece en la parte doblada haciendo que ésta recobre parcialmente su forma original. Este efecto es llamado recuperación elástica o springback y se define como el incremento del ángulo comprendido por la parte doblada en relación con el ángulo comprendido por la herramienta formadora después de que ésta se retira. Esto se ilustra en la figura 2.7 y se expresa como⁵:

$$SB = \frac{R_o + \frac{t}{2}}{R_f + \frac{t}{2}} \quad \text{Ecuación 2.1}$$

Donde

SB = Recuperación elástica;

R_o = Radio inicial;

R_f = Radio final;

T = Espesor del material.

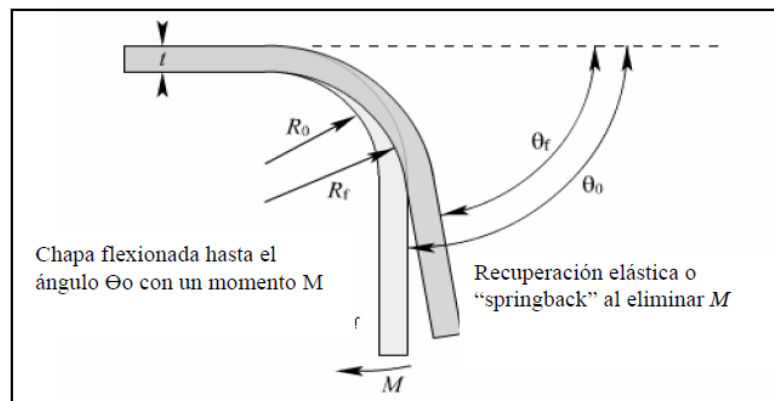


Figura 2.7 Recuperación elástica

Aunque no tan obvio como lo muestra la figura 2.7, ocurre un incremento en el radio de doblado debido a la recuperación elástica. La magnitud de la recuperación elástica se incrementa por el módulo de elasticidad ϵ y la

⁵ Bahamonde, N. y Guaranda, W. Simulación del proceso de estampado en chapas metálicas y su recuperación elástica a través del software por elementos finitos Stampack. Tesis Ing. Mec. Quito. Escuela Politécnica Nacional. Escuela de Ingeniería. 2007. pp. 22

resistencia a la fluencia γ del metal del trabajo. El grado de recuperación elástica depende de los siguientes factores:

- Resistencia del material;
- Espesor del material;
- Ángulo de plegado;
- Radio de la matriz o herramienta;
- La separación entre la matriz y el punzón;
- Las condiciones de lubricación.

Las diferentes durezas del material con el que se trabaja dan lugar a un comportamiento distinto durante la operación de conformado. Principalmente cuando se ejecutan curvas de 90° , las piezas presentan una tendencia natural de tratar de retornar a su estado inicial, sin embargo se puede lograr una compensación para la recuperación elástica por varios métodos sin embargo el más común es el sobredoblado en el cual, el ángulo del punzón y su radio se fabrican ligeramente menores que el ángulo especificado en la parte final, de manera que la lámina regrese al valor deseado, o las piezas son dobladas hasta una medida mayor a la deseada de tal manera que al reaccionar por acción de la recuperación elástica, se logra el ángulo de doblado exacto.

2.2.1.3. Fuerza de doblado

La fuerza que se requiere para realizar el doblado depende de varios parámetros como son: la geometría del punzón y del dado, espesor y ancho de la lámina de metal que se dobla y la resistencia del material. La fuerza máxima de doblado se puede estimar por medio de un análisis, basado en el doblado de una viga empotrada en uno de sus extremos:

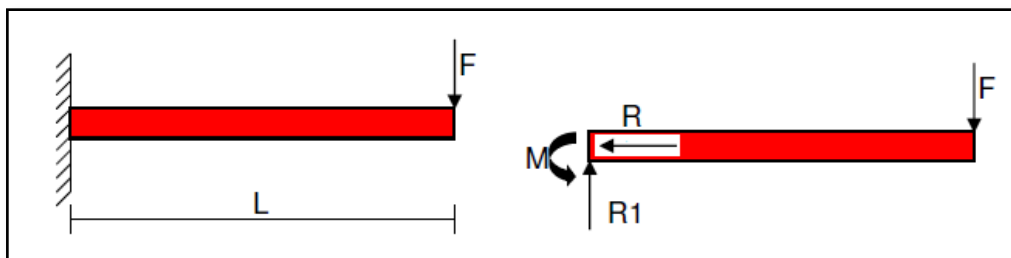


Figura 2.8 Diagrama de cuerpo libre de una viga empotrada en un extremo

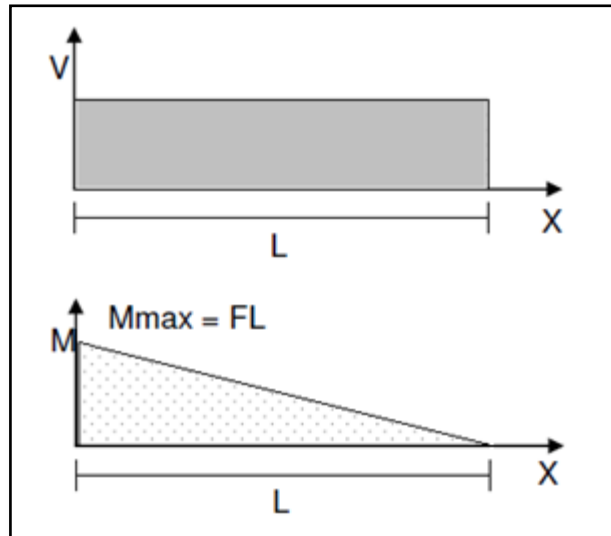


Figura 2.9 Diagrama de fuerza cortante y momento flector

Al analizar los diagramas de cuerpo libre y momento flexionante, mostrados en figuras 2.8 y 2.9, puede advertirse que la viga experimenta esfuerzos de flexión en la sección transversal a lo largo de toda la longitud, además puede observarse que el esfuerzo de flexión tiene un valor máximo en el extremo izquierdo, es decir en el extremo opuesto al cual es aplicada la fuerza F, pues allí el valor del momento flexionante es máximo.

Para puntualizar el caso del doblado de un tubo es necesario aplicarle a éste una fuerza tal que genere un esfuerzo mayor que el esfuerzo de fluencia del material, para que haya deformación plástica. La ecuación para calcular el esfuerzo de flexión es la siguiente:

$$\sigma = \frac{Mc}{I} \quad \text{Ecuación 2.2}$$

Donde:

M= Momento interno resultante;

C= Distancia desde el eje neutro hasta el punto donde se calculará el esfuerzo, para el caso de un tubo c = Radio exterior

I= Momento de inercia de la sección transversal.

$$I = \frac{\pi}{4} (Re^4 - Ri^4) \quad \text{Ecuación 2.3}$$

Tomando en cuenta que para este caso $\sigma > \sigma_y$, y que $M=F*L$, al reemplazar la ecuación 2.3 en la ecuación 2.2 obtenemos:

$$F > \frac{\sigma_y * \pi (Re^4 - Ri^4)}{4 * L * c} \quad \text{Ecuación 2.4}$$

3.2.2 MÉTODOS MÁS COMUNES DE DOBLADO DE TUBOS

Existen algunos métodos para doblar perfiles en general independientemente de su forma, estos métodos varían de acuerdo al mecanismo mediante el cual son accionados sean estos mecánicos, neumáticos, hidráulicos, eléctricos, o mixtos y estos a su vez pueden ser manuales, semiautomáticos o automáticos; Los métodos comunes de doblado de perfiles son:

- Doblado por compresión o contorneado
- Doblado por estiramiento o escurrido
- Doblado por rodillos
- Doblado a tracción

2.2.2.1. Doblado por compresión o contorneado.

La pieza de trabajo se sujeta y dobla alrededor de un dado estacionario con la ayuda de un bloque o un rodillo seguidor. Hay algo más de fuerza de compresión que elongación sobre la pieza de trabajo (aun cuando haya elongación sobre la parte exterior del doblado), y el nombre del método se deriva de este hecho. La figura 2.10 muestra el desarrollo del proceso de doblado.

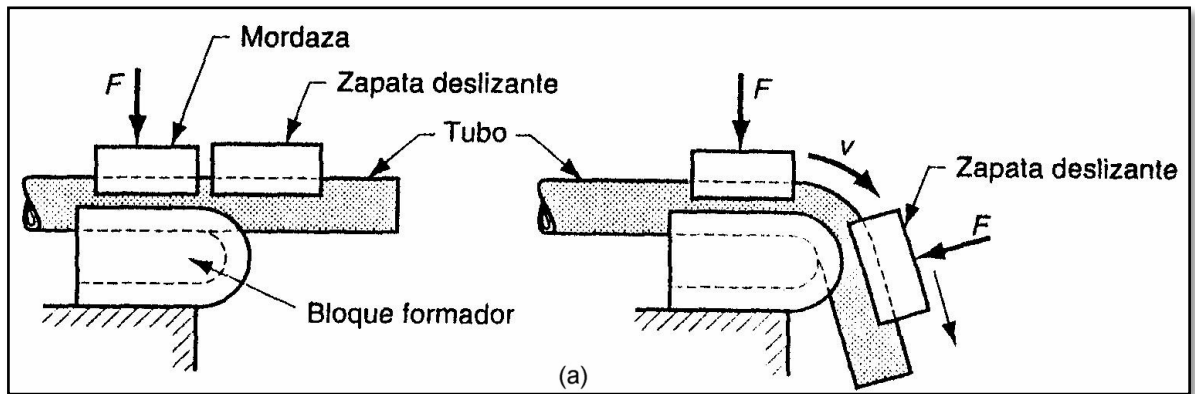


Figura 2.10 Doblado por compresión.

La zapata deslizante está hecha de acero con alto contenido de carbono y sometida al proceso de endurecido para resistir el desgaste. Entre los aceros más comunes que se utilizan para su fabricación está el acero para herramientas con durezas que varían entre 55 y 60 Rockwell C, o bronce al aluminio⁶. Aunque el doblado por compresión no controla perfectamente el flujo de material como el doblado por estiramiento, se usan ampliamente en prensas y máquinas rotativas de doblado.

2.2.2.2. Doblado por estiramiento o escurrido

En este método, la pieza de trabajo se sujeta contra un dado que tiene la forma del doblado, como en el doblado por compresión; pero ahora el dado gira jalando la pieza de trabajo por una matriz de presión y, en muchos casos, sobre un mandril, como se muestra en la figura 2.11 Este método es adecuado para tubos de pared delgada, en especial cuando se doblan en radios pequeños, permite un control más estrecho sobre la pieza de trabajo que cualquier otro método de doblado.

⁶ Endara, S. y Silva, R. Diseño mecánico de una dobladora manual. Tesis Ing. Mec. Sangolquí. Escuela Politécnica del Ejército. Facultad de Ingeniería Mecánica. 2000. pp. 13

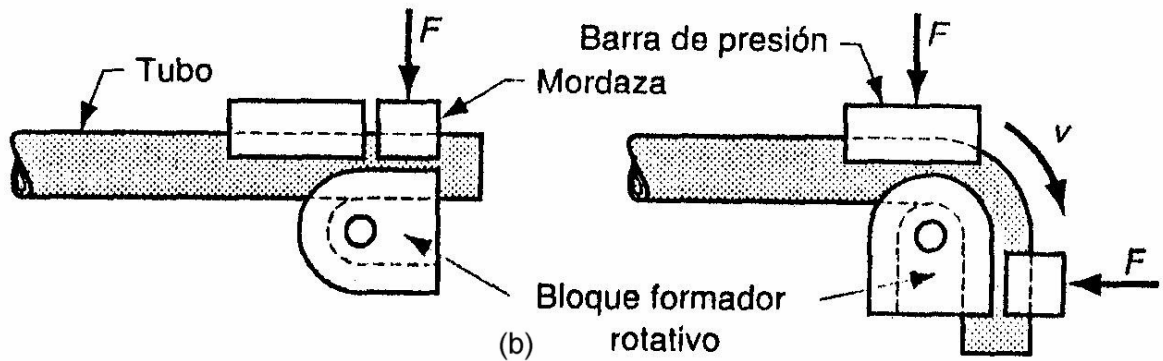


Figura 2.11 Doblado por estiramiento

Los dobleces por estiramiento se hacen cuando las necesidades dimensionales son estrictas (por ejemplo, en la industria aeronáutica) o cuando se requieren dobleces muy cerrados de tubos de pared delgada. Aunque se pueden lograr radios de doblado iguales al diámetro del tubo, éstos requieren un cuidado extraordinario, un mandril interno de perfecto ajuste así como zapatas y matrices exteriores.

2.2.2.3. Doblado por rodillos.

Este método usa generalmente tres rodillos cuyos ejes paralelos se disponen en varias formas. En uno de los arreglos que es el más común, los ejes de los dos rodillos inferiores están fijos sobre un plano horizontal y a una distancia entre ellos previamente determinada, el rodillo superior es libre y se desplaza en dirección al plano de los rodillos inferiores para realizar el doblado, la figura 2.12 muestra este proceso.

La fricción que existe entre los rodillos y la pieza de trabajo permiten el movimiento de avance del perfil.

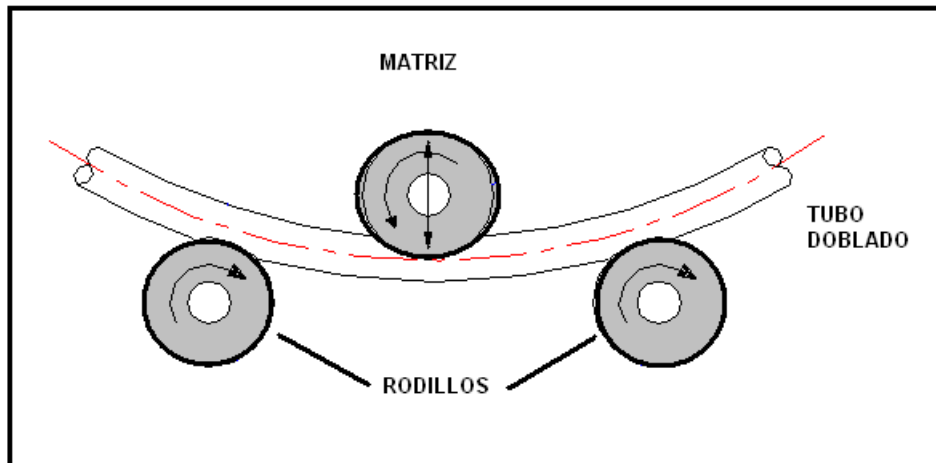


Figura 2.12 Doblado por rodillos

El rodillo superior, es desplazado verticalmente utilizando medios mecánicos (tornillo de potencia o pistón hidráulico), con el fin de variar el radio de doblado. El doblado con rodillos presenta la desventaja de no permitir un control adecuado de la recuperación elástica, por ello se hace necesario realizar varias pasadas a través de los rodillos hasta obtener el doblado deseado, esto torna lento a éste método de doblar en comparación con los otros métodos de doblado⁷.

2.2.2.4. Doblado a tracción.

Con este método, la pieza de trabajo se coloca entre dos soportes y se presiona contra un dado redondo (cabeza o punzón) como se muestra en la figura 2.13. Los dos soportes giran sobre un pivote conforme el cabeza se mueve hacia adelante manteniendo el soporte de la pieza de trabajo.

⁷ Endara, S. y Silva, R. Diseño mecánico de una dobladora manual. Tesis Ing. Mec. Sangolquí. Escuela Politécnica del Ejército. Facultad de Ingeniería Mecánica. 2000. pp. 16

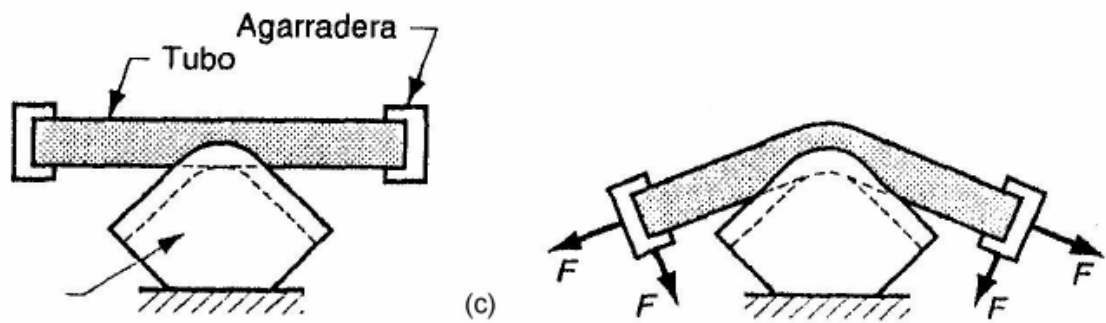


Figura 2.13 Doblado a tracción

Este método, aunque brinda poco control sobre el flujo del metal, es muy rápido. Se emplea en aplicaciones donde se utilizan tubos gruesos o perfiles laminados o extruidos, siempre que se permita alguna distorsión en la sección de la pieza de trabajo y que sea importante tener una rápida producción.

Con las máquinas disponibles en la actualidad, el doblado por prensado con cabeza se aplica a tuberías de 10 a 350 mm de diámetro. Este método funciona para dobleces de hasta 165° además, se pueden doblar perfiles extremadamente gruesos⁸.

3.2.3 PRINCIPALES PROBLEMAS PRESENTES EN EL DOBLADO

Las operaciones de doblado a medida que se ejecutan, pueden presentar varios problemas de entre los cuales a continuación se nombran los principales:

- Aplastamiento en el área de doblado.
- Presencia de pliegues o arrugas
- Desgarramiento
- Marcas de la herramienta
- Aumento en el radio de doblado debido a la recuperación elástica

⁸ LA PAZ. UNIVERSIDAD MAYOR SAN SIMÓN, Tecnología mecánica, Facultad de ciencia y tecnología, s.f, pp. 217



Figura 2.14 Principales problemas presentes en el doblado de un tubo

Si bien es cierto pueden aparecer otras fallas durante el proceso del doblado, todas tienen su origen en 4 causas importantes aunque pueden existir otras más⁹:

1. Deslizamiento del perfil a través de la abrazadera.
2. Ajuste excesivo sobre el tubo o perfil.
3. Ajuste insuficiente sobre el perfil.
4. Tamaño disparejo entre la ranura de la matriz y el perfil.

2.3. FUNDAMENTOS DE LOS SISTEMAS HIDRÁULICOS

La palabra hidráulica proviene del vocablo griego “hydor” cuyo significado es “agua”, originalmente la hidráulico limitó su estudio al comportamiento físico del agua ya sea en reposo o en movimiento, posteriormente la hidráulica evolucionó sus conceptos hasta cubrir el comportamiento de todo tipo de líquido en movimiento incluyendo su comportamiento en tanques y cañerías ocupándose además de analizar sus características y explorar formas de aprovechar las mismas. Actualmente el término “hidráulica” es empleado para referirse a la transmisión de energía así como al control de fuerzas y movimientos por medio de líquidos los cuales en la mayoría de casos suelen ser aceites minerales sin descartar otros tipos de

⁹ Endara, S. y Silva, R. Diseño mecánico de una dobladora manual. Tesis Ing. Mec. Sangolquí. Escuela Politécnica del Ejército. Facultad de Ingeniería Mecánica. 2000. pp. 22

fluidos dentro de los cuales obviamente se encuentra incluida el agua, líquidos sintéticos, hidrocarburos o diferentes tipos de emulsiones.

Actualmente el empleo de la hidráulica se ha generalizado en innumerables campos del desarrollo humano, empezando por simples aplicaciones domésticas, pasando por aplicaciones bélicas y llegando inclusive ha estar presentes en complejos mecanismos de aplicación aeroespacial. Hoy en día se utiliza la potencia hidráulica para hacer funcionar muchas y variados mecanismos y herramientas. En un garaje por ejemplo un mecánico puede levantar el extremo de un automóvil con un gato hidráulico, la mayoría de automóviles se equipan con direcciones hidráulicas, los trabajadores de la construcción dependen de la energía hidráulica para operar varios componentes de sus equipos como palas o niveladoras.

Durante el período precedente a la II WW¹⁰ la Marina de guerra comenzó a aplicar la hidráulica en diversos mecanismos navales de manera masiva, desde entonces los usos militares han aumentado al punto de desarrollar una gran cantidad de dispositivos hidráulicos ingeniosos que han permitido dar solución a problemas de artillería, aeronáuticos y de navegación. En fin los sistemas hidráulicos se hallan plenamente difundidos debido al hecho de que al diseñarse y construirse adecuadamente eliminan la necesidad de usar sistemas complicados de engranes, levas o palancas, es por ello que siendo el presente trabajo un proyecto fundamentado en la aplicación de sistemas hidráulicos, surge la necesidad de explicar los principios básicos que regulan el uso de dichos sistemas, sus componentes y principales características, todos estos fundamentos son analizadas a continuación de manera individual.

¹⁰ II WW “Segunda Guerra Mundial” conflicto armado acaecido entre los años 1939 y 1945, el mismo que enfrentó a los países denominados “Del EJE” (Alemania, Italia, Japón) liderados por Adolf Hitler en contra de los países “Aliados” (Estados Unidos, Gran Bretaña y Francia).

2.3.1. PRINCIPIOS DE HIDRÁULICA

Existe una gran cantidad de leyes físicas que involucran conceptos referentes al comportamiento de los fluidos, muchas de éstas leyes se usan con propósitos científicos o de experimentación sin embargo en éste trabajo se limita el estudio exclusivamente hacia aquellos principios que tienen una aplicación práctica en el proyecto que está siendo desarrollado.

2.3.1.1. Leyes de Pascal

Las leyes más elementales de la física referidas a la hidráulica fueron formuladas por Blas Pascal en el año 1653 y su enunciado dice¹¹:

- “La presión actúa uniformemente en todas direcciones sobre un pequeño volumen de fluido”.
- “En un fluido confinado entre fronteras sólidas, la presión actúa perpendicularmente a la frontera”.

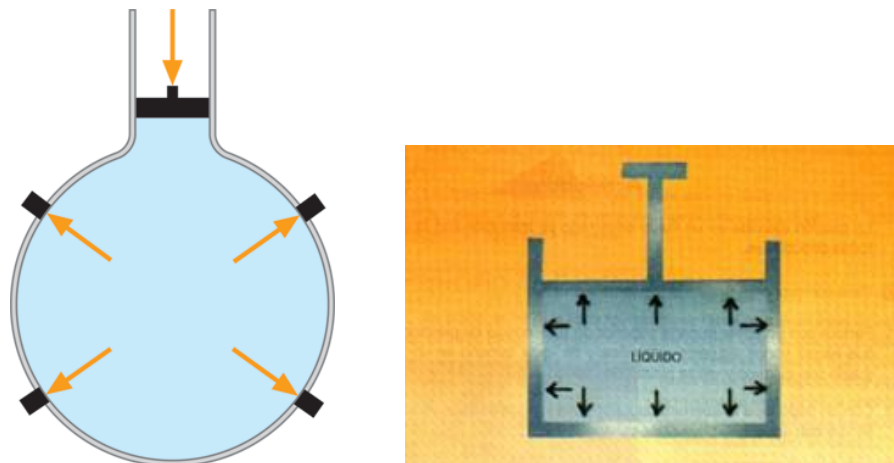


Figura 2.15 Principios de Pascal

La figura 2.15 muestra entre otras, la sección transversal de un recipiente irregular cuyas paredes son rígidas, el fluido confinado en el ejerce la

¹¹ Mott, R.L. Mecánica de fluidos aplicada. Traducido del inglés por Carlos Cordero y Homero flores. 4ta. Ed. México, Prentice Hall Hispanoamericana, S.A. 1996. pp. 09

misma presión en todas direcciones, tal como lo señalan las flechas. Si las paredes fueran flexibles, la sección asumiría forma circular son entonces las leyes enunciadas por Pascal las responsables de que una manguera contraincendios asuma una forma cilíndrica al ser conectada con el suministro de agua, por tanto ésta característica propia de los fluidos hace que el concepto de presión sea tan útil en aplicaciones hidráulicas.

2.3.1.2. Compresibilidad de los fluidos

Todos los materiales en estado gaseoso, líquido o sólido son compresibles en mayor o menor grado, la compresibilidad se refiere al cambio de volumen de una sustancia que está sujeta a un cambio en la presión que está siendo ejercida sobre ella. La cantidad usada normalmente para medir éste fenómeno es el módulo volumétrico de elasticidad o simplemente, módulo volumétrico E^{12} .

$$E = \frac{-\Delta p}{(\Delta V)/V} \quad \text{Ecuación 2.5}$$

Donde:

E = Módulo volumétrico;

Δp = Variación de presión;

ΔV = Variación de volumen;

V = Volumen inicial.

Como se notó anteriormente toda sustancia es compresible en mayor o menor proporción sin embargo los líquidos son muy poco compresibles, lo cual implica que necesitaríamos cambios muy grandes de presión para producir pequeños cambios de volumen. Así pues, las magnitudes de E para los líquidos, como lo muestra la tabla 2.2, son muy altas. Por esta razón para las aplicaciones hidráulicas usuales el aceite hidráulico y los líquidos en general son considerados como incompresibles y es precisamente ésta consideración

¹² Mott, R.L. Mecánica de fluidos aplicada. Traducido del inglés por Carlos Cordero y Homero flores. 4ta. Ed. México, Prentice Hall Hispanoamericana, S.A. 1996. pp. 11

la que permite que los sistemas hidráulicos transmitan potencia de un punto a otro, como lo veremos más adelante.

Tabla 2.2 Valores del módulo volumétrico para algunos líquidos

LÍQUIDO	Módulo volumétrico E	
	lb/in ²	Mpa
Alcohol etílico	130000	896
Benceno	154000	1062
Aceite industrial	189000	1303
Agua	316000	2179
Glicerina	654000	4509
Mercurio	3590000	24750

Fuente: Mecánica de fluidos aplicada, Robert I. Mott

2.3.1.3. Transmisión de potencia

La figura 2.16 muestra el principio sobre el cual está basada la transmisión de potencia en los sistemas hidráulicos. Una fuerza mecánica, trabajo o potencia es aplicada en el pistón A. la presión interna desarrollada en el fluido ejerce una fuerza de empuje sobre el pistón B. De acuerdo a los enunciados de la ley de Pascal, la presión desarrollada en el fluido es igual en todos los puntos por lo que, la fuerza de empuje que experimenta el pistón B es igual a la fuerza ejercida en el fluido por acción del pistón A, siempre y cuando asumamos que los diámetros de ambos pistones sean iguales.

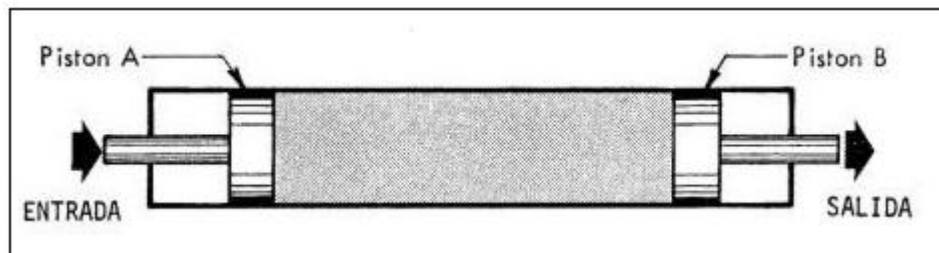


Figura 2.16 Transmisión de potencia al interior de un cilindro

Ahora bien el mismo cilindro mostrado en la figura 2.16 puede dividirse en dos cilindros individuales manteniendo el mismo diámetro para cada uno y colocarlos a cierta distancia el uno del otro pero conectados entre si por medio de una tubería. El mismo principio de transmisión de potencia puede ser aplicado y la fuerza desarrollada en el pistón B va a seguir siendo igual a la ejercida por el pistón A (figura 2.17).

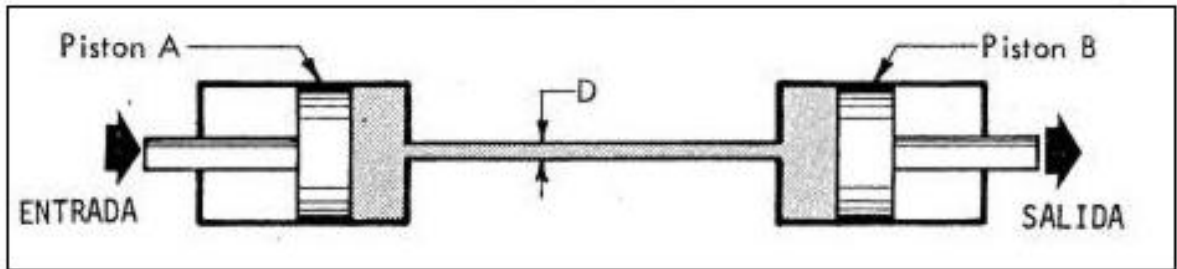


Figura 2.17 Transmisión de potencia entre dos cilindros distantes unidos por tubería

Los sistemas hidráulicos son tan versátiles que permiten ubicar sus componentes aislados unos de otros y transmitir fuerzas de forma inmediata salvando distancias considerables y con escasas pérdidas, la figura 2.18 ilustra esta versatilidad.

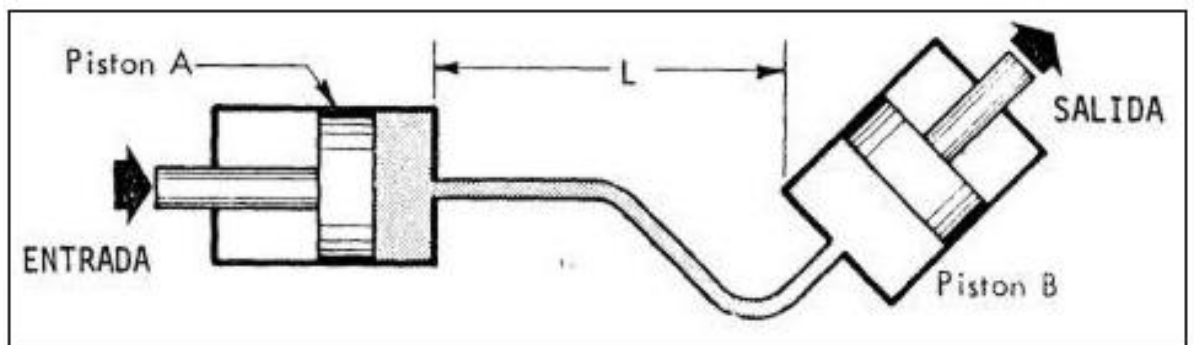


Figura 2.18 Transmisión de potencia entre dos cilindros ubicados a cierta distancia y en diferente posición

2.3.1.4. Presión

La presión de un fluido se define como: “la cantidad de fuerza, F , que se ejerce sobre un área unitaria, A , de una sustancia¹³. Por tanto la presión de un fluido se calcula a partir de:

$$p = \frac{F}{A} \quad \text{Ecuación 2.6}$$

Al realizar cálculos que implican la presión de un fluido determinado, es necesario realizar la medición empleando alguna presión de referencia. Comúnmente, la presión utilizada como referencia suele ser la atmosférica y la presión resultante que se mide es conocida como presión manométrica. Sin embargo la presión puede también medirse con relación al vacío perfecto en cuyo caso la presión medida es conocida como absoluta.

Existe una ecuación muy sencilla que relaciona los sistemas de referencia antes mencionados para medir la presión:

$$p_{abs} = p_{mano} + p_{atm} \quad \text{Ecuación 2.7}$$

En donde:

P_{abs} = presión absoluta;

P_{mano} = presión manométrica;

P_{atm} = presión atmosférica.

Existen varias unidades de medida para la presión como por ejemplo el Kg/cm², el Bar o mm de Hg, sin embargo En el sistema internacional (SI) la unidad estándar para medir la presión es el pascal [Pa] o N/m², mientras que el sistema Británico de unidades emplea para el mismo fin el PSI o lb/pie², cabe recalcar que este último se encuentra mayormente difundido por lo que es el más conveniente para ser usado.

Para tener una idea más clara de todo lo expuesto anteriormente se emplearán a continuación varias figuras con las cuales se clarificarán los conceptos relacionados con la presión.

¹³ Mott, R.L. Mecánica de fluidos aplicada. Traducido del inglés por Carlos Cordero y Homero flores. 4ta. Ed. México, Prentice Hall Hispanoamericana, S.A. 1996. pp. 43

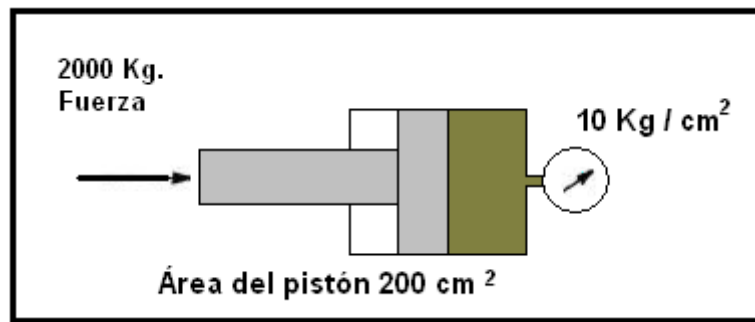


Figura 2.19 Fuerza ejercida sobre un área determinada

La figura 2.19 muestra una fuerza de 2000 Kg aplicada en el extremo de un vástago, la cual se distribuye uniformemente sobre un pistón cuya área es de 200 cm² por lo que la presión transmitida sobre el fluido es de 10 Kg/cm², que es justamente la medida que marca un manómetro ubicado en el extremo opuesto del punto sobre el cual se aplica inicialmente la fuerza.

Este principio se caracteriza por ser reversible, es decir que la presión interna de un fluido al actuar sobre el área de un pistón producirá una fuerza de empuje en el extremo del vástago (figura 2.20).

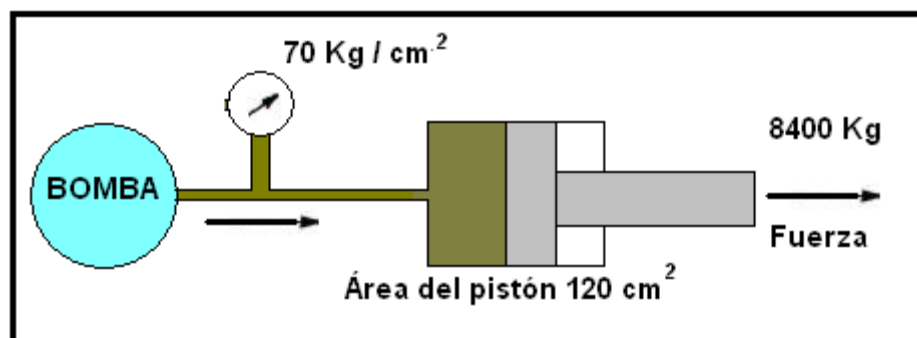


Figura 2.20 Presión ejercida por acción de una bomba y transmitida hacia un pistón

2.3.2. FLUIDOS HIDRÁULICOS

En forma general un fluido se define como una sustancia en estado líquido o gaseoso cuyas moléculas presentan gran movilidad y se desplazan

libremente debido a la poca cohesión existente entre ellas: los fluidos (es decir, los líquidos y los gases) adoptan la forma del recipiente que los contiene. Para la ejecución del presente proyecto, dejaremos de lado los fluidos gaseosos y centraremos nuestra atención en aquellos fluidos líquidos conocidos también como fluidos hidráulicos cuyas características serán tomadas en cuenta durante las diferentes fases del rediseño de la máquina semiautomática de conformado en frío puesto que dicho equipo se sustenta sobre la aplicación de un sistema hidráulico.

Varios fluidos hidráulicos pueden ser usados para aplicaciones diversas, sin embargo los más difundidos son los siguientes:

- Aceites procedentes de la destilación del petróleo
- Agua
- Glicerina
- Fluidos sintéticos
- Emulsiones agua – aceite

En este caso en particular el fluido usado será un determinado aceite cuyas características se describirán posteriormente, por ser éste el fluido más recomendado para ser usado en aplicaciones industriales, específicamente en máquinas herramientas puesto que dicho fluido oleohidráulico cumplirá en forma general los siguientes propósitos dentro del sistema:

- Transmitir potencia
- Lubricar
- Minimizar fugas
- Minimizar pérdidas de carga

De todos éstos propósitos señalados, los principales a ser cumplidos por un aceite dentro de un sistema hidráulico son los de lubricar y transmitir potencia, por tanto es de vital importancia seleccionar adecuadamente el aceite que se utilizará como fluido, por tanto una selección adecuada del mismo asegurará una vida y funcionamiento satisfactorios de los componentes del sistema, principalmente de las bombas, válvulas y en general de los diferentes

actuadores. Algunos de los factores especialmente importantes a la hora de seleccionar un aceite para el uso en un sistema hidráulico industrial, son los siguientes:

1. El aceite debe contener ciertos aditivos que le permitan conservar sus características principales y asegurar un correcto desempeño durante su tiempo de vida útil.
2. El aceite debe tener una viscosidad adecuada para mantener las características de lubricante y limitante de fugas a la temperatura esperada de trabajo dentro del sistema hidráulico.
3. El aceite debe ser inhibidor de oxidación y corrosión.
4. El aceite debe presentar características anti espumantes.

Con todos estos antecedentes señalados anteriormente, es necesario analizar y definir ciertos conceptos relacionados con el fluido hidráulico a utilizarse y que serán claves posteriormente para entender el funcionamiento del equipo que está siendo rediseñado.

2.3.2.1. Densidad, peso específico y gravedad específica.

Dado que el estudio del comportamiento mecánico de los fluidos los analiza ya sea como un flujo continuo o como una pequeña cantidad de ellos en reposo, resulta muy conveniente relacionar la masa y el peso del fluido con un volumen dado del mismo. Así pues, las propiedades de densidad y peso específico se definen como: **“la densidad es la cantidad de masa por unidad de volumen de sustancia”**¹⁴.

Por consiguiente, utilizando la letra griega ρ (rho) para representar la densidad,

$$\rho = \frac{m}{v} \quad \text{Ecuación 2.8}$$

¹⁴ Mott, R.L. Mecánica de fluidos aplicada. Traducido del inglés por Carlos Cordero y Homero flores. 4ta. Ed. México, Prentice Hall Hispanoamericana, S.A. 1996. pp. 12

En donde v representa al volumen de la sustancia cuya masa es m . las unidades utilizadas para medir la densidad son el kilogramo por metro cúbico [Kg/m^3] para el Sistema Internacional (SI) y slugs por pie cúbico [slug/pie^3] en el Sistema Británico de Unidades. Por otro lado **“el peso específico es la cantidad de peso por unidad de volumen de una sustancia”**¹⁵. Se utiliza la letra griega γ (gamma) para denotar el peso específico.

$$\gamma = \frac{w}{v} \quad \text{Ecuación 2.9}$$

En donde v representa el volumen de una sustancia que tiene un peso w . las unidades del peso específico son los Newtons por metro cúbico [N/m^3] en el SI y libras por pie cúbico [lb/pie^3] en el Sistema Británico. En un gran número de aplicaciones y cálculos resulta conveniente expresar la densidad o el peso específico de un fluido con relación a la densidad o al peso específico de un fluido conocido o común. Es por ello que a menudo se utiliza el término gravedad específica haciendo relación con el agua pura a 4°C ¹⁶. Entonces, la gravedad específica puede definirse de las dos formas siguientes:

- a. El cociente entre la densidad de una sustancia y la densidad del agua a 4°C .
- b. El cociente entre el peso específico de una sustancia y el peso específico del agua a 4°C .

$$sg = \frac{\gamma_s}{\gamma_w} = \frac{\rho_s}{\rho_w} \quad \text{Ecuación 2.10}$$

En donde el subíndice **s** se refiere a la sustancia cuya gravedad específica se está determinando y el subíndice **w** hace referencia al agua.

2.3.2.2. Viscosidad

La mayor o menor facilidad con la que un líquido se derrama es un indicador de su viscosidad, un aceite que se encuentre en condiciones

¹⁵ Mott, R.L. Mecánica de fluidos aplicada. Traducido del inglés por Carlos Cordero y Homero flores. 4ta. Ed. México, Prentice Hall Hispanoamericana, S.A. 1996. pp. 12

¹⁶ Las propiedades del agua a 4°C son constantes, y tienen los valores que se muestran a continuación:

$\gamma_w @ 4^\circ \text{C} = 9.81 \text{ KN}/\text{m}^3$
 $\rho_w @ 4^\circ \text{C} = 1000 \text{ Kg}/\text{m}^3$

$\gamma_w @ 4^\circ \text{C} = 62.4 \text{ lb}/\text{pie}^3$
 $\rho_w @ 4^\circ \text{C} = 1.94 \text{ slug}/\text{pie}^3$

relativamente bajas de temperatura (aceite frío) presenta una viscosidad alta por lo que si es derramado lo hace de manera lenta, por el contrario si se vacía agua de un recipiente a otro esta fluirá con bastante facilidad pues su viscosidad es relativamente baja. Se define entonces a la viscosidad como una propiedad de los fluidos que les permite ofrecer cierta resistencia al movimiento relativo de sus moléculas.

Cuando un fluido es movido, se desarrolla en él una tensión de corte, cuya magnitud depende de la viscosidad del fluido. La tensión de corte, denotada con la letra griega τ (tao), se entiende como aquella fuerza requerida para deslizar una capa de área unitaria de una sustancia sobre otra capa de la misma sustancia.

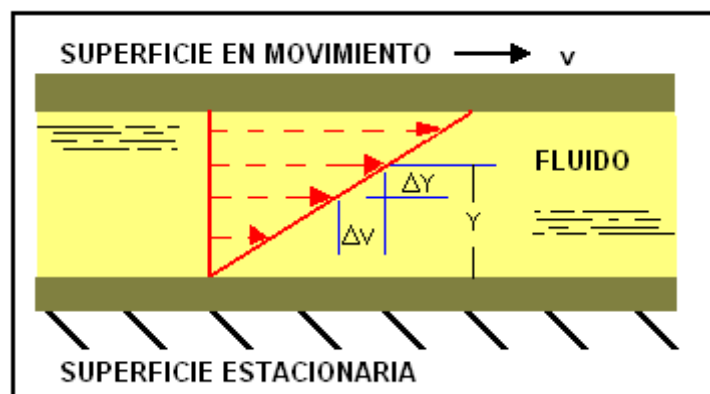


Figura 2.21 Gradiente de velocidad en un fluido en movimiento

La figura 2.21 ilustra el concepto de cambio de velocidad en un fluido, una capa delgada de dicho fluido se encuentra situada entre dos superficies, una de las cuales se mantiene estacionaria, mientras la otra se mueve. Entonces el fluido que se encuentra en contacto con la superficie inferior tiene velocidad cero mientras que el que está en contacto con la superficie superior tiene una velocidad v . si la distancia entre las dos superficies es pequeña, entonces la rapidez de cambio de velocidad con respecto a la posición y es lineal. El gradiente de la velocidad por tanto es una medida del cambio de velocidad y se define como $\Delta v/\Delta y$; por ser la tensión de corte directamente

proporcional al gradiente de velocidad¹⁷ puede establecerse matemáticamente como:

$$\tau = \mu \frac{\Delta v}{\Delta y} \quad \text{Ecuación 2.11}$$

Por tanto despejando de la ecuación 2.11 la constante de proporcionalidad μ (letra griega (mu) conocida como viscosidad dinámica de un fluido se tiene que:

$$\mu = \tau \frac{\Delta y}{\Delta v} \quad \text{Ecuación 2.12}$$

En donde:

μ = Viscosidad dinámica;

τ = Tensión de corte;

y = distancia vertical;

v = velocidad.

Finalmente es necesario resaltar que varios cálculos requeridos dentro de la mecánica de fluidos implican la división de la viscosidad dinámica de un fluido entre su densidad, dicho cociente es denominado viscosidad cinemática, se denota con la letra griega ν (nu) y se define así:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad \text{Ecuación 2.13}$$

Tabla 2.3 Unidades de la viscosidad dinámica y cinemática para varios sistemas de unidades

SISTEMA DE UNIDADES	VISCOCIDAD DINÁMICA	VISCOSIDAD CINEMÁTICA
SISTEMA INTERNACIONAL	$N \cdot s/m^2, Pa \cdot s, Kg/m \cdot s$	m^2 / s
SISTEMA BRITÁNICO DE UNIDADES	$Lb \cdot s/pie^2, slug/pie \cdot s$	pie^2 / s

Fuente: Mecánica de fluidos aplicada, Robert I. Mott

2.3.3. COMPONENTES DE LOS SISTEMAS HIDRÁULICOS

¹⁷ Mott, R.L. Mecánica de fluidos aplicada. Traducido del inglés por Carlos Cordero y Homero flores. 4ta. Ed. México, Prentice Hall Hispanoamericana, S.A. 1996. pp. 24

Antes de establecer cuales son los principales componentes que se encuentran presentes en los sistemas hidráulicos, es necesario comprender que son y como funcionan dichos sistemas, por tanto a continuación se puntualizarán ciertas generalidades en torno a este tema.

En un sistema hidráulico se genera, transmite y controla la aplicación de potencia a través de la circulación de aceite dentro de un circuito determinado.

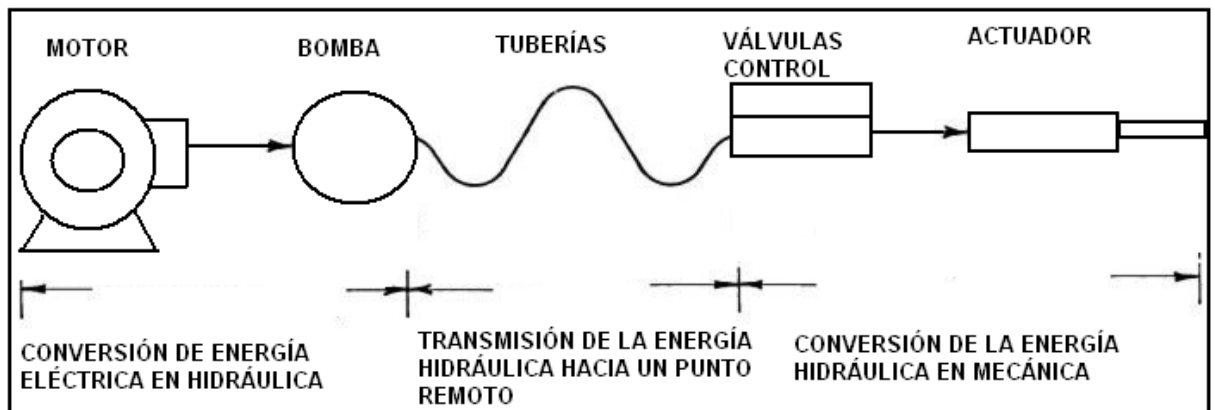


Figura 2.22 Esquema general de un sistema hidráulico

La figura 2.22 muestra el esquema típico de un sistema hidráulico, la primera sección del diagrama corresponde a la primera transformación de la energía desde un motor (generalmente eléctrico) vinculado a una bomba hidráulica en cuya salida se obtiene un cierto caudal de aceite con una determinada presión. En la parte central del diagrama se aprecia en cambio como el fluido de trabajo es conducido hacia su lugar de utilización empleando una determinada tubería y finalmente en la última sección del diagrama se deduce que el fluido en movimiento produce una reconversión en energía mecánica mediante su acción sobre un cilindro o en general un actuador. Con las válvulas y otros tipos de controles presentes en ciertos puntos del sistema se logran controlar parámetros como la velocidad o la dirección del movimiento.

Una vez aclarados los conceptos relacionados con los sistemas hidráulicos se hará una breve descripción de los principales y más comunes

componentes que son necesarios para lograr el funcionamiento adecuado de dichos sistemas.

a. Filtros

Son elementos que sirven para retener las impurezas presentes en el aceite, evitando que las mismas se introduzcan en el circuito

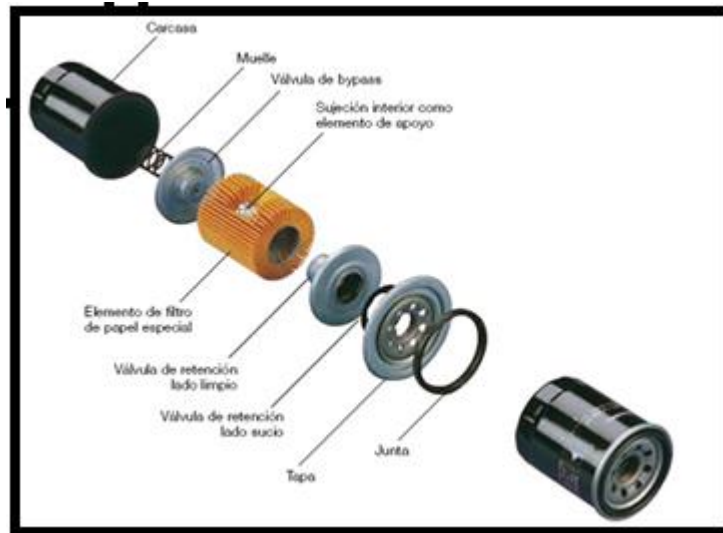


Figura 2.23 Estructura interna de un filtro común

b. Bombas

Son máquinas operativas, accionadas por un motor (generalmente eléctrico) y su misión es impulsar bajo presión el aceite en un circuito hidráulico transformando la energía mecánica en energía hidráulica. Las bombas según su principio de funcionamiento pueden ser de engranes, de paletas, de pistón, etc.

Cuando se pretende desarrollar una clasificación de los diferentes tipos de bombas hidráulicas se debe tener claridad en algunos términos para así poder evaluar los méritos de un tipo de bomba sobre otro. Dichos términos son:

- Amplitud de presión: Se constituyen en los límites máximos de presión con los cuales una bomba puede funcionar adecuadamente. Las unidades son Lb/plg².
- Volumen: La cantidad de fluido que una bomba es capaz de entregar a la presión de operación. Las unidades son gal/min.

- Amplitud de la velocidad: Se constituyen en los límites máximo y mínimo en los cuales las condiciones a la entrada y soporte de la carga permitirán a la bomba funcionar satisfactoriamente. Las unidades son r.p.m.
- Eficiencia mecánica: Se puede determinar mediante la relación entre el caballaje teórico a la entrada, necesario para un volumen específico en una presión específica y el caballaje real a la entrada necesario para el volumen específico a la presión específica.
- Eficiencia volumétrica: Se puede determinar mediante la relación entre el volumen teórico de salida a 0 lb/plg² y el volumen real a cualquier presión asignada.
- Eficiencia total: Se puede determinar mediante el producto entre la eficiencia mecánica y la eficiencia volumétrica.

Existen diferentes formas de clasificar a las bombas, sin embargo en forma general la clasificación más difundida es la siguiente:

1. Bombas de desplazamiento positivo

En este tipo de bombas existe una relación directa entre el movimiento de los elementos de bombeo (engranes, paletas) y el líquido movido. Estas bombas se caracterizan además porque entregan un producto fijo a velocidad constante. Este tipo de bomba se usa más comúnmente en los circuitos industriales básicos de aplicación mecánica de la hidráulica.

2. Bombas dinámicas

Fundamentalmente consisten en un rodete que gira acoplado a un motor. En este grupo se encuentran las bombas regenerativas, las bombas de turbina y las centrífugas.

Por cuestiones propias del presente proyecto que se explicarán en el siguiente capítulo, a continuación se realizará un breve análisis de las bombas de engranes y las bombas de paletas.

- Bombas de engranes:

La bomba de engranes se puede asegurar que es una de las más utilizadas. La capacidad puede ser grande o pequeña y su costo

variará con su capacidad de presión y volumen. Además la simplicidad de su construcción permite esta ventaja de precio; otra característica importante es la cantidad relativamente pequeña de pulsación en el volumen producido.

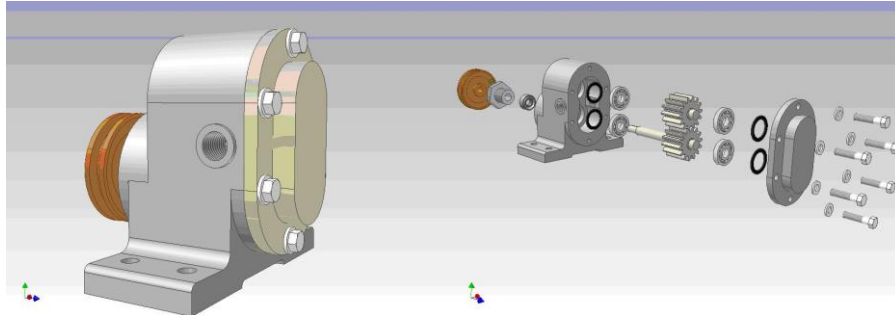


Figura 2.24 Vista de los componentes internos de una bomba de engranes

➤ Bombas de paletas:

Con este diseño un rotor ranurado es girado por la flecha impulsora. Las paletas planas rectangulares se mueven acercándose o alejándose de las ranuras del rotor y siguen a la forma de la carcasa o caja de la bomba. El rotor está colocado excéntrico con respecto al eje de la caja de la bomba. La rotación en el sentido de las manecillas del reloj del rotor en virtud de la mayor área que hay entre dicho rotor y la cavidad de la caja, producirá un vacío en la admisión y la entrada del aceite en los volúmenes formados entre las paletas. La bomba mostrará desgaste interior de la caja y en las aristas de las paletas, causado por el deslizamiento de contacto entre las dos superficies.

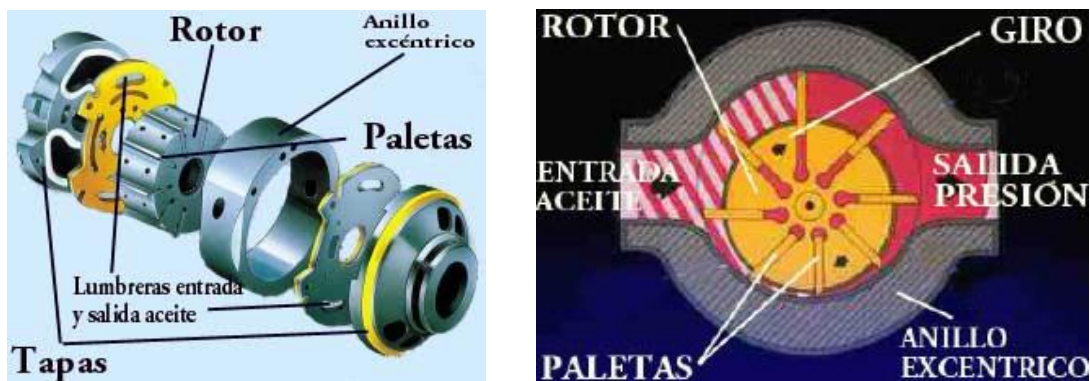


Figura 2.25 Vista de los componentes internos de una bomba de paletas

c. Válvulas

Una válvula se puede definir como un aparato mecánico con el cual se puede iniciar, detener o regular la circulación (paso) de un fluido mediante una pieza movable que abre, cierra u obstruye en forma parcial uno o más orificios o conductos.

Las válvulas son unos de los instrumentos de control más esenciales en el campo hidráulico. Debido a su diseño y materiales, las válvulas pueden abrir y cerrar, conectar y desconectar, regular, modular o aislar una enorme serie de líquidos y gases, desde los más simples hasta los más corrosivos o tóxicos. Existe una gran gama de válvulas en relación a la función o aplicación en la que operan, sin embargo a continuación conoceremos sucintamente aquellas que se encuentran relacionadas directamente con la máquina que se está rediseñando en el presente proyecto.

➤ Válvulas anti retorno

Las válvulas anti retorno, llamadas también de retención, válvulas uniflujo o válvulas "check", tienen por objetivo cerrar por completo el paso del fluido en circulación, en un sentido y dejarlo libre en el contrario. Tiene la ventaja de un recorrido mínimo del disco u obturador a la posición de apertura total. El flujo del fluido que se dirige desde el orificio de entrada hacia el de utilización tiene el paso libre, mientras que en el sentido opuesto se encuentra bloqueado, también se las suele llamar válvulas unidireccionales.

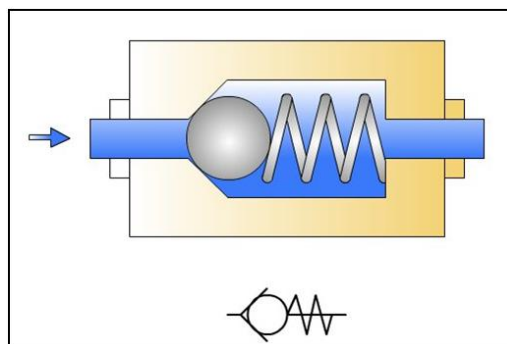


Figura 2.26 Esquema de una válvula anti retorno y su símbolo

➤ Válvulas direccionales

Son válvulas concebidas para el control de actuadores por lo que se usan además como complemento para la automatización y control de circuitos.

El símbolo básico de una válvula direccional es un rectángulo dividido por lo menos en dos partes iguales, cada una de las cuales representa una posición de la válvula.

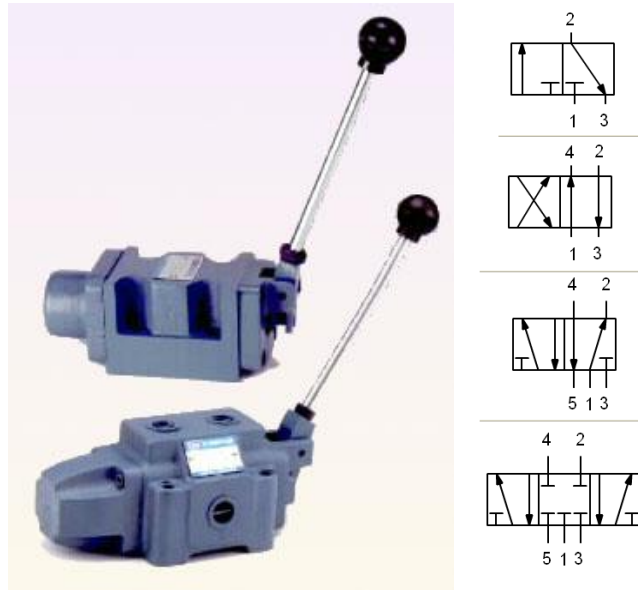


Figura 2. 27 Válvula direccional y su simbología

Las válvulas direccionales se identifican en función de sus posiciones y el número de conductos que conectan, así pues una válvula 3/2 tendrá 3 conductos y dos posiciones.

➤ Válvulas de seguridad

Las válvulas de seguridad, también llamadas válvulas de alivio de presión o simplemente válvulas de alivio, están diseñadas para liberar fluido cuando la presión interna supera el umbral establecido. Su misión es evitar el fallo de un equipo o tubería por un exceso de presión. El mecanismo de alivio consiste en un tapón que mantiene cerrado el escape. Un resorte conserva este tapón en posición evitando que el fluido se escape del contenedor o tubería. Cuando la presión interna del fluido supera la presión del resorte el tapón cede

y el fluido es expulsado a través del escape. Una vez que la presión interna disminuye el tapón regresa a su posición original.



Figura 2.28 Válvula de seguridad

El umbral de presión que determina el punto de liberación del fluido se ajusta aumentando o reduciendo la presión que el resorte ejerce sobre el tapón con un tornillo que lo atraviesa por su centro.

d. Actuadores

Los actuadores se pueden clasificar en dos tipos lineales y rotativos y su propósito es transformar la energía proveniente del fluido de trabajo en energía mecánica, entre los actuadores lineales destacan los cilindros.

Los cilindros se emplean cuando se desea un movimiento rectilíneo alternativo. Pueden utilizarse para desplazar objetos, para mover brazos de robots, etc. Los más conocidos son los de simple efecto y los de doble efecto.

Cilindro de simple efecto: se trata de un tubo cilíndrico cerrado dentro del cual hay un émbolo unido a un vástago que se desplaza unido a él. Por un extremo hay un orificio para entrar o salir el fluido de trabajo y en el otro está albergado un muelle que facilita el retorno del vástago. Este tipo de cilindro trabaja en un solo sentido, cuando el fluido entra en él.

El retroceso y desalojo se produce por la fuerza del muelle que está albergado en el interior del cilindro.

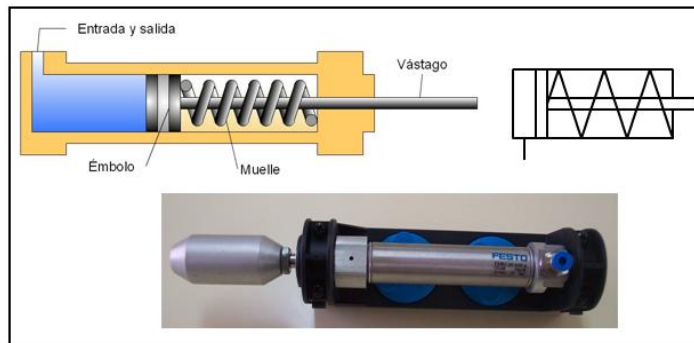


Figura 2.29 Cilindro de simple efecto retorno por muelle

Cilindro de doble efecto: se trata de un tubo cilíndrico cerrado con un diseño muy parecido al cilindro de simple efecto, pero sin el muelle de retorno, el retorno se hace por medio de otra entrada. Este tipo de cilindro trabaja en los dos sentidos, cuando el fluido entra en él produce fuerza y desaloja el fluido que está en el otro compartimento.

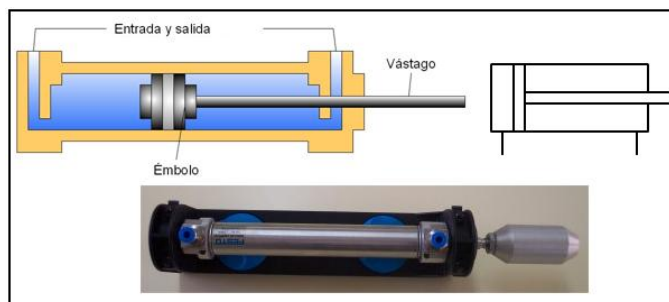


Figura 2.30 Cilindro de doble efecto

2.4. PRINCIPALES CARACTERÍSTICAS CON LAS CUALES SE DISEÑÓ LA MÁQUINA HIDRÁULICA SEMIAUTOMÁTICA

Como se indicó en el primer capítulo del presente trabajo, en el año 2003 se decidió construir una máquina hidráulica semiautomática para conformado en frío utilizando ciertos elementos que se encontraba en

condiciones operables pero que formaban parte de máquinas y equipos en desuso. El responsable de la ejecución de dicho proyecto fue el Sr. Ingeniero Paúl Anchapaxi quien realizó este trabajo como requisito previo a la obtención de su título profesional y de cuya tesis escrita se extraen textualmente a continuación las características y principales requerimientos con los cuales fue diseñada originalmente esta máquina hidráulica semi automática: “La máquina a construirse utiliza un sistema hidráulico, su configuración y distribución de los elementos facilita el manejo al operador, toda su estructura esta construida por tubo estructural cuadrado, ángulos para reforzar la estructura, tol para recubrir la estructura y una plancha de hierro de 12mm de espesor para la mesa de trabajo. Debe estar en capacidad de doblar tubo mecánico cuadrado de $\frac{3}{4}$ de pulgada, tubo mecánico redondo de hasta 1 pulgada, en radios de doblado para tubos de 100 mm y para platinas metálicas de 6.35mm, en ángulos de doblado de hasta 180 grados para tubos y 90 grados para platina metálica. Para esto se tienen que construir juegos especiales de matrices que permitan cumplir con estas exigencias, los cuales deben cumplir con los siguientes principios:

1. Produzcan resultados precisos y en forma repetida.
2. Apliquen fuerzas y potencia como se requiera.
3. Realice su trabajo en forma económica.

Estos juegos de matrices son desmontables de acuerdo a cada necesidad.

Los controles de la máquina están diseñados de modo que el operador no tenga que moverse o esforzarse más de lo absolutamente necesario, en cuanto a seguridad el operador no necesita poner las manos en las áreas de trabajo de las herramientas, en cuanto a las bandas y poleas se encuentran cubiertas con tol para evitar accidentes con estas partes en movimiento. Por requerimiento del Laboratorio de Máquinas-Herramientas, la máquina también debe incluir un sistema que permita adaptar posteriormente matrices para realizar otros tipos de procesos de conformado en frío¹⁸.

¹⁸Anchapaxi P. Diseño y construcción de una máquina hidráulica semiautomática de tipo universal. Tesis Ing. Mec. Sangolquí. Escuela Politécnica del Ejército. Facultad de Ingeniería Mecánica. 2003. pp. 11

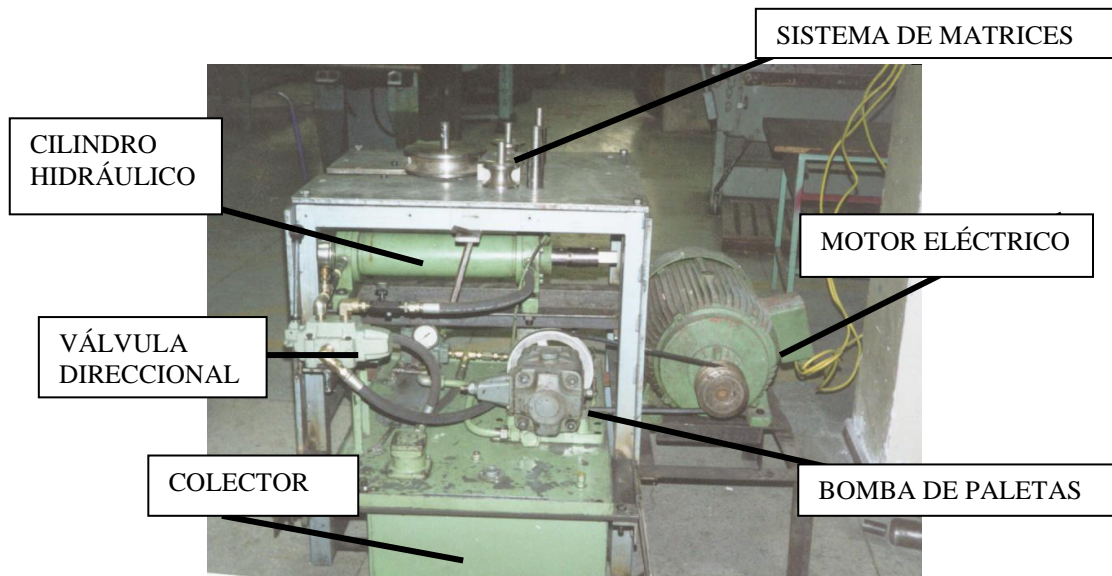


Figura 2.31 Vista de los componentes internos de la máquina hidráulica semiautomática para conformado en frío

Además de lo anterior en el Capítulo 5 del mismo proyecto de grado el autor se impone los siguientes requerimientos de diseño para la máquina:

- Capacidad de ángulo de doblado.
- Capacidad del radio de giro.
- Dimensiones en tubos a utilizar.
- Espesor.
- Material del que está construido el tubo.

Parámetros funcionales:

- Vida útil
- Tipo de máquina
- Costo de la máquina¹⁹

¹⁹ Anchaxi P. Diseño y construcción de una máquina hidráulica semiautomática de tipo universal. Tesis Ing. Mec. Sangolquí. Escuela Politécnica del Ejército. Facultad de Ingeniería Mecánica. 2003. pp. 56

2.5. EQUIPOS SIMILARES PRESENTES EN LA INDUSTRIA NACIONAL

En la industria nacional especializada en la ejecución de procesos de manufactura y particularmente en aquella dedicada al doblado de perfiles es posible encontrar una gran variedad de máquinas dobladoras sean estas manuales, semi automáticas e inclusive algunas completamente automatizadas conocidas como máquinas C.N.C. Actualmente una gran variedad de máquinas dobladoras se comercializan inclusive a través del internet, por lo que la gama de equipos es innumerable, sin embargo a continuación analizaremos a brevedad las más difundidas y comunes.

3.5.1 DOBLADORA MANUAL JD2 MODELO 3

Dobladora con capacidad máxima para doblar tubos de hasta 2 pulgadas con la opción de funcionar manual o hidráulicamente. Dobra con gran precisión tubos redondos así como cuadrados en ángulos de hasta 180°.

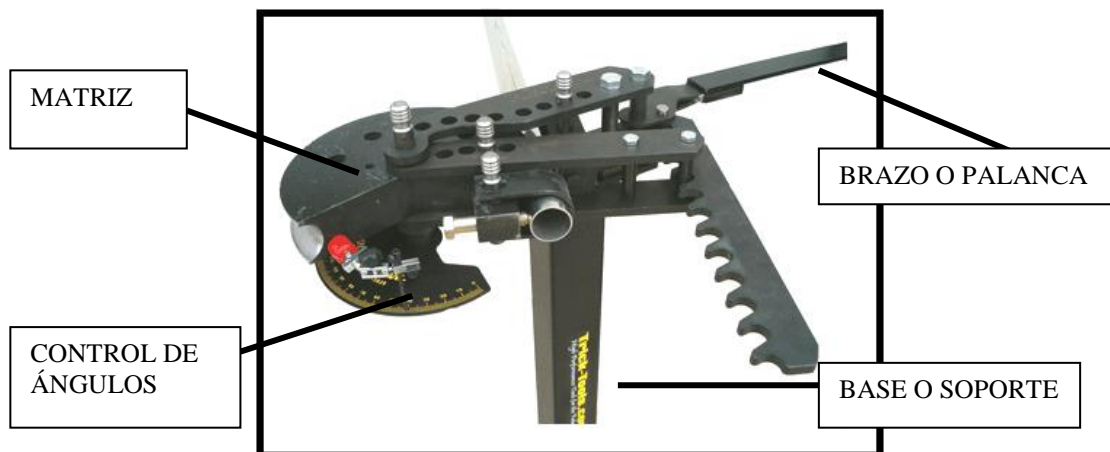


Figura 2.32 Dobladora manual JD2 modelo 3 tubing bender

3.5.2 DOBLADORA HIDRÁULICA PRO-TOOLS HB 302

El diseño de la máquina es especial para facilitar el cambio de los dados y los tubos, está construida en forma práctica y tiene garantía de alta durabilidad. Su capacidad máxima le permite doblar tubos de hasta $\frac{3}{4}$ de

pulgada, además posee un sistema de auto bloqueo que posibilita realizar dobleces repetitivos.

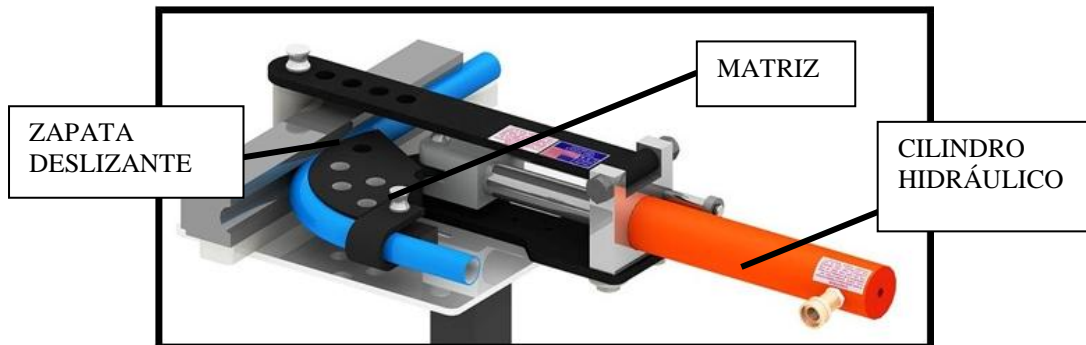


Figura 2.33 Dobladora hidráulica Pro-Tools HB 302

3.5.3 INTRODUCCIÓN Y PARTES CONSTITUTIVAS DE LA MÁQUINA DOBLADORA BEND-PAK MODELO BB-2

Es necesario aclarar que a pesar de inmensa gama de máquinas dobladoras existentes en nuestro medio, ejecutaremos un análisis pormenorizado sobre una máquina en particular, la misma que como se indicó en el Capítulo I será tomada como base o prototipo para alcanzar los objetivos de rediseño establecidos inicialmente y sobre todo por la facilidad que presenta para ser estudiada con propósitos de investigación. Dicha máquina es la dobladora BEND-PAK modelo BB-2 la cual fue adquirida por la ESPE sede Latacunga y es utilizada actualmente en su centro de producción.

La dobladora marca BEND-PAK modelo BB-2 de fabricación norteamericana es capaz de doblar tubería de hasta 3 pulgadas de diámetro. La parte frontal de ésta máquina es el sector en el cual se llevan a cabo las operaciones de doblado, para lo cual dispone de un cilindro superior el cual activa el dado de dobles obligándolo a moverse hacia adelante a través de las zapatas posteriores. En su parte media la máquina cuenta con un cilindro inferior cuyo objetivo es el de mantener una determinada presión en las zapatas posteriores utilizando para este efecto un ensamble de cadenas y una válvula de secuencia hidráulica integrada. A continuación se realiza una breve

descripción de las principales partes que constituyen la máquina y la figura 2.34 muestra su ubicación.

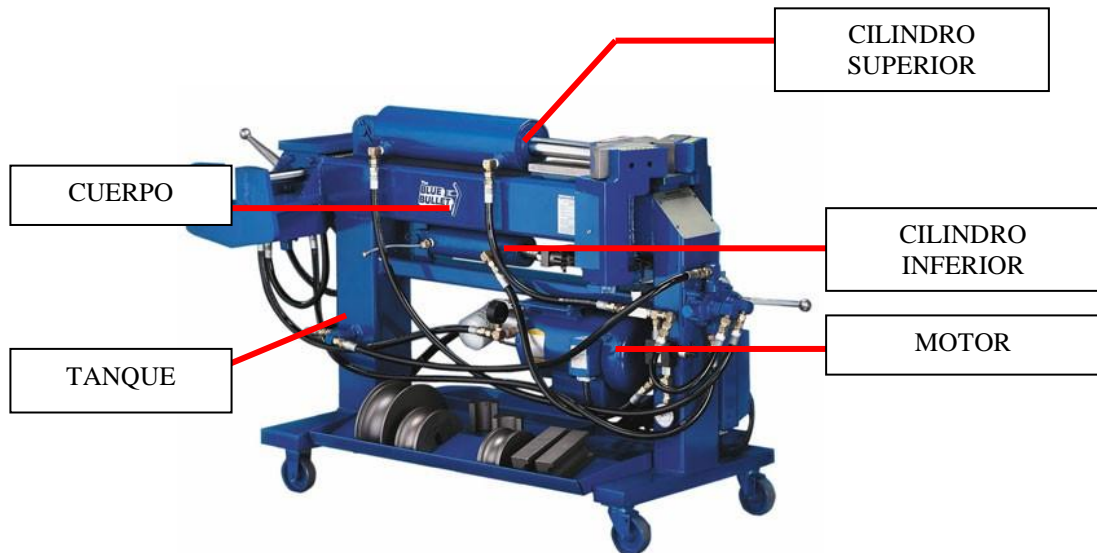


Fig. 2.34 Partes constitutivas de la máquina BEND PAK modelo BB-2

- **CUERPO.-** Estructura tubular de 6" x 6" que se apoya horizontalmente sobre los soportes verticales y se encuentra apenas por debajo del cilindro superior.
- **TANQUE.-** Formado por un tubo cuadrado que además de constituir el soporte vertical posterior de la máquina, contiene en su interior el aceite hidráulico.
- **MOTOR.-** Eléctrico de 5 HP/monofásico o trifásico/ 220-380-440 VAC.
- **CILINDRO INFERIOR.-** Es un cilindro hidráulico situado por debajo del cuerpo de la dobladora, cuya función es la de proveer de resistencia a las zapatas posteriores aplicando sobre ella una cierta presión conforme el dado de doblado se mueve hacia adelante por la acción del cilindro superior.
- **CILINDRO SUPERIOR.-** Es el cilindro hidráulico de doblado principal ubicado en la parte superior de la dobladora, su función principal es la de mover el dado doblador y proveerle de la fuerza necesaria para ejecutar el doblado de los tubos.

3.5.3.1 Especificaciones técnicas de la máquina

A continuación la tabla 2.4 muestra las características de diseño de la máquina dobladora BEND-PAK modelo BB-2

Tabla 2.4 Características de diseño de máquina dobladora BEND-PAK modelo BB-2

CARACTERÍSTICAS DE DISEÑO	
CAPACIDAD DE DOBLEZ	TUBO DE 1/2" A 3"
RADIO DE DOBLEZ MÁXIMO	5 "
RADIO DE DOBLEZ MÍNIMO	3 ½ "
MOTOR	5 HP/ MONOFÁSICO TRIFÁSICO/ 220-380-440 V.A.C.
SÁLIDA DE LA BOMBA	3 GPM / 4200 Psi (max. Salida)
MODO DE OPERACIÓN	MANUAL CONTROLADO POR VÁLVULA
FILTRO HIDRÁULICO	TIPO FRASCO
FUERZA DE EMPUJE	55.000 LIBRAS MÁXIMAS
CONTROL DE ÁNGULOS DE DOBLADO	MANUAL
LARGO TOTAL	68"
ANCHO TOTAL	30"
ALTO TOTAL	41"

Fuente: Manual de operación y reparaciones, BEND-PAK Incorporated

3.5.3.2 Datos y elementos accesorios de la máquina

Junto con la máquina el fabricante incluye un paquete de DADOS y elementos accesorios de diferentes medidas los cuales deben ser usados para ejecutar las diferentes operaciones que realiza la máquina, dichos elementos se detallan a continuación:

- **DADOS DE RADIO.-** Estos dados comúnmente llamados “dados de doblado” o “medias lunas” se encuentran disponibles en diferentes tamaños y radios en función de las dimensiones del tubo a ser doblado, cada uno de estos dados es fabricado y clasificado de acuerdo al diámetro del tubo.

El tamaño apropiado de tubo a ser usado con cada dado se encuentra estampado en la parte superior del mismo y se lo identifica de la siguiente manera: **112** corresponde a un tubo de 1 ½”; **134** corresponde a un tubo de 1 ¾”, etc. Estos dados están disponibles en tres medidas de radio de doblado regulares, 5”, 4” y 3 ½”. Cada dado de radio regular representa el diámetro de un círculo (figura 2.35) y su forma interior varía entre curva y plana según el tipo de tubo a ser doblado ya este redondo o cuadrado respectivamente.

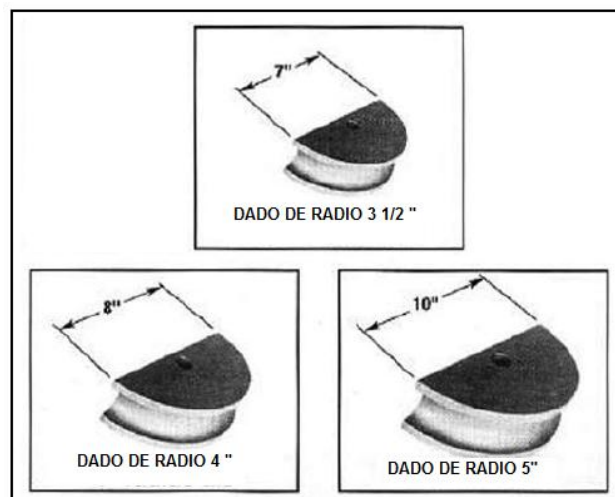


Figura 2.35 Dados de radio estándar disponibles con la máquina dobladora

- **ZAPATAS POSTERIORES.-** Son dados proporcionados por el fabricante los cuales vienen en pares y se los utiliza junto con el dado de radio durante el proceso de doblado. Éste juego de dados tiene el propósito primario de formar el radio exterior de doblado del tubo, adicionalmente afianzan al tubo a manera de abrazadera mientras éste último se envuelve alrededor del dado de radio. Estas zapatas al igual que los dados de

doblado tienen una forma curva o plana según sea el tipo de tubo (redondo o cuadrado) y son clasificadas de acuerdo al diámetro del tubo.

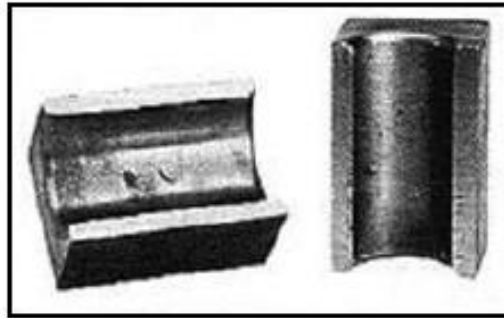


Fig. 2.36 Zapatas posteriores

3.5.3.3 Funcionamiento de la máquina

Como se pudo advertir en la sección descriptiva de las partes constitutivas de la máquina, la dobladora funciona transformando la energía eléctrica de su motor en energía hidráulica la cual pone en funcionamiento el pistón superior y el pistón de fondo para lograr el doblado del tubo. Una vez seleccionados tanto el dado de radio cuanto las zapatas posteriores de acuerdo al tamaño del tubo y ubicado éste último en posición para ser doblado, se procede a encender la alimentación eléctrica y el motor entra en operación, al accionar la válvula manual que se encuentra ubicada en la parte delantera de la máquina (a la altura de la rodilla del operador) la bomba que se encuentra acoplada con el motor ejerce presión sobre el aceite hidráulico que se encuentra en el tanque reservorio, éste aceite recorre las cañerías y llega a los dos pistones el superior y el de fondo, el primero empuja hacia adelante al dado de radio mientras que el segundo tensa las cadenas acopladas a los topes de las zapatas posteriores logrando así “atrapar” al tubo el mismo que con la continua presión ejercida por el pistón superior y el movimiento giratorio de los topes es obligado a doblarse hasta el ángulo deseado.

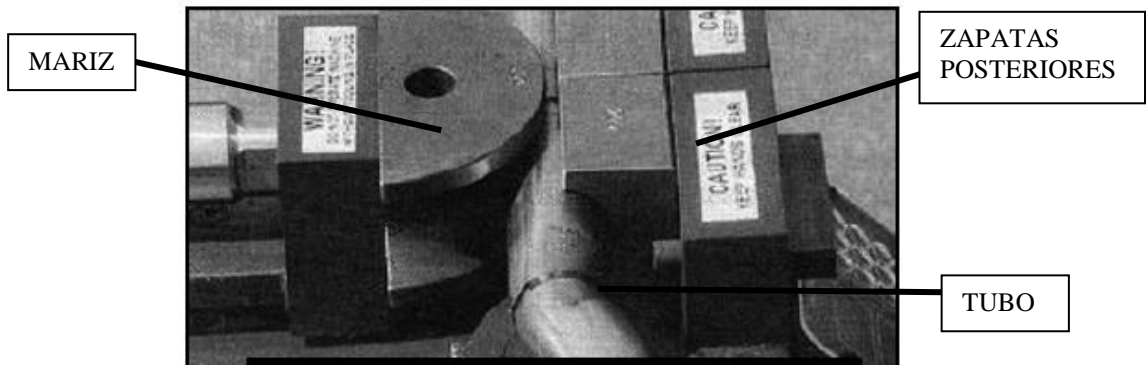


Figura 2.37 Matriz, tubo y zapatas posteriores en posición inicial.

Cuando el operador detecta que el indicador del ángulo de doblado llega al ángulo deseado, deja de presionar la válvula manual, el circuito hidráulico se detiene y el tubo ya doblado puede ser retirado de la máquina, cabe indicar que la válvula manual tiene dos posiciones las cuales permiten al pistón superior moverse hacia adelante o hacia atrás según se requiera doblar el tubo o retirarlo de la máquina respectivamente.

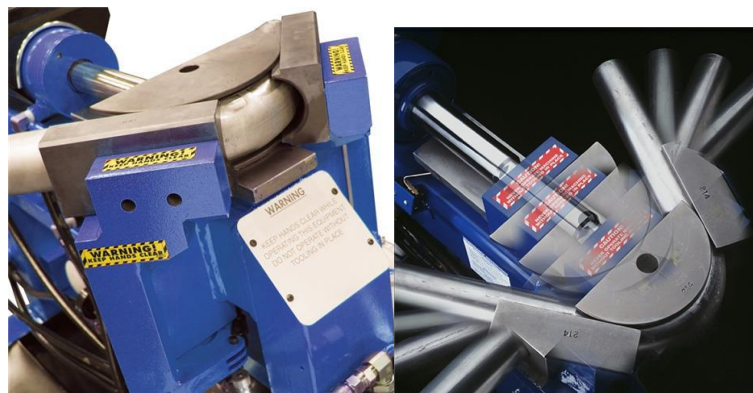


Figura 2.38 Proceso completo de doblado de un tubo.

3.5.3.4 Sistema de control de ángulos de doblado

El control de doblado en ésta máquina se lo realiza en forma muy sencilla, debajo del tope de la zapata posterior derecha se encuentra una lámina metálica graduada (de 0° a 180°) unida al bastidor de la máquina, unido a dicho tope se encuentra un indicador metálico en forma de flecha el cual gira

en forma solidaria con el tope durante el proceso de doblado y se va posicionando sobre la lámina graduada de acuerdo al ángulo de doblado; cuando el operador observa que la flecha se encuentra señalando el ángulo deseado deja de accionar la válvula manual y el tubo se habrá doblado con el mismo ángulo marcado sobre la escala graduada.



Figura 2.39 Sistema de control de ángulos de doblado de la máquina

Finalmente se efectuará un análisis comparativo entre la máquina prototipo y la máquina que se está rediseñando para confrontar las partes que cada una posee y establecer si existen las condiciones necesarias para desarrollar el proyecto de rediseño.

Tabla 2.5 Cuadro comparativo de partes entre el prototipo y la máquina a rediseñar

PARTES	PROTOTIPO	MÁQUINA PROPIA	OBSERVACIONES
Motor eléctrico	5 HP	15 HP	Motor rebobinado
Cilindro hidráulico superior	55000 Lb	9739 Lb	
Cilindro hidráulico inferior	12044 Lb	No dispone	
Bomba hidráulica	De engranes 3 GPM	De paletas 5.21 GPM	
Colector de aceite	7 galones	15 galones	
Sistema de conformado	Matriz móvil y brazos giratorios	Matriz móvil y rodillos fijos	
Sistema de control de ángulos de doblado	Aguja acoplada al brazo giratorio	No dispone	

Fuente: Diego Sánchez ejecutor del proyecto

CAPÍTULO 3

LEVANTAMIENTO TÉCNICO DE LA MÁQUINA

6.1 PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO

Para realizar el rediseño de la máquina fue necesario determinar el estado en el cual se encontraba, para ello se llevaron a cabo varias pruebas operativas tanto del trabajo de doblado que ejecuta la máquina como de sus diferentes componentes a fin de identificar los problemas que no permitían que el equipo funcione eficientemente. Con los resultados obtenidos se enfocó el rediseño hacia la materialización de una máquina que presente características similares a la que se usó como prototipo.

Para la ejecución de las pruebas de doblado tanto de tubo mecánico como de platina metálica, se siguió estrictamente el procedimiento constante en la tesis original con la cual se diseñó el equipo, esto con el motivo de establecer exactamente cuáles son los resultados que entregaba la máquina tal y como se encontraba sin haberse ejecutado sobre ella ninguna modificación aclarando que todas las observaciones que se encontraron en este proceso, sirvieron para ejecutar el futuro rediseño de los diferentes componentes de la máquina que así lo requirieron.

3.1.1. PRUEBAS DE DOBLADO DE TUBO CUADRADO

- a) **ESPECIFICACIONES DEL TUBO A DOBLAR**
 - Tubo mecánico cuadrado ²⁰
 - Norma ASTM A-513
 - Largo nominal 6 m.

Tabla 3.1 Especificaciones generales de tubo mecánico cuadrado

²⁰ Centro de servicios y accesorios Dipac. Catálogo de acero. Dipac Cía. Ltda. S.f. pp. 33

DIMENSIONES			AREA	EJES X-Xe Y-Y		
H mm	ESPESOR mm	PESO Kg/m	AREA cm ²	I cm ⁴	W cm ³	i cm
20	0,8	0,49	0,61	0,38	0,38	0,79
20	1,0	0,60	0,83	0,50	0,50	0,77
20	1,2	0,72	0,90	0,53	0,53	0,77
20	1,5	0,88	1,05	0,58	0,58	0,74

Fuente: Manual de aceros DIPAC

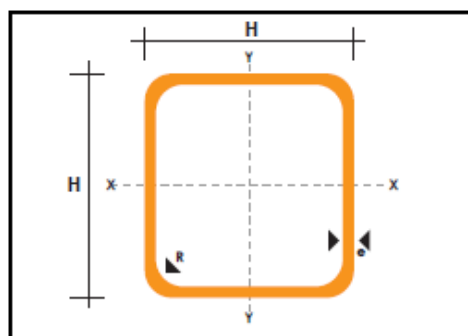


Figura 3.1 Sección de tubo cuadrado

b) PROCEDIMIENTO

1. Cortar una probeta del tubo con una dimensión de 500 mm



Figura 3.2 Probetas de tubo cuadrado

2. Colocar las matrices y rodillos correspondientes en los ejes respectivos.
3. Verificar que la máquina antes de ser encendida, no presente fugas de aceite y que no existan obstáculos que impidan el funcionamiento de la máquina.

4. Encender la máquina y verificar nuevamente que no existan fugas de aceite
5. Colocar la probeta entre los rodillos de doblado

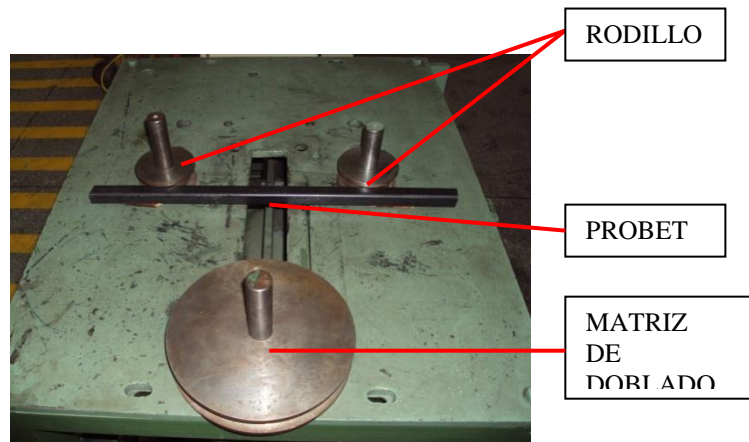


Figura 3.3 Probeta de tubo cuadrado lista para ser doblado

6. Accionar la válvula direccional para que la matriz se mueva hacia adelante
7. Doblar la probeta hasta un ángulo aproximado de 90°

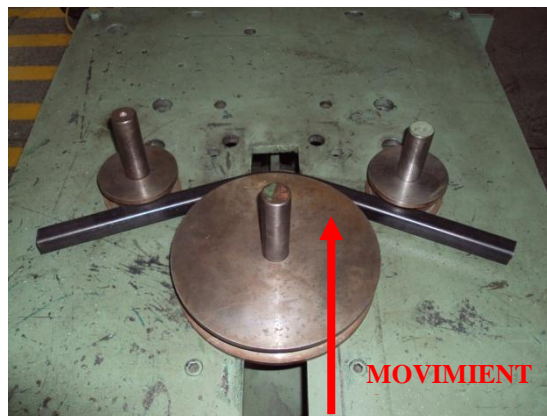


Figura 3.4 Probeta de tubo cuadrado durante el proceso de doblado

8. Repetir el procedimiento y doblar una segunda probeta hasta el máximo ángulo que la máquina lo permita.

3.1.2. PRUEBAS DE DOBLADO DE TUBO REDONDO

3.1.2.1. TUBO REDONDO DE 1 PULGADA

a) **ESPECIFICACIONES DEL TUBO A DOBLAR**

- Tubo mecánico redondo²¹
- Norma ASTM A-513
- Largo nominal 6 m

Tabla 3.2 Especificaciones generales de tubo mecánico redondo

DIAMETRO EXTERIOR (D)		ESPESOR		PROPIEDADES		
		e	P	I	W	i
Pulg	mm	mm	kg/6m	cm4	cm3	cm
1	25.40	0.60	2.28	0.36	0.28	0.88
		0.75	2.88	0.44	0.35	0.87
		0.95	3.60	0.55	0.43	0.87
		1.10	4.20	0.62	0.49	0.86
		1.50	5.64	0.81	0.64	0.85

Fuente: Manual de aceros DIPAC

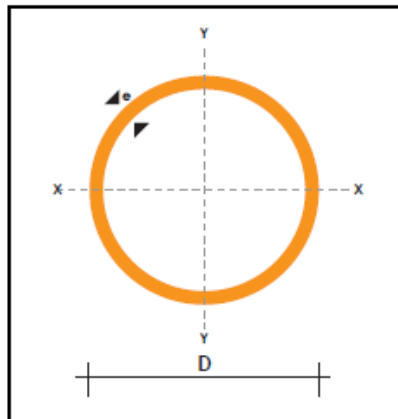


Figura 3.5 Sección de tubo redondo 1 pulgada

b) **PROCEDIMIENTO**

1. Cortar una probeta del tubo con una dimensión de 500 mm

²¹ Centro de servicios y accesorios Dipac. Catálogo de acero. Dipac Cía. Ltda. S.f. pp. 34



Figura 3.6 Probetas de tubo redondo 1 pulgada

2. Colocar las matrices y rodillos correspondientes en los ejes respectivos.
3. Verificar que la máquina antes de ser encendida, no presente fugas de aceite y que no existan obstáculos que impidan el funcionamiento de la misma.
4. Encender la máquina y verificar nuevamente que no existan fugas de aceite
5. Colocar la probeta entre los rodillos de doblado

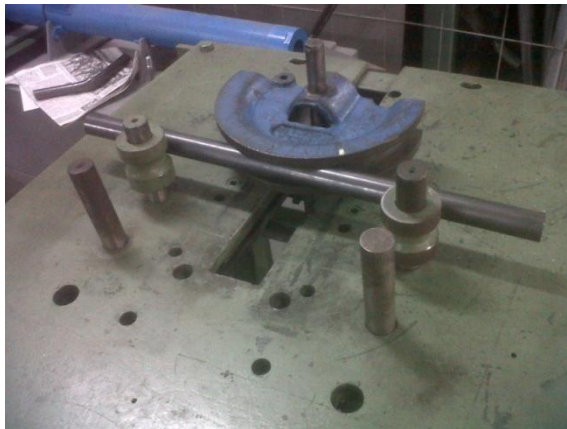


Figura 3.7 Tubo de 1 pulgada listo para ser doblado

6. Accionar la válvula direccional para que la matriz se mueva hacia adelante
7. Doblar la probeta hasta un ángulo aproximado de 90°



Figura 3.8 Tubo de 1 pulgada durante el proceso de doblado

8. Repetir el procedimiento y doblar una segunda probeta hasta el máximo ángulo que la máquina lo permita.

3.1.2.2. TUBO REDONDO DE 1 1/2 PULGADAS

- a) ESPECIFICACIONES DEL TUBO A DOBLAR
 - Tubo mecánico redondo²²
 - Norma ASTM A-513
 - Largo nominal 6 m

Tabla 3.3 Especificaciones generales de tubo mecánico redondo

DIAMETRO EXTERIOR (D)		ESPESOR		PROPIEDADES		
Pulg	mm	e mm	P kg/6m	I cm4	W cm3	i cm
1 1/2	38.10	0.95	5.40	1.91	1.00	1.31
		1.10	6.24	2.19	1.15	1.31
		1.50	8.46	2.89	1.52	1.30

Fuente: Manual de aceros DIPAC

²² Centro de servicios y accesorios Dipac. Catálogo de acero. Dipac Cía. Ltda. S.f. pp. 34

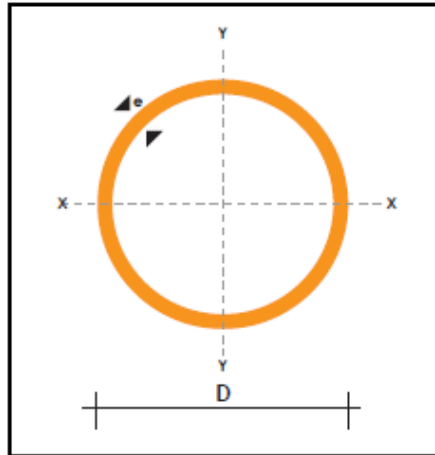


Figura 3.9 Sección de tubo redondo de 1 1/2 pulgadas

b) PROCEDIMIENTO

1. Cortar una probeta del tubo con una dimensión de 500 mm



Figura 3.10 Probetas de tubo redondo 1 1/2 pulgadas

2. Colocar las matrices y rodillos correspondientes en los ejes respectivos.
3. Verificar que la máquina antes de ser encendida, no presente fugas de aceite y que no existan obstáculos que impidan el funcionamiento de la misma.
4. Encender la máquina y verificar nuevamente que no existan fugas de aceite
5. Colocar la probeta entre los rodillos de doblado



Figura 3.11 Probeta lista para ser doblada

6. Accionar la válvula direccional para que la matriz se mueva hacia adelante
7. Doblar la probeta hasta un ángulo aproximado de 90°



Figura 3.12 Probeta durante el proceso de doblado

8. Repetir el procedimiento y doblar una segunda probeta hasta el máximo ángulo que la máquina lo permita.

3.1.3. PRUEBAS DE DOBLADO DE CHAPA METÁLICA

- a) ESPECIFICACIONES DE LA CHAPA A DOBLAR
 - CHAPA METÁLICA²³
 - Calidad ASTM A-36 SAE 1008
 - Largo nominal 6 m

²³ Centro de servicios y accesorios Dipac. Catálogo de acero. Dipac Cía. Ltda. S.f. pp. 9

Tabla 3.4 Especificaciones generales de la chapa o platina metálica

DENOMINACION	DIMENSIONES		PESO		AREA
	mm		kg/m	kg/6m	cm ²
	a	e			
PLT 12X3	12	3	0.28	1.70	0.36
PLT 12X4	12	4	0.38	2.45	0.48
PLT 12X6	12	6	0.57	3.40	0.72
PLT 19X3	19	3	0.45	2.68	0.57
PLT 19X4	19	4	0.60	3.58	0.76
PLT 19X6	19	6	0.89	5.37	1.15
PLT 25X3	25	3	0.59	3.53	0.75
PLT 25X4	25	4	0.79	4.71	1.00
PLT 25X6	25	6	1.18	7.07	1.50
PLT 30X12	30	3	0.71	4.24	0.90
PLT 30X4	30	4	0.94	5.65	1.20
PLT 30X6	30	6	1.41	8.47	1.80
PLT 30X9	30	9	2.12	12.71	2.70
PLT 30X12	30	12	2.83	16.95	3.60

Fuente: Manual de aceros DIPAC



Figura 3.13 Sección de platina metálica

b) PROCEDIMIENTO

1. Cortar una probeta de la platina metálica de 30mm x 6.35 mm con una longitud de 500 mm



Figura 3.14 Probetas de platina metálica de 30mm x 6mm

2. Colocar la matriz y el punzón en los ejes correspondientes

3. Verificar que la máquina antes de ser encendida, no presente fugas de aceite y que no existan obstáculos que impidan el funcionamiento de la misma.
4. Encender la máquina y verificar nuevamente que no existan fugas de aceite
5. Colocar la probeta entre la matriz y el punzón



Figura 3.15 Pletina metálica lista para ser doblada

6. Accionar la válvula direccional para que el punzón se mueva hacia adelante
7. Doblar la probeta hasta un ángulo aproximado de 90°

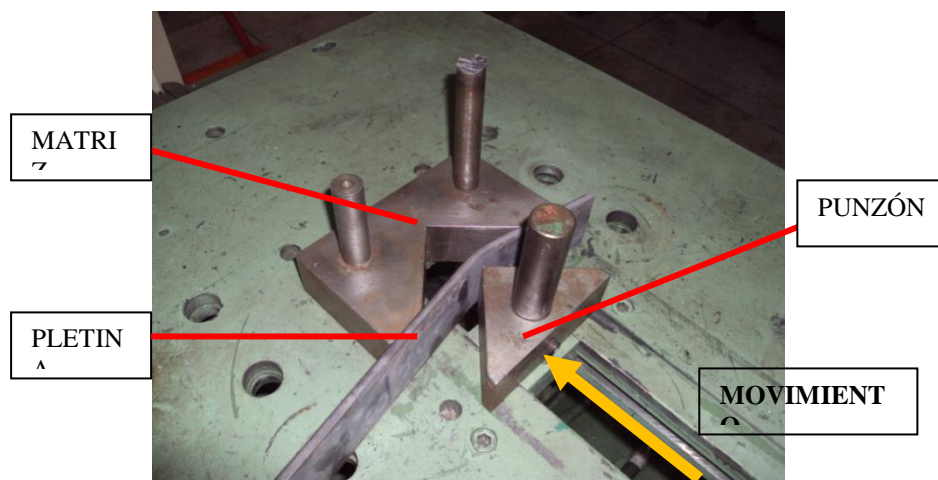


Figura 3.16 Platina metálica durante el proceso de doblado

8. Repetir el proceso y doblar la misma probeta 3 veces más hasta conseguir una probeta doblada en forma de "W".

3.1.4. ANÁLISIS DE RESULTADOS OBTENIDOS EN LAS PRUEBAS

3.1.4.1. Resultados obtenidos con tubo cuadrado de 3/4 de pulgada

A continuación la tabla 3.5 muestra el análisis de los principales problemas detectados luego del proceso de doblado y las posibles causas que pudieron provocar el apareamiento de dichos problemas o defectos.

Tabla 3.5 Principales problemas detectados en la prueba de doblado de tubo cuadrado de 3/4 de pulgada

PROBLEMA DETECTADO	POSIBLE CAUSA	ACCIÓN CORRECTIVA
Falta de control en el ángulo de doblado	No existe un sistema de control de ángulos	Implementar un sistema de control de ángulos
Achatamiento en la parte interna del tubo	Los rodillos de doblado y la matriz no coinciden correctamente con el diámetro del tubo	Reconstruir la matriz y los rodillos para que se amolden al contorno del tubo
El tubo no sigue la forma de la matriz	Ejes porta rodillos desalineados	Alinear los ejes porta rodillos
Marca de la herramienta en los costados internos del tubo	Ejes porta rodillos desalineados	Alinear los ejes porta rodillos
	La matriz no coinciden correctamente con el diámetro del tubo	Reconstruir la matriz para que se amolde al contorno del tubo

Fuente: Diego Sánchez Ejecutor del proyecto.

Todas estas fallas detectadas se documentan gráficamente en la siguiente serie de imágenes:



Figura 3.17 Achatamiento interno en el tubo cuadrado



Figura 3.18 El tubo no sigue el contorno de la matriz



Figura 3.19 Marcas de la matriz en los costados internos del tubo

3.1.4.2. Resultados obtenidos con tubo redondo de 1 pulgada

A continuación la tabla 3.6 muestra el análisis de los principales problemas detectados luego del proceso de doblado y las posibles causas que pudieron provocar el apareamiento de dichos problemas o defectos.

Tabla 3.6 Principales problemas detectados en el doblado de tubo redondo de 1 pulgada

PROBLEMA DETECTADO	POSIBLE CAUSA	ACCIÓN CORRECTIVA
No existe una matriz de doblado propia del equipo	No se construyó una matriz para tubo redondo de 1 pulgada	Diseñar y construir una matriz para tubo redondo de 1 pulgada
Falta de control del ángulo de doblado	No existe un sistema de control de ángulos de doblado	Implementar un sistema de control de ángulos de doblado

Fuente: Diego Sánchez ejecutor del proyecto

Es necesario aclarar que los resultados de esta prueba de doblado fueron aparentemente perfectos, toda vez que las probetas dobladas a 90° y a 180° no presentaron fallas de importancia, sin embargo estos resultados se debieron a que la prueba se realizó utilizando una matriz perteneciente a una máquina de doblado manual existente en los laboratorios ya que inicialmente no se construyó una matriz adecuada para tubo de 1 pulgada; a continuación la figura 3.20 muestra los resultados de esta prueba.



Figura 3.20 Tubo redondo de 1 pulgada doblado a 90° y 180°

3.1.4.3. Resultados obtenidos con tubo redondo de 1 1/2 pulgadas

A continuación la tabla 3.7 muestra el análisis de los principales problemas detectados luego del proceso de doblado y las posibles causas que pudieron provocar el apareamiento de dichos problemas o defectos.

Tabla 3.7 Principales problemas detectados en la prueba de doblado de tubo redondo de 1 1/2 pulgadas

PROBLEMA DETECTADO	POSIBLE CAUSA	ACCIÓN CORRECTIVA
Falta de control en el ángulo de doblado	No existe un sistema de control de ángulos	Implementar un sistema de control de ángulos
Achatamiento en la parte externa del tubo y pliegues en la parte interna del doblez	Los rodillos de doblado y la matriz no coinciden correctamente con el diámetro del tubo	Reconstruir la matriz y los rodillos para que se amolden al contorno del tubo
Marca de la herramienta en los costados internos del tubo	Ejes porta rodillos desalineados La matriz no coinciden correctamente con el diámetro del tubo	Alinear los ejes porta rodillos Reconstruir la matriz para que se amolde al contorno del tubo

Fuente: Diego Sánchez ejecutor del proyecto

Todas estas fallas detectadas se documentan gráficamente en la siguiente serie de imágenes:



Figura 3.21 Marca causada por la herramienta en el costado izquierdo



Figura 3.22 Pliegues o arrugas internas



Figura 3.23 Achatamiento en la parte externa del tubo

3.1.4.4. Resultados obtenidos con pletina metálica

De todas las pruebas de doblado efectuadas con la máquina, esta fue la que mejores resultados presentó, ya que con esta configuración la máquina permitió obtener dobleces a 90° casi perfectos excepto por unas ligeras marcas de la herramienta pero que son mínimas por lo que es posible afirmar que tanto la matriz como el punzón se encuentran diseñados adecuadamente por lo que en el futuro rediseño se habrán que efectuar cambios mínimos en la máquina para doblar chapa metálica.



Figura 3.24 Primer doblado efectuado en la pletina metálica



Figura 3.25 Segundo doblado efectuado con la pletina metálica



Figura 3.26 Resultado final de la prueba de doblado con pletina metálica

6.2 DESMONTAJE DE PARTES CORRESPONDIENTES

La máquina hidráulica para doblado tal como fue encontrada en las instalaciones del laboratorio de procesos de manufactura metalmeccánicos del DECEM presentaba varios desperfectos que a primera vista permitían tener un diagnóstico más o menos aproximado de los principales problemas que la aquejaban y que permitirían determinar todas aquellos elementos o sistemas que deberían ser desmontados para revisar su estado y de esta manera

ejecutar un mantenimiento adecuado que les devuelva su funcionalidad original, estos problemas se enlistan a continuación:

- Con la máquina encendida los manómetros no marcan presión alguna



Figura 3.27 Los manómetros no marcan presión

- La bomba no envía aceite para el funcionamiento del sistema



Figura 3.28 Bomba hidráulica

- La banda de acople entre el motor eléctrico y la bomba no posee la tensión adecuada.

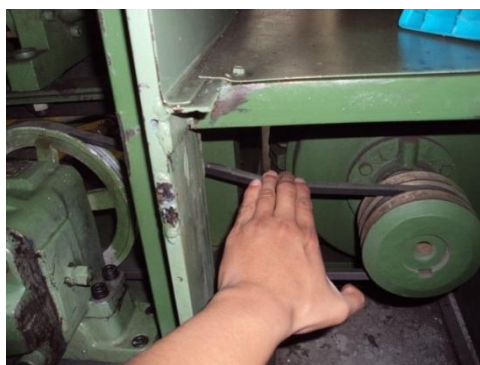


Figura 3.29 Falta de tensión en la banda

- El pistón se mueve hacia adelante y hacia atrás con mucha dificultad



Figura 3.30 Pistón en movimiento

- El eje porta matriz se detiene con gran facilidad cuando toma contacto con el tubo a ser doblado
- Los ejes porta rodillos se encuentran desalineados y no son paralelos entre sí ni perpendiculares a la placa base.



Figura 3.31 Desviación geométrica de los ejes

- Aun cuando la máquina debe doblar tubos de 1 pulgada, el equipo no cuenta con una matriz de estas dimensiones.

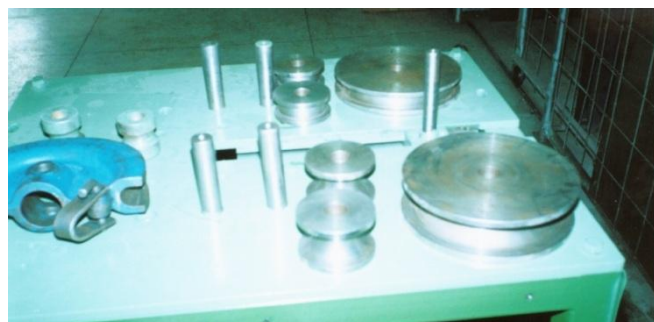


Figura 3.32 Diferencias entre las matrices

- No existe un alineación adecuada entre las matrices y los rodillos de doblado



Figura 3.33 Desalineación entre la matriz y los rodillos

- Las conexiones del motor con la red de energía eléctrica no son adecuadas.



Figura 3.34 Conexiones eléctricas inadecuadas

Una vez detectados los problemas existentes se procedió a desmontar todos aquellos elementos y sistemas relacionados con las fallas de la máquina no solo para solucionar las mismas si no principalmente para poder emitir un criterio técnico real del estado en el que se encuentra el equipo y así determinar con exactitud cuáles serán los puntos específicos sobre los cuales se enfocará el futuro rediseño de la máquina. En función a los problemas presentados previamente se determinó que las partes de la máquina a ser desmontadas del equipo serían las siguientes:

- a. Sistema hidráulico
 - Bomba hidráulica
 - Sistema de control hidráulico (válvulas y manómetros)
 - Tanque o reservorio de aceite y mangueras
- b. Sistema de conformado (todos los componentes)
- c. Conexiones eléctricas externas del motor
- d. Banda transmisora de potencia o movimiento

Una vez desmontados todos los elementos y sistemas señalados se procedió a realizar un análisis operacional de los mismos, dicho análisis se detalla en los siguientes acápite.

6.3 ANÁLISIS OPERACIONAL DEL SISTEMA HIDRÁULICO

Antes de ejecutar un análisis de éste sistema es prioritario conocer cuáles son sus partes constitutivas y como fue concebido su diseño y funcionamiento como parte de la máquina, la figura 3.35 muestra un esquema de los componentes del sistema hidráulico. Este sistema funciona de la siguiente manera; la bomba hidráulica gira por acción de una banda acoplada a un motor eléctrico, este giro produce que interiormente cree un vacío que hace que el aceite almacenado al interior del reservorio ascienda y sea impulsado al interior de las mangueras, este aceite es transportado hacia una válvula 4 / 3 es decir que tiene 4 vías por las cuales circula el aceite y 3 posiciones posibles que pueden seleccionarse, ésta válvula controla el paso del aceite hacia un cilindro hidráulico el cual de acuerdo a la posición de la válvula permite que un pistón entre o salga con cierta fuerza, es decir que en resumen el sistema hidráulico transforma la energía eléctrica de un motor en energía mecánica al interior de la bomba y esta a su vez transforma la energía mecánica en energía hidráulica la cual es transportada hacia un pistón el cual nuevamente convierte la energía recibida en energía mecánica útil para el propósito final que es el conformado metálico

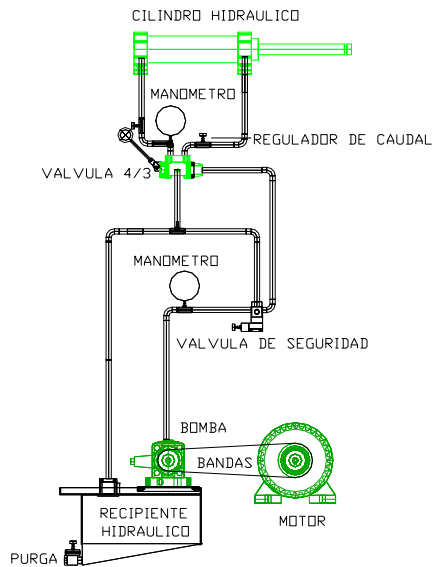


Figura 3.35 Esquema del sistema hidráulico²⁴

Es necesario mencionar además que existen ciertos accesorios que permiten medir y regular la transmisión de la energía hidráulica dichos accesorios son los manómetros que permiten conocer la presión interna del sistema en cualquier momento a lo largo del proceso y las válvulas reguladoras que permiten variar el caudal de aceite que circula al interior del sistema. A continuación se analizarán de manera individual cada uno de los componentes señalados anteriormente.

3.3.1. ANÁLISIS DE LA BOMBA HIDRÁULICA

Los datos técnicos conocidos de la bomba hidráulica tal como constan en la Tesis de grado original con la cual se diseñó la máquina son los siguientes y se los transcribe en la siguiente tabla:

Tabla 3.8 Características de la bomba hidráulica

Descripción	Característica
-------------	----------------

²⁴ANCHAPAXI, P. Diseño y construcción de una máquina hidráulica semiautomática de tipo universal para conformado metálico en frío para el laboratorio de máquinas herramientas de la FIM-E. Tesis Ing. Mec. Sangolquí. Escuela Politécnica del Ejército. Facultad de Ingeniería Mecánica. 2003. pp. 105

Marca	REXROTH
Tipo	Engranajes
Velocidad de operación	(900 – 1750) r.p.m.
Caudal	4.5 gal. / min.
Base	Subplaca de montaje
Presión máxima	1500 p.s.i.
Ancho de engranaje	1 “ (pulgada)
Eficiencia mecánica	75%
Eficiencia volumétrica	64.9%
Eficiencia total	48.67%

Fuente: Diseño y construcción de una máquina hidráulica, Paul Anchapaxi

Como se explicará más adelante algunos de estos datos o características técnicas no corresponden a la realidad de la bomba. Al poner en marcha el sistema es decir al conectar la energía eléctrica hacia el motor, éste hacía girar a la polea de la bomba con normalidad sin embargo los manómetros no registraban presión por lo que se determinó que el aceite no circulaba al interior de las tuberías y por tanto existía un problema en la bomba pues esta no estaba cumpliendo su trabajo de transformar la energía mecánica en energía hidráulica, con esta premisa se verificó en primera instancia el sentido de giro de la polea de la bomba el cual estaba cambiada puesto que el motor eléctrico por ser trifásico debe ser conectado en forma correcta de lo contrario invierte el sentido de su giro y justamente existía este error en las conexiones del motor por lo que el sentido de giro se encontraba invertido y la bomba en lugar de succionar el aceite, introducía aire al interior del recipiente o reservorio.

Una vez corregido este error, se puso en marcha nuevamente la máquina sin embargo el resultado fue el mismo, es decir la polea acoplada al motor eléctrico gira pero el sistema no tiene presión, por tanto fue fácil deducir

que existía un problema en la bomba por lo que el siguiente paso obligatorio sería el desmontaje y revisión de la misma.

La bomba fue desmontada y se detectaron dos novedades importantes; la primera fue que la bomba no tenía engranes internos como se asegura en los datos que constan en la tesis original con la cual se construyó la máquina, si no que funcionaba mediante el principio de aletas rotatorias es por ello que en el capítulo 2 del presente trabajo se efectuó un análisis comparativo de bombas de engranes y bombas de aletas.

La segunda novedad detectada fue que el eje portador de las aletas se encontraba descentrado y esa era la causa por la cual el sistema hidráulico no tenía presión, al proceder a centrar este eje el problema se solucionó y la bomba funcionó adecuadamente al ser montada en la máquina, así se obtuvo presión de aceite en el sistema y se procedió a realizar pruebas con la bomba para determinar sus características reales.



Figura 3.36 Vista de los componentes internos de la bomba hidráulica

El procedimiento seguido para probar la bomba fue el siguiente:

1. Material requerido
 - Bomba hidráulica
 - Mangueras flexibles
 - Recipiente para recolectar el aceite
 - Balanza
 - Cronómetro

2. Procedimiento

- Montar la bomba acoplándola al motor eléctrico, y a la línea de succión
- Desconectar la línea de descarga y colocarla a la entrada del recipiente para coleccionar el aceite
- Colocar el recipiente sobre la balanza
- Encender la balanza
- Encender el motor eléctrico
- Medir el tiempo que la bomba se tarda en depositar en el colector una cantidad de aceite equivalente a 20 Kg (incluido el peso del recipiente)
- Repetir el procedimiento por 5 veces

3. Resultados

Tabla 3.9 Resultados de la prueba con la bomba de paletas

REPETICIÓN	TIEMPO [s]	PESO ACEITE [Kg]	PESO RECIPIENTE [Kg]
1	40.67	16.75	3.25
2	40.44	16.80	3.20
3	40.40	16.20	3.80
4	40.35	16.40	3.60
5	40.70	16.40	3.60
PROMEDIO	40.51	16.51	

Fuente: Diego Sánchez ejecutor del proyecto

Con estos datos obtenidos se realizan los cálculos correspondientes, de la siguiente manera:

$$\dot{m} = \frac{m}{t} \quad \text{Ecuación 3.1}$$

$$Q = \frac{\dot{m}}{\rho} \quad \text{Ecuación 3.2}$$

Donde:

Q= Caudal

ρ = Densidad del fluido

m= Masa

$$\dot{m} = 16.51 \text{ Kg} / 40.51 \text{ s}$$

$$\dot{m} = 0.4075 \text{ Kg/s}$$

El fluido utilizado corresponde a un aceite hidráulico con densidad aproximada de 1238,1858 Kg/m³ valor con el cual se procede al cálculo del caudal

$$Q = \frac{0.4075 \text{ Kg} * m^3}{1238.1858 \text{ Kg} * s}$$

$$Q = 3.2911 * 10^{-4} \text{ m}^3 / \text{s}$$

$$Q = 5,21 \text{ Gln} / \text{min}$$

No existen datos ciertos de cuál es el caudal teórico atribuido a la bomba ya que este elemento fue reciclado, sin embargo de acuerdo a una investigación bibliográfica realizada se pudo determinar que bombas de características similares a la utilizada en el equipo presentan una eficiencia volumétrica menor al 90 %; de acuerdo a los datos obtenidos de la bomba se determina que tiene una eficiencia volumétrica de 64.9% y un caudal teórico de 6.5 Galones por minuto, con estos datos que son los únicos que se conocen se procede a realizar los cálculos de eficiencia volumétrica para obtener un valor promedio.

$$\eta_v = \frac{\text{Caudal real}}{\text{Caudal teórico}} \quad \text{Ecuación 3.3}$$

Con una eficiencia volumétrica de 64.9 % el caudal teórico sería:

$$\text{Caudal teórico} = \frac{5.21}{0.649}$$

$$\text{Caudal teórico} = 8.03 \text{ Gln/min}$$

Ahora tomando en cuenta que el caudal teórico que consta en los datos técnicos de la bomba es de 6.5 Gln/min se procede a calcular un promedio con el caudal teórico antes calculado.

Caudal teórico promedio = 7.26Gln/min

Con este valor obtenemos la eficiencia volumétrica actual de la bomba

$$\eta_v = \frac{5.21}{7.26}$$

$\eta_v = 71 \%$ valor que por ser menor al 90 % es aceptado como válido

Para el cálculo de la eficiencia mecánica de la bomba se tomarán como válidos los valores de presión teórica constantes en los datos técnicos de la bomba y el valor de presión real medido con la utilización de los manómetros existentes en el equipo.

$$\eta_c = \frac{\text{Presión efectiva}}{\text{Presión teórica}} \quad \text{Ecuación 3.4}$$

$$\eta_c = \frac{800 \text{ Psi}}{1500 \text{ Psi}}$$

$\eta_c = 53 \%$

Por tanto la eficiencia total de la bomba sería:

$$\eta_T = \eta_c * \eta_v \quad \text{Ecuación 3.5}$$

$$\eta_T = 0.53 * 0.71$$

$\eta_T = 37\%$

A continuación se muestran los datos técnicos actuales de la bomba que se utilizará:

Tabla 3.10 Datos técnicos de la bomba hidráulica

BOMBA HIDRÁULICA	
MARCA	REXROTH
TIPO	PALETAS
VELOCIDAD DE OPERACIÓN	900 – 1750 RPM
CAUDAL	5.21 Gln /min

PRESIÓN MÁXIMA	800 PSI
EFICIENCIA VOLUMÉTRICA	71 %
EFICIENCIA MECÁNICA	53 %
EFICIENCIA TOTAL	37 %

Fuente: Diego Sánchez ejecutor del proyecto

3.3.2. ANÁLISIS DEL CILINDRO HIDRÁULICO

Antes de dar un criterio técnico respecto al estado actual del cilindro hidráulico, es necesario presentar los datos técnicos existentes del mismo los cuales fueron obtenidos de la tesis original:

PARTE	OBSERVACIÓN
CABEZAL	Construido en acero SAE 1020 ó SAE 1045 en formato redondo
CAMISA	Tubos de acero sin costura de alta resistencia con una terminación superficial de 10 micro pulgadas, es un acero estirado sin soldaduras rectificadas y lapeadas 12 μ
VÁSTAGO	De acero SAE 4140, rectificado y bruñido con protección de cromo duro. En forma opcional son templados por inducción. Es normal, no reforzado, de acero cromado y rectificado de gran precisión, se encuentra en un buen estado no presenta rajaduras ni desviaciones
BUJE-GUÍA-VÁSTAGO	De bronce SAE 64. Es intercambiable sin necesidad de desarmar el cilindro
TAPAS	Son de acero soldadas, atornilladas se encuentra en buen estado
PISTÓN	Construido en acero SAE 1020
SELLOS DE PISTÓN	Es del tipo EDEB (POLYPAK BALSELE) de bajo rozamiento y resiste presiones de hasta 450 kg/cm ²

Fuente: Diseño y construcción de una máquina hidráulica, Paul Anchapaxi

De acuerdo a la investigación realizada, estos datos técnicos fueron obtenidos analizando el cilindro y datos existentes del mismo y aunque en el estudio de la bomba existieron datos que no correspondían, en este caso se aceptan como válidos ya que a simple vista se pueden comprobar la mayoría de ellos, además que las tapas se encuentran atornilladas por lo que un desmontaje de los diferentes elementos internos del cilindro provocaría daños quizá irreparables. Es por ello que se verificó el estado del cilindro haciéndolo funcionar accionado por la válvula de control, lográndose determinar principalmente que no existen fugas de aceite y que el pistón se mueve hacia adelante y hacia atrás de forma correcta por lo que este elemento trabaja adecuadamente. A continuación la tabla 3.11 muestra el estado del cilindro hidráulico, considerando la siguiente escala de clasificación:

- 5 = Muy buen estado
- 4 = Buen estado
- 3 = Regular estado
- 2 = Mal estado
- 1 = Inservible

Tabla 3.11 Clasificación del estado físico del cilindro hidráulico

ACCESORIOS Y PARTES	CLASIFICACIÓN				
	1	2	3	4	5
Camisa o tubo					X
Vástago					X
Tapas					X
Pistón o émbolo				X	
Juntas metálicas					X
Pintura				X	

Fuente: Diego Sánchez ejecutor del proyecto

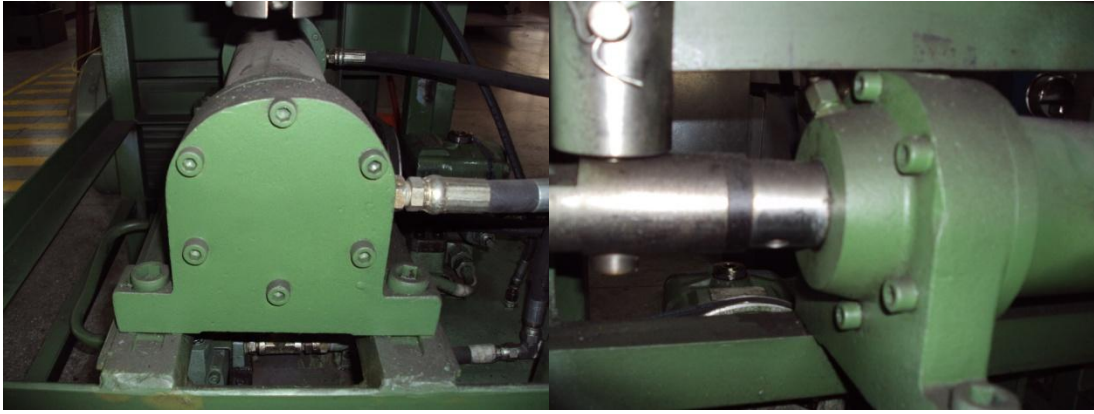


Figura 3.37 Vista de las juntas anterior y posterior del cilindro

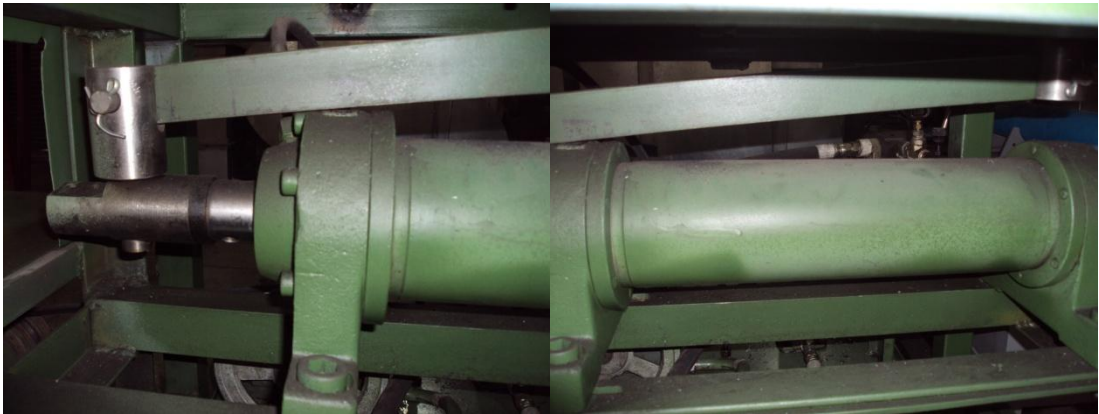


Figura 3.38 Vástago y cuerpo del cilindro

3.3.3. ANÁLISIS DEL COLECTOR DE ACEITE HIDRÁULICO

El recipiente hidráulico que forma parte de la máquina es un elemento reciclado al igual que la mayoría de los otros elementos hidráulicos, de acuerdo a la investigación bibliográfica realizada, se pudo determinar que este recipiente se encontraba abandonado por aproximadamente 5 años tiempo luego del cual se lo recuperó y se le dio utilidad ya que sus características son excelentes, principalmente porque está construido en un material con características antioxidantes.

Para verificar lo dicho anteriormente se desmontó el recipiente de su alojamiento en la máquina y se pudo advertir que en realidad su condición si bien es cierto no es excelente, si se encuentra en un estado muy óptimo no solo por la calidad del material en el que está construido sino además porque en el año 2003 cuando fue recuperado, se le realizaron ciertos trabajos de

mantenimiento que lo dejaron en una condición en extremo aceptable pudiendo asegurar que de todos los elementos hidráulicos reciclados para la máquina, este recipiente es el que mejores condiciones presenta.

A continuación la tabla 3.12 muestra el estado del colector o recipiente hidráulico, considerando la siguiente escala de clasificación:

- 5 = Muy buen estado
- 4 = Buen estado
- 3 = Regular estado
- 2 = Mal estado
- 1 = Inservible

Tabla 3.12 Clasificación del estado físico del colector hidráulico

ACCESORIOS Y PARTES	CLASIFICACIÓN				
	1	2	3	4	5
Orificio de retorno					X
Orificio de succión					X
Tapa					X
Tabique separador					X
Juntas o uniones soldadas					X
Pintura				X	

Fuente: Diego Sánchez ejecutor del proyecto

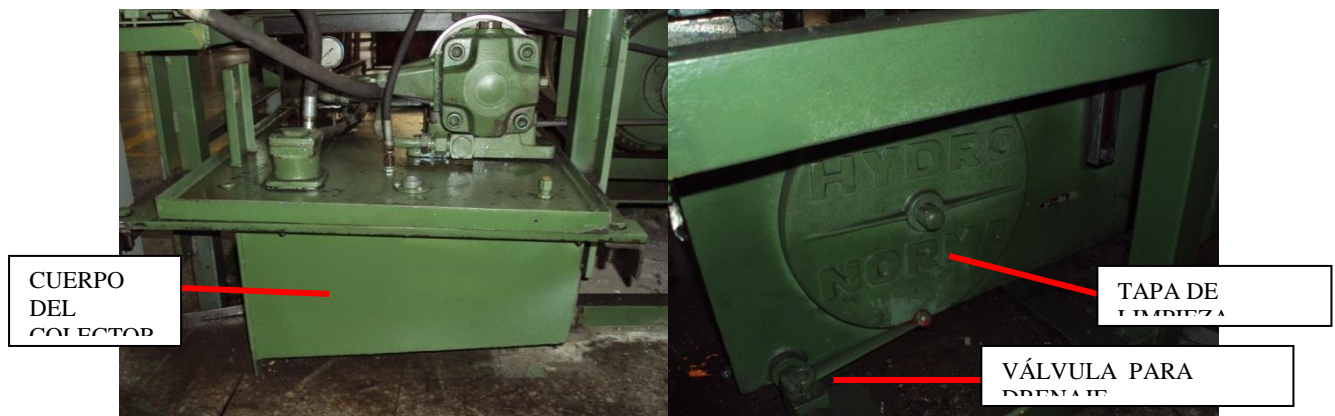


Figura 3.39 Vista exterior del colector hidráulico

Es necesario aclarar además que este colector tiene una capacidad aproximada de 6.34 galones de aceite, cantidad que se encuentra sobredimensionada, sin embargo uno de los objetivos del proyecto es darle

utilidad a las diferentes partes de la máquina por lo que a pesar de ser muy grande para esta aplicación, se lo usará sin realizar ningún tipo de modificación.

3.3.4. ANÁLISIS DE LAS TUBERÍAS

Como se ha mencionado en varias ocasiones anteriores, la máquina originalmente fue diseñada empleando ciertos componentes que se encontraban dispersos, una vez efectuado el diseño estos componentes fueron acoplados y para permitir el paso de aceite desde el tanque o reservorio hacia los diferentes componentes como válvulas y el cilindro se utilizaron tramos de tubería de caucho en función de la longitud requerida, estos tramos de tubería fueron adquiridos completamente nuevos y sus características son las siguientes:

Tabla 3.13 Características físicas de los tramos de tubería de la máquina

Material	Longitud (mm)	Diámetro ext. (mm)	Diámetro int. (mm)	Observaciones
Caucho	750	22.2	12.7	Desde la válvula de seguridad hacia la válvula direccional.
Caucho	400	22.2	12.7	Desde la válvula de seguridad al tanque o colector
Caucho	150	22.2	12.7	Desde la válvula direccional hacia el ingreso al pistón.
Caucho	550	22.2	12.7	Desde la salida del pistón hacia la válvula direccional.
Caucho	350	22.2	12.7	Desde la válvula direccional hacia el tanque.

Fuente: Diego Sánchez ejecutor del proyecto

Todos estos tramos de tubería presentes en el sistema hidráulico de la máquina son similares y tienen marcados sobre su superficie exterior los siguientes datos:

- Alfagomma flexor
- SAE 100 R2AT
- Ø 1/2 pulgada
- EN 853 2SN
- Máxima presión de trabajo 4000 PSI / 28 Mpa.

Estos datos permiten conocer la presión máxima a la que puede trabajar esta tubería, pero sobre todo permite determinar las características técnicas y constructivas de la misma, la cual se detalla en la siguiente tabla:

Tabla 3.14 Características técnicas de la tubería flexible alfagomma SAE 100 R 2AT de 1/2 pulgada

Code	ID mm	ID in	Dash	OD mm	OD in	WP Mpa	WP psi	BP Mpa	BP psi	BR mm	BR in	Weight kg/m	Weight lb/C ft
845AA00500HAA8	5	3/16	-3	13,4	0,53	42	6000	168	24000	90	3,6	0,29	19
845AA00600HAA8	6	1/4	-4	15	0,59	40	5800	160	23200	100	4	0,36	24
845AA00800HAA8	8	5/16	-5	16,7	0,66	35	5000	140	20000	115	4,6	0,42	28
845AA01000HAA8	10	3/8	-6	19,1	0,75	33	4800	132	19200	125	5	0,51	34
845AA01200HAA8	13	1/2	-8	22,2	0,87	28	4000	112	16000	175	7	0,64	43
845AA01600HAA8	16	5/8	-10	25,4	1	25	3630	100	14520	200	8	0,74	50
845AA02000HAA8	19	3/4	-12	29,3	1,15	21,5	3120	86	12480	240	9,6	0,91	61
845AA02500HAA8	25	1	-16	38,1	1,5	16,5	2400	66	9600	300	12	1,32	88
845AA0324831A8	32	1.1/4	-20	48,3	1,9	12,5	1820	50	7280	420	16,8	1,93	129
845AA0385531A8	38	1.1/2	-24	54,6	2,15	9	1310	36	5240	500	20	2,41	161
845AA0516731A8	51	2	-32	67,4	2,65	8	1160	32	4640	630	25,2	2,96	198

Fuente: Catálogo Alfagomma hydraulic hoses edición 2005

Además de los datos técnicos que constan en la tabla 3.14 se detallan a continuación otras características importantes de este tipo de tubería:

RECOMENDADA PARA: Líneas de aceite hidráulico de media y alta presión, donde la cubierta exterior de la manguera está sujeta a la abrasión, lo que puede causar la falla prematura en mangueras con cubierta estándar. La propiedad de alta resistencia a la abrasión de la cubierta, combinada con la alta presión de trabajo y la excelente vida de impulsos (probado bajo condiciones EN 853 Type 2SN / SAE 100R2AT) le otorgan una mayor vida útil y minimizan

el tiempo de parada de los equipos. "Cumple o excede los requerimientos de SAE 100R2AT, AS 3791 100R2AT, DIN 20022 - 2SN, EN 853 Tipo 2SN, ISO 1436 Tipos R2AT y 2SN. Certificaciones: ABS, DNV, GL, LR, MED, USCG."

TUBO INTERNO: Caucho sintético negro resistente al aceite (Nitrilo).

REFUERZO: Dos trenzas de acero de alta resistencia.

CUBIERTA: Caucho sintético negro resistente al aceite y a la abrasión.

LIMITES DE TEMPERATURA: De -40°C a +100°C (-40°F a +212°F). Para agua, emulsiones, etc.

Con todos estos datos se puede asegurar que la tubería escogida para la máquina cumple de manera idónea los requerimientos propios del sistema hidráulico diseñado, sin embargo para asegurar que la tubería se encuentra en condiciones óptimas se llevó a cabo una prueba hidrostática en la misma máquina siguiendo el siguiente procedimiento:

1. Presurizar la máquina dobladora con la presión de prueba hidrostática,
2. Mantener la presión de prueba hidrostática durante 1 hora²⁵
3. Verificar la presión en el sistema cada 15 minutos

Para realizar la prueba se emplean las siguientes ecuaciones:

$$Ph = 1.3 * P \text{ dis.} \quad \text{Ecuación 3.6}$$

Donde:

Ph= Presión de prueba hidrostática

P dis.= presión de diseño

La Pdis. Debe ser 10% o 30 Psi mayor que la presión de operación, lo que sea mayor y la presión de operación se define como la presión requerida por el proceso, a la cual el sistema debe operar normalmente.

Para determinar la P op. Empleamos la ecuación 2.4 la cual nos permite calcular la fuerza teórica necesaria para doblar un tubo de dimensiones máximas, es decir \varnothing ext de 1 1/2 pulgadas y espesor de 1.5 mm, con esta fuerza y conociendo el área del pistón y el peso de la matriz de doblado se calculará la presión máxima a la cual trabajará el sistema es decir la presión de operación.

F de doblado máxima = 8186 N (1840.286 Lbs)

²⁵ Recomendación del director de Tesis basada en su experiencia profesional

Peso de la matriz= 28.05 Lbs

F a vencer por el pistón= 1868.33 Lbs

A pistón = 12.173 in²

P máx. de trabajo = P op. = 153.48 Psi

Pdis.= 1.1 * Pop.

Pdis.= 1.1 * 153.48 Psi

Pdis = 168.83 Psi

Pdis.= P op.+ 30 Psi

Pdis.= 153.48 Psi + 30 Psi

Pdis.= 183.48 Psi.

Se escoge el mayor valor es decir 183.48 Psi como presión de diseño

Ph = 238.524 Psi

Con esta presión se llevó a cabo la prueba y se determinó que durante el tiempo que duró dicha prueba no existieron caídas en la presión lo cual permite concluir que no existen fugas en el sistema, es decir que la tubería opera adecuadamente toda vez que el fabricante indica además que la presión de rotura de la tubería es de 16000 psi valor que es muy elevado y al que las condiciones del sistema no permiten llegar por lo que la fiabilidad de la tubería se encuentra asegurada.

3.3.5. ANÁLISIS DEL SISTEMA DE CONTROL HIDRÁULICO

3.3.5.1. Análisis de la válvula de control

La válvula que permite controlar al pistón en su movimiento hacia adelante y hacia atrás, es una válvula 4/3 es decir que posee 4 conductos y puede colocarse en tres posiciones, su funcionamiento se muestra en el siguiente esquema:

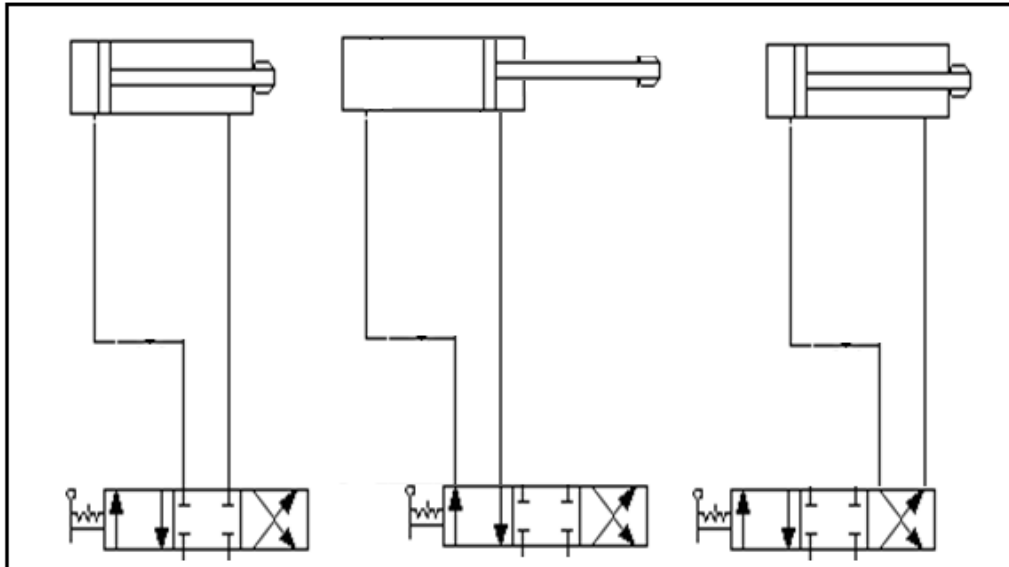


Figura 3.40 Esquema de funcionamiento de la válvula de control

La prueba más fehaciente que se puede realizar con la válvula es accionarla mientras el equipo está en funcionamiento y comprobar si el pistón se mueve en coordinación con el accionamiento de la palanca acoplada a la válvula, al hacerlo se comprueba que funciona correctamente y que no existen fugas por lo que se descarta realizar un desmontaje de sus partes y se puede concluir diciendo que funciona correctamente como parte de la máquina.



de control,

considerando la siguiente escala de clasificación:

- 5 = Muy buen estado
- 4 = Buen estado
- 3 = Regular estado
- 2 = Mal estado
- 1 = Inservible

Tabla 3.15 Clasificación del estado físico de la válvula de control 4 / 3

ACCESORIOS Y PARTES	CLASIFICACIÓN
---------------------	---------------

	1	2	3	4	5
Palanca de accionamiento				X	
Acoples para manguera					X
Pernos y uniones					X
Pintura exterior				X	

Fuente: Diego Sánchez ejecutor del proyecto

3.3.5.2. ANÁLISIS DE LOS MANÓMETROS

La máquina dispone de 2 manómetros ubicados en diferentes lugares del sistema hidráulico, su función es permitir el control de la presión en el sistema y sus características se muestran en la tabla 3.16

Tabla 3.16 Características de los manómetros

UBICACIÓN	TIPO	PSI		BAR	
		Min - max	subdivisión	Min - max	subdivisión
Entre la válvula direccional y el cilindro	Bourdón	0 - 1000	20	0 - 70	1
-Entre la bomba y la válvula direccional	Bourdón	0 - 5000	200	0 - 350	5

Fuente: Diego Sánchez ejecutor del proyecto

Estos manómetros fueron probados en el equipo verificador de manómetros existente en el laboratorio de termodinámica del DECEM, determinándose que su funcionamiento es adecuado, es decir que al colocarlos en el equipo, la presión manométrica que marcan es correcta.

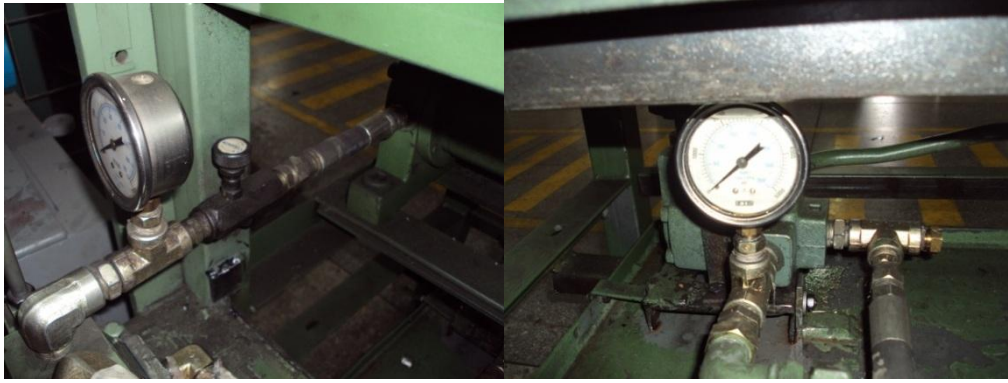


Figura 3.42 Manómetros de la máquina



Figura 3.43 Comprobación de los manómetros

Con esta verificación realizada se puede establecer que los manómetros funcionan correctamente por lo que no es necesario reemplazarlos y por tanto se los utilizará como parte del equipo rediseñado.

6.4 ANÁLISIS OPERACIONAL DEL SISTEMA DE CONFORMADO

El sistema de conformado logra dar curvatura a los tubos empleando el método de doblado por rodillos, es decir dispone de una matriz redonda la cual se desplaza hacia adelante y hacia atrás y un par de rodillos montados sobre sendos ejes fijos ubicados a cierta distancia, de tal forma que el tubo queda confinado entre el perfil de la matriz y el perfil de los rodillos y al avanzar la matriz impulsada por un cilindro hidráulico el tubo se dobla hasta el ángulo deseado.

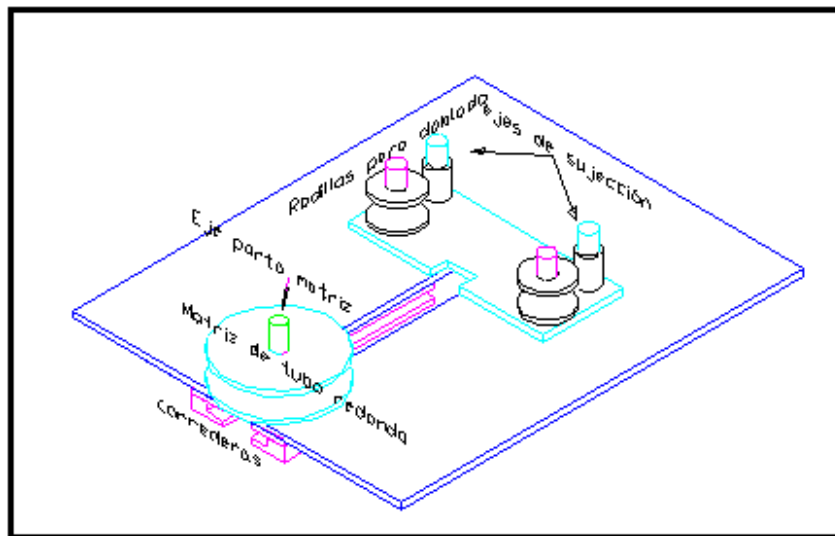


Figura 3.44 Esquema del sistema de conformado de tubos²⁶

El conformado de chapa metálica por su parte se logra mediante el empleo de un punzón y una matriz como lo muestra la figura 3.46, al colocar el metal entre estos dos elementos y al accionar el cilindro hidráulico, el punzón avanza y logra conformar la chapa metálica con la forma de la matriz.

²⁶ ANCHAPAXI, P. Diseño y construcción de una máquina hidráulica semiautomática de tipo universal para conformado metálico en frío para el laboratorio de máquinas herramientas de la FIM-E. Tesis Ing. Mec. Sangolquí. Escuela Politécnica del Ejército. Facultad de Ingeniería Mecánica. 2003. pp. 73

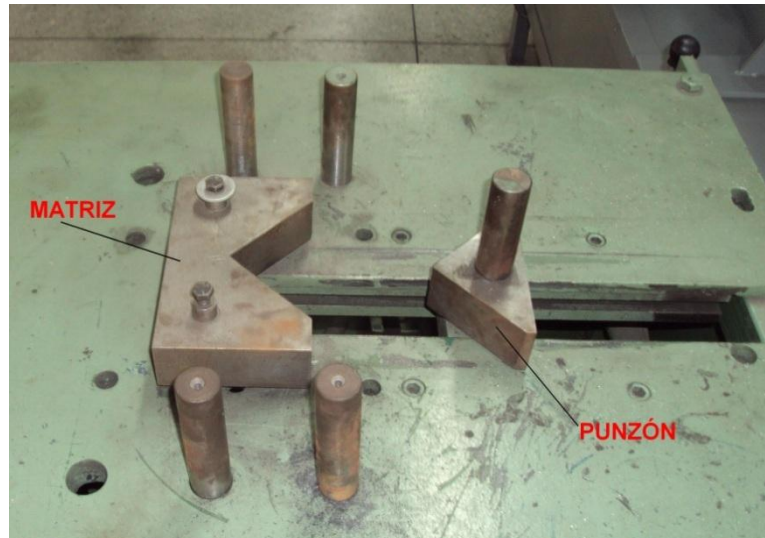


Figura 3.45 Matriz y punzón para conformado de chapa metálica

Este sistema para su análisis se dividió en tres partes:

- Sistema de matrices
- Ejes porta matrices y porta rodillos
- Corredera y barra de acoplamiento

Cada uno de estos sub sistemas se analizan a continuación en forma individual

3.4.1. ANÁLISIS DEL SISTEMA DE MATRICES

El equipo cuenta con las siguientes matrices:

- Matriz redonda para tubo redondo de 1 ½ pulgadas con sus respectivos rodillos
- Matriz para tubo cuadrado de ¾ de pulgada con sus respectivos rodillos
- Matriz y punzón para chapa metálica
- Rodillos para tubo redondo de 1 pulgada

Como se puede advertir en esta descripción, el equipo carece de una matriz para doblar tubo redondo de 1 pulgada, existiendo únicamente los rodillos para tubo de estas dimensiones.

Todas las matrices disponibles fueron sometidas a un ensayo de dureza para lo cual se emplearon los equipos respectivos que se encuentra en el laboratorio de metrología del DECEM, para determinar si cumplían con las condiciones necesarias para realizar el conformado tanto de tubo cuanto de chapa metálica, y los resultados fueron los siguientes:

Tabla 3.17 Dureza de las matrices

TIPO DE MATRIZ	MATERIAL	DUREZA
Matriz para tubo redondo de 1 ½ pulgadas	Acero Böhler E 410	202.5 HB
Matriz para tubo cuadrado de ¾ de pulgada	Acero Böhler E 410	201.3 HB

Fuente: Diego Sánchez ejecutor del proyecto



Figura 3.46 Ensayo de dureza realizado en las matrices



Figura 3.47 Medición de indentaciones en las matrices

Como lo muestra la tabla 3.17 La dureza de las matrices es en promedio aproximadamente de 202 HB la misma que les permite cumplir satisfactoriamente la función de conformado en la máquina, es necesario aclarar que en estas matrices no se realizó ningún tipo de tratamiento térmico, si no que el acero escogido tenía esta dureza en condición de suministro.

Como se pudo advertir en las pruebas de doblado realizadas con chapa metálica las cuales fueron descritas en el acápite 3.1.3 del presente capítulo, la matriz y el punzón diseñados para esta aplicación, cumplen adecuadamente con las características tanto geométricas como constructivas necesarias para el

doblado de chapa metálica por lo que estos elementos no necesitan ser modificados y es por ello que se los utilizará posteriormente como parte del equipo rediseñado en las condiciones en las que se encuentran actualmente.

En cuanto a las matrices para el doblado de tubo, como se resaltó anteriormente, el primer inconveniente que debe ser solucionado es la no existencia de una matriz para doblado de tubo de 1 pulgada; en cuanto a las otra dos matrices se realizó un análisis geométrico para determinar si cumplían con el radio de curvatura mínimo que les permita doblar adecuadamente el tubo respectivo.

Antes de continuar con este análisis y para una mayor comprensión por parte del lector, es necesario aclarar ciertos conceptos relacionados con el radio de curvatura que debe poseer una matriz. La calidad de las curvas obtenidas al doblar un tubo depende en gran medida de la relación existente entre el radio de curvatura obtenido luego de doblar el tubo (R_c) y el diámetro exterior del tubo doblado (θ_e), esta relación es conocida como factor de curvatura (F_c).

$$F_c = \frac{R_c}{\theta_e} \quad \text{Ecuación 3.7}$$

Empleando este factor de curvatura es posible establecer cuál es el radio mínimo de curvatura que se le puede dar al tubo, esto con el propósito de que el tubo no presente achataduras, grietas o arrugas. Valores en el factor de curvatura entre 1 y 2, son un indicador de que el doblado presenta una dificultad alta para su realización, por tanto es necesario calentar al tubo o emplear algún elemento de relleno ya sean mandriles, resina o arena seca para evitar que se produzcan defectos en el doblado.

El valor recomendado del factor de curvatura está en un rango de 3 a 3.5, con el cual el doblado se considera simple²⁷. La tabla 3.18 muestra diferentes diámetros de tubería y sus radios de curvatura para alcanzar un factor de curvatura de 3.

Tabla 3.18 Radios de curvatura mínimos para $F_c = 3$

²⁷ Bahamonde, N. y Guaranda, W. Simulación del proceso de estampado en chapas metálicas y su recuperación elástica a través del software por elementos finitos Stampack. Tesis Ing. Mec. Quito. Escuela Politécnica Nacional. Escuela de Ingeniería. 2007. pp. 53

Ø Exterior (in)	Ø Exterior (mm)	Espesor max. (mm)	Radio mínimo de curvatura (in)	Radio mínimo de curvatura (mm)
1/2	12.7	1.5	1.5	38.1
3/4	19.05	1.5	2.25	57.15
1	25.4	1.5	3	76.2
1 1/2	38.1	1.5	4.5	114.3

Fuente: Diego Sánchez ejecutor del proyecto

Con esta aclaración respecto al factor de curvatura, analizaremos las dimensiones de las matrices existentes para determinar si permiten ejecutar dobleces fáciles o dobleces con dificultad.

Tabla 3.19 Factor de curvatura de las matrices

Ø Exterior del tubo a doblar (in)	Ø Exterior del tubo a doblar (mm)	Radio de curvatura de la matriz	Factor de curvatura
3/4	19.05	100 mm	5.24
1 1/2	38.1	100 mm	2.62

Fuente: Diego Sánchez ejecutor del proyecto

Con estos valores es posible señalar que para tubo cuadrado de 3/4 de pulgada la matriz tiene un radio de curvatura de 100 mm, el cual es mayor al mínimo recomendado de 57.15mm y aun cuando su factor de curvatura está fuera del rango recomendable, el doblado no presenta dificultades, por tanto para esta matriz se puede concluir diciendo que los problemas de doblado no se deben a la geometría de la matriz si no a exclusivamente a los factores señalados en la tabla 3.5.

En cuanto a la matriz para tubo redondo de 1 1/2 pulgadas, su radio de curvatura de 100 mm se encuentra por debajo del mínimo recomendable de

114.3 mm para un $F_c = 3$, eso quiere decir que además de los problemas presentes en el doblado descritos en la tabla 3.7, el factor de curvatura con un valor de 2.62 hace que el doblado se vuelva complejo por lo que se debería usar algún tipo de relleno en el tubo para lograr un mejor doblado del mismo. De acuerdo a la investigación bibliográfica realizada sobre la tesis de grado con la cual se diseñó la máquina, el autor señala textualmente lo siguiente: “Un inconveniente de la máquina fue que el doblado de tubo redondo de 1 1/2 pulgadas presentaba fallas en las pruebas, luego de muchas investigaciones se llegó a determinar que para el tipo de máquina que se construyó, el radio de doblado utilizado no era el adecuado, siendo mucho mayor y para la construcción de este tipo de matriz no resultaba conveniente debido a que quedaba desproporcionada en el diseño de la máquina”²⁸.

Con este análisis efectuado se llega a determinar que desde el inicio del proyecto existieron fallas en el diseño y construcción de las matrices por lo que se hace imperiosa la necesidad de rediseñar y volver a construir las matrices con los parámetros adecuados.

3.4.2. EJES PORTA MATRICES Y PORTA RODILLOS

El sistema de conformado cuenta con dos ejes fijos que son los que permiten montar los diferentes pares de rodillos para el doblado del tubo correspondiente y un eje móvil acoplado a una base que se desliza por la corredera, estos tres ejes tienen las mismas dimensiones y características, están contruidos en acero AISI 4140 con un esfuerzo de fluencia de 690 Mpa, tienen una longitud de 140 mm y un diámetro de 25.4 mm.

El dimensionamiento y la construcción de estos ejes son correctos sin embargo existe un error de construcción en los alojamientos para los 2 ejes porta rodillos lo cual hace que al ser montados en la máquina estos elementos no permanezcan perpendiculares a la placa base ni paralelos entre sí, además no su ubicación no es simétrica con respecto al eje porta matriz pues existe

²⁸ ANCHAPAXI, P. Diseño y construcción de una máquina hidráulica semiautomática de tipo universal para conformado metálico en frío para el laboratorio de máquinas herramientas de la FIM-E. Tesis Ing. Mec. Sangolquí. Escuela Politécnica del Ejército. Facultad de Ingeniería Mecánica. 2003. pp. 04

una diferencia de 5 mm entre un eje y otro por lo que al alojar sobre ellos los rodillos estos también presentan las mismas desviaciones geométricas lo que provoca los errores en el doblado del tubo, tal como se lo señaló al inicio del presente capítulo.



Figura 3.48 Desviación geométrica de los ejes porta rodillos

De esto se deduce que el rediseño a realizarse tendrá como uno de los primeros objetivos el corregir el error existente en el alojamiento de estos ejes. El eje porta matriz por su parte no presenta errores ni en su diseño, en su construcción ni en su montaje, por lo que es posible su utilización como parte del rediseño que se realizará más adelante.

3.4.3. CORREDERA Y BARRA DE ACOPLAMIENTO

La fuerza producida por el pistón es transmitida hacia las matrices de doblado, mediante el uso de una barra conectada en uno de sus extremos al vástago y en el otro a un elemento móvil que se desliza dentro de una corredera, consiguiendo así un mecanismo muy sencillo pero que resulta bastante adecuado para esta aplicación, la figura 3.50 Muestra un esquema de este mecanismo.

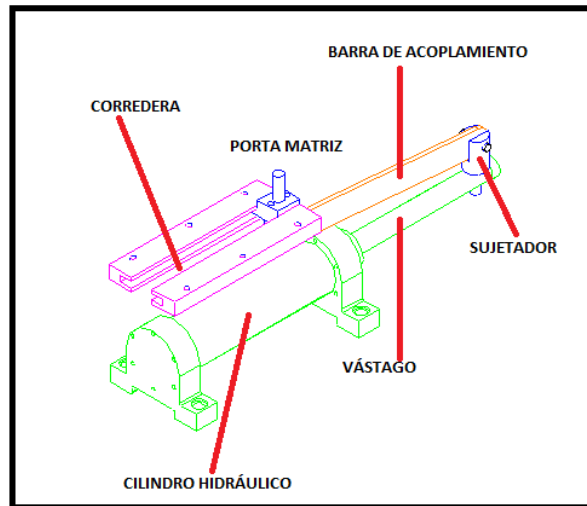


Figura 3.49 Esquema del funcionamiento de la corredera y la barra de acoplamiento²⁹

El diseño de cada uno de estos elementos fue analizado, llegando a determinarse que su tanto su dimensionamiento cuanto los materiales escogidos para su construcción son apropiados resaltando el hecho de que su diseño fue probado mediante una simulación llevada a efecto con el software Cosmos Desing Start y además que estos elementos fueron diseñados con factores de seguridad de entre 2.5 y 3 lo cual los convierte en elementos muy fiables por lo que de antemano se puede asegurar que de no existir inconvenientes en el futuro rediseño, estos elementos podrán ser usados sin modificaciones más adelante.

Es importante señalar que la corredera fabricada en acero DF-2 fue desmontada y al revisar su interior se pudo determinar que interiormente no ha sufrido desgaste significativo por lo que este elemento se encuentra en un excelente estado gracias a que se le dio una adecuada lubricación y holgura, lo que ha permitido que en su tiempo de servicio la pieza móvil porta matriz se deslice adecuadamente sin desgastar excesivamente ni la superficie interna de la corredera ni la pieza móvil.

²⁹ ANCHAPAXI, P. Diseño y construcción de una máquina hidráulica semiautomática de tipo universal para conformado metálico en frío para el laboratorio de máquinas herramientas de la FIM-E. Tesis Ing. Mec. Sangolquí. Escuela Politécnica del Ejército. Facultad de Ingeniería Mecánica. 2003. pp. 81



Figura 3.50 Vista de una de las correderas

Finalmente, respecto al sistema de conformado se puede concluir lo siguiente:

- Este sistema en general se encuentra operacionalmente bien diseñado.
- Existen fallas de diseño en las matrices y en los ejes porta rodillos.
- Es necesario construir una matriz para tubo redondo de 1 pulgada pues la máquina no dispone de este elemento.
- Tanto la corredera como la barra de acoplamiento pueden ser utilizados como parte del futuro rediseño sin necesidad de llevar a cabo modificaciones en estos elementos.



**Figura 3.51
desmontada**

Corredera

6.5 ANÁLISIS OPERACIONAL DEL SISTEMA ELÉCTRICO

El sistema eléctrico está conformado por los siguientes elementos:

- Switch de tres cuchillas
- Cables de conexión (3)

➤ Motor eléctrico

Tanto los cables como el switch no presentan mayores inconvenientes, sin embargo el más importante de estos tres elementos es el motor por lo que se efectuará a continuación un rápido análisis del mismo.

3.5.1. ANÁLISIS Y PRUEBAS DEL MOTOR ELÉCTRICO

Tabla 3.20 Características del motor eléctrico

CARACTERÍSTICA	DESCRIPCIÓN
Marca	SIEMENS
Tipo	1 LA 4 186
Voltaje	220/440
Amperaje	43
Frecuencia	60 Hz
Tamaño constructivo	180 L
Potencia	34 HP
Velocidad	1750 RPM
Factor de potencia	$\text{Cos } \varphi = 0.85$

Fuente: Diego Sánchez ejecutor del proyecto

El motor se encuentra claramente sobre dimensionado sin embargo opera correctamente, su encendido se realiza mediante un switch conectado hacia la red eléctrica y de acuerdo a los datos existentes sobre el motor, es un elemento de gran confiabilidad como lo demuestra su funcionamiento adecuado en la máquina a pesar de tener varios años de funcionamiento, por lo que respecto al mismo se puede concluir señalando que opera adecuadamente y aunque resulta muy grande para esta aplicación, se lo puede continuar utilizando sin necesidad de realizar modificaciones, es necesario aclarar que de acuerdo a la información existente, este motor fue rebobinado en el año 2003 con lo cual quedó en condiciones bastante óptimas para continuar en servicio, pero los datos técnicos constantes en la placa del motor no corresponden a la realidad ya que este elemento fue rebobinado dejándolo con una potencia de 15 HP.

3.5.2. ANÁLISIS Y PRUEBAS DE CONEXIONES ELÉCTRICAS

Como se indicó previamente, el sistema eléctrico cuenta con una conexión a la red eléctrica de tres cables con un voltaje de 220 V estos cables fueron probados con un multímetro determinándose que muestran continuidad sin embargo se encuentran simplemente conectados entre la red y el motor por lo que no cuentan con ninguna protección lo que permite que puedan ser desconectados con gran facilidad ocasionando una falta de seguridad. El sistema de conexiones no presentan problemas operacionales sin embargo si existe una falta de seguridad por lo que es necesario cubrir los cables o enrollarlos para evitar que puedan ser desconectados o causen corto circuitos.

6.6 ANÁLISIS DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA Y MOVIMIENTO

El sistema de transmisión de potencia en esta máquina está formado por una polea acanalada con un diámetro de 203.2 mm acoplada a la bomba hidráulica, una polea que tiene un diámetro de 120 mm acoplada al motor eléctrico y una banda flexible que une las dos poleas señaladas anteriormente. El análisis de este sistema se lo realizó tomando en cuenta la velocidad de giro de la polea del motor eléctrico la cual es igual a 1750 rpm y tomando como referencia el cálculo efectuado originalmente para diseñar la máquina, lo cual permite determinar la existencia de un error ya que de acuerdo a los cálculos corresponde utilizar un total de 2 bandas sin embargo el sistema solo dispone de una y esta se encuentra demasiado suelta o le falta tensión por lo que en ciertos momentos del funcionamiento la banda patina haciendo que la presión en el sistema disminuya por lo que se puede deducir que el sistema necesita ser corregido colocando el número adecuado de bandas y con la tensión adecuada. Físicamente las poleas se encuentran en buen estado sin embargo la banda presenta ciertas marcas que obligan a que este elemento sea cambiado.

6.7 DIAGNÓSTICO DE LA MÁQUINA

A continuación se dará a conocer el diagnóstico del estado en el que se encuentra la máquina para conocer si su condición es apta para la ejecución de un rediseño, por lo que como primer paso se muestra un cuadro comparativo de los elementos que forman parte tanto de la máquina prototipo cuanto de la máquina propia para establecer cuáles son las similitudes y diferencias existentes entre ambas máquina y definir así los parámetros que deberán ser modificados para lograr que la máquina rediseñada tenga similitud con la máquina que se está usando como modelo o prototipo.

Tabla 3.21 Comparación entre la máquina a rediseñarse y la máquina prototipo

MÁQUINA PROPIA	PARÁMETRO	MÁQUINA PROTOTIPO
Tubo de 3/4" 1" y 1/2"	Capacidad de doblado	Tubo de 1/2" a 3"
9738 libras	Fuerza máxima de empuje desarrollada	55 000 libras
12.173 in²	Área del pistón principal	13.095 in ²
800 Psi	Máxima presión desarrollada	4200 Psi
No aplica	Contra presión pistón inferior	1600 Psi
No dispone	Control de ángulos de doblado	Manual

Fuente: Diego Sánchez ejecutor del proyecto

Como se puede apreciar en la tabla 3.21 la máquina prototipo supera en gran medida a la funcionalidad y parámetros de la máquina propia la cual será rediseñada, sin embargo hay que tomar en cuenta que el prototipo alcanza presiones y fuerza de empuje mayores debido a que su propósito no solo es el doblado de tubo sino que además cuenta con un sistema que le permite ensanchar los extremos de tubería y de esta manera efectuar acoples entre tubos de varios diámetros y espesores, además la capacidad de doblado de

tubos llega hasta un diámetro de 3” por lo que sus parámetros son mayores, sin embargo si tomamos en cuenta el hecho de que nuestra máquina tiene un límite de tubos de 1 1/2” de diámetro exterior podemos esperar que sus parámetros tanto de presión como de fuerza sean suficientes para alcanzar los objetivos impuestos al inicio del presente trabajo, y esto se notará con mayor facilidad en el capítulo IV en el cual se llevará a cabo el rediseño y se determinarán entre otros requerimientos la fuerza y presión necesarios para efectuar el doblado de los tubos. Con esta premisa, a continuación se presenta el diagnóstico de la máquina:

Tabla 3.22 Diagnóstico de la máquina

ELEMENTO	DIAGNÓSTICO	OBSERVACIONES
Motor eléctrico	Buen estado	Rebobinado en el año 2003
Bomba de paletas	Regular estado	Se llevó a cabo la alineación de las paletas
Cilindro hidráulico	Buen estado	
Válvula direccional	Buen estado	
Tanque o reservorio	Excelente estado	
Bandas de transmisión	Mal estado	Requieren cambio
Tuberías	Buen estado	
Barra de acople	Buen estado	
Corredera	Buen estado	
Elemento porta matriz	Excelente estado	
Sistema de conformado	Mal diseño	Requiere ser rediseñado
Sistema de control de ángulos de doblado	No existe	Requiere ser diseñado

Fuente: Diego Sánchez ejecutor del proyecto

Como conclusión se puede señalar que la máquina hidráulica semiautomática que se encuentra en el laboratorio de procesos de manufactura metal mecánicos del DECEM presta condiciones medianamente favorables para ser rediseñada y sobre todo para funcionar en forma similar a la máquina

prototipo, por lo que el rediseño debe centrarse en los siguientes puntos principales:

- Rediseño del sistema de conformado, reemplazando el sistema de matriz y rodillos.
- Diseño e implementación de un sistema que permita el control de ángulos de doblado.
- Rediseño y construcción de nuevas matrices para cada tipo de tubo.
- Implementación de una nueva mesa o base de apoyo ya que la que posee originalmente la máquina tiene agujeros para los elementos del sistema de conformado anterior que no permiten la implementación de los nuevos elementos.

CAPÍTULO 4

MEJORAMIENTO Y REDISEÑO DEL EQUIPO

10.1 REDISEÑO Y MODIFICACIÓN DEL SISTEMA DE CONFORMADO

Para ejecutar el rediseño y modificación del sistema de conformado de la máquina, es necesario tomar en cuenta algunas consideraciones referentes a los esfuerzos desarrollados durante el proceso de doblado y realizar además algunos cálculos previos referentes a la máquina que se va a rediseñar y al tipo de tubos que van a ser doblados, estos cálculos se presentan a continuación.

A. Esfuerzos presentes durante el doblado

Para analizar los esfuerzos presentes durante una operación de doblado, consideraremos la flexión de una viga elastoplástica deformándose más allá de la región lineal. Cuando esto sucede, la distribución de los esfuerzos ya no es lineal sino que varía de acuerdo con la curva esfuerzo-deformación unitaria.

Los materiales elastoplásticos obedecen la ley de Hooke hasta el esfuerzo de fluencia S_y y luego fluyen plásticamente debido a un esfuerzo constante, los aceros estructurales son los mejores ejemplos de materiales elastoplásticos porque tienen puntos de fluencia bien definidos y experimentan grandes deformaciones durante la fluencia. La suposición de que existe una plasticidad perfecta después de sobrepasar el S_y , significa que es despreciable el efecto de endurecimiento por deformación

Los hierros dulces laminados en caliente, material muy común en la fabricación de perfiles, tienen un punto de fluencia claramente definido y sufren grandes deformaciones durante la fluencia, por lo que pueden idealizarse como materiales elasto-plástico perfectos. La hipótesis de plasticidad perfecta después de alcanzar el esfuerzo de fluencia, supone que se desprecian los efectos de endurecimiento por deformación.

Bajo esta consideración, el estudio se ve facilitado grandemente, pues las tensiones serán proporcionales a las deformaciones, hasta cuando la tensión máxima alcance el valor S_y del límite de fluencia. Posteriormente, todo

incremento del momento aplicado, tendrá como contrapartida no un incremento de la tensión máxima, sino una propagación de la fluencia desde afuera hacia adentro. Correspondiéndose con la propagación de la fluencia a toda la sección transversal, tendremos un valor límite para el momento interno generado en la sección. A partir de este punto, toda deformación adicional, se consigue sin aumento del momento aplicado.

Si consideramos una viga de sección rectangular de material elasto-plástico sometida a flexión como se indica en la figura 4.1 a cuando los pares de flexión aplicados (M) son pequeños, el esfuerzo máximo en la viga es menor que S_y , y la viga está en la condición de flexión elástica ordinaria con una distribución lineal de esfuerzos como la representada en la figura 4.1 d.

Si ahora en este punto se incrementa el momento flexionante, de manera que el esfuerzo máximo supere el límite de fluencia, las deformaciones en los puntos extremos de la sección recta continuaran creciendo y la deformación máxima excederá a la de fluencia.

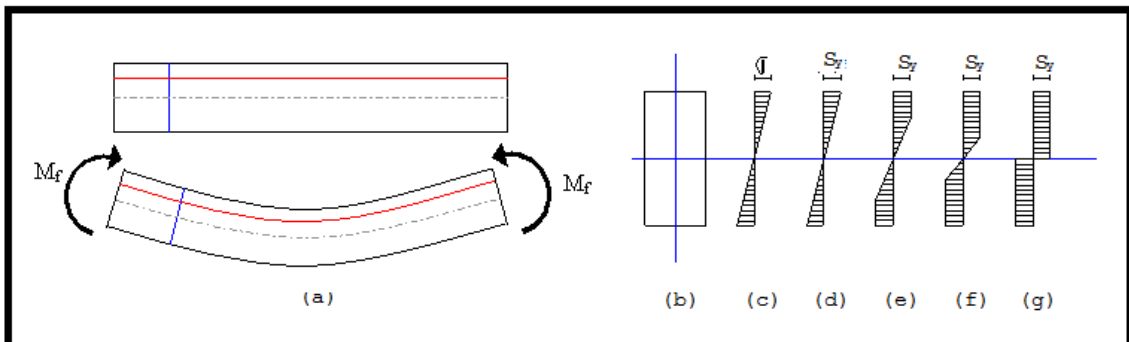


Figura 4.1 Flexión plástica de una viga

Sin embargo, debido a la fluencia plástica, los esfuerzos máximos serán constantes e iguales a S_y (idealización de la curva tensión-deformación). Así pues, el estado de esfuerzos será como se presenta en la figura 4.1 e, lo que significa que las regiones exteriores de la viga se han vuelto plásticas, en tanto que un “núcleo” central por así llamarlo permanece aún elástico.

Con un aumento adicional en el momento flexionante, la región plástica se extiende aún más adentro hacia el eje neutro, hasta que se alcanza la distribución de esfuerzos mostrada en la figura 4.1 f. En esta etapa, las deformaciones de las fibras externas, son muy superiores a la deformación de fluencia y el núcleo elástico casi ha desaparecido. Por tanto, para fines

prácticos, la viga ha alcanzado su capacidad última de resistencia a los momentos y se puede idealizar la distribución última de esfuerzo conformada por dos partes rectangulares como las mostradas en la figura 4.1 g. El momento flexionante que corresponde a esta distribución idealizada de esfuerzos, se denomina MOMENTO PLASTICO o MOMENTO LIMITE (ML) y es el momento máximo que puede resistir una viga hecha de material elastoplástico.

B. Cálculo del momento plástico

Del estudio anterior, observamos que para que exista el doblado debe haber una deformación plástica de todo el material bajo una sollicitación de flexión, por lo que el momento que se debe aplicar al material está relacionado con el diagrama tensión - deformación que es el que rige las propiedades mecánicas del material. Entre los parámetros que presentan las propiedades mecánicas de los materiales, es el límite de fluencia (S_y) el que más interesa para el cálculo de la fuerza de doblado. Es importante señalar que de la geometría del material interesan todos los parámetros de forma que tienen que ver con la sección transversal, ya que en base a estos se obtiene el módulo plástico, por tanto las secciones transversales pueden ser divididas en:

- a) Simétricas
- b) Asimétricas

En general, al doblar, todas las secciones deben ser tomadas en cuenta, es decir que cuando se ingresa al campo plástico, el eje neutro se desplazará hasta quedar fijo en el punto en el que el material entra por completo en la zona plástica a través de toda su sección.

En las secciones simétricas este desplazamiento del eje neutro es mínimo, por lo que no tiene mucha importancia.

El equilibrio estático de la fuerza axial total requiere que el área sometida a tracción sea igual al área sometida a compresión, por lo que el eje neutro plástico será aquel que divide a la sección en dos áreas iguales, el mismo que es paralelo al eje neutro original.

$$A_t = A_c$$

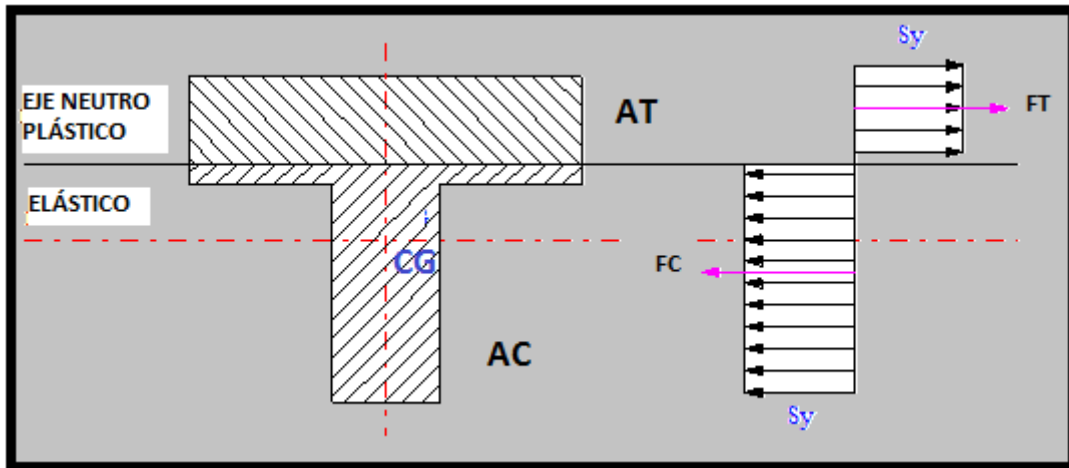


Figura 4.2. Distribución del campo plástico

Por tanto para el cálculo del momento plástico de doblado se requiere efectuar el siguiente análisis:

De acuerdo a la geometría de la sección encontramos su distribución elástica (Figura 4.3) en donde el momento flexionante ha generado un esfuerzo máximo igual al límite de fluencia S_y . Con ello se realiza una idealización de la distribución última de esfuerzos en la que el momento aplicado ha alcanzado el valor del momento plástico. De aquí es importante determinar el momento plástico de doblado, el cual, como se observa en el diagrama depende de la geometría de la sección transversal. El cálculo inicial parte de localizar el eje neutro de la sección (Figura 4.3); sobre este eje todo elemento de la sección tiene un esfuerzo de Tracción igual al límite de fluencia S_y , mientras que, bajo este eje, la otra parte de la sección estará bajo esfuerzo de Compresión el mismo que también será igual al límite de fluencia S_y .

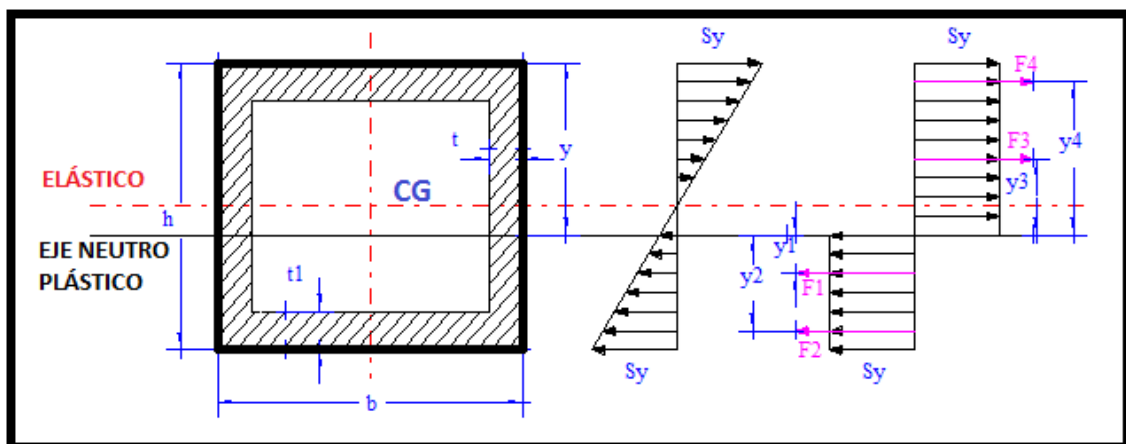


Figura 4.3 Distribución de esfuerzos sobre una sección rectangular

La fuerza total de tracción (T) es igual a $S_y \cdot A_T$, donde A_T es el área de la sección transversal sobre el eje neutro que está sometida a tracción; de la misma manera, la fuerza total de compresión (C) es igual a $S_y \cdot A_C$, donde A_C es el área de la sección transversal bajo el eje neutro sometida a compresión.

Aplicando el equilibrio estático tenemos que:

$$\sum F_{horizontal} = 0$$

Por tanto

$$F_1 + F_2 = F_3 + F_4 \quad \text{Ecuación 4.1}$$

Donde:

$$F_1 = S_y \cdot 2 \cdot t \cdot \left(\frac{h-2 \cdot t_1}{2} \right) \quad \text{Ecuación 4.2}$$

$$F_2 = S_y \cdot b \cdot t_1 \quad \text{Ecuación 4.3}$$

$$F_3 = S_y \cdot 2 \cdot t \cdot \left(\frac{h-2 \cdot t_1}{2} \right) \quad \text{Ecuación 4.4}$$

$$F_4 = S_y \cdot b \cdot t_1 \quad \text{Ecuación 4.5}$$

Al resolver la ecuación del sumatorio de fuerzas reemplazando los valores de F_1 , F_2 , F_3 y F_4 obtenemos que:

$$y = \frac{h}{2}$$

Con lo que se comprueba que para este caso el eje neutro elástico coincide con el eje neutro plástico.

Así una vez conocida la ubicación del eje neutro plástico para la sección, se procede a calcular su momento límite:

$$M_L = F_1 \cdot y_1 + F_2 \cdot y_2 + F_3 \cdot y_3 + F_4 \cdot y_4$$

Reemplazando términos en la ecuación

$$M_L = \frac{1}{2} \cdot S_y \cdot t \cdot (h - 2 \cdot t_1)^2 + S_y \cdot t_1 \cdot b \cdot (h - t_1)$$

Simplificando términos

$$M_L = S_y \cdot \left[\frac{t}{2} \cdot (h - 2 \cdot t_1)^2 + t_1 \cdot b \cdot (h - t_1) \right] \quad \text{Ecuación 4.6}$$

Esta expresión puede ser dividida en dos elementos

S_y = Límite de fluencia del material

$\left[\frac{t}{2} \cdot (h - 2 \cdot t_1)^2 + t_1 \cdot b \cdot (h - t_1) \right]$ = Módulo plástico de la sección denotado por "Z"

Por lo que de éste análisis finalmente se concluye que:

$$ML = Sy * Z \quad \text{Ecuación 6.7}$$

- Para el caso de un tubo cuadrado considerando que $t = t_1$ y $h = b$

$$ML = \frac{1}{2} * Sy * t * (3b^2 - 6bt + 4t^2) \quad \text{Ecuación 6.8}$$

- Para el caso de un tubo redondo

Siendo el diámetro medio $Dm = \frac{D-d}{2}$ y $t =$ espesor del tubo

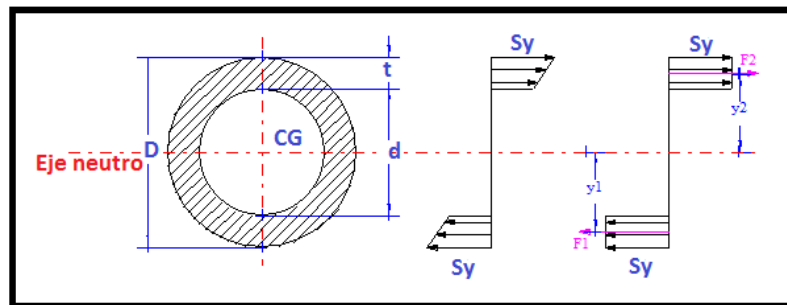


Figura 4.4 Distribución de esfuerzos sobre una sección circular

El valor del momento límite estará determinado por:

$$ML = Sy * t * Dm^2 \quad \text{Ecuación 6.9}$$

- Para el caso de una platina metálica

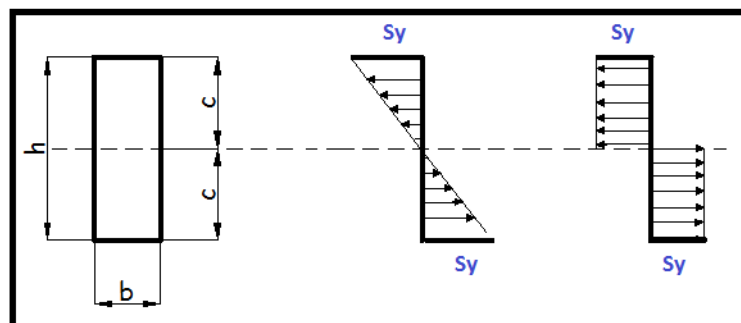


Figura4.5 Distribución de esfuerzo sobre una platina metálica

$$ML = b * c^2 * Sy \quad \text{Ecuación 6.10}$$

- C. Cálculo teórico de la fuerza de doblado

- Caso 1: Tubo cuadrado de 3/4 de pulgada de lado

Tomando en cuenta que $ML = F * L$

$$F = \frac{ML}{L} ;$$

$$ML = \frac{1}{2} * Sy * t * (3b^2 - 6bt + 4t^2)$$

Sy (Límite de fluencia³⁰) = 303 Mpa

³⁰ Norton, R.L. Diseño de Máquinas. Traducido del inglés por Gabriel Sánchez García. 1ra. Ed. México, Prentice Hall. 1999. pp. 998

L = 100 mm

Tabla 4.1 Cálculo del momento límite para tubo cuadrado varios espesores

DESIGNACIÓN DEL TUBO pulgadas	BASE (b) mm	ALTURA (h) mm	ESPELOR (t) mm	MOMENTO LÍMITE N * m	FUERZA N
3/4	20	20	0.8	134.115	1341.151
			1.0	164.226	1642.260
			1.2	193.028	1930.280
			1.5	233.840	2338.403

Fuente: Diego Sánchez ejecutor del proyecto

➤ Caso 2: tubo redondo de 1 1/2 pulgadas de diámetro exterior

$ML = S_y * t * Dm^2$; S_y (Límite de fluencia³¹) = 303 Mpa; L = 115 mm

Tabla 4.2 Cálculo del momento límite para tubo redondo 1 1/2 pulgadas varios espesores

DESIGNACIÓN DEL TUBO pulgadas	DIÁMETRO EXTERIOR (D) mm	DIÁMETRO INTERIOR (d) mm	ESPELOR (t) mm	MOMENTO LÍMITE N * m	FUERZA N
1 1/2	38.1	36.2	0.95	397.268	3454.507
		35.9	1.1	456.288	3967.719
		35.1	1.5	608.830	5294.174

Fuente: Diego Sánchez ejecutor del proyecto

➤ Caso 3: Tubo redondo de 1 pulgada de diámetro exterior

$ML = S_y * t * Dm^2$

S_y (Límite de fluencia)³² = 303 Mpa

L = 100 mm

Tabla 4.3 Cálculo del momento límite para tubo redondo 1 pulgada varios espesores

DESIGNACIÓN DEL TUBO	DIÁMETRO EXTERIOR	DIÁMETRO INTERIOR	ESPELOR (t)	MOMENTO LÍMITE	FUERZA
-------------------------	----------------------	----------------------	----------------	-------------------	--------

³¹ Norton, R.L. Diseño de Máquinas. Traducido del inglés por Gabriel Sánchez García. 1ra. Ed. México, Prentice Hall. 1999. pp. 998

³² Norton, R.L. Diseño de Máquinas. Traducido del inglés por Gabriel Sánchez García. 1ra. Ed. México, Prentice Hall. 1999. pp. 998

pulgadas	(D)	(d)	mm	N * m	N
	mm	mm			
1	25.4	24.2	0.6	111,814	1118,143
		23.9	0.75	138,082	1380,822
		23.5	0.95	172,077	1720,774
		23.5	1.1	196,810	1968,103
		22.4	1.5	259,615	2596,149

Fuente: Diego Sánchez ejecutor del proyecto

➤ Caso 4: Platina metálica

$$ML = t * Sy * c^2$$

Sy (Límite de fluencia)³³ = 250 Mpa

L = 147 mm

Tabla 4.4 Cálculo del momento límite para platina metálica

DESIGNACIÓN DE LA PLATINA	ALTURA (h)	ESPESOR (t)	MOMENTO LÍMITE	FUERZA
mm	mm	mm	N * m	N
PLT 30 X 6	30	6.35	357.188	2429,847

Fuente: Diego Sánchez ejecutor del proyecto

7.1.1. REDISEÑO DE MATRICES

En el diseño de las matrices se tomará en cuenta la ecuación 3.7 para el cálculo del factor de curvatura y la tabla 3.18, con estos datos se determina que el radio mínimo con el que se deben diseñar y construir las matrices son los siguientes:

- Radio de curvatura mínimo de 4.5 pulgadas o 114.3 mm para tubo redondo de diámetro exterior 1 1/2 pulgadas
- Radio de curvatura mínimo de 3 pulgadas o 76.2 mm para tubo redondo de diámetro exterior 1 pulgada

³³ Norton, R.L. Diseño de Máquinas. Traducido del inglés por Gabriel Sánchez García. 1ra. Ed. México, Prentice Hall. 1999. pp. 998

- Radio de curvatura mínimo de 2.25 pulgadas o 57.15 mm para tubo cuadrado de 3/4 de pulgada

Para la construcción de las matrices y por recomendación del director del proyecto de tesis se seleccionó un acero AISI 1045 el mismo que por sus características y disponibilidad en el mercado presenta condiciones excelentes para utilizarse como materia prima para la construcción de estos elementos ya que este es un acero utilizado cuando la dureza y resistencia son necesarias en condición de suministro, además responde adecuadamente al tratamiento térmico o endurecimiento por llama o temple y presenta soldabilidad adecuada, por su dureza y tenacidad es adecuado para la fabricación de componentes de máquinas. Las propiedades físicas, químicas y mecánicas del acero se muestran a continuación.

Tabla 4.5 Propiedades del acero AISI 1045

	➤ Dureza: 200 HB aprox.
	➤ Esfuerzo de fluencia: 32 Kg/mm²
PROPIEDADES MECÁNICAS	➤ Resistenc. A la tracción: 65 Kg/mm²
	➤ Elongación: min 10%
	➤ Reducción de área: 40 %
PROPIEDADES FÍSICAS	➤ Densidad: 7870 KG/m ³ aprox.
	➤ % C: 0.43 – 0.50
PROPIEDADES QUÍMICAS	➤ % Mn: 0.60 – 0.90
	➤ %P max: 0.04
	➤ %S max:0.05

Fuente: Catálogo de aceros IVAN BOHMAN

En base a los radios de curvatura mínimos establecidos, las propiedades del acero, a la disponibilidad del mercado y a la disponibilidad económica se estableció que las matrices tendrían los siguientes radios de curvatura:

- Tubo redondo 1 1/2 pulgadas: Rc = 115 mm, Fc = 3.01
- Tubo redondo 1 pulgada: Rc = 95 mm, Fc = 3.74
- Tubo redondo 3/4 de pulgada: Rc = 95 mm, Fc = 5

Con estos radios de curvatura se obtienen factores de curvatura superiores a 3 por lo que se asegura que el doblado de los tubos con estas

matrices será relativamente sencillo y no será necesaria la utilización de relleno u otros elementos adicionales.

Estas matrices fueron maquinadas con el perfil del respectivo tubo a ser doblado de acuerdo a las especificadas mostradas en los planos que forman parte de los anexos del presente proyecto.

Además para estar en concordancia con el diseño de la máquina prototipo fue necesaria también la construcción de un juego de 2 zapatas para cada una de las matrices, estas zapatas tienen la forma del perfil de su respectivo tubo y junto con la matriz respectiva completan el perfil exterior del tubo que será doblado, la figura 4.1 muestra un esquema del perfil de las matrices

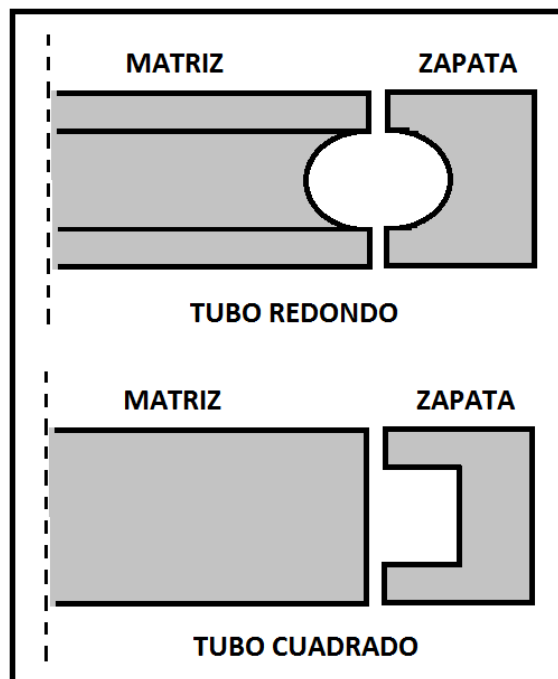


Figura 4.6 Esquema del perfil de las matrices

7.1.2. REDISEÑO DEL SISTEMA DE DOBLADO

El nuevo sistema de doblado de la máquina tendrá las siguientes partes constructivas:

1. Partes móviles
 - a. Brazos giratorios
 - b. Eje porta matriz
 - c. Matrices y zapatas

2. Partes fijas

- a. Corredera
- b. Pasadores de los brazos giratorios
- c. Base de apoyo
- d. Soportes de la base de apoyo

4.1.2.1. Funcionamiento del sistema de doblado

En función del tipo de tubo que se desea doblar se coloca la matriz correspondiente en el eje porta matriz, este conjunto se desliza en la corredera gracias a que se encuentra acoplado mediante una barra al vástago del cilindro hidráulico, al poner en marcha la bomba hidráulica y accionar la válvula de control direccional, se logra que con el movimiento del vástago hacia adelante, la matriz se desplace también en la misma dirección.

En la parte delantera de la base de apoyo se encuentran los brazos giratorios sobre los cuales se encuentran acopladas las zapatas que alojan al tubo que será doblado. Con el movimiento de la matriz hacia adelante se alcanza cierto punto en el cual la matriz y las zapatas toman contacto encerrando entre estos dos elementos al tubo, con el continuo movimiento de la matriz los brazos giratorios son obligados a girar haciendo que las zapatas sigan la trayectoria exterior de la matriz logrando que el tubo confinado se amolde progresivamente a la forma redonda de la matriz.

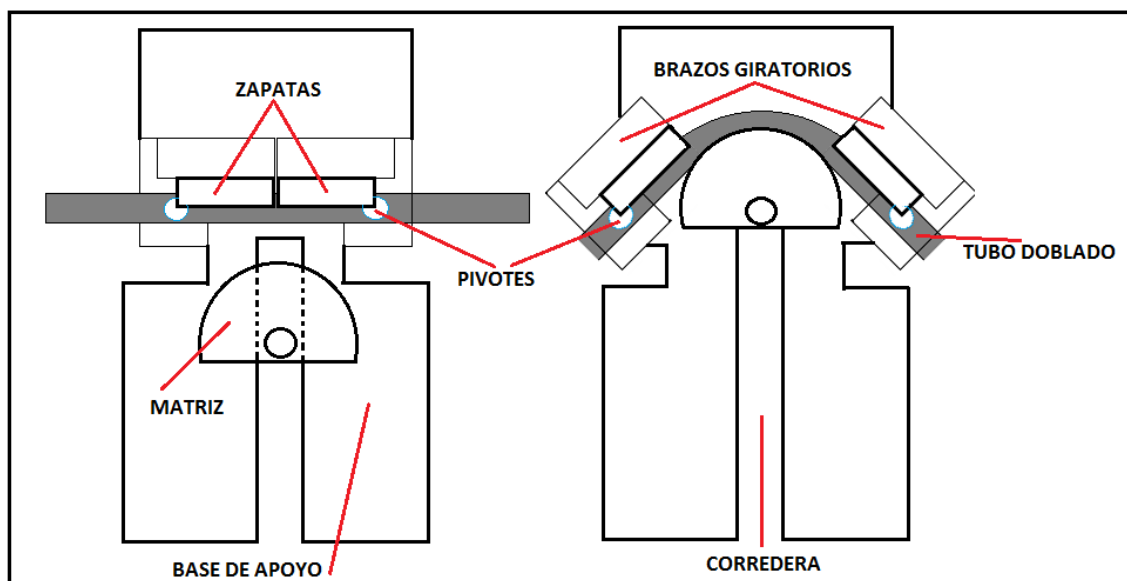


Figura 4.7 Esquema del funcionamiento del sistema de doblado de tubo

En cuanto al doblado de chapa metálica el principio de funcionamiento es el mismo, la única diferencia consiste en que la matriz es reemplazada por un punzón y las zapatas por un dado que se fija a los brazos giratorios evitando que pivoten permitiendo que la chapa metálica se doble a 90° por la acción de empuje del punzón que avanza acoplado al eje que se desliza en la corredera.

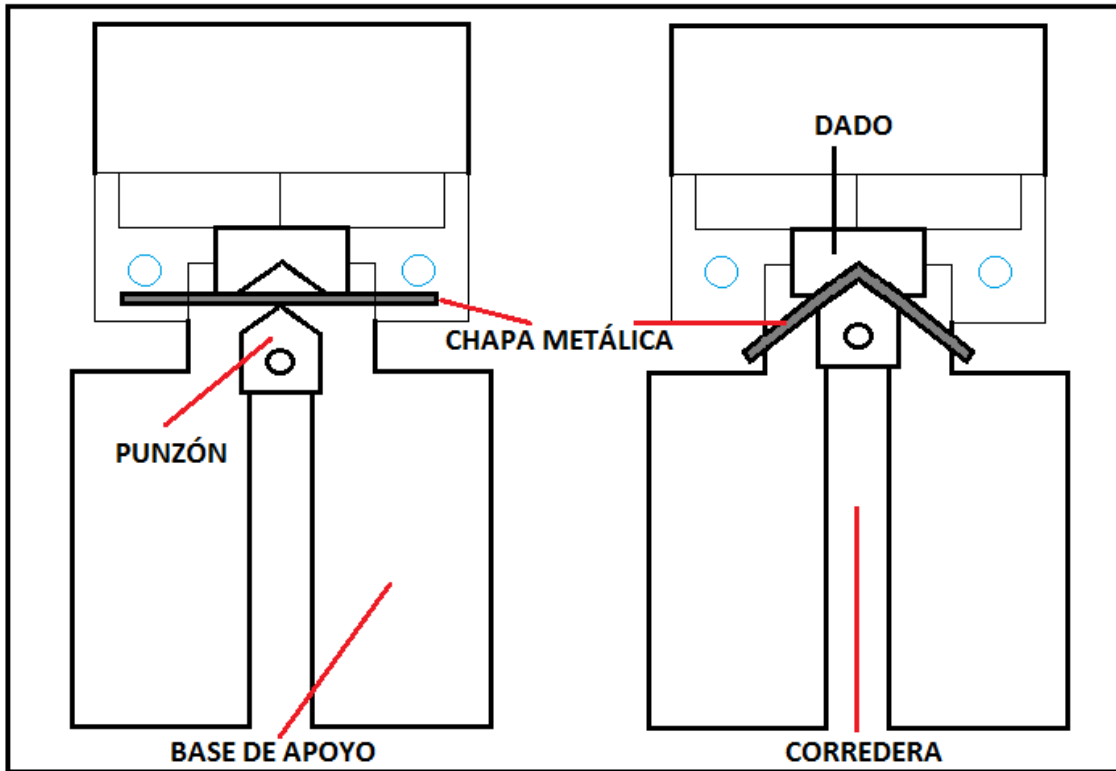


Figura 4.8 Esquema del funcionamiento del doblado de chapa metálica

Es importante señalar que este rediseño del sistema de doblado se basa en el funcionamiento de la máquina prototipo cuyas características fueron descritas detalladamente en el capítulo 2 del presente trabajo.

La base de apoyo va anclada a la mesa de la máquina original y esta a su vez se encuentra sujeta al bastidor el mismo que en su interior contiene los elementos del sistema hidráulico los cuales no necesitaron ser modificados pues bastó con realizar un desmontaje y calibración de la bomba para que el sistema funcione correctamente.

Para realizar el nuevo diseño de los diferentes elementos que formarán parte del sistema de doblado de la máquina, se toman como referencia los valores de fuerza máxima y reacciones que constan en el ANEXO A.

4.1.2.2. Diseño de los pasadores para los brazos giratorios

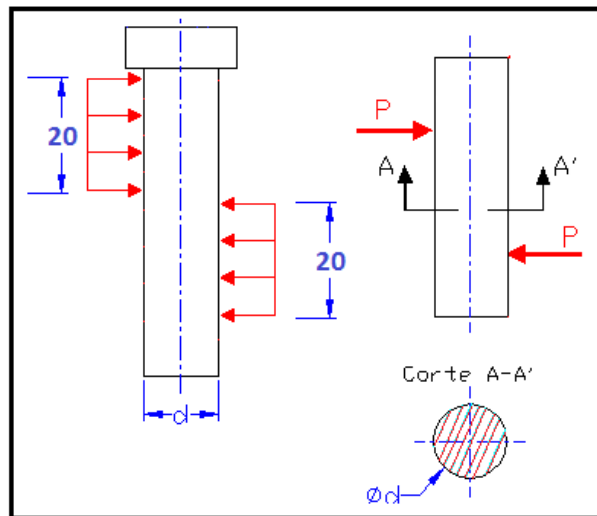


Figura 4.9 Diagrama de cuerpo libre del pasador del brazo giratorio

La carga P corresponde a la máxima reacción calculada para el pasador en el ANEXO A la misma que tiene un valor de $R = 21666.39 \text{ N}$

Diseño a tensión por esfuerzo cortante

Material: Acero AISI 1018

$$S_y = 370 \text{ Mpa}$$

$$S_{sy} = 0.57 S_y$$

$$S_{sy} = 0.57 * 370 \text{ Mpa}$$

$$S_{sy} = 210.9 \text{ Mpa}$$

$$\tau_{DIS} = \frac{S_{sy}}{N} \text{ Siendo } N \text{ el factor de seguridad de } 1.8$$

$$\tau_{DIS} = \frac{210.9 \text{ Mpa}}{1.8}$$

$$\tau_{DIS} = 117.167 \text{ Mpa}$$

Cálculo del máximo esfuerzo cortante admisible

$$\tau_{DIS} = \frac{4V}{3Ac}$$

Siendo:

V la fuerza P

Ac el área del pasador sometida a corte y calculada por $Ac = \frac{\pi * \phi^2}{4}$

Reemplazando P y Ac se obtiene

$$\tau_{DIS} = \frac{16P}{3 * \pi * \phi^2}$$

Al despejar ϕ se obtiene:

$$\phi = \sqrt{\frac{16 * P}{3 * \pi * \tau_{DIS}}}$$

Con $P = 21666.39 \text{ N}$

$$\phi = 17.712 \text{ mm}$$

Diseño por cizallamiento

Material: Acero AISI 1018

$$S_y = 370 \text{ Mpa}$$

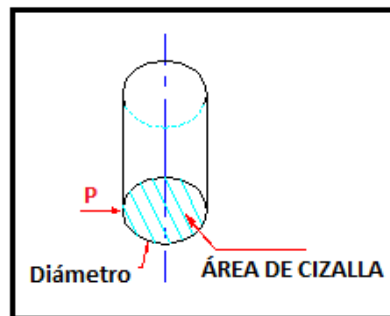


Figura 4.10 Área de cizallamiento del pasador

$$S_{sy} = 0.57 S_y$$

$$S_{sy} = 0.57 * 370 \text{ Mpa}$$

$$S_{sy} = 210.9 \text{ Mpa}$$

$$\tau_{DIS} = \frac{S_{sy}}{N} \text{ Siendo } N \text{ el factor de seguridad de } 1.8$$

$$\tau_{DIS} = \frac{210.9 \text{ Mpa}}{1.8}$$

$$\tau_{DIS} = 117.167 \text{ Mpa}$$

Cálculo del máximo esfuerzo cortante admisible

$$\tau_{DIS} = \frac{F}{A_c}$$

Siendo:

F la fuerza P

A_c el área del pasador sometida a cizalla y calculada por $A_c = \frac{\pi * \phi^2}{4}$

Reemplazando P y Ac se obtiene

$$\tau_{DIS} = \frac{4 * P}{\pi * \phi^2}$$

Al despejar ϕ se obtiene:

$$\phi = \sqrt{\frac{4 * P}{\pi * \tau_{DIS}}}$$

Con P = 21666.39 N

$$\phi = 15.344 \text{ mm}$$

Diseño por aplastamiento

Material: Acero AISI 1018

Sy = 370 Mpa

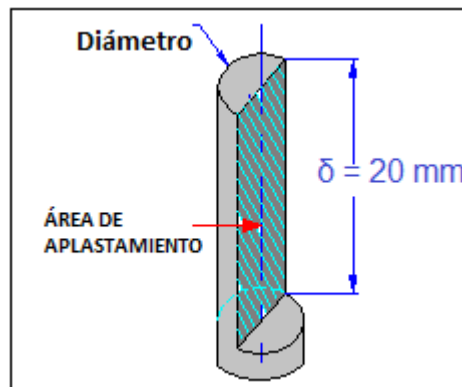


Figura 4.11 Área de aplastamiento del pasador

$$S_{sy} = 0.9 S_y$$

$$S_{sy} = 0.9 * 370 \text{ Mpa}$$

$$S_{sy} = 333 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_{APL} = \frac{S_{sy}}{N} \text{ Siendo } N \text{ el factor de seguridad de } 1.8$$

$$\sigma_{APL} = \frac{333 \text{ Mpa}}{1.8}$$

$$\sigma_{APL} = 185 \text{ Mpa}$$

Fórmula de aplastamiento

$$\sigma_{APL} > \frac{F}{A_{APL}}$$

Siendo:

F la fuerza P

AAPL el área del pasador sometida a aplastamiento y calculada por

$$A_{APL} = \phi * \delta$$

Reemplazando P y AAPL se obtiene

$$\sigma_{APL} \geq \frac{P}{\phi * \delta}$$

Al despejar ϕ se obtiene:

$$\phi \geq \frac{P}{\delta * \sigma_{APL}}$$

Con P = 21666.39 N

$$\phi = 5.856 \text{ mm}$$

Diseño por flexión

Para efectuar este análisis se ha idealizado la carga aplicada como una carga distribuida a lo largo de los 20 mm de longitud del pasador

Material: Acero AISI 1018

$$S_y = 370 \text{ Mpa}$$

$$MA = \frac{20\text{mm} * 21666.39\text{N}}{2}$$

$$MA = 216663.9 \text{ N. mm}$$

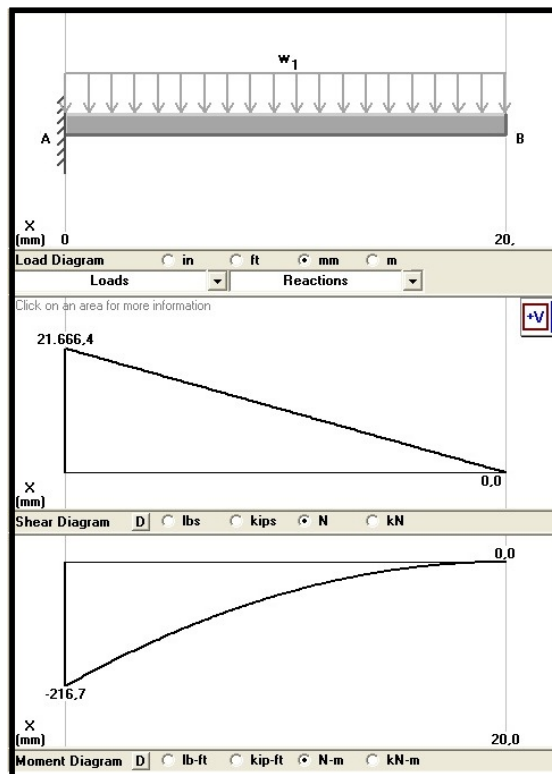


Figura 4.12 Diagrama de fuerza cortante y momento flector en el pasador

$$\sigma_{Dis} = \frac{S_y}{N} \text{ Siendo } N \text{ el factor de seguridad de } 1.8$$

$$\sigma_{Dis} = \frac{370 \text{ Mpa}}{1.8}$$

$$\sigma_{Dis} = 205.556 \text{ Mpa}$$

Fórmula de esfuerzo a flexión

$$\sigma_{Dis} = \frac{M_{max}}{Z}$$

Siendo Z el módulo de la sección

$$Z = \frac{\pi * \phi^3}{32}$$

Por tanto

$$\sigma_{Dis} = \frac{32 * M_{max}}{\pi * \phi^3}$$

Al despejar el diámetro tenemos:

$$\phi = \sqrt[3]{\frac{32 * M_{max}}{\pi * \sigma_{Dis}}}$$

Con $M_{max} = 216663.9 \text{ N} \cdot \text{mm}$

$$\phi \geq 22 \text{ mm}$$

Una vez realizados estos cálculos, se escoge por seguridad para la construcción del pasador el mayor de los diámetros encontrados es decir que el pasador deberá tener como mínimo un diámetro de 22 mm utilizando acero AISI 1018.

4.1.2.3. Diseño de brazos giratorios

Diseño geométrico

Antes de efectuar el diseño mecánico de los brazos giratorios es necesario realizar primero un análisis geométrico para determinar si estos elementos que se comportan como un par de mecanismos giratorios, durante el movimiento que requieren realizar, no presentan trabas es decir se mueven independientemente el uno del otro y describiendo la trayectoria adecuada. Para esto es necesario simplemente realizar un análisis geométrico para

comprobar si las trayectorias descritas por los brazos no presentan interferencia.

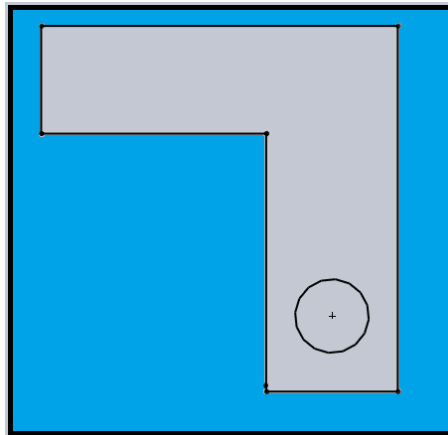


Figura 4.13 Diseño básico del brazo giratorio

El diseño básico como lo muestra la figura 4.13 Es de una "L" invertida, el brazo derecho y el izquierdo se encontrarán enfrentados y se requerirá que giren en sentido horario y anti horario respectivamente, por tanto cualquier punto en el extremo de cada brazo, al girar, deberá presentar una trayectoria que se aleje de la trayectoria de su correspondiente en el brazo opuesto.

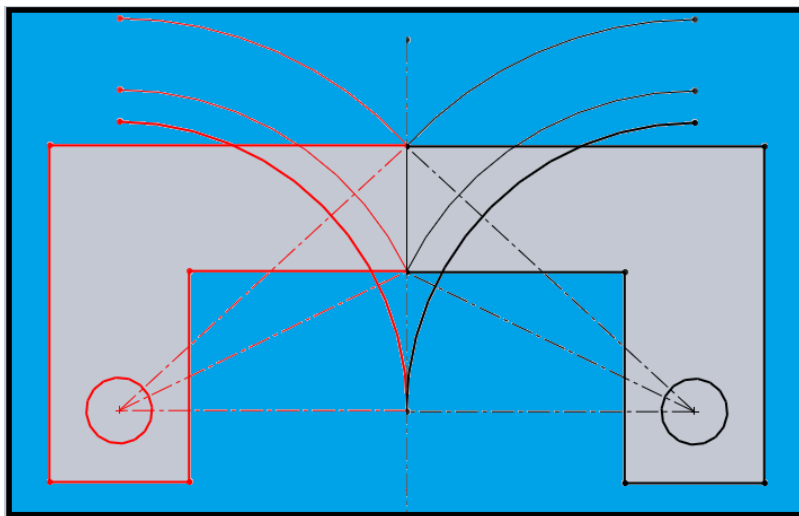


Figura 4.14 Trayectoria descrita por los extremos de los brazos giratorios

Como se advierte en la figura 4.14 si tomamos como referencia el círculo inferior que es el centro sobre el cual los elementos girarán, cualquier punto del brazo derecho que se encuentre sobre la línea imaginaria del diámetro y que gire en sentido horario mientras su contraparte izquierda lo haga en el sentido opuesto describirán sendas trayectorias que no mostrarán interferencia.

Por tanto teniendo en cuenta esta premisa, lo importante para el diseño de los brazos giratorios no son las dimensiones que se establezcan para cada uno, si no que los extremos se encuentren por sobre el centro del pivote y que giren en el sentido apropiado sea horario para el lado derecho y anti horario para el izquierdo.

Diseño por aplastamiento

Material: Acero A 588

$S_y = 345 \text{ Mpa}$

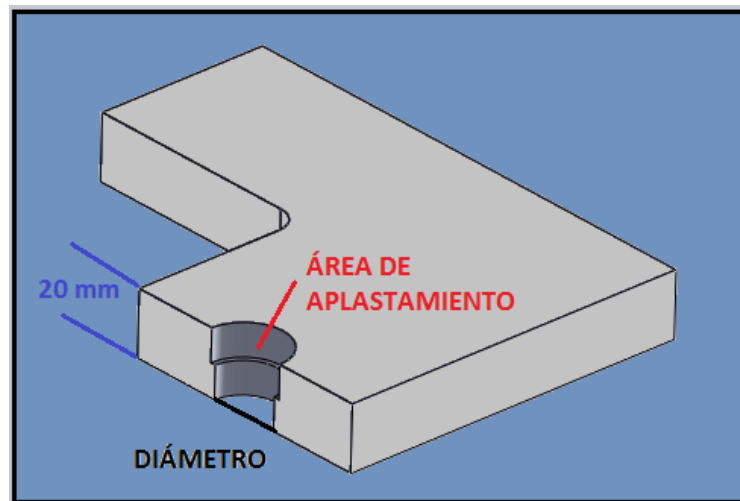


Figura 4.15 Área de aplastamiento agujero brazo

$$S_{sy} = 0.9 S_y$$

$$S_{sy} = 0.9 * 345 \text{ Mpa}$$

$$S_{sy} = 310.5 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_{APL} = \frac{S_{sy}}{N} \text{ Siendo } N \text{ el factor de seguridad de } 1.8$$

$$\sigma_{APL} = \frac{310.5 \text{ Mpa}}{1.8}$$

$$\sigma_{APL} = 172.5 \text{ Mpa}$$

Fórmula de aplastamiento

$$\sigma_{APL} > \frac{F}{A_{APL}}$$

Siendo:

F la fuerza P

A_{APL} el área del agujero en el extremo del brazo y calculada por

$$A_{APL} = \phi * t$$

Reemplazando P y AAPL se obtiene

$$\sigma_{APL} \geq \frac{P}{\phi * t}$$

Al despejar el espesor se obtiene:

$$t \geq \frac{P}{\phi * \sigma_{APL}}$$

Con P = 21666.39 N y $\phi = 22$ mm

$$t \geq 5.71 \text{ mm}$$

El espesor de los brazos giratorios es de 20 mm superior a 5.71 mm por lo que los agujeros no fallan.

Diseño de los topes de apoyo para las zapatas

Las zapatas posteriores que junto a la matriz se amoldan al contorno externo del tubo a doblarse, necesitan apoyarse de alguna manera sobre los brazos para girar en conjunto entorno a la superficie externa de la matriz y progresivamente conformar al tubo, de igual manera sabiendo que las matrices y zapatas deben cambiarse en función del tubo a doblar es necesario contar con un elemento que cumpla la función de apoyo e intercambio, por tanto a continuación se diseñan los topes que se unirán por soldadura a los brazos giratorios.

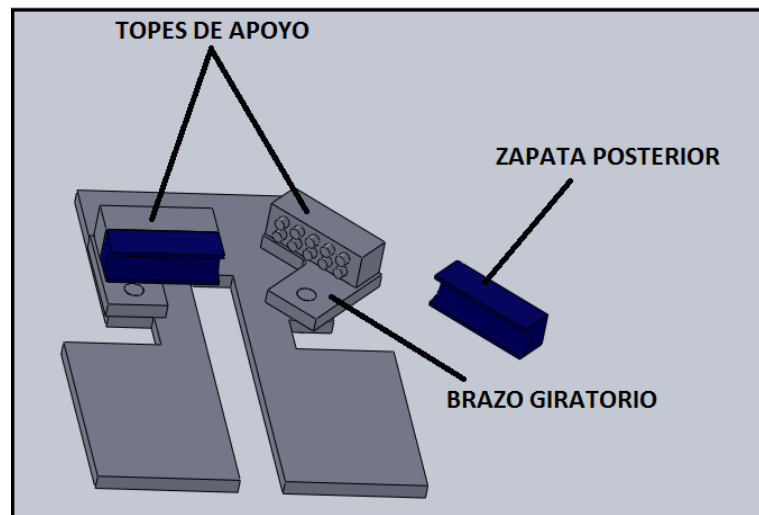


Figura 4.16 Bosquejo de los topes de apoyo a diseñarse



Figura 4.17 DCL del tope de apoyo

Material: Acero AISI 1045

$$S_y = 45514.7 \text{ Psi}$$

Electrodo a usarse: E 6011

Soldadura: A filete transversal de 3/16 " x 5 "

Carga: $P/2 = 21661.2765 \text{ N}$ (4.869 Kip)

Cálculo de la resistencia del material de aporte

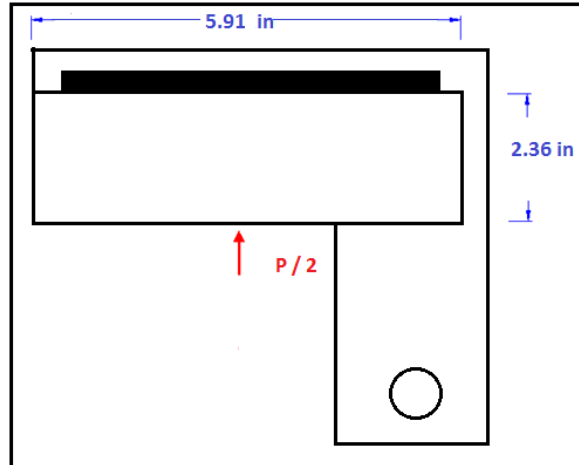


Figura 4.18 Ubicación del cordón de soldadura

$$F = 2.39 \times l \quad ^{34}$$

$$F = 2.39 \times 5''$$

$$F = 11.95 \text{ Kip}$$

Como 11.95 Kip > 4.869 Kip la resistencia del metal de aporte es satisfactoria

Cálculo de la resistencia de la unión

³⁴ Shigley, J.E y Mischke, C.R. Diseño en Ingeniería mecánica. Traducido del inglés por Javier León cárdenas. 6ta. Ed. México, McGRAW-HILL. 2002. pp. 553

$$\tau_{perm} = 0.4 (Sy) \quad 35$$

$$\tau_{perm} = 0.4 (45.51 \text{ Kpsi})$$

$$\tau_{perm} = 18.2 \text{ Kpsi}$$

El esfuerzo cortante τ en el metal base adyacente a la soldadura está dado por

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

$$\tau = \frac{4,869 \text{ Kip}}{0.1875(5)}$$

$$\tau = 5,194 \text{ Kpsi}$$

Como $\tau_{perm} \geq \tau$, es decir, $18.2 \geq 5.194$, la unión resulta satisfactoria cerca del cordón de soldadura. El Esfuerzo de tensión en el cuerpo de la unión σ se determina mediante:

$$\sigma = \frac{F}{tl}$$

Para que la unión sea satisfactoria, $\sigma_{perm} \geq \sigma$

Por tanto calculando σ_{perm} podemos determinar el espesor mínimo que debe tener el cordón de soldadura

El esfuerzo cortante permisible $\sigma_{perm} = 0.3 \times S_{ut} \quad 36$

$$\sigma_{perm} = 0.3 \times 81.90 \text{ Kpsi}$$

$$\sigma_{perm} = 24.57 \text{ Kpsi}$$

$$t \geq \frac{F}{\sigma_{perm} \times l}$$

$$t \geq 0.045 \text{ in (1.2 mm)}$$

Cálculo de las dimensiones de los pines para intercambio de zapatas

³⁵ Shigley, J.E y Mischke, C.R. Diseño en Ingeniería mecánica. Traducido del inglés por Javier León cárdenas. 6ta. Ed. México, McGRAW-HILL. 2002. pp. 551

³⁶ Shigley, J.E y Mischke, C.R. Diseño en Ingeniería mecánica. Traducido del inglés por Javier León cárdenas. 6ta. Ed. México, McGRAW-HILL. 2002. pp. 551

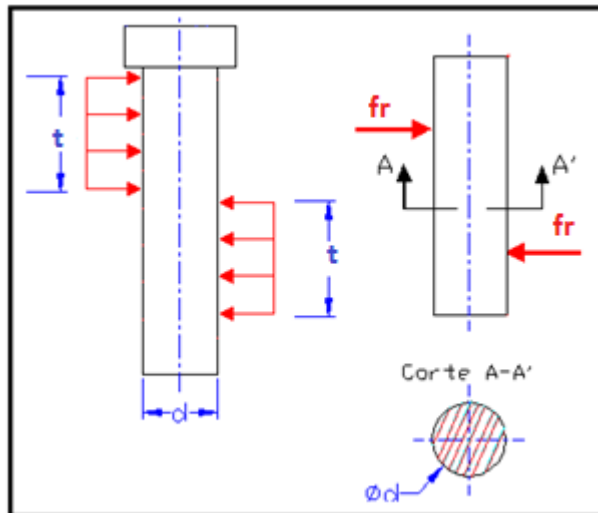


Figura 4.19 Diagrama de cuerpo libre del pin para intercambio de zapatas

La fuerza de rozamiento ha sido calculada en base a la máxima carga $P=21666.39$ N soportada por cada uno de los brazos, la cual provoca una fuerza normal de igual magnitud pero de sentido opuesto además se ha tomado en cuenta un coeficiente de rozamiento $\mu = 0.1$ con lo cual la fuerza de rozamiento resulta ser $f_r = 2166.639$ N la misma que se distribuye para los 4 pines de cada lado que permitirán la ubicación de la matriz para doblado de chapa metálica la misma que es la más pequeña de todas las matrices.

Diseño a tensión por esfuerzo cortante

Material: Acero perno tipo SAE grado 2

$$S_y = 248.211 \text{ Mpa}$$

$$S_{sy} = 0.57 S_y$$

$$S_{sy} = 0.57 * 248.211 \text{ Mpa}$$

$$S_{sy} = 141.48 \text{ Mpa}$$

$$\tau_{DIS} = \frac{S_{sy}}{N} \text{ Siendo } N \text{ el factor de seguridad de } 1.8$$

$$\tau_{DIS} = \frac{141.48 \text{ Mpa}}{1.8}$$

$$\tau_{DIS} = 78.6 \text{ Mpa}$$

Cálculo del máximo esfuerzo cortante admisible

$$\tau_{DIS} = \frac{4V}{3Ac}$$

Siendo:

V la fuerza de rozamiento dividida para los 2 pines del patrón

Ac el área del pasador sometida a corte y calculada por $A_c = \frac{\pi * \phi^2}{4}$

Reemplazando $fr/4$ y A_c se obtiene

$$\tau_{DIS} = \frac{16fr/4}{3 * \pi * \phi^2}$$

Al despejar ϕ se obtiene:

$$\phi = \sqrt{\frac{4 * fr}{3 * \pi * \tau_{DIS}}}$$

Con $fr = 2166.639 \text{ N}$

$$\phi = 3.42 \text{ mm}$$

Diseño por cizallamiento

Material: Acero perno tipo SAE grado 2

$$S_y = 248.211 \text{ Mpa}$$

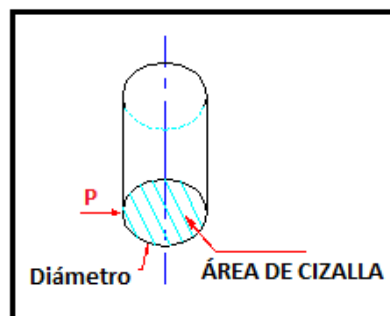


Figura 4.20 Área de cizallamiento del pin para intercambio de zapatas

$$S_{sy} = 0.57 S_y$$

$$S_{sy} = 0.57 * 248.211 \text{ Mpa}$$

$$S_{sy} = 141.48 \text{ Mpa}$$

$$\tau_{DIS} = \frac{S_{sy}}{N} \text{ Siendo } N \text{ el factor de seguridad de } 1.8$$

$$\tau_{DIS} = \frac{141.48 \text{ Mpa}}{1.8}$$

$$\tau_{DIS} = 78.6 \text{ Mpa}$$

Cálculo del máximo esfuerzo cortante admisible

$$\tau_{DIS} = \frac{F}{A_c}$$

Siendo:

F la fuerza de rozamiento dividida para los 4 pines

Ac el área del pasador sometida a cizalla y calculada por $A_c = \frac{\pi * \phi^2}{4}$

Reemplazando P y Ac se obtiene

$$\tau_{DIS} = \frac{4 * fr/4}{\pi * \phi^2}$$

Al despejar ϕ se obtiene:

$$\phi = \sqrt{\frac{fr}{\pi * \tau_{DIS}}}$$

Con $fr = 2166.639 \text{ N}$

$$\phi = 2.962 \text{ mm}$$

Diseño por aplastamiento

Material: Acero perno tipo SAE grado 2

$$S_y = 248.211 \text{ Mpa}$$

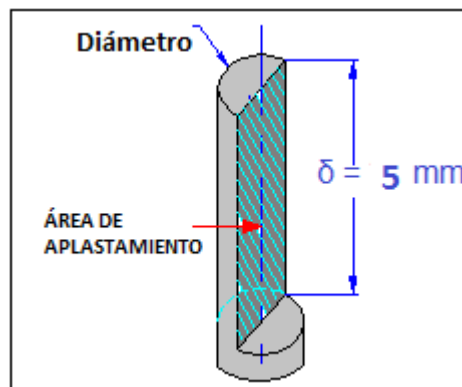


Figura 4.21 Área de aplastamiento del pin para intercambio de zapatas

$$S_{sy} = 0.9 S_y$$

$$S_{sy} = 0.9 * 248.211 \text{ Mpa}$$

$$S_{sy} = 223.389 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_{APL} = \frac{S_{sy}}{N} \text{ Siendo } N \text{ el factor de seguridad de } 1.8$$

$$\sigma_{APL} = \frac{223.389 \text{ Mpa}}{1.8}$$

$$\sigma_{APL} = 124.105 \text{ Mpa}$$

Fórmula de aplastamiento

$$\sigma_{APL} > \frac{F}{A_{APL}}$$

Siendo:

F la fuerza de rozamiento dividida para los 4 pines

AAPL el área del pasador sometida a aplastamiento y calculada por

$$A_{APL} = \phi * \delta$$

Reemplazando fr y AAPL se obtiene

$$\sigma_{APL} \geq \frac{fr/4}{\phi * \delta}$$

Al despejar ϕ se obtiene:

$$\phi \geq \frac{fr}{4 * \delta * \sigma_{APL}}$$

Con fr = 2166.639 N

$$\phi = 0.873 \text{ mm}$$

Diseño por flexión

Para efectuar este análisis se ha idealizado la carga aplicada como una carga distribuida a lo largo de los 5 mm de longitud del pasador

Material: Acero perno tipo SAE grado 2

$$S_y = 248.211 \text{ Mpa}$$

$$MA = \frac{5mm * 2166.39N}{2}$$

$$MA = 2708.5 \text{ N. mm}$$

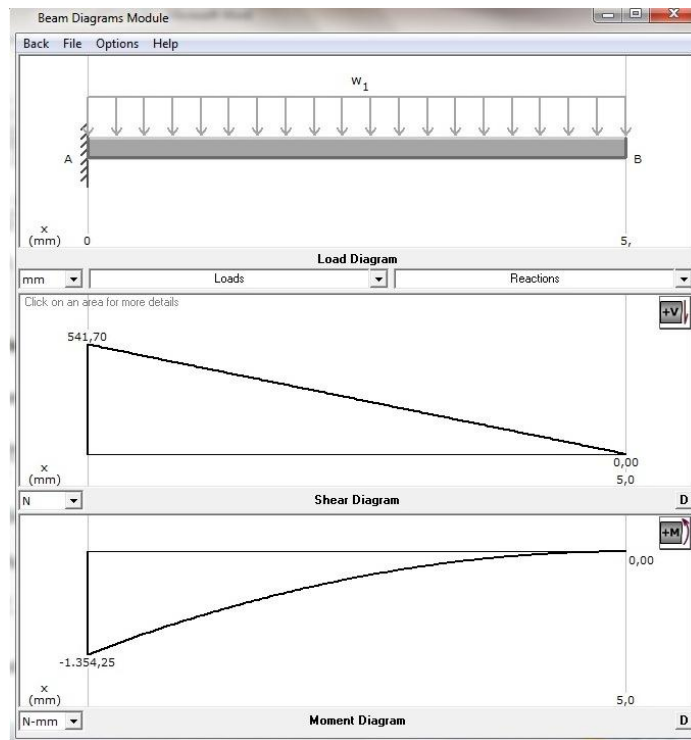


Figura 4.22 Diagrama de fuerza cortante y momento flector en cada pin

$$\sigma_{Dis} = \frac{Sy}{N} \text{ Siendo } N \text{ el factor de seguridad de } 1.8$$

$$\sigma_{Dis} = \frac{248.211 \text{ Mpa}}{1.8}$$

$$\sigma_{Dis} = 137.895 \text{ Mpa}$$

Fórmula de esfuerzo a flexión

$$\sigma_{Dis} = \frac{Mmax}{Z}$$

Siendo Z el módulo de la sección

$$Z = \frac{\pi * \phi^3}{32}$$

Por tanto

$$\sigma_{Dis} = \frac{32 * Mmax}{\pi * \phi^3}$$

Al despejar el diámetro tenemos:

$$\phi = \sqrt[3]{\frac{32 * Mmax}{\pi * \sigma_{Dis}}}$$

Con $Mmax = 1354.25 \text{ N} \cdot \text{mm}$

$$\phi \geq 4.64 \text{ mm}$$

Una vez realizados estos cálculos, se escoge por seguridad para la construcción de los pines pasador el mayor de los diámetros encontrados es decir que el pasador deberá tener como mínimo un diámetro de 4.64 mm utilizando pernos SAE grado 2 de 3/8 de pulgada.

Diseño de aletas tensoras para el resorte

Este elemento irá empernado al extremo de cada brazo y tendrá un orificio para el acoplamiento con un resorte que funcionará en reemplazo del cilindro inferior que posee la máquina prototipo, este resorte será el encargado de proporcionar una retro carga a los brazos y permitirá que retornen a su posición inicial luego de concluir el proceso de doblado.

Unión empernada

Para el cálculo de la unión empernada se toma la máxima carga que se aplicará sobre la aleta.

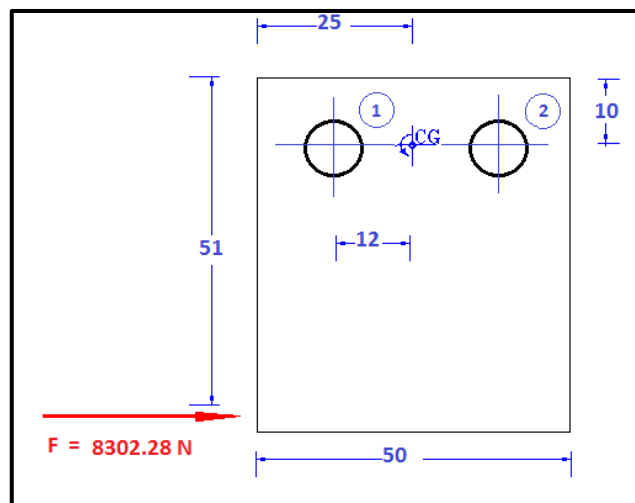


Figura 4.23 Diagrama de cuerpo libre de la unión empernada

Número de pernos en el patrón

$$N = 2$$

Determinación de la fuerza de corte directo en el patrón y en cada uno de los pernos

Carga por esfuerzo de corte

$$F = 8302.28 \text{ N}$$

Carga por perno

$$F_s = \frac{F}{2}$$

$$F_s = \frac{8302.28N}{2}$$

$$F_s = 4151.14 \text{ N}$$

Momento que debe resistir el patrón de pernos

$$M = F \times L$$

Donde: L es la distancia desde la carga aplicada hasta el centro de gravedad.

$$M = 8302.28 \text{ N} \times 41 \text{ mm}$$

$$M = 340393.48 \text{ N} \times \text{mm}$$

Distancia radial del centroide del patrón de pernos al centro de cada perno

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

Cálculo de la suma de los cuadrados de todas las distancias radiales hacia el centro de los pernos

$$\sum r^2 = (12\text{mm})^2 + (12\text{mm})^2$$

$$\sum r^2 = 144\text{mm}^2$$

Cálculo de la fuerza que se requiere en cada perno para que resistan al momento de flexión de la relación

$$F_i = \frac{M \cdot r_i}{\sum r^2}$$

Para el perno No. 1

$$F_1 = \frac{340393.48 \text{ N} \cdot \text{mm} \cdot 12 \text{ mm}}{144\text{mm}^2}$$

$$F_1 = 28366.12 \text{ N}$$

Para el perno No. 2

$$F_2 = \frac{340393.48 \text{ N} \cdot \text{mm} \cdot 12 \text{ mm}}{144\text{mm}^2}$$

$$F_2 = 28366.12 \text{ N}$$

Determinación de todas las fuerzas que actúan sobre cada perno, método gráfico.

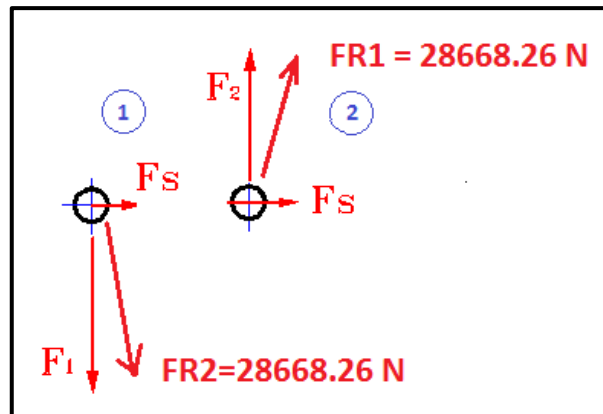


Figura 4.24 Sumatorio de fuerzas, método gráfico

Cálculo del área de corte y diámetro para cada perno.

Para el perno No. 1

Cálculo del área de corte

$$A1 = \frac{FR1}{\tau Adm}$$

$$A1 = \frac{28668.26N}{896Mpa}$$

$$A1 = 31.99mm^2$$

Cálculo del diámetro para el perno

$$\phi = \sqrt{\frac{4 * A1}{\pi}}$$

$$\phi = \sqrt{\frac{4 * 31.99mm^2}{\pi}}$$

$$\phi = 6.38 mm$$

Este diámetro es el mismo para los dos pernos ya que soportan las mismas cargas, además $\sigma adm = 896 Mpa$ corresponde a pernos tipo SAE GRADO 8

El diámetro que se escoge es de 3/8 de pulgada es decir 9.525 mm.

4.1.2.4. Diseño de la base de apoyo

El rediseño que se está efectuando requería contar con una base para apoyar los diferentes componentes que permitirán conformar los tubos y la chapa metálica, la máquina originalmente cuenta con una mesa de trabajo sin embargo esta no presta las facilidades para acoplar los diferentes elementos

del nuevo sistema de conformado es por ello que se requiere construir una base de apoyo.

Esta nueva base se apoyará sobre la mesa de trabajo para lo cual se usarán unos topes que a más de servir de apoyo permitirán levantar la base para montar la corredera, los brazos giratorios, las matrices y el sistema de resortes.

Para la construcción de este elemento se contó con el apoyo de la Fábrica de municiones Santa Bárbara la cual prestó las facilidades necesarias para utilizar tramos de acero A 588 empleados para la construcción de puentes, estos tramos se encontraban almacenados en la bodega de la fábrica los mismos que se ajustaban a las necesidades de nuestro rediseño es por eso que se realizó una búsqueda rápida y se encontró un tramo con dimensiones apropiadas para construir nuestra base de apoyo. Este elemento debe contar con dos agujeros para alojar a los pasadores de los brazos giratorios y debe permitir el acoplamiento de la corredera en la cual se deslizará el eje porta matriz.

Diseño por aplastamiento de agujeros para pasador brazos giratorios

Material: Acero A 588

$$S_y = 345 \text{ Mpa}$$

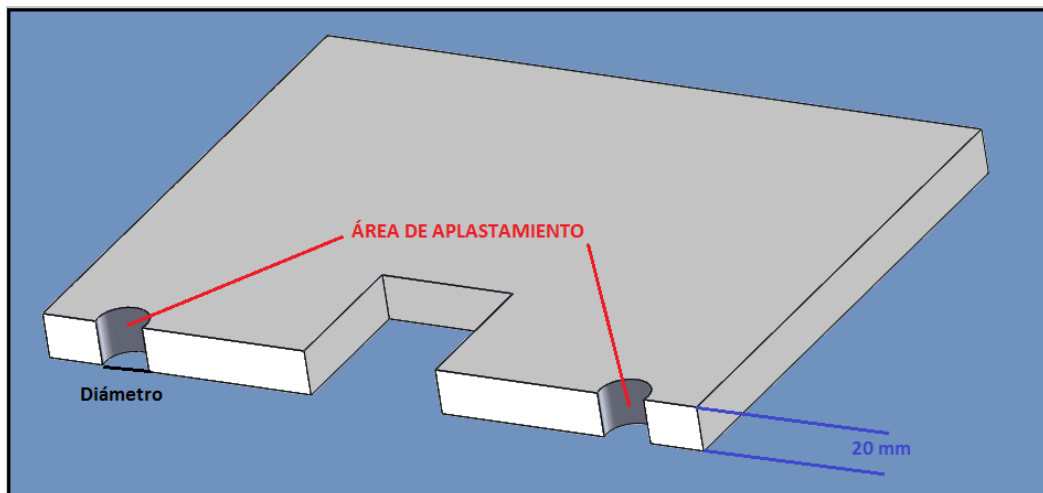


Figura 4.25 Área de aplastamiento de agujeros base de apoyo

$$S_{sy} = 0.9 S_y$$

$$S_{sy} = 0.9 * 345 \text{ Mpa}$$

$$S_{sy} = 310.5 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_{APL} = \frac{S_{sy}}{N} \text{ Siendo } N \text{ el factor de seguridad de } 2.5$$

$$\sigma_{APL} = \frac{310.5 \text{ Mpa}}{2.5}$$

$$\sigma_{APL} = 124.2 \text{ Mpa}$$

Fórmula de aplastamiento

$$\sigma_{APL} > \frac{F}{A_{APL}}$$

Siendo:

F la fuerza P

AAPL el área del agujero en el extremo del brazo y calculada por

$$A_{APL} = \phi * t$$

Reemplazando P y AAPL se obtiene

$$\sigma_{APL} \geq \frac{P}{\phi * t}$$

Al despejar el espesor se obtiene:

$$t \geq \frac{P}{\phi * \sigma_{APL}}$$

Con P = 21666.39 N y $\phi = 20.88 \text{ mm}$

$$t \geq 8.354 \text{ mm}$$

El espesor de la placa es de 20 mm por lo que el agujero no falla por aplastamiento.

Análisis de la unión empernada

Para este cálculo la máxima fuerza desarrollada por el pistón será la que actúa sobre los pernos de unión, es decir F=43322.553 N.

Para este cálculo es necesario determinar la ubicación del centroide de la base de apoyo, la figura 4.24 muestra las medidas en centímetros de la placa y la división de sus correspondientes áreas.

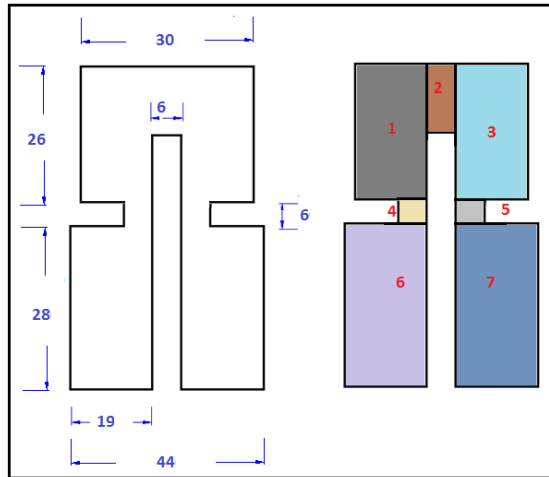


Figura 4.26 Principales medidas y división en áreas de la base de apoyo

Cálculo de las áreas de los rectángulos

$$A1 = A3 = 12\text{cm} \cdot 26\text{cm} = 312 \text{ cm}^2$$

$$A2 = 17\text{cm} \cdot 6\text{mm} = 102 \text{ cm}^2$$

$$A4 = A5 = 6\text{cm} \cdot 6\text{mm} = 36 \text{ cm}^2$$

$$A6 = A7 = 19\text{cm} \cdot 28\text{mm} = 532 \text{ cm}^2$$

$$A_T = 1862\text{cm}^2$$

Cálculo de la ubicación del centroide de la placa

La placa es simétrica respecto al eje longitudinal por tanto la coordenada en el eje "X" estará exactamente ubicada el centro de la placa a una distancia de 220 mm, restando calcular únicamente la coordenada del centroide sobre el eje "Y", tomando en cuenta que el centro de los ejes coordenados se ubica en la esquina inferior izquierda de la placa.

$$\bar{y}_1 = \bar{y}_3 = 47\text{cm}$$

$$\bar{y}_2 = 51.5 \text{ cm}$$

$$\bar{y}_4 = \bar{y}_5 = 31 \text{ cm}$$

$$\bar{y}_6 = \bar{y}_7 = 14 \text{ cm}$$

$$Q_x = \sum_{i=1}^n A_i \cdot \bar{Y}_i$$

$$Q_x = 51709 \text{ cm}^3 \text{ (momento estático en x)}$$

$$\bar{y} = \frac{Q_x}{A_T}$$

$$\bar{x} = 22 \text{ cm} \quad \bar{y} = 27.77 \text{ cm}$$

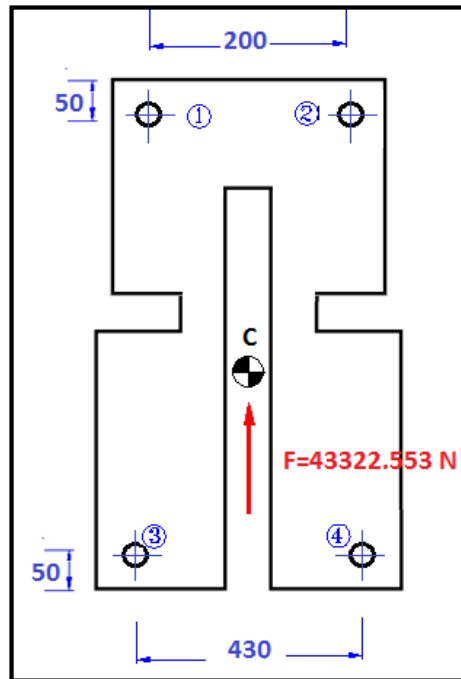


Figura 4.27 Diagrama de cuerpo libre de la base de apoyo, unión empernada

Número de pernos del patrón

$$N = 4$$

La fuerza máxima se encuentra aplicada directamente sobre el C.G. del patrón por lo que esta carga es la única que producirá corte sobre los pernos.

Carga por esfuerzo de corte

$$F = 43322.553 \text{ N}$$

Carga por perno

$$F_s = \frac{F}{4}$$

$$F_s = \frac{43322.553 \text{ N}}{4}$$

$$F_s = 10830.638 \text{ N}$$

Cálculo del área de corte

El área de corte calculada será la misma para los 4 pernos los cuales serán del tipo SAE GRADO 8 $\sigma_{adm} = 896 \text{ Mpa}$ por ser los que se encuentran disponibles en el mercado local.

$$A_s = \frac{F_s}{\tau_{adm}}$$

$$A_s = \frac{10830.638N}{896 \text{ Mpa}}$$

$$A_s = 12.087 \text{ mm}^2$$

Cálculo del diámetro

$$\phi = \sqrt{\frac{4 * A_s}{\pi}}$$

$$\phi = \sqrt{\frac{4 * 71.254 \text{ mm}^2}{\pi}}$$

$$\phi = 3.923 \text{ mm}$$

Por disponibilidad en el mercado se escoge un diámetro de 12.7 mm o 1/2 pulgada.

Diseño por aplastamiento de los agujeros para pernos de unión en la base de apoyo

Material: Acero A 588

$$S_y = 345 \text{ Mpa}$$

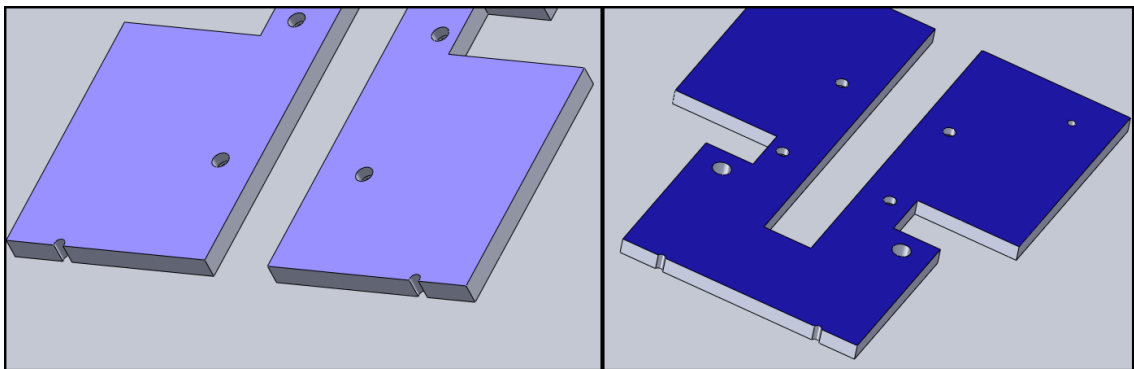


Figura 4.28 Área de aplastamiento agujeros para pernos

$$S_{sy} = 0.9 S_y$$

$$S_{sy} = 0.9 * 345 \text{ Mpa}$$

$$S_{sy} = 310.5 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_{APL} = \frac{S_{sy}}{N} \text{ Siendo } N \text{ el factor de seguridad de } 1.8$$

$$\sigma_{APL} = \frac{310.5 \text{ Mpa}}{1.8}$$

$$\sigma_{APL} = 172.5 \text{ Mpa}$$

Fórmula de aplastamiento

$$\sigma_{APL} > \frac{Fs}{A_{APL}}$$

Siendo:

Fs la fuerza aplicada en cada uno de los 4 pernos

AAPL el área del agujero en los 4 extremos de la base de apoyo y calculada por

$$A_{APL} = \phi * t$$

Reemplazando Fs y AAPL se obtiene

$$\sigma_{APL} \geq \frac{Fs}{\phi * t}$$

Al despejar el espesor se obtiene:

$$t \geq \frac{Fs}{\phi * \sigma_{APL}}$$

Con Fs = 10830.638 N y $\phi = 12.7$ mm

t ≥ 4.94 mm

El espesor de la placa es de 20 mm por lo que los agujeros no fallan por aplastamiento.

10.2 REEMPLAZO DE COMPONENTES EN MAL ESTADO

Como se notó en el Capítulo 3 en el cual se llevó a cabo el levantamiento técnico de la máquina, la mayoría de los elementos que forman parte del equipo y principalmente aquellos que conforman el sistema hidráulico, se encuentran en un estado no excelente pero si adecuado para operar por lo que no fue necesario reemplazar una gran cantidad de componentes en mal estado, sin embargo los únicos elementos que requirieron reemplazo fueron los siguientes:

- A. Los empaques de los conductos de succión y descarga de la bomba los cuales se encontraban deteriorados.



Figura 4.29 Reemplazo de empaques de la bomba

- B. La bomba no disponía de una válvula anti retorno, esta válvula fue colocada en el extremo del tubo de succión.



Figura 4.30 Válvula anti retorno colocada en la succión

- C. La polea de acoplamiento de la bomba con el motor eléctrico, la cual si bien es cierto no se encontraba deteriorada sin embargo permitía el alojamiento de una sola banda cuando los cálculos preliminares recomiendan el uso de 2 bandas.



Figura 4.31 Cambio de la polea simple por una de doble canal

- D. La banda que se encontraba en mal estado fue reemplazada por dos bandas nuevas.

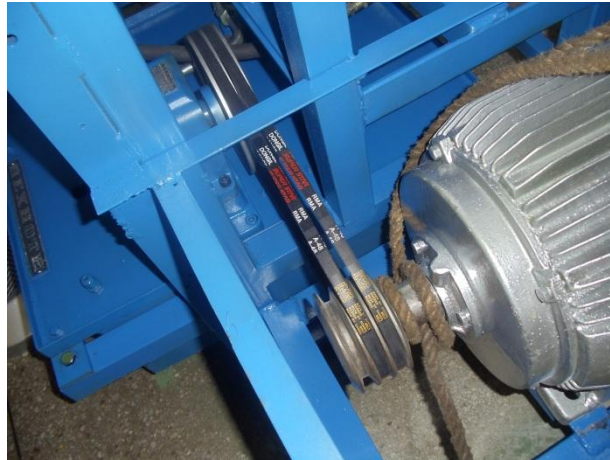


Figura 4.32 Bandas nuevas

- E. El aceite hidráulico fue cambiado ya que desde la construcción de la máquina no había sido reemplazado lo cual contradice la recomendación de mantenimiento de cambiarlo en forma anual.



Figura 4.33 Reemplazo del aceite hidráulico

10.3 ARREGLO Y RECONSTRUCCIÓN DE COMPONENTES DETERIORADOS

No fue necesaria la reconstrucción de los componentes ya que aquellos pocos elementos que se encontraban en mal estado como se indicó en el numeral 4.2 fueron reemplazados no requiriéndose la reconstrucción de ninguno de ellos.

Cabe señalar que el único arreglo que se efectuó fue el de la estructura de soporte la cual por la nueva configuración del sistema de conformado, requirió la adición de dos tubos para robustecer la estructura, trabajo que no presentó mayor dificultad.



Figura 4.34 Colocación de dos tubos adicionales en la estructura

Si bien es cierto los componentes del sistema de conformado de la máquina no se encontraban deteriorados, si se encontraban mal diseñados por lo que fue necesario el rediseño y reconstrucción de los diferentes elementos que forman parte de este nuevo sistema, es por ello que a continuación se muestra una secuencia gráfica de la construcción de los componentes del nuevo sistema de conformado.



Figura 4.35 Placa usada para la base de apoyo



Figura 4.36 Perforado de agujeros en la base de apoyo



Figura 4.37 Base de apoyo terminada



Figura 4.38 Corte de los brazos giratorios mediante plasma



Figura 4.39 Rectificado superficial de los brazos giratorios



Figura 4.40 Construcción de topes para las zapatas posteriores



Figura 4.41 Brazo giratorio terminado



Figura 4.42 Torneado de pasadores para los brazos giratorios

Es relevante señalar que todos los trabajos de construcción de los diferentes componentes para la máquina fueron elaborados en el laboratorio de procesos de manufactura metalmeccánicos del DECEM para lo cual se emplearon diversos equipos y máquinas como taladros, tornos, soldadora, cortadora de plasma, etc.



Figura 4.43 Vista de los componentes construidos

Únicamente para la construcción de las matrices se contrató el servicio de maquinado al Centro de Mantenimiento Industrial (CEMAIN) por ser este un trabajo de precisión.

10.4 DISEÑO DE RESORTES

Para lograr que los brazos giratorios cuenten con una carga que les permita retornar a su lugar inicial una vez terminado el proceso de doblado y para asegurar que la matriz y las zapatas posteriores siempre se encuentren en contacto durante el doblado del tubo, fue necesario diseñar un sistema de resortes que cumpla esta función en forma análoga al pistón inferior con el que cuenta la máquina prototipo (ANEXO B).

Para este diseño se partió de ciertos datos pre establecidos mediante un proceso iterativo hasta lograr un resorte que se amolde a las necesidades de la máquina rediseñada y tomando en cuenta resortes presentes en equipos similares.

DATOS:

d (diámetro del alambre) = 0.17 inch

D (diámetro de la espira) = 1.161 inch

Y (elongación máxima) = 1.29 inch

Material usado: alambre estirado en frío ASTM A227

Cálculo del factor de cortante directo

$$K_s = 1 + \frac{0.5}{C}$$

$$C = \frac{D}{d}$$

$$C = \frac{1.161}{0.17} = 6.86$$

$$K_s = 1.07$$

Cálculo de la precarga

$$F_i = \frac{\pi d^3 \tau_i}{8 K_s D}$$

$$\tau_{i1} = -4.231C^3 + 181.5C^2 - 3387C + 28640$$

$$\tau_{i2} = -2.987C^3 + 139.7C^2 - 3427C + 38404$$

$$\begin{array}{l} \tau_{i1} = 12580 \text{ Psi} \\ \tau_{i2} = 16542 \text{ Psi} \end{array} \left. \vphantom{\begin{array}{l} \tau_{i1} \\ \tau_{i2} \end{array}} \right\} \text{Rango para el esfuerzo inicial}$$

$$F_i = \frac{\pi(0.17)^3 16542}{8(1.07)161}$$

$$F_i = 26 \text{ Lbs.}$$

Verificación del rango de esfuerzo inicial con la precarga

$$\tau_i = \frac{8F_i D}{\pi d^3}$$

$$\tau_i = \frac{8(26)1.161}{\pi(0.17)^3}$$

$$\tau_i = 15645.8 \text{ se encuentra dentro del rango}$$

Constante del resorte

$$k = \frac{F_i}{y}$$

$$k = 20.1 \text{ lbs/inch}$$

Número de espiras

$$k = \frac{Gd^4}{8D^3 N a}$$

$$G = 11.4(10^6) \text{ psi}$$

$$N a = 37.8 \text{ espiras equivalente a } 38$$

Factor de seguridad

$$KB = \frac{4C + 2}{4C - 3}$$

$$KB = 1.21$$

$$\tau_1 = \frac{8KBFiD}{\pi d^3}$$

$$\tau_1 = \frac{8(1.21)26(1.161)}{\pi(0.17)^3}$$

$$\tau_1 = 18.931 \text{ Kpsi}$$

$$S_{ut} = \frac{A}{d^m} \text{ valores obtenidos de tablas para diseño de resortes}$$

$$S_{ut} = \frac{140}{0.17^{0.19}}$$

$$S_{ut} = 196 \text{ Kpsi}$$

$$S_{sy} = 0.45 S_{ut} = 88.2 \text{ Kpsi}$$

$$n_s = \frac{S_{sy}}{\tau_1}$$

$$n_s = \frac{88.2}{18.931}$$

$$n_s = 4.6$$

por tanto el resorte debe tener una longitud total de:

$$L_o = 38 (0.17) = 6.46 \text{ Inch}$$

10.5 DISEÑO DEL SISTEMA DE CONTROL DE ÁNGULOS DE DOBLADO

Para el control de ángulos de doblado se utilizó un sistema similar al que posee la máquina prototipo, el mismo que está formado por una aguja acoplada en el extremo inferior de uno de los brazos giratorios y sobre una plantilla graduada de tal forma que al girar el brazo por acción de la matriz, la aguja marcará el ángulo en el que el tubo se está doblando, la figura 4.35 muestra el sistema descrito anteriormente.

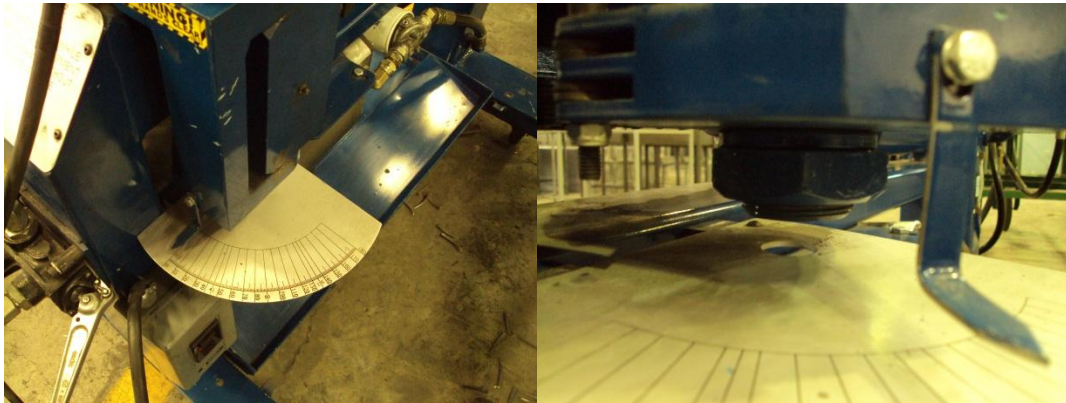


Figura 4.44 Detalle de los elementos del sistema de control de ángulos

Para diseñar este sistema en la máquina propia se deben tomar en cuenta la consideración de que el ángulo marcado por la aguja corresponderá a la mitad del ángulo verdadero.

Esta consideración aparece debido a que cada lado del tubo se dobla en un ángulo idéntico por acción de cada brazo giratorio por tanto al marcar en cualquiera de los dos lados un ángulo de 45° se estará doblando en realidad el tubo en un ángulo de 90° , esto se aclara con la figura 4.36

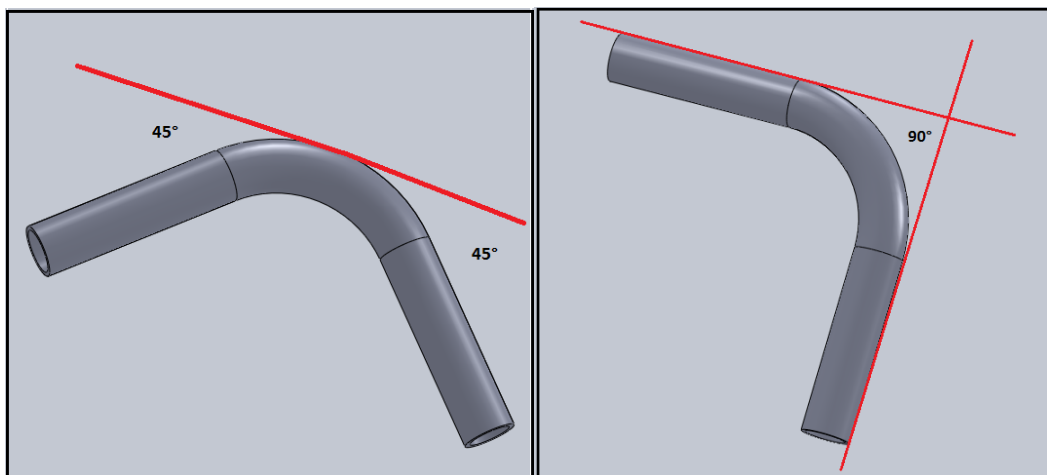


Figura 4.45 Marcación del ángulo de doblado

Es decir para medir el ángulo verdadero con el que se ha doblado el tubo es necesario hacer coincidir uno de los lados con un eje de referencia y entonces el ángulo obtenido corresponderá al ángulo de doblado del tubo, por tanto la plantilla de medición contendrá grabado un ángulo determinado pero llevará marcado un número correspondiente al doble de éste ángulo.

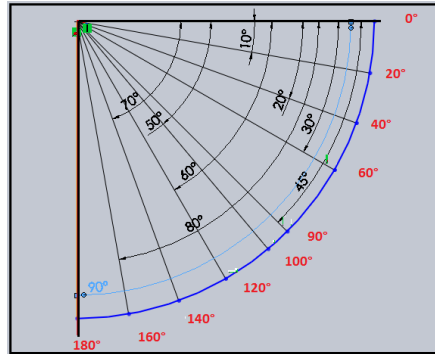


Figura 4.46 Esquema de la plantilla de marcación

Esta plantilla se ubica bajo el brazo giratorio derecho y va apoyada sobre la mesa de la máquina, mientras que la aguja de marcación estará atornillada al extremo del mismo brazo.



Figura 4.47 Sistema de control de ángulos de doblado

10.6 MONTAJE DE TODOS LOS SISTEMAS Y ACCESORIOS QUE COMPONEN EL EQUIPO

A continuación se efectúa una descripción del montaje tanto de las piezas y partes rediseñadas como de los diferentes componentes propios de la máquina los cuales fueron removidos para realizar tareas de mantenimiento como limpieza y pintura en general.



Figura 4.48 Diversos trabajos de pintura efectuados

1. Colocar el reservorio de aceite en su respectivo alojamiento.



Figura 4.49 Colocación del reservorio de aceite

2. Colocar la bomba en la sub placa de montaje.



Figura 4.50 Colocación de la bomba

3. Colocar la válvula direccional en su alojamiento



Figura 4.51 Colocación de la válvula direccional

4. Conectar los diferentes tramos de tubería.



Figura 4.52 Conexión de la tubería

5. Colocar el motor eléctrico



Figura 4.53 Colocación del motor eléctrico

6. Colocar la mesa de trabajo y empernarla a la estructura o soporte.



Figura 4.54 Colocación de la mesa de trabajo

7. Las dos correderas se atornillan a la placa que sirve como base de apoyo y se ubica todo el conjunto sobre los topes y sobre la mesa de la máquina.

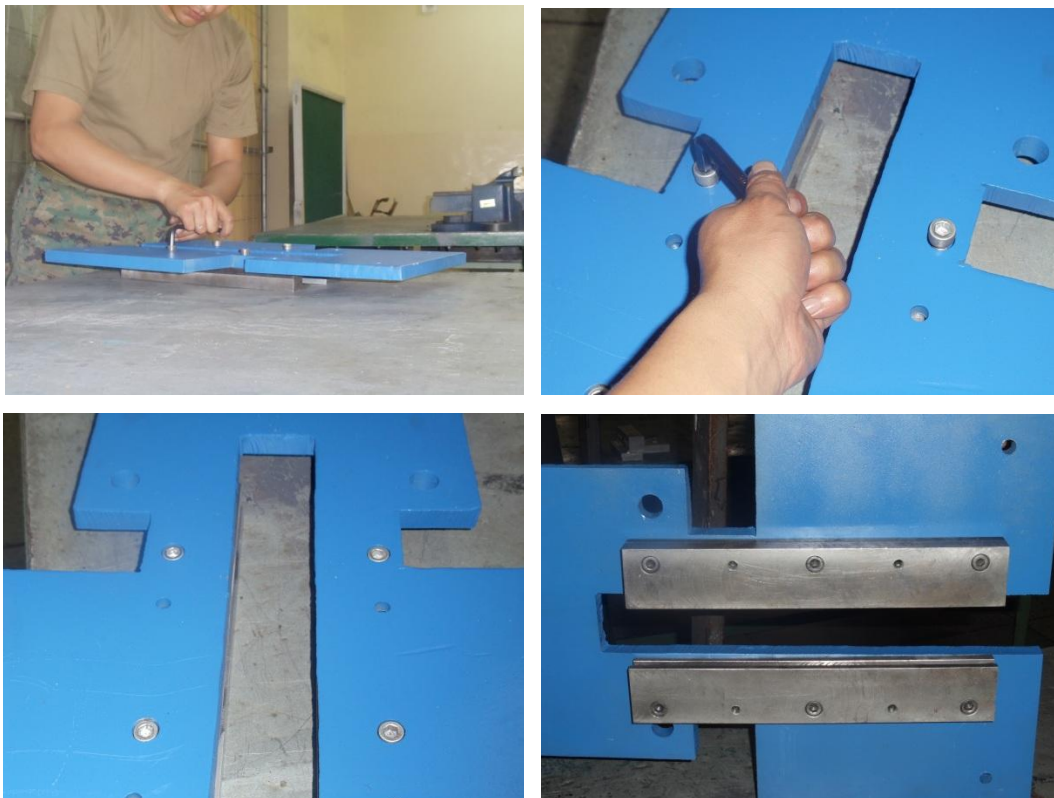


Figura 4.55 Colocación de las correderas

8. Se hace coincidir los topes con sus respectivos orificios y se atornillan los 4 pernos de sujeción, fijando así la base de apoyo a la mesa de la máquina.



Figura 4.56 Ubicación de topes y base de apoyo

9. Se ubican los brazos giratorios sobre la base de apoyo y se deslizan los pasadores en sus respectivos alojamientos, asegurándolos luego con las arandelas de sujeción.

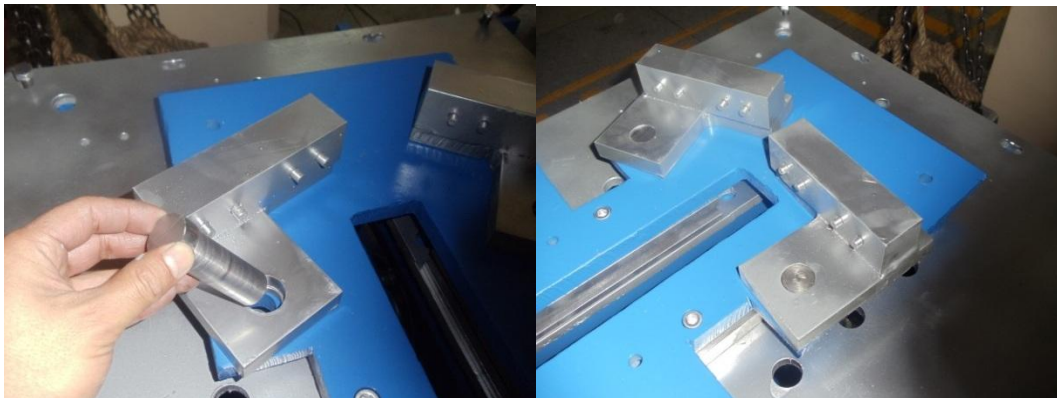


Figura 4.57 Ubicación de brazos giratorios con sus respectivos pasadores

10. El elemento porta matrices se desliza al interior de las correderas y se introduce el sujetador de la barra de acoplamiento en su alojamiento ubicado en el extremo del vástago del cilindro hidráulico.



Figura 4.58 Barra de acoplamiento y elemento porta matrices

11. Se monta en el eje porta matrices el buje de soporte que permite apoyar y a la vez elevar cada una de las matrices.

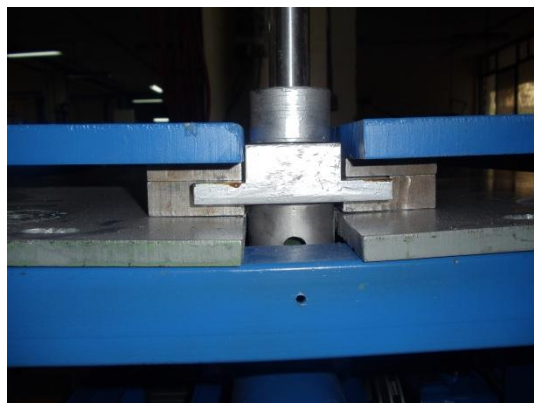


Figura 4.59 Montaje del soporte para matrices

12. Se colocan las zapatas posteriores en los topes de los brazos giratorios, haciendo coincidir los pasadores de acoplamiento.

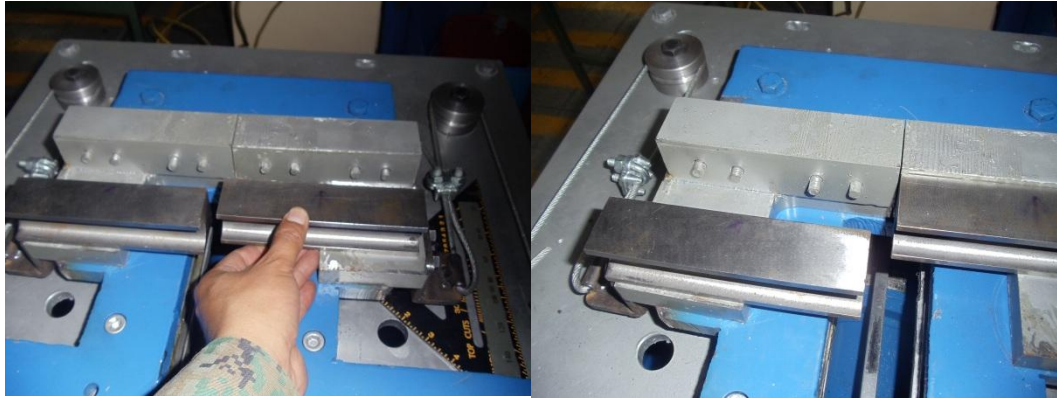


Figura 4.60 Colocación de las zapatas posteriores

13. Se monta la matriz respectiva en función de las zapatas posteriores y del tipo de tubo que se requiere doblar.

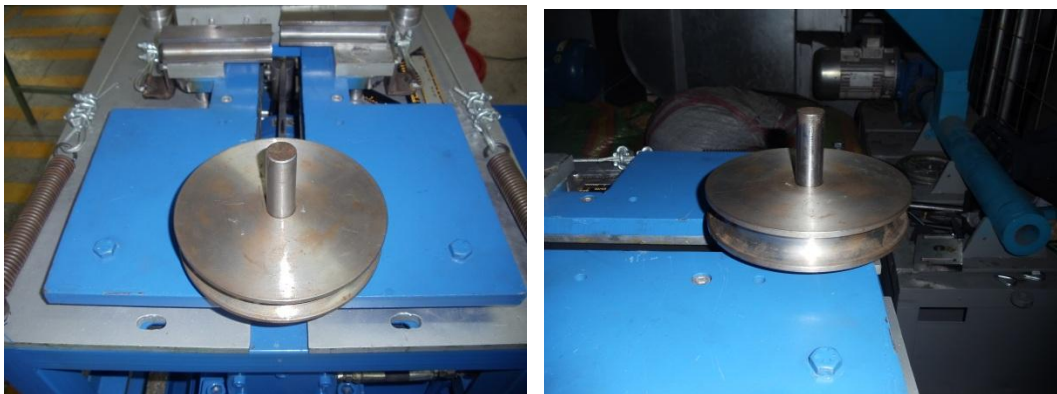


Figura 4.61 Montaje de matrices

14. Se montan los resortes, los topes tipo polea, los cables de sujeción y se los asegura en los extremos de los brazos giratorios, con lo cual la máquina queda en condiciones de operar.

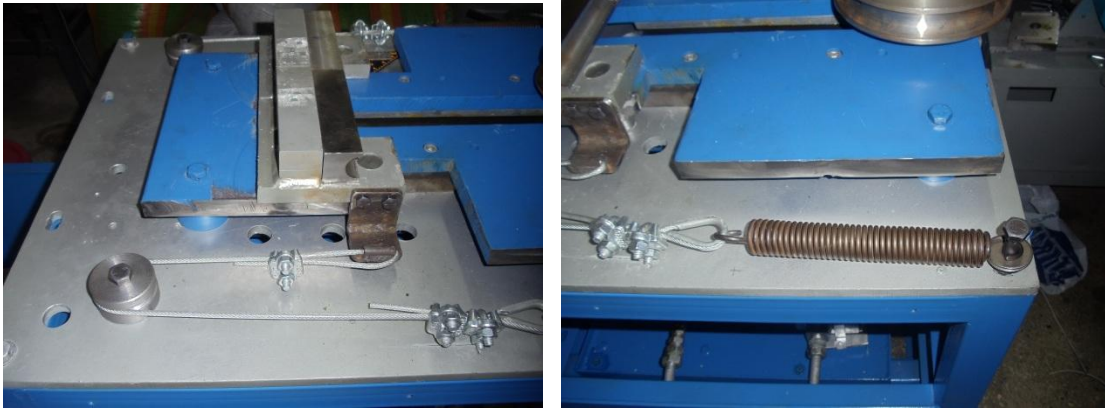


Figura 4.62 Montaje de resortes y cables

Finalmente se presenta un listado tanto de los materiales cuanto de sus respectivas cantidades, los mismo que fueron necesarios para la ejecutar el rediseño.

Tabla 4.6 Descripción de materiales utilizados en el rediseño

ORD	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
BRAZOS GIRATORIOS		
1	Plancha de acero A 588 150 x 250 mm	1
2	Barra de acero AISI 1045 50 x 70 x 150 mm	2
3	Eje de acero AISI 1018 75 mm de longitud ϕ 25.4 mm	2
4	Arandelas	2
5	Pernos SAE GRADO 8 ϕ 3/8 pulgada	4
6	Platinas de acero A36 51 x 50 mm	2
7	Platinas de acero A36 63 x 50 mm	2
BASE DE APOYO		
8	Plancha de acero A 588 500 x 600 mm	1
9	Eje de acero AISI 1045 31 mm de espesor y ϕ 60 mm	4
10	Pernos SAE grado 8 ϕ 1/2 pulgada	4
11	Eje de acero AISI 1045 ϕ 60 mm x 300 mm	1
MATRICES		
12	Eje de acero AISI 1045 espesor 60 mm y ϕ 250 mm	1

13	Eje de acero AISI 1045 espesor 40 mm y ϕ 200 mm	2
-----------	--	---

ZAPATAS POSTERIORES

14	Barra de acero AISI 1045 80 x 80 mm	1
-----------	-------------------------------------	---

15	Barra de acero AISI 1045 70 x 70 mm	2
-----------	-------------------------------------	---

Fuente : Diego Sánchez ejecutor del proyecto

Tabla 4.6 Descripción de materiales utilizados en el rediseño (continuación)

ORD	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
BOMBA HIDRÁULICA		
16	Polea acanalada doble ϕ 8 pulgadas	1
17	Bandas en V	2
SISTEMA DE RESORTES		
18	Resortes	2
19	Cable trenzado 7 x 7 ϕ 1/8 pulgada x 2 m	2
20	Grilletes ¼ pulgada	6
21	Pernos SAE grado 8 ϕ ½ pulgada	2

Fuente : Diego Sánchez ejecutor del proyecto

10.7 COMPARACIÓN ENTRE EL MODELO DE LA MÁQUINA ORIGINAL Y EL MODELO RESULTANTE LUEGO DEL REDISEÑO

Originalmente la máquina contaba con la siguiente configuración:

- Sistema eléctrico
- Sistema hidráulico
- Barra de acoplamiento entre el sistema hidráulico y el sistema de conformado
- Sistema de conformado con una matriz móvil y dos rodillos fijos
- Estructura de soporte

Luego del rediseño la máquina ha mantenido los mismos elementos y sistemas los cuales como se indicó con anterioridad fueron corregidos y sometidos al mantenimiento respectivo, la gran diferencia radica en que el sistema de conformado es totalmente diferente manteniéndose únicamente la matriz móvil

igual al diseño original pero cambiándose el sistema de rodillos fijos por dos brazos giratorios o pivotantes, un par de zapatas posteriores y un acoplamiento con resortes que le da una contra presión a los brazos para ayudar al doblado del tubo. De igual manera la máquina cuenta ahora con un sistema que permite controlar el ángulo de doblado.

A continuación se muestra una secuencia de imágenes que ayudan a comprender de mejor manera las diferencias entre el modelo original y el rediseño.

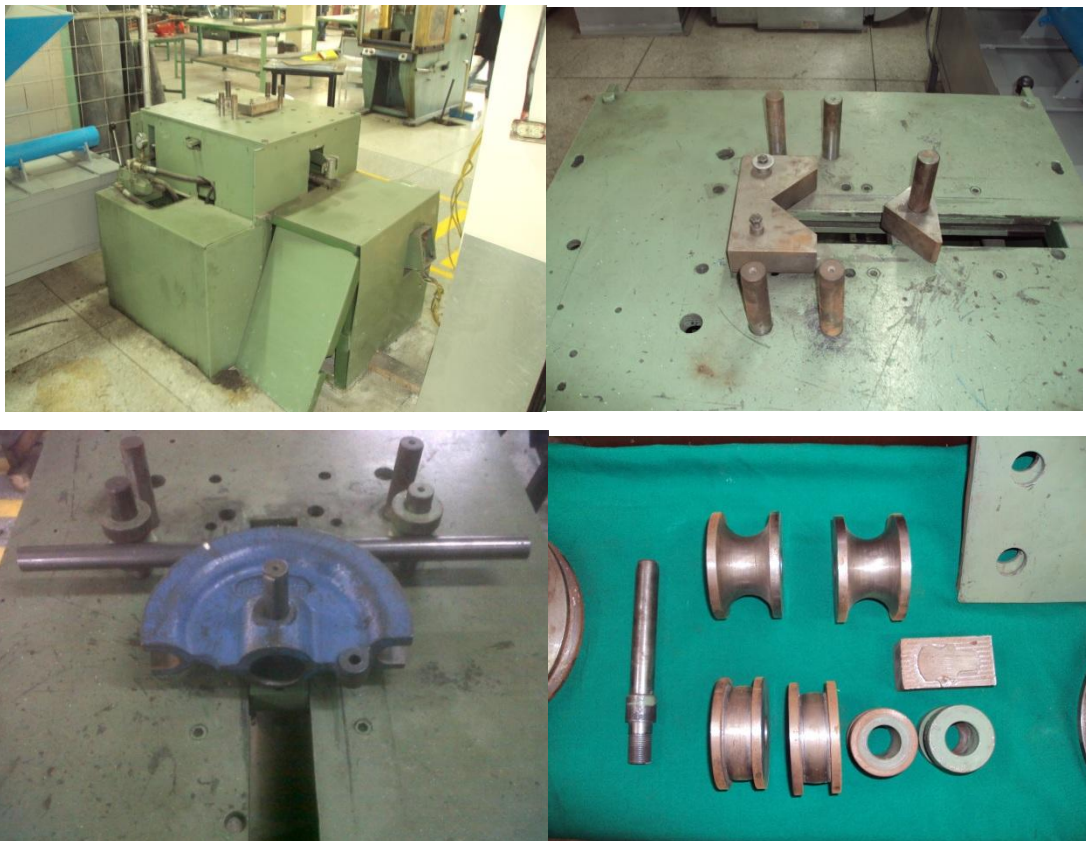


Figura 4.63 Modelo original y componentes de la máquina previo al rediseño

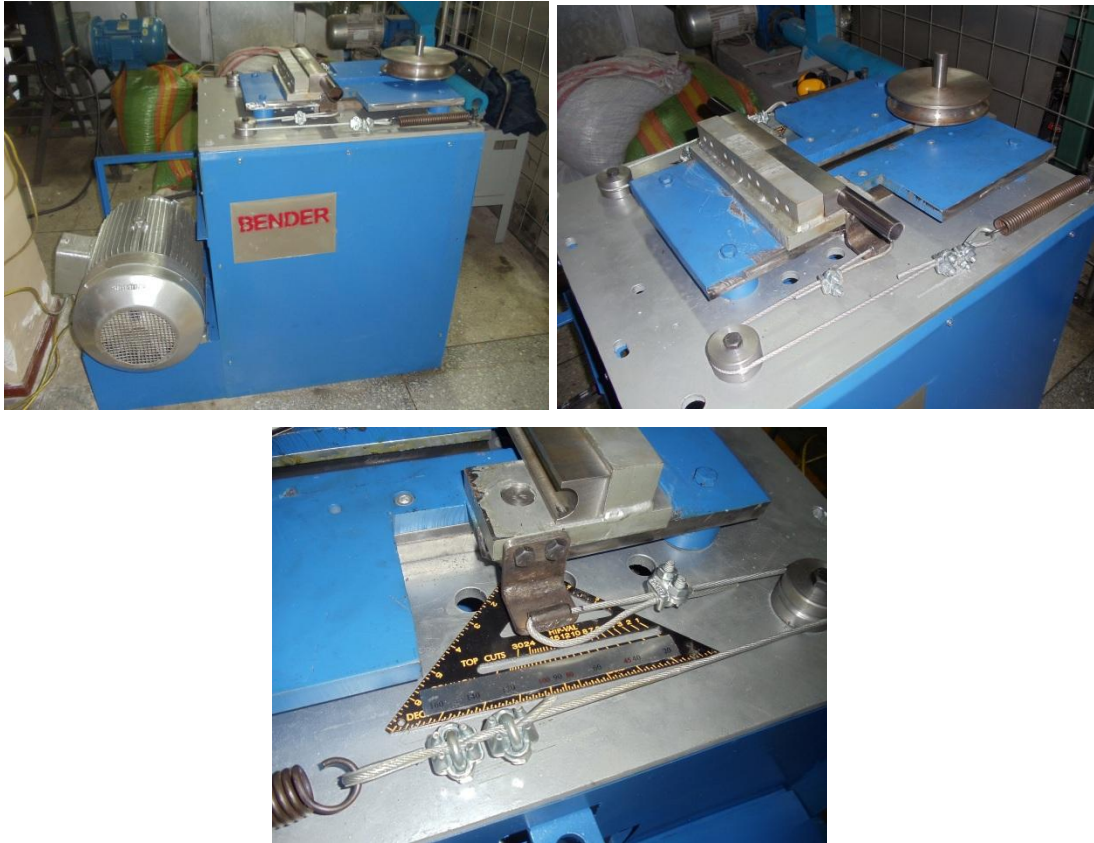


Figura 4.64 Vista de los componentes y elementos de la máquina rediseñada

CAPÍTULO 5

PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO POSTERIORES AL MEJORAMIENTO Y REDISEÑO

15.1 PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO DEL SISTEMA HIDRÁULICO

12.1.1. PRUEBAS DE LA BOMBA HIDRÁULICA

Los trabajos de mantenimiento llevados a cabo en la bomba hidráulica fueron los siguientes:

- Desmontaje de componentes
- Reubicación de elementos internos
- Cambio de empaques
- Implementación de una válvula anti retorno en el conducto de succión
- Cambio de la polea acanalada
- Montaje de elementos, limpieza y pintura exterior



Figura 5.1 Bomba hidráulica luego del mantenimiento

Con estas tareas de mantenimiento la bomba fue montada en el equipo y se efectuó nuevamente la prueba hidrostática bajo las mismas condiciones descritas en el capítulo 3 y se comprobó que la bomba trabaja pero no con la

capacidad que se esperaría de una bomba nueva de las mismas características, la presión máxima que marcan los manómetros es de 800 Psi y aun cuando no presenta fugas, su trabajo como parte del equipo no es adecuado, ya que es un elemento bastante antiguo.

12.1.2. PRUEBAS DEL CILINDRO HIDRÁULICO

Al iniciar el proyecto y de acuerdo a los aspectos funcionales del cilindro descritos en el levantamiento técnico de la máquina, se estableció que el cilindro se encontraba en condiciones muy buenas por lo que la únicas tareas de mantenimiento que se efectuaron fueron la limpieza y pintura exterior.

La prueba que se efectuó sobre el cilindro fue la de hacer salir y regresar el vástago unido a la barra de acoplamiento la misma que a su vez desliza la matriz y dobla los tubos, con esta carga se comprobó que el cilindro trabaja adecuadamente sin presentar fugas ni caídas de presión proporcionando una fuerza adecuada para el funcionamiento del equipo.



Figura 5.2 Cilindro hidráulico luego del mantenimiento

12.1.3. PRUEBAS DEL COLECTOR DE ACEITE

Los trabajos efectuados con el colector fueron los siguientes:

- Vaciado del aceite antiguo
- Limpieza interior y exterior
- Pintura exterior

- Inspección visual interior y exterior de paredes y uniones
- Inspección del empaque de la tapa
- Inspección de la válvula de vaciado



Figura 5.3 Vista interior del colector de aceite y del empaque de la tapa

Este era uno de los elementos que mejores condiciones presentaba antes de efectuar el rediseño por lo que luego de efectuar los trabajos previamente mencionados se lo montó en el equipo y se lo llenó con el fluido hidráulico correspondiente comprobándose que no existen fugas ni durante la operación ni durante los periodos en los que el equipo se encuentra sin operar, por tanto el colector de aceite funciona adecuadamente.

12.1.4. PRUEBAS DE LAS TUBERÍAS

Las tuberías fueron probadas al igual que la bomba con una nueva prueba hidrostática, haciendo que la presión de trabajo sea la máxima es decir 800 Psi, al finalizar la prueba las tuberías no presentaron novedades siendo necesario únicamente colocar teflón en todas las uniones y acoples.



Figura 5.4 Vista de los tramos de tubería del equipo

12.1.5. PRUEBAS DEL SISTEMA DE CONTROL HIDRAÚLICO

El control hidráulico se lleva a cabo mediante una válvula de seguridad y una válvula direccional, la primera regula la presión en el sistema y evita sobrecargas en el equipo y funciona adecuadamente mientras que la segunda permite direccionar el fluido que ingresa en el cilindro haciendo salir y entrar al vástago, estos dos elementos funcionan sin contratiempos.

Además como parte del control hidráulico se encuentran dos manómetros sobre los cuales no se realizó ningún trabajo ni manipulación pues como se indicó en el levantamiento técnico de la máquina, estos fueron probados en el banco de presiones determinándose que su funcionamiento es óptimo.



Figura 5.5 Vista de los manómetros y válvulas

15.2 PRUEBAS OPERACIONALES DEL EQUIPO COMPLETO

5.2.1. PRUEBA DE DOBLADO DE TUBOS

Una vez rediseñada la máquina, fueron efectuadas las pruebas de doblado correspondientes con los diferentes tipos de tubos tanto redondos como cuadrados, sin embargo a pesar de los trabajos de mantenimiento, mejoramiento y rediseño, no fue posible lograr que la máquina doblara todos los tipos de tubos esto debido a tres aspectos principales:

1. La bomba es un elemento bastante antiguo el cual si bien es cierto funciona como parte de la máquina, no lo hace con la potencia que lo haría una bomba completamente nueva, prueba de ello es que la eficiencia que presenta la bomba es apenas de un 37% esto debido principalmente a que las paletas internas de la bomba se encuentran bastante desgastadas.
2. La nueva configuración del sistema de doblado de la máquina incorpora un acople con resortes los cuales exigen mayor fuerza a la máquina.
3. El diseño del sistema para mover la corredera no es adecuado pues la ventaja mecánica que provee es muy baja ocasionando que la estructura de la máquina se deforme y esto no permita el deslizamiento de la corredera.

Por todo lo expuesto anteriormente se establece que el único tubo que la máquina está en capacidad de doblar es tubo redondo de 1 pulgada de diámetro exterior y tubo cuadrado de 3/4 de pulgada por lado, siempre y cuando se hagan las adecuaciones pertinentes.

15.3 COMPARACIÓN Y EVALUACIÓN DE RESULTADOS

A continuación se presenta una tabla comparativa que permite comparar los resultados obtenidos en las pruebas de doblado con la máquina original y la máquina rediseñada.

Tabla 5.1 Comparación de resultados

Tipo de tubo	Diseño original			
	Dobla	Ángulo	Calidad del doblado	Observaciones
Redondo 1 pulgada	Si	90 °	Muy buena	No se controla ángulo y no dispone de matriz propia
Redondo 1 ½ pulgadas	No		Mala, el tubo se arruga	No posee fuerza
Cuadrado ¾ de pulgada	Si		Mala, aparecen huellas de la herramienta	El tubo no se amolda a la matriz
Rediseño				
	Dobla	Ángulo		observaciones
Redondo 1 pulgada	Si	80°	Muy buena	Se requiere disminuir la distancia de los pivotes
Redondo 1 ½ pulgadas	Si	8°	Buena hasta el ángulo en que se detiene	No posee fuerza suficiente y la estructura se deforma
Cuadrado ¾ de pulgada	Si	80°	Muy buena	Se requiere disminuir la distancia de los pivotes

Fuente: Diego Sánchez ejecutor del proyecto

Como se puede apreciar en el cuadro comparativo el rediseño no ha logrado alcanzar en su totalidad los objetivos propuestos inicialmente debido a varios factores que fueron mencionados anteriormente por lo que a manera de conclusión se puede asegurar que si bien es cierto la máquina cuenta con todos los elementos tanto hidráulico como mecánico para funcionar, no se puede negar el hecho de que estos elementos principalmente hidráulicos por el tiempo de vida que poseen ya no se encuentran en óptimas condiciones para

operar y en forma particular la bomba, por tanto es posible hacer que la máquina trabaje en forma idéntica a la máquina que se utilizó como prototipo pero para lograr este cometido se requiere invertir mayores recursos económicos lo cual tornaría a este proyecto demasiado caro y no sería sustentable ya que como se analizará más adelante resultaría más económico adquirir una máquina nueva antes que invertir en adquirir elementos nuevos para la máquina.

Es necesario aclarar que durante la fase de pruebas con la máquina rediseñada, surgió un nuevo problema, al doblar tubos de 1 1/2 pulgadas, las vigas que soportan al pistón se flejaban demasiado y causaban una desalineación en la corredera por lo que la matriz de doblado se detenía y no lograba doblar el tubo, por este motivo fue necesario efectuar un estudio pormenorizado del problema el cual se detalla en el anexo "D".

CAPÍTULO 6

ANÁLISIS ECONÓMICO DEL PROYECTO

21.1 COSTOS RELACIONADOS CON EL PROYECTO

El objetivo del presente análisis es determinar el costo económico relacionado con el rediseño e implementación de las partes requeridas para el adecuado funcionamiento de la máquina así como evaluar cuan beneficioso resulta para la carrera de Ingeniería mecánica el invertir en la ejecución del rediseño en comparación con la adquisición de un equipo nuevo que tenga similares características que la máquina que ha sido mejorada. Todos los valores que se expresan a continuación se especifican en la moneda oficial de la República del Ecuador es decir en dólares americanos y están referidos dentro del período comprendido entre febrero de 2010 y febrero de 2011.

18.1.1. MATERIALES

Tabal 6.1 Costo de los materiales requeridos

Unidad	Descripción	Cantidad	Costo unitario	Costo total
Kg	Barra acero AISI 1045 φ250mm x 55mm	21.19	3.48	73.95
Kg	Barra acero AISI 1045 φ200mm x 80mm	19.74	3.40	67.12
Und	Plancha de acero A 588 60x60mm	1	80	80
kg	Eje de acero AISI 1018	0.8	18.7	14.96
Gln	Aceite ISO 68	10	12.64	126.42
kg	Eje de acero AISI 1045 φ60 mm	13.32	3.033	40.40
Kg	Barra cuadrada acero AISI 1045 70x70 mm (zapatas)	23.6	3.36	79.30

Fuente: Diego Sánchez ejecutor del proyecto

18.1.2. HORAS MÁQUINA Y HORAS HOMBRE REQUERIDAS

Esta sección se encuentra dividida en dos partes, la primera corresponde al trabajo realizado por el ejecutor del proyecto en lo referente al costo de horas hombre y hora máquina necesarias para la construcción de los componentes y partes que requiere el equipo rediseñado, mientras que la segunda parte abarca el costo relacionado con la contratación del servicio de construcción de elementos para los cuales no existía factibilidad de realizarse en el laboratorio de procesos de manufactura metalmecánicos del DECEM.

Tabla 6.2 Costo utilización de maquinaria

Descripción	Horas máquina	Costo hora máquina/hora hombre(USD)	Costo total
Torno Paralelo	8	18	144
Soldadora eléctrica	1 (1 m)	15	15
Cortadora de plasma	1.5 (1.5 m espesor 0.02 m)	27	54
Rectificadora de superficies planas	3	25	75
Taladro de banco	3	4	12
Amoladora	1	2	2
Sierra de vaivén	0.5	2	1

Fuente: Diego Sánchez ejecutor del proyecto

Estos valores son referenciales respecto al taller "CEMAIN" en el cual se construyeron los juegos de matrices.

Tabla 6.3 Costo de la construcción de matrices y zapatas

Descripción	Costo
Maquinado juego de matrices y zapatas para tubo redondo de 1 1/2 y 1 pulgadas	586.00
Maquinado de zapatas para tubo cuadrado 3/4 de pulgada	184.00
IVA	92.40
TOTAL	862.40

Fuente: Diego Sánchez ejecutor del proyecto

18.1.3. ACCESORIOS Y FUNGIBLES

Tabla 6.4 Costo de accesorios y material fungible

Unidad	Descripción	Cantidad	Costo unitario	Costo total
Und	Válvula antiretorno	01	14.65	14.65
Und	Polea 2 canales	01	19.90	19.90
Und	Bandas	02	4.50	9.00
Und	Pernos ISO GRADO 8 1/2 "	6	0.80	4.80
Und	Pernos ISO GRADO 2 3/8 "	8	0.25	2.00
Und	Pernos ISO GRADO 8 3/8 "	4	0.25	1.00
Und	Boquilla y electrodo cortadora de plasma	01	17.56	17.56
m	Cable trenzado 7x7	3	0.95	2.85
Und	Sujetador tipo grillete 1/4	6	0.20	1.20
Litros	Thinner	09	1.30	11.70
Gln	Pintura azul	0.5	21.96	10.98
Gln	Pintura aluminio	0.5	25.68	12.84

Fuente: Diego Sánchez ejecutor del proyecto

18.1.4. GASTOS VARIOS

Tabla 6.5 Gastos varios

Descripción	Costo
Transporte	60
Impresión y copias	50

Fuente: Diego Sánchez ejecutor del proyecto

21.2 RELACIÓN COSTO BENEFICIO ENTRE EL MEJORAMIENTO Y LA ADQUISICIÓN DE UNA NUEVA MÁQUINA

Antes de analizar el costo beneficio es necesario resumir los costos totales demandados por el rediseño de la máquina.

Tabla 6.6 Resumen total de costos del rediseño

Descripción	Costo
Materiales	482.15
Horas máquina/horas hombre	303
Construcción de matrices	862.40
Accesorios y fungibles	108.48
Gastos varios	110
TOTAL	1866.03

Fuente: Diego Sánchez ejecutor del proyecto

Para establecer la relación de costos, se realizó una cotización de una máquina nueva igual a la adquirida por la ESPE sede Latacunga, esta cotización se efectuó a través de la Ing. Sandra Pinto cuya empresa es la representante de la

marca BEND PAK para el Ecuador y se estableció que el costo de una máquina nueva era de 10249 USD.

Valor que es cinco veces mayor al valor invertido en el rediseño sin embargo el diseño original de la máquina hidráulica costo 5571.32 USD³⁷ .

Por tanto hasta el momento se lleva invirtiendo un total de 7437.35 USD sin lograr que la máquina trabaje a la par que una máquina nueva, esto da claras luces de que la máquina por su naturaleza de ser reciclada y ocupar componentes antiguos no resulta beneficiosa para ser mejorada siendo más rentable comprar una máquina nueva.

Sin embargo es necesario analizar otro aspecto, una máquina nueva no sería rentable adquirirla para emplearla únicamente en prácticas y trabajos escolares de los alumnos si no que al adquirir un equipo nuevo se debería usarlo para obtener réditos económicos como lo hace el centro de producción de la ESPE sede Latacunga por tanto desde el punto de vista económico netamente es mejor adquirir un equipo nuevo pero desde el punto de vista de la aplicación y empleo como parte del laboratorio de procesos de manufactura metalmecánicos este valor no se justifica y es suficiente con disponer con una máquina de carácter didáctica por un valor cinco veces menor al de un equipo completamente nuevo.

³⁷ ANCHAPAXI, P. Diseño y construcción de una máquina hidráulica semiautomática de tipo universal para conformado metálico en frío para el laboratorio de máquinas herramientas de la FIM-E. Tesis Ing. Mec. Sangolquí. Escuela Politécnica del Ejército. Facultad de Ingeniería Mecánica. 2003. pp. 136

CAPÍTULO 7

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

7.1. CONCLUSIONES

- El presente proyecto permitió ejecutar una investigación de campo sobre un equipo prototipo con lo cual se alcanza uno de los objetivos que los organismos rectores de la educación superior imponen a la ESPE y a todas las Universidades en general, el de fomentar la investigación como parte de la oferta académica.
- La máquina fue mejorada principalmente en el sistema de conformado sin embargo no fue posible potenciarla al 100 % ya que sus componentes reciclados y principalmente la bomba hidráulica tienen superada su vida útil.
- La máquina tal como se encontraba inicialmente se encontraba en condición de no operable, con el rediseño se logró devolverle operabilidad y se la dejó en mejores condiciones que en las que se encontraba al iniciar el proyecto.
- Como parte importante del proyecto se efectuó un análisis y levantamiento técnico sobre el equipo, el mismo que permitió determinar que la máquina cumplía medianamente con condiciones para ser rediseñada en función de la máquina prototipo.
- Se logró rediseñar exitosamente el sistema de conformado incorporando brazos giratorios acoplados a un sistema de cables y resortes que superan el diseño original de rodillos fijos, así como un sistema que permite controlar los ángulos de doblado.
- El equipo fue puesto a punto y probado sin embargo la capacidad de la máquina fue superada por el tipo de tubo de mayor dimensión que se esperaba doblar, a pesar de esto la máquina dobla exitosamente tubo de hasta 1 pulgada de diámetro exterior y la calidad del doblado es muy buena considerando que el tubo presenta una disminución de su diámetro que es mínima.

- La máquina no puede ser usada para prestar un servicio de doblado al sector metalmecánico local, sin embargo puede ser usada confiablemente en prácticas didácticas con los alumnos del DECEM.
- El análisis financiero arroja como resultado que desde el punto de vista netamente económico es mejor adquirir un equipo nuevo pero desde el punto de vista didáctico es suficiente con la inversión realizada en el rediseño de la máquina.
- Es importante señalar como conclusión final que luego de realizar la construcción de los diferentes elementos que formaron parte del rediseño del equipo, hace falta ampliar la cantidad de horas de práctica y disponibilidad del laboratorio en lo referente al uso de máquinas herramientas puesto que la experiencia para realizar el maquinado y construcción de piezas en forma personal me parece, no fue suficiente.

7.2. RECOMENDACIONES

- Continuar efectuando investigaciones respecto al funcionamiento de la máquina, dando cabida a que los estudiantes desarrollen su conocimiento en temas relacionados con la hidráulica y procesos de manufactura, utilizando para este fin el equipo producto del presente proyecto.
- A pesar de la nula factibilidad económica de mejorar el equipo, es posible potenciarlo aún más, pero esto implicaría un costo demasiado elevado pues sería necesario adquirir como mínimo una bomba hidráulica nueva, por lo que sería recomendable en caso de requerirse, adquirir un equipo completamente nuevo siempre y cuando no se lo utilice únicamente para prácticas estudiantiles.
- Aun cuando la máquina no alcanzó los objetivos inicialmente establecidos, es recomendable no descuidar su mantenimiento pues así se puede conservar de mejor manera un equipo que presta utilidad a los estudiantes.
- El motor eléctrico que usa la máquina presenta muy buenas características por lo que en la medida de lo posible y de acuerdo a las circunstancias futuras que experimente el laboratorio, se recomienda

usar este motor en otra aplicación pues está claramente sobredimensionado, siempre y cuando se lo reemplace por otro motor que permita el funcionamiento de la máquina hidráulica.

- En la medida de lo posible es recomendable permitir que otros alumnos de la carrera realicen un nuevo análisis respecto al sistema de conformado de la máquina y guiándose en los bosquejos que forman parte del presente trabajo realice las correcciones pertinentes de tal forma de alcanzar con la máquina una mejor prestación en cuanto al doblado de tubos.
- Me permito recomendar finalmente se estudie la posibilidad de aumentar la cantidad horas clase dedicadas a las prácticas en los laboratorios de procesos de manufactura y la posibilidad de ampliar los horarios de este laboratorio con el fin de fortalecer la experiencia de los alumnos en el uso de las máquinas y herramientas de este laboratorio.

BIBLIOGRAFÍA

Gere, J.M. Mecánica de materiales. Traducido del inglés por José de la Cera, Virgilio González y Sergio Durán. 5ta. Ed. México, Thomson Editores. 2002.

LA PAZ. UNIVERSIDAD MAYOR SAN SIMÓN, Tecnología mecánica, Facultad de ciencia y tecnología.

Bahamonde, N. y Guaranda, W. Simulación del proceso de estampado en chapas metálicas y su recuperación elástica a través del software por elementos finitos Stampack. Tesis Ing. Mec. Quito. Escuela Politécnica Nacional. Escuela de Ingeniería. 2007

Endara, S. y Silva, R. Diseño mecánico de una dobladora manual. Tesis Ing. Mec. Sangolquí. Escuela Politécnica del Ejército. Facultad de Ingeniería Mecánica. 2000

Mott, R.L. Mecánica de fluidos aplicada. Traducido del inglés por Carlos Cordero y Homero flores. 4ta. Ed. México, Prentice Hall Hispanoamericana, S.A. 1996

Anchapaxi P. Diseño y construcción de una máquina hidráulica semiautomática de tipo universal. Tesis Ing. Mec. Sangolquí. Escuela Politécnica del Ejército. Facultad de Ingeniería Mecánica. 2003

Centro de servicios y accesorios Dipac. Catálogo de acero. Dipac Cía. Ltda. S.f.

Norton, R.L. Diseño de Máquinas. Traducido del inglés por Gabriel Sánchez García. 1ra. Ed. México, Prentice Hall. 1999

Shigley, J.E y Mischke, C.R. Diseño en Ingeniería mecánica. Traducido del inglés por Javier León cárdenas. 6ta. Ed. México, McGRAW-HILL. 2002