



UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE

FACULTAD DE INGENIERÍA EN CIENCIAS APLICADAS

CARRERA DE INGENIERÍA EN MECATRÓNICA

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

TEMA:

**MÁQUINA DOBLADORA DE TUBO REDONDO DE ACERO CON COSTURA DE
HASTA 19 mm DE DIÁMETRO Y 1.5 mm DE GROSOR CONTROLADA POR UN
MICROCONTROLADOR.**

AUTOR: JAIRO GUSTAVO TARAMUEL TATÉS

DIRECTOR: ING. OCTAVIO ARIAS

**IBARRA – ECUADOR
2011**



UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE

IBARRA - ECUADOR

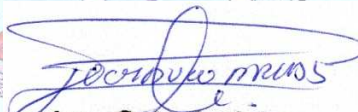
CERTIFICO:

QUE: El Señor Taramuel Tatés Jairo Gustavo, portador de la cédula N° 100268661-4, es egresado de la Facultad de Ingeniería en Ciencias Aplicadas, de la Carrera de Ingeniería en Mecatrónica, ha desarrollado el Proyecto de Tesis "MÁQUINA DOBLADORA DE TUBO REDONDO DE ACERO CON COSTURA DE HASTA 19 mm DE DIÁMETRO Y 1,5 mm DE GROSOR CONTROLADA POR UN MICROCONTROLADOR".

QUE: El Proyecto se encuentra implementado y funcionando correctamente en el Taller de propiedad del Doctor Jorge Humberto Hernández, desde el 1 de julio de 2011.

Es todo cuanto puedo certificar, facultando al interesado hacer uso en lo que estime conveniente.

Ibarra, 21 de septiembre de 2011.


Ing. Octavio Arias
DIRECTOR DE TESIS



UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE
BIBLIOTECA UNIVERSITARIA

AUTORIZACIÓN DE USO Y PUBLICACIÓN A FAVOR DE LA
UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE

1. IDENTIFICACIÓN DE LA OBRA

La UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE dentro del proyecto Repositorio Digital determina la necesidad de disponer de textos completos en formato digital con la finalidad de apoyar los procesos de investigación, docencia y extensión de la universidad.

Por medio del presente documento depongo mi voluntad de participar en este proyecto, para lo cual pongo a disposición la siguiente información:

DATOS DEL CONTACTO	
Cédula de Identidad	1002686614
Apellidos y Nombres	Taramuel Tatés Jairo Gustavo
Email	jairo_taramuel@hotmail.com
Teléfono Fijo	022463503
Teléfono móvil	080321303

DATOS DE LA OBRA	
Título	MÁQUINA DOBLADORA DE TUBO REDONDO DE ACERO CON COSTURA DE HASTA 19 mm DE DIÁMETRO Y 1.5 mm DE GROSOR CONTROLADA POR UN MICROCONTROLADOR.
Autor	Taramuel Tatés Jairo Gustavo
Fecha	26 de septiembre de 2011
Programa	Pregrado
Título por el que se aspira	Ingeniería en Mecatrónica

2. AUTORIZACIÓN USO A FAVOR DE LA UNIVERSIDAD

Yo, Taramuel Tatés Jairo Gustavo, con cédula de identidad N° 1002686614, en calidad de autor y titular de los derechos patrimoniales de la obra o trabajo de grado descrito anteriormente, hago entrega del ejemplar respectivo en forma digital y autorizo a la universidad Técnica del Norte, la publicación de la obra en el Repositorio Digital Institucional y uso del archivo digital en la Biblioteca de la Universidad con fines académicos, para ampliar la disponibilidad de material y como apoyo a la educación, investigación y extensión, en concordancia con la Ley de educación Superior Artículo 143.



UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE

COMISIÓN DE DERECHOS DE AUTOR DEL TRABAJO DE GRADO A FAVOR DE LA UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE

Yo, **Jairo Gustavo Taramuel Tatés**, con cédula de identidad N°: 1002686614, manifiesto mi voluntad de ceder a la Universidad Técnica del Norte los derechos patrimoniales consagrados en la Ley de Propiedad Intelectual del Ecuador, Artículos 4, 5 y 6, en calidad de autor del trabajo de grado denominado: "MÁQUINA DOBLADORA DE TUBO REDONDO DE ACERO CON COSTURA DE HASTA 19 mm DE DIÁMETRO Y 1.5 mm DE GROSOR CONTROLADA POR UN MICROCONTROLADOR", que ha sido desarrollado para optar por el título de **Ingeniero en Mecatrónica**, quedando la Universidad facultada para ejercer plenamente los derechos cedidos anteriormente.

En mi calidad de autor me reservo los derechos morales de la obra antes citada. En concordancia suscribo este documento en el momento que hago entrega del trabajo final en el formato impreso y digital a la biblioteca de la Universidad Técnica del Norte.

Firma

Nombre: Jairo Gustavo Taramuel Tatés

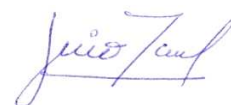
Cédula: 1002686614

Ibarra, 26 de septiembre de 2011

DECLARACIÓN

Yo Jairo Gustavo Taramuel Tatés, declaro bajo juramento que el trabajo aquí descrito es de mi autoría; y que éste no ha sido previamente presentado para ningún grado o calificación profesional.

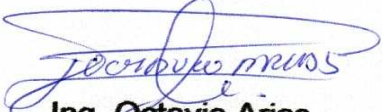
A través de la presente declaración cedo los derechos de propiedad intelectual correspondientes a este trabajo, a la Universidad Técnica del Norte, según lo establecido por las Leyes de Propiedad Intelectual, Reglamentos y Normatividad vigente de la Universidad Técnica del Norte.



Jairo Gustavo Taramuel Tatés

CERTIFICACIÓN

Certifico que el presente trabajo fue desarrollado por Jairo Gustavo Taramuel Tatés, bajo mi supervisión.



Ing. Octavio Arias
DIRECTOR DE TESIS

AGRADECIMIENTOS

Agradezco a mi padre, madre y hermano por estar junto a mí en las buenas y malas incondicionalmente, y siempre haberme ayudado.

A mi novia Génesis por su cariño, paciencia y aliento durante todo el tiempo transcurrido en la carrera.

Al Ing. Octavio Arias por haberme guiado de la mejor manera durante la realización de este trabajo.

Y finalmente agradezco a todo el personal docente de CIME por haber transmitido sus conocimientos con el afán de formarme para mi vida profesional.

DEDICATORIA

Quiero dedicar este trabajo a mis padres porque siempre estuvieron conmigo cuando más los necesité, a mi hermano Paúl por todo su apoyo y cariño, a mi novia Génesis porque por ayudarme en los momentos más difíciles y sobre todo le dedico este trabajo a mi hijo Isaac porque es mi razón de ser.

ÍNDICE DE CONTENIDOS

CAPITULO 1	1
ESPECIFICACIONES GENERALES	1
1.1 OBJETIVOS	1
1.1.1 OBJETIVO GENERAL	1
1.1.2 OBJETIVOS ESPECIFICOS	1
1.2 ANTECEDENTES DE LA DOBLADORA DE TUBO REDONDO	1
1.3 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	2
1.4 ESPECIFICACIONES PARA EL DISEÑO DE LA DOBLADORA	3
1.4.1 CARGA	3
1.4.2 ALTURA	4
1.4.3 ÁREA QUE OCUPA LA DOBLADORA	5
1.5 ALTERNATIVAS DE DISEÑO Y SELECCIÓN	5
1.5.1 ALTERNATIVA 1: DOBLADORA DE TUBO HIDRÁULICA	5
1.5.2 ALTERNATIVA 2: DOBLADORA DE TUBO MECÁNICA	6
1.5.3 DISEÑO CONCURRENTE	7
1.5.4 DETERMINACIÓN DE LOS FACTORES DE EVALUACIÓN	7
1.5.4.1 Mantenimiento	7
1.5.4.2 Precio	8
1.5.4.3 Consumo energético	8
1.5.4.4 Disponibilidad de materiales en el mercado	8
1.6 CARACTERÍSTICAS GENERALES	11
1.6.1 COLUMNA PRINCIPAL	11
1.6.2 EJE COLUMNA	12
1.6.3 SISTEMA DE TRANSMISIÓN	13
1.6.4 BRAZO	13

1.6.5 SISTEMA DE POSICIÓN	14
1.6.6 BASE	15
1.6.7 SISTEMA DE CONTROL	16
CAPITULO 2	17
2.1 DETERMINACIÓN DEL FACTOR DE DISEÑO Y FACTOR DE SEGURIDAD	17
2.2 MOMENTO FLECTOR PARA DEFORMAR EL TUBO	17
2.3 DISEÑO DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN	20
2.3.1 ENGRANE	20
2.3.2 VELOCIDAD DEL SISTEMA	21
2.3.3 DISEÑO DEL PIÑÓN	23
2.3.3.1 Velocidad de línea (v_t)	23
2.3.3.2 Número de calidad del piñón (Q)	24
2.3.3.3 Fuerza tangencial ejercida en el piñón (w_t)	25
2.3.3.4 Torque en el piñón (T_p)	26
2.3.3.5 Esfuerzo o tensión debido a la flexión del piñón (σ_{tP})	26
2.3.3.5.1 Factor de geometría (J)	27
2.3.3.5.2 Factor de aplicación para la resistencia a la flexión (k_a)	28
2.3.3.5.3 Factor de tamaño para la resistencia a la flexión (k_s)	29
2.3.3.5.4 Factor de distribución de la carga para la resistencia a la Flexión (k_m)	29
2.3.3.5.5 Factor de espesor de la corona (k_B)	30
2.3.3.5.6 Factor de dinámica para la resistencia a la flexión (k_v)	31
2.3.3.6 Construcción del piñón	32
2.4 DISEÑO DE LA MATRIZ	33

2.5 DISEÑO DEL BRAZO	35
2.5.1 MOMENTO MÁXIMO	35
2.6 TRANSMISIÓN DE LA POSICIÓN	38
2.7 EJE COLUMNA	39
2.8 DISEÑO DE LA CUÑA	43
2.9 RODAMIENTO DEL ENGRANE	44
2.9.1 DURACIÓN DEL RODAMIENTO	46
2.10 BASE	46
CAPITULO 3	50
3.1 AUTOMATIZACIÓN	50
3.1.1 PARTE OPERATIVA	50
3.1.2 PARTE DE MANDO	51
3.1.3 CONTROL	52
3.1.4 CIRCUITO ELECTRÓNICO	52
3.1.5 PROGRAMACIÓN DEL MICROCONTROLADOR	54
3.1.6 CONTROL DE POTENCIA	64
CAPITULO 4	66
4.1 PRUEBAS Y RESULTADOS	66
4.1.1 PRUEBAS	66
4.1.2 RESULTADOS	67
4.2 ANÁLISIS ECONÓMICO DE LA DOBLADORA	68
4.2.1 MATERIALES	68
4.2.2 FABRICACIÓN	70
4.2.3 DISEÑO	72
4.2.4 IMPREVISTOS Y TRANSPORTE	73
4.2.5 COSTO TOTAL DE LA DOBLADORA	73

CAPITULO 5	74
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	74
5.1 CONCLUSIONES	74
5.2 RECOMENDACIONES	76
BIBLIOGRAFÍA	79

ÍNDICE DE FIGURAS

FIGURA 1.1	Dobladora de tubo redondo manual	2
FIGURA 1.2	Dobladora de tubo hidráulica	5
FIGURA 1.3	Dobladora de tubo mecánica	6
FIGURA 1.4	Columna principal	11
FIGURA 1.5	Eje columna	12
FIGURA 1.6	Sistema de transmisión	13
FIGURA 1.7	Brazo de dobladora	14
FIGURA 1.8	Sistema de posición	15
FIGURA 1.9	Base	15
FIGURA 2.1	Sección circular hueca	19
FIGURA 2.2	Engrane de la máquina	21
FIGURA 2.3	Factor de geometría	27
FIGURA 2.4	Factor de distribución de carga k_m y c_m	30
FIGURA 2.5	Factor de espesor de la corona, k_b	30
FIGURA 2.6	Factor dinámico k_v	31
FIGURA 2.7	Matriz vista superior	34
FIGURA 2.8	Matriz vista lateral	35
FIGURA 2.9	Brazo de la máquina	38
FIGURA 2.10	Valores k para longitud efectiva	40
FIGURA 2.11	Rodamiento de bolas con contacto angular, de dos Hileras	45
FIGURA 2.12	Relación de esbeltez de transición c_c , vs resistencia de fluencia para el acero	48
FIGURA 3.1	Circuito electrónico	53
FIGURA 3.2	Simulación del circuito	53
FIGURA 3.3	Diagrama de bloques del hardware	54
FIGURA 3.4	Flujograma de interrupción externa (botón subir)	55

FIGURA 3.5	Flujograma de interrupción externa 1 (botón bajar)	56
FIGURA 3.6	Flujograma de interrupción externa 2 (contador de pulsos del encoder)	57
FIGURA 3.7	Flujograma de interrupción externa RB (botones del menú)	58
FIGURA 3.8	Flujograma del Programa Principal	59
FIGURA 3.9	Flujograma de subrutina de la pantalla principal	60
FIGURA 3.10	Flujograma de subrutina Trabajo	61
FIGURA 3.11	Flujograma de subrutina Condiciones de trabajo	62
Figura 3.12	Flujograma de subrutina Conteo del encoder	63
FIGURA 3.13	Relé de estado sólido	63
FIGURA 3.14	Diagrama esquemático de un relé de estado sólido	65

ÍNDICE DE TABLAS

TABLA I	Propiedades de los aceros estructurales	4
TABLA II	Evaluación de factores de diseño	8
TABLA III	Evaluación del factor mantenimiento	8
TABLA IV	Evaluación del factor precio	9
TABLA V	Evaluación del factor consumo energético	9
TABLA VI	Evaluación del factor disponibilidad de materiales en el Mercado	10
TABLA VII	Evaluación de las alternativas de diseño	10
TABLA VIII	propiedades de los aceros estructurales circulares	18
TABLA IX	Números de calidad AGMA	25
TABLA X	Factores de aplicación k_a	28
TABLA XI	Factores de tamaño k_s	29
TABLA XII	Propiedades de diseño para los aceros al carbón y aleados	37
TABLA XIII	Pesos de elementos que van sobre el eje columna	39
TABLA XIV	Cuña en función del diámetro del eje	43
TABLA XV	Rodamientos de bolas con contacto angular de dos hileras	45
TABLA XVI	Pesos de los elementos de la máquina	47
TABLA XVII	Propiedades de los aceros estructurales	47
TABLA XVIII	Pruebas con diferentes diámetros y grosores	66
TABLA XIX	Costo de materiales utilizados	68
TABLA XX	Costo de uso de maquinaria	70
TABLA XXI	Costo de fabricación de la dobladora	71
TABLA XXII	Costo total de la dobladora	73

ÍNDICE DE ANEXOS

ANEXO A MANUAL DE USUARIO Y PLAN DE MANTENIMIENTO

ANEXO B LENGUAJE DEL PROGRAMA DEL MICROCONTROLADOR

ANEXO C MOTOREDUCTOR

ANEXO D ETAPAS DE CONSTRUCCIÓN DE LA MÁQUINA DOBLADORA DE
TUBO REDONDO

ANEXO E PLANOS

RESUMEN

El presente documento es el desarrollo del diseño de una dobladora de tubo redondo con costura automatizada, la misma que está diseñada mecánicamente de tal forma que soporta mayores cargas que las especificadas, de esta manera se logra reducir el esfuerzo y bajar considerablemente la fatiga, se utiliza un factor de seguridad dos. El circuito de control permite realizar los trabajos de forma automática, usando un PIC 18F452, controla los sensores y actuadores conectados a un circuito de potencia. Al mejorar el diseño usando compensaciones mecánicas para el aumento del torque y usando partes electrónicas existentes en el mercado es notable que su costo es menor al que existe comercialmente. La máquina es capaz de doblar tubos de hasta 19 mm de diámetro y 1,5 mm de espesor, con opción a aumentar su capacidad con tubos de mayor diámetro o a su vez con tubos sin costura. Considera una velocidad aproximada de 1,5 rev/min., con la misma que se tarda en doblar el tubo seis segundos por cada doblez. La máquina está automatizada de tal forma que cuenta el número de dobleces y calcula el ángulo de doblado; siendo su ángulo máximo de 180 grados.

ABSTRACT

This document is the design development of a round tube bender automated welded, it is mechanically designed in such a way that supports greater loads than those specified, in this way is possible to reduce considerably the effort and lower fatigue, using a safety factor two. The control circuit allows the work automatically, using a PIC 18F452, control sensors and actuators connected to a power circuit. By improving the design using mechanical compensation for the increased torque and using electronic parts on the market is remarkable that it costs less than existing commercially. The machine is able to bend tubes of up to 19 mm in diameter and 1.5 mm thick, with an option to increase its capacity with larger diameter pipes or turn to seamless tubes. Consider an approximate speed of 1.5 rev / min., Just as it takes to bend the pipe six seconds per fold. The machine is automated it counts the number of folds and calculates the bending angle, being the maximum angle of 180 degrees.

PRESENTACIÓN

En el “Taller de Soldadura” del Dr. Jorge Hernández, se usa a menudo una dobladora de tubo manual, el uso de esta máquina requiere de excesivo esfuerzo físico por parte de los mecánicos, tarda demasiado tiempo el proceso de doblado y existe poca precisión en el material trabajado.

El proyecto que se presenta a continuación va a reemplazar a la dobladora manual por una máquina con mayor eficiencia y con el sistema electrónico que se implementa la dobladora será más precisa en el doblado de los tubos; además que se instalará un motor eléctrico para que de esta forma se reduzca notablemente el esfuerzo físico de los operarios.

Toma en cuenta el esfuerzo que se realizará para doblar el tubo, la velocidad del proceso, el tipo de material que se va a doblar, la precisión con la que se dobla manualmente el tubo. Considerando estas variables se va a reducir el tiempo empleado, y se va a mejorar la precisión en el material doblado.

CAPÍTULO 1

ESPECIFICACIONES GENERALES

1.1 OBJETIVOS

1.1.1 OBJETIVO GENERAL

Automatizar una dobladora manual de tubo redondo utilizando un sistema mecánico controlado por un PIC para un taller de mecánica industrial.

1.1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Diseñar el circuito de control que permita manipular la dobladora utilizando un microcontrolador.
- Controlar mediante sensores de presencia y orientación los ángulos de inclinación de los tubos.
- Adaptar un sistema electro-mecánico en la dobladora manual reduciendo de esta forma el esfuerzo mecánico.

1.2 ANTECEDENTES DE LA DOBLADORA DE TUBO REDONDO

La dobladora de tubo redondo en la actualidad es un equipo de trabajo que funciona mediante un plato accionado manualmente ejerciendo la fuerza suficiente desde una palanca que hace girar el tubo a través de la matriz para obtener la forma deseada, con el ángulo señalado.

El proceso de doblado debe durar como mínimo 10 segundos para conseguir un rendimiento óptimo respecto a las propiedades del tubo doblado y la productividad de la máquina.



Figura 1.1 Dobladora de tubo redondo manual.

1.3 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

El uso intensivo que tiene y ha tenido el acero para la construcción de estructuras metálicas ha conocido grandes éxitos y rotundos fracasos que al menos han permitido el avance de la ciencia de materiales. En muchas regiones del mundo, el acero es de gran importancia para la dinámica de la población, industria y comercio.

Los mecanismos son un conjunto de elementos rígidos, móviles unos respecto de otros, unidos entre sí mediante diferentes tipos de uniones. El propósito de los mecanismos es la transmisión de movimientos y fuerzas.

En la actualidad en Ibarra en el área de la mecánica industrial existen cantidad de máquinas manuales que requieren ser automatizadas entre ellas están las máquinas dobladoras de tubo redondo.

Los talleres industriales de la ciudad de Ibarra no cuentan con maquinaria automatizada de este tipo y el tiempo que se demoran es muy alto.

Los trabajadores realizan demasiado esfuerzo físico y se exponen a riesgos, si se automatiza la dobladora de tubo se reduciría considerablemente el trabajo, el riesgo y el tiempo que emplean los trabajadores en sus tareas asignadas.

Por estas razones las máquinas dobladoras manuales necesitan de demasiado esfuerzo físico de los trabajadores y necesitan de excesivo tiempo.

1.4 ESPECIFICACIONES PARA EL DISEÑO DE LA DOBLADORA

Para el diseño de la dobladora se requiere de ciertos parámetros que se analizan a continuación.

1.4.1 CARGA

Para definir la carga se debe tomar en cuenta que la dobladora realizará trabajos con tubos que se usan para la fabricación de muebles, estos tubos son fabricados bajo la Norma **ASTM A 500 (Grado A)**.

La carga máxima que se va a utilizar para un tubo de $\frac{3}{4}$ de pulgada utilizando una palanca de 1m es de 411.87N., este dato fue tomado mediante una práctica manual utilizando un dinamómetro; se utilizará una carga de 420N para facilitar el cálculo de los componentes de la dobladora.

Tabla I Propiedades de los aceros estructurales¹

Designación del material (número ASTM)	Grado, producto o espesor	Resistencia a la tensión (MPa)	Resistencia de fluencia (MPa)
A500	Tubo estructural formado en frío redondo o de formas		
	Redondo, grado A	310	228
	Redondo, grado B	400	290
	Redondo, grado C	427	317
	Otra forma, grado A	310	269
	Otra forma, grado B	400	317
	Otra forma, grado C	417	345

1.4.2 ALTURA

Para la altura de la dobladora se debe tomar en cuenta la altura promedio de una persona 1,60 m.², la dobladora debe estar a la altura sobre la cintura de la persona pero no debe pasar sobre sus hombros. Es por eso que se ha tomado una altura de 90cm.

¹ Robert Mott: "Resistencia de materiales", APÉNDICE 7.

² Diario HOY, Estatura promedio del Ecuador, <http://www.hoy.com.ec/noticias-ecuador/el-30-de-los-jovenes-sufre-de-la-tiroides-195965-195965.html>

1.4.3 ÁREA QUE OCUPA LA DOBLADORA

El espacio que puede ocupar la dobladora no debe exceder los 2m² debido a que es el área donde se trabaja normalmente en un taller; específicamente para nuestro caso la máquina va a trabajar en un espacio muy reducido por lo que el área máxima va a ser de 1,5 m²

1.5 ALTERNATIVAS DE DISEÑO Y SELECCIÓN

Para construir la dobladora se van a analizar dos alternativas de diseño que van a ser evaluadas para escoger la mejor de las alternativas.

1.5.1 ALTERNATIVA 1: DOBLADORA DE TUBO HIDRÁULICA.

La dobladora de tubo hidráulica es muy utilizada debido a su versatilidad, son máquinas que utilizan un cilindro para poder accionar el brazo y realizar el doblado necesario.



Figura 1.2 Dobladora de tubo hidráulica³

³ Punto Eléctrico, dobladora de tubo hidráulica, http://www.punto-electrico.cl/detalle_producto.php?pro=601

La desventaja de la dobladora hidráulica es que para realizar un doblado mayor a los 45° es necesario mover el tubo debido a que el cilindro no puede realizar mayores movimientos, como se puede observar en la figura 1.2 las matrices tienen poca curvatura.

Para poder automatizar esta máquina es necesario un sistema hidráulico complejo y costoso.

1.5.2 ALTERNATIVA 2: DOBLADORA DE TUBO MECÁNICA

La dobladora de tubo electromecánica se utiliza en la industria debido a que se puede realizar un doblado óptimo en un tiempo reducido y puede realizar dobleces mayores a los 180°, debido a la forma de la matriz como se puede observar en la figura 1.3.



Figura 1.3 dobladora de tubo mecánica⁴

⁴ Starrett, dobladora de tubo manual, www.boletinindustrial.com/producto-imagen.aspx?pid=2282

La desventaja de la dobladora mecánica es que para poder doblar tubos es necesaria una palanca que ocupa espacio.

La forma de automatizar esta máquina es diseñando un sistema de transmisión para aumentar el par final de un motoreductor.

1.5.3 DISEÑO CONCURRENTES⁵

Para la evaluación se va a utilizar **el método ordinal corregido de criterios ponderados**. Se evalúa dando los criterios enfrentando en una tabla y dando los siguientes valores.

- 1 Si la opción de diseño de la fila es superior al de la columna.
- 0,5 Si la opción de diseño de la fila es igual al de la columna.
- 0 Si la opción de diseño de la fila es menor al de la columna.

1.5.4 DETERMINACIÓN DE LOS FACTORES DE EVALUACIÓN

Es importante los factores de evaluación de diseño porque nos facilita tomar la decisión más adecuada de acuerdo a nuestra necesidad.

1.5.4.1 Mantenimiento

El mantenimiento debe ser sencillo para la persona que va a realizar el mismo y que cualquier pieza sea fácil de reparar o fabricar.

⁵ Carles Riva: "Diseño Concurrente", pág. 67

1.5.4.2 Precio

El precio es muy importante porque se puede determinar si un producto es viable y competitivo.

1.5.4.3 Consumo energético

El consumo de energía debe ser mínimo en la actualidad todos los proyectos son viables de acuerdo a su consumo de energía.

1.5.4.4 Disponibilidad de materiales en el mercado

De acuerdo a la disponibilidad de materiales en el mercado se puede precisar la información de sus características, y el tiempo de adquisición de los mismos.

Tabla II Evaluación de factores de diseño

Criterio	Mantenimiento	Precio	Consumo energético	Disponibilidad de materiales en el mercado	$\Sigma+1$	ponderación
Mantenimiento		1	0	1	3	0,3
Precio	0		0	1	2	0,2
Consumo energético	1	1		1	4	0,4
Disponibilidad de materiales en el mercado	0	0	0		1	0,1
				Suma	10	1

Tabla III Evaluación del factor Mantenimiento

Mantenimiento	Alternativa 1	Alternativa 2	$\Sigma+1$	Ponderado
Alternativa 1		0	1	0,33
Alternativa 2	1		2	0,67
		TOTAL	3	1

Respecto al mantenimiento, la dobladora de tubo hidráulica requiere de un mantenimiento más complejo, a parte de la lubricación de las partes mecánicas y la revisión periódica de las conexiones eléctricas es necesario también dar mantenimiento y lubricación de la bomba hidráulica, sus respectivas conexiones y mangueras.

Es por esto que la dobladora mecánica es más sencilla de dar mantenimiento, por ese motivo la alternativa dos es la más adecuada.

Tabla IV Evaluación del factor Precio

Mantenimiento	Alternativa 1	Alternativa 2	$\Sigma+1$	Ponderado
Alternativa 1		0	1	0,33
Alternativa 2	1		2	0,67
		TOTAL	3	1

La dobladora de tubo mecánica tiene más ponderación debido a que el sistema de accionamiento es más simple, el sistema de la dobladora hidráulica es más costoso, este se podría aplicar para realizar dobleces en tubos de mucho más diámetro, para representar la inversión en este caso la dobladora no va a realizar dobleces con tubos de diámetros tan grandes.

Tabla V Evaluación del factor Consumo energético

Mantenimiento	Alternativa 1	Alternativa 2	$\Sigma+1$	Ponderado
Alternativa 1		0,5	1,5	0,5
Alternativa 2	0,5		1,5	0,5
		TOTAL	3	1

Con respecto al consumo energético las dos alternativas tienen un reducido consumo energético las dos utilizan motores, en el caso de la dobladora mecánica un motoreductor al ser automatizada, en cambio la dobladora hidráulica la bomba y la electroválvula para accionar el cilindro.

Tabla VI Evaluación del factor Disponibilidad de materiales en el mercado

Mantenimiento	Alternativa 1	Alternativa 2	$\Sigma+1$	Ponderado
Alternativa 1		0,5	1,5	0,5
Alternativa 2	0,5		1,5	0,5
		TOTAL	3	1

En esta tabla se analiza la disponibilidad de materiales en el mercado, como se puede observar la ponderación es la misma para los dos debido a que existe en el mercado los materiales para construir las dos alternativas de diseño.

Tabla VII Evaluación de las alternativas de diseño

Conclusiones	Mantenimiento	Precio	Consumo energético	Disponibilidad de materiales en el mercado	Σ	prioridad
Alternativa 1	0,099	0,066	0,2	0,05	0,415	2
Alternativa 2	0,201	0,134	0,2	0,05	0,585	1

Después de realizar la evaluación de los factores de diseño llegamos a la conclusión de que la alternativa 2 es la mejor, debido a que tiene una ponderación más alta en las tabla VII, requiere de un menor mantenimiento y es menos costosa su fabricación por lo tanto se opta por la dobladora de tubo mecánica para el respectivo diseño y automatización.

1.6 CARACTERÍSTICAS GENERALES

Una vez escogida la opción más óptima se va a definir las características de diseño de la dobladora.

1.6.1 COLUMNA PRINCIPAL

La columna principal es la que va a soportar todo el peso de la máquina; es un tubo redondo con la altura necesaria para que pueda acoplarse con facilidad el eje donde van a rotar los componentes, para que se pueda realizar el acople si es necesario se utilizará una reducción. Además se va a sujetar sobre la columna el sistema de posicionamiento para poder saber el ángulo de giro.



Figura 1.4 Columna principal

El material de la columna debe ser de un acero con las características necesarias para que pueda cumplir con las especificaciones anteriores

1.6.2 EJE COLUMNA

El eje columna es donde van a estar sujetos y girando todas las partes que realizan el dobléz en este caso son la matriz que se va a fijar con una chaveta, el brazo, la corona de la transmisión.



Figura 1.5 Eje columna

El material del eje debe ser un acero de transmisión que cumpla con las características del diseño.

1.6.3 SISTEMA DE TRANSMISIÓN

El sistema de transmisión es el que va a aumentar el par motor del motoreductor, este va a ser diseñado de acuerdo al cálculo del momento flector necesario para que se pueda doblar el tubo; va a estar formado por un engrane y un piñón, el piñón es el que va fijo al motoreductor para de esta forma reducir la velocidad del mismo y aumentar el par final y de esta forma poder hacer el doblado del tubo sin mayor esfuerzo.



Figura 1.6 Sistema de transmisión⁶

El material que se va a utilizar debe ser un acero para engranajes que pueda resistir las cargas en los dientes del mismo.

1.6.4 BRAZO

El brazo es el mecanismo que va a realizar el doblado en el tubo debe ser lo suficientemente robusto y de tamaño adecuado al espacio donde se va a realizar el trabajo de doblado. En el brazo debe existir una pieza que pueda deslizar la riel sobre el tubo.

⁶ Francisco Sánchez, Sistema de Transmisión, www.emc.uji.es/d/IngMecDoc/Mecanismos/Engranajes/EngrCilindr.html

La riel sirve para evitar que el tubo se deforme al realizar el doblado, es de forma rectilínea y tiene una concavidad de la misma forma redonda del tubo para que este a su vez se mantenga uniforme.



Figura 1.7 Brazo de dobladora⁷

El brazo debe estar fijado a la corona de la transmisión para que rote a la misma velocidad y sea transmitido el par al brazo.

1.6.5 SISTEMA DE POSICIÓN

El sistema de posición debe realizar el mismo movimiento de rotación que la corona de la transmisión para que de esta forma se pueda determinar el ángulo de doblez que realiza el brazo a través de un encoder, el encoder envía la información al microcontrolador para que a su vez detenga al motor en el momento adecuado.

⁷ KeywordPictures, brazo de dobladora manual
www.keywordpictures.com/keyword/dobladora%20de%20tubo%20manual/



Figura 1.8 Sistema de posición

1.6.6 BASE

La base es la parte que da toda la estabilidad a la máquina, esta debe ser anclada al piso debido a que la máquina va a realizar movimiento de rotación y puede causar la caída de la misma.



Figura 1.9 Base

1.6.7 SISTEMA DE CONTROL

El sistema de control es un circuito electrónico formado principalmente por un microcontrolador que recibe la señal del encoder y de los finales de carrera que indican la posición adecuada del tubo; este la procesa de acuerdo a la programación que el operador de la máquina haya ingresado a través de el conjunto de botones y la visualiza a través de una pantalla LCD. Para transmitir la señal de rotación del microcontrolador al motor se utilizan un conjunto de relés de estado sólido.

CAPÍTULO 2

2.1 DETERMINACIÓN DEL FACTOR DE DISEÑO Y FACTOR DE SEGURIDAD

El factor de diseño y de seguridad son herramientas importantes para dimensionar las partes de un mecanismo o de una máquina.

$$n_d = \text{factor de diseño} = \frac{\text{límite de fluencia del material}}{\text{esfuerzo de diseño}} \quad (2.1)$$

$$n_s = \text{factor de seguridad} = \frac{\text{límite de fluencia del material}}{\text{esfuerzo real}} \quad (2.2)$$

Para la máquina dobladora de tubo se considera un factor de diseño $n_d=2$, es decir que el límite de fluencia del material siempre va a ser el doble del esfuerzo que realice.

2.2 MOMENTO FLECTOR PARA DEFORMAR EL TUBO

Se utiliza diferentes diámetros de tubos que se determina la carga para deformar el tubo con el diámetro y grosor máximo que va a doblar la máquina en este caso es de 19mm de diámetro externo y 1,5mm de grosor del tubo. El tubo que se dobla generalmente en el taller es un tubo para muebles con Norma ASTM 500 grado A.

Tabla VIII Propiedades de los aceros estructurales circulares⁸

Norma ASTM A 500 Grado del Acero		Propiedades Mecánicas (mínimas)				
		Límite de Fluencia Mpa	Límite de Fluencia psi	Resistencia a la Tracción Mpa	Resistencia a la Tracción psi	% Elongación
Circular	A	228	33,000	310	45,000	25
	B	290	42,000	400	58,000	23
	C	317	46,000	427	62,000	21

Se utiliza las características de este tubo de acuerdo a la Norma. Como se observa en la tabla VIII el esfuerzo de fluencia (S_y) es de 228 MPa, entonces se calcula el momento de flexión que pueda deformar el tubo con la fórmula de flexión:

$$\sigma_{max} = \frac{M}{S} \quad (2.3)$$

Donde:

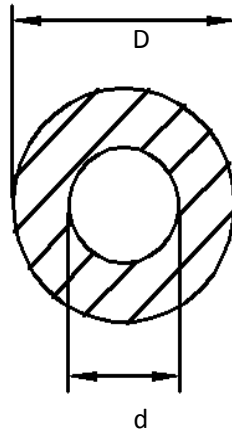
σ_{max} = Esfuerzo máximo

M = Momento flector

S = Módulo de resistencia de la sección

Para determinar el Módulo de resistencia de la sección se debe tomar en cuenta la forma del material, para este caso es un tubo la fórmula de S para un tubo es:

⁸ Unicom: Especificaciones de producto. Tubos y perfiles para uso estructural
www.unicon.com.ve/estructural_tubos_estructurales.html



$$\frac{\pi}{32} x \frac{D^4 - d^4}{D}$$

Figura 2.1 Sección circular hueca⁹

Para el cálculo el tubo más grande tiene las siguientes características:

$$D = 19 \text{ mm} = 0,019 \text{ m}$$

$$d = 17,5 = 0,0175 \text{ m}$$

$$S = \frac{\pi}{32} x \frac{(0,019 \text{ m})^4 - (0,0175 \text{ m})^4}{0,019 \text{ m}}$$

$$S = 0,000000189 \text{ m}^3$$

Despejando el momento de flexión de la fórmula queda:

$$M = \sigma_{max} S \quad (2.4)$$

⁹ Cálculo de resistencia , www.almadeherrero.blogspot.com/2009/09/calculo-de-la-resistencia-de-una-viga.html

El esfuerzo máximo (σ_{max}) que se va a utilizar es el S_y de la tabla VIII al 200% para facilitar el esfuerzo que va a realizar el motor al momento de realizar el doblez del tubo:

$$\sigma_{max} = S_{y_{200\%}} = 2 * 228MPa = 456MPa$$

El momento de flexión calculado de acuerdo de la fórmula del esfuerzo de flexión es de:

$$M = 456000000 MPa * 0,000000189 m^3$$

$$\mathbf{M = 86,18 Nm}$$

La fuerza que se necesita para doblar el tubo con una palanca de 1m se calcula con la siguiente fórmula:

$$F = \frac{M}{L} \quad (2.5)$$

$$F = \frac{86,18Nm}{1m}$$

$$\mathbf{F = 86,18 N}$$

Lo cual nos indica que el dato calculado es correcto y se puede aplicar para el diseño de la máquina.

2.3 DISEÑO DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN

2.3.1 ENGRANE

Se diseña el sistema de transmisión de acuerdo a un engranaje disponible de 172 dientes, diámetro de 437,29 mm, el diámetro de paso es de 432,53 mm debido a que la altura del diente es de 4,75 mm.



Figura 2.2 Engrane de la máquina

Los dientes del engrane son rectos, debido a que el sistema es lento no se utiliza dientes helicoidales.

2.3.2 VELOCIDAD DEL SISTEMA

Normalmente para doblar un tubo y dar un giro de 180° se tarda aproximadamente entre 20 y 25 segundos, de acuerdo a la necesidad del mecánico que va a utilizar la máquina necesita que se baje el tiempo aproximadamente a la mitad del tiempo.

Para optimizar el tiempo se va a bajar este a **6 segundos**, para esto se requiere combinar la velocidad del motoreductor con la velocidad final del engranaje.

Las características de motoreductor para que la máquina cumpla con los requerimientos son: **Par de salida 200,22 Nm, velocidad de salida 35,5 rpm y potencia 1Hp**. La designación de motor de acuerdo al fabricante es: **MR 3I 51 UC2A – 80A 4 277.480 – 60 B5/35,5¹⁰**.

De acuerdo con el número de dientes del engrane que es de 172 y a la velocidad de salida del motoreductor escogido se va a utilizar una relación de velocidad de 7,16 con esta relación se logra bajar considerablemente la velocidad del engrane.

La velocidad de la máquina es la misma que tiene el engrane en este caso es:

$$n_g = \frac{n_p}{VR} \quad (2.6)$$

$$n_g = \frac{35,5}{7,16}$$

$$n_g = 4,958 \text{ rpm}$$

Por tanto la velocidad de giro de la máquina va a ser de **4,958 rpm**.

Y la velocidad de línea va a ser de:

$$v_t = \frac{\pi * D_g * n_g}{12} \quad (2.7)$$

$$v_t = \frac{\pi * 17,029 \text{ pulg} * 4,958 \text{ rpm}}{12}$$

¹⁰[http://www.rossi-group.com/DownloadWeb/\(51zbvxatx1jkxo452rxgmg55\)/GetAndShowDocument.aspx?docId=7410&lan=es&ACWeb=277&DocLan=es](http://www.rossi-group.com/DownloadWeb/(51zbvxatx1jkxo452rxgmg55)/GetAndShowDocument.aspx?docId=7410&lan=es&ACWeb=277&DocLan=es)

$$v_t = 22,104 \frac{\text{pies}}{\text{min}} = 0,112 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

2.3.3 DISEÑO DEL PIÑÓN

La relación de velocidad (VR) que se va a utilizar es de 7,16 por tanto es necesario realizar los cálculos para poder diseñar el piñón.

$$P_d = \frac{N_g}{D_g} = \frac{N_p}{D_p} \quad (2.8)$$

Donde:

- P_d = Paso diametral
- D_g = Diámetro de paso del engrane
- D_p = Diámetro de paso del piñón
- N_g = Número de dientes del engranaje
- N_p = Número de dientes piñón

Se despeja el diámetro de paso del engranaje es de 432,54 mm (17,029pulg) y el número de dientes es 172, aplicando la fórmula se obtiene un paso de **$P_d = 10,1$** .

Entonces:

$$VR = \frac{D_g}{D_p} \quad (2.9)$$

Despejando el diámetro del piñón (D_p) y se sabe que $VR=7,16$ y $D_g=432,54$ mm, se calcula:

$$D_p = \frac{432,54 \text{ mm}}{7.16}$$

$$D_p = 60,40 \text{ mm (2,38 pulg)}.$$

Ahora para encontrar el número de dientes del piñón, se despeja de la fórmula del paso:

$$N_p = P_d * D_p \quad (2.10)$$

Se reemplaza los valores $D_p = 2,38\text{pulg}$, $P_d = 10,1$; se obtiene:

$$N_p = 10,1 * 2,38\text{pulg}$$

$$N_p = \mathbf{24 \text{ dientes.}}$$

2.3.3.1 Velocidad de línea (v_t)

La velocidad de línea está dada por la fórmula:

$$v_t = \frac{\pi * D_p * n_p}{12} \quad (2.11)$$

Donde:

v_t = velocidad de línea (pies por minuto)

D_p = Diámetro de paso del piñón (pulgadas)

n_p = Velocidad de giro del piñón (rpm)

Se reemplaza los valores tomando en cuenta la velocidad de giro del motoreductor es de 35,5 rpm, se obtiene que la velocidad:

$$v_t = \frac{\pi * 2,38 \text{ pulg} * 35,5\text{rpm}}{12}$$

$$v_t = \mathbf{22,1 \text{ pies/min} = 0,11 \text{ m/s.}}$$

2.3.3.2 Número de calidad del piñón (Q)

El número de calidad del piñón se determina de acuerdo a la siguiente tabla:

Tabla IX Números de calidad AGMA¹¹

Velocidad de línea de paso (m/s)	Número de calidad
0 – 4	6 – 8
4 – 11	8 – 10
11 – 22	10 – 12
Sobre 22	12 – 14

Interpolando la tabla se determina que para la velocidad lineal del piñón el número de calidad es **Q=6,06**.

2.3.3.3 Fuerza tangencial ejercida en el piñón (w_t)

La fuerza tangencial que se ejerce en el piñón se determina con la fórmula a continuación:

$$w_t = 33000(P)/v_t \quad (2.12)$$

Donde:

- w_t = Fuerza tangencial (lb)
 v_t = Velocidad de línea (pies/min)
 P = Potencia (HP)

$$w_t = \frac{33000(1HP)}{22,1 \text{ pies/min}}$$

$$w_t = 1493,21 \text{ lb} = 6642,13 \text{ N}$$

¹¹ Robert Mott: "Diseño de elementos de máquinas", p 378.

2.3.3.4 Torque en el piñón (T_p)

El torque en el piñón se calcula:

$$T_p = 63000(P)/n_p \quad (2.13)$$

Donde:

T_p = Torque en el piñón (lb.pulg)

$$T_p = \frac{63000(1HP)}{35,5rpm}$$

$$T_p = 1774,65 \text{ lb.pulg} = 200,51 \text{ Nm}$$

2.3.3.5 Esfuerzo o tensión debido a la flexión del piñón (σ_{tP})

El esfuerzo debido a la flexión del piñón se calcula con la siguiente fórmula:

$$\sigma_{tP} = \frac{W_t P_d}{FJ} \frac{k_a k_s k_m k_B}{k_v} \quad (2.14)$$

Donde:

σ_{tP} = Esfuerzo debido a la tensión del piñón.

- F = Espesor de la cara del diente.
 J = Factor de geometría.
 k_a = Factor de aplicación para la resistencia a la flexión.
 k_s = Factor de tamaño para la resistencia a la flexión.
 k_m = Factor de distribución de la carga para la resistencia a la flexión.
 k_B = Factor de espesor de la corona.
 k_v = Factor de dinámica para la resistencia a la flexión.

2.3.3.5.1 Factor de geometría (J)

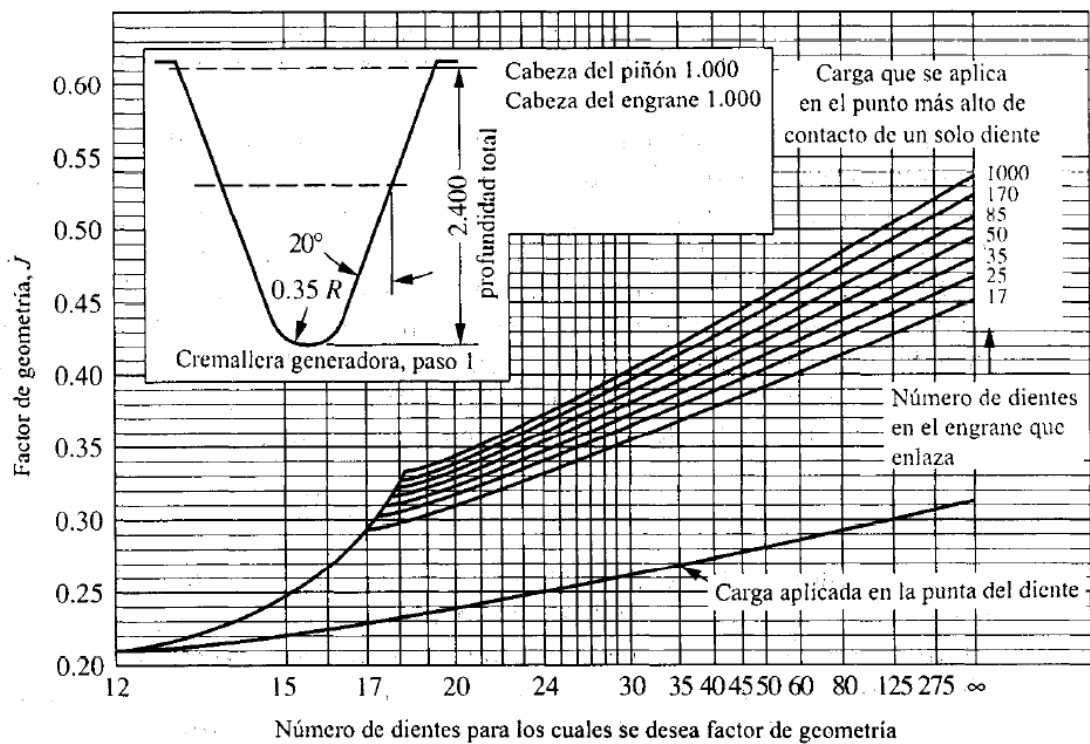


Figura 2.3 Factor de geometría¹²

¹² Robert Mott: "Diseño de elementos de maquinas", p 387.

De acuerdo al gráfico y al número de dientes que tiene el engrane que son 172 dientes y al número de dientes que tiene el piñón que son 24 dientes el factor de geometría es **$J = 0,367$** .

2.3.3.5.2 Factor de aplicación para la resistencia a la flexión (k_a).

Se determina el factor de aplicación con la fuente de la fuerza impulsora y la máquina que es impulsada.

Para este caso se tiene una fuente **uniforme** que es un motoreductor, la máquina que es impulsada en este caso es considerada de **choque moderado** porque se está impulsando una herramienta mecánica que es la dobladora.

Tabla X Factores de aplicación k_a ¹³

Fuente de poder	Máquina que es impulsada			
	Uniforme	Choque ligero	Choque moderado	Choque pesado
Uniforme	1,00	1,25	1,50	1,25
Choque ligero	1,20	1,40	1,75	2,25
Choque moderado	1,30	1,70	2,00	2,75

De acuerdo a las características antes expuestas y a la tabla se determinó el valor del factor **$k_a = 1,50$** .

¹³ Robert Mott: "Diseño de elementos de máquinas", p 389.

2.3.3.5.3 Factor de tamaño para la resistencia a la flexión (k_s).

Tabla XI Factores de tamaño k_s ¹⁴

Paso diametral, P_d	Módulo métrico, m	Factor de tamaño, k_s
≥ 5	≤ 5	1,00
4	6	1,05
3	8	1,15
2	12	1,25
1,25	20	1,40

El paso diametral para este caso es 10,1 como indica en la tabla para pasos mayores que cinco el factor de tamaño es **$k_s = 1,00$**

2.3.3.5.4 Factor de distribución de la carga para la resistencia a la flexión (k_m)

Para escoger el factor k_m de acuerdo al gráfico se tiene que calcular la relación del espesor de cara del diente con el diámetro de paso (F/D).

$$F = 0,807 \text{ pulg.}$$

$$D = 2,378 \text{ pulg.}$$

$$\frac{F}{D} = \frac{0,807}{2,378} = 0,34 \quad (2.15)$$

¹⁴ Ibid.

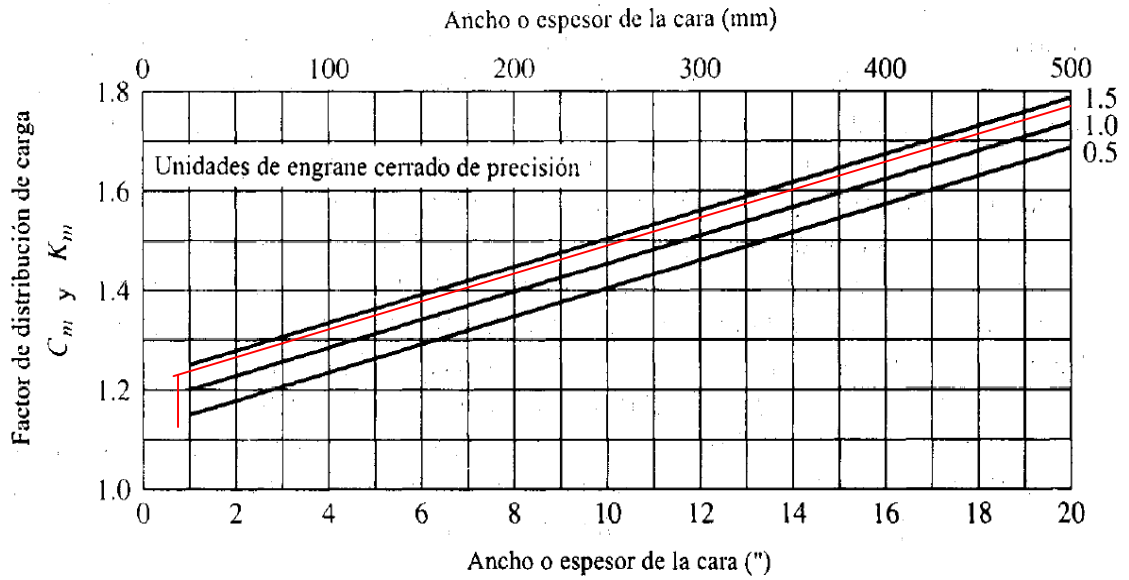


Figura 2.4 Factor de distribución de carga k_m y C_m ¹⁵

Se observa en la figura el factor de distribución $k_m = 1,1$

2.3.3.5.5 Factor de espesor de la corona (k_B)

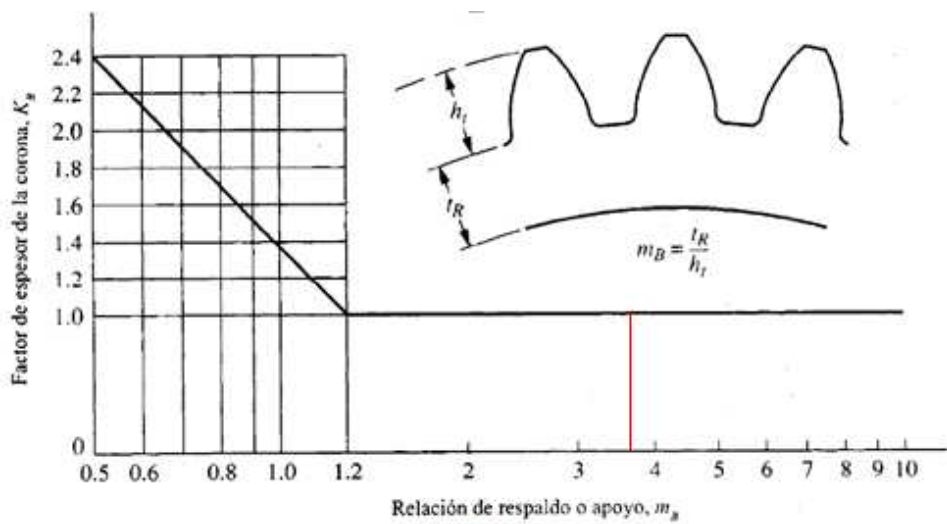


Figura 2.5 Factor de espesor de la corona, k_B ¹⁶

¹⁵ Ibid, p 391.

¹⁶ Ibid, p 392.

Se calcula el parámetro de relación de apoyo m_B de la siguiente manera:

t_R = espesor de la corona = 17,92mm.

h_t = profundidad total del diente = 4,75mm.

$$m_B = \frac{t_R}{h_t}$$

$$m_B = \frac{17,92 \text{ mm}}{4,75 \text{ mm}}$$

$$m_B = 3,77$$

De acuerdo al gráfico para la relación de apoyo mayores a 1,2, $k_B = 1,0$.

2.3.3.5.6 Factor de dinámica para la resistencia a la flexión (k_v)

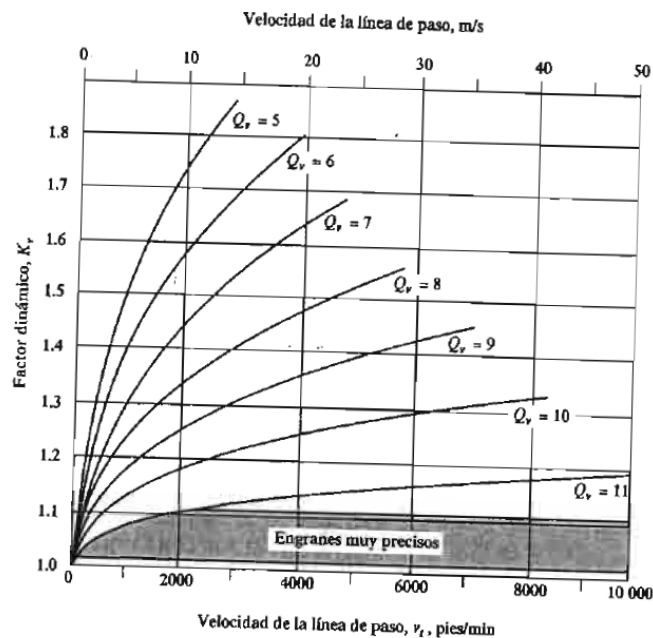


Figura 2.6 Factor dinámico k_v ¹⁷

¹⁷ Ibid, p 393.

Para este caso de acuerdo a la interpolación en la tabla IX el $Q= 6,06$ entonces la ecuación de k_v es:

$$k_v = \left(\frac{A}{A + \sqrt{200v_t}} \right)^B \quad (2.16)$$

Donde:

$$A = 50 + 56(1,0 - B) \quad (2.17)$$

$$B = (12 - Q)^{0,0667} \quad (2.18)$$

Reemplazando los valores y calculado se tiene un valor $k_v = 0,885$

Entonces el esfuerzo debido a la flexión según la ecuación 2.14 es:

$$\sigma_{tP} = \frac{1493,21 \text{ lb} * 10,1 \text{ pulg}^{-1} * 1,50 * 1,0 * 1,1 * 1,0}{0,807 \text{ pulg} * 0,367} \frac{1,50 * 1,0 * 1,1 * 1,0}{0,885}$$

$$\sigma_{tP} = 34842,51 \text{ psi}$$

$$\sigma_{tP} = 240,23 \text{ MPa}$$

De acuerdo al esfuerzo que se calcula y se utiliza un factor de diseño 2 el acero que se necesita para fabricar este piñón es un acero **AISI 1040**, el límite de cedencia de este acero está sobre los 100000 psi por tanto cumple con los requerimientos necesarios del diseño.

2.3.3.6 Construcción del piñón

El piñón va a ser construido de acuerdo con las especificaciones que se calculó.

La pieza va a ser maquinada en fresadora con las características de diseño expuestas anteriormente.

$$D_p = 60,4\text{mm}$$

$$N_p = 24$$

$$h_t = 4,75\text{mm}$$

$$t_R = 17,92\text{mm}$$

$$\text{Grosor de la cara de los dientes} = 20,5\text{mm}$$

2.4 DISEÑO DE LA MATRIZ

La matriz es el molde donde se va a dar la curva adecuada de acuerdo con la programación del control de la máquina.

El fabricante de los tubos especifica que se puede doblar a 4 veces el diámetro del tubo, se toma este dato para poder dimensionar la matriz dentro de los requerimientos del fabricante.

Dimensiones de la matriz

$$D = 172\text{mm} = 0,172\text{m}$$

$$h = 67,5\text{mm} = 0,0675\text{m}$$

Para la construcción se va a fundir en un horno de crisol con un **acero común conocido como hierro fundido**, no es necesario un acero especial debido a que no se va a realizar ningún tipo de trabajo con características especiales del acero como límites de cedencia o resistencia a la tracción; va a ser el apoyo para que se deforme el tubo.



Figura 2.7 Matriz vista superior



Figura 2.8 Matriz vista lateral

Para realizar el proceso de fundición primero se hace un diseño de la matriz en madera, este molde se lleva al fundidor para sacar el diseño el hierro fundido. Luego de ser fundida la pieza es necesario darle el acabado y hacer la ranura donde el tubo se va a doblar; este trabajo se realiza en un torno de precisión y posteriormente la chavetera de acuerdo al diseño del eje columna en un cepillo.

2.5 DISEÑO DEL BRAZO

Para el diseño del brazo primero es necesario saber el momento máximo que va a generar la máquina.

2.5.1 MOMENTO MÁXIMO

El momento máximo que va a generar la máquina está dado por la relación de transmisión que se diseñó anteriormente.

El torque que genera el motoreductor en el piñón es $T_p = 200,22\text{Nm}$ y el radio del piñón es $r_p = 32,5\text{mm} = 0,0325\text{m}$.

$$F_{tangencial} = \frac{T_p}{r_p} \quad (2.19)$$

$$F_{tangencial} = \frac{200,22 \text{ Nm}}{0,0325 \text{ m}}$$

$$F_{tangencial} = 6160,615 \text{ N}$$

Entonces el torque que genera el engrane (T_g) es el torque máximo que va a realizar el brazo debido a que el brazo gira al mismo tiempo que el engrane porque está anclado a este; el radio del engrane es de $r_g = 218,643\text{mm} = 0,2186\text{m}$.

$$T_g = F_{tangencial} * r_g \quad (2.20)$$

$$T_g = 6160,615 \text{ N} * 0,2186 \text{ m}$$

$$T_g = 1346,710 \text{ Nm} = M_{flexión}$$

El esfuerzo que va soportar el brazo (σ_{brazo}) está dado por el momento de flexión calculado y por el módulo de resistencia rectangular ($S_{rectangular}$) que se va a calcular a continuación.

$$S_{rectangular} = \frac{b * h^2}{6} \quad (2.21)$$

Donde:

$$b = \text{base} = 12,7\text{mm} = 0,0127\text{m}$$

$$h = \text{altura} = 50,8\text{mm} = 0,0508\text{m}$$

$$S_{\text{rectangular}} = \frac{0,0127 * 0,0508^2}{6} = 5,4623 * 10^{-6} m^3$$

$$\sigma_{\text{brazo}} = \frac{M_{\text{flexión}}}{S_{\text{rectangular}}} \quad (2.22)$$

$$\sigma_{\text{brazo}} = \frac{1346,710 Nm}{5,4623 * 10^{-6} m^3}$$

$$\sigma_{\text{brazo}} = 246,546 MPa$$

Debido a la geometría del brazo el esfuerzo que este realiza es menor al esfuerzo del tubo, el acero que se ha escogido para la fabricación es un acero **AISI 4340** cuyo límite de cedencia es de 469 MPa como muestra la tabla (XII). Este acero tiene aleación de cromo, manganeso, molibdeno y níquel.

Tabla XII Propiedades de diseño para los aceros al carbón y aleados¹⁸

Designación del material (Número AISI)	Resistencia a la tensión (S_u) (MPa)	Resistencia de fluencia (S_y) (MPa)	Dureza Brinell (HB)
4150	731	379	197
4340	745	469	217
5140	572	290	167

¹⁸ Robert Mott: "Diseño de elementos de máquinas", APÉNDICE 3.



Figura 2.9 Brazo de la máquina

Para el rodillo del brazo se va a utilizar el mismo acero **AISI 4340** pero cementado con el objetivo de endurecer la superficie y evitar el desgaste al momento del contacto con la riel de la máquina.

Las platinas del brazo tiene las siguientes medidas **50 mm x 12,5 mm**. La altura entre las platinas es la misma de que tiene la matriz.

2.6 TRANSMISIÓN DE LA POSICIÓN

En el diseño de un sistema de transmisión de posición se aplica dos catalinas de 183 mm de diámetro y 44 dientes, se utiliza catalinas de las mismas dimensiones debido a que se va a transmitir el mismo movimiento de rotación desde el engrane hasta el encoder.

El sistema está sujeto a la columna principal a través de platinas; se diseña una base para el encoder que está sujeto a la platina.

La platina es de acero estructural A 36, no se toma en cuenta las características del acero porque el sistema no hace ningún esfuerzo considerable.

2.6 EJE COLUMNA

Se determina la carga que soporta el eje columna con los pesos de los elementos que están sobre la misma.

Tabla XIII Pesos de elementos que van sobre el eje columna¹⁹

Elemento	Peso (kg)	Peso (N)
Matriz	6	58,84
Brazo	4	39,23
Rodillo	3	29,42
Engrane	10	98,065
Total	23	225,555

La forma de determinar si es una columna larga o corta es con la relación de esbeltez con la relación de transición de esbeltez (C_c).

$$\text{relación de esbeltez} = \frac{kL}{r} \quad (2.23)$$

Donde:

k = constante que depende del extremo fijo.

¹⁹ Fuente: propia. elaboración: propia

L = Longitud de la columna entre los soportes.

r = radio de giro.

La constante k se determina dependiendo de los soportes de la columna.

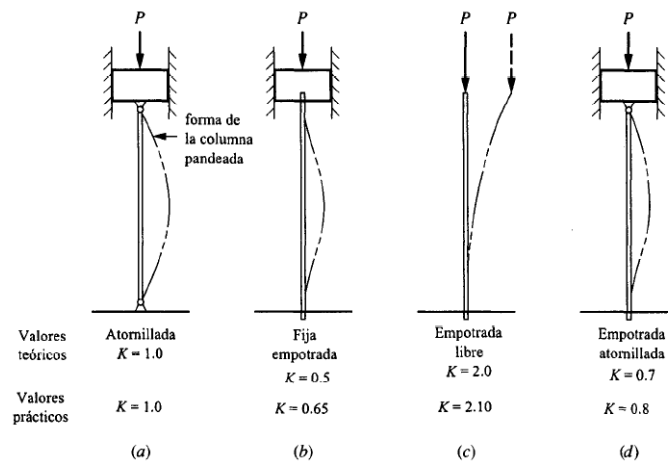


Figura 2.10 Valores k para longitud efectiva²⁰

Se observa en la figura la columna de nuestro caso es empotrada libre el valor k para valores prácticos es 2,10

El radio de giro para este caso se determina con la fórmula.

²⁰ Robert Mott: "Diseño de elementos de máquinas", p 234

$$r = \frac{D}{4} \quad (2.24)$$

$$r = \frac{44}{4}$$

$$r = 11\text{mm} = 0,011\text{ m}$$

La longitud de la columna es de 400 mm = 0,40 m

Entonces la relación de esbeltez es igual:

$$\text{relción de esbeltez} = \frac{2,10 * 0,40\text{ m}}{0,011\text{ m}}$$

$$\text{relción de esbeltez} = 76,36$$

$$C_c = \sqrt{\frac{2 * \pi^2 * E}{S_y}} \quad (2.25)$$

Donde:

E = módulo de elasticidad

S_y = límite de cedencia

EL eje columna de la máquina es circular y se va a utilizar un acero **AISI 4340**

donde $E = 200000\text{ MPa}$ y $S_y = 469\text{ MPa}$.

$$C_c = \sqrt{\frac{2 * \pi^2 * 200000\text{ MPa}}{469\text{ MPa}}}$$

$$C_c = 91,75$$

De acuerdo al análisis $\frac{kL}{r}$ es menor que C_C por tanto se trata de una columna corta por tanto se va a evaluar la carga con la fórmula de J.B. Johnson.

$$P_{cr} = A * S_y \left[1 - \frac{S_y * \left(\frac{kL}{r}\right)^2}{4 * \pi^2 * E} \right] \quad (2.26)$$

Donde:

P_{cr} = Carga crítica.

A = Área = 22mm = 0,022m

$$A = \pi * r^2 \quad (2.27)$$

$$A = \pi * 0,022m^2$$

$$A = 0,00152 m^2$$

$$P_{cr} = (0,00152)(469000000Pa) \left[1 - \frac{(469000000Pa)(76,36)^2}{4 * \pi^2 * 200000000000Pa} \right]$$

$$P_{cr} = 465,97 N$$

El factor de seguridad de la columna se determina dividiendo la carga crítica para la carga real que va a soportar.

$$n_s = \frac{465,97N}{225,555 N}$$

$$n_s = 2,06$$

Las dimensiones de la columna de acuerdo con los cálculos son las siguientes:

$$D = 44 \text{ mm} = 0.044 \text{ m}$$

$$L = 400 \text{ mm} = 0,40 \text{ m}$$

2.8 DISEÑO DE LA CUÑA

La cuña que traba la columna con la matriz para evitar que la matriz se gire conjuntamente con el tubo está diseñada de acuerdo con la siguiente tabla.

Tabla XIV Cuña en función del diámetro del eje²¹

Tamaño nominal del eje		Tamaño nominal de la cuña	
Más de (mm)	Hasta (mm)	Ancho, W (mm)	Altura, H (mm)
32	35	8	8
35	45	10	10
45	57	13	13

La cuña escogida es una cuadrada de **10 x 10 mm** debido a que el eje columna es de 36 mm.

²¹ Robert Mott: "Diseño de elementos de máquinas", p 495

El acero para la cuña es un **AISI 4340** cuya resistencia a la fluencia (S_y) es de 469 MPa = 469000000 Pa.

Para determinar la longitud (L) de la cuña se aplica la siguiente fórmula:

$$L = \frac{4 * T_g * N}{D * W * S_y} \quad (2.28)$$

El diámetro del eje donde va ubicada la matriz es de $D = 36\text{mm} = 0,036\text{m}$.

$$L = \frac{4 * 1346,710 \text{ Nm} * 2}{0,036\text{m} * 0,01\text{m} * 469000000\text{Pa}}$$

$$L = 0,064\text{m} = 64\text{mm}$$

El desbaste que se va a realizar tanto en el eje como en la matriz es de 5 x 64 mm en cada elemento para poder encajar la cuña.

2.9 RODAMIENTO DEL ENGRANE

El rodamiento de acuerdo a la tabla SKF de rodamientos de dos hileras de bolas con contacto angular.

La característica de este tipo de rodamientos es que soportan cargas axiales y radiales las cuales están presentes en la máquina que se está diseñando, las cargas radiales son las que se presentan por el movimiento generado por el motoreductor.

Las cargas axiales en cambio son las que genera el peso de los componentes que se encuentran sobre el engrane incluido el peso del engrane.

De acuerdo a las dimensiones del eje y a las cargas que se han calculado anteriormente, se selecciona el siguiente rodamiento:

Tabla XV Rodamientos de bolas con contacto angular de dos hileras²²

Dimensiones principales			Capacidades de carga		Carga límite	Velocidad límite	Masa	Designación
d (mm)	D (mm)	B (mm)	Est. C (kN)	Dinám. C _o (kN)	P _u (kN)	(rpm)	(kg)	
30	72	30,2	46,8	43	1,83	6300	0,59	5306 E-2R51
35	72	27	40	28	1,18	6300	0,44	3207 A-2RS1
35	80	34,9	52	35,5	1,5	6000	0,73	3307 A-2RS1TN9

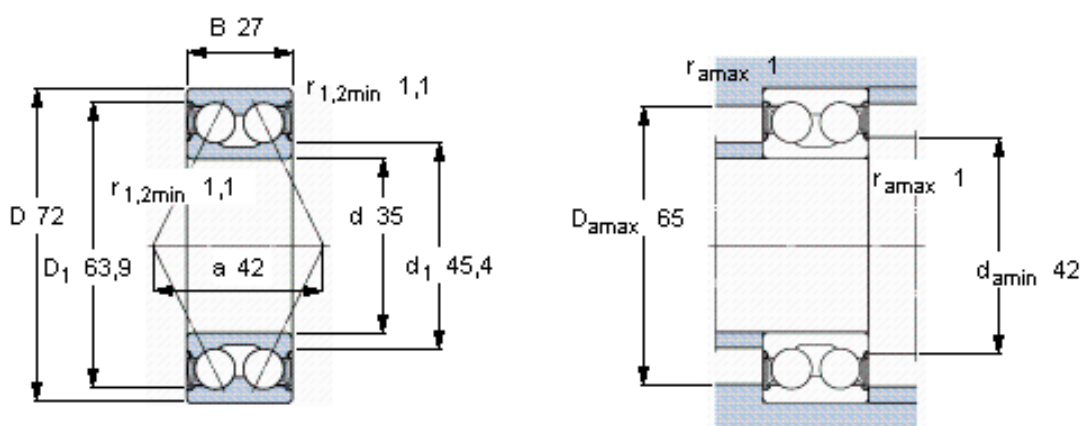


Figura 2.11 Rodamiento de bolas con contacto angular, de dos hileras²³.

²² Catálogo de rodamientos SKF

www.skf.com/skf/productcatalogue/jsp/viewers/productTableViewer.jsp?&lang=es&tableName=1_3_3&presentationType=3&startnum=4

²³ Rodamiento de dos hileras de contacto angular,

<http://www.skf.com/skf/productcatalogue/Forwarder?action=PPP&lang=es&imperial=false&windowName=null&perfid=125010&prodid=125010207>

2.9.1 DURACIÓN DEL RODAMIENTO

El rodamiento seleccionado tiene un número determinado de revoluciones que va a durar aproximadamente y una cantidad de horas de trabajo que van a calcular a continuación.

$$L_d = \left(\frac{C}{P_d} \right)^k (10^6) \quad (2.29)$$

Donde:

L_d	=	Duración del diseño
C	=	Carga dinámica básica
P_d	=	Carga del diseño
k	=	constante del rodamiento = 3,00

$$L_d = \left(\frac{46800 \text{ N}}{6160,615 \text{ N}} \right)^{3,00} (10^6)$$

$$L_d = 438394757,8 \text{ rev.}$$

2.10 BASE

La base está formada por una columna y una plancha que va anclada al piso. La columna soporta todo el peso de la máquina conjuntamente con la plancha.

Tabla XVI Pesos de los elementos de la máquina²⁴.

Elemento	Peso (kg)	Peso (N)
Matriz	6	58,84
Brazo	4	39,23
Rodillo	3	29,42
Engrane	10	98,065
Eje columna	12,5	122,58
Motoreductor	8,3	81,4
Total	43,8	429,535

La longitud de la columna principal es de $L = 90 \text{ cm} = 0,9 \text{ m}$. Se ha designado un tubo **ASTM 36** de diámetro $D = 120 \text{ mm} = 0,12 \text{ m}$ y grosor de 3,5 mm. Las características del tubo están en la tabla siguiente.

Tabla XVII Propiedades de los aceros estructurales²⁵

Designación del material (Número ASTM)	Resistencia a la tensión S_u (MPa)	Resistencia de fluencia S_y (MPa)
A36	400	250
A242	480	345
A500 grado b	400	290
A572	550	450

²⁴ Fuente: propia, elaboración: propia

²⁵ Robert Mott: "Resistencia de materiales", APÉNDICE 7

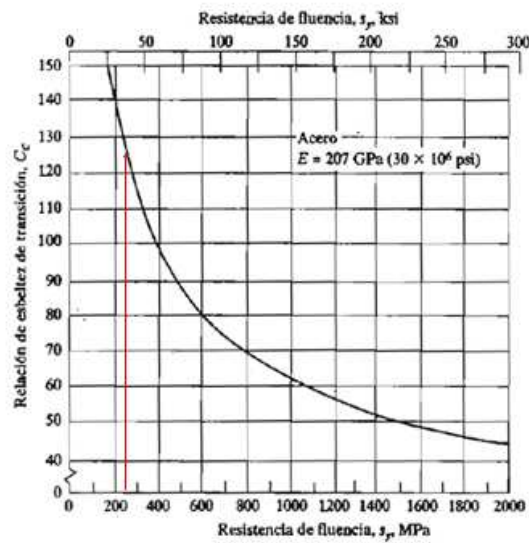


Figura 2.12 Relación de esbeltez de transición C_c , vs resistencia de fluencia para el acero²⁶.

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

$$r = \frac{D}{4} = \frac{120}{4}$$

$$r = 30\text{mm} = 0,03\text{m}$$

La columna principal está anclada a un solo extremo por tanto se utiliza la constante $k=2,10$.

$$\text{relción de esbeltez} = \frac{2,10 * 0,90 \text{ m}}{0,03 \text{ m}}$$

$$\text{relción de esbeltez} = 63$$

La relación de esbeltez (C_c) de transición está dada por la figura sabiendo que el S_y es de 250 MPa entonces $C_c = 125$.

La relación de esbeltez es menor que la relación de esbeltez de transición por tanto se trata de una columna corta.

²⁶ Robert Mott: "Diseño de elementos de máquinas", p 236

El área del tubo es la diferencia de las dos áreas que formadas por el diámetro externo (D) y el diámetro interno (d).

$$D = 120 \text{ mm} = 0,12 \text{ m}$$

$$d = 113 \text{ mm} = 0,113 \text{ m}$$

$$A = A_D - A_d$$

$$A = (\pi * 0,06^2) - (\pi * 0,0565^2)$$

$$A = 0,00145m^2$$

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

$$P_{cr} = (0,00145m^2)(250000000Pa) \left[1 - \frac{250000000Pa(63)^2}{4 * \pi * 207000000000Pa} \right]$$

$$P_{cr} = 224223,33N$$

$$P_a = \frac{P_{cr}}{N} \quad (2.30)$$

$$P_a = \frac{224223,33N}{2}$$

$$P_a = 112111,66 N$$

$$n_s = \frac{112111,66 N}{429,535 N}$$

$$n_s = 261$$

La columna escogida es más que suficiente para la carga que está sobre la misma, es por esto que la base fue diseñada con el afán de sujetar la máquina a un lugar fijo.

La base es una plancha de 300 x 300 x 15 mm que está anclada al piso con pernos de anclaje de 3 pulgadas por ½" para evitar la vibración en la máquina.

CAPÍTULO 3

3.1 AUTOMATIZACIÓN

Se automatiza la máquina con las siguientes características:

1. La máquina debe realizar el trabajo de doblado con una cantidad de repeticiones variable de acuerdo al trabajo requerido.
2. La máquina por sí sola debe dar el giro hasta conseguir el ángulo deseado en el tubo, sin necesidad de la intervención del operador de la misma.
3. La máquina debe detectar la presencia del tubo y automáticamente empezar a doblar.

3.1.1 PARTE OPERATIVA

Forman la parte operativa los sensores que se van a utilizar para este caso se ha selecciona dos finales de carrera:

- El primero se va a encargar de detectar la presencia del tubo cuando este sea ajustado adecuadamente en la matriz.

- Se utiliza un encoder con salida digital de señal, este va a ser colocado en sistema de posición para que se pueda detectar el ángulo con que está programado el sistema.
- El motoreductor se encarga de realizar la acción de dobléz.

3.1.2 PARTE DE MANDO

La parte de mando la conforma el sistema electrónico diseñado para que pueda realizar las operaciones de cálculo y envíe las señales adecuadas para la acción del motor.

Se utiliza un microcontrolador **PIC 18F452** debido a que este cuenta con las suficientes interrupciones externas para poder trabajar con el sistema de botones para programar la máquina. Se necesita utilizar cinco botones y la entrada de señal del encoder que también es una interrupción externa. El microcontrolador se va a programar en **lenguaje C**.

Es necesario diseñar una alimentación de voltaje de cinco voltios para toda la parte de mando debido a que el encoder también funciona con cinco voltios se va a tomar de esta fuente para alimentar el encoder y también para alimentar la LCD que es donde se va a visualizar los datos que el operador ingresa a través de los botones.

Para accionar el motoreductor se va a utilizar un conjunto de relés de estado sólido que son los que reciben la señal del microcontrolador, para que accione el giro del motor y a la vez lo pueda invertir.

3.1.3 CONTROL

El sistema de control que se está implementando es de tipo **ON-OFF en lazo cerrado** debido a que la señal de salida que en este caso es la del encoder no modifica o realimenta la señal que va hacia el actuador que en este caso es del motoreductor, debido a que el tubo que dobla la máquina es de un material homogéneo el cual necesita de un momento flector constante para que pueda la dobladora deformarlo. El encoder envía la señal al microcontrolador para que este desactive el motor.

3.1.4 CIRCUITO ELECTRÓNICO

Se diseñó un circuito electrónico de tal forma que se pueda conectar los botones de mando, la LCD, el encoder, los finales de carrera y la señales de salida a los relés de estado al microcontrolador a través de una serie de borneras de tal forma que se puedan conectar sin mayor complicación.

Los botones y el final de carrera están conectados a las entradas digitales del microcontrolador con resistencias en tipo pull-up.

También se diseña una fuente de alimentación que consta de un transformador, un regulador de voltaje de cinco voltios (7805), con el capacitor respectivo para mejorar la señal a la entrada del regulador.

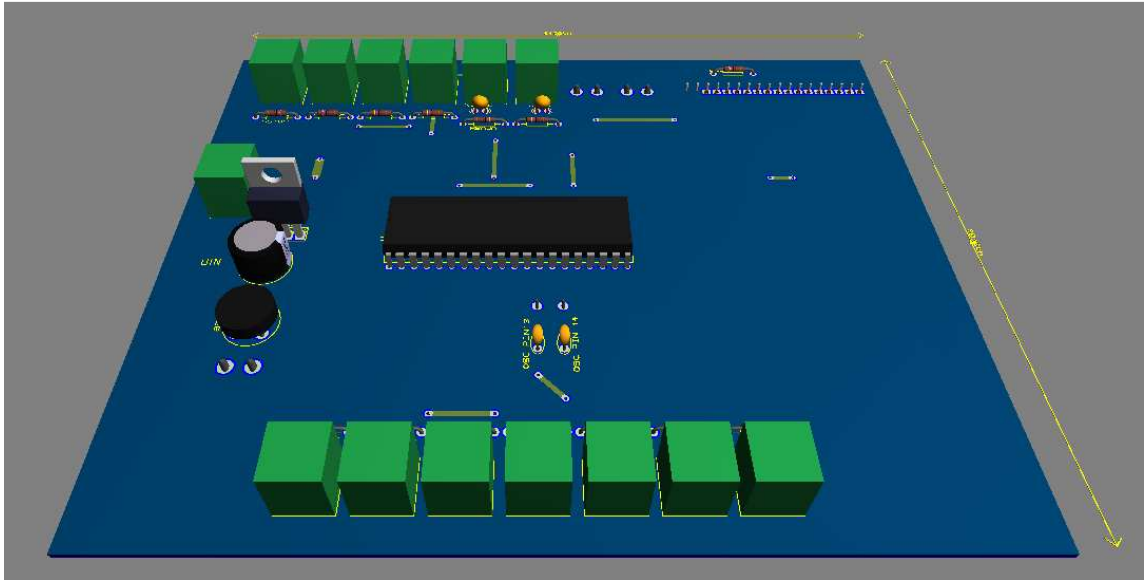


Figura 3.1 Circuito electrónico.

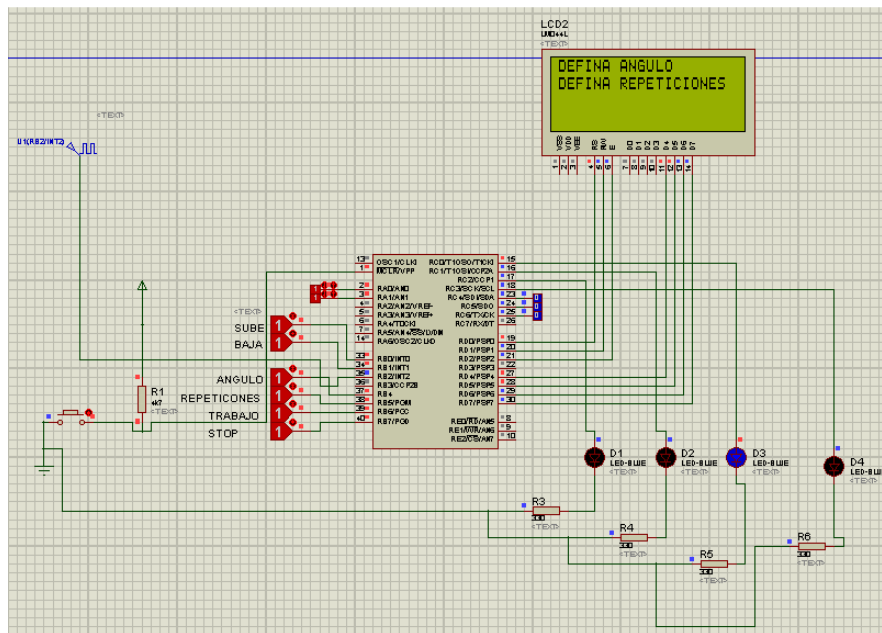


Figura 3.2 Simulación del circuito

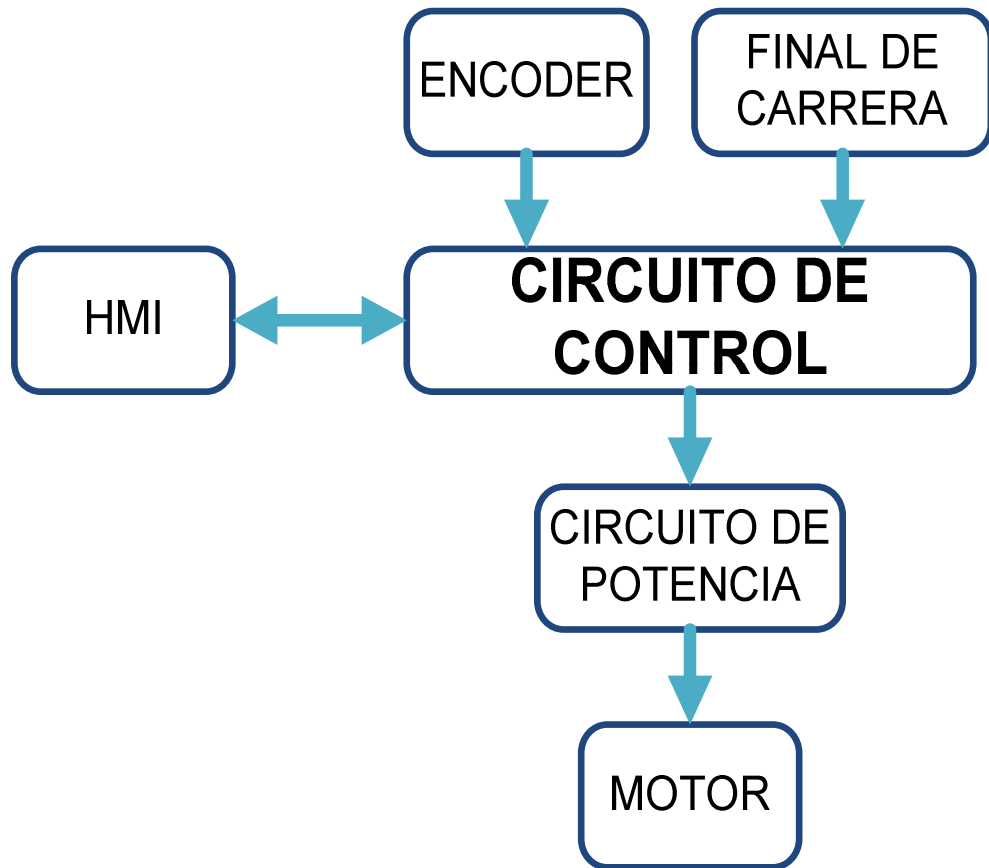


Figura 3.3 Diagrama de bloques del hardware²⁷

3.1.5 PROGRAMACIÓN DEL MICROCONTROLADOR

El microcontrolador está programado en lenguaje C con el Compilador PCW de CCS, se crea una librería para utilizar una pantalla LCD de 4x20 ya que la librería existente en el compilador no era la adecuada. El programa se describe en su totalidad a continuación con los siguientes diagramas de flujo:

²⁷ FUENTE: PROPIA ELAVORACIÓN: PROPIA

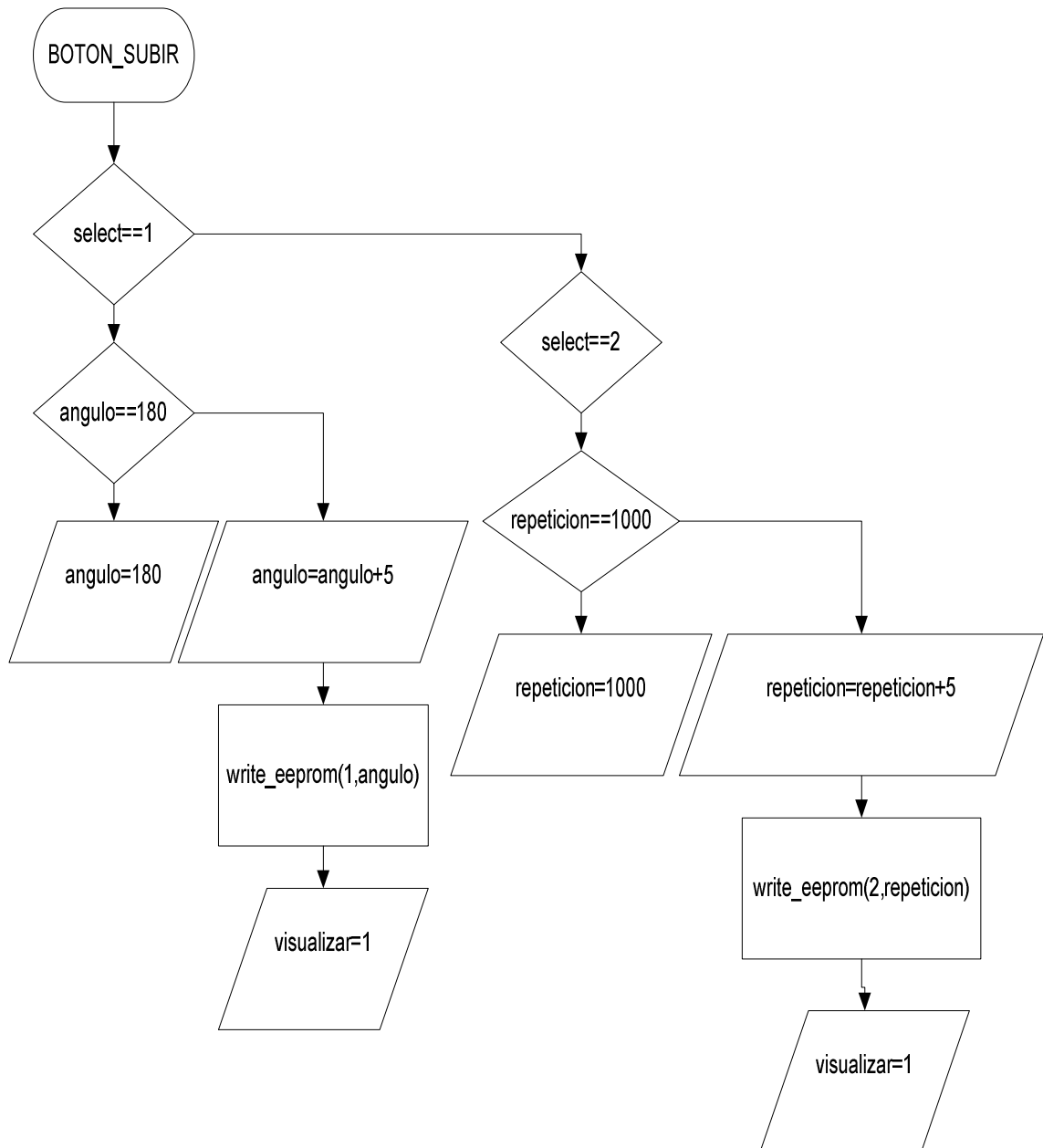


Figura 3.4 Flujograma de interrupción externa (botón subir)²⁸

²⁸ Ibid.

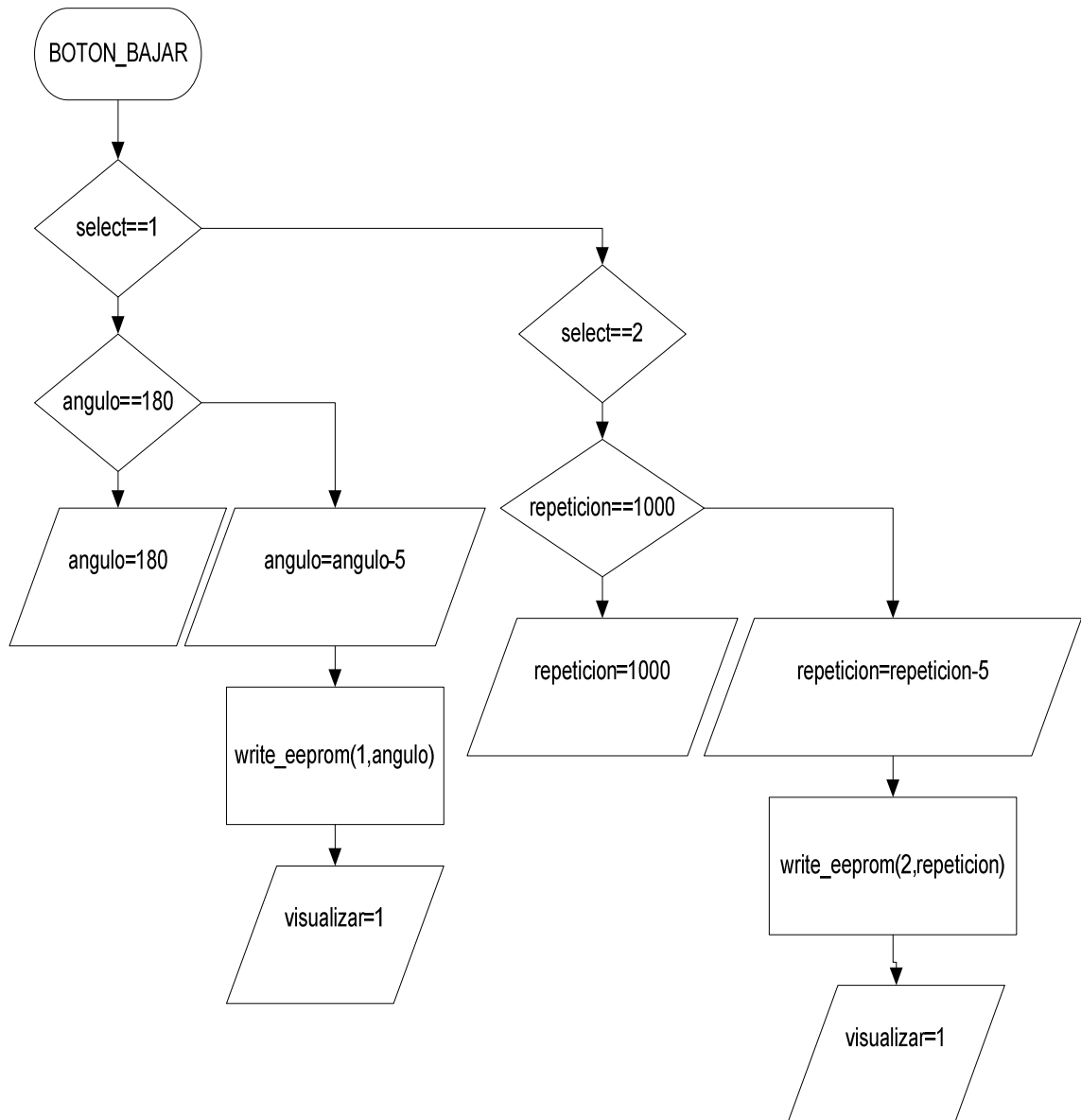


Figura 3.5 Flujograma de interrupción externa 1 (botón bajar)²⁹

²⁹ Ibid.

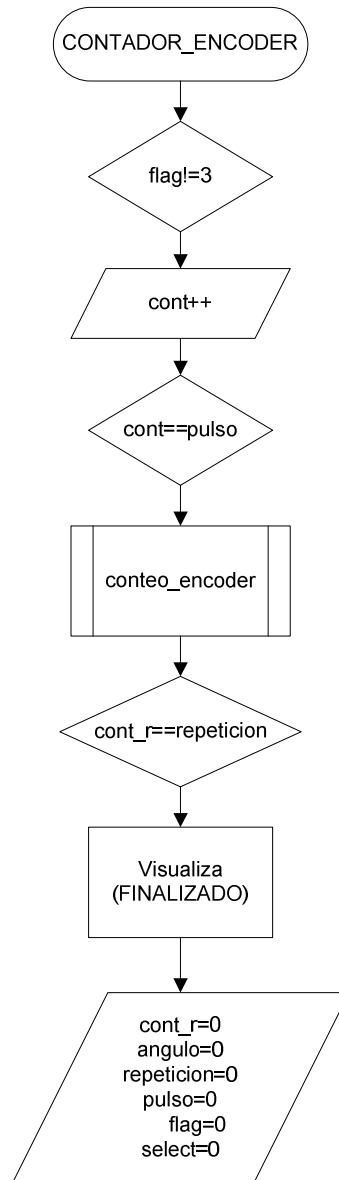


Figura 3.6 Flujograma de interrupción externa 2 (contador de pulsos del encoder)³⁰

³⁰ Ibid.

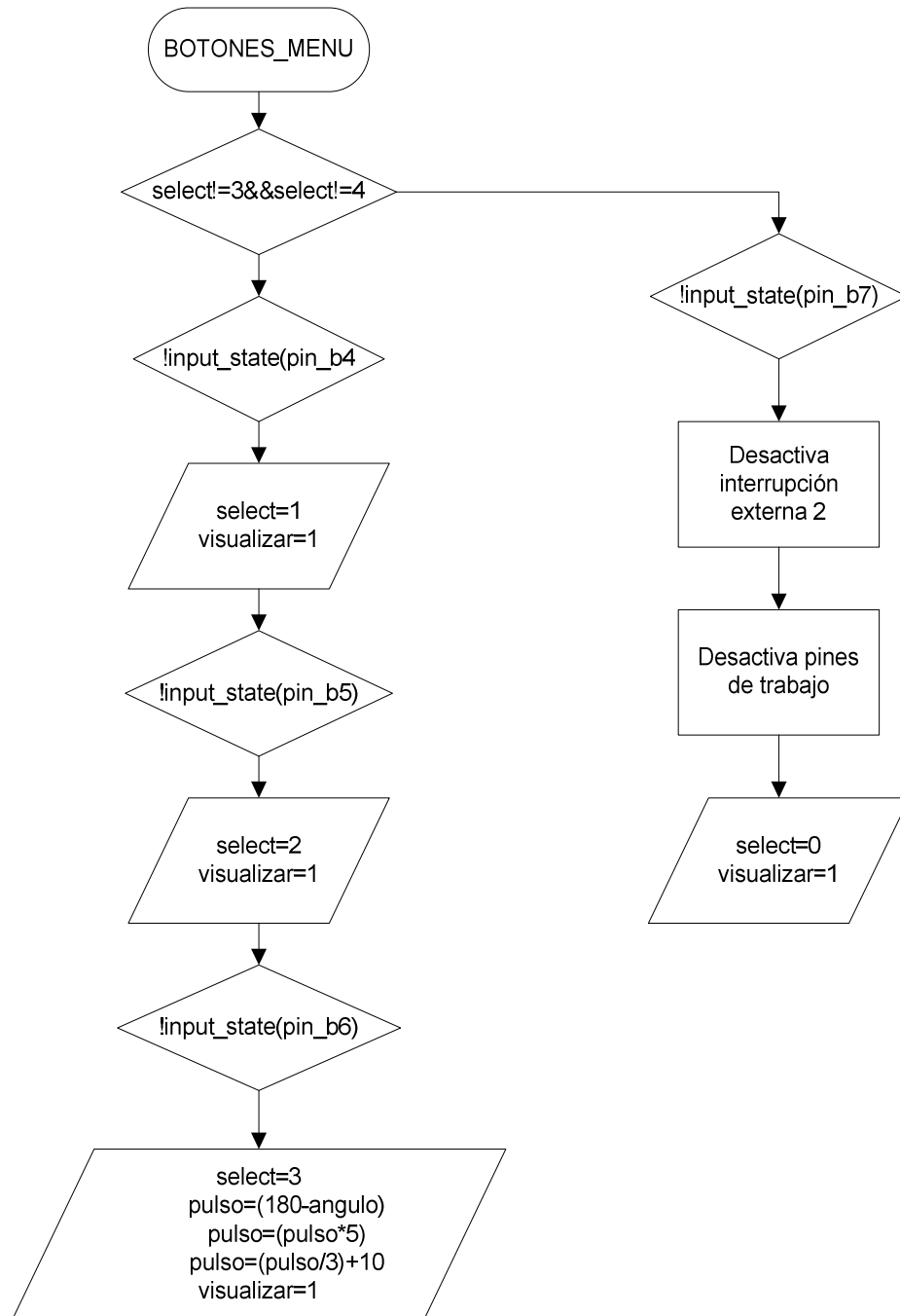


Figura 3.7 Flujo de interrupción externa RB (botones del menú)³¹

³¹ Ibid.

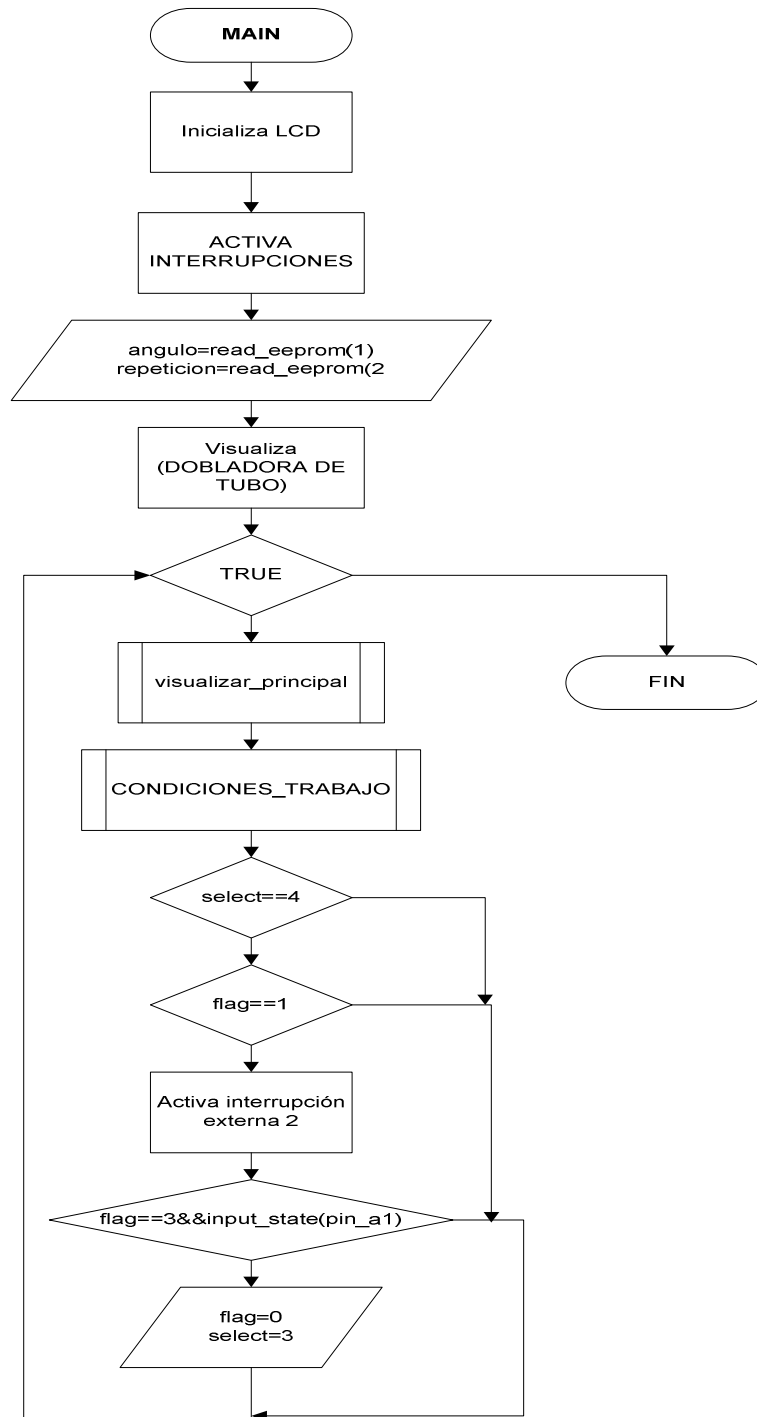


Figura 3.8 Flujograma del Programa Principal³²

³² Ibid.

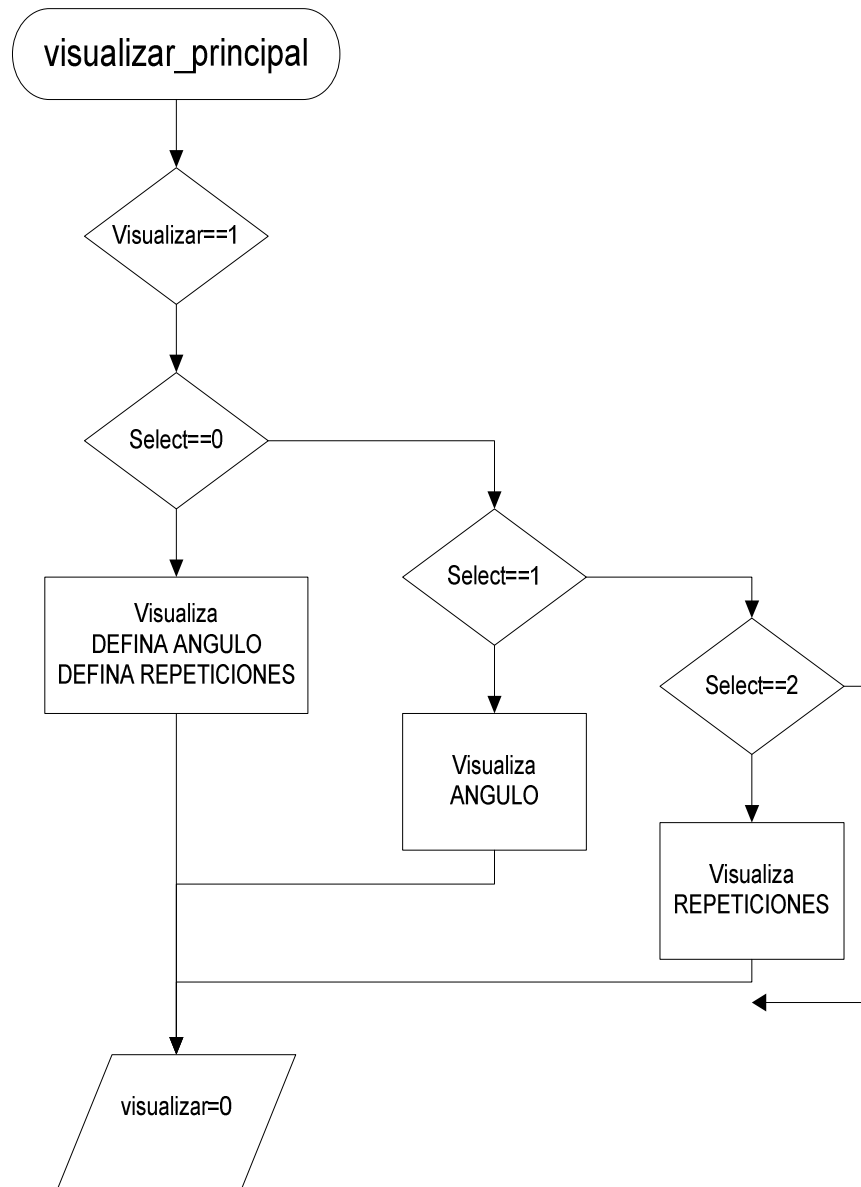


Figura 3.9 Flujoograma de subrutina de la pantalla principal³³

³³ Ibid

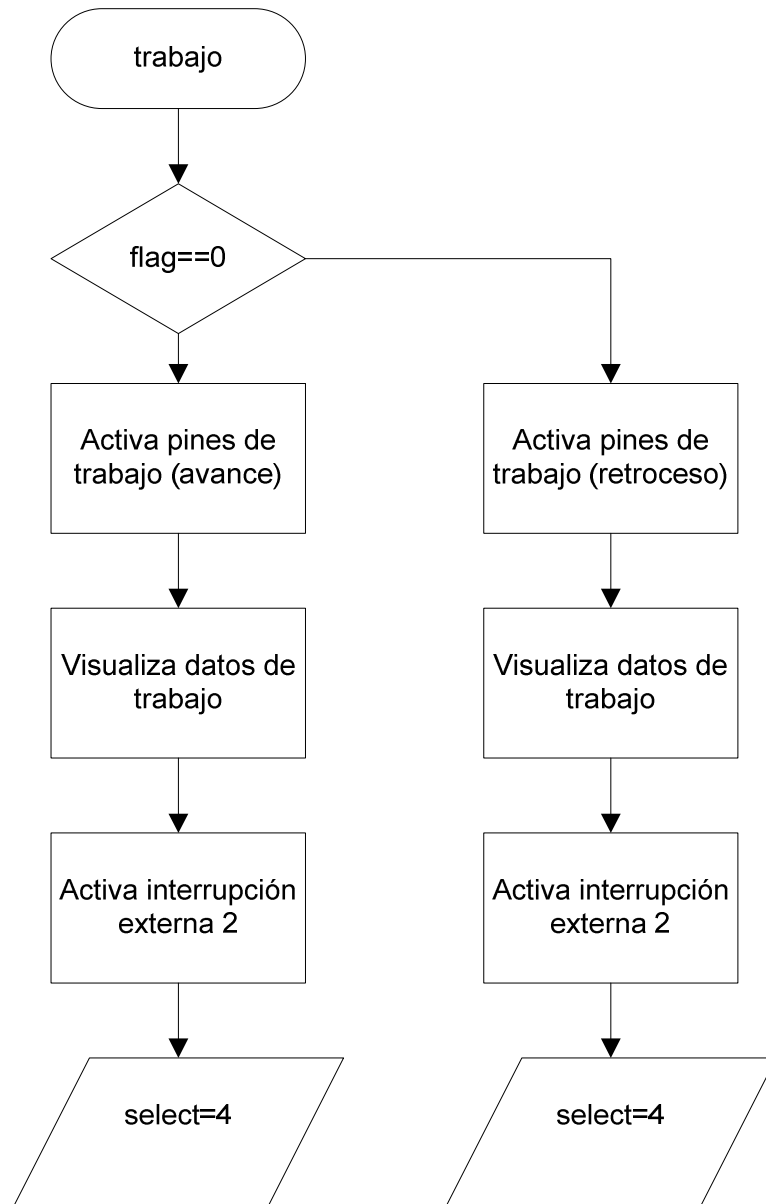


Figura 3.10 Flujograma de subrutina Trabajo³⁴

³⁴ Ibid.

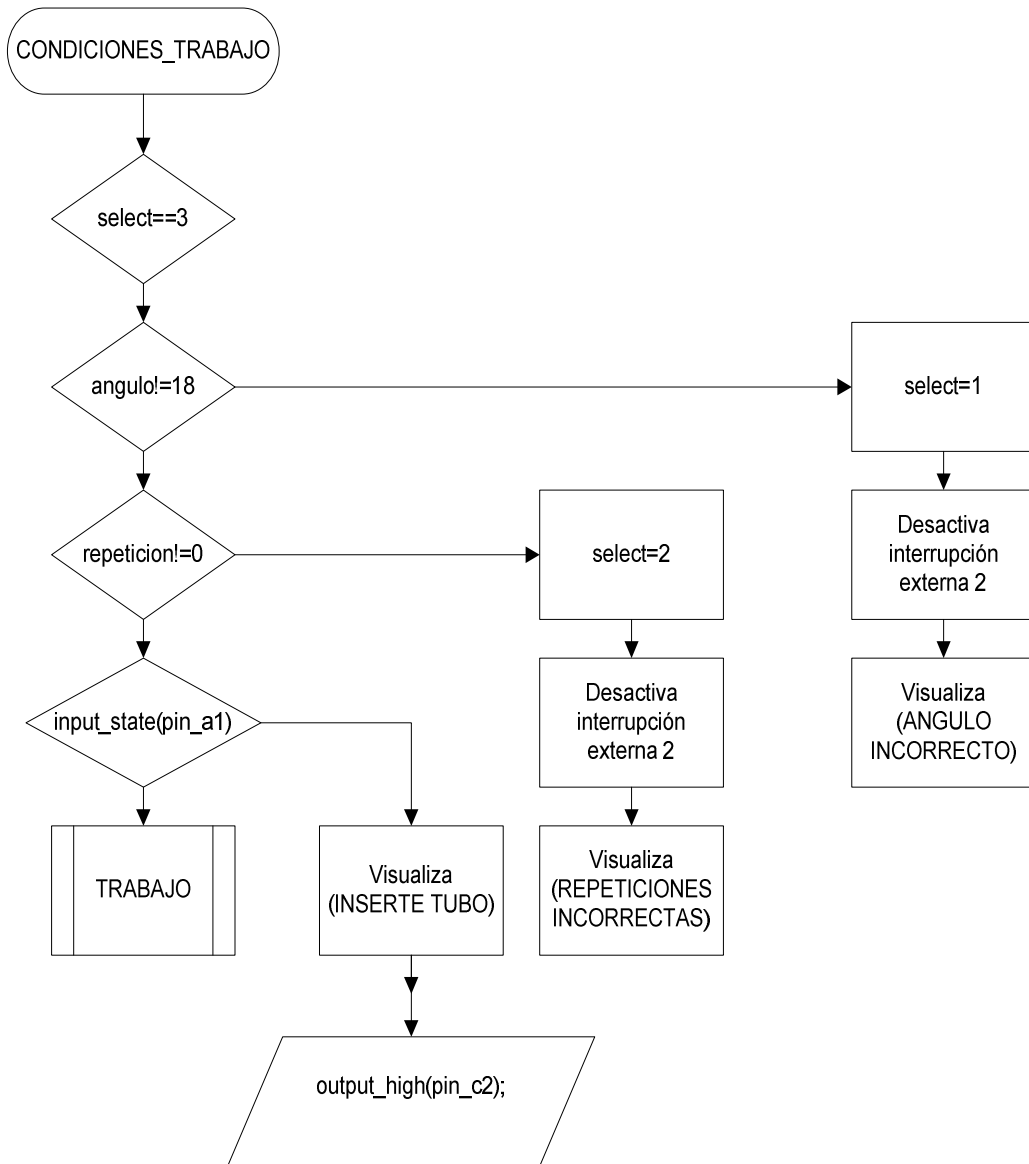


Figura 3.11 Flujograma de subrutina Condiciones de trabajo³⁵

³⁵ Ibid.

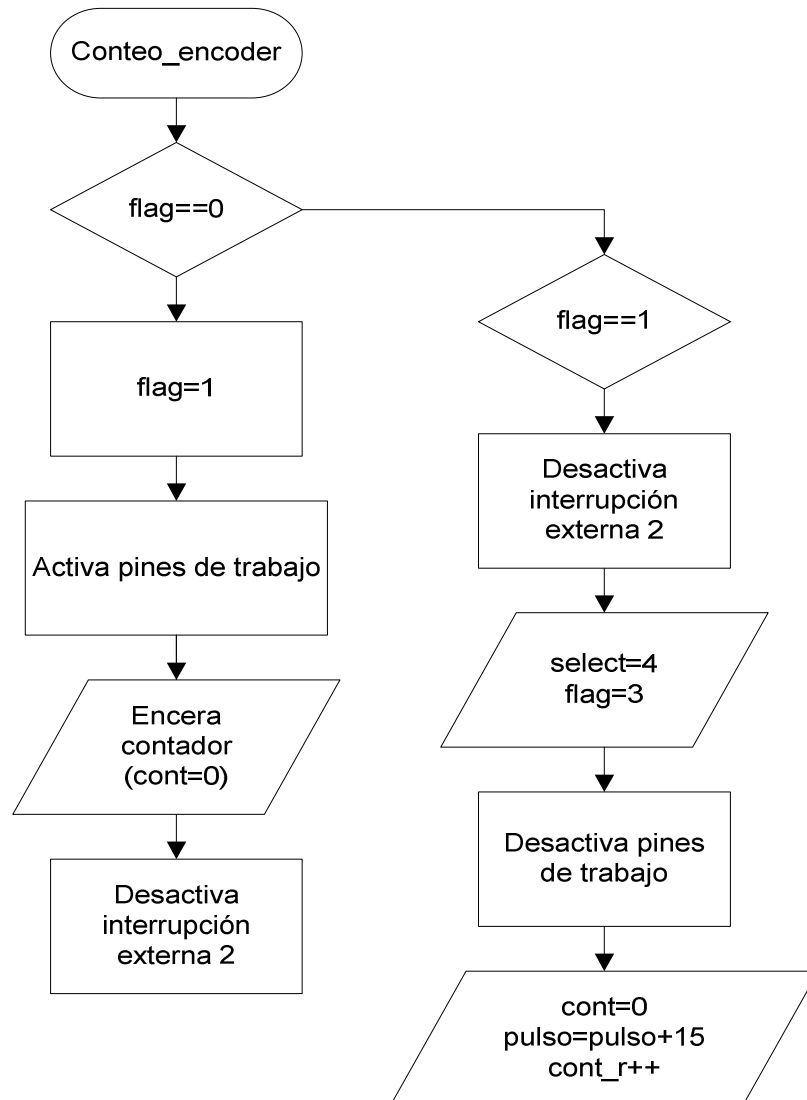


Figura 3.12 Flujograma de subrutina Conteo del encoder³⁶

³⁶ Ibid.

3.1.6 CONTROL DE POTENCIA

Una vez emitida la señal del microcontrolador a través de los pines c4, c5, c6 esta llega a un conjunto de relés de estado sólido y estos a su vez activan el giro del motor.

Se usa relés de estado sólido para el control del sentido de giro del motor debido a que se realiza varias veces los cambios de giro en unidades de tiempo cortas.

La señal de cada pin llega a un par de relés de estado sólido, cada par se combina de acuerdo al sentido de giro que se vaya a realizar ya sea giro positivo o negativo.

Los relés se activan y a través de un opto-triac activas el paso de voltajes altos, con esto se logra la protección de los circuitos de voltaje en VDC.

El relé que se va a utilizar tiene las siguientes características:

Voltaje de entrada = 0 – 24 VDC.

Voltaje que controla = 0 – 220 VAC monofásico.

Amperaje = 30 A.



Figura 3.13 Relé de estado sólido

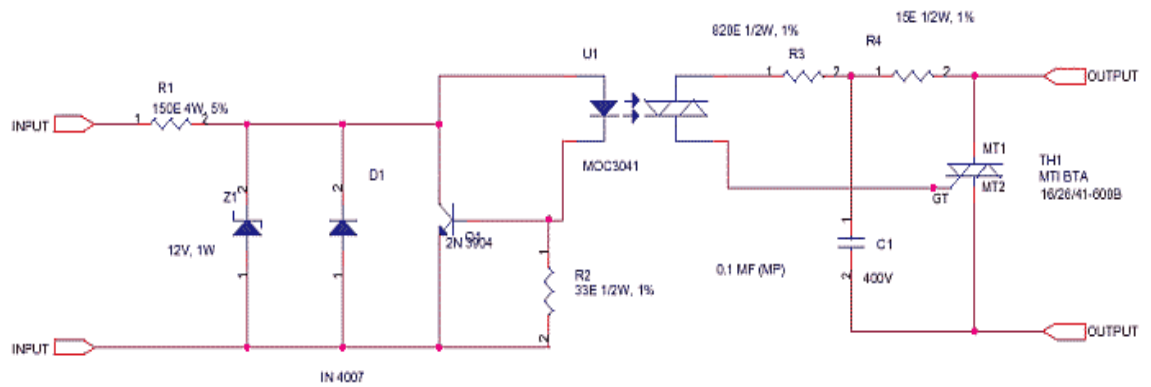


Figura 3.14 Diagrama esquemático de un relé de estado sólido

Se utiliza un amperaje de 30 A debido a que el motor en el arranque va a generar picos de tres veces su amperaje nominal que para este caso en motor generará un amperaje de 8 A en su carga máxima.

CAPÍTULO 4

4.1 PRUEBAS Y RESULTADOS

4.1.1 PRUEBAS.

Se realizaron varias pruebas con diferentes diámetros y grosores, que se muestran en la siguiente tabla:

Tabla XVIII Pruebas con diferentes diámetros y grosores³⁷

Diámetro (mm)	Grosor (mm)	Ángulo (grados)	Tiempo de doblado (seg.)	Amperaje del motor (Amp)	Variación (grados)
6,35	1	90	5,6	3,7	+3
6,35	1,5	90	5,9	4,2	-1
12,7	1	90	5,8	3,9	+2
12,7	1,5	90	6,2	4,3	-2
19,05	1	90	6	4,1	+1
19,05	1,5	90	6,5	4,5	-4
25,4	1	90	7,1	4,9	-4

³⁷ Fuente: propia, elaboración: propia

4.1.2 RESULTADOS.

- Al realizar las pruebas con diferentes diámetros de tubos se pudo observar que de acuerdo al grosor y al diámetro varia la exactitud de la medida del ángulo.
- El amperaje del motor aumenta de acuerdo a la variación de los diámetros y grosores, se probó con un tubo de mayor diámetro (25,4mm y 1mm de grosor) y se observó un aumento del amperaje que llega al límite del amperaje del motor que es de 5 amperios. Por tanto no se considera realizar pruebas con un tubo más grueso.
- Conforme aumenta el grosor del tubo y el diámetro el ángulo final es menor al que se programa la máquina, esto se debe a que se está trabajando en la zona plástica y elástica del acero, en el instante en que la máquina se detiene para cambiar el giro y regresar a la posición inicial el tubo tiende a regresar de posición generando la disminución de los grados que se forman al doblar el tubo, debido a esto se modificó el programa de tal forma que el microcontrolador suma recibe diez pulsos más al avance de la máquina y 10 pulsos menos al regreso; con esta modificación se logra tener menor variación en los diferentes diámetros y grosores.
- Los tubos doblados son usados para la fabricación de muebles por tanto no es necesaria tanta exactitud al quedar el ángulo final.

4.2 ANÁLISIS ECONÓMICO DE LA DOBLADORA

El costo total de la dobladora se constituye en las siguientes partes:

- Materiales.
- Fabricación.
- Diseño.
- Imprevistos y transporte.

4.2.1 MATERIALES.

Tabla XIX Costo de materiales utilizados³⁸

DETALLE	CANTIDAD	COSTO UNITARIO (USD)	COSTO TOTAL (USD)
MATRIZ			
Molde de madera	1	20	20
Riel	1	15	15
Fundición	1	100	100
TOTAL			135
SISTEMA DE TRANSMISIÓN			
Platina de 425x425x12mm	1	32	32
Pieza de acero de 75x75x30mm	1	7	7
Eje de transmisión 800x44mm	1	18	18
Angulo perfil 12.7x12.7mm	0,4	20	8
Pernos de sujeción	8	0,5	4
Engranajes	1	25	25
Motoreductor	1	695,52	695,52
TOTAL			789,52
BRAZO			
Platina de 1000x50x12.7mm	1	6,84	6,84
Platina de 500x50x6.35mm	0,5	3,6	1,8
Pieza de acero de 100x100x50mm	1	15	15
Platina de 600x32x12.7	0,5	5	2,5
Pernos de sujeción	3	0,4	1,2

³⁸ Fuente: propia, elaboración: propia

TOTAL			27,34
SISTEMA DE POSICIÓN			
Platina de 1000x50x9.5	1	5,13	5,13
Catalinas	2	3	6
Rodamientos	2	1,5	3
Pernos de sujeción	12	0,2	2,4
Encoder	1	145,23	145,23
TOTAL			161,76
BASE			
Tubo redondo 850x160x2.5mm	1	20	20
Pieza de acero de 300x300x12mm	1	16	16
Pernos de anclaje 127x19mm	4	5	20
TOTAL			56
CONTROL			
Relé de estado sólido	6	25	150
Pulsadores	7	1,8	12,6
Cable flexible 12AWG	20	0,66	13,2
Terminal de ojo	12	0,07	0,84
Micro switch	2	6,35	12,7
Caja metálica	1	40	40
Partes electrónicas	1	25	25
TOTAL			254,34
VARIOS			
Fondo gris	0,125	21,6	2,7
Pintura sintética	0,25	26	6,25
Masilla	0,125	22,8	2,85
Electrodos	30	0,2	6
Thinner	2	1	2
TOTAL			19,8
TOTAL MATERIALES			1443,76

4.2.2 FABRICACIÓN

Los costos de fabricación se refieren a los precios de los procesos realizados para la fabricación del diseño, para estimar los precios se consultó a el taller MECÁNICA TORNO y a CEIN.

Tabla XX Costo de uso de maquinaria³⁹

OPERACIÓN	COSTO (USD/h)
Torneado	10
Fresado	15
Limado	3
Soldadura	10
Esmerilado	2
Amolado	5
Taladrado	10
Sierra manual	5
Taladro manual	5
Pintado	10
Armado eléctrico	5
Armado electrónico	20

³⁹ Ibid

Tabla XXI Costo de fabricación de la dobladora⁴⁰

PIEZA	Operación	Tiempo (horas)	Costo (USD)	Subtotal (USD)
MATRIZ	Amolado	2	5	10
	Torneado	6	10	60
	Taladrado	1,5	10	15
	Taladro manual	0,5	5	2,5
	Pintado	0,5	10	5
Total				92,5
SISTEMA DE TRANSMISIÓN	Torneado	3	10	30
	Fresado	1,5	15	22,5
	Soldadura	1	10	10
	Taladrado	1	10	10
	Limado	1	3	3
	Pintado	0,5	10	5
Total				80,5
BRAZO	Torneado	1	10	10
	Sierra manual	3	5	15
	Taladrado	0,5	10	5
	Amolado	1	5	5
	Soldadura	2	10	20
	Pintado	0,5	10	5
Total				60
SISTEMA DE POSICIÓN	Taladrado	1	10	10
	Soldadura	0,5	10	5
	Amolado	0,5	5	2,5
	Sierra manual	1	5	5
	Pintado	0,5	10	5

⁴⁰ Ibid

Total				27,5
BASE	Sierra manual	1	5	5
	Soldadura	2	10	20
	Amolado	1	5	5
	Taladrado	0,5	10	5
	Pintado	1	10	10
Total				45
CONTROL	Armado eléctrico	1	5	5
	Armado electrónico	2	20	40
Total				45
TOTAL FABRICACIÓN				350,5

4.2.3 DISEÑO

Para determinar el costo de diseño de la dobladora se va a considerar el 20% del costo total de los materiales y del costo total de fabricación.

$$DISEÑO = 0,2 * (TOTAL MATERIALES + TOTAL FABRICACIÓN)$$

$$DISEÑO = 0,2 * (1443,76 + 350,5)$$

$$DISEÑO = 358,85$$

4.2.4 IMPREVISTOS Y TRANSPORTE

Para los imprevistos se va a utilizar el 2% del costo total de la dobladora.

$$\mathbf{IMPREVISTOS = 0,02 * (MATERIALES + FABRICACIÓN + DISEÑO)}$$

$$\mathbf{IMPREVISTOS = 0,02 * (1443,76 + 350,5 + 358,85)}$$

$$\mathbf{IMPREVISTOS = 43,06}$$

Para poder transportar los materiales al taller se utiliza una camioneta con un costo de 10USD y luego se transportó la máquina a su destino final nuevamente la camioneta costo 10USD. El total de transporte 20USD.

4.2.5 COSTO TOTAL DE LA DOBLADORA

Se suma todos los costos para saber el costo total de la dobladora.

Tabla XXII Costo total de la dobladora⁴¹

COSTO	VALOR (USD)
MATERIALES	1443,76
FABRICACIÓN	350,5
DISEÑO	358,85
TRANSPORTE	20
IMPREVISTOS	43,06
COSTO TOTAL DOBLADORA	2216,17

⁴¹ Ibid.

CAPÍTULO 5

CONCLUSIONES Y RECOMEDACIONES

5.1 CONCLUSIONES

- En el diseño de la dobladora de tubo, tiene un factor de seguridad de dos, de esta forma las partes de la dobladora son sometidas a un esfuerzo equivalente a la mitad del que están diseñadas, con esta característica se reduce el desgaste por fatiga de material.
- El motor y los componentes está diseñado de tal forma que a futuro puedan utilizarse para doblar tubos de mayor diámetro, pueden doblar tubos de hasta 3,81cm de diámetro y 1,5 mm de espesor. Además se puede considerar para doblar tubos de aleaciones especiales, o a su vez tubos sin costura.
- El diseño del sistema de transmisión reduce en cantidades considerables la potencia y el torque del motoreductor siendo de esta forma más económico, debido que proporciona un menor consumo de energía y el costo de mantenimiento es relativamente bajo comparado con dobladoras que usan sistemas hidráulicos.
- El encoder considerado para el diseño de la máquina, permite tener mayor precisión en el instante de realizar el doblado del tubo con el ángulo que se programe. El encoder utilizado es de 600 ppm. Es posible utilizar un encoder con menor cantidad de pulsos siempre que este sea igual o mayor a 360ppm, equivalente a un grado por pulso.

- La dobladora de tubo actualmente tiene 180 grados de libertad, si fuera necesario se diseñó una matriz de 360 grados para realizar trabajos especiales, cambiando el límite en el programa del microcontrolador.
- La dobladora realiza un proceso lento y no necesita una variación exagerada de velocidad ni de corriente, por tal motivo se usó relés de estado sólido para la inversión del giro. Se consideró un amperaje igual al triple del motor para los relés evitando así que estos se dañen por los picos de voltaje generados en el arranque del motor.
- Los finales de carrera brindan mayor seguridad para los operadores, debido a que sólo cuando estos están en posición normalmente cerrada, se emite la señal al microcontrolador y este a su vez espera tres segundos para emitir la señal de trabajo para los relés de estado sólido.
- El costo de la dobladora es menor al establecido, debido a que después de observar el funcionamiento de la máquina manual se mejoró la eficiencia, con compensaciones mecánicas, reduciendo notablemente el costo final comparado con otras máquinas similares.
- La máquina dobladora soporta cargas axiales y radiales a la vez por este motivo en el diseño se usa un rodamiento de dos hileras de bolas con contacto angular para el engrane; debido a que no se realizan giros a altas velocidades este tipo de rodamientos tienen tiempos de vida bastante extensos, en este caso es de un promedio de diez años.
- En el circuito de control se utilizó para la activación del circuito de potencia relés de estado sólido, de esta manera si existe una sobre carga en el circuito de potencia no afecta al circuito de control porque los

relés de estado sólido usan para este caso opto triacs independizando los dos circuitos.

- Se utilizó materiales de reciclaje para la fabricación de los componentes de la dobladora tal es el caso del engrane principal que es sacado de un motor de camión desechado y la columna que es de tubería para vapor de la misma forma descartada.

5.2 RECOMENDACIONES

- El diseño con factores de seguridad mayor que uno, disminuyen el esfuerzo que realizan los componentes de la máquina dobladora de tubo. Los materiales escogidos para los puntos más críticos como es el caso del eje principal son aleaciones especiales que permiten reducir el tamaño y soportar una mayor carga.
- El uso de materiales existentes en el mercado permite reducir el costo de fabricación y a su vez es menor el tiempo para la construcción de la máquina. Es importante señalar que reducir costos no implica escoger materiales que puedan fallar en los puntos donde existen cargas críticas.
- La dobladora de tubo debe ser utilizada por personal capacitado para de esta forma evitar accidentes, ya que los engranajes son visibles, el área que ocupa en estado de trabajo es relativo al largo del material a doblarse, se debe considerar una distancia prudencial con respecto a las otras máquinas que pueden operar junto a la dobladora.
- Es importante tomar en cuenta el material que se va a doblar, considerar que se va trabajar en la zona plástica, esto va a generar un porcentaje de

error con respecto a la precisión del doblado, debido a que los aceros tienden a recuperar su forma.

- Usar componentes electrónicos comerciales que puedan ser de uso común, para de esta forma reducir el tiempo de reparación si fuera necesaria; además que permite reducir el costo de fabricación de las máquinas y aumentan su demanda.
- Tomar en cuenta para diseñar la matriz diferentes tubos del mismo diámetro con distintos grosores, de acuerdo al grosor varía en pequeñas dimensiones los diámetros, si la matriz es demasiado exacta algunos tubos no van a calzar de manera adecuada y se presentan problemas en el instante de colocar y sacar el tubo.
- El uso de microcontroladores para el control electrónico de las máquinas permite la reducción del consumo de energía de todo el sistema y el costo económico es mucho menor que el de otros sistemas de control, el diseño de los HMI es bastante versátil.
- Es importante el correcto dimensionamiento de los componentes del circuito de potencia, tomar en cuenta los picos de corriente cuando el motor arranca, al usar breaker para el paso de corriente al motor, se aconseja dimensionar tres veces más grande que la corriente del motor a usarse.
- El uso de componentes robustos en diseño de máquinas garantizan mayor durabilidad para los sensores y los componentes del HMI. Los finales de carrera de acuerdo a la aplicación deben soportar cargas dinámicas, las mismas que desgastan rápidamente al sensor y en determinados casos pueden romperlo.

- Usar los filtros adecuados para evitar interferencias de señal en los dispositivos electrónicos ocasionados por los circuitos de potencia; también es importante poner a tierra los circuitos y usar cable apantallado para los sensores que lo requieran, de esta forma se evita distorsión en las señales que llegan a los circuitos.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] Acedo Sánchez, J (2006) *Instrumentación*. Madrid: Edigrafos
- [2] Alciatore, D. (2008). *Introducción a la Mecatrónica y a los sistemas de medición* (3ª. ed.). México: Mcgraw.Gill.
- [3] Angulo, J., Romero, S. & Angulo, I. (2006). *Microcontroladores PIC 2ª Parte* (2ª. ed.). México: Mcgraw-Gill.
- [4] Askeland, D (2004) *Ciencia e ingeniería de los materiales* (4ta edición) México: Thomson.
- [5] Budynas, R. & Nisbett, J. (2008). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley* (8va. Ed.). México: Mcgraw-Gill.
- [6] Degarmo, E (2006) *Materiales y procesos de fabricación* (2da edición) Barcelona. Reverté S:A.
- [7] Dorf, R. C. & Bishop, R. H. (2008). *Modern Control Systems* (11a. ed.). EE.UU: Prentice Hall.
- [8] Enríquez, H (2004) *El ABC de la instrumentación en el control de lo procesos industriales*. México: Limusa SA.
- [9] Fitzgerald, A. (2004). *Máquinas Eléctricas* (6ª. ed.). México: Mcgraw-Gill.
- [10] Gere, J. (2006) *Mecánica de materiales* (6ta edición). México D.F: Thomson.
- [11] Hibbeler, R.(2006) *Mecánica de materiales* (6ta edición).México: Pearson.
- [12] Jensen, C., Helsel, J. & Short, D. *Dibujo y Diseño en Ingeniería* (6ª. ed.). México: Mcgraw-Gill.
- [13] Kosow, I (2006) *Control de máquinas eléctricas* (1era edición) Barcelona: Reverté S.A.
- [14] Maloney Timothy, J (2006) *Electrónica industrial moderna* (5ta edición) México: Pearson Educación.

- [15] Mott, R. (2006). *Diseño de elementos de máquinas* (4ª. ed.). México: Pearson Educación.
- [16] Mott, R. (2009). *Resistencia de materiales* (5ª. ed.). México: Pearson Educación.
- [17] Norton, R. (2010). *Diseño de Maquinaria* (4ª. ed.). México: Mcgraw-Gill.
- [18] Peña, J (2003) *Comunicaciones en el entorno industrial* (1era edición) Barcelona: UOC.
- [19] Pérez Cruz, J (2006) *Automatización de maniobras industriales*. Valencia: Editorial UPV.
- [20] Riba, C. (2002). *Diseño Concurrente* (1ra. ed.). Barcelona: Edicion UPC.
- [21] Rodríguez Montes, J (2006) *Procesos Industriales para materiales metálicos* (2da edición) Madrid: Visión Net.
- [22] Ruíz Larraguivel, E (2004) *Ingenieros en la industria manufacturera* (1era edición) México: Reverté S.A.
- [23] Salán Ballesteros, M (2005) *Tecnología de proceso y transformación de materiales* (1era edición) Barcelona: UPC.
- [24] Smith, W. (2006). *Fundamentos de Ingeniería y Ciencia de los Materiales* (4ª. ed.). México: Mcgraw-Gill.
- [25] Valdés, F.E. & Pallás, R (2007). *Microcontroladores: fundamentos y aplicaciones con PIC* (1ra. ed.). Barcelona: Macrocombo.
- [26] Valdés, F.E. & Pallás, R (2008). *Sensores y acondicionamiento de señal problemas resueltos* (1ra. ed.). Barcelona: Macrocombo.
- [27] Estatura promedio en el Ecuador. Recuperado el 15 de diciembre del 2010, de www.hoy.com.ec/noticias-ecuador/el-30-de-los-jovenes-sufre-de-la-tiroides-195965-195965.html
- [28] Dobladora de tubo hidráulica. Recuperado el 17 de diciembre del 2010, de www.censatools.com/tienda/popup_image.php?pid=45

- [29] Dobladora de tubo manual. Recuperado el 20 de diciembre del 2010, de www.boletinindustrial.com/producto-imagen.aspx?pid=2282
- [30] Sistema de transmisión, Recuperado el 20 de diciembre del 2010, de www.emc.uji.es/d/IngMecDoc/Mecanismos/Engranajes/EngrCilindr.html
- [31] Brazo de dobladora manual. Recuperado el 21 de diciembre del 2010, de www.keywordpictures.com/keyword/dobladora%20de%20tubo%20manual/
- [32] Módulo de resistencia. Recuperado el 15 de enero del 2011, de www.almadeherrero.blogspot.com/2009/09/calculo-de-la-resistencia-de-una-viga.html
- [33] Tubería estructural. Recuperado el 18 de enero del 2011, de www.unicon.com.ve/estructural_tubos_estructurales.html
- [34] Catálogo de motoredutores ROSSI. Recuperado el 8 de febrero del 2011, de [www.rossigroup.com/DownloadWeb/\(51zbxatx1jkxo452rxgmg55\)/GetAndShowDocument.aspx?docId=7410&lan=es&ACWeb=277&DocLan=es](http://www.rossigroup.com/DownloadWeb/(51zbxatx1jkxo452rxgmg55)/GetAndShowDocument.aspx?docId=7410&lan=es&ACWeb=277&DocLan=es)
- [36] Catálogo de rodamientos SKF, Recuperado el 3 de marzo del 2011, de www.skf.com/skf/productcatalogue/jsp/viewers/productTableViewer.jsp?&lang=es&tableName=1_3_3&presentationType=3&startnum=4
- [37] Rodamiento de dos hileras de contacto angular, Recuperado el 3 de marzo del 2011, de www.skf.com/skf/productcatalogue/Forwarder?action=PPP&lang=es&imperial=false&windowName=null&perfid=125010&prodid=125010207

ANEXO A MANUAL DE USUARIO Y PLAN DE MANTENIMIENTO

MANUAL DE USUARIO DE LA DOBLADORA DE TUBO

Leer las instrucciones de uso antes de usar la dobladora de tubo:

- Verifique que la dobladora no tenga partes bloqueadas por objetos.
- Conectar la máquina a una toma de 220v.
- Una vez encendida la máquina esperar a que esta se encere y se inicie la pantalla principal, la misma que indicará ingresar el número de repeticiones y el ángulo de doblado.
- Presionar los respectivos botones para ingresar los datos pedidos (**REPETICIONES, ANGULO**), con las flechas poner las repeticiones deseadas y el ángulo.
- Colocar el tubo hasta que el final de carrera esté presionado, asegure el riel y presione el botón de **INICIO**, la máquina empezará a doblar automáticamente después de tres segundos.
- Una vez terminado el doblado retire el tubo, coloque el siguiente y el proceso se repetirá automáticamente.
- En caso de no colocar el tubo en forma adecuada la máquina le indicará en la pantalla, revise la posición del tubo y espere tres segundos para que la máquina continúe con el doblado.
- Si es necesario detener la máquina presione el botón de **PAUSA**, la máquina se detendrá, si desea continuar presione inicio y automáticamente continuará el proceso desde la posición en donde se detuvo.
- Si desea encerrar los datos y la máquina presione **RESET**.

PRECAUCIONES

- La dobladora solo puede ser usada por personal calificado.
- Antes de usar la máquina verificar que los cables estén en perfecto estado, caso contrario contactar a un técnico para su reparación.
- Tener cuidado de no ponerse frente a la máquina cuando esta trabaje.

MANUAL DE MANTENIMIENTO

Para un buen funcionamiento se debe realizar un mantenimiento periódico de la dobladora.

Plan de mantenimiento

DESCRIPCION	DIARIO	SEMANAL	MENSUAL	TRIMESTRAL	ANUAL
Sistema de transmisión		X			
Juntas empernadas			X		
Motoreductor					X
Cables eléctricos	X				
Sistema de control				X	
Matriz y riel					X
Pintura					X
Rodamientos					X

Lubricación

DESCRIPCION	SEMANTAL	ANUAL	LUBRICANTE
Sistema de transmisión	X		Aceite SAE 140 - 250
Rodamientos		X	Grasa LGHP 2
Motoreductor		X	Aceite CLP 220

ANEXO B LENGUAJE DEL PROGRAMA DEL MICROCONTROLADOR

```
#include <18f452.h>
#device adc=8
#FUSES NOWDT,XT,NOBROWNOUT
#use delay(clock=4M)
#include <lcdportd.c>

int select=0,flag=0,visualizar=1,trabajo=0;
int16 repeticion=0,cont=0,cont_r=0,pulso=0,angulo=0;

void visualizar_principal()
{
    if(visualizar)
    {
        switch(select)
        {
            case 0:
                printf(lcd_putc,"\fDEFINA ANGULO");
                printf(lcd_putc,"\nDEFINA REPETICIONES");
                break;
            case 1:
                printf(lcd_putc,"\fANGULO (grados)");
                printf(lcd_putc,"\n%4Lu",angulo);
                break;
        }
    }
}
```



```
    case 2:
        printf(lcd_putc, "\fREPETICIONES (#)");
        printf(lcd_putc, "\n%4Lu", repeticion);
        break;
    }
    visualizar=0;
}
}
```

```
void TRABAJO()
```

```
{
    if(flag==0)
    {
        delay_ms(2000);
        output_low(pin_c5);
        output_high(pin_c6);
        delay_ms(500);
        output_high(pin_c4);
        printf(lcd_putc, "\f TRABAJANDO");
        lcd_gotoxy (1,2);
        printf(lcd_putc, "%4Lu", cont_r);
        lcd_gotoxy (5,3);
        printf(lcd_putc, "%4Lu", repeticion);
        lcd_gotoxy (12,3);
        printf(lcd_putc, "REPETICIONES");
        lcd_gotoxy (5,4);
        printf(lcd_putc, "%4Lu", angulo);
    }
}
```

```
    lcd_gotoxy (12,4);
    printf(lcd_putc,"ANGULO");
    output_high(pin_c1);
    output_low(pin_c2);
    output_low(pin_c3);
    enable_interrupts(INT_EXT2);
    select=4;
}
else
{
    delay_ms(2000);
    output_high(pin_c5);
    delay_ms(500);
    output_high(pin_c4);
    output_low(pin_c6);
    printf(lcd_putc,"\f TRABAJANDO");
    output_high(pin_c1);
    output_low(pin_c2);
    output_low(pin_c3);
    enable_interrupts(INT_EXT2);
    select=4;
}
}
```

```
void CONDICIONES_TRABAJO()
```

```
{
    if(select==3)
```

```
{
  if(angulo!=180)
  {
    if(repeticion!=0)
    {
      if(input_state(pin_a1))
      {

        TRABAJO();

      }
    }
    else
    {
      printf(lcd_putc,"\fINSERTE TUBO");
      delay_ms(100);
      output_low(pin_c1);
      output_high(pin_c2);
      output_low(pin_c3);
    }
  }
  else
  {
    select=2;
    disable_interrupts(int_ext2);
    lcd_gotoxy (5,3);
    printf(lcd_putc,"REPETICIONES");
    lcd_gotoxy (5,4);
```

```
    printf(lcd_putc,"INCORRECTAS");
    delay_ms(1000);
}
}
else
{
    select=1;
    disable_interrupts(int_ext2);
    lcd_gotoxy (5,3);
    printf(lcd_putc,"ANGULO");
    lcd_gotoxy (5,4);
    printf(lcd_putc,"INCORRECTO");
    delay_ms(1000);

}
}
}
```

```
void conteo_encoder()
{
    if(flag==0)
    {
        output_low(pin_c4);
        delay_ms(500);
        output_low(pin_c5);
        output_low(pin_c6);
        flag=1;
    }
}
```

```
    delay_ms(2000);
    output_high(pin_c5);
    delay_ms(500);
    output_high(pin_c4);
    output_low(pin_c6);
    cont=0;
    pulso=pulso-15;
    disable_interrupts(int_ext2);
}
else
if(flag==1)
{
    disable_interrupts(int_ext2);
    select=4;
    flag=3;
    output_low(pin_c4);
    delay_ms(500);
    output_low(pin_c5);
    output_low(pin_c6);
    cont=0;
    pulso=pulso+15;
    cont_r++;
    printf(lcd_putc, "\n%4Lu", cont_r);
}
}
```

```
#int_EXT
```

```
void BOTON_SUBIR()
{
  switch(select)
  {
    case 1:
      if(angulo==180)
        angulo=180;
      else
        angulo=angulo+5;
        write_eeprom(1,angulo);
        visualizar=1;
        break;
    case 2:
      if(repeticion==1000)
        repeticion=1000;
      else
        repeticion=repeticion+5;
        write_eeprom(2,repeticion);
        visualizar=1;
        break;
  }
}
```

```
#int_EXT1
```

```
void BOTON_BAJAR()
{
  switch(select)
```

```
{
  case 1:
    if(angulo==0)
      angulo=0;
    else
      angulo=angulo-5;
      write_eeprom(1,angulo);
      visualizar=1;
    break;
  case 2:
    if(repeticion==0)
      repeticion=0;
    else
      repeticion=repeticion-5;
      write_eeprom(2,repeticion);
      visualizar=1;
    break;
}
```

```
#int_EXT2
void CONTADOR_ENCODER()
{
  if(flag!=3)
    cont++;
  if(cont==pulso)
  {
```

```

    conteo_encoder();
}
if(cont_r==repeticion)
{
    delay_ms(4000);
    printf(lcd_putc, "\fFINALIZADO");
    cont_r=0;
    angulo=0;
    repeticion=0;
    pulso=0;
    flag=0;
    disable_interrupts(INT_EXT2);
    output_low(pin_c1);
    output_low(pin_c2);
    select=0;

}
}

#int_RB
void BOTONES_MENU()
{
    if(select!=3&&select!=4)
    {
        if(!input_state(pin_b4)){select=1;visualizar=1;}
        if(!input_state(pin_b5)){select=2;visualizar=1;}
    }
}

```



```
if(!input_state(pin_b6))
{
    select=3;
    pulso=(180-angulo);
    pulso=(pulso*5);
    pulso=(pulso/3)+10;
    visualizar=1;
}
}
else
if(!input_state(pin_b7))
{
    disable_interrupts(INT_EXT2);
    output_low(pin_c4);
    delay_ms(500);
    output_low(pin_c5);
    output_low(pin_c6);
    select=0;
    visualizar=1;
    output_high(pin_c3);
    output_low(pin_c1);
    output_low(pin_c2);
}
}

void main()
{
```

```
lcd_init();
setup_adc_ports(NO_ANALOGS);
setup_adc(ADC_OFF);
setup_wdt(WDT_OFF);
ext_int_edge(H_TO_L);
enable_interrupts(INT_EXT);
enable_interrupts(INT_EXT1);
enable_interrupts(INT_RB);
enable_interrupts(GLOBAL);
angulo=read_eeprom(1);
repeticion=read_eeprom(2);
output_high(pin_c0);

printf(lcd_putc,"DOBLADORA DE TUBO");
delay_ms(1000);

while(true)
{
    visualizar_principal();
    CONDICIONES_TRABAJO();

    if(select==4)
    {
        if(flag==1)
            enable_interrupts(int_ext2);
        if(flag==3&&input_state(pin_a1))
        {
```

```
flag=0;
```

```
select=3;
```

```
}
```

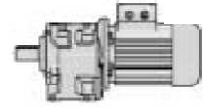
```
}
```

```
}
```

```
}
```

ANEXO C MOTOREDUTOR

8 - Programa de fabricación (motorreductores)
 8 - Programme de fabrication (moteuréduteurs)



P_1 kW	n_2 min ⁻¹	M_2 daNm	f_5	Reductor - Motor Réducteur - Moteur	i	
1)				2)		
0,55	73,6	7	1,9	MR 21 50 - 80 B	6	12,2
	73,6	7	2,5	MR 21 51 - 80 B	6	12,2
	73,7	6,8	1	MR 31 40 - 71 C	4	19
	73,7	6,8	1,18	MR 31 41 - 71 C	4	19
	76,5	6,7	2	MR 21 50 - 71 C	4	18,3
	76,5	6,7	2,65	MR 21 51 - 71 C	4	18,3
	76,6	6,7	1	MR 21 40 - 80 B *	6	11,0
	76,6	6,7	1,18	MR 21 41 - 80 B *	6	11,8
	77,9	6,5	2,36	MR 31 50 - 80 A	4	18
	77,9	6,5	3,35	MR 31 51 - 80 A	4	18
	85	6,1	2,36	MR 21 50 - 71 C	4	16,5
	85	6,1	3,15	MR 21 51 - 71 C	4	16,5
	85,2	6	1,12	MR 21 40 - 80 B *	6	10,6
	85,2	6	1,4	MR 21 41 - 80 B *	6	10,6
	86,1	5,9	2,65	MR 31 50 - 80 A	4	16,3
	86,4	6	0,95	MR 21 40 - 71 C	4	16,2
	92,2	5,5	1	MR 31 40 - 71 C	4	15,2
	93,9	5,5	2,65	MR 21 50 - 71 C	4	14,9
	94,2	5,5	2,24	MR 21 50 - 80 A	4	14,9
	95,6	5,4	1,6	MR 21 41 - 80 B *	6	9,41
	102	5,1	2,8	MR 21 50 - 71 C	4	13,8
	105	4,89	1,32	MR 21 40 - 71 C	4	13,3
	105	4,89	1,4	MR 21 41 - 71 C	4	13,3
	112	4,59	3,15	MR 21 50 - 71 C	4	12,5
	113	4,56	1,5	MR 21 40 - 80 B *	6	7,98
	113	4,56	1,9	MR 21 41 - 80 B *	6	7,98
	114	4,5	3	MR 21 50 - 80 A	4	12,2
	119	4,32	1,5	MR 21 40 - 71 C	4	11,8
	119	4,32	1,8	MR 21 41 - 71 C	4	11,8
	123	4,19	2,12	MR 21 41 - 80 B *	6	7,32
	123	4,18	3,35	MR 21 50 - 71 C	4	11,4
	127	4,04	3,35	MR 21 50 - 80 A	4	11
	130	3,97	0,95	MR 21 32 - 71 C	4	10,8
	133	3,88	1,7	MR 21 40 - 71 C	4	10,6
	133	3,88	2,12	MR 21 41 - 71 C	4	10,6
	135	3,82	3,75	MR 21 50 - 71 C	4	10,4
	141	3,66	3,75	MR 21 50 - 80 A	4	9,96
	146	3,52	0,95	MR 21 32 - 71 C	4	9,57
	149	3,46	1,9	MR 21 40 - 71 C	4	9,41
	149	3,46	2,5	MR 21 41 - 71 C	4	9,41
	154	3,33	4,25	MR 21 50 - 80 A	4	9,07
	172	2,98	1,12	MR 21 32 - 71 C	4	8,12
	175	2,93	2,24	MR 21 40 - 71 C	4	7,98
	175	2,93	2,8	MR 21 41 - 71 C	4	7,98
	191	2,69	2,5	MR 21 40 - 71 C	4	7,32
	191	2,69	3,15	MR 21 41 - 71 C	4	7,32
	192	2,68	1,25	MR 21 32 - 71 C	4	7,29
	208	2,48	1,25	MR 21 32 - 71 B	2	13,5
	221	2,33	1,4	MR 21 32 - 71 C	4	6,33
	225	2,29	3	MR 21 40 - 71 C	4	6,22
	259	1,98	1,6	MR 21 32 - 71 B	2	10,8
	277	1,96	1,5	MR 21 32 - 71 C	4	5,06
	282	1,83	3	MR 21 40 - 71 C	4	4,97
	293	1,76	1,8	MR 21 32 - 71 B	2	9,57
	345	1,49	2,12	MR 21 32 - 71 B	2	8,12
	351	1,47	4,25	MR 21 40 - 71 B	2	7,98
	383	1,35	4,75	MR 21 40 - 71 B	2	7,32
	384	1,34	2,36	MR 21 32 - 71 B	2	7,29
442	1,16	2,8	MR 21 32 - 71 B	2	6,33	
450	1,14	5,6	MR 21 40 - 71 B	2	6,22	
554	0,93	2,8	MR 21 32 - 71 B	2	5,06	
563	0,91	6	MR 21 40 - 71 B	2	4,97	
0,75	6,27	110	1	MR 31 100 - 90 S	6	144
	7,13	96	0,8	MR 31 81 - 80 C	6	126
	7,62	90	1,32	MR 31 100 - 90 S	6	118
	7,62	90	1,7	MR 31 101 - 90 S	6	110
	8,9	77	0,85	MR 31 80 - 80 C	6	101
	8,9	77	1,12	MR 31 81 - 80 C	6	101

1) Potencias para servicio continuo S1; para servicios S2 ... S10 es posible incrementarlas (cap. 2b); proporcionalmente M_2 aumenta y f_5 disminuye.
 2) Para la designación completa para el pedido ver cap. 3.
 Forma constructiva B5R (ver cuadro cap. 2b).

P_1 kW	n_2 min ⁻¹	M_2 daNm	f_5	Reductor - Motor Réducteur - Moteur	i	
1)				2)		
0,75	9,36	73	1,8	MR 31 100 - 90 S	6	96,2
	9,36	73	2,36	MR 31 101 - 90 S	6	96,2
	11,1	62	1	MR 31 80 - 80 B	4	126
	11,1	62	1,18	MR 31 81 - 80 B	4	126
	11,5	60	2,24	MR 31 100 - 90 S	6	77,9
	11,5	60	3	MR 31 101 - 90 S	6	77,9
	13,8	49,6	1,32	MR 31 80 - 80 B	4	101
	13,8	49,6	1,8	MR 31 81 - 80 B	4	101
	14,1	48,7	2,65	MR 31 100 - 90 S	6	63,8
	16,5	41,6	0,8	MR 31 63 - 80 C	6	54,5
	16,5	41,6	1	MR 31 64 - 80 C	6	54,5
	16,5	41,6	1,6	MR 31 80 - 80 B	4	84,6
	16,5	41,6	2,12	MR 31 81 - 80 B	4	84,6
	17	40,6	3,35	MR 31 100 - 90 S	6	53,1
	18,1	38,1	1,8	MR 31 80 - 80 C	6	49,8
	18,1	38,1	2,36	MR 31 81 - 80 C	6	49,8
	18,4	37,4	1,18	MR 31 64 - 80 C	6	48,9
	18,8	36,5	0,85	MR 31 63 - 80 B	4	74,3
	18,8	36,5	1	MR 31 64 - 80 B	4	74,3
	19,2	35,8	0,95	MR 31 63 - 90 S	6	46,9
	19,2	35,8	1,25	MR 31 64 - 90 S	6	46,9
	20,4	33,8	1	MR 31 63 - 80 C	6	44,2
	20,4	33,8	1,32	MR 31 64 - 80 C	6	44,2
	21,1	32,6	2	MR 31 80 - 80 B	4	66,3
	21,1	32,6	2,65	MR 31 81 - 80 B	4	66,3
	23,3	29,5	2,24	MR 31 80 - 80 C	6	38,6
	23,5	29,2	1,12	MR 31 63 - 80 B	4	59,5
	23,5	29,2	1,5	MR 31 64 - 80 B	4	59,5
	23,8	28,9	2,36	MR 31 80 - 80 B	4	58,7
	23,8	28,9	3,15	MR 31 81 - 80 B	4	58,7
	25,7	26,8	1,18	MR 31 63 - 80 B	4	54,5
	25,7	26,8	1,5	MR 31 64 - 80 B	4	54,5
	25,8	26,6	1,7	MR 31 64 - 90 S	6	34,8
	26,1	26,3	0,05	MR 31 51 - 80 C	6	34,5
	27,6	24,9	0,85	MR 31 51 - 80 B	4	50,6
	28,1	24,5	2,8	MR 31 80 - 80 B	4	49,8
	28,6	24	1,4	MR 31 63 - 80 B	4	48,9
	28,6	24	1,8	MR 31 64 - 80 B	4	40,9
	29,7	23,1	0,95	MR 31 51 - 80 B *	4	47,1
	30,6	22,5	0,9	MR 31 51 - 80 B	4	45,7
	31,7	21,7	1,5	MR 31 63 - 80 B	4	44,2
	31,7	21,7	2	MR 31 64 - 80 B	4	44,2
	32,1	21,4	3	MR 31 80 - 80 B	4	43,6
	32,5	21,2	1,06	MR 31 51 - 80 B *	4	43,1
	33,8	20,3	1,06	MR 31 51 - 80 B	4	41,4
	34,8	19,7	1,7	MR 31 63 - 80 B	4	40,2
	34,8	19,7	2,24	MR 31 64 - 80 B	4	40,2
	37,1	18,5	0,85	MR 31 50 - 80 B	4	37,7
	37,1	18,5	1,10	MR 31 51 - 80 B	4	37,7
	37,9	18,1	1,7	MR 31 63 - 80 B	4	36,9
	37,9	18,1	2,24	MR 31 64 - 80 B	4	36,9
	40,6	16,9	0,9	MR 31 50 - 80 B	4	34,5
	40,6	16,9	1,32	MR 31 51 - 80 B	4	34,5
	42,2	16,3	2	MR 31 63 - 80 B	4	33,2
	42,2	16,3	2,65	MR 31 64 - 80 B	4	33,2
	46,7	14,7	2,24	MR 31 63 - 80 B	4	30
	46,7	14,7	3	MR 31 64 - 80 B	4	30
	47	14,6	1,06	MR 31 50 - 80 B	4	29,8
	47	14,6	1,5	MR 31 51 - 80 B	4	29,8
	49,3	13,9	1,12	MR 31 50 - 80 B *	4	28,4
	49,3	13,9	1,5	MR 31 51 - 80 B *	4	28,4
	51,4	13,4	2,36	MR 31 63 - 80 B	4	27,2
	51,4	13,4	3,15	MR 31 64 - 80 B	4	27,2
	56,1	12,3	1,25	MR 31 50 - 80 B	4	25
	56,1	12,3	1,7	MR 31 51 - 80 B	4	25
	57,7	12,2	2,12	MR 21 63 - 80 B	4	24,3
	60	11,5	2,8	MR 31 63 - 80 B	4	23,3
	60,5	11,6	1,06	MR 21 50 - 80 C	6	14,9
	61,6	11,2	1,32	MR 31 50 - 80 B	4	22,7
	61,6	11,2	1,9	MR 31 51 - 80 B	4	22,7

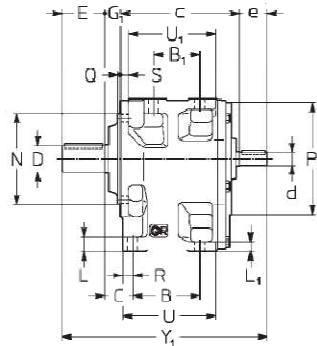
1) Puissances pour service continu S1; pour services S2 ... S10 il est possible de les augmenter (chap. 2b); M_2 augmente et f_5 diminue de façon proportionnelle.
 2) Pour la designación completa dans la commande, voir chap. 3.
 Position de montage B5R (voir tableau chap. 2b).

7 - Ejecuciones, dimensiones, formas constructivas y cantidades de lubricante

7 - Exécutions, dimensions, positions de montage et quantités de lubrifiant

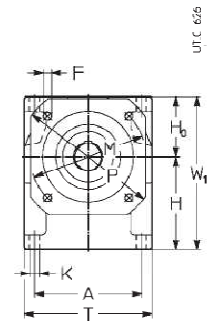


Ejecución normal
Forma constructiva B3, B6, B7, B8, V5, V6



Exécution normale
Position de montage B3, B6, B7, B8, V5, V6

R 2I, 3I 50 ... 180



UC2A

Tam. Grand.	A	B	C	c	D	E	d	Y ₁	d	Y ₁	d	Y ₁	d	Y ₁	F	G ₁	H	H ₀	K	L	L ₁	M	N	P	P ₁	R	S	T	U	U ₁	W ₁	Masa Masse kg
	B ₁				Ø		Ø	R2I e h ₂ ≤ 12,5	Ø	e h ₂ ≥ 16	Ø	R3I e h ₂ ≥ 80	Ø	e h ₂ ≥ 100	Ø		h11	h11	Ø			Ø	h6	Q ₋₂	Ø							
50 51	124	76 52	30,5	138	24 28	50 42	14 30	234 226	14 30	234 226	11 23	227 219	11 23	227 219	9,5	16	106	71	11,5	17	12	130	110	160 3,5	140	13,5	10	148	110	100	177	12
63 64	153	96 66	36,5	168	32 38	58 40	19 40	285 30	16 30	275 30	14 30	275 30	14 30	275 30	11,5	19	132	85	14	20	14	165	130	200 3,5	160	16	12	182	136	124	217	20
80 81	192	123 87	43	208	38 48	80	24 50	360 40	19 40	350 40	19 40	350 40	16 30	340	14	22	160	106	16	24	17	215	180	250 4	200	19	14	226	171	157	266	35
100 101	240	160 119	51,5	253	48 55	82	28 60	422 50	24 50	412 50	24 50	412 50	10 40	402	14	27	195	132	18	28,5	20	265	230 4	250	22,5	16	280	214	198	327	62	
125 126	297	200 151	59	311 ⁴	60 70	105	32 80	526 80	32 80	526 80	28 60	502	24 50	492	18	30	236	160	22	35	25	300	250 5	300	26,5	19	345	264	245	396	110	
140	297	218 169	59	329 ⁴	80	130	32 80	569 80	32 80	569 80	28 60	545	24 50	535	18	30	250 ¹⁾	180 ¹⁾	22	35	25	300	250 5	300	26,5	19	345	282	263	410	123	
160	373	250 191	68,5	385 ⁴	90	130	42 110	659 110	42 110	659 110	32 80	623	32 80	623	22	34	295 ²⁾	200 ²⁾	27	42	30	400	350 5	400	31,5	22	430	326	304	495	195	
180	373	275 216	68,5	410 ⁴	100	165	42 110	719 110	42 110	719 110	32 80	683	32 80	683	22	34	315 ³⁾	200 ³⁾	27	42	30	400	350 5	400	31,5	22	430	351	329	515	260	

1) Para el árbol rápido la cota H es -15 mm, H₀ +15 mm.
2) Para el árbol rápido la cota H es -8 mm, H₀ +8 mm.
3) Para el árbol rápido la cota H es -29 mm, H₀ +29 mm.
4) Para R 3I la cota c es -4 mm (tam. 125 ... 140), -6 mm (tam. 160 y 180).

1) Pour l'arbre rapide la cote H est -15 mm, H₀ +15 mm.
2) Pour l'arbre rapide la cote H est -8 mm, H₀ +8 mm.
3) Pour l'arbre rapide la cote H est -29 mm, H₀ +29 mm.
4) Pour R 3I la cote c est -4 mm (grand. 125 ... 140), -6 mm (grand. 160 et 180).

Formas constructivas y cantidades de aceite [l]

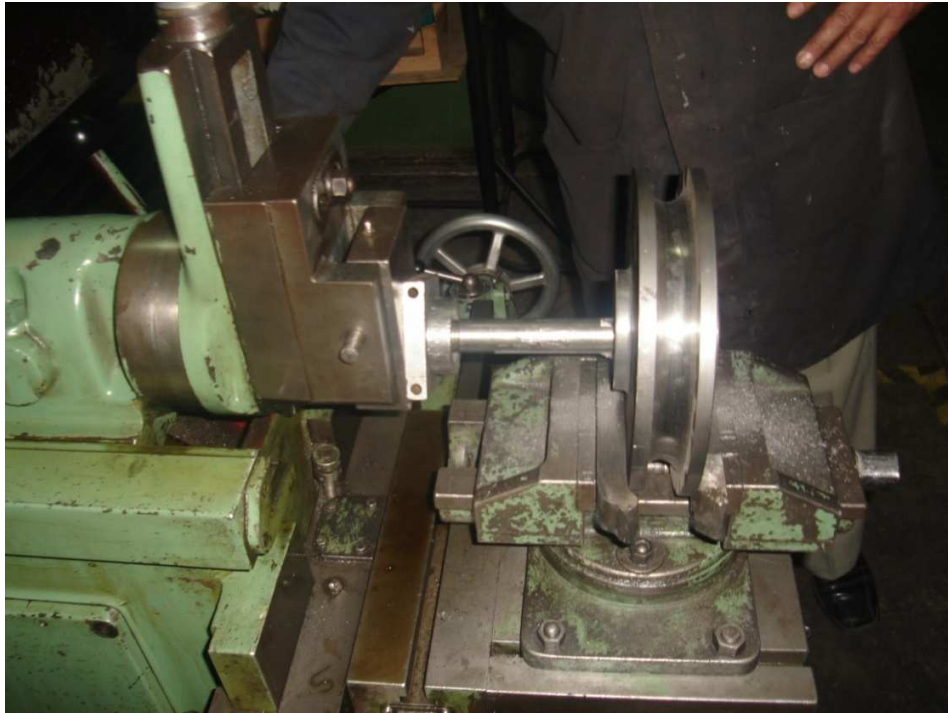
Positions de montage et quantités d'huile [l]

Tamaño Grand.	B3	B6, B7	B8, V6	V5
50, 51	0,8	1,1	1,1	1,4
63, 64	1,6	2,2	2,2	2,8
80, 81	3,1	4,3	4,3	5,5
100, 101	5,6	7,1	8	10
125, 126	10,2	13	14,6	18,3
140	11,6	14,8	16,6	21
160	19,6	25	28	35
180	23	29	32	40

Salvo indicaciones distintas, los reductores se entregan en la forma constructiva normal B3 que, siendo la normal, no se debe indicar en la designación.

Sauf indications contraires, les réducteurs sont fournis selon la position de montage normale B3 qui, étant normale, ne doit pas figurer dans la désignation.

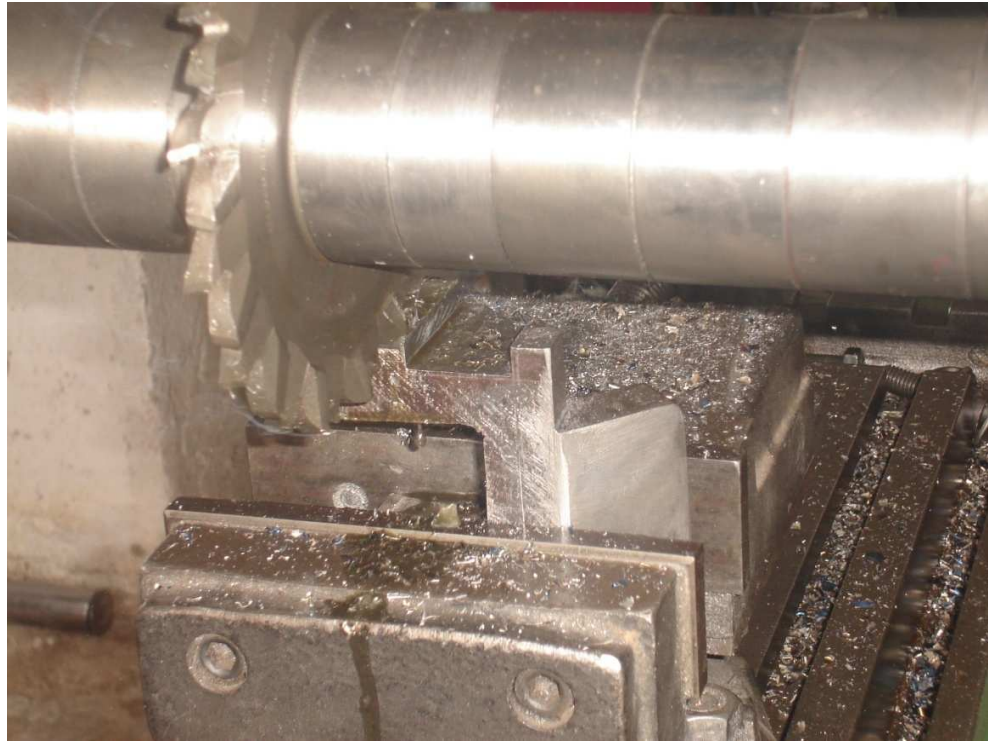
ANEXO D ETAPAS DE CONSTRUCCIÓN DE LA MAQUINA DOBLADORA DE TUBO REDONDO



Construcción matriz



Torneado eje columna



Fresado de base para rodillo



Máquina dobladora con sistema de posición



Dobladora de tubo redondo



Tablero de control

ANEXO E PLANOS