

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA
SEDE QUITO

CARRERA DE
INGENIERÍA MECÁNICA

TESIS PREVIA A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO
MECÁNICO

TEMA:
DISEÑO Y CONTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA PULIDORA DE TUBOS
CUADRADOS DE HASTA 2-1/2”

AUTORES:
DARWIN ROLANDO ARROBA BENITES
WILINTON RUBÉN LOYOLA MERCHÁN

DIRECTOR:
ING. MILTON SALOMÓN JAMI LEMA

Quito, Febrero del 2014

DECLARATORIA DE RESPONSABILIDAD Y AUTORIZACIÓN DE USO DEL TRABAJO DE GRADO

Nosotros, **Darwin Rolando Arroba Benites** y **Wilinton Rubén Loyola Merchán** autorizamos a la Universidad Politécnica Salesiana la publicación total o parcial de este trabajo de grado y su reproducción sin fines de lucro.

Además declaramos que los conceptos y análisis desarrollados y las conclusiones del presente trabajo son de exclusiva responsabilidad de los autores.

--
Darwin Rolando Arroba Benites
Merchán

CC: 1721007498

Wilinton Rubén Loyola

CC: 1722243035

Yo Milton Salomón Jami en calidad de Director de la presente tesis certifico que el trabajo previo a la obtención del título de Ingeniero Mecánico fue desarrollado y elaborado en su totalidad por los señores ARROBA BENITES DARWIN ROLANDO y WILINTON RUBÉN LOYOLA MERCHÁN.

Los conceptos desarrollados, análisis realizados y las conclusiones del presente trabajo son de exclusiva responsabilidad de los autores.

Ing. Milton Salomón Jami

DEDICATORIA

DARWIN

Dedico este proyecto principalmente a Dios por brindarme salud y sabiduría, a mis padres Pedro y Mercedes, quienes con su esfuerzo plasmaron en mis valores y motivaciones, a mis familiares y amigos quienes me apoyaron durante este proceso dándome ánimos y fuerzas para concluir con este ideal y así cumplir con el objetivo de vida planteado.

WILINTON

Dedico este proyecto a Dios en primer lugar por la fe y la sabiduría impartida durante todo este tiempo, a mis padres Eduardo y Digna, quienes con sus esfuerzos y desvelos han apoyado incondicionalmente en mi triunfo profesional, por todo su trabajo, sus enseñanzas, valores y principios impartidos. Finalmente a todas y cada una de las personas que de una u otra manera han sido parte de esta travesía.

AGRADECIMIENTO

A la Facultad de Ingeniería Mecánica, a los docentes que formaron parte de este camino de aprendizaje, por transmitir sus experiencias, sus enseñanzas, sus valores, por crear y desarrollar cada una de nuestras habilidades formando profesionales para desempeñarse en cada una de las áreas de Ingeniería Mecánica.

A nuestras familias, amigos, compañeros por su apoyo en buenos y malos momentos durante toda nuestra vida y de manera especial al Ing. Milton Jami por su acertada dirección y motivación en la realización de este proyecto.

RESUMEN

Capítulo I.

Hace referencia a los objetivos, justificación, alcances, hipótesis de este proyecto. Justificándose la necesidad de diseñar y construir una máquina pulidora de tubos la misma que permitirá satisfacer las necesidades de la empresa Indima.

Capítulo II.

Inicia con el estudio total de la máquina, materiales usados para la construcción de la misma, explica los materiales seleccionados, abrasivos y demás componentes de la máquina.

Capítulo III.

Se plantea tres alternativas de diseño de la máquina pulidora de tubos basados en la necesidad y demanda correspondiente de la máquina; como primera alternativa se considera una máquina pulidora de tubos con una sola banda de lija, su respectivo motor y una mesa de trabajo; como segunda opción una máquina pulidora de tubos con dos bandas de lija y con su respectiva estructura para no tener vibraciones al momento de su uso, y finalmente una máquina pulidora de tubos manual.

A continuación se selecciona la alternativa más adecuada mediante el método de criterios ponderados.

Capítulo IV.

Se realiza el diseño mecánico de la máquina seleccionada considerando todas sus partes ya diseñadas, las fuerzas ubicadas en los rodillos, la potencia que necesita

la máquina para vencer la inercia de las poleas, la selección de las poleas y bandas que se usarán en la transmisión, selección de rodamientos.

Se procede a dimensionar y diseñar los ejes mediante un análisis de fuerzas, en el análisis estructural se comprueba que la placa que soporta todo el peso del sistema está seleccionada correctamente.

Se realiza un ensayo de rozamiento en los laboratorios de la Universidad para poder obtener el coeficiente de rozamiento del abrasivo con el tubo.

Capítulo V.

Se elabora el plano general y las hojas de proceso de la máquina pulidora de tubos explicando cada uno de los procedimientos que se realizaron con los elementos que conforman la máquina.

Se realiza un análisis de costos con el objetivo de tener una concepción de la inversión inicial de la máquina.

Capítulo VI.

Se elabora un manual de mantenimiento con el objetivo de garantizar un buen funcionamiento de la máquina.

En este capítulo también se presentan las respectivas conclusiones y recomendaciones sobre el diseño y construcción de la máquina.

ABSTRACT

Chapter I

Refers to the objectives, rationale, scope, assumptions of this project. Justifying the need to design and build a tube polishing machine that it will meet the needs of the company Indima.

Chapter II

Starts with the study of the machine overall, materials used for the construction thereof, said selected, abrasives and other components of the machine materials.

Chapter III

Design three alternative polishing machine based on need and corresponding demand for the machine, as first alternative is considered a pipe polishing machine with one sanding belt, its respective engine and a desk tubes arises as second option, a polishing machine with two tubes and grinding belts with their respective structure and to avoid vibrations at the time of use, and finally a polishing machine tubes manually. Then the best alternative is selected by the method of weighted criteria.

Chapter IV

Mechanical design of the selected machine is made considering all parts already designed , the forces placed on the rollers , the power you need the machine to overcome the inertia of the pulleys , the selection of pulleys and belts to be used in the transmission . Bearings needed for the machine is selected. The procedure to size and design the axes by force analysis, structural analysis shows that the plate that supports the entire weight of the system is selected correctly. Friction assay was performed in the laboratories of the University in order to obtain the coefficient of friction of the abrasive with the tube.

Chapter V

Shop drawings and process sheets polishing machine tube explaining each of the procedures were performed with the elements of the machine are made. Cost analysis in order to have a conception of the initial investment of the machine is accomplished.

Chapter VI

A maintenance manual is developed in order to ensure smooth operation of the machine. This chapter's findings and recommendations on the design and construction of the machine are also presented.

TABLA DE CONTENIDO

CAPÍTULO I	1
1. GENERALIDADES	1
1.1 OBJETIVOS	1
1.1.1 Objetivo general.....	1
1.1.2 Objetivos específicos.....	1
1.2 ALCANCE	2
1.3 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	2
1.4 JUSTIFICACIÓN	3
1.5 HIPÓTESIS	3
CAPITULO II	4
2. MARCO TEÓRICO	4
2.1 EL ACERO	4
2.2 APLICACIONES DEL ACERO	5
2.3 ABRASIVOS	6
2.3.1 Propiedades de los abrasivos.....	7
2.4 ABRASIVOS TRIDIMENSIONALES	7
2.4.1 Fibras.....	8
2.5 SUPERFICIES DEL MATERIAL	9
2.5.1 Estado de las superficies.....	9
2.5.1.1 Rugosidad.....	10
2.5.1.2 Ondulación.....	10
2.5.1.3 Pulido.....	11
2.5.1.4 Acabado superficial.....	11
2.6 FACTORES QUE INFLUYEN EN EL ACABADO	12
2.6.1 Construcción.....	12
2.6.1.1 Soporte.....	12
2.6.1.2 Adhesivo.....	12
2.6.1.3 Tamaño del mineral.....	12
2.6.1.4 Disposición del mineral.....	13
2.6.1.5 Velocidad.....	13
2.6.1.6 Presión.....	13
2.6.1.7 Velocidad de la banda de desbaste.....	14
2.7 TRANSMISIÓN POR BANDAS Y POLEAS	15
2.7.1 Ventajas.....	16
2.7.2 Desventajas.....	16

2.7.3	Transmisión por banda abierta	17
2.7.4	Transmisión por banda cruzada	17
2.7.5	Transmisión por banda Semicruzada	17
2.7.6	Transmisión por banda con polea tensor exterior	18
2.7.7	Transmisión por banda con polea tensor interior	18
2.7.8	Transmisión por banda con múltiples poleas	19
2.8	BANDAS.....	19
2.8.1	Tipos de bandas.....	19
2.8.1.1	Bandas planas.....	20
2.8.1.2	Bandas en V	21
2.8.1.3	Bandas redondas	22
2.9	POLEAS.....	23
2.9.1	Poleas simples	23
2.9.1.1	Polea simple fija	23
2.9.1.2	Polea simple móvil.....	24
2.9.2	Partes de una polea.....	25
2.9.3	Poleas para bandas planas	25
2.10	RODAMIENTOS	25
2.10.1	Rodamientos radiales	26
2.10.2	Rodamientos axiales.....	27
2.10.3	Rodamientos de contacto angular	27
2.11	ANILLOS SEEGERS.....	28
2.11.1	Tipos de anillo de retención	28
2.11.1.1	Seguro DIN 472	29
2.11.1.2	Seguro DIN 471	30
2.11.1.3	Seguro DIN 6799.....	31
2.12	MOTOR ELÉCTRICO	32
2.12.1	Clasificación.....	33
2.12.2	Selección de un motor eléctrico para una determinada aplicación	34
2.12.3	Determinación de las características	35
CAPITULO III.....		37
3	FACTIBILIDAD	37
3.1	MÁQUINA PULIDORA DE TUBOS CON UNA BANDA DE PULIDO (ALTERNATIVA 1)	37
3.1.1	Elementos principales	37
3.1.2	Funcionamiento.....	38
3.1.3	Ventajas.....	39
3.1.4	Desventajas	39

3.2 MÁQUINA PULIDORA DE TUBOS CON DOS BANDAS DE PULIDO (ALTERNATIVA 2)	40
3.2.1 Elementos principales:	40
3.2.2 Funcionamiento.....	41
3.2.3 Ventajas.....	41
3.2.4 Desventajas	41
3.3 HERRAMIENTA MANUAL DE PULIDO DE TUBOS (ALTERNATIVA 3)	42
3.3.1 Elementos principales:	42
3.3.2 Funcionamiento.....	42
3.3.3 Ventajas:.....	43
3.3.4 Desventajas	44
3.4 ANÁLISIS DE SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS	44
3.4.1 Factores de comparación.....	44
3.4.2 Ponderación de los factores.....	44
3.4.2.1 Costo	44
3.4.2.2 Tamaño y peso	44
3.4.2.3 Seguridad.....	45
3.4.2.4 Complejidades en su construcción.....	45
3.4.2.5 Ergonomía	45
3.4.2.6 Mantenimiento.....	45
3.4.2.7 Disponibilidad de los materiales	46
3.4.2.8 Tiempos de trabajo.....	46
3.4.2.9 Alternativa más factible.....	46
CAPÍTULO IV	47
4. DISEÑO DE ELEMENTOS A CONSTRUIRSE Y SELECCIÓN DE ELEMENTOS NORMALIZADOS	47
4.1 DISEÑO DEL SISTEMA POLEA - BANDA	47
4.1.1 Relación de transmisión	47
4.1.2 Determinación de la velocidad angular.....	48
4.1.3 Cálculo de la aceleración angular	48
4.2 SISTEMA DE TRANSMISIÓN	49
4.3 CÁLCULO DE LA POTENCIA	49
4.3.3 Inercia de las masas en movimiento.....	49
4.3.1.1 Inercia de un cilindro hueco.....	50
4.3.1.2 Inercia de un cilindro macizo.....	50
4.3.1.3 Volumen de un cilindro hueco.....	50
4.3.1.4 Volumen del cilindro macizo.....	51
4.3.1.5 Masa de un cuerpo.....	51

4.3.2	Determinación de la velocidad angular.....	51
4.3.3	Determinación del torque.....	52
4.3.4	Potencia.....	52
4.3.5	Transmisión por bandas y poleas.....	53
4.3.6	Cálculo de inercias.....	53
4.3.6.1	Cálculo de inercia de poleas.....	53
4.3.6.2	Cálculo de inercia de ejes.....	56
4.3.7	Cálculo del torque.....	60
4.3.8	Cálculo de la potencia.....	60
4.4	CÁLCULO DE POLEAS.....	61
4.4.1	Cálculo de la potencia corregida o potencia de diseño.....	61
4.4.2	Determinación del ángulo de contacto de la banda 1.....	65
4.4.3	Cálculo de la longitud de la banda 1.....	66
4.4.4	Cálculo del número de bandas.....	67
4.4.5	Determinación del ángulo de contacto de la banda 2.....	67
4.4.6	Cálculo de la longitud de la banda 2.....	68
4.4.7	Cálculo de las fuerzas en las bandas.....	68
4.4.7.1	Cálculo del torque en la polea 1.....	69
4.4.7.2	Cálculo de las fuerzas en las poleas 1 y 2.....	69
4.4.7.3	Cálculo de las fuerzas aplicadas en las poleas 2 y 3.....	72
4.5	DISEÑO DE EJES.....	74
4.5.1	Diseño de ejes para polea 4.....	74
4.5.1.1	Cálculo del momento en la polea 3.....	74
4.5.1.2	Cálculo de la fuerza en el rodillo.....	75
4.5.1.3	Cálculo de la fuerza del eje para polea 4.....	75
4.5.1.4	Cálculo del diámetro del eje.....	77
4.5.2	Dimensiones de las chavetas.....	78
4.5.2.1	Selección del material.....	79
4.5.2.2	Dimensiones de chavetas y chaveteros según norma.....	79
4.6	DISEÑO DE RODAMIENTOS.....	81
4.6.1	Selección del rodamiento para la polea 2.....	81
4.6.1.1	Cálculo del rodamiento en la polea 2.....	82
4.6.1.2	Cargas equivalentes y vida nominal.....	84
4.6.2	Cálculo de los rodamientos en los rodillos.....	88
4.6.2.1	Cargas equivalentes y vida nominal de los rodamientos en los rodillos.....	89
4.6.3	Selección del anillo Seeger.....	93
4.7	DISEÑO DE PERNOS DE SUJECCIÓN.....	94
4.7.1	Cálculo de los pernos de sujeción (bastidor - soporte).....	94
4.7.1.1	Cálculo de la longitud de la tuerca o parte roscada.....	96
4.7.1.2	Cálculo de la fuerza de apriete.....	97
4.7.1.3	Cálculo de la rigidez del perno.....	97

4.7.1.4	Cálculo de los elementos	98
4.7.1.5	Cálculo de la constante de unión	98
4.7.1.6	Cálculo del factor de seguridad	99
4.7.2	Diseño de pernos base	100
4.8	DISEÑO DE JUNTAS SOLDADAS.....	102
4.8.1	Cálculo de soldadura del bastidor a la bancada	102
4.8.1.1	Cálculo la fuerza estática.....	103
4.8.1.2	Cálculo de la resistencia del material de aporte	104
4.8.1.3	Cálculo del esfuerzo permisible	105
4.8.1.4	Cálculo del esfuerzo cortante.....	105
4.8.1.5	Cálculo del esfuerzo de tensión en el cuerpo de la unión	106
4.8.2	Longitud de soldadura.....	107
4.8.2.1	Longitud de soldadura intermitente	108
4.9	DISEÑO DEL TORNILLO DE POTENCIA	108
4.9.1	Cálculo del tornillo de potencia para templar bandas	108
4.9.2	Cálculo de las fuerzas que actúan en el sistema de templado de bandas	110
4.9.3	Cálculo del torque necesario en el tornillo de potencia para elevar la carga	111
4.9.3.1	Cálculo del paso.....	111
4.9.3.2	Cálculo del diámetro de paso.....	111
4.9.3.3	Cálculo del avance	111
4.9.3.4	Cálculo del ángulo de avance	112
4.9.3.5	Cálculo del ángulo en el diagrama de cargas de la rosca	112
4.9.3.6	Torque necesario aplicado al tornillo para subir la carga	112
4.9.3.7	Cálculo del esfuerzo axial	113
4.9.3.8	Cálculo del esfuerzo a torsión.....	114
4.9.3.9	Cálculo del factor de seguridad	114
4.10	DISEÑO DEL ESPESOR DE LA PLACA QUE SOPORTA AL DISCO PORTARODILLOS	115
4.11	DISEÑO DEL ESPESOR DE LA PLACA QUE SOPORTA TODO EL SISTEMA.....	120
CAPITULO V.....		125
5. TECNOLOGÍA DE LA CONSTRUCCIÓN Y CÁLCULO DE COSTOS. ..		125
5.1	ELABORACIÓN DE PLANOS	125
5.2	MÁQUINAS Y HERRAMIENTAS.....	125
5.3	OPERACIONES PROCESOS DE CONSTRUCCIÓN.....	127
5.4	ANÁLISIS DE COSTO.....	129
5.4.1	Generalidades	129
5.5	COSTOS DIRECTOS	130

5.5.1	Costos de materia prima.....	130
5.5.2	Costos de elementos normalizados.....	131
5.5.3	Tiempo de utilización de las máquinas.....	131
5.5.4	Costos de maquinado.....	133
5.5.5	Costo de mano de obra.....	133
5.5.6	Costo de montaje.....	134
5.5.7	Costo directo total.....	134
5.6	COSTOS INDIRECTOS.....	135
5.6.1	Costos de materiales indirectos.....	135
5.6.2	Costos de ingeniería.....	136
5.6.3	Costos totales indirectos.....	136
5.6.4	Costo total.....	137
5.7	HOJA DE PROCESOS.....	137
5.8	MONTAJE DE LA MÁQUINA.....	137
CAPITULO VI.....		138
6.	INSTALACIÓN, OPERACIÓN, MANTENIMIENTO.....	138
6.1	INSTALACIÓN.....	138
6.2	OPERACIÓN.....	138
6.2.1	Ajuste de la sección a pulir.....	138
6.3	MANTENIMIENTO GENERAL.....	139
6.4	LUBRICACIÓN.....	140
CONCLUSIONES.....		141
RECOMENDACIONES.....		141
BIBLIOGRAFIA.....		142
ANEXOS.....		143
ANEXO A.....		144
ANEXO B.....		150
ANEXO C.....		151
ANEXO D.....		153
ANEXO E.....		154
ANEXO F.....		155
ANEXO G.....		156
ANEXO H.....		157
ANEXO I.....		158

ANEXO J	159
----------------------	------------

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2. 1 Aplicaciones del acero	6
Figura 2. 2 Abrasivos	6
Figura 2. 3 Esquema composición de fibras.	8
Figura 2. 4 Familia de productos de tipo fibra	9
Figura 2. 5 Imperfección superficial denominada rugosidad.....	10
Figura 2. 6 Imperfección superficial denominada ondulación.....	11
Figura 2. 7 Esquema de una transmisión por correa	15
Figura 2. 8 Transmisión por banda abierta.....	17
Figura 2. 9 Transmisión por Banda Cruzada.	17
Figura 2. 10 Transmisión por Banda semi cruzada.....	18
Figura 2. 11 Transmisión por banda con polea tensor exterior.....	18
Figura 2. 12 Transmisión por banda con polea tensor interior	18
Figura 2. 13 Transmisión por banda con múltiples poleas.....	19
Figura 2. 14 Banda Plana	21
Figura 2. 15 Bandas Tipo V	22
Figura 2. 16 Banda Redonda.....	22
Figura 2. 17 Polea simple fija	24
Figura 2. 18 Polea simple móvil.	24
Figura 2. 19 Partes de una polea	25
Figura 2. 20 Tipos de poleas para bandas.	25
Figura 2. 21 Rodamiento Radial	27
Figura 2. 22 Rodamiento Axial.....	27
Figura 2. 23 Rodamiento cónico con contacto angular.....	28
Figura 2. 24 Anillos Seeger para diámetros exteriores	29
Figura 2. 25 Anillos Seeger para diámetros interiores.....	30
Figura 2. 26 Seguros Seeger para exteriores según norma DIN 471	31
Figura 2. 27 Anillo Seeger según norma DIN 6799.....	32
Figura 2. 28 Partes del motor	33
Figura 2. 29 Selección y control de motores.....	36
Figura 3. 1 Esquema de alternativa 1	38
Figura 3. 2 Esquema de alternativa 1	39
Figura 3. 3 Esquema de alternativa 2	40
Figura 3. 4 Esquema del pulido del tubo cuadrado.....	41
Figura 3. 5 Esquema de alternativa 3	42
Figura 3. 6 Esquema del pulido del tubo cuadrado.....	43
Figura 4. 1 Esquema de la relación de transmisión.....	47
Figura 4. 2 Elementos que intervienen en el sistema de transmisión.....	49
Figura 4. 3 Poleas de transmisión	53
Figura 4.4 Selección del tipo de banda	63

Figura 4. 5 El ángulo abrazado por la correa sobre la polea menor < 180°	65
Figura 4. 6 .El ángulo abrazado por la correa sobre la polea menores < 180°	68
Figura 4. 7 Fuerzas que actúan en las poleas (1 y 2).....	69
Figura 4. 8 Fuerzas que actúan en las poleas (2 y 3).....	72
Figura 4. 9 Diagrama de las fuerzas que actúan en el eje de la polea.....	75
Figura 4. 10 Diagrama de cuerpo libre del eje de la polea 4 plano X - Z.....	76
Figura 4. 11 Diagrama de fuerzas cortantes para el eje en el plano X-Z.....	76
Figura 4. 12 Diagrama de momento flector para el eje en el plano X- Z.....	77
Figura 4. 13 Representación del montaje de una chaveta	78
Figura 4. 14 Dimensiones de Chavetas y Chaveteros	79
Figura 4. 15 Dimensiones del chavetero	81
Figura 4. 16 Aplicación de la carga radial en el rodamiento	85
Figura 4. 17 Aplicación de la carga radial en el rodamiento	89
Figura 4. 18 Representación de la junta de soldadura.....	102
Figura 4. 19 Propiedades los materiales de aporte.....	103
Figura 4. 20 Esfuerzos permisibles del Códigos del Código AISC para metal de aporte.....	104
Figura 4. 21 Medidas del cordón de soldadura: L: Longitud de Pierna, S: Tamaño del cordón de soldadura, T: Garganta teórica, V: Convexidad, C: Concavidad, W: Longitud de soldadura efectiva	106
Figura 4. 22 Diagrama de tornillo	113
Figura 4. 23 Placa que soportará el peso de las partes en la máquina.....	115
Figura 4. 24 Ubicación de la fuerza	116
Figura 4. 25 Ubicación de la fuerza 2	116
Figura 4. 26 Ubicación de la fuerza 3	117
Figura 5. 1 Esquema del proceso de construcción	128

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2. 1 Velocidades de bandas	15
Tabla 2. 2 Selección y control de motores	35
Tabla 3. 1 Datos de ponderación	46
Tabla 4. 1 Factores de seguridad de servicio.....	62
Tabla 4. 2 Elementos de las correas trapeciales.....	64
Tabla 4. 3 Medidas de las correas trapeciales.....	66
Tabla 4. 4 Coeficientes de rozamiento.....	71
Tabla 4. 5 Dimensiones de chavetas y chaveteros.....	80
Tabla 4. 6 Selección del ajuste de la chaveta en el eje.....	80
Tabla 4. 7 Valores prácticos de duración nominal Lh para diferentes tipos de maquinas	83
Tabla 4. 8 Selección del rodamiento para la polea 2.....	86
Tabla 4. 9 Datos de cálculo	86
Tabla 4. 10 Cargas equivalentes y vida nominal	87
Tabla 4. 11 Características del rodamiento	88
Tabla 4. 12 Selección del rodamiento para los rodillos	90
Tabla 4. 13 Datos de cálculo	91
Tabla 4. 14 Datos de cálculo 2.....	91
Tabla 4. 15 Cargas equivalentes y vida nominal	92
Tabla 4. 16 Características del rodamiento	92
Tabla 4. 17 Selección del anillo Seeger.....	93
Tabla 4. 18 Dureza de los pernos	95
Tabla 4. 19 Dimensiones de roscas unificadas (UNS), serie de roscas bastas (UNC) y finas (UNF).....	96
Tabla 4. 20 Peso de la máquina pulidora de tubos.....	100
Tabla 4. 21 Especificación de perno seleccionado.....	102
Tabla 4. 22 Peso completo de los elementos que interviene en el cálculo de soldadura	103
Tabla 4. 23 Dimensiones de roscas unificadas (UNS), serie de roscas bastas (UNC) y finas (UNF)	110
Tabla 4. 24 Fuerzas que actúan en sistema de templado de bandas.....	110
Tabla 4. 25 Datos para el diseño del tornillo de potencia	114
Tabla 5. 1 Listado de herramientas	126
Tabla 5. 2 Designación de máquinas herramientas y equipos	126
Tabla 5. 3 Instrumentos de medición y verificación.....	127
Tabla 5. 4 Costo de materia prima	130
Tabla 5. 5 Costos de elementos normalizados	131
Tabla 5. 6 Tiempo de Utilización de las máquinas	132
Tabla 5. 7 Costo de maquinado.....	133

Tabla 5. 8 Costo de mano de obra.....	134
Tabla 5. 9 Costo de montaje.....	134
Tabla 5. 10 Costo total indirecto	135
Tabla 5. 11 Costo provisionales	135
Tabla 5. 12 Costo de ingeniería.....	136
Tabla 5. 13 Costo totales indirectos	136
Tabla 5. 14 Costo total de la máquina pulidora.	137
Tabla 6. 1 Cronograma de mantenimiento de partes de máquina pulidora de tubos.	140

GLOSARIO DE TÉRMINOS

- **Abrasivo:** Un material duro que se usa para maquinar, amolar o dar acabado a una pieza de trabajo.
- **Adhesivo:** Es una sustancia que puede mantener unidos a dos o más cuerpos por contacto superficial. Es sinónimo de cola y pegamento.
- **Aleación:** Es una combinación de propiedades metálicas, que está compuesta de dos o más elementos, de los cuales, al menos uno es un metal.
- **Amolado:** El uso de un abrasivo para desgastar la superficie de una pieza de trabajo y así cambiar su forma.
- **Bruñir:** Es una operación mecánica que deja un acabado brillante y que elimina las últimas asperezas de un metal, presionando, mediante discos de acero, sobre la pieza en movimiento.
- **Carrocería:** O también llamado latonería de un automóvil es aquella parte del vehículo en la que reposan los pasajeros o la carga. En los vehículos auto portantes, la carrocería sujeta además los elementos mecánicos del vehículo.
- **Chaveta:** Es una pieza de sección rectangular o cuadrada que se inserta entre dos elementos que deben ser solidarios entre sí para evitar que se produzcan deslizamientos de una pieza sobre la otra. El hueco que se mecaniza en las piezas acopladas para insertar las chavetas se llama chavetero.
- **Cianato:** Es un ion de carga negativa o anión formado por un átomo de oxígeno, otro de carbono y otro de nitrógeno, unidos entre sí mediante enlaces covalentes, dejando una carga negativa.
- **Correa de transmisión:** Es un tipo de transmisión mecánica basado en la unión de dos o más ruedas, sujetas a un movimiento de rotación, por medio de una cinta o correa continua, la cual abraza a las ruedas ejerciendo fuerza de fricción suministrándoles energía desde la rueda *motriz*. Es importante destacar que las correas de transmisión basan su funcionamiento fundamentalmente en las fuerzas de fricción.

- **Corrosión:** Se define como el deterioro de un material a consecuencia de un ataque electroquímico (oxidación) por su entorno. De manera más general, puede entenderse como la tendencia general que tienen los materiales a buscar su forma más estable o de menor energía interna.
- **Cuñas:** Consiste en una pieza de madera o de metal con forma de prisma triangular. Sirve para hender o dividir cuerpos sólidos, para ajustar o apretar uno con otro, para calzarlos o para llenar alguna raja o círculo.
- **Densidad:** Es una magnitud escalar referida a la cantidad de masa en un determinado volumen de una sustancia.
- **Desbarbado:** Es quitar la rebarba, los restos de fundición o de un corte de una pieza para su terminación.
- **Desgaste:** Es la pérdida de masa de la superficie de un material sólido por la interacción mecánica con otro cuerpo en contacto. Es específicamente la eliminación de material de una superficie como resultado de una acción mecánica.
- **Ductilidad:** Es una propiedad que presentan algunos materiales, como las aleaciones metálicas o materiales asfálticos, los cuales bajo la acción de una fuerza, pueden deformarse sosteniblemente sin romperse, permitiendo obtener alambres o hilos de dicho material.
- **Dureza:** La resistencia de un material a la penetración y a las raspaduras.
- **Episódico:** Que dura poco tiempo y no tiene consecuencias importantes.
- **Estabilizar:** Dar estabilidad, consistencia o solidez, fijar y garantizar oficialmente el valor a fin de evitar las oscilaciones del cambio.
- **Excentricidad:** Es un parámetro que determina el grado de desviación de una sección cónica con respecto a una circunferencia.
- **Fatiga:** Es la disminución de la resistencia mecánica de los materiales al someterlos a esfuerzos repetidos.
- **Fluctuación:** Diferencia entre el valor instantáneo de una cantidad y su valor normal.
- **Fricción:** Es la fuerza entre dos superficies en contacto, a aquella que se opone al movimiento entre ambas superficies (fuerza de fricción dinámica) o a la fuerza que se opone al inicio del deslizamiento (fuerza de fricción

estática). Se genera debido a las imperfecciones, mayormente microscópicas, entre las superficies en contacto.

- **Lapeado:** Es una operación de mecanizado en la que se frotran dos superficies con un abrasivo de grano muy fino entre ambas, para mejorar el acabado y disminuir la rugosidad superficial.
- **Lengüeta:** La lengüeta es de caras paralelas y ajusta lateralmente, pero sin ejercer presión radial, permitiendo en determinados casos el desplazamiento axial entre las piezas.
- **Maleable:** Es la propiedad de un material blando de adquirir una deformación acuosa mediante una descompresión sin romperse. A diferencia de la ductilidad, que permite la obtención de hilos, la maleabilidad favorece la obtención de delgadas láminas de material.
- **Mineral:** Es aquella sustancia natural, homogénea, inorgánica, de composición química definida (dentro de ciertos límites); poseen una disposición ordenada de átomos de los elementos de que está compuesto, y esto da como resultado el desarrollo de superficies planas conocidas como caras.
- **Muelle:** Resorte, pieza elástica helicoidal de metal u otra materia.
- **Polea:** Es una máquina simple, un dispositivo mecánico de tracción, que sirve para transmitir una fuerza. Además, formando conjuntos aparejos o polipastos sirve para reducir la magnitud de la fuerza necesaria para mover un peso. La polea es el punto de apoyo de una cuerda que moviéndose se arrolla sobre ella sin dar una vuelta completa actuando en uno de sus extremos la resistencia y en otro la potencia.
- **Ralladuras:** Surco que deja un rallador ya sea en la superficie exterior o interior del material.
- **Resistencia:** La resistencia de un elemento se define como su capacidad para resistir esfuerzos y fuerzas aplicadas sin romperse, adquirir deformaciones permanentes o deteriorarse de algún modo.

- **Rodamiento:** Es un tipo de cojinete, que es un elemento mecánico que reduce la fricción entre un eje y las piezas conectadas a éste por medio de rodadura, que le sirve de apoyo y facilita su desplazamiento.
- **Tratamiento Térmico:** Es un conjunto de operaciones de calentamiento y enfriamiento, bajo condiciones controladas de temperatura, tiempo de permanencia, velocidad, presión, etc., de los metales o las aleaciones en estado sólido, con el fin de mejorar sus propiedades mecánicas, especialmente la dureza, la resistencia y la elasticidad.

CAPÍTULO I

1. GENERALIDADES

1.1 OBJETIVOS

1.1.1 Objetivo general

- Diseño y construcción de una máquina pulidora de tubos cuadrados de hasta 2-1/2”.

1.1.2 Objetivos específicos

- Eliminar imperfecciones como ralladuras o marcas que dejan los procesos de fabricación.
- Diseñar cada elemento que conforma la máquina.
- Diseñar los planos de la máquina.
- Realizar el montaje y las pruebas de campo de la máquina construida para garantizar su correcto funcionamiento, alcanzando la capacidad de la máquina.
- Implementar maquinaria al mercado que den soporte como solución a problemas similares de pulido.

1.2 ALCANCE

En el diseño de la máquina pulidora de tubos se debe cumplir con todos los requerimientos planteados, principalmente por el cliente y por la empresa auspiciante.

Los temas importantes a tratar son:

- **Diseño de elementos**

Cálculos y diseño de partes para la construcción de la máquina pulidora de tubos, elaboración de planos de fabricación, analizando y utilizando datos y normas técnicas nacionales e internacionales para especificaciones en procesos y acabado. Elaborar planos de montaje e instalación de estructuras.

- **Selección de materiales**

Se debe realizar un análisis de materiales para poder seleccionar los adecuados a utilizar en la fabricación de la máquina. Los materiales se seleccionarán bajo normas catálogos y especificaciones técnicas.

- **Diseño del sistema de lijado**

Una vez que se han seleccionado los diferentes tipos de materiales en función de su construcción y que se ha analizado los efectos que pueden producir las diferentes variables (velocidad, ajuste, etc.) en la consecución de un acabado adecuado, se revisará la selección más adecuada del material abrasivo para varias operaciones habituales en la máquina.

- **Control de medidas**

El control se lo realizará en las diferentes partes y características de la máquina como es en las alturas de las bandas de lijado.

1.3 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

En la empresa INDIMA S.A nació la necesidad de generar una máquina que ayude con el proceso de pulido en los tubos Roll Bart, más aún cuando se pudo ganar la licitación de un nuevo proyecto para el proveedor, el poder producir más de 17000 unidades al año

fue un punto importante para empezar a renovar, cosa más grande aún el poder entregar 30 unidades diarias, esto debe generar un avance tecnológico, es así como nace la necesidad de poder tener una ayuda mecánica para este proceso ya que la mano de obra no cumple con la estrategia para poder entregar este número de cantidades.

En ocasiones la mano de obra es complicada debido a que el pulido que se genera actualmente es manual, se tiene que demorar de 1,5 a 2 horas para poder entregar una unidad, esto ocasionaría un problema si queremos entregar 30 unidades diarias no se logrará si segué con el proceso manual. Es así como se genera la necesidad de construir una máquina pulidora de tubos Roll Bart.

1.4 JUSTIFICACIÓN

Con la construcción de esta máquina se mejora el proceso de pulido y se aumentará la calidad del producto terminado.

La máquina utilizada en la producción, aumentará el nivel de satisfacción del cliente, el producto tendrá un mejor acabado y un tiempo de entrega aceptable, se cumplirá con los objetivos planteados por el cliente al cual van destinados estos elementos.

1.5 HIPÓTESIS

Diseño y construcción de una máquina pulidora de tubos, utilizando materiales de la industria nacional en los laboratorios de la Universidad Politécnica Salesiana desde enero 2013 hasta febrero del 2014.

CAPITULO II

2. MARCO TEÓRICO

2.1 EL ACERO¹

El acero es la aleación de hierro y carbono, donde el carbono no supera el 2% en peso de la composición de la aleación, alcanzando normalmente porcentajes entre el 0,2% y el 0,3%. Porcentajes mayores que el 2% de carbono dan lugar a las fundiciones, aleaciones que al ser quebradizas y no poderse forjar (a diferencia de los aceros) se moldean.

Aunque es difícil establecer las propiedades físicas y mecánicas del acero debido a que estas varían con los ajustes en su composición y los diversos tratamientos térmicos, químicos o mecánicos, con los que pueden conseguirse aceros con combinaciones de características adecuadas para infinidad de aplicaciones, se pueden citar algunas propiedades genéricas:

- Su densidad media es de 7850 kg/m^3 .
- En función de la temperatura el acero se puede contraer, dilatar o fundir.
- El punto de fusión del acero depende del tipo de aleación. El de su componente principal, el hierro es de alrededor de $1510 \text{ }^\circ\text{C}$, sin embargo el acero presenta frecuentemente temperaturas de fusión de alrededor de $1375 \text{ }^\circ\text{C}$ ($2500 \text{ }^\circ\text{F}$).
- Relativamente dúctil.
- Se puede soldar con facilidad.
- La corrosión es la mayor desventaja de los aceros ya que el hierro se oxida con suma facilidad incrementando su volumen y provocando grietas superficiales que posibilitan el progreso de la oxidación hasta que se consume la pieza por completo.

¹ <http://es.wikipedia.org/wiki/Acero>.

2.2 APLICACIONES DEL ACERO

El acero en sus distintas clases está presente de forma abrumadora en nuestra vida cotidiana en forma de herramientas, utensilios, equipos mecánicos y formando parte de electrodomésticos y maquinaria en general así como en las estructuras de las viviendas que habitan y en la gran mayoría de los edificios modernos.²

Como consumidores destacados de acero cabe citar a los fabricantes de automóviles porque muchos de sus componentes significativos son de acero como se muestra en la **Figura 2.1**. A modo de ejemplo cabe citar los siguientes componentes del automóvil que son de acero:

- Son de acero forjado entre otros componentes: cigüeñal, bielas, piñones, ejes de transmisión de caja de velocidades y brazos de articulación de la dirección.
- De chapa de estampación son las puertas y demás componentes de la carrocería de automóviles.
- De acero laminado son los perfiles que conforman el bastidor.
- Son de acero todos los muelles que incorporan como por ejemplo; muelles de válvulas, de asientos, de prensa embrague, de amortiguadores, etc.
- De acero de gran calidad son todos los rodamientos que montan los automóviles
- De chapa troquelada son las llantas de las ruedas, excepto las de alta gama que son de aleaciones de aluminio.
- De acero son todos los tornillos y tuercas.

² <http://www.grupomasur.com/consejosacero.php>



Figura 2. 1 Aplicaciones del acero

Fuente: <http://www.catedu.es/tecnologiautrillas/materiales/web4.htm>

2.3 ABRASIVOS

Los abrasivos son sustancias que tienen como finalidad actuar sobre otros materiales con diferentes clases de esfuerzo mecánico (triturado, molienda, corte, pulido). Son de elevada dureza y se emplea en todo tipo de procesos industriales y artesanos.³

Los procesos abrasivos se usan frecuentemente, de una parte para producir la forma final y de otra, para mejorar el acabado de la superficie. El amolado, bruñido, y lapeado son procesos abrasivos comunes.

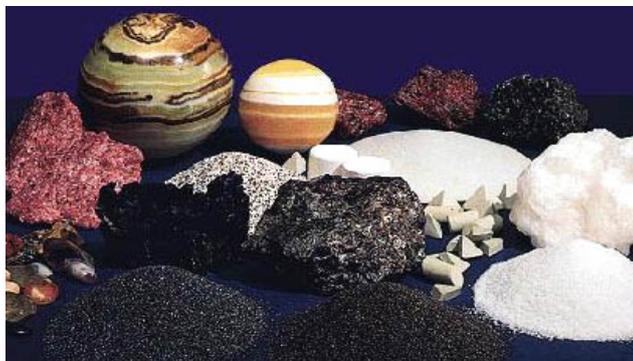


Figura 2. 2 Abrasivos

Fuente: www.kcabrasive.com

³ <http://es.wikipedia.org/wiki/Abrasivo>

Pueden presentarse en polvo, líquidos, mixtos, aglutinados con productos de resinas sintéticas, aleaciones metálicas y/o montados en soportes flexibles, rígidos, oscilantes y/o giratorios.⁴

Los abrasivos son indispensables para la fabricación de casi cualquiera de los productos actuales. Son utilizados en forma de muelas, lijas, piedras de afilar, pulir, ruedas o discos de corte, y otras herramientas y productos. Sólo a través del uso de abrasivos la industria es capaz de producir los componentes de alta precisión, y con superficies ultra suaves necesarios para la fabricación de automóviles, aviones, vehículos espaciales, aparatos mecánicos y eléctricos, así como máquinas-herramientas.

Una vez que pudieron ser utilizados con exactitud y obtener superficies lisas con la precisión demandada, los abrasivos se convirtieron en una herramienta ampliamente aplicada en la industria. Las altas velocidades conseguidas en los discos de pulido y la eficacia de las máquinas de moler, han ido en constante aumento y mejorada constantemente sus características.

2.3.1 Propiedades de los abrasivos

Los productos abrasivos actúan arrancando material del sustrato por fricción. Se enfrenta un material duro (mineral abrasivo) a la superficie a tratar que debe presentar una menor dureza. Los diferentes tipos de movimientos que se le puede aplicar a un producto abrasivo unido a la velocidad de trabajo y la presión producirán un ataque sobre la superficie, dando la eliminación de material, su conformado y la formación de surcos y arañazos.

2.4 ABRASIVOS TRIDIMENSIONALES

Los abrasivos tridimensionales están especialmente indicados para el acceso a zonas difíciles como contornos, aristas o emblemas. En estos casos los minerales que actúan

⁴ <http://www.asociacion-anfa.es/post/nociones-sobre-abrasivos.pdf>

como abrasivos son los mismos que en los abrasivos convencionales pero en estos casos lo que varía es el soporte sobre el que se ancla ese mineral.

2.4.1 Fibras

En los productos abrasivos de esta familia, el soporte en el que se ancla el material abrasivo consiste en fibras de nylon entrecruzadas en las que se añade el adhesivo formando nexos de unión sobre los que se une el mineral, tal y como se muestra en la **Figura 2.3.**



Figura 2.3 Esquema composición de fibras.

La principal ventaja de este tipo de abrasivos es el hecho de que al tratarse de un material de grano abierto, la ventilación es óptima con lo que se reduce el embasamiento. La estructura flexible permite adaptarse a la pieza que se está trabajando, aportando además un efecto amortiguador sobre la superficie impidiendo que la profundidad del arañazo sea excesiva.

Como se ha indicado, se pueden presentar en diferentes tipos de producto, rollos, almohadillas y hojas pre cortadas. También se pueden usar en forma de esponjas de matizar con una zona cavernosa interna situada entre dos hojas de fibra, de forma que retiene el agua y permite su uso en lijado al agua o con desengrasantes en la limpieza de plásticos. Se pueden usar también para preparar superficies antes de pintar o en la aplicación de aparejo en piezas interiores.”⁵

En la **Figura 2.4**, se muestra tipos de productos con sus presentaciones:

⁵ http://www.elchapista.com/los_abrasivos_tridimensionales.html



Figura 2. 4 Familia de productos de tipo fibra

Fuente: <http://abrasivosanabar.com/es/transformacion-de-abrasivos.as>

2.5 SUPERFICIES DEL MATERIAL

Una superficie es lo que se toca cuando se sostiene un objeto tal como una parte manufacturada. Las superficies reales de las partes manufacturadas están determinadas por los procesos que se usan para fabricarlas. Las superficies son importantes en el aspecto comercial y tecnológico por numerosas razones, existen varias de ellas de acuerdo a las diferentes aplicaciones del producto:

1. Razones estéticas: incluyen las superficies que son tersas, libres de arañazos y defectos que pueden producir una impresión favorable al consumidor.
2. Las superficies afectan la seguridad.
3. La fricción y el desgaste dependen de las características de la superficie.
4. Las superficies afectan las propiedades físicas y mecánicas, por ejemplo, las grietas superficiales pueden ser puntos de concentración de esfuerzos.
5. Las superficies afectan el ensamble de las piezas por ejemplo, la resistencia de las juntas pegadas con adhesivos se incrementa cuando las superficies son ligeramente rugosas.

2.5.1 Estado de las superficies

Al fabricar una pieza utilizando diferentes máquinas y útiles por muy sofisticadas que estas sean no se puede conseguir la perfección teórica. Como consecuencia de ello se producen imperfecciones en las diferentes superficies de la pieza las que se pueden clasificar en diferentes tipos.

2.5.1.1 Rugosidad

Son las irregularidades más pequeñas, hay desviaciones micro geométricas a lo largo de toda la pieza, por la que la gráfica de rugosidad plasmará picos y valles donde la superficie sea irregular. Su origen son las huellas que dejan las herramientas empleadas para mecanizar o trabajar superficies como se aprecia en la **Figura 2.5**.

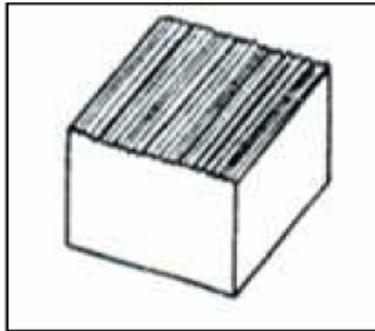
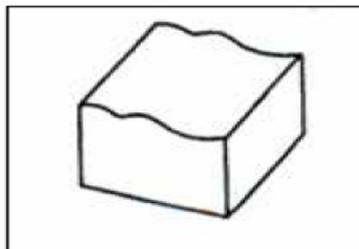


Figura 2. 5 Imperfección superficial denominada rugosidad

Fuente: Los Autores

2.5.1.2 Ondulación

Son irregularidades más grandes, el espacio entre valles y picos es mucho mayor del que se presenta en una superficie rugosa, presentando defectos, hoyos o deformaciones en la superficie, producidas por efecto de las holguras y desajustes que existen en las máquinas y herramientas que se emplean para trabajar la superficie, la ondulación se muestra en la **Figura 2.6.**⁶



⁶ http://www.ehu.es/manufacturing/docencia/745_ca.pdf

Figura 2. 6 Imperfección superficial denominada ondulación

Fuete: Los Autores

2.5.1.3 Pulido

El pulido es una operación mediante la cual se eliminan las raspaduras o marcas de las herramientas o, en algunos casos, las superficies ásperas que quedan después de forjar, laminar o de operaciones similares, mediante partículas abrasivas. Las ruedas pueden ser de fieltro o hule con una banda abrasiva o de discos múltiples revestidos con abrasivos, u hojas revestidas con abrasivo, de fieltro o telas a las cuales se agrega abrasivo suelto conforme se necesita, o de abrasivos en una matriz de hule.

No es una operación de precisión pero por lo general se usa para referirse a un proceso de acabado de superficie.

El pulido se puede dividir en tres pasos: pulido basto, afinado en seco y acabado o aceitado. El grano del abrasivo empleado para el pulido basto suele ser del N° 20 al 80; para la afinada en seco del N° 90 al 120 y para el acabado o aceitado desde el 150 hasta los polvos finos. Para los dos primeros pasos.

Para la mayor parte de los trabajos de pulido, las velocidades son entre 5000 y 7500 pie/min (1500 a 2250 m/min). El rango más alto es para aceros de alta resistencia e inoxidables.⁷

2.5.1.4 Acabado superficial

Una superficie perfecta es una abstracción matemática, ya que cualquier superficie real por perfecta que parezca, presentará irregularidades que se originan durante el proceso de fabricación. Las irregularidades mayores son errores de forma asociados con la

⁷ <http://repositorio.espe.edu.ec/bitstream/21000/2519/1/T-ESPE-014442.pdf>

variación del tamaño de una pieza, paralelismo entre superficie y planitud de una superficie o conicidad, redondez y cilindricidad que puede medirse con instrumentos convencionales.

Las irregularidades menores son la ondulación y la rugosidad las primeras pueden ocasionar la flexión de la pieza durante el maquinado, falta de homogeneidad del material liberación de esfuerzos residuales, deformaciones por tratamiento térmico, vibraciones etc. La segunda la provoca el elemento para producir el maquinado, por ejemplo la herramienta de corte o la rueda abrasiva de rectificado.

Acabado superficial abarca un rango amplio de procesos de acabado que alteran la superficie de un elemento de fabricación para lograr una propiedad determinada, en el caso del pulido se emplea para mejorar la apariencia.

2.6 FACTORES QUE INFLUYEN EN EL ACABADO

2.6.1 Construcción

2.6.1.1 Soporte

Como se ha comentado, la dureza del soporte condiciona el acabado que se consigue. Si el soporte es más duro y rígido no se adaptará a la superficie, y será el plato el que va marcando la zona a lijar, sin embargo cuando el soporte es más flexible se va adaptando a la superficie a lijar.

2.6.1.2 Adhesivo

En realidad el tipo de adhesivo empleado no afecta al acabado sino a la posible aplicación. Así los adhesivos naturales no se emplean en lijado al agua dado que se disuelven parcialmente en agua. Los abrasivos que usan adhesivos sintéticos se usan en lijado al agua o en seco. Mientras que los que usan adhesivos naturales sólo se usan en seco y se suelen emplear en las últimas fases del acabado.

2.6.1.3 Tamaño del mineral

Para operaciones de desbarbado, decapado de pintura, eliminación de óxido, pulido etc., y en general todas aquellas que requieran un trabajo importante de arranque de materia se recomiendan el uso de granos de numeración baja. Las operaciones de afinado del aparejo, de rectificado de defectos o de matizado de laca utilizan granos más finos.

2.6.1.4 Disposición del mineral

De igual manera que el tamaño de grano condiciona las aplicaciones, la disposición del grano marca también el proceso que se realiza. Los abrasivos con una disposición abierta del grano se usan en operaciones de desbarbado y arranque de material, así con esa disposición abierta queda hueco entre los granos abrasivos que permiten que el embasamiento se minimice. En los discos con disposición cerrada se utilizan en operaciones finales donde el material arrancado es bastante menor y no se va a dar embazado con facilidad, y además se busca un mejor acabado.

2.6.1.5 Velocidad

Es uno de los factores claves a la hora de analizar el comportamiento de un abrasivo. A medida que se aumenta la velocidad de giro de un disco abrasivo aumenta la velocidad de corte de este material. Sin embargo, aumenta también de forma proporcional el desgaste que sufre el producto y el acabado que se provoca sobre la superficie es peor.

La velocidad que se puede recomendar para cada abrasivo depende del tipo de adhesivo que componga el material. Siendo los adhesivos que usan dos capas de adhesivo sintético los que soportan mayores velocidades. La velocidad máxima de trabajo está en torno a las 8000 rpm. El rendimiento adecuado se consigue al 80% de la velocidad máxima.

2.6.1.6 Presión

El otro factor a considerar es la presión que se ejerce sobre la superficie en la que se trabaja. Existe la percepción en muchos profesionales, de que a medida que se aplica mayor presión en el plato y sobre la superficie se consigue una mayor capacidad de corte.

El factor más determinante a la hora de arrancar material es la velocidad no la presión.

La aplicación de presión sólo consigue reducir la vida útil del abrasivo. No se debe aplicar mayor presión que la ejercida por el peso de la máquina y un poco más. Así se alarga la vida del abrasivo, se embaza menos el disco y la rugosidad producida es menor.⁸

2.6.1.7 Velocidad de la banda de desbaste

La velocidad de la banda tiene una relación directa con la capacidad de corte de la misma, con la cantidad de calor generado, la calidad de acabado obtenida y la tensión del grano abrasivo. Algunos abrasivos como el zirconio y el abrasivo cerámico soportan mucha más tensión, ya que tienen una mejor resistencia a la fractura incontrolada. Algunos materiales son más sensibles a la generación de calor. En la **Tabla 2.1** se muestra el rango de velocidad recomendada según el material de que se trate.

VELOCIDAD DE BANDA RECOMENDADA PARA OPERACIONES DE DESBASTE			
Materiales plásticos, termo sensible etc.	5-15m/s	Acero inoxidable y acero rápido	20-30m/s
Metales sinterizados y carburados	8-15m/s	Fundición gris y hierro fundido	30-40m/s

⁸ <http://www.asociacion-anfa.es/pantalla1.php?id=106>

Titanio y aleaciones similares.	8-15m/s	Acero al carbono.	30-40m/s
Vidrio porcelana y acero especial	8-15m/s	Latón, cobre, zinc, bronce y estaño	25-35m/s
Plásticos termo-resistentes.	20-30m/s	Aluminio y metales ligeros	25-35m/s
Madera	15-30m/s	Barniz	10-15m/s

Tabla 2. 1 Velocidades de bandas

Fuente: *www.nortonabrasivos.*

La velocidad es de 20 a 30 m/s para el acero inoxidable y acero rápido.

2.7 TRANSMISIÓN POR BANDAS Y POLEAS

Las transmisiones por banda y poleas, en su forma más sencilla, consta de una cinta colocada con tensión en dos poleas: una motriz y otra movida. Al moverse la banda transmite energía desde la polea motriz a la polea movida por medio del rozamiento que surge entre la correa y las poleas.

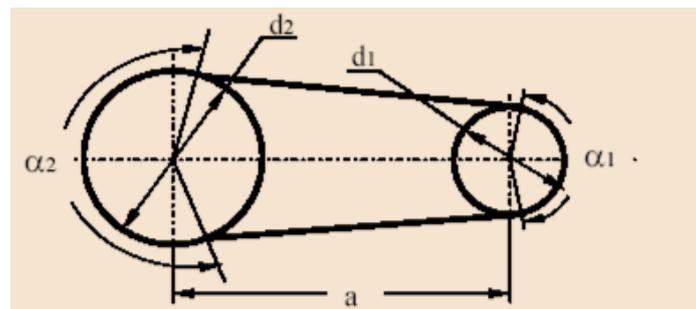


Figura 2. 7 Esquema de una transmisión por correa

En la **Figura 2.7** son identificados los parámetros geométricos básicos de una transmisión por bandas, siendo:

- α_1 - Ángulo de contacto en la polea menor.
- α_2 - Ángulo de contacto en la polea mayor.
- a - Distancia entre centros de poleas.
- d_1 - Diámetro primitivo de la polea menor.

- d_2 - Diámetro primitivo de la polea mayor.

Durante la transmisión del movimiento, en un régimen de velocidad uniforme, el momento producido por las fuerzas de rozamiento en las poleas (en el contacto correa-polea) será igual al momento motriz en el árbol conductor y al del momento resistivo en el árbol conducido. Cuanto mayor sea el tensado, el ángulo de contacto entre polea y correa, y el coeficiente de rozamiento, tanto mayor será la carga que puede ser transmitida por el accionamiento de correas y poleas.

Como puede ser comprendido, la transmisión por correa clasifica dentro de las transmisiones mecánicas con movimiento de rotación que emplean como fundamento básico, para dar continuidad al movimiento, la transmisión por rozamiento con un enlace flexible entre el elemento motriz y el movido, a continuación se encuentran varias ventajas y desventajas del tipo de transmisión por bandas y poleas.

2.7.1 Ventajas

- Posibilidad de unir el árbol conductor al conducido a distancias relativamente grandes.
- Funcionamiento suave, sin choques y silencioso.
- Facilidad de ser empleada como un fusible mecánico, debido a que presenta una carga límite de transmisión, valor que de ser superado produce el patinaje (resbalamiento) entre la correa y la polea.
- Diseño sencillo.
- Costo inicial de adquisición o producción relativamente bajo.

2.7.2 Desventajas

- Grandes dimensiones exteriores.
- Inconstancia de la relación de transmisión cinemática debido al deslizamiento elástico.
- Grandes cargas sobre los árboles y apoyos, y por consiguiente considerables pérdidas de potencia por fricción.

- Vida útil de la correa relativamente baja

2.7.3 Transmisión por banda abierta

Se emplea en árboles paralelos si el giro de estos es un mismo sentido. Es la transmisión más difundida. En estas transmisiones la flexión en la correa es normal y depende fundamentalmente del diámetro de la polea menor

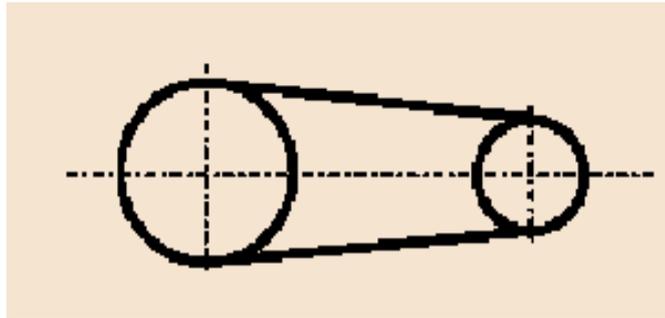


Figura 2. 8 Transmisión por banda abierta.

2.7.4 Transmisión por banda cruzada

Se emplea en árboles paralelos si el giro de estos es en sentido opuesto.

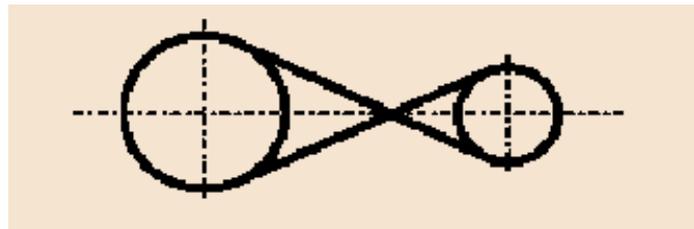


Figura 2. 9 Transmisión por Banda Cruzada.

2.7.5 Transmisión por banda Semicruzada

Se emplea si los árboles se cruzan generalmente a 90°.

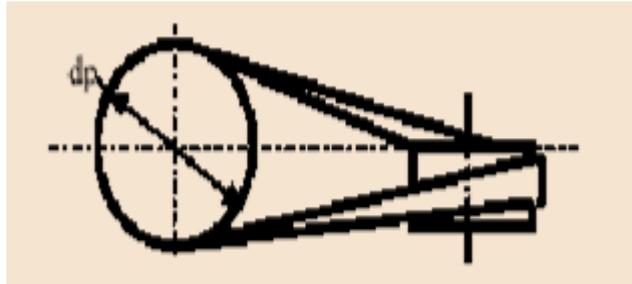


Figura 2. 10 Transmisión por Banda semi cruzada

2.7.6 Transmisión por banda con polea tensor exterior

Se emplea cuando es imposible desplazar las poleas para el tensado de las bandas y se desea aumentar el ángulo de contacto en la polea menor.

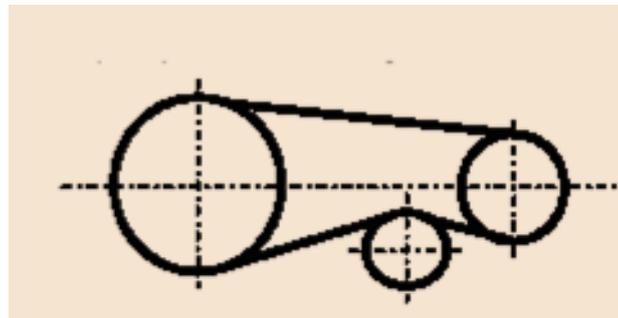


Figura 2. 11 Transmisión por banda con polea tensor exterior

2.7.7 Transmisión por banda con polea tensor interior

Se emplea cuando es imposible desplazar las poleas para el tensado de las bandas. En casos en los que se pueda disminuir el ángulo de contacto en la polea menor, produce una mejora en la vida útil de la banda.

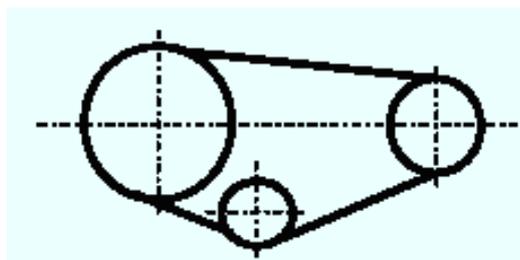


Figura 2. 12 Transmisión por banda con polea tensor interior

2.7.8 Transmisión por banda con múltiples poleas

Se emplea para transmitir el movimiento desde un árbol a varios árboles que están dispuestos paralelamente.

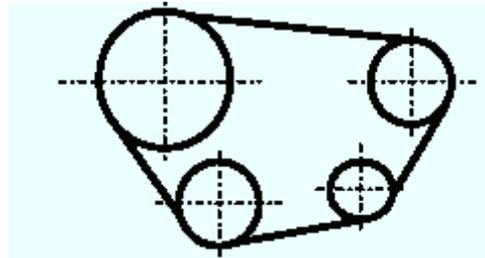


Figura 2. 13 Transmisión por banda con múltiples poleas

2.8 BANDAS

Los elementos de máquinas flexibles, como bandas, cables o cadenas, se utilizan para la transmisión de potencia a distancias comparativamente grandes.

Cuando se emplean estos elementos, por lo general, sustituyen a grupos de engranajes, ejes y sus cojinetes o a dispositivos de transmisión similares.

Por lo tanto, simplifican mucho una máquina o instalación mecánica, y son así, un elemento importante para reducir costos.

Además son elásticos y generalmente de gran longitud, de modo que tienen una función importante en la absorción de cargas de choque y en el amortiguamiento de los efectos de fuerzas vibrantes.

Aunque esta ventaja es importante en lo que concierne a la vida de una máquina motriz, el elemento de reducción de costos suele ser el factor principal para seleccionar estos medios de transmisión de potencia.

2.8.1 Tipos de bandas

Las bandas se distinguen por la forma de la sección transversal, por la construcción, material y tecnología de fabricación, pero el rasgo más importante que determina la

construcción de las poleas y de toda la transmisión, es la forma de la sección transversal de la correa. En función de la forma de la sección transversal, las correas de transmisión son clasificadas como:

- Bandas Planas.
- Bandas Especiales o en V.
- Bandas Redondas.
- Bandas Eslabonadas.
- Bandas Dentadas.
- Bandas Nervadas o poli V

2.8.1.1 Bandas planas

Las transmisiones de banda plana ofrecen flexibilidad, absorción de vibraciones, transmisión eficiente de potencia a altas velocidades, resistencia a atmosferas abrasivas y costo comparativamente bajo. Estas pueden ser operadas en poleas relativamente pequeñas y pueden ser empalmados o conectados para funcionamiento sinfín.

Las bandas planas de transmisión de potencia se dividen en tres clases:

1. **Convencionales:** Bandas planas ordinarias sin dientes, ranura o entalladura.
2. **Ranuradas o Entalladuras:** Bandas planas básicamente modificadas que proporcionan las ventajas de otro tipo de producto de transmisión, por ejemplo, bandas en V.
3. **De mando positivo:** Bandas planas básicas modificadas para eliminar la necesidad de fuerza de fricción en la transmisión de potencia.

Las bandas en general se hacen de dos tipos: *bandas reforzadas*, las cuales utilizan un miembro de tensión para obtener resistencia, y las *bandas no reforzadas*, las cuales dependen de la resistencia a la tensión de su material básico.

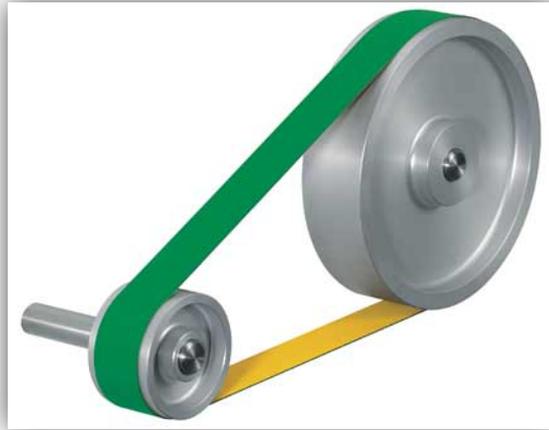


Figura 2. 14 Banda Plana

Fuente: <http://globo.co.cr>

Estas bandas planas regularmente se pueden encontrar en los siguientes materiales:

1. Cuero.
2. Tela o cuerda.
3. Hule o plástico no reforzado.
4. Cuero reforzado.
5. Tela.

2.8.1.2 Bandas en V

Las bandas en V son las más utilizadas en la industria; adaptables a cualquier tipo de transmisión. Se dispone de gran variedad las cuales brindan diferente tipo de peso de carga.

Normalmente las tensiones de bandas en V funcionan mejor a velocidades de 8 a 30 m/s. para bandas estándar la velocidad ideal es de aproximadamente 23 m/s. Sin embargo hay algunas como las bandas en V angostas que funcionan hasta a 50 m/s.

Ventajas

- Las transmisiones de bandas en V permiten altas relaciones de velocidad y son de larga duración. Fáciles de instalar y remover, silenciosas y de bajo mantenimiento. Las bandas en V también permiten la absorción de vibración entre los ejes.

Desventajas

- Por el hecho de estar sometidas al cierto grado de resbalamiento, las banas en V no deben ser utilizadas en casos que se necesiten velocidades sincrónicas.
- Estas bandas en V siempre se fabrican en secciones transversales estándar.



Figura 2. 15 Bandas Tipo V

Fuente: <http://www.provecuador.com.ec/bandas-transmision>

2.8.1.3 Bandas redondas

Las bandas redondas se utilizan en transmisiones de poca potencia, como máquinas de oficina y enseres domésticos. Debido a la simetría de una sección redonda, es muy sencillo trabajar con ejes múltiples u oblicuos, por lo que pueden ser útiles en aparatos con transmisiones complicadas.



Figura 2. 16 Banda Redonda.

2.9 POLEAS⁹

Una polea, también llamada garrucha, carrucha, trocla, trócola o carrillo, es una máquina simple que sirve para transmitir una fuerza. Se trata de una rueda, generalmente maciza y acanalada en su borde, que, con el curso de una cuerda o cable que se hace pasar por el canal, se usa como elemento de transmisión para cambiar la dirección del movimiento en máquinas y mecanismos. Además, formando conjuntos aparejos o polipastos sirve para reducir la magnitud de la fuerza necesaria para mover un peso.

2.9.1 Poleas simples

La polea simple se emplea para elevar pesos, consta de una sola rueda con la que hacemos pasar una cuerda.

Se emplea para medir el sentido de la fuerza haciendo más cómodo el levantamiento de la carga entre otros motivos, porque nos ayudamos del peso del cuerpo para efectuar el esfuerzo, la fuerza que tenemos que hacer es la misma al peso a la que tenemos que levantar.

Hay dos clases de polea simple las cuales son:

2.9.1.1 Polea simple fija

La manera más sencilla de utilizar una polea es colgar un peso en un extremo de la cuerda, y tirar del otro extremo para levantar el peso.

Una polea simple fija no produce una ventaja mecánica: la fuerza que debe aplicarse es la misma que se habría requerido para levantar el objeto sin la polea. La polea, sin embargo, permite aplicar la fuerza en una dirección más conveniente.

⁹ http://concurso.cnice.mec.es/cnice2006/material107/operadores/ope_polea.htm

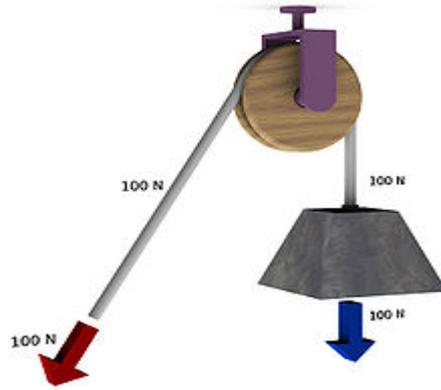


Figura 2. 17 Polea simple fija

2.9.1.2 Polea simple móvil

Una forma alternativa de utilizar la polea es fijarla a la carga, fijar un extremo de la cuerda al soporte, y tirar del otro extremo para levantar a la polea y la carga.

La polea simple móvil produce una ventaja mecánica: la fuerza necesaria para levantar la carga es justamente la mitad de la fuerza que habría sido requerida para levantar la carga sin la polea. Por el contrario, la longitud de la cuerda de la que debe tirarse es el doble de la distancia que se desea hacer subir a la carga.



Figura 2. 18 Polea simple móvil.

2.9.2 Partes de una polea



Figura 2. 19 Partes de una polea

2.9.3 Poleas para bandas planas

Se utilizan diferentes tipos de poleas para bandas planas, nervadas y de mando positivo. Estas por lo general son de hierro fundido, también las hay de acero, y en diferentes combinaciones de maza. Sus mazas pueden ser sólidas, de rayos o partidas y también con otras modificaciones de la polea básica.

Las poleas para bandas de mando positivo o polea dentada, se encuentran disponibles en una amplia variedad de medidas y anchos.

Para cuerdas	Para correas		
Semicircular	Trapezoidal	Plana	Estriada

Figura 2. 20 Tipos de poleas para bandas.¹⁰

2.10 RODAMIENTOS¹¹

Los rodamientos son piezas de acero aleado con cromo, manganeso y molibdeno, para facilitar la ejecución de rigurosos tratamientos térmicos y obtener piezas de gran

¹⁰ <https://docs.google.com>

¹¹ <http://www.skf.com>

resistencia al desgaste y a la fatiga. En la selección de los materiales, deben tomarse en consideración las temperaturas de operación y una adecuada resistencia a la corrosión. El material para las jaulas ha evolucionado en forma importante actualmente se utilizan aceros, metales de bajo roce y poliamida.

Otra característica de los rodamientos es la exactitud de sus dimensiones cada parte de tener tolerancias muy estrechas para un satisfactorio funcionamiento del conjunto.

Existen rodamientos de muy variados tipos para adecuarse a las diversas aplicaciones, es muy importante escoger el rodamiento preciso, tomando la decisión en base a criterios tales como: costo, facilidad de montaje, vida útil, dimensiones generales, simpleza del conjunto, disponibilidad de repuestos y tipo de lubricación.

Básicamente hay tres formas de clasificar los rodamientos:

2.10.1 Rodamientos radiales

Son aquellos que están diseñados para resistir cargas en dirección perpendicular al eje. Constan en forma general de tres piezas: Un aro exterior, un aro interior y un elemento rodante con algún tipo de canastillo o jaula. Por ejemplo, las ruedas de un carro se apoyan en el suelo y reciben la carga en el eje, de esta forma los rodamientos de las ruedas trabajan bajo carga radial.

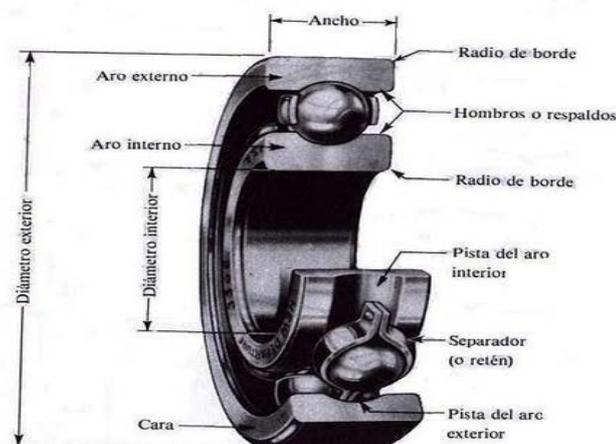


Figura 2. 21 Rodamiento Radial¹²

2.10.2 Rodamientos axiales

Son aquellos que están diseñados para resistir cargas en la misma dirección del eje. Constan en forma general de tres piezas: Un aro superior, un aro inferior y un elemento rodante con algún tipo de canastillo. Por ejemplo, pensemos en un carrusel, el peso total de esta máquina actúa verticalmente hacia el suelo y debe rotar en torno a un eje vertical al suelo, en esta aplicación debe utilizarse un rodamiento axial de gran diámetro, cuyo aro superior sostenga al carrusel y cuyo aro inferior se apoye en el suelo.



Figura 2. 22 Rodamiento Axial¹³

2.10.3 Rodamientos de contacto angular

Son una mezcla de los casos anteriores, se basan en un rodamiento similar al radial con un diseño especial de los aros exterior e interior para soportar cargas axiales mayores que un rodamiento radial simple. Sus aplicaciones son muy amplias, debido a que un eje siempre puede desarrollar cargas eventuales en una dirección inesperada y debido al ahorro que se genera al colocar un solo rodamiento para hacer el trabajo de dos.

¹² <http://es.wikipedia.org/wiki/Rodamiento>

¹³ <http://zunigamotos.blogspot.com/2009/05/tipo-de-rodamientos.html>



Figura 2. 23 Rodamiento cónico con contacto angular

2.11 ANILLOS SEEGER¹⁴

El anillo de retención es un anillo de tope de acero elástico, cuya circunferencia no está completa y en la correspondencia de los dos extremos se encuentran los agujeros para el acoplamiento de la pinza Seeger.

El anillo de retención se puede montar en los ejes de que los agujeros en el interior o exterior siempre estén en correspondencia con una ranura hueca hecho especialmente para su uso, a fin de evitar el desplazamiento de la parte a sostener, en este caso sea un rodamiento o bocín.

Los anillos de retención permiten simplificar los diseños y disminuyen los costes de instalación. Son particularmente eficaces como sustitutos de sujetadores más tradicionales, como resaltes, tornillos, tuercas, pasadores de aleta y cubiertas maquinadas.

2.11.1 Tipos de anillo de retención

¹⁴ <http://it.wikipedia.org/wiki/Seeger>

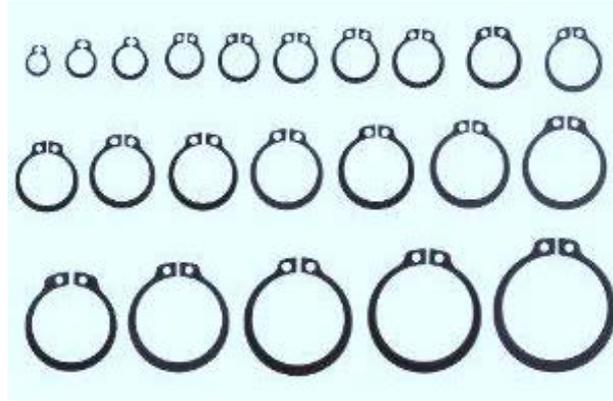


Figura 2. 24 Anillos Seeger para diámetros exteriores

El anillo de retención puede ser de tres tipos según la norma DIN, estos son:

- **Para Interiores:** Que se utiliza para presentar dentro de un tubo hueco, según la norma DIN 472.

2.11.1.1 Seguro DIN 472 ¹⁵

En acero para muelle al carbono, acabado estándar - fosfato y aceite.

Los anillos DIN 472 o seguros segers (seggers, seagers, seager, circlip). En norma ANDERTON 1300, en norma WALDES TRUCK 5000. Estos son utilizados para el montaje de piezas y su posterior fácil desmontaje solamente cerrando el anillo. Los podemos encontrar en automóviles, máquinas agrícolas, viales, mineras, electrodomésticos y muchas otras posibilidades de mecanismos. Los seguros son fabricados en acero para resortes SAE 1070 cuya composición química es la siguiente:

- Carbono máx. 0,75 - manganeso 0,60 al 0,90 - Fósforo máx. 0,04 - Azufre máx. 0,50 con una dureza de 45 a 53HRc.

¹⁵ <http://www.resortesmadrigal.cl/produ/seage/seage.html>

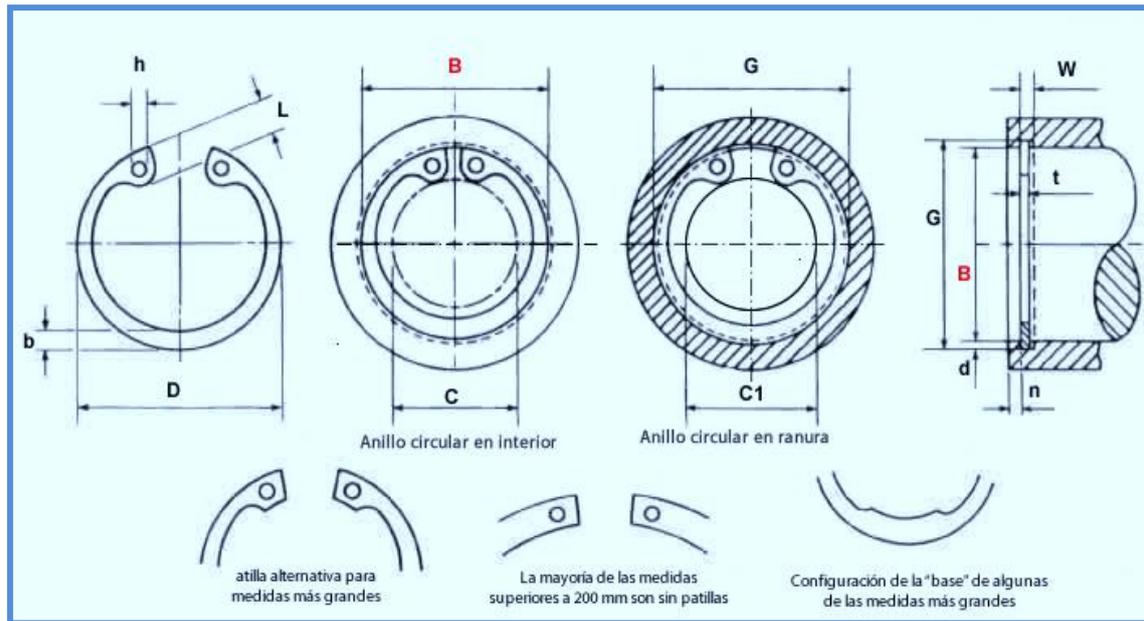


Figura 2. 25 Anillos Seeger para diámetros interiores

.Fuente: <http://www.resortesmadrigal.cl/produ/seage/seage.html>

- **Para el exterior:** Utiliza para las canteras de árboles, postes o en el exterior de los tubos, según la norma DIN 471.

2.11.1.2 Seguro DIN 471

En acero para muelle al carbono, acabado estándar - fosfato y aceite.

Los anillos DIN 471 o seguros segers (segers, seagers, seager, circlip). En norma ANDERTON 1400, en norma WALDES TRUCK 5100. Estos son utilizados para el montaje de piezas y su posterior fácil desmontaje solamente abriendo el anillo.

Los podemos encontrar en automóviles, máquinas agrícolas, viales, mineras, electrodomésticos y muchas otras posibilidades de mecanismos.

Los seguros son fabricados en acero para resortes SAE 1070 cuya composición química es la siguiente:

- Carbono máx. 0,75 - Fósforo máx. 0,04 - Azufre máx. 0,50 – manganeso 0,60 al 0,90 con una dureza de 45 a 53HRc.

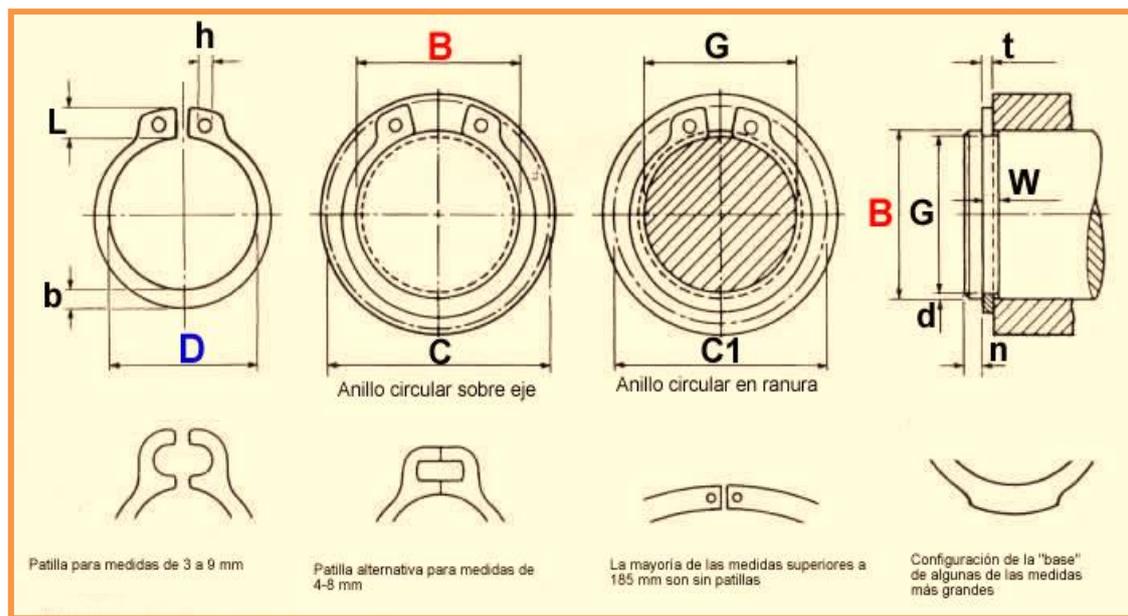


Figura 2. 26 Seguros Seeger para exteriores según norma DIN 471

2.11.1.3 Seguro DIN 6799

Es un elemento de sujeción como el DIN-471, En norma ANDERTON 1500 en norma WALDES TRUCK 5133. Autoblocante, Arandela de retención y Aranlock, con la diferencia de que en todos aquellos el montaje ha de efectuarse por los extremos del eje, donde en muchos casos no es posible o deseable, bien por estar el eje sujeto por uno o los dos extremos o por tener que desplazar el anillo sobre una considerable longitud sobre el eje, con el consiguiente peligro de deformación del anillo ya que el límite máximo admisible de abertura de éste es ligeramente superior a la medida del eje; por el contrario el DIN 6799 puede montarse en cualquier punto del eje, previa ejecución de la ranura correspondiente. El DIN 6799 permite también una fijación segura por la presión ejercida sobre la ranura del eje, el diámetro de los DIN 6799 es ligeramente inferior al diámetro de llanura, quedando de esta forma sujeto al eje evitando así la rotación en la ranura.

El uso de los DIN 6799 representa una considerable reducción de costos dado que su montaje y extracción queda muy simplificado permiten reducir el peso de las instalaciones o Productos. Elevan la resistencia a la fatiga bajo cargas alternadas debido a las características elásticas de material.

Su campo de aplicación es importante en radio-televisión, electrónica, aparatos eléctricos, mecanismos electrodomésticos, automóviles, máquinas agrícolas, viales, mineras, electrodomésticos y muchas otras posibilidades de mecanismos.

Los seguros son fabricados en acero para resortes SAE 1070 cuya composición química es la siguiente:

- Carbono máx. **0,75** - Manganeso **0,60** al **0,90** - Fósforo máx. **0,04** - Azufre máx. **0,50**
Con una dureza de **45** a **53** HRc.

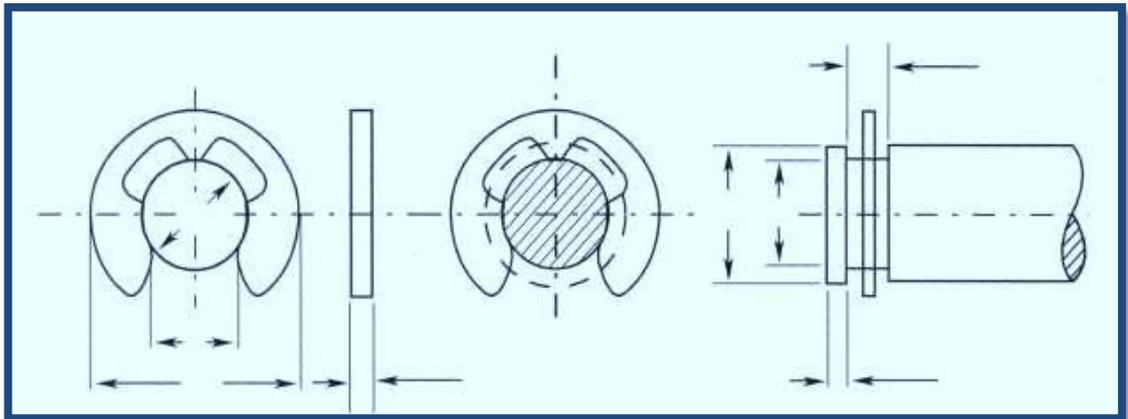


Figura 2. 27 Anillo Seeger según norma DIN 6799

2.12 MOTOR ELÉCTRICO

Los motores eléctricos son máquinas eléctricas rotatorias. Transforman una energía eléctrica en energía mecánica. Tienen múltiples ventajas, entre las que cabe citar su economía, limpieza, comodidad y seguridad de funcionamiento, el motor eléctrico ha reemplazado en gran parte a otras fuentes de energía, tanto en la industria como en el transporte, las minas, el comercio, o el hogar.

Su funcionamiento se basa en las fuerzas de atracción y repulsión establecidas entre un imán y un hilo (bobina) por donde hacemos circular una corriente eléctrica. Entonces solo sería necesario una bobina (espiras con un principio y un final) un imán y una pila (para hacer pasar la corriente eléctrica por las espiras) para construir un motor eléctrico.

Los motores eléctricos que se utilizan hoy en día tienen muchas espiras llamadas bobinado (de bobinas) en el rotor (parte giratoria) y un imán grande llamado estator

colocado en la parte fija del motor alrededor del rotor. También hay motores que su bobinado lo tienen en el estator y el rotor sería el imán como podemos ver en la figura del estator de abajo.

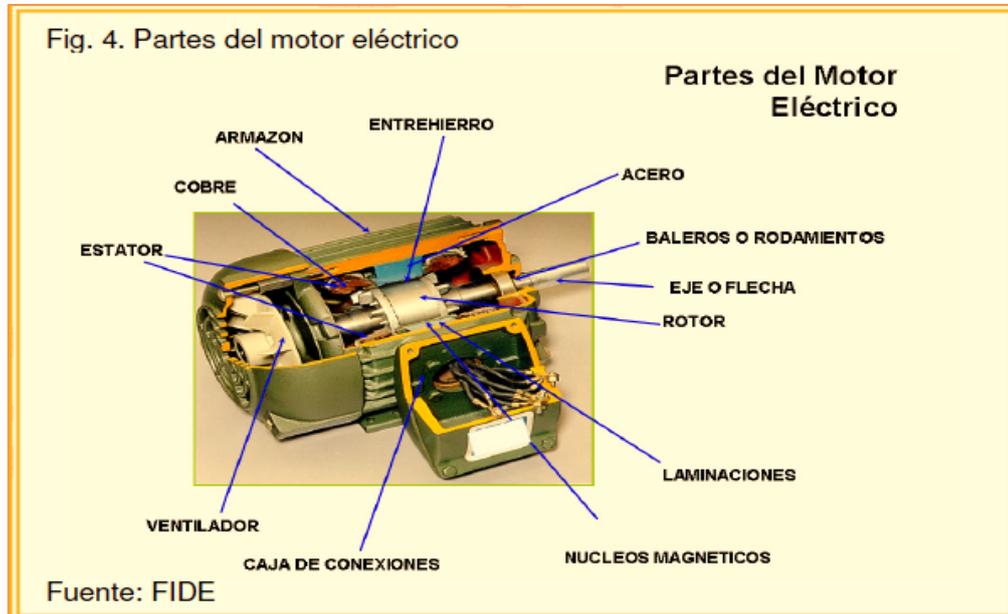


Figura 2. 28 Partes del motor

2.12.1 Clasificación

Los motores eléctricos, desde el punto de vista de su utilización industrial, suelen clasificarse en:

Corriente continúa:

- a) Derivación.
- b) Independiente.
- c) Serie.
- d) Compound (Compuesto)

Corriente alterna

- a) Asíncronos.
 - Rotor en corto circuito.
 - Rotor bobinado.
- b) Síncronos.

2.12.2 Selección de un motor eléctrico para una determinada aplicación¹⁶

Cuando las aplicaciones son sencillas y de baja potencia por lo general la selección de un motor eléctrico no ofrece demasiadas dificultades. Aquí veremos los aspectos a tener en cuenta para la selección de motores importantes.

El dato más importante a tener en cuenta es la potencia requerida y el dato que le sigue en importancia es la velocidad de giro. De la velocidad interesa saber si es constante o variable y cuál es su valor o rango de variación. El hecho de que la velocidad sea variable limita la libertad en la selección de máquina eléctrica ya que en principio quedaría circunscripto al motor de corriente continua con excitación derivación o independiente. Aunque la electrónica actualmente nos brinda la posibilidad de variar la velocidad al motor asíncrono. En este caso hay que seleccionar el control de velocidad.

Otro dato de importancia es el par de arranque o su relación con el par nominal.

Suele tener importancia en algunos casos la determinación del tipo de servicio que tiene que cumplir el motor (si es servicio continuo, servicio de breve duración o servicio intermitente). Esto permite en algunos casos reducir la potencia del motor ya que se puede admitir cierto tipo de sobrecarga de acuerdo al servicio.

Son muy importantes para la selección la forma constructiva y la protección mecánica que se requiere.

La temperatura ambiente de trabajo es muy importante en la selección de un motor. Esto define el tipo de aislación a emplear en la construcción del mismo.

Otro dato muy importante a tener en cuenta en la selección de un motor es la fuente de alimentación (Si hay corriente continua disponible, si hay media tensión).

¹⁶ Selección y control de motores.pdf

2.12.3 Determinación de las características¹⁷

Lo más importante es conocer las características descriptivas de la máquina que permitan su identificación para las especificaciones de compra., las cuales se dan a continuación:

DATOS A ESPECIFICAR AL SOLICITAR UN MOTOR	
a) Tipo	Asincrónico trifásico
b) Clase	Jaula de ardilla
c) Potencia nominal	10 CV
d) Servicio	Continuo
e) Velocidad	1450 r.p.m.
f) Sentido de giro	ambos
g) Par de arranque mínimo	$Ma / Mn > 1,5$
h) Sujeción	B3
i) Grado de protección	IP 44
j) Clase de aislación	B
k) Normas exigidas	IRAM
l) Arranque	Directo
m) Temperatura amb. mín.	40°

Tabla 2. 2 Selección y control de motores

Fuente: Selección y control de motores.pdf

Para máquinas muy importantes es necesario determinar las características de funcionamiento. Fundamentalmente las características de par-velocidad y su comportamiento en el arranque.

Estas características por lo general se solicitan al fabricante para la adquisición de máquinas de potencia. Incluso cuando se recepciona la máquina se puede solicitar los ensayos que permitan determinar esas características.

¹⁷ Selección y control de motores.pdf

En algunos casos es necesario confrontar la característica par-velocidad del motor con la característica de la máquina a impulsar para establecer si se adapta o no. Incluso en algunos casos hay que determinar el tiempo de arranque considerando el momento de inercia de todo el sistema a impulsar.

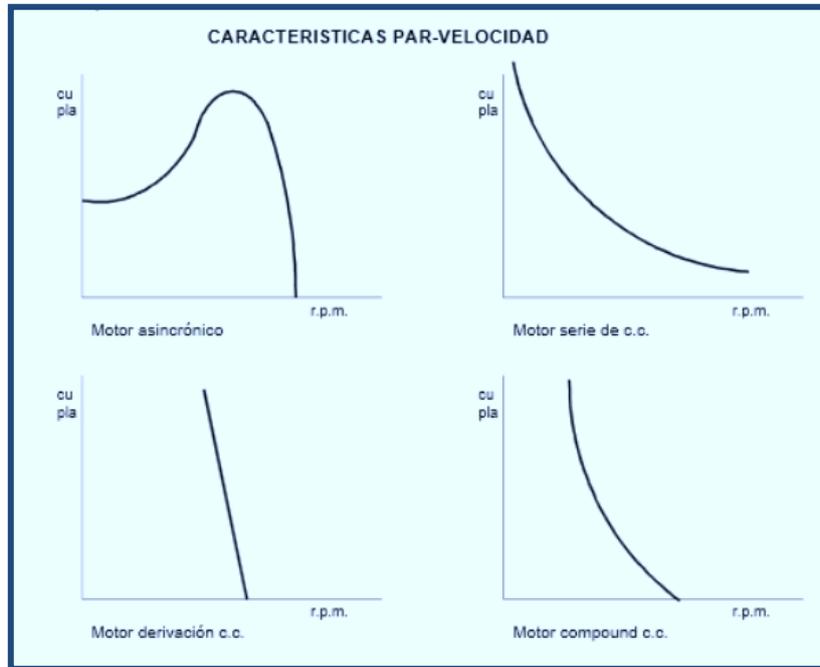


Figura 2. 29 Selección y control de motores

CAPITULO III

3 FACTIBILIDAD

Para el diseño y construcción de la máquina pulidora de tubos se parte de diseños hipotéticos y se llevará a cabo una breve descripción de cada una de las alternativas que han sido consideradas y planteadas.

3.1 MÁQUINA PULIDORA DE TUBOS CON UNA BANDA DE PULIDO (ALTERNATIVA 1)

3.1.1 Elementos principales

1. Motor
2. Estructura metálica (tubo de 40 x 40mm)
3. Eje
4. Chapa porta rodillos
5. Rodillos
6. Lija
7. Rodamiento
8. Bastidor porta rodamientos

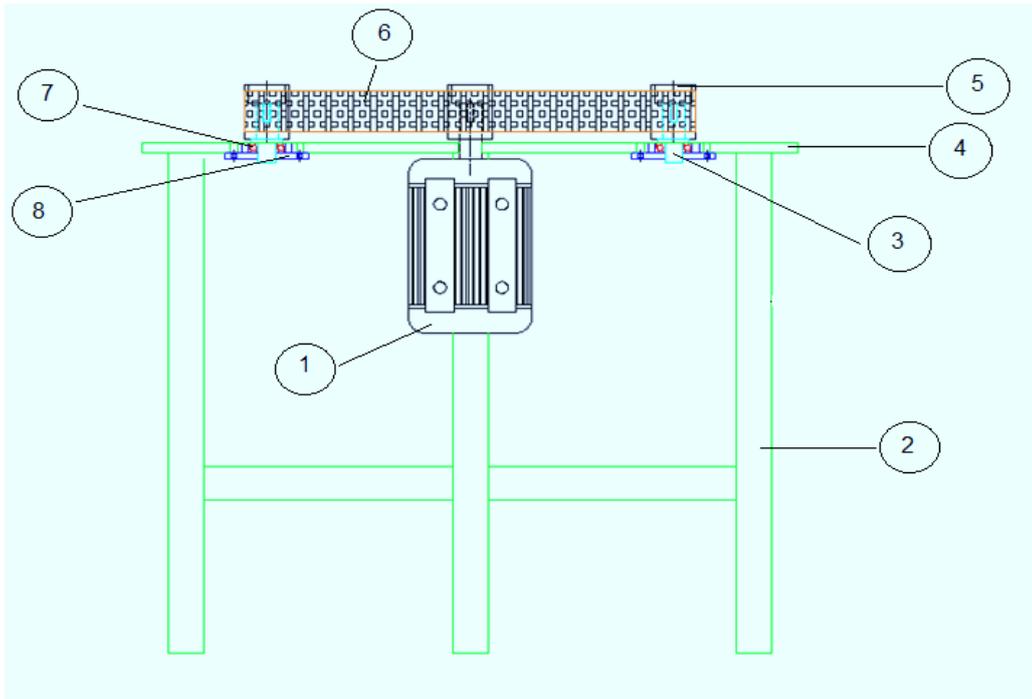


Figura 3. 1 Esquema de alternativa 1

Fuente: Los Autores

3.1.2 Funcionamiento

Una vez encendida la máquina el motor (1) proporciona la potencia y la revolución necesaria para hacer girar a los rodillos (5), este a su vez hace rotar a la banda de lija (6) y así se obtiene un sistema rotatorio de la lija de pulido. Al encontrarse en funcionamiento todo el mecanismo tanto los rodillos (5) como la lija (6), se procede con el pulido del tubo cuadrado en un solo lado.

El tubo cuadrado (Roll Bart) será pulido en toda su longitud para tener un mejor acabado visual como se representa en la **Figura 3.2.**

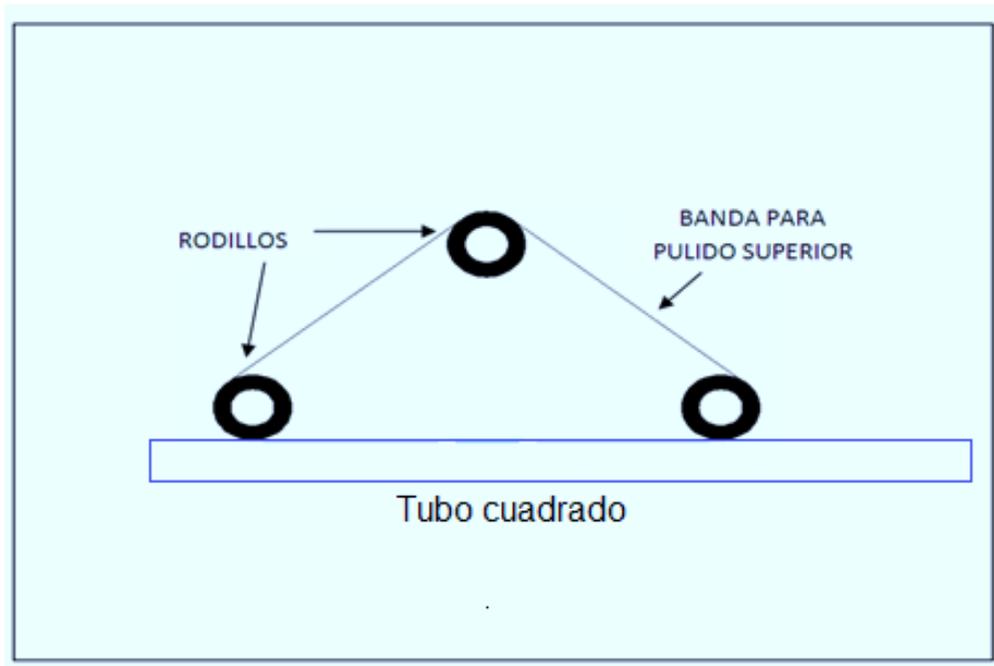


Figura 3. 2 Esquema de alternativa 1

.Fuente: Los Autores.

3.1.3 Ventajas

- Fácil manejo del operador
- Fácil mantenimiento
- Fácil montaje y desmontaje.

3.1.4 Desventajas

- Pulido solo en una cara del tubo cuadrado.
- Menor eficiencia.
- Más producción en hora hombre.
- Puede ocasionar un accidente al operador.

3.2 MÁQUINA PULIDORA DE TUBOS CON DOS BANDAS DE PULIDO (ALTERNATIVA 2)

3.2.1 Elementos principales:

1. Motor
2. Bancada
3. Polea 1
4. Polea 2
5. Polea 3
6. Transmisión
7. Bastidor
8. Soporte de rodillos
9. Rodillo

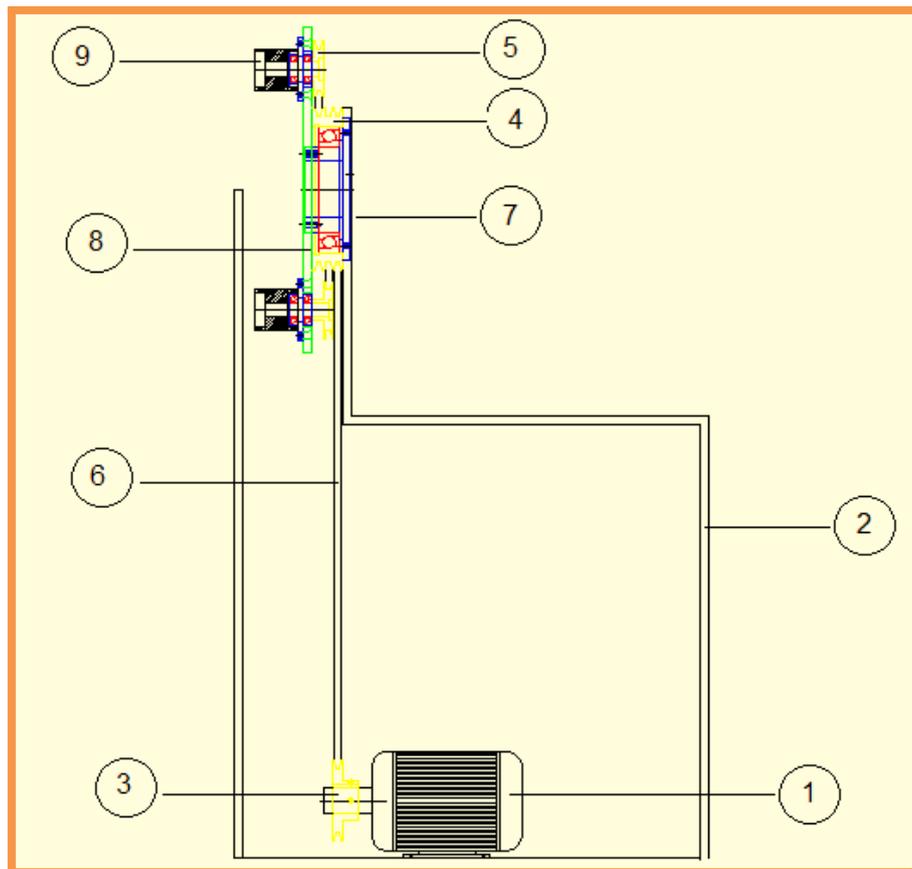


Figura 3. 3 Esquema de alternativa 2

Fuente: Los Autores

3.2.2 Funcionamiento

Una vez encendida la máquina el sistema de transmisión (6) permitirá que la polea 2 (4), esta hará girar a la polea 3 (5) con la velocidad requerida para el proceso, previo diseño de las relaciones de transmisión. Al encontrarse en funcionamiento todo el mecanismo tanto las polea 1 (3) como el rodillo (9), se procede con el pulido del tubo cuadrado dado su forma (Roll Bart).

El tubo cuadrado (Roll Bart) será pulido en toda su longitud para tener un mejor acabado visual. Los rodillos llevan una banda pulidora quien permite facilitar el pulido del tubo como se representa en la **Figura 3.4**.

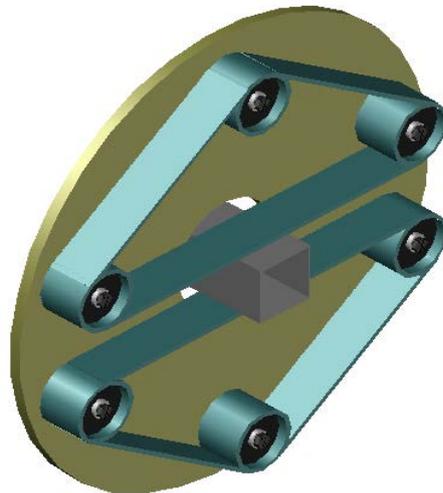


Figura 3.4 Esquema del pulido del tubo cuadrado

Fuente: Los Autores.

3.2.3 Ventajas

- Fácil manejo del operador
- Fácil mantenimiento
- Fácil montaje y desmontaje.

3.2.4 Desventajas

- Pulido solo en dos caras del tubo cuadrado.
- Costos elevados en mantenimiento.
- Menos producción en hora hombre.

3.3 HERRAMIENTA MANUAL DE PULIDO DE TUBOS (ALTERNATIVA 3)

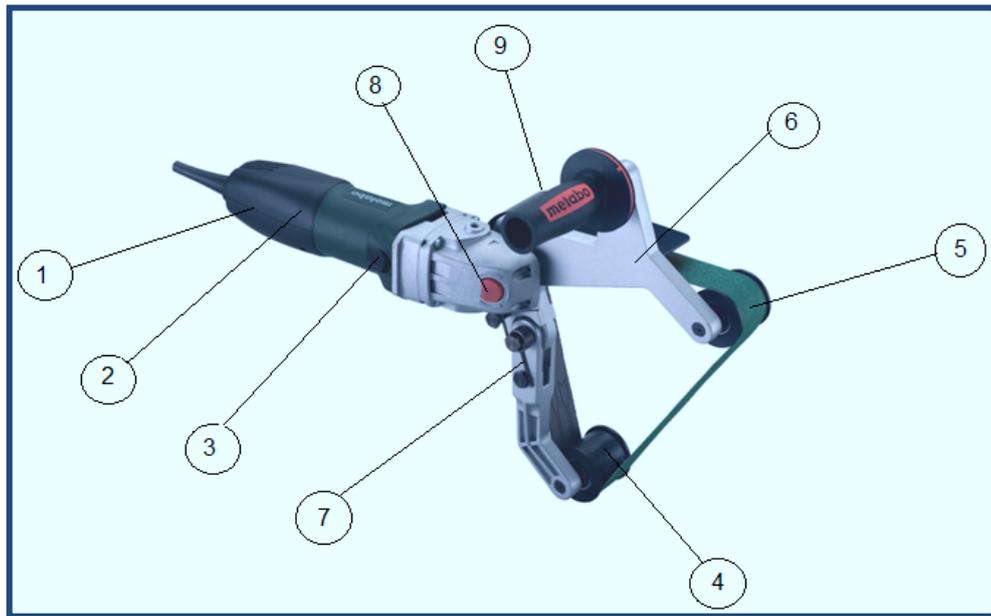


Figura 3. 5 Esquema de alternativa 3

Fuente: www.unionferretera.com/maquinaria-pulido-lijado

3.3.1 Elementos principales:

1. Rotor
2. Estator
3. Interruptor
4. Rodillos
5. Lija
6. Brazos porta rodillos.
7. Resorte
8. Seguro
9. Manija auxiliar.

3.3.2 Funcionamiento

Una vez energizada la máquina se acciona el interruptor (3) y este a su vez proporciona la potencia necesaria para hacer girar a los rodillos (4) y dar movimiento a la lija (5).

Con la lija (5) en movimiento se empieza con el pulido de tubos, los brazos porta rodillos (6) pueden acoplarse a cualquier forma según el tubo que necesitemos pulir.

El tubo cuadrado (Roll Bart) será pulido en toda su longitud para tener un mejor acabado visual. Los rodillos llevan una banda pulidora quien permite facilitar el pulido del tubo.

Este tipo de pulidora tiene una eficiencia muy baja, el pulido con este tipo de máquina se lo puede hacer en una sola cara del tubo, lo cual representa más horas de trabajo para tener un pulido total del tubo, en la **Figura 3.6** se representa el pulido en el tubo.



Figura 3. 6 Esquema del pulido del tubo cuadrado

.Fuente: Los Autores

3.3.3 Ventajas:

- Fácil manejo del operador.
- Fácil montaje y desmontaje.
- Mantenimiento económico.
- Menos espacio de trabajo.

3.3.4 Desventajas

- Mayor tiempo de respuesta.
- Pulido en una sola cara del tubo.
- Area de pulido es muy bajo.

3.4 ANÁLISIS DE SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS

3.4.1 Factores de comparación

Dentro de los factores más importantes a considerar en la selección son:

- Costos.
- Tamaño y peso.
- Seguridad.
- Ergonomía.
- Complejidad en su construcción.
- Mantenimiento.
- Disponibilidad de materiales.
- Tiempos de trabajo.

3.4.2 Ponderación de los factores

3.4.2.1 Costo

Se realiza una evaluación del costo de los materiales que se va a utilizar en la máquina, costos de los procesos de fabricación, costo del diseño, costo del número de elementos que conformarán la pulidora de tubos.

Factor de ponderación 9/10.

3.4.2.2 Tamaño y peso

Está relacionado con el área de trabajo que va a ocupar la máquina en su ubicación.

Al momento de su valoración indica que el equipo tiene mayor peso y tamaño en ancho.

Factor de ponderación 8/10.

3.4.2.3 Seguridad

La máquina será manipulada por operadores que solo estarán capacitados en el funcionamiento de la misma, debido a que la maquina está construida bajo parámetros que brindan total seguridad al momento de su operación.

Factor de ponderación 10/10.

3.4.2.4 Complejidades en su construcción

Se basa en la facilidad de construcción del equipo, dependerá de las características físicas de diseño y de los materiales con los cuales será fabricada.

Factor de ponderación 8/10.

3.4.2.5 Ergonomía

Se basa en adaptar el lugar de trabajo para la máquina, de modo que al utilizar el equipo por parte del operador resulte de fácil acceso, brindando seguridad al operador.

Factor de ponderación 9/10.

3.4.2.6 Mantenimiento

El diseño y construcción de la máquina, permite su fácil mantenimiento, ahorrando tiempos y recursos, debido a que la persona encargada de su mantenimiento podrá montar y desmontar todas las piezas del equipo cuando este requiera de su reparación.

Factor de ponderación 8/10.

3.4.2.7 Disponibilidad de los materiales

En la construcción de la máquina se priorizó el uso de materiales de origen ecuatorianos, por su fácil acceso y sus diferencias en costos.

Factor de ponderación 8/10.

3.4.2.8 Tiempos de trabajo

Se considera la facilidad de disminuir tiempos de trabajo, con el tipo de máquina seleccionada, se logrará disminuir en un gran porcentaje los tiempos muertos en el pulido de tubos.

Factor de ponderación 10/10.

3.4.2.9 Alternativa más factible

FACTORES DE PONDERACION	PONDERACIÓN	ALTERNATIVAS		
		ALTERNATIVA 1	ALTERNATIVA 2	ALTERNATIVA 3
Costos.	9	7	4	8
Tamaño y peso.	8	5	3	7
Seguridad	10	4	9	3
Ergonomía	8	5	9	4
Complejidad en su construcción	9	8	6	6
Eficiencia	10	5	8	5
Mantenimiento	8	7	4	8
Disponibilidad de materiales.	8	7	6	6
Tiempos de Trabajo	10	5	9	5
TOTAL	70	53	58	52
MÁQUINA SELECCIONADA			58	

Tabla 3. 1 Datos de ponderación

.Fuente: Propia

La alternativa 2 presenta la mayor puntuación, por tanto, brinda la mejor solución para el diseño de la máquina.

CAPÍTULO IV

4. DISEÑO DE ELEMENTOS A CONSTRUIRSE Y SELECCIÓN DE ELEMENTOS NORMALIZADOS

En este capítulo se realizará el diseño de los diferentes elementos a construirse para la máquina pulidora de tubos cuadrados, así como el análisis de fuerzas a las cuales se encuentran sometidos los diferentes elementos que constituyen la máquina.

Para la transmisión de torque de una máquina motriz a una máquina conducida existen al menos tres métodos utilizados. Transmisión con engranajes, correas flexibles de caucho y cadenas de rodillos. Dependiendo de la potencia, posición de ejes, relación de transmisión sincronía, distancia entre ejes y costos; se seleccionará el método a utilizar.

4.1 DISEÑO DEL SISTEMA POLEA - BANDA

El sistema de la pulidora está diseñado por una relación de transmisión, de banda - polea, este sistema es el movimiento principal por el cual la máquina está constituida.

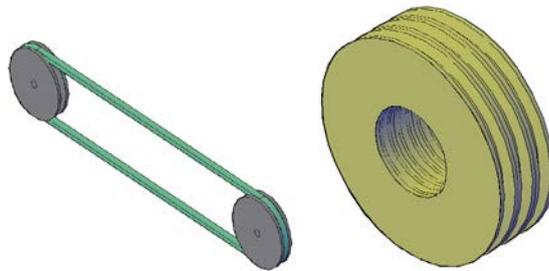


Figura 4. 1 Esquema de la relación de transmisión

Fuente: Los Autores

4.1.1 Relación de transmisión

La relación de transmisión está dada por la siguiente ecuación:

$$n_1 \times d_1 = n_2 \times d_2 \quad [\text{Ecu. 4.1}]^{18}$$

¹⁸ HERMANN J.; Tablas para la industria metalúrgica; Editorial Reverté; Tercera edición; pág. 82

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1}$$

Donde:

i = Relación de transmisión

d_1 = Diámetro rueda conductora [m]

d_2 = Diámetro rueda conducida [m]

n_1 = Número de revoluciones de entrada [rpm]

n_2 = Número de revoluciones de salida [rpm]

4.1.2 Determinación de la velocidad angular

$$w_i = 2\pi \times f \quad \text{[Ecu. 4.2]}^{19}$$

Donde:

w_i = Velocidad angular inicial [rpm]

f = Frecuencia

Remplazando la **Ecuación 4.2**

$$w_i = 2\pi \times 60$$

$$w_i = 376.99 \text{ rad/s}$$

$$w_i = 3600 \text{ rpm}$$

Para el cálculo de la relación de transmisión por medio de bandas y poleas se utiliza una velocidad de 3520 rpm recomendado por placa de motores existentes en el mercado.

4.1.3 Cálculo de la aceleración angular

La aceleración angular está dada por la **Ecuación 4.3**.

$$\alpha = \frac{w}{t} \quad \text{[Ecu. 4.3]}^{20}$$

¹⁹ http://es.wikipedia.org/wiki/Velocidad_angular

²⁰ <http://hyperphysics.phy-astr.gsu.edu/hbasees/rotq.html>

Donde:

$\alpha = \text{Aceleración angular } [rad/s^2]$

$w = \text{Velocidad angular } [rad/s]$

$t = \text{tiempo } [s]$

$$\alpha = \frac{376.99 rad/s}{3.5 s}$$

$$\alpha = 107.71 \frac{rad}{s^2}$$

4.2 SISTEMA DE TRANSMISIÓN.

Los elementos que intervienen en el sistema de transmisión son los que se muestran en la **Figura 4.2**:

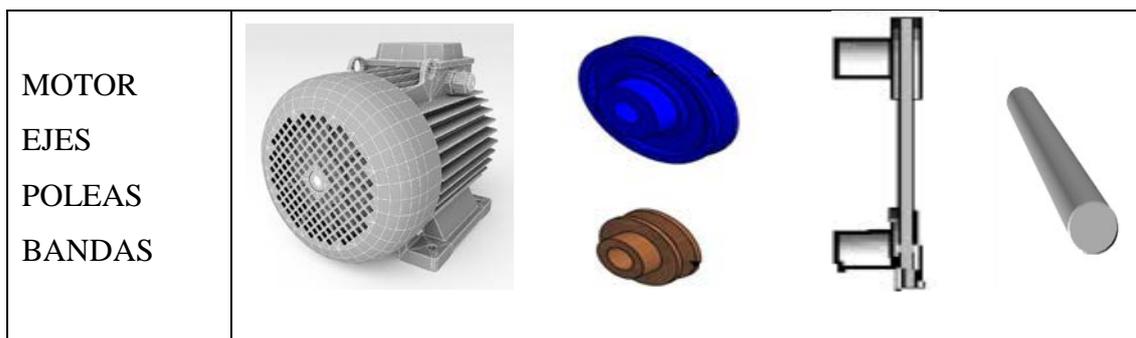


Figura 4. 2 Elementos que intervienen en el sistema de transmisión

Fuente: Los Autores

4.3 CÁLCULO DE LA POTENCIA

4.3.3 Inercia de las masas en movimiento

Se utilizará las siguientes ecuaciones para establecer la inercia de los diferentes elementos que integran la máquina.

4.3.1.1 Inercia de un cilindro hueco

La inercia de un cilindro hueco está dada por la **Ecuación 4.4**

$$I = \frac{m}{8}(d_{ext}^2 + d_{int}^2) \quad [\text{Ecu. 4.4}]^{21}$$

Donde:

I = Inercia del cilindro [Kg]

d_{ext} = Diámetro exterior del cilindro hueco [m]

d_{int} = Diámetro interior del cilindro hueco. [m]

m = Masa del cilindro hueco [Kg]

4.3.1.2 Inercia de un cilindro macizo

La inercia de un cilindro macizo está dada por la **Ecuación 4.5**.

$$I = \frac{m \times d^2}{8} \quad [\text{Ecu. 4.5}]^{22}$$

Donde:

I = Inercia del cilindro [Kg-m]

m = Masa del cilindro. [Kg]

d = Diámetro del cilindro [m]

4.3.1.3 Volumen de un cilindro hueco

El volumen de un cilindro hueco está dado por la **Ecuación 4.6**.

$$V = \frac{\pi}{4}(d_{ext}^2 - d_{int}^2)l \quad [\text{Ecu. 4.6}]^{23}$$

Donde:

V = Volumen del cilindro hueco [m³]

d_{ext} = Diámetro exterior del cilindro hueco. [m]

²¹ BUDYNAS J.; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Octava edición; pag.1060

²² BUDYNAS J.; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Octava edición; pag.1060

²³ <http://www.solomatematicas.com/geometria/volumenes.htm>

d_{int} = Diámetro interior del cilindro hueco. [m]

l = Longitud del cuerpo [m]

4.3.1.4 Volumen del cilindro macizo

El volumen de un cilindro macizo está dado por la **Ecuación 4.7**.

$$V = \frac{\pi}{4} d^2 \cdot l \quad [\text{Ecu. 4.7}]^{24}$$

Donde:

V = Volumen del cilindro. [m³]

d = Diámetro del cilindro. [m]

l = Longitud del cuerpo. [m]

4.3.1.5 Masa de un cuerpo

La masa de un cuerpo está dada por la **Ecuación 4.8**.

$$m = \rho \cdot V \quad [\text{Ecu. 4.8}]$$

Donde:

m = Masa del cuerpo. [Kg]

ρ = Densidad del material. [Kg/m³]

V = Volumen del cuerpo. [m³]

4.3.2 Determinación de la velocidad angular

La aceleración angular está delimitada por la **Ecuación 4.9**.

$$w = w_0 + \alpha \cdot t \quad [\text{Ecu. 4.9}]$$

Donde:

w = Velocidad angular. [rad/seg]

w_0 = Velocidad angular inicial [rad/seg]

²⁴ <http://www.solomatematicas.com/geometria/volumenes.htm>

α = Aceleración angular. [rad/seg²]

t = Tiempo [seg]

“Normalmente, los motores estándar soportan de 3 a 6 arranques de hasta 5 segundos de duración cada hora. Con esta premisa se toma un tiempo de 3.5 segundos puesto que el motor se lo enciende máximo una vez por hora es decir el motor no está sometido a constantes arranques.”²⁵

El promedio para estabilizar la velocidad de la máquina es de 3.5 segundos. El sistema parte del reposo por lo cual la velocidad inicial angular es despreciable ($w_0 = 0$) y la aceleración angular quedaría de la siguiente forma, despejando de la ecuación 4.9:

$$\alpha = \frac{w}{t} \quad [\text{Ecu. 4.10}]$$

4.3.3 Determinación del torque

La ecuación del torque está definida por la **Ecuación 4.11**.

$$T = I \times \alpha \quad [\text{Ecu. 4.11}]$$

Donde:

T = Torque [Nm]

I = Inercia

α = Aceleración angular

4.3.4 Potencia

Para el cálculo de la potencia se considerara la **Ecuación 4.12**

$$P = T \times w \quad [\text{Ecu. 4.12}]^{26}$$

²⁵ Fabricantes de máquinas lijadoras de bandas.

²⁶ GERE J. ; Mecánica de materiales; Sexta edición ; Editorial Thomson ; pág. 218

Donde:

$P = \text{Potencia del motor}$ [HP]

$T = \text{Torque}$ [Nm]

$w = \text{Velocidad angular}$ [rad/s]

4.3.5 Transmisión por bandas y poleas

El sistema de transmisión de la máquina, está compuesta por un sistema de bandas y poleas, en la máquina existen cuatro poleas como se muestra en la **Figura 4.3**.

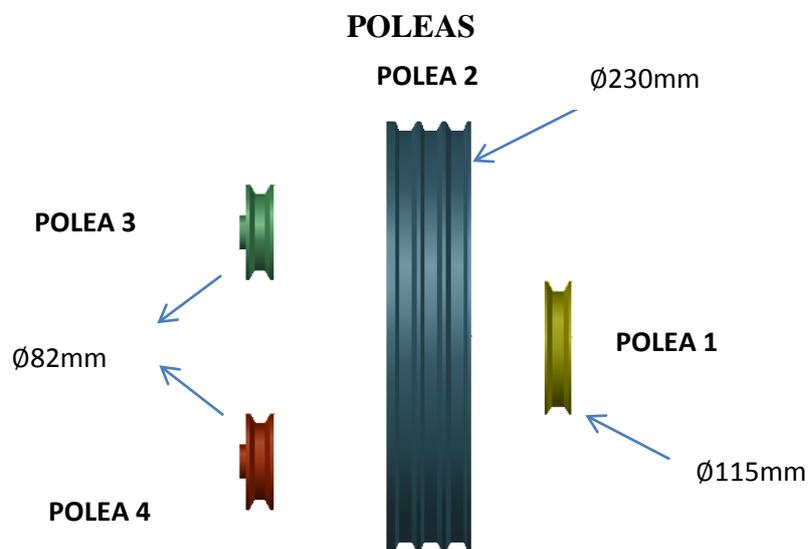


Figura 4. 3 Poleas de transmisión

Fuente: Los Autores

4.3.6 Cálculo de inercias

4.3.6.1 Cálculo de inercia de poleas

4.3.6.1.1 Determinación de la inercia de la polea 1

Datos

$$\rho = 7850 \text{Kg/m}^3$$

$$d_{ext} = 0.115 \text{m}$$

$$d_{int} = 0.026 \text{m}$$

$$l = 0.014m$$

Se reemplaza los datos en la **Ecuación 4.6**

$$V = \frac{\pi}{4} ((0.115m)^2 - (0.026m)^2) \times 0.014m$$
$$V = 1.38 \times 10^{-4} m^3$$

Remplazando $V = 1.38 \times 10^{-4} m^3$ en la ecuación 4.8 se obtiene

$$m = 7850 \frac{Kg}{m^3} \times 1.38 \times 10^{-4} m^3$$
$$m = 1.08kg$$

Se aplica la **Ecuación 4.4**

$$I_{p1} = \frac{1.08}{8} kg ((0.115m)^2 + (0.026m)^2)$$
$$I_{p1} = 1.88 \times 10^{-3} kgm^2$$

4.3.6.1.2 Determinación de la inercia de la polea 2

Datos

$$\rho = 7850Kg/m^3$$

$$d_{ext} = 0.23m$$

$$d_{int} = 0.18m$$

$$l = 0.042m$$

Se reemplaza los datos en la **Ecuación 4.6**

$$V = \frac{\pi}{4} ((0.23m)^2 - (0.18m)^2) \times 0.042m$$
$$V = 6.76 \times 10^{-4} m^3$$

Remplazando $V = 6.76 \times 10^{-4} m^3$ en la **Ecuación 4.8** se obtiene:

$$m = 7850 \frac{Kg}{m^3} \times 6.76 \times 10^{-4} m^3$$
$$m = 5.30kg$$

Aplicando la **Ecuación 4.4**

$$I_{p2} = \frac{5.30kg}{8} ((0.230m)^2 + (0.180m)^2)$$

$$I_{p2} = 0.056 \text{ kgm}^2$$

4.3.6.1.3 Determinacion de la inercia de la polea 3

Datos

$$\rho = 7850 \text{ Kg/m}^3$$

$$d_{ext} = 0.082m$$

$$d_{int} = 0.031m$$

$$l = 0.014m$$

Se remplaza los datos en la **Ecuación4.6**

$$V = \frac{\pi}{4} ((0.082 m)^2 - (0.031 m)^2) \times 0.014m$$

$$V = 6.34 \times 10^{-5} m^3$$

Remplazando $V = 6.34 \times 10^{-5} m^3$ en la **Ecuación 4.8** se obtiene

$$m = 7850 \frac{\text{Kg}}{m^3} \times 6.34 \times 10^{-5} m^3$$

$$m = 0.50kg$$

Se apliaca la **Ecuación 4.4**.

$$I_{p3} = \frac{0.50kg}{8} ((0.082m)^2 + (0.031m)^2)$$

$$I_{p3} = 4.80 \times 10^{-4} \text{ kgm}^2$$

La inercia de la polea 4 es igual a la inercia de la polea 3 debido a que poseen las mismas dimensiones.

$$I_{p3} = I_{p4}$$

Por lo tanto:

$$I_{p3} = I_{p4} = 4.80 \times 10^{-4} \text{ kgm}^2$$

4.3.6.2 Cálculo de inercia de ejes

4.3.6.2.1 Cálculo de inercia de eje 1 (eje del motor)

Datos

$$\rho = 7850 \text{Kg}/\text{m}^3$$

$$d = 0.0254 \text{m}$$

$$l = 0.07 \text{m}$$

Remplazando la **Ecuación 4.7**

$$V = \frac{\pi}{4} (0.0254 \text{m})^2 \times 0.07 \text{m}$$

$$V = 3,55 \times 10^{-5} \text{m}^3$$

Remplazando $V = 3,55 \times 10^{-5} \text{m}^3$ en la **Ecuación 4.8** se obtiene:

$$m = 7850 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \times 3,55 \times 10^{-5} \text{m}^3$$

$$m = 0,28 \text{kg}$$

Remplazado en la **Ecuación 4.5**

$$I_{eje1} = \frac{0,28 \text{kg} \times (0.02 \text{m})^2}{8}$$

$$I_{eje1} = 1.4 \times 10^{-5} \text{Kgm}^2$$

4.3.6.2.2 Cálculo de la inercia del bastidor

Datos

$$\rho = 7850 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$d_{ext} = 0.12 \text{m}$$

$$d_{int} = 0.092 \text{m}$$

$$l = 0.056 \text{m}$$

Se remplaza los datos en la **Ecuación 4.6**

$$V = \frac{\pi}{4} ((0.12 \text{ m})^2 - (0.092 \text{ m})^2) \times 0.056 \text{ m}$$

$$V = 2.61 \times 10^{-4} \text{ m}^3$$

Remplazando $V = 2.61 \times 10^{-4} \text{ m}^3$ en la **Ecuación 4.8** se obtiene

$$m = 7850 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \times 2.61 \times 10^{-4} \text{ m}^3$$

$$m = 2.05 \text{ kg}$$

Aplicado la **Ecuación 4.2**

$$I_{eje 2} = \frac{2.05 \text{ kg}}{8} ((0.12 \text{ m})^2 + (0.092 \text{ m})^2)$$

$$I_{eje 2} = 5,86 \times 10^{-3} \text{ kgm}^2$$

4.3.6.2.3 Cálculo de inercia del eje 3

Datos:

$$\rho = 7850 \text{ Kg/m}^3$$

$$d = 0.02 \text{ m}$$

$$l = 0.1 \text{ m}$$

Remplazando la **Ecuación 4.7**

$$V = \frac{\pi}{4} (0.02 \text{ m})^2 \times 0.1 \text{ m}$$

$$V = 3.14 \times 10^{-5} \text{ m}^3$$

Remplazando $V = 3.14 \times 10^{-5} \text{ m}^3$ en la **Ecuación 4.8** se obtiene:

$$m = 7850 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \times 3.14 \times 10^{-5} \text{ m}^3$$

$$m = 0,25 \text{ kg}$$

Remplazado en la **Ecuación 4.5**

$$I_{eje3} = \frac{0,25 \text{ kg} \times (0.02 \text{ m})^2}{8}$$

$$I_{eje3} = 1.25 \times 10^{-5} \text{ Kg m}^2$$

Las medidas de los ejes son similares por consiguiente:

$$I_{eje} = I_{eje} \times 6 \text{ Kgm}^2$$
$$I_{eje} = (1.25 \times 10^{-5} \times 6) \text{ Kgm}^2$$
$$I_{eje} = 7,5 \times 10^{-5} \text{ Kgm}^2$$

4.3.6.2.4 Cálculo de inercia de los rodillos

4.3.6.2.4.1 Cálculo de inercia del rodillo 1

Datos:

$$\rho = 2700 \text{ Kg/m}^3$$

$$d_{ext} = 0.060 \text{ m}$$

$$d_{int} = 0.020 \text{ m}$$

$$l = 0.06 \text{ m}$$

Se reemplaza los datos en la **Ecuación 4.6**

$$V = \frac{\pi}{4} ((0.06 \text{ m})^2 - (0.02 \text{ m})^2) \times 0.06 \text{ m}$$
$$V = 1.51 \times 10^{-4} \text{ m}^3$$

Remplazando $V = 1.51 \times 10^{-4} \text{ m}^3$ en la **Ecuación 4.8** se obtiene:

$$m = 2700 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \times 1.51 \times 10^{-4} \text{ m}^3$$
$$m = 0,41 \text{ Kg}$$

Se aplica la **Ecuación 4.4**

$$I_{rodillo1} = \frac{0.41 \text{ kg}}{8} ((0.06 \text{ m})^2 + (0.02 \text{ m})^2)$$
$$I_{rodillo1} = 2.05 \times 10^{-4} \text{ kgm}^2$$

4.3.6.2.5 Cálculo de inercia del rodillo 2.

Datos:

$$\rho = 2700 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$d_{ext} = 0.05 \text{ m}$$

$$d_{int} = 0.042 \text{ m}$$

$$l = 0.065 \text{ m}$$

Se reemplaza los datos en la **Ecuación 4.6**

$$V = \frac{\pi}{4} ((0.05 \text{ m})^2 - (0.042 \text{ m})^2) \times 0.065 \text{ m}$$

$$V = 3,76 \times 10^{-5} \text{ m}^3$$

Remplazando $V = 3,76 \times 10^{-5} \text{ m}^3$ en la **Ecuación 4.8** se obtiene:

$$m = 2700 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \times 3,76 \times 10^{-5} \text{ m}^3$$

$$m = 0,1014 \text{ Kg}$$

Se aplica la **Ecuación 4.4**

$$I_{rodillo 2} = \frac{0.1014 \text{ kg}}{8} ((0.05 \text{ m})^2 + (0.04 \text{ m})^2)$$

$$I_{rodillo 2} = 5.20 \times 10^{-5} \text{ kgm}^2$$

La máquina está compuesta de un conjunto de pulido, este conjunto se sub divide en dos sistemas, cada sistema se compone de tres rodillos. Los sistemas de pulido se distribuyen de la siguiente manera:

- Un rodillo motriz (rodillo 1) y dos rodillos conducidos (rodillo 2) para la banda de pulido izquierda.
- Un rodillo motriz (rodillo 1) y dos rodillos conducidos (rodillo 2) para la banda de pulido derecha

Total del sistema; dos rodillos motrices y cuatro rodillos conducidos

Las medidas de los dos rodillos motrices son las mismas por consiguiente:

$$I_{rodillo T1} = (I_{rodillo 1})2$$

$$I_{rodillo T1} = (2.05 \times 10^{-4} \times 2) \text{ kgm}^2$$

$$I_{rodillo T1} = 4.10 \times 10^{-4} \text{ kgm}^2$$

Las medidas de los cuatro rodillos conducidos son las mismas por lo consiguiente:

$$I_{rodillo T2} = (I_{rodillo 2})4$$

$$I_{rodillo T2} = (5.20 \times 10^{-5} \times 4) \text{ kgm}^2$$

$$I_{rodillo T2} = 2.08 \times 10^{-4} \text{ kgm}^2$$

Sumatoria de las inercias

$$\sum I = (I_{p1} + I_{p2} + I_{p3} + I_{p4} + I_{eje motor} + I_{Bastidor} + I_{eje3} + I_{rodillo T1} + I_{rodillo T2})$$

$$\sum I = (1.88 \times 10^{-3} + 0.056 + 4.80 \times 10^{-4} + 4.80 \times 10^{-4} + 1.4 \times 10^{-5} + 5,86 \times 10^{-3} + 7,5 \times 10^{-5} + 4.10 \times 10^{-4} + 2.08 \times 10^{-4}) \text{ Kgm}^2$$

$$\sum I = 0,065407 \text{ kg m}^2$$

4.3.7 Cálculo del torque

Para el cálculo del torque total se considera la sumatoria total de las inercias generados en cada uno de los elementos de la máquina y se la reemplaza en la **Ecuación 4.11**.

$$T = I \times \alpha$$

Para un mejor desarrollo de la **Ecuación 4.11**, se reemplaza la **Ecuación 4.10** en la **Ecuación 4.11** y se obtiene:

$$T = I \times \frac{\omega}{t}$$

$$T = 0,065407 \times \frac{368,61 \frac{rad}{seg}}{3 seg}$$

$$T = 0.065407 \text{kgm}^2 \times 119,54 \frac{rad}{seg^2}$$

$$T = 7,82 \text{ Nm}$$

4.3.8 Cálculo de la potencia

Para el cálculo de la potencia se considera la **Ecuación 4.12**

$$P = 7.82 \text{ Nm} \times 368.61 \frac{rad}{seg}$$

$$P = 2882,5 \text{ watts} \times 746 \frac{HP}{watts}$$

$$P = 3.86 \text{ HP}$$

4.4 CÁLCULO DE POLEAS

4.4.1 Cálculo de la potencia corregida o potencia de diseño

Para el cálculo de las poleas se aplica el siguiente procedimiento:

Se encuentra la potencia de diseño, para esto a la potencia transmitida se multiplica por un factor de servicio el cual depende del tipo de máquina, además del tiempo por el cual la máquina trabaja diariamente, para el cálculo se usará el factor de servicio, este será de 1.4 como se muestra en la **Tabla 4.1**, por tanto se tiene la siguiente ecuación:

$$P_C = H_D \times k \times n_d \quad [\text{Ecu. 4.13}]^{27}$$

Donde:

P_C = Potencia corregida o de diseño [Hp]

k = Factor de servicio (1.4)

H_D = Potencia transmitida o nominal [Hp]

n_d = Factor de seguridad

Aplicando la **Ecuación 4.13** se obtiene la potencia de diseño

$$P_C = (3,86 \times 1.4 \times 1)Hp$$

$$P_C = 5.4 Hp$$

²⁷ BUDYNAS R Diseño de Ingeniería Mecánica; Editorial McGraw-Hill; novena edición pág. 868.

	Motores de CA: par normal jaula de ardilla, síncrono, monofásico de tres conductores Motor CD; Excitados en derivación Motores: de combustión interna multicilindros.			Motores de CA: para repulsión inducción, una fase, devanado en serie, Motor CD: devanado en serie y compuesto Motores: mono cilíndrico, combustión interna; ejes de transmisión: embragues		
Horas en servicio diario	3-5	8-10	16-24	3-5	8-10	16-24
Agitadores para líquidos Sopladores y extractores Bombas centrifugas y sopladores Ventiladores hasta de 10 hp Transportadoras de servicio ligero.	1.0	1.1	1.2	1.1	1.2	1.3
Transportadores de banda para arena, grano, etc. Mezcladoras de harina Ventiladores hasta de 10hp Generadores Ejes de transmisión Maquinaria para lavanderías Herramientas máquinas Punzonadoras, prensas tarrajas Maquinaria de imprenta Bombas rotatorias de desplazamiento positivo Pantallas revolventoras y vibratorias.	1.1	1.2	1.3	1.2	1.3	1.4
Maquinaria para ladrillos Elevadores de cangilones Compresores de pistón Transportadores (arrastre, artesas, tornillo) Trituradora de martillos. Batidoras de fábricas de papel. Bombas de pistón Sopladores de desplazamiento positivo Pulverizadores Maquinaria de aserradero	1.2	1.3	1.4	1.4	1.5	1.6
Trituradoras (giratorias, de quijada, de rodillo) Molinos (de bolas de barras de tubo) Malacates. Laminadores extrusores y molinos de hule.	1.3	1.4	.5	1.5	1.6	1.8

Tabla 4. 1 Factores de seguridad de servicio.

Fuente: <http://www.slideshare.net/adrianperezdi/polea-y-correas>

Deteminación de la sección mas apropiada de la banda

Para determinar la sección apropiada de la banda se utilizará la **Figura 4.4**. Con los datos obtenidos de la potencia corregida y el número de revoluciones por minuto de las poleas se selecciona el tipo de banda a utilizar.

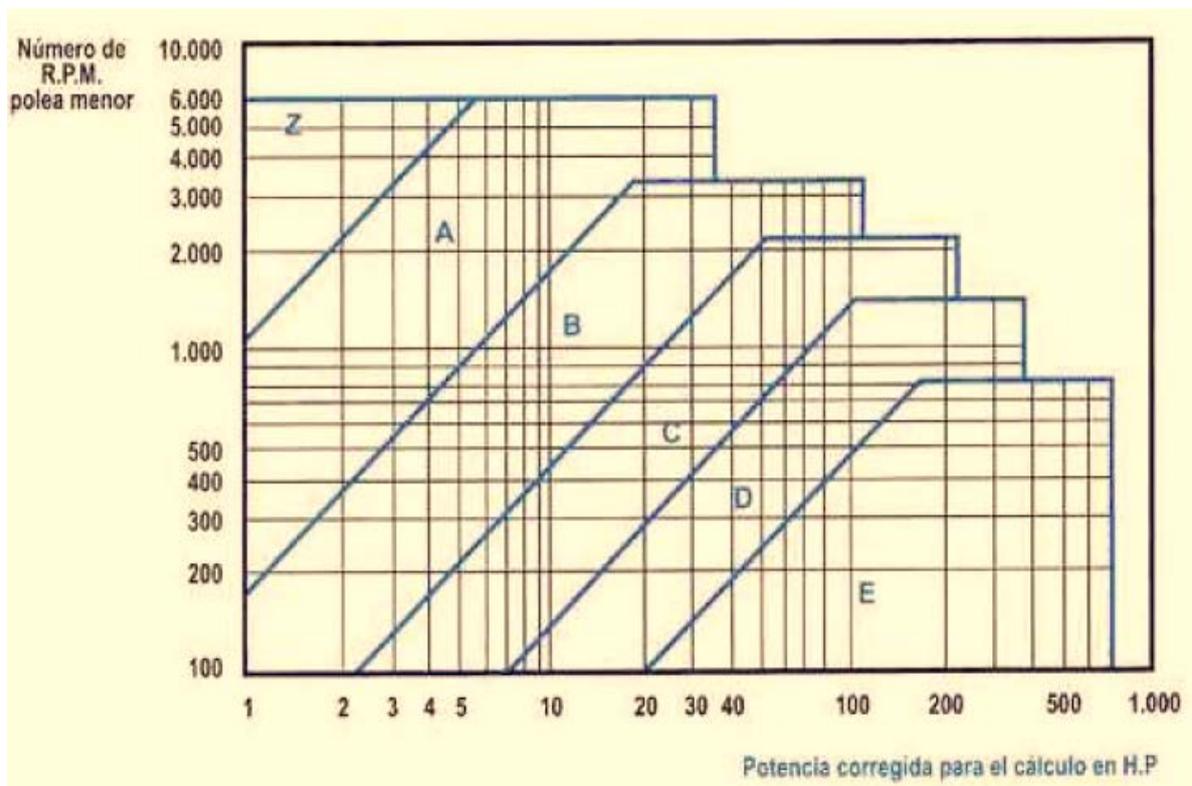


Figura 4.4 Selección del tipo de banda

Fuente: <http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn121.html>

De la **Figura 4.4** se puede elegir el tipo de banda con una potencia de diseño de 5.5 [Hp] y una velocidad de 3600rpm con estos datos se selecciona un banda de tipo A de (13mmx8mm) a continuación en la **Tabla 4.2** se mostrará las diferentes dimensiones de la banda o correa trapecial.

Elementos de las Correas Trapeciales

Sección de la correa ²⁸ mm	Z	A	B	C	D	E	F	β
10x6	13x8	17x11	22x14	32x19	38x25	51x30		
g	10	13	17	22	32	38	51	
D	51							32
	56							32
	61							34
	66	73	-	-	319	-	-	34
	71	83	136	189	344	-	-	34
	76	93	146	214	369	-	730	34
	77	98	-	-	-	-	-	34
	86	108	151	238	374	525	-	34
	-	-	-	-	419	585	780	-
	96	120	171	264	469	655	1030	36
	106	133	191	294	519	735	1280	36
	-	-	-	-	579	825	-	36
	118	148	211	329	649	925	1530	38
	131	168	235	369	729	1025	1780	38
	146	188	261	414	819	1145	-	38
	166	208	291	464	919	1275	2030	40
	186	232	326	514	1019	1425	2530	40
	206	258	366	574	1139	1625	3030	40
	230	288	441	644	1269	1825	4030	40
	256	323	461	724	1419	2025	-	40
286	363	511	814	1619	2265	-	40	
321	408	571	914	1819	2525	-	40	
361	458	641	1014	2019	2825	-	40	
hmin	12	14	17	24	30	36	42	
p	3	4	5.5	7	9.5	12.5	15	
d	D-6	D-8	D-11	D-14	D-19	D-25	D-30	
f	13	16	20	27	37	45	56	
a	8	10	13	17	24	30	37	
b	17	20	25	33	40	50	60	

Diámetros no unificados y no incluidos en la tabla UNI 490

Tabla 4. 2 Elementos de las correas trapeciales

Fuente: <http://www.slideshare.net/adrianperezdi/polea-y-correas>

²⁸ <http://www.slideshare.net/adrianperezdi/polea-y-correas>

4.4.2 Determinación del ángulo de contacto de la banda 1

$$\theta_2 = 2\cos^{-1}\left(\frac{D-d}{2C}\right) \quad [\text{Ecu. 4.14}]^{29}$$

Donde

θ_2 = Ángulo de contacto de la banda

D = Diámetro exterior polea 2 [m]

d = Diámetro exterior polea 1 [m]

C = Distancia entre centros [m]

$$\theta_2 = 2\cos^{-1}\left(\frac{0.230\text{m} - 0.115\text{m}}{2 \times 0.80\text{m}}\right)$$
$$\theta_2 = 171.75^\circ$$

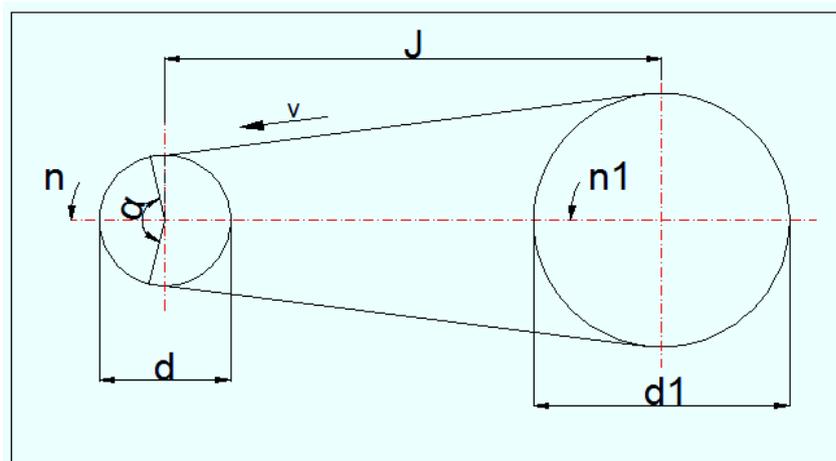


Figura 4. 5 El ángulo abrazado por la correa sobre la polea menor $< 180^\circ$

Fuente: Los Autores

²⁹ SHIGLEY J Manual de Diseño Mecánico; Editorial McGraw-Hill 3ª edición pág. 804-813

Sección de correa	10x6	13x18	17x11	22x14	32x19	38x25
Diámetro mínimo nominal	71	90	140	224	355	500
Diámetro mínimo admisible	63	80	125	200	315	450
Fuerza Tangencial	5	14	20	45	84	120
Potencia P` V=5m/s	0.3	0.9	1.3	3	5.5	7.9
Potencia P` V=10m/s	0.6	1.8	2.5	5.8	11	15
Potencia P` V=15m/s	0.9	2.5	3.5	7.9	15	21
Potencia P` V=20m/s	1	2.9	4.2	9.4	17	25
Potencia P` V=25m/s	1.1	3.1	4.5	10	18	27
Coeficientes de corrección de potencia si el ángulo de abrasado es menor de 180 se multiplica P' por:						
A	180	160	140	120		
F	1	0.9	0.89	0.83		
Coeficientes de corrección de potencia. En caso de sobrecarga se divide P' por:						
%	25	50	100	150		
M	1.1	1.2	1.4	1.6		

Tabla 4. 3 Medidas de las correas trapeciales.

Fuente: Prontuario de máquinas

4.4.3 Cálculo de la longitud de la banda 1

Según el Manual de Diseño Mecánico SHIGLEY J. la longitud de la banda se calcula mediante la **Ecuación. 4.15**.

$$L = 2C + \frac{\pi}{2} (D + d) \frac{(D-d)^2}{4C} \quad \text{[Ecu. 4.15]}^{30}$$

Donde:

L = Longitud de paso (o efectiva) de la banda [m]

D = Diámetro de la polea mayor. [m]

d = Diámetro de la polea menor. [m]

c = Distancia entre centros de la polea. [m]

³⁰ BUDINAS R. ; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill ; Novena edición; pág. 867

Aplicando la **Ecuación 4.15** obtenemos la longitud de la banda:

$$L = 2(0.71) + 1.57(0.23m + 0.155m) + \frac{(0.23m - 0.155m)^2}{4 \times 0.71m}$$

$$L = 1.42 + 0.604 + 1.98E - 03$$

$$L = 2.022m$$

Con esta longitud de banda se verifica el catálogo de DAYCO y se selecciona una banda tipo **A80**.

4.4.4 Cálculo del número de bandas

$$N_b = \frac{H_D}{H_{Tpb} \times F} \quad [\text{Ecu. 4.16}]^{31}$$

Donde:

N_b = Número de bandas

H_D = Potencia de diseño [Hp]

H_{Tpb} = Potencia transmitida [Hp]

F = Factor de corrección

Aplicando la **Ecuación 4.16**

$$N_b = \frac{5.5Hp}{(2 \times 0.99)Hp}$$

$$N_b = 3 \text{ bandas}$$

4.4.5 Determinación del ángulo de contacto de la banda ³²

Aplicando la **Ecuación 4.14** tenemos:

$$\theta_2 = 2\cos^{-1}\left(\frac{D - d}{2c}\right)$$

$$\theta_2 = 2\cos^{-1}\left(\frac{0.230m - 0.082m}{2 \times 0.124m}\right)$$

$$\theta_2 = 106.721^\circ$$

³¹ BUDINAS R. Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pág. 868

³² SHIGLEY J Manual de Diseño Mecánico; Editorial McGraw-Hill 3ª edición pág. 804-813

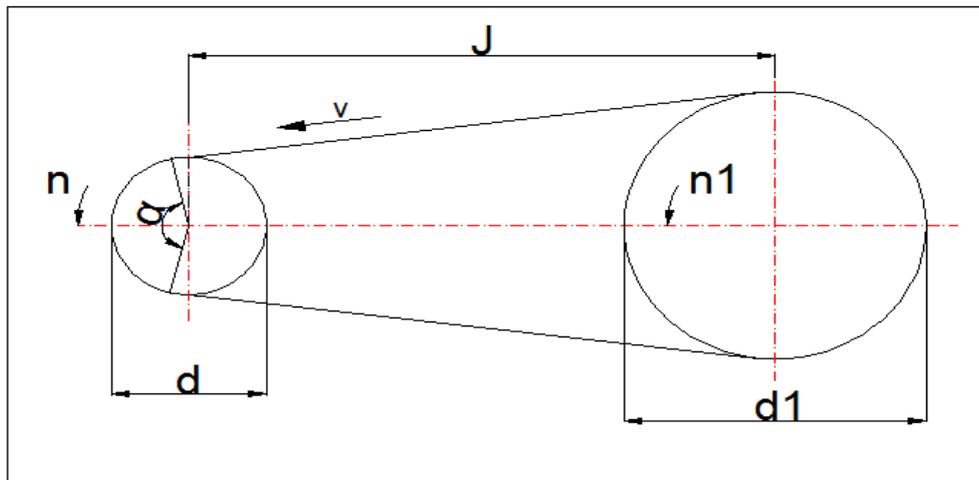


Figura 4. 6 .El ángulo abrazado por la correa sobre la polea menores $< 180^\circ$

Fuente: Los Autores

4.4.6 Cálculo de la longitud de la banda 2

Según el Manual de Diseño Mecánico SHIGLEY J., la longitud de banda se calcula mediante la **Ecuación 4.15**:

$$L = 2C + \frac{\pi}{2}(D + d) \frac{(D - d)^2}{4C}$$

$$L = 2(0.124m) + 1.57(0.23m + 0.082m) + \frac{(0.23m - 0.082m)^2}{4 \times 0.124m}$$

$$L = (0.284 + 0.49 + 0.044)m$$

$$L = 0.82 m$$

Determinado el radio de contacto y la velocidad periférica se puede escoger una banda de tipo A de 13x8mm según se demuestra en la **Tabla 4.2**.

Con esta longitud de banda se verifica en el catálogo de DAYCO y se selecciona una banda tipo **A33**.

4.4.7 Cálculo de las fuerzas en las bandas

Para determinar las fuerzas generadas en las bandas se necesita realizar un cálculo del torque generado en la polea 1.

En el cálculo del torque interviene la potencia generada por el motor y las revoluciones por minuto que posee el motor.

4.4.7.1 Cálculo del torque en la polea 1

$$T_{polea\ 1} = \frac{P}{w} \quad [\text{Ecu. 4.17}]^{33}$$

Donde:

$T_{polea\ 1}$ = Torque generado en la polea 1

P = Potencia del motor $[\frac{pie \times lb}{seg}]$

w = Velocidad angular $[\frac{rad}{seg}]$

Aplicando la **Ecuación 4.17**

$$T_{polea\ 1} = \frac{2200 \frac{pie \times lb}{seg}}{368.61 \frac{rad}{seg}}$$

$$T_{polea\ 1} = 6\ pie \times lb$$

$$T_{polea\ 1} = 8.13\ Nm$$

4.4.7.2 Cálculo de las fuerzas en las poleas 1 y 2

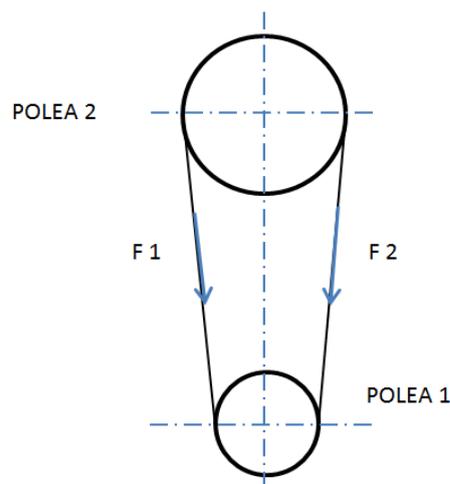


Figura 4. 7 Fuerzas que actúan en las poleas (1 y 2)

Fuente: Los Autores

³³ GERE J. ; Mecánica de materiales; Sexta edición ; Editorial Thomson ; pág. 218

Para el cálculo de las fuerzas en las poleas se describirá más adelante las diferentes fórmulas.

$$T_{polea1} = (F_1 - F_2)r_1 \quad [\text{Ecu. 4.18}]^{34}$$

Dónde:

$$T_{polea1} = \text{Torque de la polea 1} = 8.13 \text{ [Nm]}$$

$$F_1 = \text{Tensión en el lado tirante de la banda [N]}$$

$$F_2 = \text{Tensión en el lado flojo de la banda [N]}$$

$$r_1 = \text{Radio de la polea 1} = 0.057 \text{ [m]}$$

$$(F_1 - F_2) = \frac{T_{polea1}}{r_1}$$

$$(F_1 - F_2) = \frac{8.13Nm}{0.0575m}$$

$$(F_1 - F_2) = 142.12N$$

4.4.7.2.1 Cálculo del torque en la polea 2

$$T_{polea2} = (F_1 - F_2)r_2 \quad [\text{Ecu. 4.19}]$$

Donde:

$$T_{polea2} = \text{Torque polea 2 [Nm]}$$

$$F_1 - F_2 = \text{Fuerzas generadas en la banda [N]}$$

$$r_2 = \text{Radio de la polea 2} = 0.115 \text{ [m]}$$

Remplazando los datos en la **Ecuación 4.19**

$$T_{polea2} = 142.12N \times 0.115 m$$

$$T_{polea2} = 16.35 Nm$$

4.4.7.2.2 Cálculo de la F_1 y F_2 que actúan en la banda

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{f\theta} \quad [\text{Ecu. 4.20}]^{35}$$

³⁴ BUDYNAS J.; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pag.853

Donde:

$F_1 =$ Tensión en el lado tirante de la banda [N]

$F_2 =$ Tensión en el lado flojo de la banda [N]

$f =$ Coeficiente de rozamiento ; 0.35³⁶

$\theta =$ Ángulo de contacto de la banda; 3[rad]

Remplazando los datos en la **Ecuación 4.20**

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{0.35 \times 3}$$

$$\frac{F_1}{F_2} = 2.86$$

$$F_1 = 2.86F_2$$

El coeficiente de rozamiento de goma o cuero sobre metal es elegido mediante la **Tabla 4.4**

COEFICIENTES DE ROZAMIENTO DE DESLIZAMIENTO

MATERIALES EN CONTACTO	(Rozamiento en reposo)			(Rozamiento en movimiento)		
	En seco	Lubricado	Mojado con agua	En seco	Lubricado	Mojado con agua
Acero sobre acero	0,15	0,10	—	0,12	0,08	—
Acero sobre bronce	0,19	0,10	—	0,18	0,06	—
Acero sobre fundición gris	0,28	0,15	—	0,20	0,08	—
Acero sobre madera dura	0,56	0,10	—	0,50	0,09	0,24
Banda de acero sobre fundición	—	—	—	0,18	—	0,10
Bronce sobre bronce	—	—	—	0,20	—	0,15
Corcho sobre metal	0,60	0,25	0,62	0,25	0,12	0,25
Cuero sobre metal	—	—	—	0,35	0,30	—
Fundición gris sobre bronce	0,30	0,15	—	0,28	0,08	0,10
Fundición gris sobre fundición gris	0,28	0,10	—	0,20	0,08	0,15
Fundición gris sobre latón	0,28	—	—	0,20	0,08	—
Guarnición de freno sobre acero	—	—	—	0,45	—	—
Madera de álamo sobre acero	—	—	—	0,30	0,20	—
Madera de álamo sobre fundición	—	—	—	0,28	0,10	0,20
Poliamida 66 sobre acero	0,35	0,11	0,30	—	—	—
Poliamida 66 sobre poliamida 66	0,37	0,15	0,23	—	—	—
Tejido de algodón con resina artificial sobre acero o fundición	—	—	—	0,40	0,15	0,25
Tejido de amianto con resina artificial sobre acero o fundición	—	—	—	0,51	0,15	0,25

Tabla 4. 4 Coeficientes de rozamiento³⁷

Fuente: <http://www.lamerce.com/mecanic/images/fregament.pdf>

³⁵ SHIGLEY J. ; Manual del diseño mecánico; Editorial Mc Graw Hill Tomo I; Cuarta edición; pag.802

³⁶ SHIGLEY J. ; Manual del diseño mecánico; Editorial Mc Graw Hill Tomo I; Cuarta edición; pag.804

³⁷ <http://www.lamerce.com/mecanic/images/fregament.pdf>

Remplazando la **Ecuación 4.19** en la **Ecuación 4.20** se encuentra cada una de las fuerzas F_1 y F_2 que actúan en la banda de las poleas.

$$\begin{aligned}
 F_1 - F_2 &= 142.12 \text{ N} \\
 F_2 &= F_1 - 142.12 \text{ N} \\
 F_2 &= 2.86 F_2 - 142.12 \text{ N} \\
 2.86 F_2 - F_2 &= 142.12 \text{ N} \\
 F_2 &= 76.40 \text{ N} \\
 F_1 &= 218.52 \text{ N}
 \end{aligned}$$

4.4.7.2.3 Cálculo de la fuerza resultante en la banda

Por lo tanto la fuerza F_{T1} es igual a la suma de las fuerzas F_1 y F_2 :

$$\begin{aligned}
 F_{T1} &= F_1 + F_2 \\
 F_{T1} &= (76.40 + 218.52) \text{ N} \\
 F_{T1} &= 294.92 \text{ N}
 \end{aligned}$$

4.4.7.3 Cálculo de las fuerzas aplicadas en las poleas 2 y 3

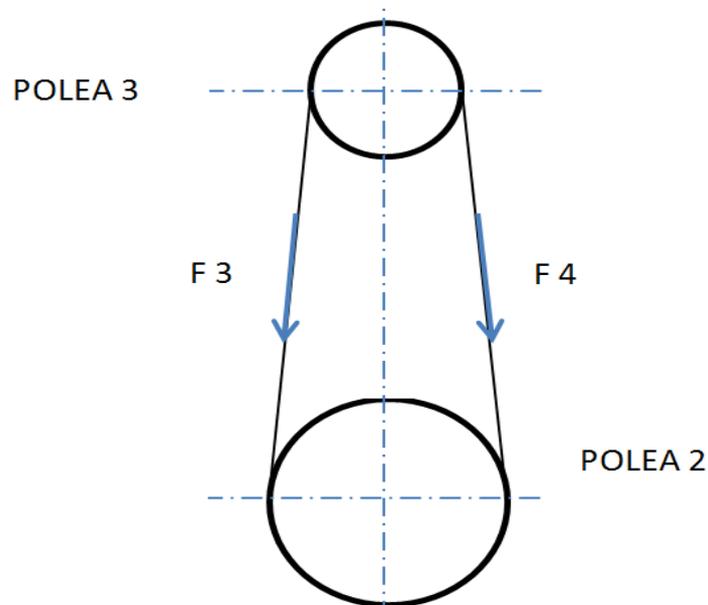


Figura 4. 8 Fuerzas que actúan en las poleas (2 y 3)

Fuente: Los Autores

$$T_{polea2} = (F_3 - F_4)r_2 \quad [\text{Ecu. 4.21}]^{38}$$

Donde:

$$T_{polea2} = \text{Torque de la polea 2} = 16.35 \quad [\text{Nm}]$$

$$F_3 = \text{Tensión e el lado tirante de la banda} \quad [\text{N}]$$

$$F_4 = \text{Tensión en el lado flojo de la banda} \quad [\text{N}]$$

$$r_2 = \text{Radio de la polea 2} = 0.115 \quad [\text{m}]$$

$$(F_3 - F_4) = \frac{T_{polea2}}{r_2}$$

$$(F_3 - F_4) = \frac{16.35\text{Nm}}{0.115\text{m}}$$

$$(F_3 - F_4) = 142.17\text{N}$$

4.4.7.3.1 Cálculo del torque en la polea 3

$$T_{polea3} = (F_3 - F_4)r_3 \quad [\text{Ecu. 4.22}]$$

Donde:

$$T_{polea3} = \text{Torque polea 3} \quad [\text{Nm}]$$

$$F_3 - F_4 = \text{Fuerzas generadas en la banda} \quad [\text{N}]$$

$$r_3 = \text{Radio de la polea 3} = 0.041 \quad [\text{m}]$$

Remplazando los datos en la **Ecuación 4.22.**

$$T_{polea3} = (142.17\text{N}) \times 0.041\text{m}$$

$$T_{polea3} = 5.82 \text{ Nm}$$

4.4.7.3.2 Cálculo de la F_3 y F_4 que actúan en la banda.

$$\frac{F_3}{F_4} = e^{f\theta} \quad [\text{Ecu. 4.23}]^{39}$$

Donde:

$$F_3 = \text{Tensión en el lado tirante de la banda} \quad [\text{N}]$$

$$F_4 = \text{Tensión en el lado flojo de la banda} \quad [\text{N}]$$

³⁸ BUDYNAS J.; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Novena edición; pag.853

³⁹ SHIGLEY J. ; Manual del diseño mecánico; Editorial Mc Graw Hill Tomo I; Cuarta edición; pag.802

$f = \text{Coeficiente de rozamiento ; } 0.35^{40}$

$\theta = \text{Ángulo de contacto de la banda; } 1.86 \quad [\text{rad}]$

Remplazando los datos en la **Ecuación 4.23**.

$$\frac{F_3}{F_4} = e^{0.35 \times 1.86}$$

$$\frac{F_3}{F_4} = 1.747$$

$$F_4 = 1.747 F_2$$

Remplazando la **Ecuación 4.21** en la **Ecuación 4.23** se encuentra cada una de las fuerzas (F_1 y F_2). que actúan en la banda de las poleas.

$$F_3 - F_4 = 142.17 \text{ N}$$

$$1.747 F_4 - F_4 = 142.17 \text{ N}$$

$$F_4 = \frac{142.17 \text{ N}}{0.747}$$

$$F_4 = 190.32 \text{ N}$$

$$F_3 = 332.49 \text{ N}$$

4.4.7.3.3 Cálculo de la fuerza resultante en la banda

$$F_{T2} = F_3 + F_4$$

$$F_{T2} = (190.32 + 332.49) \text{ N}$$

$$F_{T2} = 522.81 \text{ N}$$

4.5 DISEÑO DE EJES

4.5.1 Diseño de ejes para polea 4

Para determinar el diámetro del eje se realiza un cálculo previo para obtener las fuerzas que actúan sobre el mismo.

4.5.1.1 Cálculo del momento en la polea 3

$$M = F_{T2} \times r \quad [\text{Ecu. 4.24}]$$

$$M = 522,81 \text{ N} \times 0.041 \text{ m}$$

⁴⁰ SHIGLEY J. ; Manual del diseño mecánico; Editorial Mc Graw Hill Tomo I; Cuarta edición; pag.804

$$M = 21.43Nm$$

4.5.1.2 Cálculo de la fuerza en el rodillo

$$F_{T3} = \frac{M}{r_{rodillo}}$$

$$F_{T3} = \frac{21.43Nm}{0.03m}$$

$$F_{T3} = 714.5N$$

4.5.1.3 Cálculo de las fuerza del eje para polea 4

Para el cálculo correcto del eje, se debe realizar un diagrama adecuado **Figura 4.9**, en el cual se debe presentar la distribución de cada una de las fuerzas que intervienen en el eje con sus dimensiones correctas.

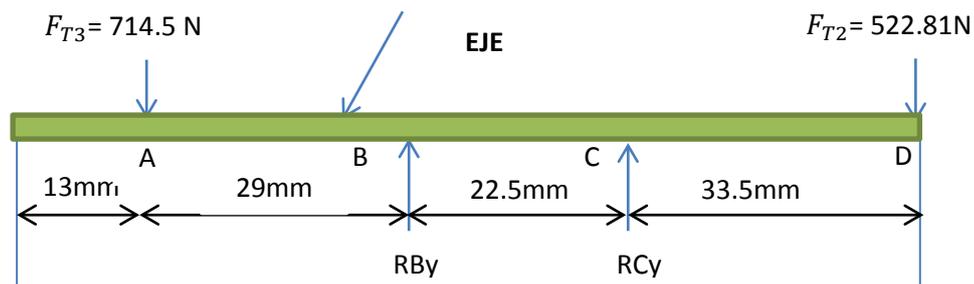


Figura 4. 9 Diagrama de las fuerzas que actúan en el eje de la polea

Fuente: Los Autores

Empezando con el analisis de las fuerzas en el plano Y- Z.

$$\sum F_Y = 0 \quad [\text{Ecu. 1}]$$

$$F_{T2} - RB_y - RC_y + F_{T2} = 0$$

$$F_{T3} + F_{T2} = RB_y + RC_y$$

$$RB_y + RC_y = 1237.31N \quad (\text{Ecu 1.1})$$

$$\begin{aligned} \sum MB &= 0 \text{ [Ecu. 2]} \\ -29\text{mm} \cdot F_{T3} + 22.5\text{mm} \cdot RC_y + 56F_4 &= 0 \\ -29\text{mm} \times 714.5\text{ N} + 22.5\text{mm} \cdot RB_y + 56\text{mm} \times 522.81\text{N} &= 0 \\ RB_y &= \frac{8556.86\text{Nmm}}{22.5\text{mm}} \\ RB_y &= 380.3\text{N} \text{ (Ecu 2.1)} \end{aligned}$$

Remplazando la ecuación 2.1 en la ecuación 1.1 y se obtiene:

$$RC_y = 857\text{N}$$

Diagrama de fuerza

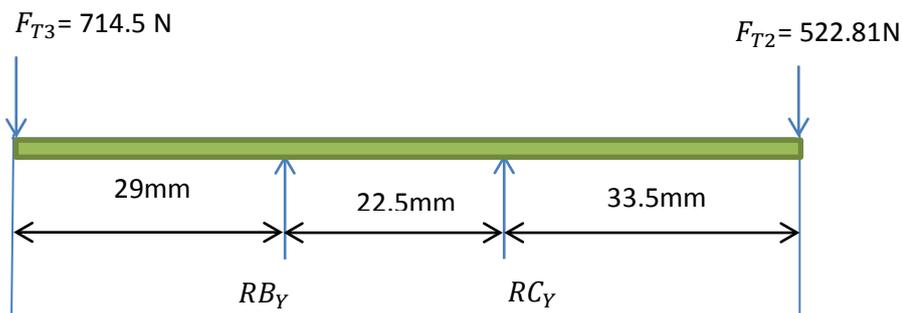


Figura 4. 10 Diagrama de cuerpo libre del eje de la polea 4 plano X - Z

Fuente: Los Autores

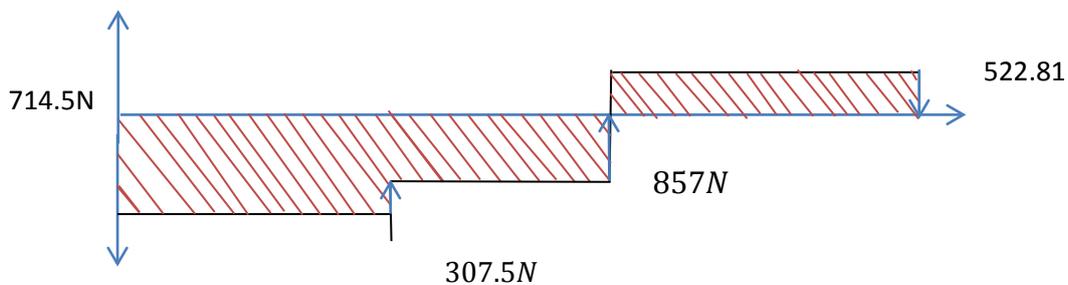


Figura 4. 11 Diagrama de fuerzas cortantes para el eje en el plano X-Z

Diagrama de Momentum

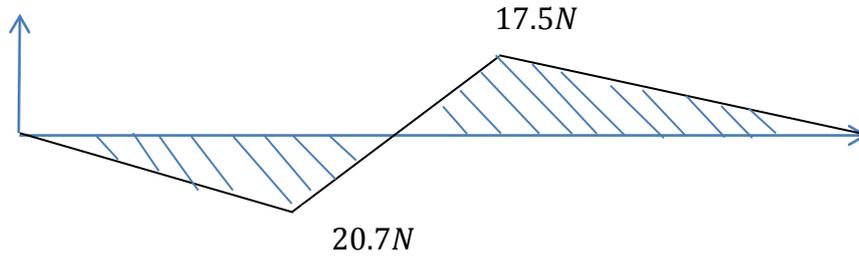


Figura 4. 12 Diagrama de momento flector para el eje en el plano X- Z

Fuente: Los Autores

$$M = F \times d \quad \text{[Ec. 4.25]}$$

$$M_1 = 714.5N \times 0.029m$$

$$M_1 = 20.72 N m$$

$$M_2 = 522.81 N \times 0.0 335m$$

$$M = 17.51 N m$$

4.5.1.4 Cálculo del diámetro del eje

$$0.6Sy = \sqrt{\left(\frac{32M}{\pi d^3}\right)^2 + 3\left(\frac{16T}{\pi d^3}\right)^2} \quad \text{[Ecu. 4.26]}$$

Remplazando los datos del torque y fuerza

$$0.6(108 \times 10^7 \frac{N}{m^2}) = \sqrt{\left(\frac{32M}{\pi d^3}\right)^2 + 3\left(\frac{16T}{\pi d^3}\right)^2}$$

$$648 \times 10^6 \frac{N}{m^2} = \sqrt{\left(\frac{663.2 Nm}{\pi d^3}\right)^2 + 3\left(\frac{341.94Nm}{\pi d^3}\right)^2}$$

$$648 \times 10^6 \frac{N}{m^2} = \sqrt{\left(\frac{211.2}{d^3}\right)^2 + 3\left(\frac{108.84}{d^3}\right)^2}$$

$$4.19 \times 10^6 \frac{N^2}{m^4} = \left(\frac{211.2}{d^3}\right)^2 + 3\left(\frac{108.84}{d^3}\right)^2$$

$$4.19 \times 10^{17} \frac{N^2}{m^4} = \frac{44605.5 N^2/m^2}{d^6} + 3 \left(\frac{11846.14 N^2/m^2}{d^6} \right)$$

$$4.19 \times 10^{17} \frac{N^2}{m^4} = \frac{44605.5 N^2/m^2}{d^6} + \frac{35538.43 N^2/m^2}{d^6}$$

$$d^6 = \frac{80143.87/m^2}{4.19 \cdot E^{17} N^2/m^4}$$

$$d = 0.0079m$$

Seleccionando un factor de seguridad de 2.5, referencia en el **Anexo E**.

$$d_{eje1} = 0.0079m \times 2.5$$

$$d_{eje1} = 0.0020m$$

$$d_{eje} = 20mm$$

Las propiedades del acero seleccionado para la fabricación del eje se encuentran en el **Anexo G**.

4.5.2 Dimensiones de las chavetas

Las función principal de las cuñas o chavetas es la de fijar a la polea sobre su eje y también el de transmitir movimiento de rotación desde un eje hasta el elemento que la soporta.

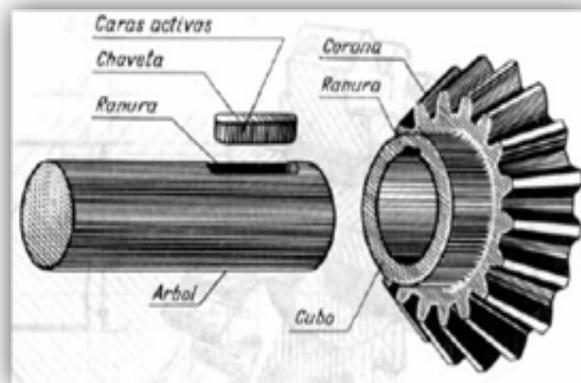


Figura 4. 13 Representación del montaje de una chaveta

Fuente: http://www.monografias.com/trabajos66/chavetas-lenguetas/chavetas_lenguetas.shtml

La diferencia entre chaveta y lengüeta radica en su forma de ajustar. La *chaveta* actúa en forma de cuña, logrando una fuerte unión entre las piezas, tanto respecto a la rotación como a la traslación, por la presión que ejercen las caras superior e inferior de la chaveta; sin embargo, pueden presentar el problema de originar una ligera excentricidad entre las piezas; además, no se pueden utilizar en caso de árboles cónicos. Por su parte, la *lengüeta* es de caras paralelas y ajusta lateralmente, pero sin ejercer presión radial, permitiendo en determinados casos el desplazamiento axial entre las piezas.

4.5.2.1 Selección del material

Se elige un acero (Bohler E910 “AISI 1010”), con una resistencia última de $320 \frac{N}{mm^2}$ y un límite a la fluencia de $180 \frac{N}{mm^2}$. Es un acero para la fabricación de piezas pequeñas tales como chavetas, pasadores y prisioneros, exigidas principalmente al desgaste.

La longitud del cubo de una polea por lo general es mayor que el diámetro del eje para que exista estabilidad.

4.5.2.2 Dimensiones de chavetas y chaveteros según norma.



Figura 4. 14 Dimensiones de Chavetas y Chaveteros

Fuente: http://www.monografias.com/trabajos66/chavetas-lenguetas/chavetas_lenguetas.shtml

Chaveta paralela S/DIN-6885/1		Chaveta de cuña S/DIN-6886				Chaveta de cuña con cabeza S/DIN-6887			
Ø Eje d (mm) desde- hasta	Medidas chaveta b x h mm	Medidas del chavetero en el cubo				Medidas del chavetero en el eje para chavetas paralelas y de cuña		Medidas de los ejes en el cubo de la rueda	
		Chaveta paralela S/DIN 6885/1		Chaveta de cuña S/DIN 6886 y 6887		t ₁ m/m	Tol. admisible (en altura) m/m	Ø m/m desde- hasta	Tol. H-7 m/m
d + t ₂ m/m	Tol. Admisible (en altura) m/m	d + t ₂ m/m	Tol. admisible (en altura) m/m						
17-22	6x6	d+2,6	+0,1	d+2,1	+0,1	3,5	+0,2	10-18	+0,018 0
22-30	8x7	d+3,0		d+2,4		4,1			
30-38	10x8	d+3,4	d+2,8	4,7					
38-44	12x8	d+3,2	d+2,6	4,9					
44-50	14x9	d+3,6	d+2,9	5,5					
50-58	16x10	d+3,9	d+3,2	6,2					
58-65	18x11	d+4,3	d+3,5	6,8					
65-75	20x12	d+4,7	d+3,9	7,4					
75-85	22x14	d+5,6	d+4,8	8,5					
85-95	25x14	d+5,4	d+4,6	8,7					
95-110	28x16	d+6,2	d+5,4	9,9	+0,3	180-250	+0,046 0		
110-130	32x18	d+7,1	d+6,1	11,1					
130-150	36x20	d+7,9	d+6,9	12,3					
150-170	40x22	d+8,7	d+7,7	13,5					
170-200	45x25	d+9,9	d+8,9	15,3					
200-230	51x28	d+11,2	d+10,1	17					
230-260	56x32	d+12,9	d+11,8	19,3					
260-290	63x32	d+12,6	+0,3	d+11,5		+0,3	400-500	+0,063 0	

Tabla 4. 5 Dimensiones de chavetas y chaveteros. ⁴¹
Fuente: <http://www.jymsoldevilla.net/htm/ruedas/chavet.pdf>

La chaveta deberá dimensionarse de manera que pueda transmitir el mismo par de torsión que el eje correspondiente, para esto también se debe considerar el ajuste que debe tener la chaveta al eje, para el proceso se utilizará un tipo de ajuste ligero.

Zona de tolerancia en el ancho de los chaveteros

TIPO DE AJUSTE	Chavetero Eje	Chavetero Rueda
A Presión	P9	P9
Ligero	N9	J9
Deslizante	H8	D10

Tabla 4. 6 Selección del ajuste de la chaveta en el eje
Fuente: Los Autores

⁴¹ <http://www.jymsoldevilla.net/htm/ruedas/chavet.pdf>

La longitud de la chaveta deberá ser como mínimo o igual a 1,5 veces el diámetro del eje, por ende la longitud del chavetero será:

$$L = \text{Diámetro del eje} \times 1.5 \quad [\text{Ecu. 4.27}]^{42}$$

$$L = 20 \times 1,5$$

$$L = 30\text{mm}$$

Es importante tener en cuenta que los chaveteros de eje y rueda deberán tener los bordes redondeados para evitar grietas y posteriores roturas.

Mediante la **Tabla 4.5** y el diámetro del eje 20 mm, se elige una chaveta de la siguiente forma:

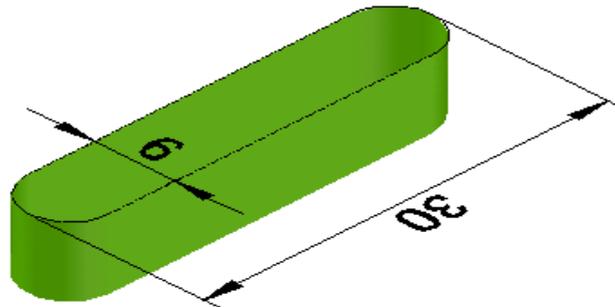


Figura 4.15 Dimensiones del chavetero

Fuente: Los Autores

La **Tabla 4.5** también proporciona los valores para el alojamiento o la ranura de la chaveta, la cual tendrá una profundidad de 3.5mm.

4.6 DISEÑO DE RODAMIENTOS

4.6.1 Selección del rodamiento para la polea 2⁴³

Cada tipo de rodamiento presenta propiedades características que dependen de su diseño y que lo hacen más o menos adecuado para una aplicación determinada. Por ejemplo, los rodamientos rígidos de bolas pueden soportar cargas radiales moderadas, así

⁴² Dimensiones Chaveteros y Chavetas. Pdf

⁴³ <http://www.skf.com/skf/productcatalogue/jsp/calculation>

como cargas axiales. Tienen una baja fricción y pueden ser fabricados con una gran precisión y con un diseño de funcionamiento silencioso. Por tanto, estos rodamientos son los preferidos para los motores eléctricos de tamaño pequeño y mediano.

A continuación, se describen algunos de los factores más importantes a considerar a la hora de seleccionar un tipo de rodamiento estándar, y facilitar así una elección apropiada:

- Espacio disponible
- Cargas
- Precisión
- Funcionamiento silencioso
- Montaje y desmontaje

La selección se realizó mediante el software proporcionado por la página oficial de Rodamientos SKF, partiendo de las fuerzas axiales, velocidad y diámetro del eje.

En la selección de rodamientos se debe considerar que, un cojinete está sometido a cargas dinámicas y cargas estáticas o radiales, dado que no existen cargas axiales se procederá a calcular la carga resultante radial.

En la selección de los rodamientos de la máquina se utilizan las reacciones generadas en la polea 2.

Los rodamientos de una hilera de bolas SKF pueden soportar cargas radiales elevadas y altas velocidades.

4.6.1.1 Cálculo del rodamiento en la polea 2

La capacidad de carga dinámica en función de las horas de servicio está dada por la siguiente ecuación:

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P} \right)^p \quad [\text{Ecu. 4.28}]^{44}$$

Donde:

L_{10h} = Vida nominal, en horas de servicio

n = Velocidad de rotación [rpm]

C = Capacidad de carga dinámica [(kN)]

P = Carga dinámica equivalente [kN]

p = Exponente de la fórmula de vida

- $p = 3$ Para rodamientos de bolas⁴⁵
- $p = \frac{10}{3}$ Para rodamientos de rodillos

La vida nominal en horas de servicio es recomendada para cada tipo de máquina, y está expresada en la **Tabla 4.7**.

CLASE DE MAQUINA	L_h
Maquinas para trabajo continuo. 24 horas al día: caja de engranes para laminadoras, maquinas eléctricas de tamaño medio, compresores, torno de extracción para minas, bombas y maquinaria textil.	40000 - 50000
Maquinaria para abastecimiento de agua, hornos giratorios, maquinas cableadas y maquinas de propulsión para trasatlánticos.	60000 - 100000
Maquinaria eléctrica de gran tamaño, centrales eléctricas, ventiladores y bombas para minas, y rodamientos para líneas de ejes para trasatlánticos.	10000

Tabla 4. 7 Valores prácticos de duración nominal L_h para diferentes tipos de maquinas⁴⁶

Fuente: Rodamientos. Pdf

⁴⁴ Catálogo general SKF, pág. 52

⁴⁵ Catálogo General SKF, pág. 53

⁴⁶ <http://www2.ula.ve/dsiportal/dmdocuments/elementos/RODAMIENTOS.pdf>

Donde:

$L_h =$ Vida nominal en horas de servicio

El valor recomendado para máquinas de trabajo continuo es de:

$$40000 \leq L_{10h} \leq 50000$$

Para el diseño de la máquina pulidora se trabajará con el valor más crítico, con 50000 horas de servicio, y la velocidad angular de la polea 2 es de 1760 rpm. Por tanto la capacidad de carga dinámica es:

$$C = 88,4kN$$

La capacidad de carga dinámica se obtendrá mediante las tablas de rodamientos que se especifican en el **ANEXO C**, su selección es mediante diseño de partes para la máquina.

Con la capacidad de carga dinámica y la duración de la vida nominal en horas de servicio del rodamiento, se aplica la **Ecuación. 4.28** para determinar la carga dinámica equivalente.

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P} \right)^p$$
$$P = \frac{C}{\sqrt[p]{\frac{L_{10h}(60n)}{10^6}}}$$
$$P = 10,93 kN$$

4.6.1.2 Cargas equivalentes y vida nominal⁴⁷

4.6.1.2.1 Cálculo de la fuerza radial

Con la capacidad de carga dinámica equivalente se aplica la **Ecuación 4.29** para determinar la fuerza radial:

⁴⁷ <http://www.skf.com.co>

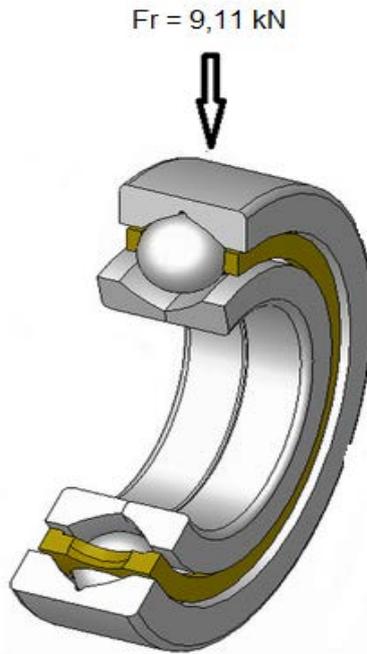


Figura 4. 16 Aplicación de la carga radial en el rodamiento

Fuente: Los Autores

$$F_r = \frac{P}{V} \quad [\text{Ecu. 4. 29}]^{48}$$

Donde:

F_r = Fuerza radial

P = Carga dinámica equivalente

V = Factor para corrección de las diferentes condiciones de rotación.

- $V = 1$ para giro del arco interior.
- $V = 1,2$ para giro de arco exterior.

$$F_r = \frac{10,93kN}{1,2}$$

$$F_r = 9,11kN$$

Para el cálculo de los rodamientos con los datos ya obtenidos, se utiliza el programa de Rodamientos en la página oficial de SKF, para determinar cuál rodamiento es adecuado para el trabajo a ejecutar.

⁴⁸ http://www.imac.unavarra.es/web_imac/pages/docencia/asignaturas/DyCDM/DyCDM_Cap6.pdf

Principal dimensions			Basic load ratings		Speed ratings		Designation
d	D	B	dynamic C	static C_0	Reference speed	Limiting speed	* SKF Explorer bearing
mm			kN		r/min		-
120	180	28	88,4	80	7500	3800	6024-2Z *

Calculation factors
 k_f 0,025
 f_0 16

Tabla 4. 8 Selección del rodamiento para la polea 2

Fuente: <http://www.skf.com/skf/productcatalogue>

Bearing life, Equivalent dynamic bearing load

Select bearing internal radial clearance:

Select from list

F_r Radial load: kN

F_a Axial load on bearing: kN

n_i Rotational speed of inner ring: r/min

Bearing operating temperature: °C

Grease used in the bearing:

Select from list

Tabla 4. 9 Datos de cálculo

Fuente: <http://www.skf.com/skf/productcatalogue>

Results	
L_{10mh} SKF rating life, operating hours	432600 hour
a_{SKF} SKF life modification factor a _{SKF}	50
κ Viscosity ratio	35.3
P Equivalent dynamic bearing load	9.11 kN
η_c Factor for contamination level	0.785
v₁ Required kinematic viscosity for κ=1	7.29 mm ² /s
L_{10h} Basic rating life, operating hours	8650 hour
L₁₀ Shielded bearing grease life	◆ hour
C/P Load ratio	9.7

Select bearing internal radial clearance Select from list	Normal internal radial clearance
F_r Radial load	9.11 kN
F_a Axial load on bearing	0 kN
n_i Rotational speed of inner ring	1760 r/min
Bearing operating temperature Bearing outer ring	25 °C
Grease used in the bearing Select from list	MT33
Viscosity at 40 °C	100.0 mm ² /s
Viscosity at 100 °C	10.0 mm ² /s

Tabla 4. 10 Cargas equivalentes y vida nominal⁴⁹

Fuente: <http://www.skf.com/skf/productcatalogue>

⁴⁹ <http://www.skf.com/skf/productcatalogue>

El rodamiento que cumple con los requerimientos antes mencionados, es un rodamiento de bolas, su designación y características se expresan en la **Tabla 4.11**:

Dimensiones principales			Capacidades de carga		Carga límite de fatiga P_u	Velocidades		Masa	Designación
d	D	B	C	C_0		Velocidad de referencia	Velocidad límite		
mm			kN		kN	rpm	kg	* - Rodamiento SKF Explorer	
120	180	28	88,4	80	2,75	7500	4800	2,05	6024 *
120	180	28	88,4	80	2,75	-	2200	2,05	6024-2RS1 *
120	180	28	88,4	80	2,75	7500	3800	2,05	6024-ZZ *
120	180	28	88,4	80	2,75	-	2200	2,05	6024-RS1 *
120	180	28	88,4	80	2,75	7500	4800	2,05	6024-Z *
120	215	40	146	118	3,9	6300	4000	5,15	6224
120	215	40	146	118	3,9	6300	3200	5,15	6224-ZZ
120	215	40	146	118	3,9	6300	4000	5,15	6224-Z
120	260	55	208	186	5,7	5600	3400	12,5	6324
130	165	18	37,7	43	1,6	8000	4800	0,93	61826
130	165	18	37,7	43	1,6	-	2200	0,93	61826-2RS1
130	165	18	37,7	43	1,6	8000	3800	0,93	61826-2RZ
130	180	24	65	67	2,28	7500	4500	1,85	61926
130	200	22	83,2	81,5	2,7	7000	4300	2,35	16026 *
130	200	33	112	100	3,35	7000	4300	3,15	6026 *
130	200	33	112	100	3,35	-	2000	3,15	6026-2RS1 *
130	200	33	112	100	3,35	7000	3400	3,15	6026-ZZ *
130	200	33	112	100	3,35	-	2000	3,15	6026-RS1 *
130	200	33	112	100	3,35	7000	4300	3,15	6026-Z *
130	230	40	156	132	4,15	5600	3600	5,80	6226
130	230	40	156	132	4,15	5600	3000	5,80	6226-ZZ

Tabla 4. 11 Características del rodamiento⁵⁰

Fuente: <http://www.skf.com/skf/productcatalogue>

4.6.2 Cálculo de los rodamientos en los rodillos

Para el cálculo de los rodamientos en los rodillos, se aplica las ecuaciones de los cálculos anteriores.

El valor recomendado para máquinas de trabajo continuo es de:

$$40000 \leq L_{10h} \leq 50000$$

En el diseño de la máquina se trabajará con el valor más crítico, es decir 50000 horas de servicio, y como la rotación de la polea 3 es de 4930 rpm. Por tanto la capacidad de carga dinámica es:

$$C = 9,95 \text{ kN}$$

⁵⁰ <http://www.skf.com/skf/productcatalogue>

La capacidad de carga dinámica se la obtiene mediante las tablas de rodamientos que se especifican en el **ANEXO C**, su selección es mediante diseño de partes para la máquina.

Con la capacidad de carga dinámica y la duración de la vida nominal en horas de servicio del rodamiento, se aplica la **Ecuación 4.28** para determinar la carga dinámica equivalente.

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P} \right)^p \approx P = \frac{C}{\sqrt[p]{\frac{L_{10h}(60n)}{10^6}}}$$

$$P = 0,873 \text{ kN}$$

4.6.2.1 Cargas equivalentes y vida nominal de los rodamientos en los rodillos

Con la capacidad de carga dinámica equivalente se aplica la **Ecuación 4.29** para determinar la Fuerza radial.

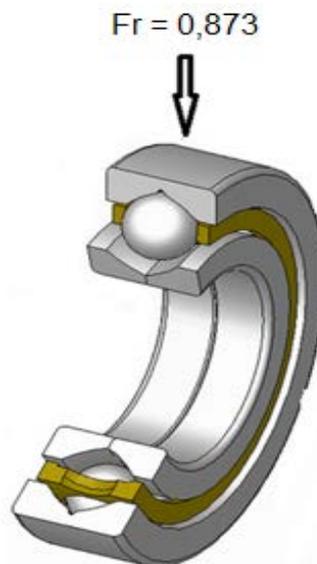


Figura 4. 17 Aplicación de la carga radial en el rodamiento

Fuente: Los Autores

$$F_r = \frac{P}{V}$$

F_r = Fuerza radial

P = Carga dinámica equivalente

V = Factor para corrección de las diferentes condiciones de rotación.

- $V = 1$ Para giro del arco interior.
- $V = 1,2$ Para giro de arco exterior.

$$F_r = \frac{0,873kN}{1,2}$$

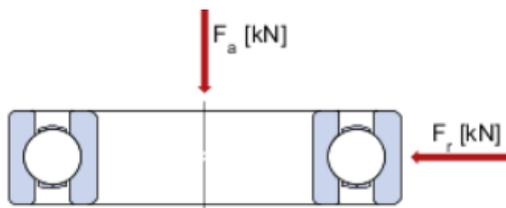
$$F_r = 0,7275kN$$

Principal dimensions			Basic load ratings		Speed ratings		Designation
d	D	B	dynamic C	static C ₀	Reference speed	Limiting speed	
mm			kN		r/min		* SKF Explorer bearing
20	42	12	9,95	5	38000	19000	6004-2Z *

Calculation factors
 k_r 0,025
 f_0 14

Tabla 4. 12 Selección del rodamiento para los rodillos

Fuente: <http://www.skf.com/skf/productcatalogue>



Bearing life, Equivalent dynamic bearing load

Select bearing internal radial clearance: Normal internal radial clearance

Select from list

F_r Radial load: 0,7275 kN

F_a Axial load on bearing: 0,0018 kN

n_i Rotational speed of inner ring: 4930 r/min

Bearing operating temperature: 25 °C

Grease used in the bearing: MT47

Select from list

Calculate Reset

Tabla 4. 13 Datos de cálculo

Fuente: <http://www.skf.com/skf/productcatalogue>

Results	
L_{10mh} SKF rating life, operating hours	170800 hour
a_{SKF} SKF life modification factor a _{SKF}	19.8
κ Viscosity ratio	18.4
P Equivalent dynamic bearing load	0.728 kN
η_c Factor for contamination level	0.467
v₁ Required kinematic viscosity for κ=1	9.77 mm ² /s
L_{10h} Basic rating life, operating hours	8630 hour
L₁₀ Shielded bearing grease life	◆ hour
C/P Load ratio	13.7

Tabla 4. 14 Datos de cálculo 2

Fuente: <http://www.skf.com/skf/productcatalogue>

Input parameters

Select bearing internal radial clearance Select from list	Normal internal radial clearance
F_r Radial load	0.7275 kN
F_a Axial load on bearing	0.0018 kN
n_i Rotational speed of inner ring	4930 r/min
Bearing operating temperature Bearing outer ring	25 °C
Grease used in the bearing Select from list	MT47
Viscosity at 40 °C	70.0 mm ² /s
Viscosity at 100 °C	7.3 mm ² /s

Equivalent dynamic bearing load : 6004-2Z +

Tabla 4. 15 Cargas equivalentes y vida nominal

Fuente: <http://www.skf.com/skf/productcatalogue>

El rodamiento que cumple con los requerimientos antes mencionados, es un rodamiento de bolas, su designación y características se expresan en la **Tabla 4.16**.

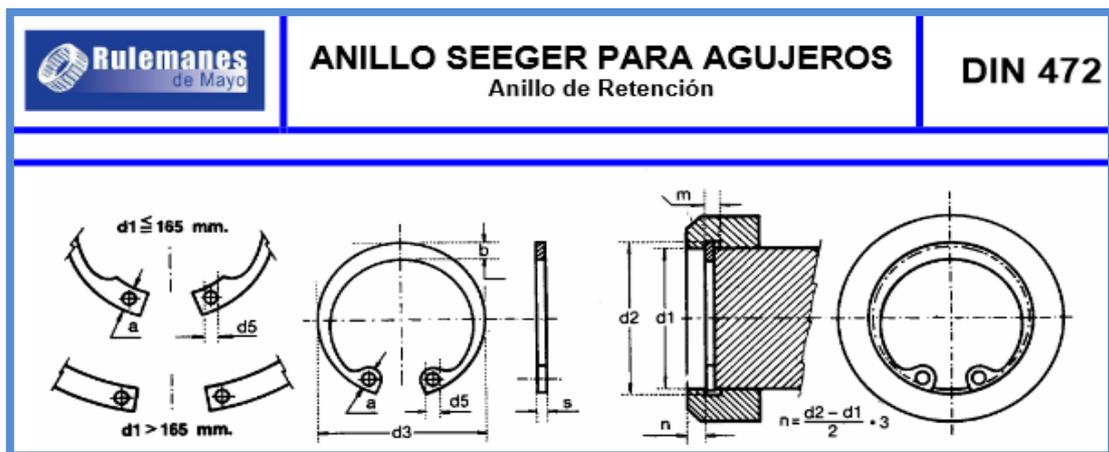
Rodamientos rígidos de bolas, de una hilera									
Dimensiones principales		Capacidades de carga		Carga límite de fatiga P _u	Velocidades		Masa	Designación	* - Rodamiento SKF Explorer
d	D	B	C		C ₀	Velocidad de referencia			
mm			kN		kN	rpm		kg	
20	42	12	9,95	5	0,212	38000	24000	0,069	6004 *
20	42	12	9,95	5	0,212	-	11000	0,069	6004-2RSH *
20	42	12	9,95	5	0,212	38000	19000	0,069	6004-2RSL *
20	42	12	9,95	5	0,212	38000	19000	0,069	6004-2Z *
20	42	12	9,95	5	0,212	-	11000	0,069	6004-RSH *
20	42	12	9,95	5	0,212	38000	24000	0,069	6004-RSL *
20	42	12	9,95	5	0,212	38000	24000	0,069	6004-Z *
20	42	16	9,36	5	0,212	-	11000	0,086	63004-2RS1
20	47	14	13,5	6,55	0,28	32000	20000	0,11	6204 *
20	47	14	15,6	7,65	0,325	32000	20000	0,096	6204 ETN9
20	47	14	13,5	6,55	0,28	-	10000	0,11	6204-2RSH *
20	47	14	13,5	6,55	0,28	32000	17000	0,11	6204-2RSL *
20	47	14	13,5	6,55	0,28	32000	17000	0,11	6204-2Z *
20	47	14	13,5	6,55	0,28	-	10000	0,11	6204-RSH *
20	47	14	13,5	6,55	0,28	32000	20000	0,11	6204-RSL *

Tabla 4. 16 Características del rodamiento

Fuente: <http://www.skf.com/skf/productcatalogue>

4.6.3 Selección del anillo Seeger

Anillo elástico empleado para situar y bloquear un gorrón, en el interior de un agujero, o un manguito, sobre un eje, cuando se desea conservar la posibilidad de desmontarlo fácilmente. Los anillos de este tipo están constituidos por una corona circular interrumpida, en correspondencia con los bordes, por 2 aletas dotadas de agujeros, en los cuales se introducen los extremos de la herramienta destinada al montaje y desmontaje.⁵¹



Med.Nom.	ANILLO						RANURA		
	d1	s h 11	d3	Tolerancia d3	a ≈	b ≈	d5 Min.	d2	Tolerancia d2
162	4,00	171,0		13,0	11,7	4,0	167,0		4,15
165									
167									
168									
170									
172									
175									
177									
178									
180									
182									
185									
187									
188									
190									
			+1,44 -0,72		13,7			+0,72	
					13,8				

Tabla 4. 17 Selección del anillo Seeger.⁵²

Fuente: <http://www.hispanew.org/catalogos/seeger.pdf>

⁵¹ <http://diccionario.motorgiga.com/diccionario/seeger-anillo-definicion-significado/gmx-niv15-con195515.htm>

⁵² <http://www.hispanew.org/catalogos/seeger.pdf>

4.7 DISEÑO DE PERNOS DE SUJECIÓN

4.7.1 Cálculo de los pernos de sujeción (bastidor - soporte)⁵³

Los pernos son elementos que tienen filetes enrollados en forma de hélice sobre una superficie cilíndrica, y son unos de los elementos más utilizados en las máquinas. Se puede clasificar a los pernos, de acuerdo con la función que cumplen, en pernos de unión y pernos de potencia. Los pernos de unión son los que sirven para unir o asegurar dos o más partes estructurales o de maquinaria, como es el caso de los tornillos, pernos, espárragos y tornillos prisioneros o de fijación. Los pernos de potencia son aquellos destinados a la transmisión de potencia y movimiento; generalmente convierten un movimiento de giro en un movimiento de traslación.

Para el diseño de la máquina se calcula el diámetro mínimo necesario para los pernos que se utilizarán en la unión del bastidor con la bancada de la máquina. Para esto se debe seleccionar valores de prueba, se utiliza un perno UNC 3/8 grado 8, con el diámetro del perno seleccionado, se calcula la fuerza externa en lbf:

$$F_e = \frac{F_{eT}}{n} \quad [Ecu. 4. 30]^{54}$$

Donde:

F_e = Fuerza externa

F_{eT} = Fuerza externa total

n = Número de pernos

$$F_e = \frac{9,11kN}{8}$$
$$F_e = 1518,33N \left(\frac{2,2046}{9,8066} \right) lbf$$

$$F_e = 341.33 lbf$$

⁵³ www.utp.edu.co/lvanegas/files/2011/08/capitulo8.pdf

⁵⁴ Diseño de pernos.pdf, pág. 10.

El diseño de pernos se basa en la resistencia límite a la tracción S_p , que es el máximo esfuerzo que puede soportar el perno sin experimentar deformación permanente. De acuerdo con los datos de la **Tabla 4.18**, para la mayoría de los grados SAE la resistencia límite a la tracción es aproximadamente el 90% de la resistencia a la fluencia especificada al 0.2% de deformación permanente. Las resistencias y características del material (de acero) de los pernos se especifican de acuerdo con clases o grados, los cuales han sido definidos por la SAE, ASTM e ISO.

Grado SAE	Intervalo de tamaños (inclusive) (in)	Resistencia límite mínima a la tracción S_p (ksi)	Resistencia de fluencia mínima a la tracción S_y (ksi)	Resistencia última mínima a la tracción S_u (ksi)	Características del acero
1	¼ a 1½	33	36	60	Medio o bajo carbono
2	¼ a ¾	55	57	74	Medio o bajo carbono
	7/8 a 1½	33	36	60	
4	¼ a 1½	65	100	115	Medio carbono estirado en frío
5	¼ a 1	85	92	120	Medio carbono templado y revenido
	1 1/8 a 1½	74	81	105	
5.2	¼ a 1	85	92	120	Martensítico de bajo carbono, templado y revenido
7	¼ a 1½	105	115	133	Aleado de medio carbono, templado y revenido
8	¼ a 1½	120	130	150	Aleado de medio carbono, templado y revenido
8.2	¼ a 1	120	130	150	Martensítico de bajo carbono, templado y revenido

Tabla 4. 18 Dureza de los pernos
Fuente: Diseño de pernos.pdf, pág. 9

Para el diseño de la máquina, la tracción inicial es desconocida, por lo tanto la fuerza de apriete será también desconocida, si durante el apriete el par no se controla. El problema de tracción inicial desconocida es bastante común, y su solución es rápida. Como la tracción inicial es desconocida, no se puede calcular la fuerza total en el perno y, por lo tanto, el diseño consiste en seleccionar “empíricamente” un diámetro adecuado.

Para el cálculo se considera la ecuación siguiente:

$$A_t = \left(\frac{6F_e}{(in^{-1})S_y} \right)^{\frac{2}{3}} \quad [Ecu. 4. 31]^{55}$$

⁵⁵ Diseño de pernos.pdf, pág. 26

Donde:

A_t = Área de esfuerzo a tracción

S_y = Resistencia de fluencia mínima a la tracción. Según **Tabla 4.18** es 130ksi.

$$A_t = \left(\frac{6(341.33 \text{ lbf})pg^2}{130000 \text{ lbf}} \right)^{\frac{2}{3}}$$

$$A_t = 0,063 pg^2 = 40,65 \text{ mm}^2$$

Con el área de esfuerzo a tracción se verifica en la **Tabla 4.19** y se selecciona el diámetro del perno de tamaño 3/8", para esto se tiene valores como:

Tamaño	Diámetro mayor (nominal) d (pg.)	Nº de hilos por pulgada	Diámetro menor dr (pg.)	Área de esfuerzo a tracción A_t (pg.) ²
3/8"	0.3750	16	0.2938	0.0775

Tabla 4.19 Dimensiones de roscas unificadas (UNS), serie de roscas bastas (UNC) y finas (UNF).

Fuente: Los Autores

4.7.1.1 Cálculo de la longitud de la tuerca o parte roscada

Según Norton para roscas UNS o ISO, con diámetro $\emptyset \leq 1"$, en las que el perno y la tuerca son del mismo material la condición es:

$$L_r = 2d + 0,25plg \quad [\text{Ecu. 4.32}]^{56}$$

Por lo tanto tenemos que:

$$L_T = 2d + 0,25plg$$

$$L_T = 2 \left(\frac{3}{8} \right) + 0,25plg = 1 plg = 25,4mm$$

⁵⁶ Diseño de pernos.pdf, pág. 7

4.7.1.2 Cálculo de la fuerza de apriete

Es práctica común que los pernos tengan una gran precarga. El esfuerzo de tracción que se obtiene en el apriete es muy cercano a la resistencia límite del material, S_p . Una de las razones de esto es que al efectuar una gran precarga del perno, la fuerza externa no logra aumentar mucho el esfuerzo en éste; esto implica que, si el esfuerzo es variable, la fluctuación de éste es pequeña; además, si el perno no falla durante el apriete es poco probable que falle en servicio.

Para esto se tiene que:

$$S_i = 0,75 S_p \quad [\text{Ecu. 4. 33}]^{57}$$

Donde:

$S_i =$ Esfuerzo inicial (esfuerzo normal en el perno)

$S_p =$ Resistencia límite del perno (dado en la tabla 4.18)

$$S_i = 0,75(120 \text{ ksi})$$

$$S_i = 90 \text{ ksi}$$

La fuerza de apriete está dada por la ecuación:

$$F_i = S_i A_t \quad [\text{Ecu. 4. 34}]^{58}$$

Donde:

$A_t =$ Área de esfuerzo a tracción

$$F_i = 90000 \text{ psi}(0,0775 \text{ in}^2)$$

$$F_i = 6975 \text{ lbf} \times \frac{4,45 \text{ N}}{1 \text{ lbf}} = 31.04 \text{ kN}$$

4.7.1.3 Cálculo de la rigidez del perno

Para el cálculo de la rigidez del perno se aplica la siguiente ecuación:

⁵⁷ Diseño de pernos. PDF., pág., 24

⁵⁸ Diseño de pernos. PDF., pág., 24

$$R_B = \frac{AE}{l} \quad [\text{Ecu. 4. 35}]$$

Donde:

$A = \text{Área de sección del perno}$

$E = \text{Coeficiente de elasticidad}$

$l = \text{Longitud del perno}$

$$R_B = \frac{(\pi r^2)E}{l}$$

$$R_B = 4,66 \times 10^{11} N$$

4.7.1.4 Cálculo de los elementos

Para el cálculo de los elementos del sistema se aplica la siguiente ecuación:

$$R_m = \frac{0,577\pi Ed}{2\ln\left(\frac{5(0,577l + 0,5d)}{0,577l + 2,5d}\right)} \quad [\text{Ecu. 4. 36}]$$

Donde:

$R_m = \text{Rigidez de elementos}$

$d = \text{Diámetro}$

$$R_m = \frac{0,577\pi(207 \times 10^9) \frac{N}{m^2} (9,53 \times 10^{-3})m}{2\ln\left(\frac{5(0,577(0,0254m) + 0,5(9,53 \times 10^{-3})m)}{0,577(0,0254m) + 2,5(9,53 \times 10^{-3})m}\right)}$$

$$R_m = 1,76 \times 10^9 N$$

4.7.1.5 Cálculo de la constante de unión

Para el cálculo de la constante de unión se aplica la siguiente ecuación:

$$C = \frac{R_B}{R_B + R_m} \quad [\text{Ecu. 4. 37}]^{59}$$

Donde:

$C = \text{Constante de unión}$

⁵⁹ Shigley

$$C = \frac{4,66 \times 10^{11} N}{4,66 \times 10^{11} N + 1,58 \times 10^9 N} = 0,996$$

4.7.1.6 Cálculo del factor de seguridad

Para el cálculo del factor de seguridad aplicamos la siguiente ecuación:

$$\eta = \frac{S_p A_t - F_i}{CF_e} \quad [\text{Ecu. 4. 38}]^{60}$$

Donde:

$\eta =$ Factor de seguridad

$$\eta = \frac{(120 \times 10^3 \text{psi})(0,0775 \text{pg}^2) - 6975 \text{lb}f}{0,996 (341,43 \text{ lb}f)}$$

$$\eta = 6,84 > 3$$

Como resultado, el factor de seguridad es más mayor que su valor habitual, se da como aceptado el perno escogido para la unión del bastidor y la bancada.

En el desarrollo de este proyecto se trabaja con un sistema métrico en todas sus partes, por lo tanto, se elige un perno métrico superior al calculado, en este un perno M10x1.5x25.4mm.

⁶⁰ www.utp.edu.co/lvanegas/files/2011/08/capitulo8.pdf

4.7.2 Diseño de pernos base

En la **Tabla 4.20** se refleja la masa que compone el peso total de la máquina

PESO TOTAL DE LA MÁQUINA			
DESCRIPCION	ABREVIATURA	PESO	UNIDADES
Masa del sistema de lijado	Ms	33.65	Kg
Masa de la estructura	Me	187.17	Kg
Masa del conjunto motor	Mm	106.52	Kg
PESO TOTAL		327.35	Kg

Tabla 4. 20 Peso de la máquina pulidora de tubos

Fuente: Los Autores

Con el peso total de la máquina se aplica la **Ecuación 4.39** para encontrar una fuerza total de la máquina en Newtons.

$$P = m \times g \quad [\text{Ec. 4. 39}]^{61}$$

$$P = 327.35\text{Kg} \times 9.81\text{m/s}^2$$

$$P = 3211.30 \text{ N}$$

Para calcular el diámetro mínimo necesario para los pernos que se utiliza para soportar y nivelar la máquina, se aplicará la **Ecuación 4.30**

$$F_e = \frac{F_{eT}}{n}$$

Donde:

F_e = Fuerza externa

F_{eT} = Fuerza externa total

n = Número de pernos (4)

⁶¹ BUDYNAS J.; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Octava edición; pag.21

$$F_e = \frac{3211.30N}{4}$$

$$F_e = 802.82N \left(\frac{1}{4.4 N} \right) lbf$$

$$F_e = 182.5lbf$$

Para el cálculo se considera la **Ecuación 4.31**:

$$A_t = \left(\frac{6F_e}{(in^{-1})S_y} \right)^{\frac{2}{3}}$$

Donde:

A_t = Área de esfuerzo a tracción

S_y = Resistencia de fluencia mínima a la tracción. Según **Tabla 4.18** es 130ksi.

$$A_t = \left(\frac{6(182.5 lbf)pg^2}{36000 lbf} \right)^{\frac{2}{3}}$$

$$A_t = 0,097 pg^2 = 2.47 mm^2$$

Aplicando un factor de seguridad de $n=3$

Se obtiene:

$$A_t = 0,097 plg^2 \times 3$$

$$A_t = 0.291 pg^2$$

Se compara la respuesta con la **Tabla 4.21** y se determina que los pernos que sujetaran y estabilizaran a la máquina son de 3/4 plg.

Tamaño	Diámetro mayor (nominal) d (in)	ROSCA BASTA (UNC)		
		Número de hilos por pulgada	Diámetro menor d_r (in)	Área de esfuerzo a tracción A_t (in ²)
3/4	0.7500	10	0.6201	0.3345

Tabla 4. 21 Especificación de perno seleccionado

Fuente: Los Autores

4.8 DISEÑO DE JUNTAS SOLDADAS

4.8.1 Cálculo de soldadura del bastidor a la bancada

Las estructuras se forman mediante conjuntos de chapas o perfiles unidos entre sí con enlaces, capaz de soportar los esfuerzos que se transmiten entre las piezas.

El objeto principal de la unión es el, asegurar la mejor continuidad de las piezas, continuidad que será más perfecta cuanto más uniforme sea la transmisión del esfuerzo.

En la **Figura 4.18** se representa la soldadura que une el bastidor y la bancada de la máquina.

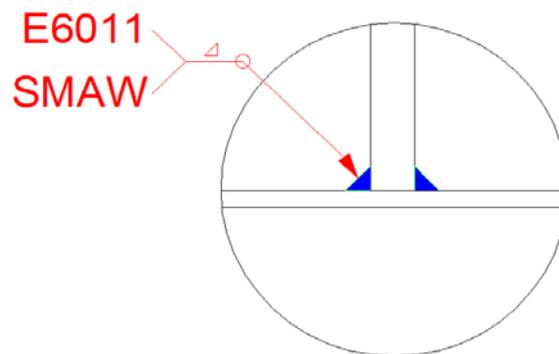


Figura 4. 18 Representación de la junta de soldadura

Fuente: Los Autores

De la **Figura 4.19**, se elige el material de aporte que se aplicará en la unión del bastidor 1 y la bancada.

Número de electrodo AWS*	Resistencia a la tensión, kpsi (MPa)	Resistencia a la fluencia, kpsi (MPa)	Elongación porcentual
E60xx	62 (427)	50 (345)	17-25
E70xx	70 (482)	57 (393)	22
E80xx	80 (551)	67 (462)	19
E90xx	90 (620)	77 (531)	14-17
E100xx	100 (689)	87 (600)	13-16
E120xx	120 (827)	107 (737)	14

*Sistema de numeración del código de especificaciones de la American Welding Society (AWS) para electrodos. En este sistema se usa como prefijo la letra E, en un sistema de numeración de cuatro o cinco dígitos en el cual los primeros dos o tres números designan la resistencia aproximada a la tensión. El último dígito incluye variables en la técnica de soldadura, como la fuente de corriente. El penúltimo dígito indica la posición de la soldadura, por ejemplo, plana, vertical o sobre la cabeza. El conjunto completo de especificaciones se puede obtener solicitándolo a la AWS.

Figura 4. 19 Propiedades los materiales de aporte

Fuente: BUDYNAS J.; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley

Para efectuar el cálculo de la soldadura se debe realizar una sumatoria de todos los pesos que intervienen directamente en el cálculo de la soldadura.

DESCRIPCION	MASA	UNIDADES
Peso de la estructura a resistir	33.85	Kg
Peso de la placa a soldar	28.26	Kg
MASA TOTAL	62.22	Kg

Tabla 4. 22 Peso completo de los elementos que interviene en el cálculo de soldadura

Fuente: Los Autores

4.8.1.1 Cálculo la fuerza estática

Para el cálculo de la fuerza estática que se aplica la **Ecuación 4.40**.

$$P = m \times g \quad \text{[Ecu. 4.40]}^{62}$$

⁶² BUDYNAS J.; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Octava edición; pag.21

Aplicando la **Ecuación 4.40** la carga que soporta la soldadura es de **137.47 lbf**, esta carga se aplica en el área de soldadura y da como resultado una fuerza total de **14.75 psi**.

4.8.1.2 Cálculo de la resistencia del material de aporte

Aplicando la **Ecuación 4.41** se encuentra del esfuerzo en la soldadura

$$F = F_{uperm} \times l \quad [\text{Ecu. 4.41}]^{63}$$

Donde:

F = Fuerza soprtante

F_{uperm} = Fuerza unitaria permisible en la soldadura de filete [Kip/pulg] (Anexo 6.1)

l = Longitud de la soldadura [plg]

$$F = 4.77 \frac{\text{Kip}}{\text{plg}} \times (24\text{plg})$$

$$F = 114.48 \text{ Kip}$$

Como $114,48 \text{ Kip} > 0,014 \text{ Kip}$ la resistencia del metal de aporte es satisfactorio.

Tipo de carga	Tipo de soldadura	Esfuerzo permisible	n^*
Tensión	A tope	$0.60S_y$	1.67
Aplastamiento	A tope	$0.90S_y$	1.11
Flexión	A tope	$0.60-0.66S_y$	1.52-1.67
Compresión simple	A tope	$0.60S_y$	1.67
Cortante	A tope o de filete	$0.30S_u^{\dagger}$	

*El factor de seguridad n se ha calculado mediante la teoría de la energía de distorsión.
 \dagger El esfuerzo cortante en el metal base no debe exceder de $0.40S_u$ del metal base.

Figura 4. 20 Esfuerzos permisibles del Códigos del Código AISC para metal de aporte

Fuente: BUDYNAS J.; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Octava edición; pag.470

⁶³ BUDYNAS J.; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Octava edición; pag.470

4.8.1.3 Cálculo del esfuerzo permisible

$$\sigma_{perm} = 0.4S_y \quad [\text{Ecu. 4.42}]^{64}$$

Donde:

σ_{perm} = Esfuerzo permisible del material

S_y = Límite de fluencia del material

$$\sigma_{perm} = 0.4 \times 36 \text{ Kpsi}$$

$$\sigma_{perm} = 14.4 \text{ Kpsi}$$

El esfuerzo cortante en el metal base no deben exceder de $0,40S_y$ (**Figura 4.20**) y los 36 kpsi es el límite de fluencia del material a ser soldado.

4.8.1.4 Cálculo del esfuerzo cortante

El esfuerzo cortante τ en el metal base adyacente a la soldadura está dada por la **Ecuación 4.43**.

$$\tau = \frac{F}{2hl} \quad [\text{Ecu. 4.43}]^{65}$$

Donde:

τ = Esfuerzo cortante [Kpsi]

F = Fuerza total resultante [Psi]

h = Altura de la soldadura [plg](Anexo D)

l = Longitud de soldadura [plg]

$$\tau = \frac{14.5 \text{ psi}}{2(0.185 \times 24)}$$

$$\tau = 1.63 \times 10^{-3} \text{ Ksi}$$

Como $\tau_{perm} \geq \tau$, por lo tanto, la unión resultante es satisfactoria cerca de los cordones de soldadura.

⁶⁴ BUDYNAS J.; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Octava edición; pag.474

⁶⁵ BUDYNAS J.; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Octava edición; pag.470

Gráfico de las medidas del cordón de soldadura

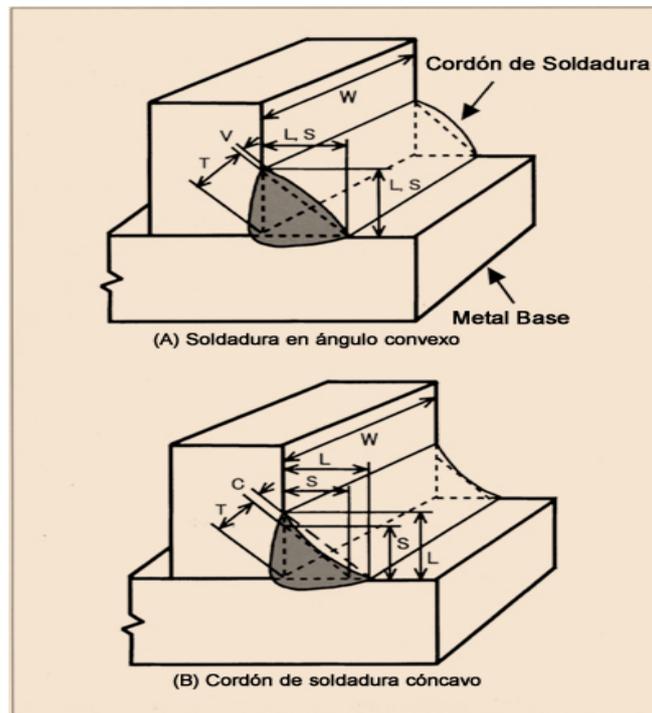


Figura 4. 21 Medidas del cordón de soldadura: L: Longitud de Pierna, S: Tamaño del cordón de soldadura, T: Garganta teórica, V: Convexidad, C: Concavidad, W: Longitud de soldadura efectiva

Fuente: http://www.kobelco-welding.jp/espanol/education-center/abc/ABC_2000-01.html

4.8.1.5 Cálculo del esfuerzo de tensión en el cuerpo de la unión

$$\sigma = \frac{F}{tl} \quad [\text{Ecu. 4.44}]^{66}$$

Donde:

σ = Esfuerzo de tensión [Kpsi]

F = Fuerza total resultante [psi]

t = Longitud de la garganta [plg]

l = Longitud de soldadura [plg]

$$\sigma = \frac{14.5 \text{ psi}}{(0.314)15}$$

⁶⁶ BUDYNAS J.; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Octava edición; pag.460

$$\sigma = 5.5 \times 10^{-3} \text{ Kpsi}$$

Según el **Anexo D**, el esfuerzo de tensión permisible σ_{perm} es igual $0.6S_y$ y conserva el nivel de seguridad del código de soldadura.

$$\sigma_{perm} = 0.6S_y \quad \text{[Ecu. 4.45]}^{67}$$

Donde:

σ_{perm} = Esfuerzo permisible

S_y = Limite de fluencia del material A36

$$\sigma_{perm} = 0.6(36)$$

$$\sigma_{perm} = 21.6 \text{ Kpsi}$$

Como $\sigma_{perm} \geq \sigma$, el esfuerzo de tensión en el cuerpo es satisfactorio.

4.8.2 Longitud de soldadura

Además se deberá cumplir las siguientes disposiciones mínimas:

$$L > 40 \text{ mm} \text{ ó } 6 \cdot a \quad \text{[Ecu. 4.46]}^{68}$$

En los cordones laterales paralelos al esfuerzo que transmiten movimiento axial entre las piezas unidas, su longitud mínima será,

$$L > b \text{ ó } 15 \cdot a \quad \text{[Ecu. 4.47]}^{69}$$

Donde:

b = Anchura de la pieza unida⁷⁰

Para el diseño de la máquina a construir, el espesor mínimo de la chapa a soldar es de 6mm, por lo tanto:

$$L = 15 \times 6 \text{ mm}$$

$$L = 90 \text{ mm}$$

⁶⁷ BUDYNAS J.; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley; Editorial Mc Graw Hill; Octava edición; pag.473

⁶⁸ <http://riunet.upv.es/bitstream/handle/10251/7816/calculo-uniones-soldadas.pdf>. pág. 6

⁶⁹ <http://riunet.upv.es/bitstream/handle/10251/7816/calculo-uniones-soldadas.pdf> pág. 6

⁷⁰ <http://riunet.upv.es/bitstream/handle/10251/7816/calculo-uniones-soldadas.pdf> pág. 6

4.8.2.1 Longitud de soldadura intermitente

Se podrá utilizar filetes de soldadura intermitentes para transferir fuerzas a través de una unión o superficie de unión entre las partes que constituyen una barra armada, cuando la resistencia requerida sea menor que la desarrollada por un filete de soldadura continuo del menor tamaño permitido. Los filetes intermitentes serán dimensionados para transmitir la resistencia requerida. La longitud efectiva de cualquier segmento de soldadura de filete intermitente será mayor o igual que cuatro veces el lado de la soldadura, con un mínimo de 40 mm. La separación máxima entre filetes intermitentes será:

a) Para barras pintadas o no pintadas sin peligro de corrosión, la separación no superará 20 veces el espesor de la chapa más fina ni 250 mm.

b) Para barras no pintadas de acero resistente a la corrosión sometida a la corrosión atmosférica, la separación no superará 12 veces el espesor de la chapa más fina ni 150 mm.⁷¹

4.9 DISEÑO DEL TORNILLO DE POTENCIA

4.9.1 Cálculo del tornillo de potencia para templar bandas

Los tornillos de potencia, llamados también tornillos de transmisión, son dispositivos mecánicos que convierten un giro o desplazamiento angular en un desplazamiento rectilíneo, transmitiendo fuerza y potencia mecánica.

En la **Tabla 4.23**, se encuentra la descripción de las roscas UNS.

⁷¹ <http://www.inti.gob.ar/cirsoc/pdf/301/Reglamento/cj.pdf>

Tamaño	Diámetro mayor (nominal) d (in)	ROSCA BASTA (UNC)			ROSCA FINA (UNF)			Ancho aproximado entre caras AT (in)	
		Número de hilos por pulgada	Diámetro menor d_r (in)	Área de esfuerzo a tracción A_t (in ²)	Número de hilos por pulgada	Diámetro menor d_r (in)	Área de esfuerzo a tracción A_t (in ²)	Cabeza Tuerca	
0	0.0600	-	-	-	80	0.0438	0.0018		
1	0.0730	64	0.0527	0.0026	72	0.0550	0.0028		
2	0.0860	56	0.0628	0.0037	64	0.0657	0.0039		
3	0.0990	48	0.0719	0.0049	56	0.0758	0.0052		
4	0.1120	40	0.0795	0.0060	48	0.0849	0.0066		
5	0.1250	40	0.0925	0.0080	44	0.0955	0.0083		
6	0.1380	32	0.0974	0.0091	40	0.1055	0.0101		
8	0.1640	32	0.1234	0.0140	36	0.1279	0.0147		
10	0.1900	24	0.1359	0.0175	32	0.1494	0.0200		
12	0.2160	24	0.1619	0.0242	28	0.1696	0.0258	1/16	7/16
¼	0.2500	20	0.1850	0.0318	28	0.2036	0.0364	1/2	1/2
5/16	0.3125	18	0.2403	0.0524	24	0.2584	0.0581	9/16	9/16
3/8	0.3750	16	0.2938	0.0775	24	0.3209	0.0878	5/8	11/16
7/16	0.4375	14	0.3447	0.1063	20	0.3725	0.1187	2 ¼	2 ¼
½	0.5000	13	0.4001	0.1419	20	0.4350	0.1600	¾	¾
9/16	0.5625	12	0.4542	0.1819	18	0.4903	0.2030	13/16	7/8
5/8	0.6250	11	0.5069	0.2260	18	0.5528	0.2560	15/16	15/16
¾	0.7500	10	0.6201	0.3345	16	0.6688	0.3730	1 1/8	1 1/8
7/8	0.8750	9	0.7307	0.4617	14	0.7822	0.5095	1 5/16	1 5/16
1	1.0000	8	0.8376	0.6057	12	0.8917	0.6630	1 ½	1 ½
1 1/8	1.1250	7	0.9394	0.7633	12	1.0167	0.8557	1 11/16	1 11/16
1 ¼	1.2500	7	1.0644	0.9691	12	1.1417	1.0729	1 7/8	1 7/8
1 3/8	1.3750	6	1.1585	1.1549	12	1.2667	1.3147	2 1/16	2 1/16
1 ½	1.5000	6	1.2835	1.4053	12	1.3917	1.5810	2 ¼	2 ¼
1 ¾	1.7500	5	1.4902	2.4982				2 5/8	2 5/8
2	2.0000	4.5	1.7113	3.2477				3	3
2 ¼	2.2500	4.5	1.9613	3.9988				3 3/8	3 3/8
2 ½	2.5000	4	2.1752	4.9340				3 ¾	3 ¾
2 ¾	2.7500	4	2.4252	5.9674				4 1/8	4 1/8
3	3.0000	4	2.6752	2.6752				4 ½	4 ½
3 ¼	3.2500	4	2.9252	7.0989				4 7/8	

3 ½	3.5000	4	3.1752	8.3286				5 ¼	
3 ¾	3.7500	4	3.4252	9.6565				5 5/8	
4	4.0000	4	3.6752	11.083				6	

Tabla 4. 23 Dimensiones de roscas unificadas (UNS), serie de roscas bastas (UNC) y finas (UNF)

Fuente: <http://blog.utp.edu.co/lvanegas/files/2011/08/Cap8.pdf>

De la **Tabla 4.23**, se selecciona una rosca de $5/8$ plg o 15.875 mm.

Para proceder con el cálculo del perno templador se necesita saber las fuerzas que interviene en el sistema de templado.

4.9.2 Cálculo de las fuerzas que actúan en el sistema de templado de bandas

Se calcula las fuerzas que actúan en la determinación del tornillo de potencia.

DESCRIPCIÓN	PESO	UNIDADES
Peso de la placas base del motor	5.16	Kg
Peso del motor	100	Kg
Peso de la polea	1.1	Kg
PESO TOTAL	106.53	Kg

Tabla 4. 24 Fuerzas que actúan en sistema de templado de bandas

Fuente: Los Autores

Para el cálculo de la fuerza que soportará el tornillo, se aplicará la **Ecuación 4.40**.

$$P = m \times g$$

Resolviendo la **Ecuación 4.40** la carga que soporta el tornillo es de 1045.1N.

4.9.3 Cálculo del torque necesario en el tornillo de potencia para elevar la carga

4.9.3.1 Cálculo del paso

$$p = \frac{1}{n} \quad [\text{Ecu. 4.48}]^{72}$$

Donde:

$p = \text{Paso [plg]}$

$n = \text{Número de hilos por pulgadas}$

Aplicando la **Ecuación 4.48**, se obtiene:

$$p = \frac{1}{11}$$
$$p = 0.090 \text{ plg}$$

4.9.3.2 Cálculo del diámetro de paso

$$dp = dc - 0.5p - 0.001 \quad [\text{Ecu. 4.49}]^{73}$$

Donde:

$dp = \text{Diámetro de paso}$

$dc = \text{Diámetro nominal}$

Se aplica la **Ecuación 4.49**

$$dp = 0.62 - 0.5 \times 0.090 - 0.001$$

$$dp = 0.574 \text{ plg}$$

$$dp = 0.014 \text{ m}$$

4.9.3.3 Cálculo del avance

$$l = p \quad [\text{Ecu. 4.50}]^{74}$$

⁷² dspace.esPOCH.edu.ec/bitstream/123456789/1402/1/15T00489.pdf

⁷³ dspace.esPOCH.edu.ec/bitstream/123456789/1402/1/15T00489.pdf.pag.60

⁷⁴ dspace.esPOCH.edu.ec/bitstream/123456789/1402/1/15T00489.pdf.pag.60

Donde:

$l = Avance$

$p = Paso$

$$l = 0.090 plg$$

4.9.3.4 Cálculo del ángulo de avance

$$\alpha = \tan^{-1}\left(\frac{l}{\pi d_p}\right) \quad [\text{Ecu. 4.51}]^{75}$$

$$\alpha = \tan^{-1}\left(\frac{0.090plg}{\pi 0.574plg}\right)$$

$$\alpha = 2.9^\circ$$

4.9.3.5 Cálculo del ángulo en el diagrama de cargas de la rosca

$$\theta_n = \tan^{-1}\left[\cos\alpha \tan\left(\frac{\beta}{2}\right)\right] \quad [\text{Ecu. 4.52}]^{76}$$

Donde:

$\theta_n = \text{Ángulo en el digrama de cargas de la rosca}$

$\beta = \text{Ángulo de la rosca} = 60^\circ$

$$\theta_n = \tan^{-1}\left[\cos 2.9^\circ \times \tan\left(\frac{60^\circ}{2}\right)\right]$$

$$\theta_n = 29.96^\circ$$

4.9.3.6 Torque necesario aplicado al tornillo para subir la carga

$$T_s = F \left(\frac{d_p}{2}\right) \frac{\cos\theta_n \times \tan\alpha + u}{\cos\theta_n - u \times \tan\alpha} + r_C u_C \quad [\text{Ecu. 4.53}]^{77}$$

Donde:

$T_s = \text{Torque de subida}$

$F = \text{Aplicada al tornillo}$

$d_p = \text{Diámetro de paso}$

⁷⁵ dspace.esPOCH.edu.ec/bitstream/123456789/1402/1/15T00489.pdf pag60

⁷⁶ dspace.esPOCH.edu.ec/bitstream/123456789/1402/1/15T00489.pdf pag .61

⁷⁷ dspace.esPOCH.edu.ec/bitstream/123456789/1402/1/15T00489.pdf pag 61

$u = \text{Coeficiente de fricción entre roscas} = 0.21$ ⁷⁸

$$T_s = 1045.1N \left(\frac{0.014m}{2} \right) \frac{\cos 30^\circ \times \tan 2.9^\circ + 0.21}{\cos 30^\circ - 0.21 \times \tan 2.9^\circ}$$

$$T_s = 2.2Nm$$

Diagrama del tornillo

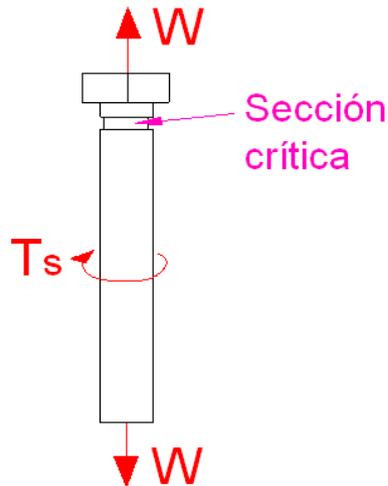


Figura 4. 22 Diagrama de tornillo

Fuente: Los Autores

4.9.3.7 Cálculo del esfuerzo axial

$$\sigma_a = \frac{W}{A} \quad \text{[Ecu. 4.54]}^{79}$$

Donde:

$\sigma_a = \text{Esfuerzo axial}$

$W = \text{Fuerza resultante}$

$A = \text{Área del esfuerzo a tracción (Tabla 4.21)}$

Aplicando la **Ecuación 4.54** se obtiene:

$$\sigma_a = \frac{1045.1N}{1.48m \times 10^{-4}}$$

⁷⁸ dspace.esPOCH.edu.ec/bitstream/123456789/1402/1/15T00489.pdf, pag 61

⁷⁹ dspace.esPOCH.edu.ec/bitstream/123456789/1402/1/15T00489.pdf, pag 61

$$\sigma_a = 7.5MPa$$

4.9.3.8 Cálculo del esfuerzo a torsión

$$T_t = \frac{16.Ts}{\pi.d^3} \quad [\text{Ecu. 4.55}]^{80}$$

Aplicando la **Ecuación 4.55**, se obtiene:

$$T_t = \frac{16 \times 2.2Nm}{\pi \times 0.0158^3}$$

$$T_t = 2.85MPa$$

4.9.3.9 Cálculo del factor de seguridad

$$\sqrt{\sigma_a^2 + 3T_t^2} = \frac{S_y}{n} \quad [\text{Ecu.4.56}]^{81}$$

$$n = \frac{S_y}{\sqrt{\sigma_a^2 + 3T_t^2}}$$

Remplazando los datos en la **Ecuación 4.56**, se obtiene:

$$n = \frac{235MPa}{\sqrt{((7.5)^2 + 3(2.85)^2)MPa^2}}$$

$$n = 25.8$$

En la **Tabla 4.25** se obtiene el S_y del material a utilizar para el cálculo del tornillo.

Acero a utilizar	AISI 1018	
Esfuerzo de fluencia	Sy [MPa]	235
Diámetro Mayor	Dc [mm]	Tabla 4.9.1
Número de entradas	N	1

Tabla 4. 25 Datos para el diseño del tornillo de potencia

Fuente: Los Autores

⁸⁰ dspace.esPOCH.edu.ec/bitstream/123456789/1402/1/15T00489.pdf pag 61

⁸¹ <http://dspace.esPOCH.edu.ec/bitstream/123456789/1402/1/15T00489.pdf> pág.61

4.10 DISEÑO DEL ESPESOR DE LA PLACA QUE SOPORTA AL DISCO PORTARODILLOS

En este proyecto existe varias partes que componen la máquina y estas deben ser soportadas por una placa que acoja todo el peso de los componentes.

El análisis para la aplicación de este cálculo será por deflexión de vigas.

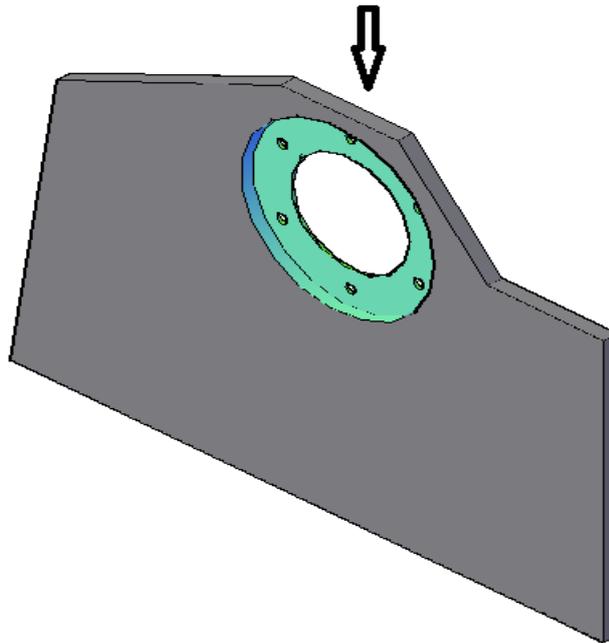


Figura 4. 23 Placa que soportará el peso de las partes en la máquina.

Elaboración: Los Autores

Para este caso la fuerza del sistema esta hacia abajo se obtiene dos tipos de deflexión, por compresión y por flexión.

Se aplica el diagrama de cuerpo libre para poder calcular el momento, entonces se obtiene que:

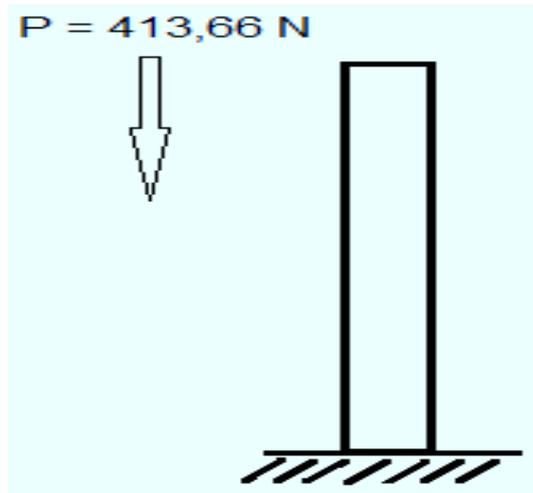


Figura 4. 24 Ubicación de la fuerza
Elaboración: Los Autores

Se obtiene dos tipos de deflexión:

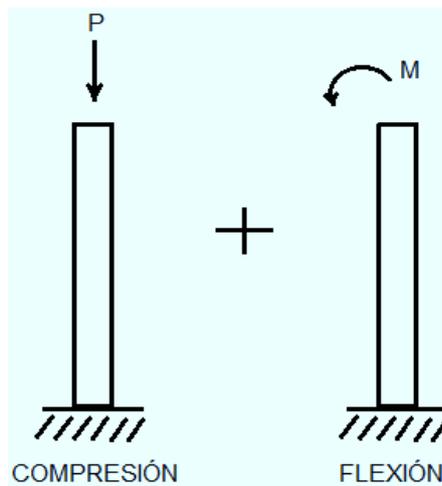


Figura 4. 25 Ubicación de la fuerza 2
Elaboración: Los Autores

Entonces el esfuerzo para este caso es:

$$\sigma = -\frac{P}{A} \pm \frac{M}{S} \quad [\text{Ecu. 4. 57}]^{82}$$

Donde

$\sigma =$ Esfuerzo máximo

$P =$ Peso total

⁸² TIMOSHENKO. ; Resistencia de Materiales 5^{ta} Ed. Página 4,5

$A = \text{Área del rectángulo}$

$M_{Max} = \text{Momento máximo}$

$S = \text{Módulo de sección}$

En la suma de todos los pesos de los componentes de la máquina, se obtiene un peso de 413,66 N, a este peso se lo multiplica por un factor de seguridad como se muestra a continuación:.

$$P = 413,66 N(1,5)$$

$$P = 620,49 N$$

Diagrama de cuerpo libre

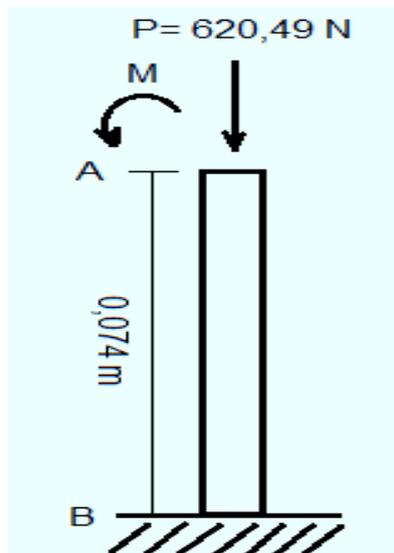


Figura 4. 26 Ubicación de la fuerza 3

Elaboración: Los Autores

Se calcula el Momento

$$\sum M_B = 0$$

$$M_B = P \times d$$

$$M_B = 620,49 N \times 0,074 m$$

$$M_B = 45,92 Nm$$

En este caso el momento máximo va a ser el mismo.

$$M_B = 45,92 Nm = M_{máx}$$

Con el momento máximo y el peso total que soportará la placa, se aplica la **Ecuación 4.57**, por lo tanto se obtiene:

$$\sigma = -\frac{P}{A} \pm \frac{M}{S}$$

Para determinar el valor del esfuerzo máximo en el cálculo de la placa es necesario determinar el módulo de sección mediante la **Ecuación 4.58**.

$$S = \frac{M_{Max}}{\sigma_{Adm}} \quad [\text{Ecu. 4. 58}]^{83}$$

Donde

σ_{Adm} = *Esfuerzo admisible*

M = *Momento máximo*

S = *Módulo de sección*

Para este caso el σ_{Adm} es igual a:

$$S = \frac{M_{Max}}{\sigma_{Adm}} = \frac{M_{Max}}{0,6 S_y}$$

Donde:

S_y = *Límite de fluencia del material*

$S_y = 36 \text{ ksi}$

$$S = \frac{45,92 \text{ Nm}}{0,6 (36000) \frac{\text{lb}}{\text{pg}^2}} \times \frac{(0,0254\text{m})^2}{\text{pg}^2} \times \frac{1\text{lb}}{4,44\text{N}}$$

$$S = 3,09 \times 10^{-7} \text{ m}^3$$

$$S = \frac{M_{Max}}{\sigma_{Adm}} = \frac{M_{Max}}{0,6 S_y}$$

$$S = \frac{I}{c}$$

[**Ecu. 59**]⁸⁴

$$\frac{I}{c} = \frac{M_{Max}}{\sigma_{Adm}} = \frac{M_{Max}}{0,6 S_y}$$

⁸³ TIMOSHENKO. ; Resistencia de Materiales 5^{ta} Ed. Página 4,5

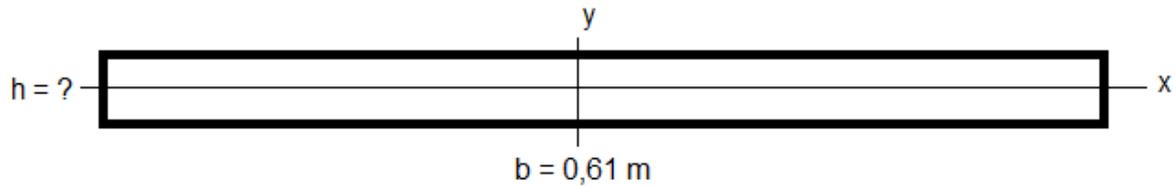
⁸⁴ TIMOSHENKO. ; Resistencia de Materiales 5^{ta} Ed. Página 4,5

Donde:

$I =$ Inercia de la figura

$c =$ Centroide de la figura

Es necesario identificar la inercia y el centroide en un diagrama de cuerpo libre como se muestra a continuación:



$$\frac{I}{c} = \frac{M_{Max}}{0,6 S_y}$$

$$\frac{\frac{bh^3}{12}}{\frac{h}{2}} = \frac{M_{Max}}{0,6 S_y} = \frac{M_{Max}}{0,6 S_y} = \frac{bh^2}{6}$$

$$h = \sqrt{\frac{6M}{0,6S_y b}} = \sqrt{\frac{6(45,92Nm)(0,0254m^2)(1lb)}{0,6(36000 \frac{lb}{pg^2})pg^2(4,44N)(0,61m)}}$$

$$h = \sqrt{\frac{6.998m^2}{58501,44}}$$

$$h = 0,0109m = 11mm$$

Para el diseño de la máquina, los cálculos del espesor de la placa demostrados anteriormente, se tiene que seleccionar una placa de 11mm de espesor, en las bodegas de la empresa Indima para donde se está diseñando la máquina, disponen de varias planchas en 15mm de espesor, por lo que, para este proyecto se selecciona una placa de 15mm de espesor.

Mirar Anexo H.

4.11 DISEÑO DEL ESPESOR DE LA PLACA QUE SOPORTA TODO EL SISTEMA

Con el cálculo del espesor de la placa de 15mm, esta placa se tiene que sumar para la obtención total del peso del sistema.

Para el cálculo del espesor de la plancha que va a soportar toda la máquina diseñada, se considera todas las partes de la máquina como se muestra en el **Anexo F**.

En el **Anexo F**, la fuerza total en Newtons es de 2037,42, a esta fuerza se lo multiplica por un factor de seguridad, como se muestra a continuación:

$$P = 2037,42 N(1,5)$$

$$P = 3056,13 N$$

Entonces:

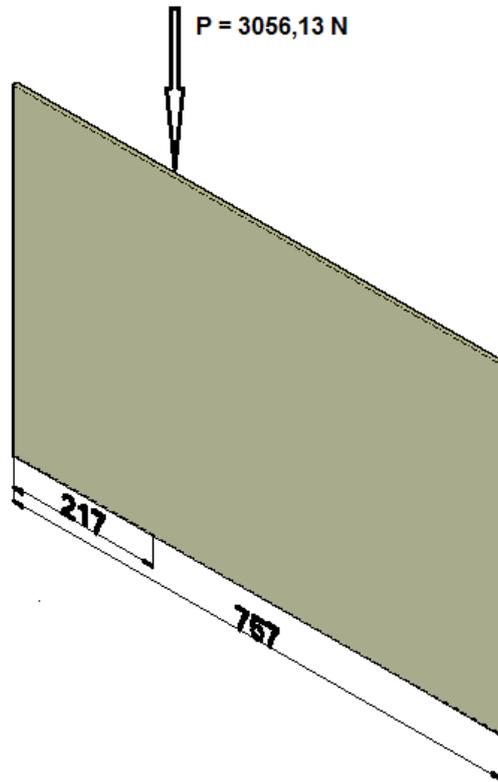
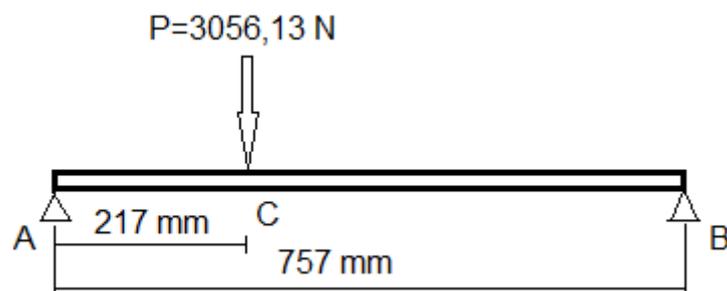


Figura 4.27. Ubicación de la fuerza

Elaboración: Los Autores

Con el peso total, se procede al cálculo de las reacciones en la placa.



$$\sum M_B = 0$$

$$P(0,540\text{m}) - R_A(0,757\text{m}) = 0$$

$$R_A = \frac{3056,13\text{N}(0,540\text{m})}{0,757\text{m}}$$

$$R_A = 2180,07 \text{ N}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$R_A - P + R_B = 0$$

$$R_B = P - R_A$$

$$R_B = 3056,13N - 2180,07N$$

$$R_B = 876,04 N$$

Con el cálculo de las reacciones, se calcula el momento máximo:

$$M_{AC} = \frac{Pbx}{l} \quad [\text{Ecu. 60}]^{85}$$

Donde:

M_{AC} = *Momento máximo*

P = *Fuerza*

x = *Longitud AC*

$$M_{AC} = \frac{3056,13N(0,540m)(0,217m)}{0,757m}$$

$$M_{AC} = 473,07 Nm$$

Para determinar el valor del esfuerzo máximo que se necesita en la placa, es necesario calcular el módulo de sección mediante la **Ecuación 4.58**.

$$S = \frac{M_{Max}}{\sigma_{Adm}}$$

Donde

σ_{Adm} = *Esfuerzo admisible*

M = *Momento máximo*

⁸⁵ Determinación de momentos flectores.

http://www.uhu.es/josemiguel.davila/TeoriaEstructuras_archivos/TeoriaEstructuras_TEMAI-06_DiagramasElementales.pdf

$S = \text{Módulo de sección}$

Para la construcción de esta máquina el σ_{Adm} es igual a:

$$S = \frac{M_{Max}}{\sigma_{Adm}} = \frac{M_{Max}}{0,6 S_y}$$

Donde:

$S_y = \text{Límite de fluencia del material}$

$S_y = 36 \text{ ksi}$

$$S = \frac{473,07 \text{ Nm}}{0,6 (36000) \frac{\text{lb}}{\text{pg}^2}} \times \frac{(0,0254\text{m})^2}{\text{pg}^2} \times \frac{1\text{lb}}{4,44\text{N}}$$
$$S = 3,18 \times 10^{-6} \text{ m}^3$$

El módulo de sección también se lo puede encontrar aplicando la siguiente ecuación:

$$S = \frac{I}{c} \quad [\text{Ecu. 4.61}]^{86}$$

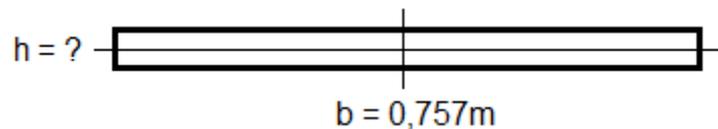
$$\frac{I}{c} = \frac{M_{Max}}{\sigma_{Adm}} = \frac{M_{Max}}{0,6 S_y}$$

Donde:

$I = \text{Inercia de la figura}$

$c = \text{Centroide de la figura}$

Se debe identificar la inercia y el centroide de la placa como se muestra a continuación:



Al igualar las Ecuaciones 4.61 y 4.58, da por resultado lo siguiente:

⁸⁶ TIMOSHENKO. ; Resistencia de Materiales 5^{ta} Ed. Página 4,5

$$\frac{I}{C} = \frac{M_{Máx}}{0,6S_y}$$

$$3,18 \times 10^{-6} m^3 = \frac{bh^3}{\frac{h}{2}}$$

$$h = \sqrt{\frac{6(3,18 \times 10^{-6} m^3)}{0,757m}}$$

$$h = 5,02 \times 10^{-3} m$$

$$h = 5 \text{ mm}$$

Para el diseño de la máquina, los cálculos del espesor de la placa demostrados anteriormente, se debe seleccionar una placa de 5mm de espesor, en las bodegas de la empresa Indima para donde se está diseñando la máquina, se dispone de varias planchas de 6mm de espesor, por lo que, para este proyecto se selecciona una placa de 6mm de espesor.

Mirar **Anexo H**.

CAPITULO V

5. TECNOLOGÍA DE LA CONSTRUCCIÓN Y CÁLCULO DE COSTOS.

5.1 ELABORACIÓN DE PLANOS

La máquina pulidora de tubos es de fácil construcción, por lo tanto cualquier metalmecánica industrial donde existan los equipos y herramientas necesarias pueden construir cada uno de los elementos que conforman la máquina.

Lo más importante que debemos tener en cuenta para la construcción de la máquina es la adquisición de la materia prima para la construcción, en este caso los materiales necesarios en cada una de sus partes, estos elementos deben encontrarse dentro del mercado nacional, sean de fácil uso y rápidos de conseguir.

Para la construcción de la máquina es necesario determinar los siguientes parámetros:

- Requerimientos para la construcción.
- Hojas de procesos.

5.2 MÁQUINAS Y HERRAMIENTAS.

Para la realización de los elementos a construirse para la máquina, se emplean diversas máquinas herramientas como son; torno, fresadora, soldadora, plegadora, cizalla hidráulica, plasma y herramientas manuales como; limas, brocas, cuchillas, además de instrumentos de medición como escuadra, flexómetro, calibrador pie de rey, micrómetro.

En la **Tabla 5.1**, **Tabla 5.2**, **Tabla 5.3** se detalla cada una de las herramientas, máquinas herramientas e instrumentos de medición a utilizar.

DESCRIPCIÓN	TIPOS DE HERRAMIENTAS
HERRAMIENTAS (H)	Arco de sierra
	Cuchillas
	Llaves mixtas
	Brocas
	Limas
	Rayador
	Fresas de botón
	Machuelos
	Granete
	Entenalla de banco
	Llaves hexagonales
	Martillo
	Prensa

Tabla 5. 1 Listado de herramientas

.Fuente: Los Autores

DESCRIPCION	MAQUINAS HERRAMIENTAS Y EQUIPOS
M1	Torno.
M2	Fresadora universal.
M3	Esmeril.
M4	Grata circular
M5	Pulidora.
M6	Taladro manual y de banco.
M7	Plasma CNC
M8	Prensa hidráulica
E1	Soldadora eléctrica
E2	Equipo de pintura

Tabla 5. 2 Designación de máquinas herramientas y equipos

Fuente: Los Autores

DESCRIPCION	INSTRUMENTOS DE MEDICIÓN
INSTRUMENTACIÓN (I)	Flexómetro.
	Nivel.
	Escuadra
	Calibrador Pie de Rey.
	Micrómetro.
	Galga de ángulos.

Tabla 5. 3 Instrumentos de medición y verificación.

Fuente: Los Autores

5.3 OPERACIONES PROCESOS DE CONSTRUCCIÓN

A continuación se lista las diferentes operaciones y procesos de construcción que son necesarias para realizar el mecanizado de cada elemento que forma parte de los sistemas pertenecientes a la máquina.

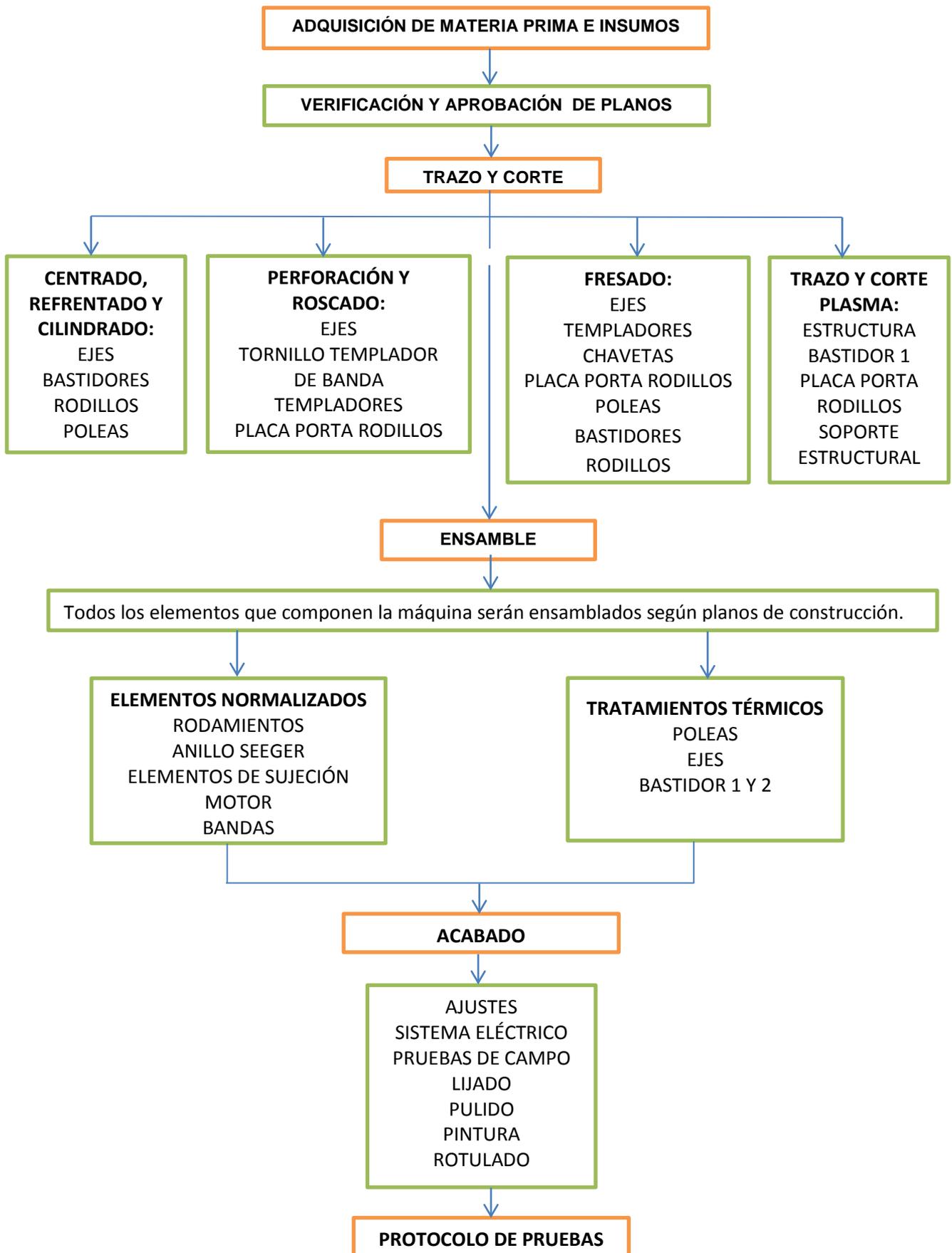


Figura 5. 1 Esquema del proceso de construcción

Fuente: Los Autores

5.4 ANÁLISIS DE COSTO

5.4.1 Generalidades

En el siguiente capítulo se realiza el desarrollo sobre los costos que conlleva el diseño, construcción y montaje de la máquina pulidora de tubos. El objetivo de este análisis es determinar la cantidad de recursos económicos a emplearse en la construcción de la máquina.

Se procede a realizar un análisis detallado tanto de costos directos como de costos indirectos.

Para el estudio de los costos directos se tiene costos parciales que son:

- Materia prima
- Costo de maquinado de partes de la máquina
- Costo de mano de obra
- Costo de montaje

De la misma manera se tiene costos parciales indirectos que son:

- Costos de ingeniería
- Gastos provisionales

En la **Tabla 5.4** se presenta los costos de los materiales a utilizarse en la máquina pulidora de tubos, cotizados en el mes de Octubre del 2013

5.5 COSTOS DIRECTOS

5.5.1 Costos de materia prima

Item	Descripción	Cant.	Dimensiones (mm)	Material	Costo unitario (USD)	Costo Total (USD)
1	Polea 1 (Eje motor)	1	Ø 115 x 17.5	AISI 1018	16	16
2	Polea 2 (Bastidor)	1	Ø 230 x 54	AISI 1018	25	25
3	Polea 3 (eje de rodillos)	1	Ø 82 x 17	AISI 1018	12	12
4	Polea 4 (eje de rodillos)	1	Ø 82x17	AISI 1018	12	12
5	Bastidor Polea 2	1	Ø 200x77.5	A36	60	60
6	Bastidor Polea 3 y 4	2	Ø 95x26	A36	10	20
7	Rodillo 1 (conductor)	2	Ø 60 x 60	Aluminio	35	70
8	Rodillo 2 (conducido)	4	Ø 60x65	Aluminio	35	140
9	Eje del rodillo templador	2	Ø 20x87	AISI 1018	15	30
10	Eje regulador	2	Ø 20x63	AISI 1018	15	30
11	Eje polea 3	1	Ø 20x83	AISI 4340	15	15
12	Eje polea 4	1	Ø 20x100	AISI 4340	15	15
13	Disco porta rodillos	1	Ø 460x12	A36	8	8
14	Templador	2	130x40x15	A36	3	6
15	Seguro eje regulador	2	16x20x12	A36	1	2
16	Chaveta motor	1	8x40	AISI 1010	1	1
17	Chaveta polea 3 y 4	2	3x35	AISI 1010	1	2
18	Chaveta rodillo 1	2	3x35	AISI 1010	1	2
19	Tornillo regulador	1	220	AISI 1018	6	6
20	Tuerca reguladora	1		AISI 1018	2	2
21	Correa G; L=200	1	200x50x3	A36	4	4
22	Base templador platina	1	5x3x200	A36	3	3
23	Lámina de la estructura 6mm	1	1220x2240x6	A36	160	160
24	Tapas protectoras	1	1220x100x2	A36	13	13
25	Soporte central 15mm	1	610x520x15	A36	45	45
26	Caucho cubre rodillos	N/R	N/A	CAUCHO	228	228
27	Cable	N/R	N/A	N/A	15	15
28	Electrodos	2 Kg	6011	6011	2.80	5.60
29	Bisagras	4	60x50x2	Acero.	1	4
30	Pintura	1	N/A	N7A	22	22
31	Breaker, Contactor, Rele	N/R	N/A	N/A	210	210
32	Botonera	N/R	N/A	N/A	25	25
					TOTAL	1208,6

Tabla 5. 4 Costo de materia prima

Fuente: Los Autores

5.5.2 Costos de elementos normalizados

Este costo se refiere a los elementos que son seleccionados mediante catálogos y que sus medidas y características concuerdan con lo seleccionado para la construcción.

Item	Descripción	Cant.	Dimensiones (mm)	Material	Costo unitario (USD)	Costo Total (USD)
1	Motor de 5HP	1	Motor WEG	N/A	305	341
2	Rodamiento	12	6004 2RS	Acero	4.80	64.51
3	Rodamiento	1	6024 2RS	Acero	298	333.76
4	Anillo Seeger	1	185 J(S)	Acero	21	23.59
5	Correa en V	2	A-32 340mm	Caucho	4.11	9.20
6	Correa en V	1	A-80 820mm	Caucho	7.76	8.69
7	Arandelas Pernos y tuercas	15	Varios	Acero	20	22.4
COSTO TOTAL						803.15

Tabla 5. 5 Costos de elementos normalizados

Fuente: Los Autores

5.5.3 Tiempo de utilización de las máquinas

Son todos esos costos por concepto de utilización de maquinaria y equipos como torno, fresa, suelda, plasma, dobladora, taladro etc.

N°	Descripción	Cat	Torno		Fresa		Suelda		Taladro		Plasma	
			H	T	H	T	H	T	H	T	H	T
1	Polea 1 (Eje motor)	1	3	3	0	0	0	0	1	0.5	0	0
2	Polea 2 (Bastidor)	1	6	6	0	0	0	0	1	0.5	0	0
3	Polea 3 (eje rodillos)	1	2	2	0	0	0	0	1	0.5	0	0
4	Polea 4 (eje rodillos)	1	2	2	0	0	0	0	1	0.5	0	0
5	Bastidor 1	1	6	6	0	0	0	0	1	1	0	0
6	Bastidor 2	2	2	4	1	2	0	0	0.5	1	0	0
7	Rodillo1(conductor)	2	1	2	0.5	1	0	0	0	0	0	0
8	Rodillo 2 (conducido)	4	1	4	0	0	0	0	0	0	0	0
9	Eje rodillo templador	2	4	8	1	2	0	0	0.5	1	0	0
10	Eje regulador	2	4	8	1	2	0	0	0.5	1	0	0
11	Eje polea 3	1	4	4	1	2	0	0	0.5	0.5	0	0
12	Eje polea 4	1	4	4	1	1	0	0	0.5	0.5	0	0
13	Seguro eje regulador	2	0	0	0.5	1	0	0	0.5	1	0	0
17	Tornillo regulador	1	1	1	0	0	0	0	0	0	0	0
19	Base motor PL-10mm	1	0	0	0	0	0.5	0.5	0	0	0.5	0.5
20	Lámina estructur 6mm	1	0	0	0	0	3	3	0	0	0.5	0.5
21	Tapas protectoras	2	0	0	0	0	0	0	0	0	0.15	0.30
22	Soporte centra l 15mm	1	8	0	0	0	0.5	0.5	0.5	0.5	0	0
23	Disco porta rodillos	1	2	2	12	12	0	0	0.5	0.5	0.30	0.30
24	Templadores	2	1.5	3	8	16	0	0	0.5	1	0.15	0.30
TOTAL DE HORAS			56		39		4		10		3	

Tabla 5. 6 Tiempo de Utilización de las máquinas

Fuente: Los Autores

Donde

H = Horas

T = Total de horas

5.5.4 Costos de maquinado

Este costo se refiere al valor de mano de obra directa empleada en las maquinas herramientas, para la fabricación de la máquina pulidora de tubos. Dicho valor se calcula basandose en el tiempo requerido para la fabricación de los elementos, estos valores se representan en la **Tabla 5.7**.

Item	Descripción	Costo por hora máquina	Tiempo utilizado	Total (USD)
1	Torno	8	56	448
2	Fresadora	9	39	351
3	Taladro	5	10	50
4	Amoladora	4	3	12
5	Soldadura SMAW	5	4	20
6	Corte Plasma	7	3	21
7	Prensa	6	1	6
9	Compresor	4	1	4
COSTO MAQUINA				912

Tabla 5. 7 Costo de maquinado

Fuente: Los Autores

5.5.5 Costo de mano de obra

La mano de obra es utilizada en cada uno de los procesos descritos en la **Tabla 5.7** y su costo se calcula en función del tiempo empleado para terminar cada tipo de trabajo.

Item	Descripción	Costo por hora	Tiempo utilizado	Total (USD)
1	Torno	3	56	168
2	Fresadora	4	39	156
3	Taladro	1.50	10	15
4	Amoladora	1.50	3	4.5
5	Soldadura SMAW	3	4	12
6	Corte Plasma	3	3	9
7	Prensa	4	1	4
8	Compresor	1.50	1	3
COSTO MANO DE OBRA				371.15

Tabla 5. 8 Costo de mano de obra

Fuente: Los Autores

5.5.6 Costo de montaje

Es la mano de obra ocupada para el ensamble de las partes y pizas que conforman la máquina pulidora de tubos. Los mismos que se encargan de la puesta a punto y el aliniamiento de los diferetes elementos.

Cargo	Especialidad	Cantida	Tiempo	Costo /hora	Costo total
Técnico	Mecánico	1	40	3	120
Técnico	Electromecánico	1	16	3	48
Tecnico	Ayudante Mecánico	1	40	2	80
COSTO MONTAJE					248

Tabla 5. 9 Costo de montaje

Fuente: Los Autores

5.5.7 Costo directo total

Es la suma de los diferentes costos parciales de costo directo, para detallar la suma se reprints en la **Tabla 5.10**.

COSTOS PARCIALES	VALOR (USD)
Costo de materia prima	1177
Costo de elementos normalizados	803.15
Costo de maquinado	912
Costo de mano de obra	371.15
Costo de montaje	248
SUBTOTAL	3511.33

Tabla 5. 10 Costo total directo

Fuente: Los Autores

5.6 COSTOS INDIRECTOS

5.6.1 Costos de materiales indirectos

Son aquellos costos de los materiales que están dentro de la producción directa y que se generan de uso de materiales suplementarios o insumos en la construcción de los diferentes componentes de la máquina pulidora de tubos.

Descripción	Cantidad	Costo unitario	Costo Total
Disco de corte	2 (u)	2.20	4.40
Disco de desbaste	1(u)	2.30	2.30
Thinner	2(GL)	5.66	11.32
Gasolina	1(GL)	2.0	2.0
Guaipes	5 (u)	0.30	1.50
Lijas	5(u)	0.60	3.00
COSTO TOTAL			\$ 24,52

Tabla 5. 11 Costo provisionales

Fuente: Los Autores

5.6.2 Costos de ingeniería

Son aquellos costos que se derivan del tiempo y el conocimiento que un ingeniero invierte en el diseño de máquinas en este caso de la máquina pulidora de tubos se necesita de dos profesionales los cuales desarrollan las siguientes actividades:

- Definición del problema
- Presentación de alternativas
- Diseño y selección de elementos de máquinas
- Elaboración y verificación de planos.
- Supervisión y control en la construcción
-

En la **Tabla 5.12** se indica el costo de ingeniería

Aplicación	Operación	Costo de ingeniería (USD /hora) x 2 Ing.	Tiempo total (horas)	Valor total en hora (USD)
Pulido de tubería cuadrada de 2 ½”	Diseño y selección de elementos mecánicos y elaboración de planos	10	200	2000
		Costo de Ingeniería		2000

Tabla 5. 12 Costo de ingeniería

Fuente: Los Autores

5.6.3 Costos totales indirectos

Es la suma de los costos de materiales indirectos y costos de ingeniería

COSTOS PARCIALES	VALOR
Costo de materiales indirectos	59.92
Costos de ingeniería	2000
SUBTOTAL	2059.92

Tabla 5. 13 Costo totales indirectos

Fuente: Los Autores

5.6.4 Costo total

Para determinar el costo total de la máquina a construir se suma los costos directos e indirectos, como se muestra en la **Tabla 5.14**.

En caso de que exista modificaciones se tiene que aumentar un costo por adicionales.

COMPONENTE DE COSTO	VALOR (USD)
Costos Directos	3511.33
Costos Indirectos	2059.92
COSTO TOTAL DE LA MÁQUINA	5571.25

Tabla 5. 14 Costo total de la máquina pulidora.

Fuente: Los Autores

5.7 HOJA DE PROCESOS

Se realiza hojas de procesos de los elementos principales que conforman la máquina en las que se detallan cada uno de los procedimientos que se debe seguir para obtener los diferentes elementos que se va a construir.

Estas están detallados en el **ANEXO A**.

5.8 MONTAJE DE LA MÁQUINA

El montaje de la máquina se realiza siguiendo la secuencia de operaciones que se enlistan en el **ANEXO B**.

CAPITULO VI

6. INSTALACIÓN, OPERACIÓN, MANTENIMIENTO

6.1 INSTALACIÓN

La máquina se asentará sobre una base de hormigón soportada por medio de regatones, y entrara en funcionamiento.

6.2 OPERACIÓN

Antes de poner en operación la máquina se debe tomar en cuenta las siguientes observaciones;

1. Verificar que todos los pernos estén bien ajustados.
2. Verificar la alineación de las poleas
3. Comprobar la tensión correcta de la bandas
4. Compruebe que todos los componentes estén en buenas condiciones y bien montados
5. Compruebe que las conexiones eléctricas estén en perfectas condiciones

6.2.1 Ajuste de la sección a pulir

Ajuste la sección antes de empezar a trabajar con la máquina. Debe ser hecho de acuerdo con la sección del material. Cuando se ejecuta el acabado en materiales, debe regularse con la sección mínima.

- a) Abra la cerradura de seguridad
- b) Abra la cubierta de la rueda
- c) Aflojar la tensión del rodillo y presione hacia abajo
- d) Fijar el rodillo tensor en posición baja
- e) Desenroscar el ajuste de rodillos
- f) Seleccionar la posición deseada con la ayuda de la escala
- g) Fijar el rodillo de ajuste
- h) Liberar el rodillo de tensión

- i) Fijar el rodillo tensor
- j) Repetir los procedimientos de c a las otras cintas abrasivas utilizando la misma sección aplicada en f.
- k) Asegúrese de que no hay herramientas en el interior de la máquina
- l) Cierre la cubierta de la rueda

La escala en la rueda está destinada sólo para referencia. La abertura varía con la velocidad y el tipo de cintas abrasivas de las correas.

Regular la sección en todas las bandas de lija con el mismo valor para lograr el mejor acabado.

6.3 MANTENIMIENTO GENERAL

Se debe tomar mayor atención al desgaste de los elementos como bandas, ejes, rodillos ya que esto depende del tiempo entre cada periodo de reparación y mantenimiento. Se recomienda realizarlos en lapsos de tiempo cortos, para poder realizar un registro adecuado del estado de la máquina.

Posteriormente se recomienda que la periodicidad del mantenimiento sea:

Diario:

General de limpieza de la máquina al final del turno de trabajo. Mantener la máquina limpia para mantener su longevidad y de sus componentes (rodamientos, rodillos) y de la duración de los consumibles (cintas abrasivas).

Semanal:

1. Compruebe la tensión de las correas trapezoidales.

Mensual:

2. Compruebe el estado de los rodillos de goma recubiertos
3. Compruebe la tensión de las correas trapezoidales

Cada semestre:

Estas verificaciones deben llevarse a cabo por un técnico competente.

- Compruebe los rodamientos de rodillos y rodamientos de rueda.

Compruebe los cojinetes del motor

- Compruebe el estado de la correa

6.4 LUBRICACIÓN

Esta máquina está diseñada para no necesitar lubricación.

1. Realizar la tensión de las correas trapezoidales desenroscando eje del soporte del motor

2. Desatornille los seis tornillos que sujetan la rueda.

Precaución: Este trabajo debe ser realizado por dos individuos por que la rueda pesa 30 kg.

3. Retire la rueda

4. Reemplace las correas trapezoidales de los motores y correas abrasivas.

5. Vuelva a colocar la rueda en la máquina y atornillar los tornillos.

6. Coloque las nuevas correas trapezoidales en sus respectivas poleas

7. La máquina está lista para trabajar

ELEMENTO	ACTIVIDAD	APLICACIÓN	FRECUENCIA
1	Cambio de rodamientos rodillos	-----	8630 Hrs
2	Cambio de rodamiento polea 2	Manual	8650 Hrs
3	Cambio de bandas de poleas	Manual	1920 Hrs
4	Cambio de bandas de lijas	Manual	40 Hrs
5	Limpieza de rodillos	Manual	8Hrs

Tabla 6. 1 Cronograma de mantenimiento de partes de máquina pulidora de tubos.

Fuente: Los Autores

CONCLUSIONES

- El presente proyecto ha sido posible realizar con los diferentes materiales existentes en la industria nacional desde una banda, rodamientos, ejes, anillos seguer, láminas de acero al carbono, aluminio, etc.
- El diseño ha sido factible gracias a que el mercado se encontró un motor cuyas características cumplieron con los cálculos realizados para que la relación de transmisión del motor a las poleas sea 1:1.
- Para fabricar maquinarias similares, el diseño ha sido versátil, por lo tanto se podría optimizar costos para la fabricación en serie.

RECOMENDACIONES

- Antes de poner en marcha la máquina, el operador debe tener pleno conocimiento de su funcionamiento para evitar daños en su operación.
- Es importante que la persona que va a operar la máquina use EPP (Equipo de Protección Personal), la máquina genera polvo desprendido por el abrasivo y puede ser nocivo para la vista del operador.
- Es recomendable realizar un buen mantenimiento según el Capítulo VI, ya que el polvo de pulido generado por las bandas de lija al producirse el rozamiento con el material a pulir, pueden generar daños a los rodamientos ubicados en la máquina.
- Revisar el templado de la banda con el motor, ya que de ella depende la transmisión de velocidad a los rodillos porta lijas.

BIBLIOGRAFIA

- SHIGLEY - BUDYNAS J; Diseño en Ingeniería Mecánica; 9ª Ed; Editorial Mc Graw-Hill México; 1989.
- SHIGLEY J.; Manual del diseño mecánico; 4ª Ed; Editorial Mc Graw - Hill México; 1995.
- BUDYNAS R.; Diseño de Ingeniería Mecánico; 9ª Ed; Editorial McGraw-Hill México; 1989.
- HERMANN J.; Tablas para la industria metalúrgica; 3ª Ed; Editorial Reverté.
- SKF; Catálogo General de Rodamientos; Publicación 6000 ES; Suecia; Mayo 2006.
- P.A. STIOPIN; Resistencia de Materiales.
- R.C. Hibbeler, Mecánica de Materiales , 6ta Ed., Editorial Pearson, México, 2006.

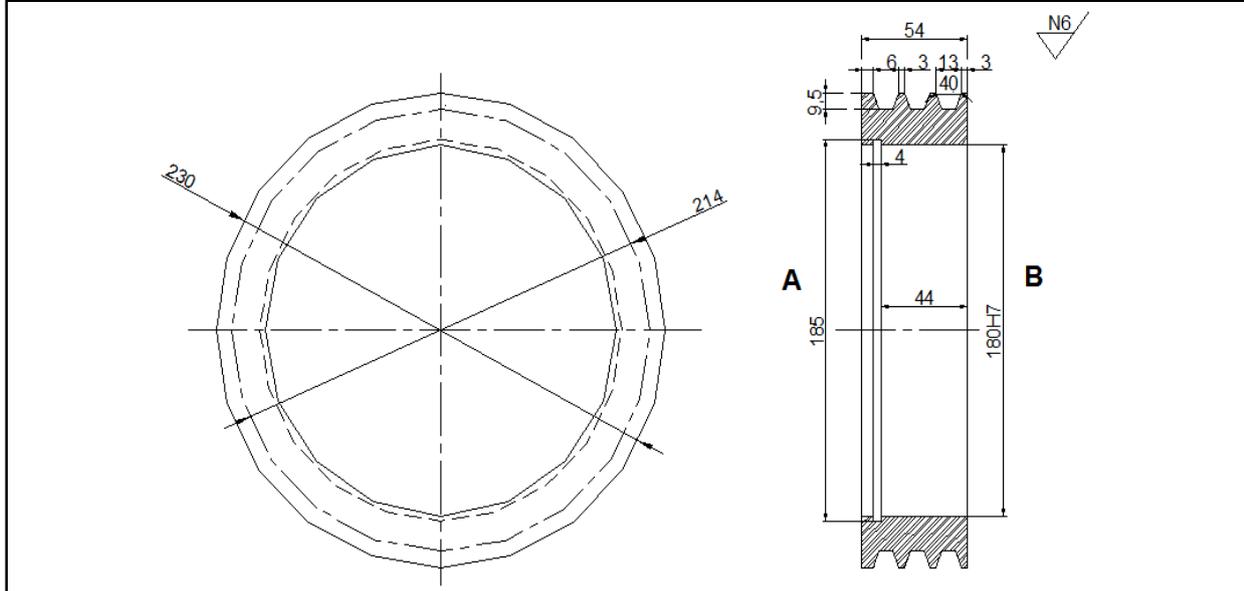
ANEXOS

ANEXO A

Centro de Mecanizado	HOJA DE PROCESOS			Trabajo de Torno
				Cilindrado y Fresado
				Hoja N°
				1
Nombre EJE DE LOS RODILLOS	Material AISI 4340	Dimensiones Brutas 31,75 x 105 mm	Tiempo estimado 4,5 Horas	
Fase 1. Preparación del Material				
Oper.	Descripción	Útiles y Herramientas	Condición de Trabajo	
1	Refrentar la cara A del eje, dejarlo plano.	Cuchilla de carburo metálico	Refrentado:	
2	Refrentar cara B, dejar a la medida según plano.		800 rpm, avance manual	
3	Perforar con una broca de centros en cada lado del eje.	Mandril porta brocas	Perforado:	
3	Sujetar la pieza de modo que sujete 10mm al eje con el mandril y en el otro extremo con el punto giratorio del torno.	Broca de centros Calibrador pie de rey	400 rpm, avance manual.	
Fase 2. Mecanizado del eje Torneado				
4	Cilindrar el eje a un Φ 30x99 mm	Cuchilla de carburo metálico Punto giratorio	Cilindrado:	
5	Cilindrar el lado A del eje a un Φ 20x56 mm con una tolerancia de +0.02mm. Con el porta cuchillas, mecanizar un chaflan de 1x45°.		800 rpm, avance automático, 1mm por pasada.	
6	Cilindrar el lado B del eje a un Φ 20x38 mm con una tolerancia de +0.02mm. Damos la vuelta el porta cuchillas y mecanizamos un chaflan de 1x45°.	Calibrador pie de rey Micrómetro de 0 - 25 mm	Perforado:	
7	Perforar los extremos de los ejes a un Φ 6,5x22 mm.	Broca 6,5 mm Mandril porta brocas	400 rpm, avance manual.	
Fase 3. Mecanizado del eje Fresado				
8	Fijar una entenalla en la fresa, con sus paredes de sujeción rectas. Con el reloj palpador verificar su rectitud para que el chavetero sea paralelo a su centro.	Entenalla Reloj palpador Fresa de bástago	Fresado:	
9	Fijar el centro de la pieza. Con una fresa de bástago proceder a sacar el centro en el eje y mecanizar el chavetero a una dimensión de 6x30x3 mm en los lados A y B del eje.		600 rpm Avance manual Desbate de 0,5mm.	
Fase 4. Operaciones Manuales				
10	Fijar el eje en una entenalla con el lado A perforado hacia arriba y proceder a pasar machuelo M08x1,25 mm, de igual manera, realizar el mismo procedimiento en el lado B del eje.	Bandeador Machuelo M08x1,25 mm	Operación manual	
11	Retirar las aristas vivas con una lima de joyero, limpiar todos los filos cortantes del eje.	Limas de joyero.		
Fase 5. Control de Calidad				
12	Verificar todas las dimensiones con un calibrador pie de rey y un micrómetro.	Calibrador pie de rey Micrómetro 0 - 25 mm	Operación manual	
Observaciones:				
* Con las revoluciones por minuto calculadas se garantiza la vida útil de la cuchilla y el acabado seleccionado para este material.				
* La cuchilla a utilizar debe estar afilado con su lado izquierdo recto, esto garantiza el buen tallado del eje.				

Centro de Mecanizado	HOJA DE PROCESOS	Trabajo de Torno
		Cilindrado
		Hoja N°
		1

Nombre POLEA N° 2	Material BARRA PERFORADA	Dimensiones Brutas Ø241,3x165,1x60mm	Tiempo estimado 7 Horas
----------------------	-----------------------------	---	----------------------------



Fase 1. Preparación del Material

Oper.	Descripción	Útiles y Herramientas	Condición de Trabajo
1	Refrentar la cara A de la barra perforada.	Cuchilla de carburo metálico Calibrador pie de rey	Refrentado: 800 rpm, avance manual pasada de desbaste 0,5mm.
2	Refrentar cara B, dejar a la medida según plano.		
3	Sujetar la pieza de su parte exterior para poder maquinar el diámetro interior con una cuchilla para interiores. Desbastar hasta aproximarlos a la medida final.		

Fase 2. Mecanizado de la polea Torneado

4	Cilindrar el diámetro interior de la barra perforada con una cuchilla para desbaste y aproximarlos a un Φ 175x54mm.	Cuchilla para interiores de acero al carbono de desbaste y de acabado Cuchilla de tronzar para interiores de acero al carbono Calibrador pie de rey	Cilindrado Interior: 800 rpm, avance automático, 1mm por pasada.
5	Cambiar la cuchilla de desbaste por una cuchilla de acabado y cilindrar el diámetro interior de la barra perforada a Φ 180mm con una tolerancia de -0.02mm.		
6	Realizar el canal para el anillo seguer según medidas del plano.		Tronzado: 400 rpm, avance manual.
7	Sujetar la pieza maquinada de su diámetro interior para poder maquinar los canales de la polea.		
8	Maquinar los canales de la polea según plano especificado.		Cilindrado Exterior: 250 rpm, avance manual.

Fase 4. Operaciones Manuales

9	Retirar las aristas vivas con una lima, limpiar todos los filos cortantes de la polea.	Limas	Operación manual
---	--	-------	------------------

Fase 5. Control de Calidad

10	Verificar todas las dimensiones con un calibrador pie de rey.	Calibrador pie de rey	Operación manual
----	---	-----------------------	------------------

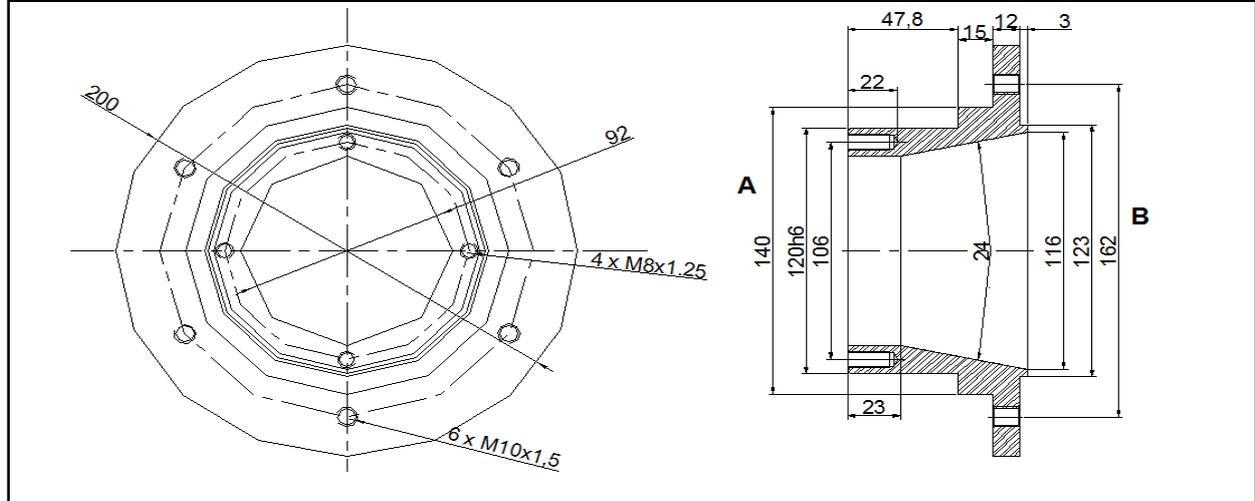
Observaciones:

* Con las revoluciones por minuto calculadas se garantiza la vida útil de la cuchilla y el acabado seleccionado para este material.

* Las cuchillas a utilizar deben estar afiladas según el proceso requerido, esto garantiza el buen tallado de la polea.

Centro de Mecanizado	HOJA DE PROCESOS	Trabajo de Torno
		Cilindrado y Perforado
		Hoja N°
		1

Nombre	BASTIDOR	Material	AISI 1018	Dimensiones Brutas	205 x 76 x 74 mm	Tiempo estimado	6 Horas
---------------	----------	-----------------	-----------	---------------------------	------------------	------------------------	---------



Fase 1. Preparación del Material

Oper.	Descripción	Útiles y Herramientas	Condición de Trabajo
1	Refrentar la cara A del eje, dejarlo plano.	Cuchilla de carburo metálico	Refrentado: 800 rpm, avance manual
2	Refrentar cara B, dejar a la medida según plano.		pasada de desbaste 0,5mm.
3	Perforar con una broca de centros la torta de material.	Mandril porta brocas	Perforado:
4	Sujetar la pieza de modo que sujete el material con el mandril.	Broca de centros	400 rpm, avance manual.
5	Perforar total el material hasta dejarlo a un diámetro que sea fácil el ingreso de una herramienta para torneare su parte interna.	Brocas Calibrador pie de rey	250 rpm, avance manual.

Fase 2. Mecanizado del Bastidor Torneado

6	Cilindrar el lado A del material a un Φ 140x52,3 mm.	Cuchilla de carburo metálico Punto giratorio Calibrador pie de rey Broca Mandril porta brocas	Cilindrado: 800 rpm, avance automático, 1mm por pasada. Perforado: 400 rpm, avance manual.
7	Cilindrar el lado A del material a un Φ 120x47,8 mm con una tolerancia de +0.02mm. Con el porta cuchillas, mecanizar un chaflan de 1x45°.		
8	Dar la vuelta el material y cilindrar el lado B del material a un Φ 200x15 mm con una tolerancia de +0.02mm. Dar la vuelta el porta cuchillas y mecanizar un chaflan de 1x45°.		
9	Maquinar el material a un Φ 123x3mm.		
10	Con la cuchilla de interiores maquinar el diámetro interior de la pieza.		
11	Maquinar un cono en el diámetro interior a un Φ 116x54,8mm con ángulo de 24°.		

Fase 3. Mecanizado del Bastidor Fresado

12	Montar el bastidor en un divisor, trazar el diámetro y el centro para las perforaciones.	Relej palpador Brocas Divisor vertical.	Fresado: 1200 rpm
13	Montar la broca de Φ 8,5 y perforar 6 agujeros en el lado B del bastidor. Dar la vuelta el bastidor y perforar con una broca 4 perforaciones de Φ 6,5 el lado A del bastidor.		

Fase 4. Operaciones Manuales

14	Con el bastidor fijo en el divisor proceder a pasar machuelo en las perforaciones del lado A del bastidor. Pasar machuelo M08x1,25 en las 4 perforaciones.	Bandeador Machuelo M08x1,25 mm Machuelo M10x1,5mm	Operación manual
15	Dar la vuelta el bastidor y pasar machuelo M10x1,5mm en las 6 perforaciones del lado B.	Avellanador Limas de joyero.	

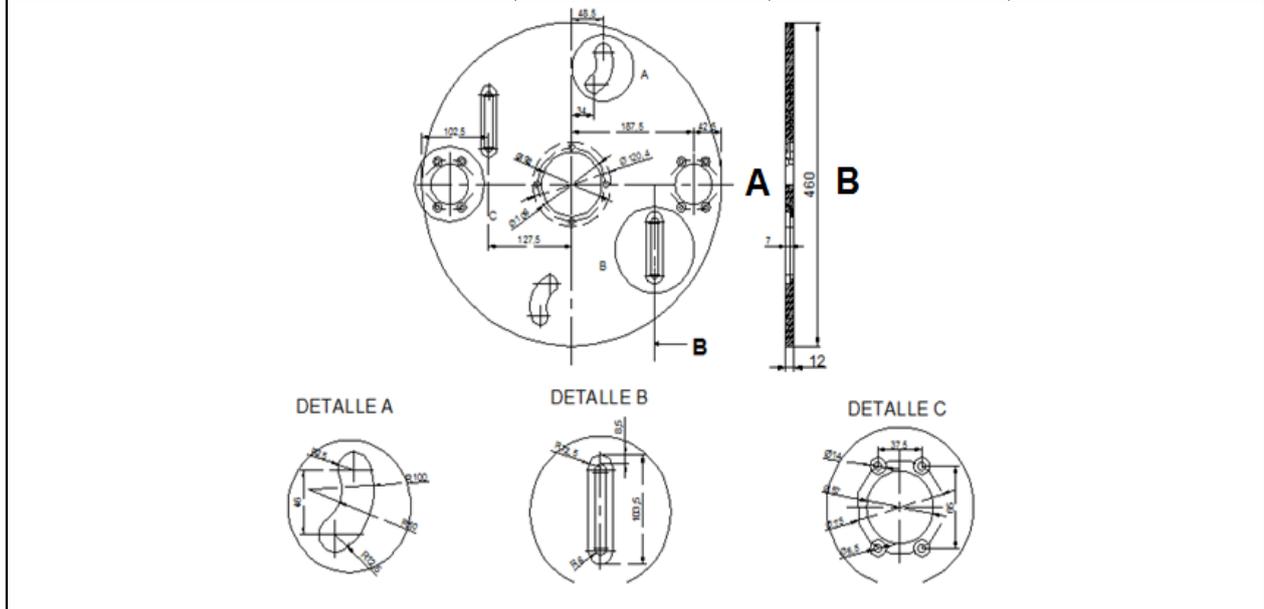
Fase 5. Control de Calidad

16	Verificar todas las dimensiones con un calibrador pie de rey y con los pernos M08 y M10 comprobar la rosca en cada uno de sus agujeros.	Calibrador pie de rey	Operación manual
----	---	-----------------------	-------------------------

Observaciones:
 * Con las revoluciones por minuto calculadas se garantiza la vida útil de la cuchilla y el acabado seleccionado para este material.
 * La cuchilla a utilizar debe estar afilado con su lado izquierdo recto, esto garantiza el buen tallado del eje.

Centro de Mecanizado	HOJA DE PROCESOS	Trabajo de Fresa
		Fresado
		Hoja N°
		1

Nombre	Material	Dimensiones Brutas	Tiempo estimado
PLACA PORTA RODILLOS	A - 36	465 x 80 x 12 mm	16 Horas



Fase 1. Preparación del Material

Oper.	Descripción	Útiles y Herramientas	Condición de Trabajo
1	Diseñar la placa de tal manera que soporte el peso de los rodillos, ejes y bastidor.	Software de diseño Plasma CNC	Corte con Plasma CNC.
2	Cortar la placa con una cortadora Plasma CNC.		
3	Fijar la placa en el torno.		

Fase 2. Mecanizado de la placa Torneado

4	Con una cuchilla para interiores maquinar el diámetro interior a un Φ 92mm	Cuchilla de carburo metálico	Cilindrado: 800 rpm, avance auto.
5	Mecanizar el lado B de la placa, según plano.		

Fase 3. Mecanizado de la placa Fresado

6	Fijar la placa en la Fresadora y mandrinar las perforaciones según Detalle C.	Reloj palpador	Fresado: 600 rpm
7	Fresar el ojo chino en la placa según Detalle B.	Fresa de botón.	

Fase 4. Operaciones Manuales

8	Con una lima de joyero quitar rebabas de los ojos chino.	Limas de joyero.	Operación manual
---	--	------------------	-------------------------

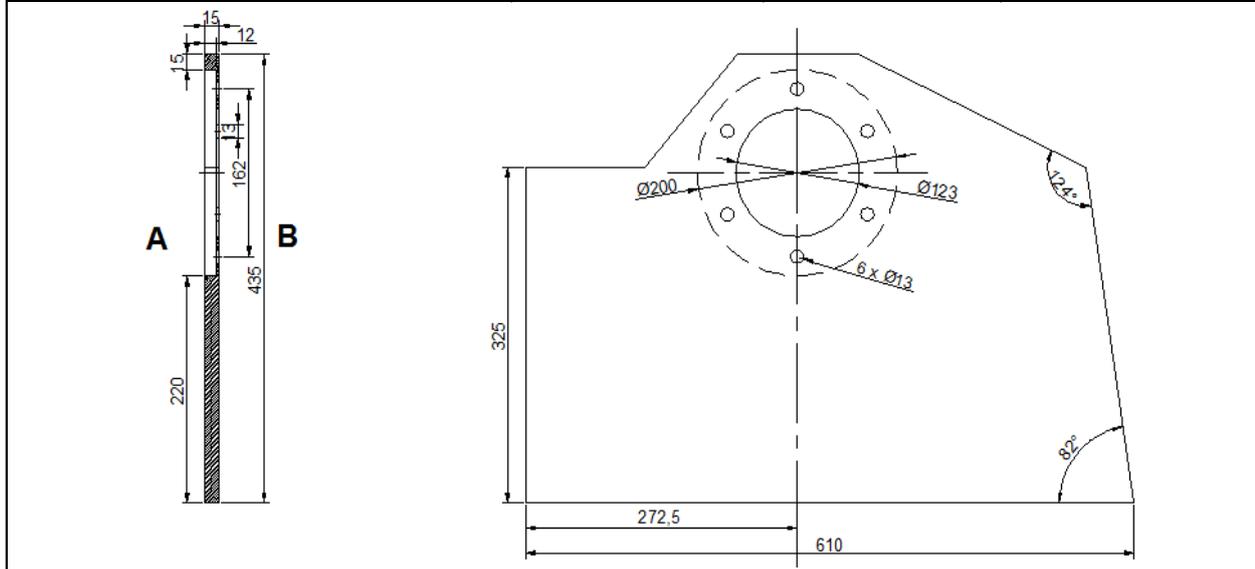
Fase 5. Control de Calidad

9	Verificar todas las dimensiones con un calibrador pie de rey.	Calibrador pie de rey	Operación manual
---	---	-----------------------	-------------------------

Observaciones:
 * Con las revoluciones por minuto calculadas se garantiza la vida útil de la cuchilla y el acabado seleccionado para este material.
 * La cuchilla a utilizar debe estar afilado con su lado izquierdo recto, esto garantiza el buen tallado del eje.

Centro de Mecanizado	HOJA DE PROCESOS	Trabajo de Fresa
		Torneado y Perforado
		Hoja N°
		1

Nombre	Material	Dimensiones Brutas	Tiempo estimado
PLACA ESTRUCTURA	A - 36	615 x 440 x 15 mm	6 Horas



Fase 1. Preparación del Material

Oper.	Descripción	Útiles y Herramientas	Condición de Trabajo
1	Diseñar la placa de tal manera que soporte el peso total de todos los componentes de la máquina.	Software de diseño Plasma CNC	Corte con Plasma CNC.
2	Cortar la placa con una cortadora Plasma CNC.		
3	Fijar la placa en el torno con un madril de 4 dientes.		

Fase 2. Mecanizado de la placa Torneado

4	Con una cuchilla para interiores maquinar la perforación a un diámetro de Φ 200x12mm	Cuchilla de carburo metálico Calibrador pie de rey	Cilindrado: 800 rpm, avance auto.
5	Mecanizar el lado A de la placa, según plano.		

Fase 3. Perforado

6	Selañar el diámetro de las perforaciones.	Reloj palpador	Fresado: 600 rpm
7	Perforar 6 agujeros a un diámetro de Φ 13mm.	Fresa de botón.	

Fase 4. Operaciones Manuales

8	Remover las rebabas en la placa	Limas de joyero.	Operación manual
---	---------------------------------	------------------	-------------------------

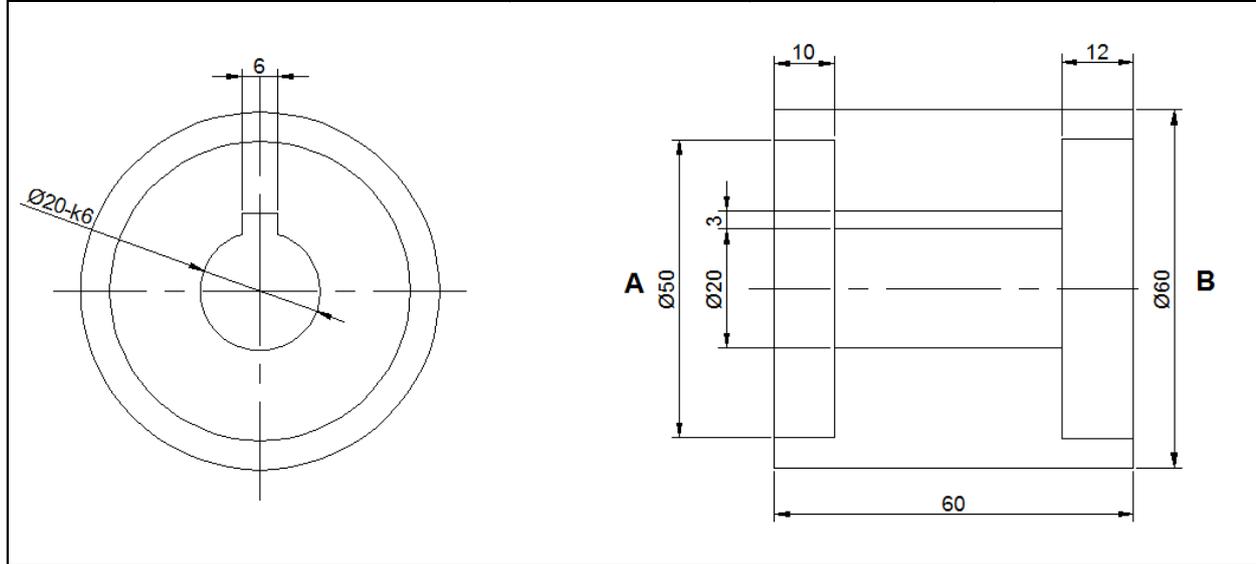
Fase 5. Control de Calidad

9	Verificar todas las dimensiones con un calibrador pie de rey y un flexómetro.	Calibrador pie de rey Flexómetro	Operación manual
---	---	-------------------------------------	-------------------------

Observaciones:
 * Con las revoluciones por minuto calculadas se garantiza la vida útil de la cuchilla y el acabado seleccionado para este material.
 * La cuchilla a utilizar debe estar afilado con su lado izquierdo recto, esto garantiza el buen tallado del eje.

Centro de Mecanizado	HOJA DE PROCESOS	Trabajo de Torno
		Cilindrado y Fresado
		Hoja N°
		1

Nombre	Material	Dimensiones Brutas	Tiempo estimado
RODILLOS	Duraluminio	65 x 65 mm	4,5 Horas



Fase 1. Preparación del Material

Oper.	Descripción	Útiles y Herramientas	Condición de Trabajo
1	Refrentar la cara A del eje, dejarlo plano.	Cuchilla de carburo metálico	Refrentado: 800 rpm, avance manual pasada de desbaste 0,5mm.
2	Refrentar cara B, dejar a la medida según plano.		
3	Perforar con una broca de centros en cada lado del eje.	Mandril porta brocas	
4	Sujetar el eje de modo que sea fácil el maquinado interior.	Broca de centros	

Fase 2. Mecanizado del eje Torneado

5	Cilindrar el diámetro interior del eje a un Φ 20mm con una tolerancia de -0.02mm.	Cuchilla de carburo metálico	Cilindrado: 800 rpm, avance automático, 1mm por pasada.
6	Cilindrar el lado A del eje a un Φ 20x56 mm con una tolerancia de +0.02mm. Con el porta cuchillas, mecanizar un chaflan de 1x45°.	Punto giratorio Calibrador pie de rey Micrómetro de 0 - 25 mm	
7	Cilindrar el lado A y B del eje a un Φ 50x10 mm según plano. Damos la vuelta el porta cuchillas y mecanizamos un chaflan de 1x45°.	Broca 6,5 mm Mandril porta brocas	Perforado: 400 rpm, avance manual.

Fase 3. Mecanizado del eje Fresado

8	Fijar el eje en una entenalla en la fresadora, con sus paredes de sujecion rectas. Con el reloj palpador verificar su rectitud para que el chavetero sea paralelo a su centro.	Entenalla Reloj palpador Fresa de bástago	Fresado: 250 rpm Avance manual Desbaste de 1 mm.
9	Con el mortajador realizamos en chavetero al rodillo, según plano.		

Fase 4. Operaciones Manuales

11	Retirar las aristas vivas con una lima de joyero, limpiar todos los fillos cortantes del eje.	Limas	Operación manual
----	---	-------	-------------------------

Fase 5. Control de Calidad

12	Verificar todas las dimensiones con un calibrador pie de rey y un micrómetro.	Calibrador pie de rey	Operación manual
----	---	-----------------------	-------------------------

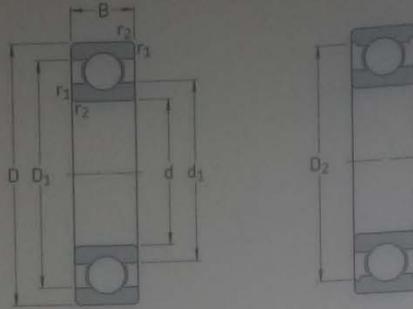
Observaciones:
 * Con las revoluciones por minuto calculadas se garantiza la vida útil de la cuchilla y el acabado seleccionado para este material.
 * La cuchilla a utilizar debe estar afilado con su lado izquierdo recto, esto garantiza el buen tallado del eje.

ANEXO B

ITEM	OPERACIÓN
M001	Elaboración de la Polea 1
M002	Elaboración de la Polea 2
M003	Elaboración de la Polea 3
M004	Elaboración de la Polea 4
M005	Elaboración del Bastidor 1
M006	Montaje del Rodamiento 6024 2Z al Bastidor 1
M007	Montaje del Bastidor 1 y el Rodamiento a las Polea 2
M008	Instalación del Bastidor 2 en el Disco porta Rodillos
M009	Instalación de los rodamientos en el Bastidor 2
M010	Instalación de los Ejes en el Disco porta Rodillos
M011	Instalación de los Rodamientos 6004 2Z en los Rodillos 2
M012	Montaje de los Rodillos 1 y Rodillos 2 en los ejes
M013	Montaje de las Poleas 3 y 4 en los ejes.
M014	Instalación de la Placa Templadora en el Disco porta Rodillos
M015	Ensamble de la Estructura
M016	Soldado de la placa que soporta al motor en la estructura
M017	Instalación del perno regulador de templado de la banda
M018	Instalación de la Polea 1 al motor
M019	Montaje del motor a la estructura
M020	Instalación del Bastidor 1 en la estructura de la máquina
M021	Instalación de las Bandas en las Poleas 3 y 4
M022	Instalación de las bandas en la Polea 1 y 2
M023	Instalación de la caja de control
M024	Instalación eléctrica en el sistema de control
M025	Instalación de la máquina en el lugar

ANEXO C

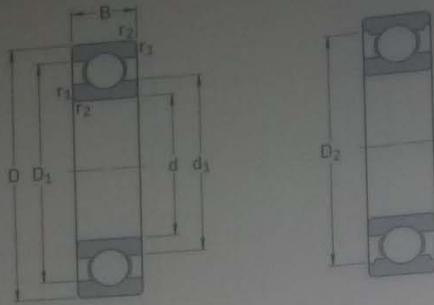
Rodamientos rígidos de una hilera de bolas d 120 - 170 mm



Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga P_u	Velocidades		Masa	Designación
d	D	B	dinámica C	estática C_0		Velocidad de referencia	Velocidad límite		
mm			kN		kN	rpm		kg	-
120	150	16	29,1	28	1,29	8 500	5 300	0,65	61824
	165	22	55,3	57	2,04	8 000	5 000	1,20	61924
	180	19	63,7	64	2,2	7 500	4 800	1,60	*16024
	180	28	88,4	80	2,75	7 500	4 800	2,05	*6024
	215	40	146	118	3,9	6 300	4 000	5,15	6224
	260	55	208	186	5,7	5 600	3 400	12,5	6324
130	165	18	37,7	43	1,6	8 000	4 800	0,93	61826
	180	24	65	67	2,28	7 500	4 800	1,85	61926
	200	22	83,2	81,5	2,7	7 000	3 800	2,35	+16026
	200	33	112	100	3,35	7 000	4 200	3,15	+6026
	230	40	156	132	4,15	5 600	3 400	5,80	6226
	280	58	229	216	6,3	5 000	3 200	17,5	6326 M
140	175	18	39	46,5	1,66	7 500	4 800	0,99	61828
	190	24	66,3	72	2,36	7 000	5 000	1,70	61928 MA
	210	22	80,6	86,5	2,8	6 700	4 000	2,50	16028
	210	33	111	108	3,45	6 700	4 000	3,35	6028
	250	42	165	150	4,55	5 300	3 400	7,45	6228
	300	62	251	245	7,1	4 800	4 300	22,0	6328 M
150	190	20	48,8	61	1,96	6 700	4 300	1,40	61830
	210	28	88,4	93	2,9	6 300	5 300	3,05	61930 MA
	225	24	92,2	98	3,05	6 000	3 800	3,15	16030
	225	35	125	125	3,9	6 000	3 800	4,80	6030
	270	45	174	166	4,9	5 000	3 200	9,40	6230
	320	65	276	285	7,8	4 300	4 000	26,0	6330 M
160	200	20	49,4	64	2	6 300	4 000	1,45	61832
	220	28	92,3	98	3,05	6 000	5 000	3,25	61932 MA
	240	25	99,5	108	3,25	5 600	3 600	3,70	16032
	240	38	143	143	4,3	5 600	3 600	5,90	6032
	290	48	186	186	5,3	4 500	3 000	14,5	6232
	340	68	276	285	7,65	4 000	3 800	29,0	6332 M
170	215	22	61,8	78	2,4	6 000	3 600	1,90	61834
	230	28	93,6	106	3,15	5 600	4 800	3,40	61934 MA
	260	28	119	129	3,75	5 300	4 300	5,00	16034
	260	42	168	173	5	5 300	3 200	7,90	6034 M
	310	52	232	224	6,1	4 300	4 300	17,5	6234 M
	360	72	312	340	8,8	3 800	3 400	34,5	6334 M

* Rodamiento SKF Explorer

Rodamientos rígidos de una hilera de bolas
d 12 - 22 mm



Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga P_u	Velocidades Velocidad de referencia	Velocidad límite	Masa	Designación
d	D	B	dinámica C	estática C_0					
mm			kN		kN	rpm		kg	-
12	21	5	1,43	0,67	0,028	70 000	43 000	0,0063	61801
	24	6	2,25	0,98	0,043	67 000	40 000	0,011	61901
	28	8	5,4	2,36	0,10	60 000	38 000	0,022	* 6001
	30	8	5,07	2,36	0,10	56 000	34 000	0,023	16101
	32	10	7,28	3,1	0,132	50 000	32 000	0,037	* 6201
	37	12	10,1	4,15	0,176	45 000	28 000	0,060	* 6301
15	24	5	1,56	0,8	0,034	60 000	38 000	0,0074	61802
	28	7	4,36	2,24	0,095	56 000	34 000	0,016	61902
	32	8	5,85	2,85	0,12	50 000	32 000	0,025	* 16002
	32	9	5,85	2,85	0,12	50 000	32 000	0,030	* 6002
	35	11	8,06	3,75	0,16	43 000	28 000	0,045	* 6202
	42	13	11,9	5,4	0,228	38 000	24 000	0,082	* 6302
17	26	5	1,68	0,93	0,039	56 000	34 000	0,0082	61803
	30	7	4,62	2,55	0,108	50 000	30 000	0,018	61903
	35	8	6,37	3,25	0,137	45 000	28 000	0,032	* 16003
	35	10	6,37	3,25	0,137	45 000	28 000	0,039	* 6003
	40	9	9,56	4,75	0,2	38 000	24 000	0,048	98203
	40	12	9,95	4,75	0,2	38 000	24 000	0,065	* 6203
20	40	12	11,4	5,4	0,228	38 000	24 000	0,064	6203 ETN9
	47	14	14,3	6,55	0,275	34 000	22 000	0,12	* 6303
	62	17	22,9	10,8	0,455	28 000	18 000	0,27	6403
	32	7	4,03	2,32	0,104	45 000	28 000	0,018	61804
	37	9	6,37	3,65	0,156	43 000	26 000	0,038	61904
	42	8	7,28	4,05	0,173	38 000	24 000	0,050	* 16004
20	42	9	7,93	4,5	0,19	38 000	24 000	0,051	98204 Y
	42	12	9,95	5	0,212	38 000	24 000	0,069	* 6004
	47	14	13,5	6,55	0,28	32 000	20 000	0,11	* 6204
	47	14	15,6	7,65	0,325	32 000	20 000	0,096	6204 ETN9
	52	15	16,8	7,8	0,335	30 000	19 000	0,14	* 6304
	52	15	18,2	9	0,38	30 000	19 000	0,14	6304 ETN9
	72	19	30,7	15	0,64	24 000	15 000	0,40	6404

ANEXO D

Tabla de propiedades de la soldadura

Cargas constantes permisibles y tamaños mínimos de soldadura de filete												
Programa A: carga permisible para varios tamaños de soldadura de filete												
Programa B: tamaño mínimo de soldadura de filete, h												
Nivel de resistencia del metal de aporte (EXX)												
	60*	70*	80	90*	100	110*	120					
Esfuerzo cortante permisible en la garganta, ksi (1 000 psi) de soldadura de filete o soldadura de muesca con penetración para d												
$\tau =$	18.0	21.0	24.0	27.0	30.0	33.0	36.0					
Fuerza unitaria permisible en soldadura de filete, kip/pulg lineal												
$f =$	12.73h	14.85h	16.97h	19.09h	21.21h	23.33h	25.45h					
Fuerza unitaria permisible para varios tamaños de soldaduras de filete, kip/pulg lineal												
Tamaño del cable h, pulg	1	7/8	3/4	5/8	1/2	7/16	3/8	5/16	1/4	3/16	1/8	1/16
	12.73	11.14	9.55	7.96	6.37	5.57	4.77	3.98	3.18	2.39	1.59	0.795
	14.85	12.99	11.14	9.28	7.42	6.50	5.57	4.64	3.71	2.78	1.86	0.930
	16.97	14.85	12.73	10.61	8.48	7.42	6.36	5.30	4.24	3.18	2.12	1.06
	19.09	16.70	14.32	11.93	9.54	8.35	7.16	5.97	4.77	3.58	2.39	1.19
	21.21	18.57	15.92	13.27	10.61	9.28	7.95	6.63	5.30	3.98	2.65	1.33
	23.33	20.41	17.50	14.58	11.67	10.21	8.75	7.29	5.83	4.38	2.92	1.46
	25.45	22.27	19.09	15.91	12.73	11.14	9.54	7.95	6.36	4.77	3.18	1.59
Especificar el espesor del material de la parte unida más gruesa, pulg												
Tamaño de la soldadura, pulg												
*Hasta 1/4 inclusive												
Mayor que 1/4												
Mayor que 1/2												
Mayor que 3/4												
Mayor que 1 1/2												
Mayor que 1 1/2												
Mayor que 2 1/4												
Mayor que 3 1/2												
Mayor que 6												
No se debe exceder el espesor de la parte más delgada.												
*El tamaño mínimo para aplicaciones en juntas no puede ser menor a 3/16 pulg.												
†El tamaño mínimo del filete de soldadura en el garganta no puede ser mayor que lo soldadura de filete de 3/16 pulg por cada 1/4 pulg de material.												
*En realidad, las soldaduras de filete fueron desarrolladas por el AISI-AWS Joint Committee.												
† $f = 0.707h\tau_{max}$												

Fuente: Adaptado de Omer W. Bloodgett (ed.), Stress Allowables for Arc Welded Design, D41.2, The James F. Lincoln Arc Welding Foundation, Cleveland, mayo de 1991, p. 3. Reproducido con autorización de Lincoln Electric Company.

ANEXO E

Tabla de factores de seguridad

Tipo	Factor de seguridad.	Aplicación
1	$N = 1.25 \rightarrow 1.5$	Materiales muy fiables en piezas sujetas a condiciones de carga muy precisas, con sistemas de conformación y supervisión óptimos.
2	$N = 1.5 \rightarrow 2$	Materiales bien conocidos, en piezas en condiciones de cargas y ambientes razonablemente constante, sujetas a cargas bien determinadas.
3	$N = 2 \rightarrow 2.5$	Para la mayoría de materiales, en piezas en condiciones de trabajo normales, sujetas a cargas bien determinadas.
4	$N = 3 \rightarrow 4$	Para materiales no bien controlados, bajo un amplio abanico de cargas y condiciones exteriores, con tensiones calculadas no demasiadas precisas.
5	$N = 3 \rightarrow 4$	Para buenos materiales, en piezas sometidas a cargas imprecisas, o en casos de tensiones no bien determinadas.

Fuente: Estos diagramas se pueden calcular con ayuda del software MDsolid Education software for Mechanics of Materials. <http://www.mdsolids.com>

Coefficientes de seguridad basados en la tensión de fluencia de Joseph. Vidosic.

ANEXO F

CANTIDAD	ELEMENTO	MASA (Kg)	PESO (N)
1	Polea 2	5,3	51,94
1	Polea 3	0,56	5,49
1	Polea 4	0,6	5,88
1	Bastidor 1 (aproximado)	7	68,60
2	Placa templadora	0,61	11,96
1	Rodamiento 6024	2,05	20,09
1	Rueda porta rodillos	15,18	148,76
2	Bastidor 2	0,8	15,68
6	Ejes	0,27	15,88
4	Chavetas	0,06	2,35
4	Rodillos conducidos	0,13	5,10
2	Rodillos conductores	0,4	7,84
8	Rodamiento 6004	0,69	54,10
1	Placa que soporta todo el sistema	59,17	579,866
1	Motor y sus componentes	106,52	1043,896
TOTAL		199,34	2037,42

ANEXO G

Una empresa de
ThyssenKrupp
Steel

ThyssenKrupp Aceros y Servicios S.A.



ThyssenKrupp

Catálogo Comercial

Propiedades del Acero

Propiedades mecánicas

\varnothing mm.	Resistencia a la tracción MPa	Límite elástico MPa	% elongación	Tenacidad Kv a 20° C (J)
$d \leq 16$	1200 - 1400	≥ 1000	≥ 9	≥ 35
$16 < d \leq 40$	1100 - 1300	≥ 900	≥ 10	≥ 45
$40 < d \leq 100$	1000 - 1200	≥ 800	≥ 11	≥ 45
$100 < d \leq 160$	900 - 1100	≥ 700	≥ 12	≥ 45
$160 < d \leq 250$	800 - 950	≥ 600	≥ 13	≥ 45
$250 < d \leq 500$	740 - 890	≥ 540	≥ 14	≥ 45
$500 < d \leq 750$	690 - 840	≥ 490	≥ 15	≥ 40

* Las propiedades expresadas en la tabla anterior son valores típicos y de carácter informativo, ya que en este tipo de material se garantiza es la dureza; si se desea solicitar valores mecánicos específicos solicitamos se comunique con nuestro departamento técnico.

Características físicas

Valores a temperature ambiente:

Modulo de elasticidad N/mm ²	210000
Densidad g/cm ³	7,84
Conductividad térmica W/m·K	37,7
Calor específico J/g·K	0,46

ANEXO H

Propiedades mecánicas:

Requerimientos a tensión*		
Láminas, Vigas* y barras	Ksi (Mpa)	*ver orientación del espécimen bajo la prueba a tensión según especificación A6. para la gama formas de brida sobre 426lb/ft (634kg / m), el 80 KSI (550Mpa) resistencia a la tensión máxima no se aplica una elongación mínimo en 2in (50mm) de 19% se aplica.
Esfuerzo último	50-80 (400-550)	*** Punto de fluencia 32 KSI (220 MPa) para las placas de más de 8in (200mm) de espesor. Alargamiento de que no es obligatorio determinarle para placa de piso. Las placas de más de 24 in (600 mm) el requisito de elongación se reduce dos puntos porcentuales. Ver los ajustes de elongación en la sección de ensayo de tracción de la especificación A6
Esfuerzo de fluencia	36 (250)	
Láminas y Barras,**,***		
Elongación en 8in. (200mm), min, %	20	
Elongación en 2in. (50mm), min, %	23	
Dureza	120-135 HB	HB: Dureza Brinell

Requerimientos a tensión para Aceros ASTM A36

ANEXO I

Tabla A-21 (continuación)

Propiedades mecánicas medias de algunos aceros tratados térmicamente

[Éstas son propiedades típicas de materiales normalizados y recocidos. Las propiedades de aceros templados y revenidos (TyR) son de una sola colada. Debido a las muchas variables, las propiedades listadas son promedios generales. En todos los casos, los datos se obtuvieron de piezas con diámetro de 0.505 pulg, maquinadas a partir de barras redondas de 1 pulg y la longitud de calibración es de 2 pulg. A menos que se especifique otra cosa, todas las piezas se templaron en aceite] Fuente: ASM Metals Reference Book, 2a. ed., American Society for Metals, Metals Park, Ohio, 1983.

1	2	3	4	5	6	7	8
AISI núm.	Tratamiento	Temperatura, °C (°F)	Resistencia a la tensión MPa (kpsi)	Resistencia a la fluencia, MPa (kpsi)	Elongación, %	Reducción del área, %	Dureza Brinell
4130	TyR*	205 (400)	1 630 (236)	1 460 (212)	10	41	467
	TyR*	315 (600)	1 500 (217)	1 380 (200)	11	43	435
	TyR*	425 (800)	1 280 (186)	1 190 (173)	13	49	380
	TyR*	540 (1 000)	1 030 (150)	910 (132)	17	57	315
	TyR*	650 (1 200)	814 (118)	703 (102)	22	64	245
	Normalizado	870 (1 600)	670 (97)	436 (63)	25	59	197
	Recocido	865 (1 585)	560 (81)	361 (52)	28	56	156
4140	TyR	205 (400)	1 770 (257)	1 640 (238)	8	38	510
	TyR	315 (600)	1 550 (225)	1 430 (208)	9	43	445
	TyR	425 (800)	1 250 (181)	1 140 (165)	13	49	370
	TyR	540 (1 000)	951 (138)	834 (121)	18	58	285
	TyR	650 (1 200)	758 (110)	655 (95)	22	63	230
	Normalizado	870 (1 600)	1 020 (148)	655 (95)	18	47	302
	Recocido	815 (1 500)	655 (95)	417 (61)	26	57	197
4340	TyR	315 (600)	1 720 (250)	1 590 (230)	10	40	486
	TyR	425 (800)	1 470 (213)	1 360 (198)	10	44	430
	TyR	540 (1 000)	1 170 (170)	1 080 (156)	13	51	360
	TyR	650 (1 200)	965 (140)	855 (124)	19	60	280

Fuente: BUDYNAS J.; Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley. pág. 1022

ANEXO J

PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO

Es la prueba más importante en donde se comprueba si los equipos funcionan o no correctamente dentro de los parámetros establecidos.

1. Sistema de mando eléctrico.
2. Comprobación de elementos utilizados
3. Verificación del producto terminado.
4. Sistema de seguridad.

PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO

ITEM	ESPECIFICACION	INSTRUMENTO DE VERIFICACION	DESCRIPCION DE LA OPERACIÓN	APROBADO
01	Sistema de mando eléctrico	Manual de Funcionamiento	Encendido y funcionamiento	
02	Diseño de la máquina	Planos	Confirmar elementos utilizados	
03	Producto terminado	Visual	Verificar acabado superficial de las pruebas.	
04	Sistema de seguridad	Visual	Comprobación de seguridad.	

Tabla J.1: Pruebas de funcionamiento

Fuente: Los Autores

PRUEBAS DIMENSIONALES

Estas pruebas se realizan una vez instalado los equipos en su totalidad, las mediciones a realizarse son:

Dimensiones generales de la máquina.

<i>Elemento</i>	<i>Operación</i>	<i>Instrumento utilizado</i>	Valor medido (mm)	Valor comprobado (mm)	Tolerancia (mm)	Aprobado
Ancho	Medir	Flexómetro			+/-5	
Largo	Medir	Flexómetro			+/-5	
Altura	Medir	Flexómetro			+/-5	

Tabla J.2: Verificación general de las medidas de la máquina

Fuente: Los Autores

Pruebas con diferentes tubos a pulir

<i>Elemento</i>	<i>Operación</i>	<i>Instrumento utilizado</i>	Aspecto visual(a/r)	Eficiencia (a/r)	Aprobado
Tubo cuadrado de 1"	Medir	Visual			
Tubo cuadrado de 1 ½"	Medir	Visual			
Tubo cuadrado de 2"	Medir	Visual			

Tabla 4.3 Pruebas con diferente tubería

Fuente: Los autores