

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA

SEDE QUITO

CARRERA:

INGENIERÍA MECÁNICA

Trabajo de titulación previa a la obtención del título de: INGENIERO

MECÁNICO

TEMA:

**OPTIMIZACIÓN DEL PROCESO DE RECTIFICADO DE ASIENTOS
ESFÉRICOS EN LAS CAÑERÍAS DE COMBUSTIBLE DE ALTA PRESIÓN
PARA MOTORES DE ENERGÍA ELÉCTRICA.**

AUTORES:

ANDRÉS RICARDO ACUÑA MALES

STALIN RAMIRO QUIMBITA MAILA

DIRECTOR:

RENÉ PATRICIO QUITIAQUEZ SARZOSA

Quito, Julio del 2016

Cesión de derechos de autor.

Nosotros, Andrés Ricardo Acuña Males con documento de identificación N° 1720934767 y Stalin Ramiro Quimbita Maila con documento de identificación N° 1717633182, manifestamos nuestra voluntad y cedemos a la Universidad Politécnica Salesiana la titularidad sobre los derechos patrimoniales en virtud de que somos autores del trabajo de titulación intitulado: "Optimización del proceso de rectificado de asientos esféricos en las cañerías de combustible de alta presión para motores de energía eléctrica", mismo que ha sido desarrollado para optar por el título de : Ingeniero Mecánico, en la Universidad Politécnica Salesiana, quedando la Universidad facultada para ejercer plenamente los derechos cedidos anteriormente.

En aplicación a lo determinado en la Ley de Propiedad Intelectual, en nuestra condición de autores reservamos los derechos morales de la obra antes citada. En concordancia, suscribimos este documento en el momento que hacemos entrega del trabajo final en formato impreso y digital a la Biblioteca de la Universidad Politécnica Salesiana.



.....
Andrés Ricardo Acuña Males

1720934767



.....
Stalin Ramiro Quimbita Maila

1717633182

Quito, Julio del 2016

Declaración de coautoría del docente tutor.

Yo declaro que bajo mi dirección y asesoría fue desarrollado el trabajo de titulación:
Optimización del proceso de rectificado de asientos esféricos en las cañerías de combustible de alta presión para motores de energía eléctrica, realizado por Andrés Ricardo Acuña Males y Stalin Ramiro Quimbita Maila, obteniendo un producto que cumple con todos los requisitos estipulados por la Universidad Politécnica Salesiana para ser considerados como trabajo final de titulación.

Quito, Julio 2016



.....

René Patricio Quitiaquez Sarzosa.

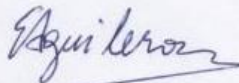
Quito, DM, 13 de abril de 2016

CARTA DE AUTORIZACIÓN DE USO Y PUBLICAION

Yo Cesar Eduardo Aguilera Montalvo con C.I. 1800767657 en calidad de jefe de mantenimiento de la Centrales Quito, de la Unidad de Negocio TERMOPICHINCHA – CELEC EP autorizo a los señores futuros ingenieros mecánicos Andrés Acuña C.I. 1720934767 y Stalin Quimbata C.I. 1717633182, egresados de la Universidad Politécnica Salesiana a que publiquen su trabajo de titulación solo para FINES ACADÉMICOS: “Optimización del Proceso de Rectificado de Asientos Esféricos en las Cañerías de Combustible de Alta Presión para Motores de Energía Eléctrica” (Motores de Combustión Interna MAN 32/40. El proyecto fue desarrollado en la Central Térmica Guangopolo bajo mi supervisión.

De igual manera, es mi deseo establecer que esta autorización es voluntaria y gratuita, y los señores cuenta con mi autorización para la utilización del proyecto bajo los fines antes señalados.

Atentamente,



Ing. Eduardo Aguilera
Jefe de Mantenimiento Centrales Quito
Corporación Eléctrica del Ecuador CELEC EP
Unidad de Negocio Termopichincha



Dedicatorias:

Dedico este trabajo principalmente a Dios que ha sido y será siempre fuente de mi fortaleza. A mis padres Juan y Ana que han sabido formarme con sabiduría y buenos valores, y con ayuda de sus consejos me han guiado para culminar mi carrera profesional. A mis hermanos Anneth y Juan que me han dado todo su apoyo y cariño para llenarme de energías. A mi abuelita Isabel que a pesar de haber tenido una gran pérdida en su vida me ha dado muchas fuerzas para no rendirme. A mi familia en general que me ha brindado su apoyo incondicional y por compartir buenos y malos momentos.

Andrés Acuña

El presente proyecto va dedicado a Dios, a mis padres Luis y Margarita que día a día se han sacrificado por darme todo lo necesario para salir adelante, valoro mucho todo el esfuerzo, sus consejos que me han brindado, a mis hermanas Gabriela y Estefanía por estar siempre conmigo en las buenas y en las malas, a mi abuelita que desde el cielo siempre me cuida.

Stalin Quimbita.

Índice

Introducción.....	1
Objetivos:.....	2
Objetivo General:.....	2
Objetivos Específicos:.....	2
Capítulo 1.....	3
Marco Teórico.....	3
1.1 Definición motor de combustión interna.....	3
1.2 Clasificación.....	3
1.3 Motor de energía eléctrica.....	4
1.3.1 Mantenimiento motor MAN 32/40.....	5
1.3.2 Cañerías de combustible de alta presión.....	6
1.4 Rectificadora de asientos esféricos.....	11
1.4.1 Proceso de la rectificadora de asientos esféricos.....	11
1.4.2 Herramienta de corte (Lija).....	11
1.5 Fórmulas para el diseño y construcción del mecanismo.....	12
1.5.1 Teorema de Pitágoras.....	12
1.5.2 Distancia entre ejes.....	13
1.5.3 Longitud de arco.....	13
1.5.4 Longitud de correa.....	13
1.5.5 Fórmula general.....	14
1.5.6 Relación de transmisión.....	14
1.5.7 Coeficiente de resbalamiento.....	14
1.5.8 Ángulo de abrazamiento.....	15
1.5.9 Momento de inercia.....	15
1.5.10 Aceleración angular.....	15
1.5.11 Torque.....	16
1.5.12 Segunda ley de Newton para la rotación.....	16
1.5.13 Velocidad de giro.....	16
1.5.14 Velocidad de la correa.....	17
1.5.15 Coeficiente de rozamiento.....	17
1.5.16 Esfuerzo.....	17
1.5.17 Fuerzas del ramal.....	18
1.5.18 Par motor.....	18

1.5.19	Potencia de la correa.....	19
1.5.20	Potencia.	19
1.5.21	Diagrama de cuerpo libre.	19
1.5.22	Esfuerzo permisible.....	20
1.5.23	Esfuerzo a flexión.....	20
1.5.24	Momento de inercia.....	20
1.5.25	Peso.	21
1.5.26	Densidad real.	21
1.5.27	Fuerza a corte de un perno.....	21
1.5.28	Esfuerzo de aplastamiento.....	22
1.5.29	Fuerza a tracción de un perno.....	22
1.5.30	Comprobación de pernos.....	22
1.5.31	Reacción resultante.....	23
1.5.32	Esfuerzo a flexión.....	23
1.5.33	Esfuerzo a torsión.	23
1.5.34	Factor de seguridad.	24
1.5.35	Esfuerzo Equivalente.....	24
1.5.36	Vida útil nominal.	25
1.5.37	Tensión admisible del perno.....	25
1.5.38	Longitud de gancho.	25
1.5.39	Longitud del perno.	26
1.5.40	Comprobación de soldadura.	26
1.5.41	Selección de perfil.	27
1.5.42	Esbeltez.	27
Capítulo 2.....		28
Generalidades.		28
Diseño de la máquina rectificadora.		28
2.1 Transmisión por correa.		28
2.1.1 Distancia entre ejes.....		29
2.1.2 Longitud de la correa.....		30
2.1.3 Polea mayor (D_2).		30
2.1.4 Polea menor (D_1).		30
2.1.5 Relación de transmisión.		31
2.1.6 Coeficiente de resbalamiento.		31
2.1.7 Ángulo de abrazamiento.....		31

2.2	Selección del motor.	32
2.2.1	Esmeril manual.	32
2.2.2	Asiento esférico.	34
2.2.3	Velocidades de las poleas: conducida (n_2) y conductora (n_1).....	35
2.2.4	Potencia Transmitida.	36
2.3	Fuerzas en el mecanismo.	38
2.3.1	Disco abrasivo.	38
2.3.2	Motor Seleccionado.....	38
2.4	Diseño de la placa vertical.	39
2.4.1	Carga distribuida.	39
2.4.2	Reacciones.	40
2.4.3	Momento máximo.	42
2.4.4	Espesor de la placa.	43
2.4.5	Peso de la placa.	44
2.5	Diseño de la placa base.	44
2.5.1	Carga distribuida.	45
2.5.2	Reacción y momento máximo.	45
2.5.3	Espesor de la placa.	46
2.5.4	Peso de la placa.	47
2.6	Diseño de pernos.....	47
2.6.1	Pernos en la unión (placa base – vertical).	48
2.6.2	Pernos de anclaje.	51
2.7	Diseño del eje.....	53
2.7.1	Reacciones en el plano (x, y).....	53
2.7.2	Reacciones en el plano (x, z).....	54
2.7.3	Momento máximo.	56
2.7.4	Torque.	56
2.7.5	Esfuerzo de flexión.....	56
2.7.6	Esfuerzo de torsión.	56
2.7.7	Esfuerzo normal de diseño.	57
2.7.8	Diámetro del eje.	57
2.8	Selección de rodamientos.	58
2.8.1	Reacciones en los apoyos.	58
2.8.2	Capacidad de carga.	59
2.9	Carro Transversal (Charriot).....	61

2.9.1	Selección del perno.	61
2.10	Diseño de la bancada.	62
2.10.1	Selección del perfil.	62
2.10.2	Diseño de columna.	64
2.11	Cálculos en la soldadura.	66
2.11.1	Esfuerzo normal perpendicular.	68
2.11.2	Esfuerzo tangencial transversal.	68
2.11.3	Esfuerzo tangencial paralelo.	68
2.11.4	Esfuerzo equivalente en la garganta.	68
2.11.5	Comprobación de soldadura.	69
Capítulo 3	71
Generalidades.	71
Análisis de costes y experimentación	71
3.1	Costes.....	71
3.1.1	Costes directos.....	71
3.1.2	Tiempo de mecanizado.....	72
3.1.3	Tiempo de ensamblado.....	73
3.1.4	Coste de máquinas y accesorios utilizados.....	74
3.1.5	Coste directo de mano de obra.	74
3.1.6	Costes totales directos.	74
3.1.7	Costes indirectos.....	75
3.1.8	Coste total de la máquina.	75
3.2	Análisis de resultados obtenidos.....	76
3.2.1	Prueba 1 (0 – 30 rpm) (lija P 200, P 400, P 600).	78
3.2.2	Prueba 2 (150- 210 rpm).	79
3.2.3	Prueba 3 (270- 312 rpm).	79
3.2.4	Prueba 4 (360 rpm).....	80
3.2.5	Resultado del análisis experimental.	81
3.3	Manual de operación.....	82
3.4	Manual de mantenimiento	83
Conclusiones:	85
Recomendaciones:	86
Referencias	87
Anexo a.	89
Proformas y facturas.....	89

Anexo b.	96
Tablas.	96
Anexo 1 Diámetros y áreas métricas de paso grueso y fino.	96
Anexo 2 Dimensiones y clasificaciones de carga para cojinetes de bolas.....	97
Anexo 3 Propiedades para el diseño de ángulos.	98
Anexo 4 Tensión de fluencia del acero (36 ksi).	99
Anexo 5 Vida útil de diseño recomendada para cojinetes.	100
Anexo c.	101
Fotos de respaldo.....	101
Anexo d.	105
Planos.	105

Índice de tablas

Tabla 1 Proceso de mantenimiento	10
Tabla 2 Características de lija	12
Tabla 3 Velocidad nominal de discos de lijado	32
Tabla 4 Reacciones y momentos tramo 1	41
Tabla 5 Reacciones y momentos tramo 2	41
Tabla 6 Reacciones y momentos tramo 3	42
Tabla 7 Datos de resistencia e identificación de pernos	48
Tabla 8 Diámetros y áreas de roscas métricas	49
Tabla 9 Vida útil de diseño recomendada para cojinetes	59
Tabla 10 Dimensiones y carga para cojinetes de bolas	60
Tabla 11 Especificaciones de rodamiento rígido a bolas 61818	60
Tabla 12 Propiedades para el diseño de ángulos	63
Tabla 13 Factor de longitud efectiva, K	64
Tabla 14 Tensión de fluencia del acero (36 ksi)	65
Tabla 15 Valores de factor de correlación	69
Tabla 16 Coste materiales directos	72
Tabla 17 Tiempos de mecanizado	73
Tabla 18 Tiempos de ensamble	73
Tabla 19 Coste máquina y accesorios	74
Tabla 20 Coste mano de obra	74
Tabla 21 Costes totales directos	74
Tabla 22 Costes indirectos	75
Tabla 23 Coste total	75
Tabla 24 Velocidades para el experimento	76
Tabla 25 Tabulación prueba 2	79
Tabla 26 Tabulación prueba 3	80

Índice de figuras

Figura 1 Clasificación de motores de combustión interna	3
Figura 2 Motor MAN 32/40	4
Figura 3 Localización de las cañerías de combustible	5
Figura 4 Partes de la inyección del combustible	7
Figura 5 Ubicación de las cañerías de combustible de alta presión	7
Figura 6 Cañerías de combustible de alta presión	8
Figura 7 Válvula de inyección (lanza)	8
Figura 8 Derrame de combustible	9
Figura 9 Estadísticas de mantenimiento	10
Figura 10 Transmisión de poleas	28
Figura 11 Distancia entre ejes (a)	29
Figura 12 Esmeril manual y disco abrasivo	33
Figura 13 Asientos esféricos	34
Figura 14 Clasificación de esfuerzos permisibles para las correas ($k_p = \text{kgf}$)	36
Figura 15 Placa vertical (dimensiones en mm)	39
Figura 16 Carga distribuida con apoyo en un extremo	40
Figura 17 Gráfica de momento máximo en la placa vertical	42
Figura 18 Inercia en la placa vertical	43
Figura 19 Placa base (dimensiones en mm)	44
Figura 20 Carga distribuida con apoyo en los extremos	45
Figura 21 Gráfica de momento máximo en la placa base	46
Figura 22 Unión desmontable	47
Figura 23 Reacciones en la unión	48
Figura 24 Pernos de anclaje	51
Figura 25 Diagrama de reacciones actuantes en el eje	53
Figura 26 Diagrama de reacciones y momentos en el plano (x, y)	54
Figura 27 Diagrama de reacciones y momentos en el plano (x, z)	55
Figura 28 Carro transversal (vistas: lateral izquierda, superior e inferior)	61
Figura 29 Bancada o estructura de la máquina	62
Figura 30 Esquema del perfil horizontal	62
Figura 31 Esquema de la viga vertical	64

Figura 32 Espesor de la garganta de la soldadura	66
Figura 33 Componentes de tensión en una soldadura de ángulo	67
Figura 34 Triangulo de cordón de soldadura	67
Figura 35 Tipos de lijas (P200-P400-P600).....	77
Figura 36 Microscopio con resolución de 100 veces el ojo humano	77
Figura 37 Muestras.....	78
Figura 38 Asiento esférico dañado.....	78
Figura 39 Desgaste de lijas	81

Índice de ecuaciones

Ecuación 1.....	12
Ecuación 2.....	13
Ecuación 3.....	13
Ecuación 4.....	13
Ecuación 5.....	14
Ecuación 6.....	14
Ecuación 7.....	14
Ecuación 8.....	15
Ecuación 9.....	15
Ecuación 10.....	15
Ecuación 11.....	16
Ecuación 12.....	16
Ecuación 13.....	16
Ecuación 14.....	17
Ecuación 15.....	17
Ecuación 16.....	17
Ecuación 17.....	18
Ecuación 18.....	18
Ecuación 19.....	19
Ecuación 20.....	19
Ecuación 21.....	19
Ecuación 22.....	19
Ecuación 23.....	20
Ecuación 24.....	20
Ecuación 25.....	20
Ecuación 26.....	21
Ecuación 27.....	21
Ecuación 28.....	21
Ecuación 29.....	22
Ecuación 30.....	22
Ecuación 31.....	22

Ecuación 32.....	23
Ecuación 33.....	23
Ecuación 34.....	23
Ecuación 35.....	24
Ecuación 36.....	24
Ecuación 37.....	25
Ecuación 38.....	25
Ecuación 39.....	25
Ecuación 40.....	26
Ecuación 41.....	26
Ecuación 42.....	26
Ecuación 43.....	26
Ecuación 44.....	27
Ecuación 45.....	27
Ecuación 46.....	27

Índice de anexos

Anexo a: Proformas y facturas	89
Anexo b: Tablas	96
Anexo c: Fotos de respaldo	101
Anexo d: Planos	105

Resumen.

El objetivo del presente proyecto es optimizar el proceso de rectificado de los asientos esféricos, mediante el diseño y construcción de un mecanismo de alta precisión que reemplace el proceso anterior.

En el primer capítulo se realiza un estudio de los antecedentes, tales como: proceso actual de rectificado, tiempos de mantenimientos en los motores de energía eléctrica, características, detección de fallas en las cañerías de combustible. Se plantea como solución, diseñar una máquina rectificadora que se pondrá a prueba con tres tipos de lija, donde se escogerá al proceso más óptimo de rectificado.

En el segundo capítulo se realiza el diseño del mecanismo, tomando en cuenta factores tales como: velocidad, potencia, esfuerzos, y elementos normalizados, que ayudarán para dimensionar cada elemento del mecanismo. Una vez calculados ayudarán a elaborar un plano general especificando sus dimensiones y tolerancias geométricas.

El tercer capítulo se elabora un cálculo de costes para encontrar el valor total del proyecto, dicho factor se encontrará a partir de una inversión en materiales, mano de obra, máquinas y accesorios utilizados.

Además se procede a realizar un análisis experimental con diferentes tipos de lijas a distintas velocidades que ayudará a elegir el proceso más óptimo de rectificado, también se incluye las respectivas conclusiones, recomendaciones, hoja de operación, hoja de mantenimiento, para finalizar se adjunta anexos que contiene facturas, proformas, tablas, fotografías de la máquina, y planos.

Palabras clave: Optimizar, rectificado, asientos esféricos, diseño, cálculo, análisis.

Abstract.

The objective of this Project is to optimize the rectifying process of spherical seats, by designing and building a high precision mechanism for replace a former process.

In the first chapter a description of how the company is making the rectifying process, maintenance schedule of the electrical motors, and failure detections in fuel lines. It's proposed as a solution, the design of a rectifying machine that will works with tree types of sand paper, in order to choose the best.

In the second chapter the design of the mechanism is performed, taking into account factors such as: speed, power, efforts and standardized elements, to determinate the proportions of each element in the mechanism. Having identified these elements thought mathematics calculus, design a mechanical plan, specifying dimensions and geometric tolerances.

The third chapter contains an estimate of costs in order to find the total value of the project, through cost research of materials, human labor, machinery and equipment.

Furthermore, is performed an experimental analysis with different sandpapers at different speeds in order to choose the most optimal grinding process, it's project also includes conclusions, recommendations, an operation sheet, and maintenance sheet.

Ending attached annexes contains invoices, tables, machine's photographs, and mechanical planes.

Keywords: Optimize, rectified, spherical seats, design, calculation, analysis.

Introducción.

En las empresas de generación de energía eléctrica que utilizan motores de combustión interna, requieren un mantenimiento adecuado en el acabado superficial de los asientos esféricos en las cañerías de combustible de alta presión que requiere el motor para la inyección del mismo. Muchas empresas emplean el proceso de rectificado de dichos asientos esféricos de una forma empírica utilizando maquinas herramientas las cuales emplean altos tiempos de mantenimientos sin obtener resultados óptimos para el rendimiento de los motores.

La empresa TERMOPICHINCHA ubicada en el sector de la Armenia en la ciudad de Quito, pierde producción de energía eléctrica por los altos tiempos de mantenimientos en los motores, producidos por el rectificado de los asientos esféricos que son realizados por maquinas obsoletas, las cuales no proveen el acabado necesario que inciden en el rendimiento de los motores, produciendo paros consecutivos y por ende la productividad sea menor.

Debido a los mantenimientos consecutivos en los motores, la empresa se ve en la necesidad de implementar medidas que mejoren la producción, es por eso que el presente proyecto tiene como propósito facilitar el proceso de rectificado en los asientos esféricos mejorando el acabado superficial y disminuyendo los tiempos de mantenimiento.

El diseño y construcción de una máquina rectificadora aportará beneficios a la empresa, aumentando la calidad del acabado superficial de una manera fácil, sencilla y confiable, evitando así los métodos ineficientes que son causantes de bajos rendimientos y demoras en el mantenimiento.

Objetivos:

Objetivo General:

- Analizar el proceso de rectificado para mejorar el acabado superficial de los asientos esféricos.

Objetivos Específicos:

- Diseño y construcción de una rectificadora, tomando en cuenta las dimensiones exactas de los asientos esféricos, asegurando un acabado superficial confiable.
- Obtener datos de las diferentes rugosidades realizadas en los procesos anteriores y en los procesos actuales.
- Analizar los resultados obtenidos de los procesos de rectificado para verificar el comportamiento de los motores de energía eléctrica.
- Analizar los costes adquiridos con los diferentes acabados superficiales que se estudiarán.

Capítulo 1

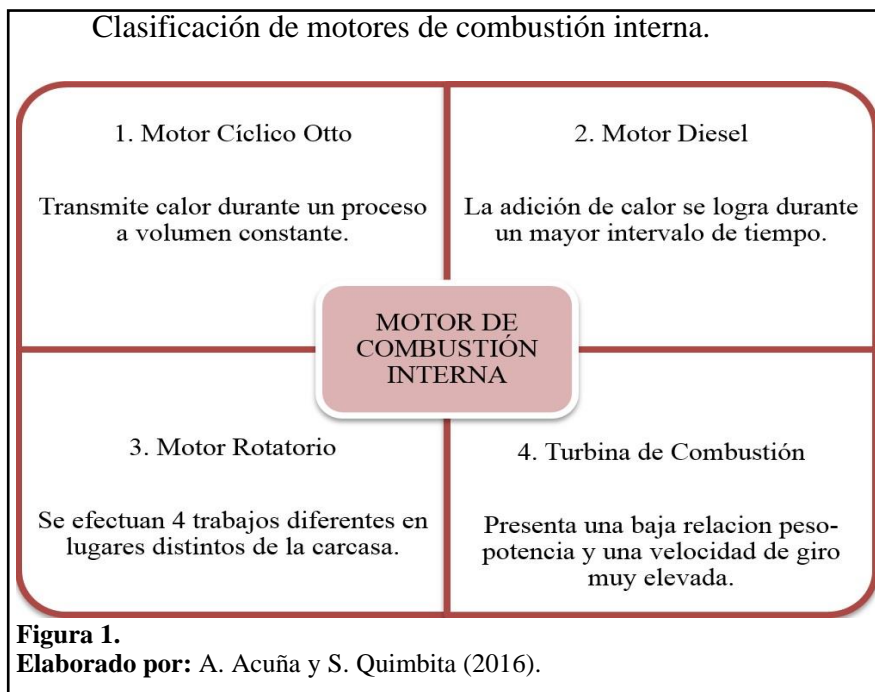
Marco Teórico

1.1 Definición motor de combustión interna.

Un motor de combustión interna es una máquina térmica que produce energía mecánica a través de energía química producida por un combustible que se quema dentro de la cámara de combustión, siendo esta la parte principal del motor.

1.2 Clasificación.

Los motores de combustión interna se clasifican en 4 tipos:



Después de haber mencionado los tipos de motores de combustión interna, el presente proyecto se enfocará en el Motor Diésel ya que es la máquina térmica que se usa en la empresa TERMOPICHINCHA para la producción de energía eléctrica.

1.3 Motor de energía eléctrica.

El mecanismo que se utiliza en la Central Térmica Guangopolo 2, para la generación de energía eléctrica es un motor MAN 32/40, es un motor a diésel de cuatro tiempos de tipo pistón tubular con un diámetro interior de 320 mm y una carrera de 400 mm, la velocidad en el cigüeñal varía entre los 720 / 750 rpm, consta de cilindros tipo V que están en línea, es decir 9 cilindros en línea por lado, dando un total de 18 cilindros, cada cilindro aporta 500 KW de potencia, siendo el resultado 9000 KW de potencia, es decir 9 MW por los 18 cilindros, debido a las pérdidas que existen como: temperatura, presión, humedad, fricción, combustible y otros factores importantes su potencia disminuye considerablemente, es decir este motor genera una potencia de 8.3 MW.

Motor MAN 32/40.



Figura 2.

Fuente: (Fairbanks Morse Engine, 2004).

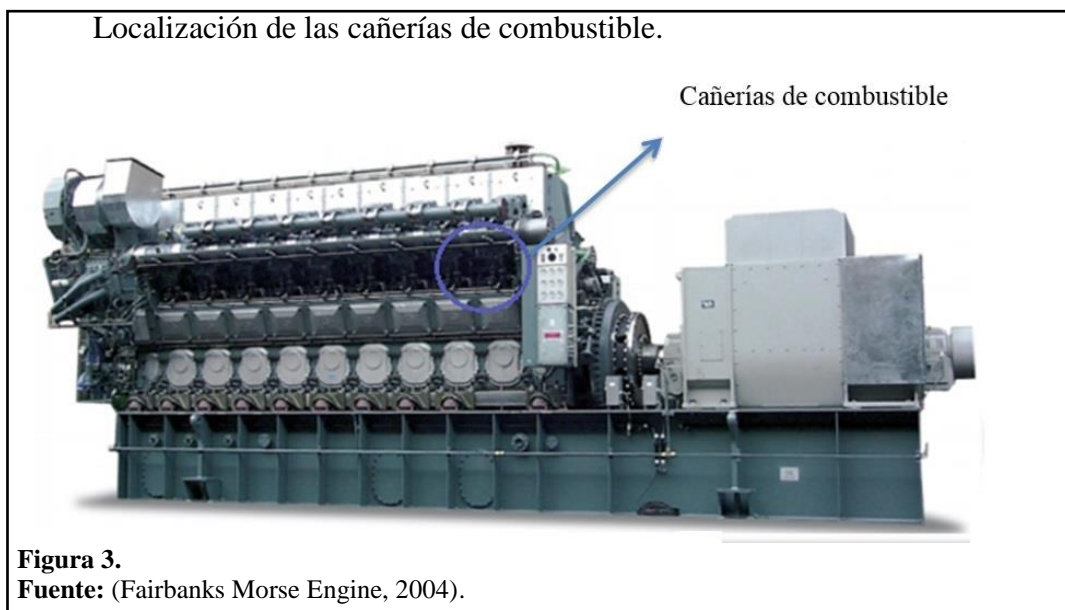
Dicha máquina térmica presenta inconvenientes después de un periodo de tiempo de trabajo, para corregirlos se necesita de un mantenimiento de sus partes por el desgaste que existe en sus componentes tanto internos como externos.

1.3.1 Mantenimiento motor MAN 32/40.

Las principales causas de dichos inconvenientes son las siguientes.

- Mala lubricación de sus componentes.
- Rápido encendido.
- Desgaste de sus componentes (pistón, cigüeñal, válvulas, cañerías de combustible, cabezotes, etc.).
- Corrosión de las partes internas y externas.
- Mal sellado en la cámara de combustión.

Una vez mencionado los mantenimientos que existen en la máquina térmica, se enfocará en la reparación del desgaste de las cañerías de combustible. En el siguiente gráfico se detalla la ubicación de uno de los componentes a analizar.



1.3.2 Cañerías de combustible de alta presión.

Estos componentes sirven para transferencia de combustible que se encuentran conectados de la siguiente manera, en un inicio las cañerías se unen con la bomba de inyección, la cual está instalada directamente por encima del árbol de levas, que se activan por las levas a través de las guías del rodillo montados en la carcasa guía, la cantidad de combustible inyectado en cada unidad de cilindro es ajustado por el gobernador que mantiene la velocidad del motor preestablecido por un continuo posicionamiento de los bastidores de la bomba de combustible, y posteriormente las cañerías se conectan con una válvula de inyección conocida como (lanza) que se encuentra en el centro de la cabeza de cilindro que se dirige al inyector, este combustible inyectado se quema en la cámara de combustión para finalmente producir energía mecánica.

Cada unidad de cilindro tiene su propio conjunto de inyección los cuales se los identifica como:

- Bomba de inyección.
- Cañerías de combustible de alta presión.
- Válvulas de inyección (Lanza).

Partes de la inyección del combustible.

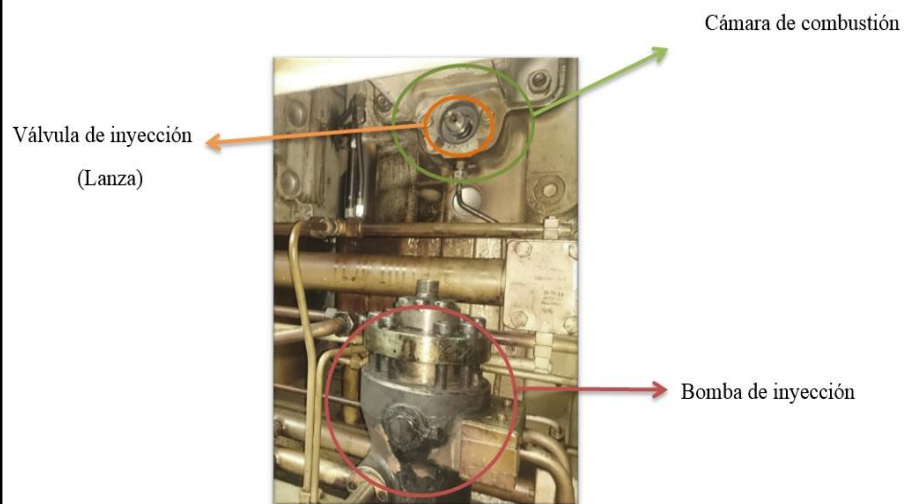


Figura 4.
Elaborado por: A. Acuña y S. Quimbita (2016).

El equipo de inyección y los suministros de distribución tales como: tubos, válvulas se encuentran alojados en un compartimento completamente cerrado, minimizando así las pérdidas de calor desde el combustible precalentado, este comportamiento ayuda a reducir temperaturas superficiales externas, evitando así el riesgo de encendido del combustible causado por fugas.

Ubicación de las cañerías de combustible de alta presión.

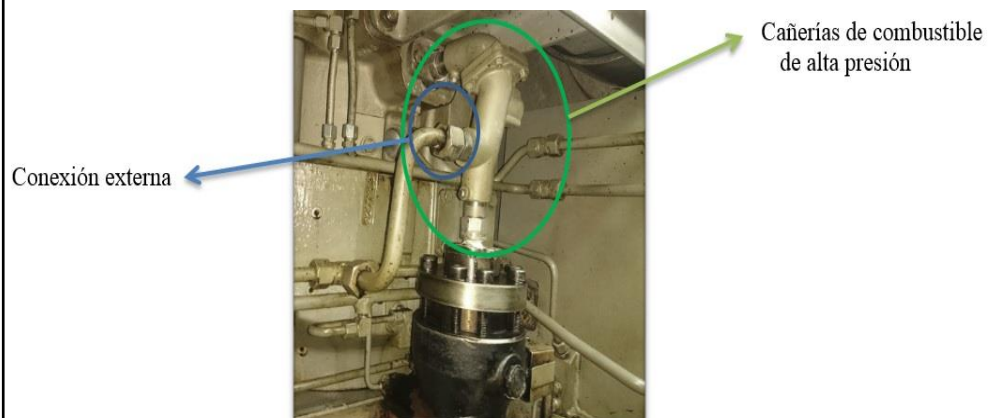


Figura 5.
Elaborado por: A. Acuña y S. Quimbita (2016).

1.3.2.1 Descripción de las cañerías de combustible de alta presión.

Las cañerías que utiliza el motor MAN 32/40 son construidas de un componente bimetálico, es decir, consta de dos materiales que son: acero inoxidable con recubrimiento de níquel que ayudan a disipar la electricidad estática producida por el flujo de combustible, y evitan inconveniente como la corrosión que son producidas por los componentes del diésel.

Cañerías de combustible de alta presión.



Figura 6.
Elaborado por: A. Acuña y S. Quimbita (2016).

Válvula de inyección (lanza).



Figura 7.
Elaborado por: A. Acuña y S. Quimbita (2016).

1.3.2.2 Detección de fallas de las cañerías de combustible de alta presión.

Debido al periodo extenso del funcionamiento de las cañerías (24 horas al día), se exponen a circunstancias que pueden afectar su trabajo y superficie, por ejemplo,

fuerzas vibraciones, ruidos excesivos, alto derrame de combustible, golpeteos. Además estos factores son los causantes de reducir la eficiencia y potencia del motor.

El principal problema que se presenta a causa de dichos factores es el rebosamiento de combustible, ya que, los extremos de las cañerías (asientos esféricos) se desgastan y por ende, tienen un mal sellado con la bomba y válvula de inyección. Por esto es indispensable la detención del motor después de varias horas de ejecución para su respectivo mantenimiento, y evitar daños a otros componentes.

Derrame de combustible.



Rebosamiento de
Combustible

Figura 8.
Elaborado por: A. Acuña y S. Quimbita (2016).

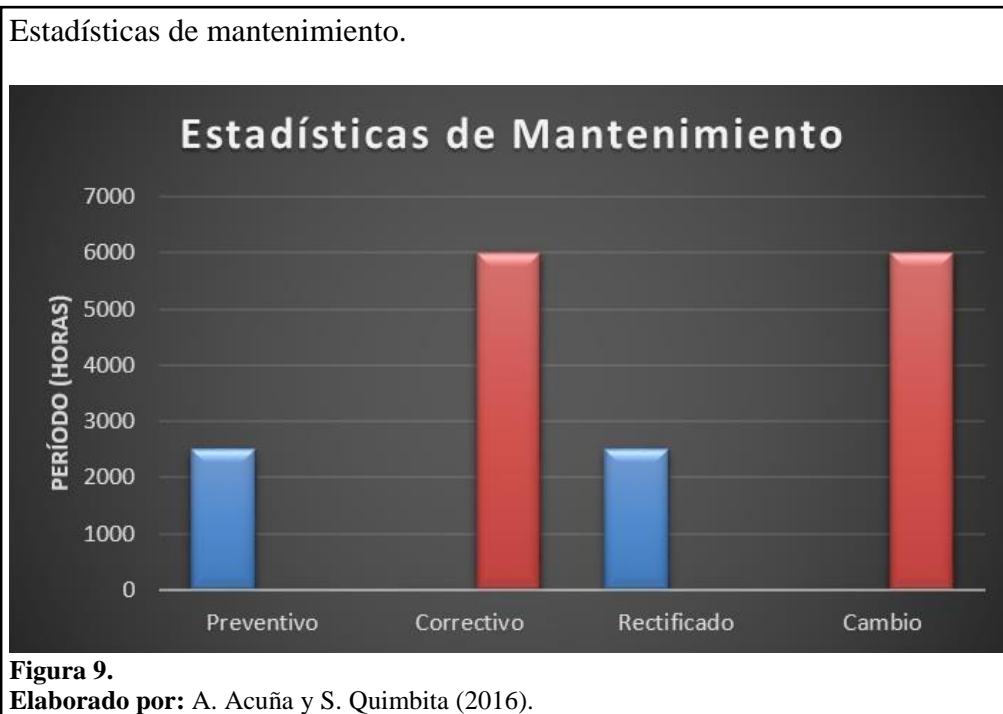
1.3.2.3 Mantenimiento de las cañerías de combustible de alta presión.

El mantenimiento de las cañerías del motor es un proceso indispensable para localizar problemas que existen, tales como: averías, defectos, incrustaciones, corrosiones, que son observados en el sistema de inyección del combustible, para repararlos en talleres debidamente equipados y con mano de obra calificada.

Tabla 1.
Proceso de mantenimiento.

Período (horas)	Mantenimiento		Proceso	
	Preventivo	Correctivo	Rectificado	Cambio
2500	2500	-	2500	-
6000	-	6000	-	6000

Nota: Mantenimiento de las cañerías. **Elaborado por:** A. Acuña y S. Quimbita (2016).



1.3.2.4 Actual proceso de mantenimiento de las cañerías de alta presión.

Debido a la forma y tamaño de las cañerías, se dificulta rectificar los asientos esféricos, la máquina herramienta que se utiliza es el torno, el problema surge en el instante de sujetar la cañería con las muelas del torno, provocando que su cuerpo se desgaste aumentando averías en las mismas.

Otro problema presente, es que el torno no cuenta con la velocidad específica que se requiere para obtener un buen acabado superficial.

1.4 Rectificadora de asientos esféricos.

La solución es el diseño y construcción de un mecanismo (rectificadora de asientos esféricos) que mejore el proceso de mantenimiento, y a la vez renovar los tiempos de reparación positivamente, analizando y optimizando todos los problemas que se han mencionado.

Dicha máquina nos ayudará a comprobar las condiciones y el estado de desgaste de las cañerías de combustible de alta presión del motor de energía eléctrica, para posteriormente volver a garantizar y establecer la seguridad de funcionamiento de las mismas, los asientos esféricos se deben comprobar cada vez que se realice el mantenimiento de la maquina térmica, y en caso de estar dañada, se debe rectificar o cambiar.

1.4.1 Proceso de la rectificadora de asientos esféricos.

Es una máquina herramienta que opera haciendo girar la cañería de combustible a rectificar, está sujeta a un cabezal o fijada entre dos puntos de centro, su velocidad de giro puede ser manual, o a su vez puede ir acoplado con un moto reductor que gira a 360 rpm, mientras una herramienta de corte es empujado por un movimiento regulado de avances contra la superficie de la cañería, su velocidad debe ser mayor a la del cabezal, que varía entre los (4500 – 11000 rpm), esto nos garantiza un buen acabado superficial.

1.4.2 Herramienta de corte (Lija).

La herramienta de corte esta provista de una lija circular, la buena selección de dicho accesorio es indispensable para el acabado fino de los asientos esféricos. Mientras la lija sea más fina se obtendrá un mejor acabado superficial.

1.4.2.1 Características de las lijas.

En el mercado existen gran variedad de abrasivos que sirven para el tratamiento de superficies, estas pueden ser para trabajo en agua, o en amolado seco. Las características principales de la lija constan del soporte, aglomerante, grano abrasivo, tamaño de grano.

1.4.2.2 Selección de lijas.

Tabla 2.
Características de lija.

GRANO	TIPO DE LIJA
50 a 80	Muy Gruesa
100 a 120	Gruesa
150 a 280	Media
320 a 600	Fina
800 a 1500	Súper fina

Nota: Características de lijas finas. **Fuente:** (PFERD-Rüggeberg, 2009, pág. 3).

Existen infinidad de lijas, cada una creada para un trabajo específico, en nuestro caso se optará por lijas finas que ayudarán a obtener un acabado superficial sin desgastar la cañería y a la vez eficiente, las superficies de las cañerías de combustible deberán ser tratadas con una herramienta de corte de grano fino (tabla 2) que garantice el sellado de:

- Cañería – Bomba de inyección
- Cañería - Válvula de inyección

Se evita así el rebosamiento del líquido.

1.5 Fórmulas para el diseño y construcción del mecanismo.

1.5.1 Teorema de Pitágoras.

Para un triángulo rectángulo con hipotenusa de longitud c y catetos de longitudes a y b , se tiene:

$$a^2 + b^2 = c^2 \quad \text{[Ecuación 1]}$$

El recíproco también es cierto, es decir si cumple con la ecuación el triángulo es rectángulo (Larson & Hostetler, 2008, pág. 4).

1.5.2 Distancia entre ejes.

Si la distancia entre ejes es menor a la mínima, se presentan problemas de patinamiento en las correas disminuyendo consecuentemente la potencia transmitida, la vida útil de las poleas y la vida útil de las correas (Rexon, 2005, pág. 13).

$$a \geq a_{min} = 0.7 * (D_1 + D_2) \quad \text{[Ecuación 2]}$$

Donde:

a_{min} = Distancia mínima entre ejes (mm).

D_1 = Diámetro menor de la polea (mm).

D_2 = Diámetro mayor de la polea (mm).

1.5.3 Longitud de arco.

$$s = r * \theta \quad \text{[Ecuación 3]}$$

(Van Der Merwe, 1993, pág. 67)

Donde:

s = longitud de arco (mm).

r = radio del círculo (mm).

θ = ángulo (rad)

1.5.4 Longitud de correa.

$$L = 2a + \frac{\pi}{2}(D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4a} \quad \text{[Ecuación 4]}$$

Fuente: (Rexon, 2005, pág. 18)

Donde:

L = Longitud de correa (mm).

a = Distancia entre ejes (mm).

D_1 = Diámetro de polea conductora (mm).

D_2 = Diámetro de polea conducida (mm).

1.5.5 Fórmula general.

En una ecuación de segundo grado la incógnita es igual al coeficiente del segundo término con signo cambiado, más o menos la raíz cuadrada de la diferencia entre el cuadrado de este coeficiente y el cuádruplo del primero por el tercero, dividido todo por el duplo del primer coeficiente (González & Mancill, 1962, pág. 128).

$$x = \frac{-b \pm \sqrt{b^2 - 4ac}}{2a} \quad [\text{Ecuación 5}]$$

1.5.6 Relación de transmisión.

$$i = \frac{D_2}{D_1} \quad [\text{Ecuación 6}]$$

Fuente: (Rexon, 2005, pág. 19)

Donde:

i = Relación de transmisión.

D_1 = Diámetro menor (mm).

D_2 = Diámetro mayor (mm).

1.5.7 Coeficiente de resbalamiento.

$$i = \frac{D_2}{(1 - \varepsilon) * D_1} \quad [\text{Ecuación 7}]$$

Fuente: (González Rey, 2004, pág. 8)

Donde:

i = Relación de transmisión.

ε = Coeficiente de resbalamiento.

1.5.8 Ángulo de abrazamiento.

$$\theta = \pi - \frac{(D_2 - D_1)}{a} \quad [\text{Ecuación 8}]$$

Fuente: (González Rey, 2004, pág. 21)

Donde:

θ = Ángulo de abrazamiento (°).

a = Distancia entre centros (mm).

1.5.9 Momento de inercia.

Se utilizará el momento de inercia de un disco.

$$I = \frac{1}{2} m * r^2 \quad [\text{Ecuación 9}]$$

Fuente: (Vallejo & Zambrano, 2005, pág. 6)

Donde:

I = Momento de inercia (kgm²).

m = Masa (kg).

r = Radio del disco (m).

1.5.10 Aceleración angular.

La aceleración angular de un cuerpo en movimiento de rotación en torno a un eje es la variación que experimenta su velocidad angular en la unidad de tiempo (Van Der Merwe, 1993, pág. 67).

$$\alpha = \frac{\omega}{t} \quad [\text{Ecuación 10}]$$

Donde:

α = Aceleración angular (rad/s²).

ω = Velocidad angular (rad/s).

t = Tiempo (s).

1.5.11 Torque.

Un momento de torsión o torque es la contraparte rotacional de la fuerza. La fuerza tiende a cambiar el movimiento de las cosas; el momento de torsión tiende a torcer, o cambiar, el estado de rotación de las cosas (Hewitt, 2004, pág. 131).

$$T = F * r \quad \text{[Ecuación 11]}$$

Donde:

T = Momento de torsión o torque (Nm)

F = Fuerza (N).

R = Radio de giro (m).

1.5.12 Segunda ley de Newton para la rotación.

Es similar a la Segunda Ley de Newton definida en la traslación pero no tan fundamental, puesto que se deriva de esta. Se concluye que el análogo rotacional de la fuerza es el torque, y el análogo rotacional de la masa es el momento de inercia (Vallejo & Zambrano, 2005, pág. 7).

$$\sum T = I * \alpha \quad \text{[Ecuación 12]}$$

Donde:

T = Torque (Nm).

I = Momento de inercia (kgm²).

α = Aceleración angular (rad/s²).

1.5.13 Velocidad de giro.

Utilizando la ecuación de relación de transmisión.

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1} \quad \text{[Ecuación 13]}$$

Donde:

n₁ = Velocidad de giro de la polea conductora (rpm).

n_2 = Velocidad de giro de la polea conducida (rpm).

D_1 = Diámetro de la polea conductora (mm).

D_2 = Diámetro de la polea conducida (mm).

1.5.14 Velocidad de la correa.

$$v = \frac{\pi * D_1 * n_1}{60 * 1000} \quad [\text{Ecuación 14}]$$

Fuente: (González Rey, 2004, pág. 19)

Donde:

v = Velocidad lineal o tangencial de la correa (m/s).

D_1 = Diámetro de la polea conductora (mm).

n_1 = Velocidad de giro de la polea conductora (rpm).

1.5.15 Coeficiente de rozamiento.

Para el proceso de poleas de acero con bandas de cuero existe una fórmula que encuentra el valor del coeficiente de rozamiento confabulando a la velocidad lineal de la correa.

$$\mu = 0.22 + 0.012v \quad [\text{Ecuación 15}]$$

(Porras & Soriano, 2006, pág. 56)

Donde:

μ = Coeficiente de rozamiento.

v = Velocidad lineal de la correa (m/s).

1.5.16 Esfuerzo.

Cuando se aísla una superficie interna, la fuerza y el momento totales que actúan sobre la superficie se manifiestan a sí mismos con distribuciones de fuerzas a través de toda el área (Budynas & Nisbett, 2012, pág. 79).

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad [\text{Ecuación 16}]$$

Donde:

σ = Esfuerzo (N/m²).

F = Fuerza (N).

A = Área (m²).

1.5.17 Fuerzas del ramal.

La fuerza que debido a la tensión de la correa tiende a unir las dos poleas, debido al giro de la polea en un ramal de la correa habrá una fuerza F_1 mayor que la fuerza resultante en el otro ramal F_2 (Porrás & Soriano, 2006, pág. 55).

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{\mu\theta} \quad [\text{Ecuación 17}]$$

Donde:

F_1 = Fuerza del ramal (N).

F_2 = Fuerza del ramal (N).

μ = Coeficiente de rozamiento.

θ = Ángulo de abrazamiento (rad).

1.5.18 Par motor.

El par o momento transmitido por la correa es:

$$M = (F_1 - F_2) * r \quad [\text{Ecuación 18}]$$

Fuente: (Porrás & Soriano, 2006, pág. 59)

Donde:

M = Par o momento transmitido (Nm).

F_1 = Fuerza del ramal (N).

F_2 = Fuerza del ramal (N).

r = Radio (m).

1.5.19 Potencia de la correa.

La potencia transmitida por una correa es función de la diferencia entre las tensiones de sus ramas y de su velocidad lineal (Porrás & Soriano, 2006, pág. 59).

$$P = M * n \quad \text{[Ecuación 19]}$$

Donde:

P = Potencia transmitida (W).

M = Par o momento transmitido (Nm).

n = Velocidad de giro del motor (rad/s).

1.5.20 Potencia.

La potencia en un movimiento rotacional tiene la siguiente expresión:

$$P = T * \omega \quad \text{[Ecuación 20]}$$

Fuente: (Van Der Merwe, 1993, pág. 76)

Donde:

P = Potencia (W).

T = Torque (Nm).

ω = Velocidad angular (rad/s) (Van Der Merwe, 1993, pág. 76).

1.5.21 Diagrama de cuerpo libre.

El diagrama establece las direcciones de los ejes de referencia, proporciona un lugar para registrar las dimensiones del subsistema y las magnitudes y direcciones de las fuerzas conocidas; además, ayuda a suponer las direcciones de las fuerzas desconocidas. (Budynas & Nisbett, 2012, pág. 73)

$$\sum F = 0 \quad \text{[Ecuación 21]}$$

$$\sum M = 0 \quad \text{[Ecuación 22]}$$

1.5.22 Esfuerzo permisible.

El esfuerzo permisible utilizado es para el acero A36.

$$\sigma = 0.6 * \delta_y \quad [\text{Ecuación 23}]$$

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2012, pág. 472)

Donde:

σ = Esfuerzo permisible (ksi).

δ_y = Esfuerzo ultimo de fluencia (ksi).

1.5.23 Esfuerzo a flexión.

La magnitud máxima del esfuerzo en flexión ocurrirá donde y tiene la magnitud más grande (Budynas & Nisbett, 2012, pág. 90).

$$\sigma_{max} = \frac{Mc}{I} \quad [\text{Ecuación 24}]$$

Donde:

σ_{max} = Magnitud máxima de esfuerzo en flexión (kPa).

M = Momento máximo (kNm).

c = Magnitud máxima del eje y (m).

I = Momento de inercia (m⁴).

1.5.24 Momento de inercia.

Se utilizará el momento de inercia de un rectángulo.

$$I = \frac{b * h^3}{12} \quad [\text{Ecuación 25}]$$

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2012, pág. 1016)

Donde:

I = Momento de inercia (m⁴).

b = Base (m).

h = Altura (m).

1.5.25 Peso.

$$W = m * g \quad \text{[Ecuación 26]}$$

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2012, pág. 21)

Donde:

W = Peso (N).

m = Masa (kg).

g = Gravedad (m/s²).

1.5.26 Densidad real.

$$\delta = \frac{m}{V} \quad \text{[Ecuación 27]}$$

Fuente: (Nogués, García Galindo, & Rezeau, 2010, pág. 42)

Donde:

m = Masa (kg).

δ = Densidad del acero (kg/m³).

V = Volumen (m³).

1.5.27 Fuerza a corte de un perno.

Si el plano de corte pasa por la parte roscada del tornillo, la resistencia a cortante viene dada por la siguiente expresión (Rodríguez Galbarro, 2014):

$$F_{RA} = n * \frac{0.5 * f_{ub} * A}{\gamma_{M2}} \quad \text{[Ecuación 28]}$$

Donde:

F_{RA} = Fuerza cortante (N).

f_{ub} = Resistencia a tracción (N/mm²).

A = Área de esfuerzo de tensión (mm²).

n = Número de pernos.

γ_{M2} = Coeficiente parcial de seguridad (1.25).

1.5.28 Esfuerzo de aplastamiento.

Se utiliza la ecuación de esfuerzo sabiendo que el área en el caso de aplastamiento está constituida por el producto de la base con la altura, siendo la base el diámetro del perno y la altura el espesor de la chapa.

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{F}{d * t} \quad [\text{Ecuación 29}]$$

Donde:

σ = Esfuerzo de aplastamiento (N/mm²).

F = Fuerza (N).

d = Diámetro del perno (mm).

t = Espesor de la chapa (mm).

1.5.29 Fuerza a tracción de un perno.

Cuando un tornillo está solicitado en la dirección de su eje por un esfuerzo de tracción. La resistencia a tracción viene dada por la siguiente expresión (Rodríguez Galbarro, 2014):

$$F_t = \frac{0.9 * f_{ub} * A_s}{\gamma_{M2}} \quad [\text{Ecuación 30}]$$

Donde:

F_t = Fuerza a tracción (N).

1.5.30 Comprobación de pernos.

Los tornillos a utilizar deben cumplir con la siguiente expresión:

$$\frac{F_{RA}}{F_v} + \frac{F_{axial}}{1.4 * F_t} \leq 1 \quad [\text{Ecuación 31}]$$

Fuente: (Rodríguez Galbarro, 2014)

Donde:

F_{axial} = Fuerza axial (N).

F_v = Fuerza a corte (N).

1.5.31 Reacción resultante.

El vector resultante de un sistema es un vector único que produce los mismos efectos que todos los dados (Van Der Merwe, 1993, pág. 1).

$$F_A = \sqrt{A_x^2 + A_y^2} \quad [\text{Ecuación 32}]$$

Donde:

F_A = Fuerza Resultante (N).

A_x = Componente en X (N).

A_y = Componente en Y (N).

1.5.32 Esfuerzo a flexión.

Se reemplaza el momento de inercia de un círculo con la ecuación de esfuerzo a flexión, se obtiene:

$$\sigma = \frac{32 * M}{\pi * d^3} \quad [\text{Ecuación 33}]$$

Donde:

σ = Esfuerzo a flexión (kPa).

M = Momento flexionante (kNm).

d = Diámetro (m).

1.5.33 Esfuerzo a torsión.

Cualquier vector momento que sea colineal con un eje de un elemento mecánico se llama vector de par de torsión, porque el momento causa que el elemento se tuerza respecto a ese eje. Una barra sometida a un momento de ese tipo se dice que está sometida a torsión (Budynas & Nisbett, 2012, págs. 101-102).

$$\tau = \frac{16 * T}{\pi * d^3} \quad [\text{Ecuación 34}]$$

Donde:

τ = Esfuerzo a torsión (kPa).

T = Par de torsión (kNm).

d = Diámetro de superficie exterior (m).

1.5.34 Factor de seguridad.

Un enfoque general del problema de la carga permisible contra la carga de pérdida de función es el método de factor del diseño determinístico, al que algunas veces se le llama método clásico de diseño (Budynas & Nisbett, 2012, pág. 17).

$$f_s = \frac{\delta_y}{[\sigma]} \quad \text{[Ecuación 35]}$$

Donde:

Fs = Factor de seguridad.

δ_y = Resistencia de pérdida de la función (ksi).

$[\sigma]$ = Esfuerzo permisible (ksi).

1.5.35 Esfuerzo Equivalente.

Se igualará la ecuación de esfuerzo máximo de von Mises con el esfuerzo normal de diseño.

$$[\sigma]_{eq} = \sqrt{\sigma^2 + 3 * \tau^2} = [\sigma] \quad \text{[Ecuación 36]}$$

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2012, pág. 356)

Donde:

$[\sigma]_{eq}$ = Esfuerzo equivalente (kN/mm²).

σ = Esfuerzo de flexión (kN/mm²).

τ = Esfuerzo de torsión (kN/mm²).

$[\sigma]$ = Esfuerzo normal de diseño (kN/mm²).

1.5.36 Vida útil nominal.

La vida nominal de un rodamiento expresada en horas de funcionamiento.

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 * n} * \left(\frac{C}{P}\right)^p \quad [\text{Ecuación 37}]$$

Fuente: (SKF, 2006, pág. 52)

Donde:

L_{10h} = Vida nominal en horas de funcionamiento (h).

C = Capacidad de carga dinámica (kN).

P = Carga dinámica equivalente del rodamiento (kN).

p = Exponente de la ecuación de la vida (3 para rodamientos de bolas).

1.5.37 Tensión admisible del perno.

La tensión admisible del perno se calcula con la siguiente expresión:

$$T' = \sigma * A_{perno} \quad [\text{Ecuación 38}]$$

Fuente: (American Institute of Steel Construction, 2003, pág. 26)

Donde:

T' = Tensión admisible del perno (kN).

σ = Esfuerzo permisible (kN/m²).

A_{perno} = Área del perno (m²).

1.5.38 Longitud de gancho.

Con la siguiente expresión se puede calcular la longitud del gancho del perno:

$$L_h = \frac{\frac{T}{2}}{\frac{0.7 * f_c * d}{1.7}} \quad [\text{Ecuación 39}]$$

Fuente: (American Institute of Steel Construction, 2003, pág. 26)

Donde:

L_h = Longitud de gancho (mm).

T = Tensión admisible del perno (kN).

f_c = Resistencia de compresión (ksi).

d = Diámetro del perno (mm).

1.5.39 Longitud del perno.

Con la ayuda de la siguiente expresión se puede calcular la longitud del perno:

$$h = 12 * d \quad \text{[Ecuación 40]}$$

Fuente: (American Institute of Steel Construction, 2003, pág. 25)

Donde:

h = Longitud del perno (mm).

d = Diámetro del perno (mm).

1.5.40 Comprobación de soldadura.

La soldadura en ángulo será adecuada si cumple con las siguientes condiciones:

$$[\sigma]_{eq} \leq \frac{f_u}{\beta_w * \gamma_{M2}} \quad \text{[Ecuación 41]}$$

Donde:

$[\sigma]_{eq}$ = Esfuerzo equivalente en la garganta (N/mm²).

f_u = Carga de rotura (N/mm²).

β_w = Factor de correlación.

$$\sigma_1 \leq \frac{f_u}{\gamma_{M2}} \quad \text{[Ecuación 42]}$$

Donde:

σ_1 = Esfuerzo normal perpendicular (N/mm²).

$$\beta_{LW} = 1.2 - \frac{0.2 * l}{150 * a} \leq 1 \quad \text{[Ecuación 43]}$$

Fuente: (ITEA, 1998, págs. 60, 62)

Donde:

β_{LW} = Coeficiente de reducción

l = Longitud de soldadura (mm).

a = Altura de la garganta (mm).

1.5.41 Selección de perfil.

Para encontrar el momento máximo del perfil se utilizará la expresión siguiente:

$$M_{max} = \frac{P * l}{4} \quad [Ecuación 44]$$

Donde:

$M_{m\acute{a}x}$ = Momento máximo (kNin).

P = Carga (kN).

l = Longitud del perfil (in).

$$S_{XR} = \frac{M_{m\acute{a}x}}{F_b} \quad [Ecuación 45]$$

Fuente: (McCormac & Csernak, 2012, pág. 238)

Donde:

F_b = Esfuerzo permisible del acero (kN/in²).

S_{XR} = Módulo de sección elástico (in³).

1.5.42 Esbeltez.

$$\lambda = \frac{K * l}{r_{min}} \leq 120 \quad [Ecuación 46]$$

Fuente: (McCormac & Csernak, 2012, pág. 150)

Donde:

λ = Esbeltez.

K = Longitud efectiva.

r_{min} = Radio mínimo (in).

Capítulo 2

Generalidades.

El presente capítulo se enfoca en realizar el diseño de los diferentes componentes que constituyen el mecanismo, además el estudio de materiales de cada elemento fundamental que abarca el sistema, y la selección de elementos normalizados que ayudará a obtener resultados óptimos. La máquina rectificadora contiene los siguientes cálculos: fuerzas, esfuerzos, tensiones, deformaciones, deflexiones, espesor de placa, relación de transmisión, selección de rodamientos, velocidades, y aceleraciones angulares.

Diseño de la máquina rectificadora.

2.1 Transmisión por correa.



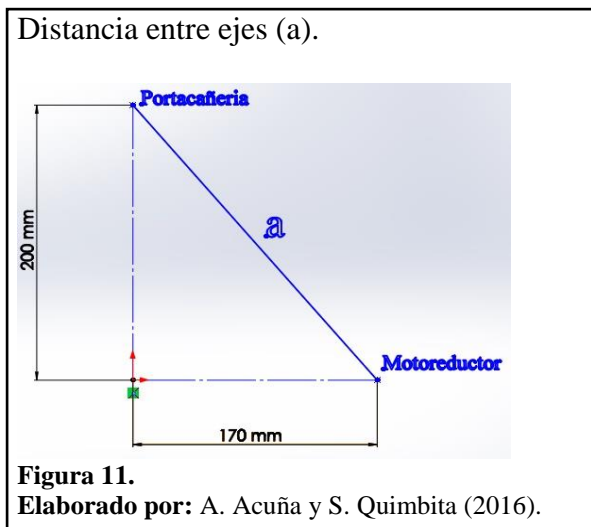
Debido a que el mecanismo tiene un montaje y desmontaje constante se emplea una banda elástica y resistente que soporte estos cambios (figura 10).

En la gran variedad de correas en el mercado no existe una que sea capaz de cumplir con los requerimientos para el rectificado. Por esa razón se adaptará un o-

ring con las siguientes dimensiones: 5.33 mm de espesor (W), 221.62 mm de diámetro interior (DI), 232.28 mm de diámetro exterior (DE) y tolerancia de ± 1.4 mm para los diámetros (DI, DE).

2.1.1 Distancia entre ejes.

La distancia que existe entre los centros del motorreductor y el porta cañerías se puede visualizar en la siguiente figura:



El motorreductor se colocará en un lugar adecuado y seguro evitando cualquier obstáculo con las cañerías y mejorando el confort para el operador.

Se utiliza el teorema de Pitágoras o ecuación (1).

$$a^2 = b^2 + c^2$$

$$a^2 = (200 \text{ mm})^2 + (170 \text{ mm})^2$$

$$a = 262.5 \text{ mm}$$

A continuación con la ecuación (2) se desarrollará la comprobación.

$$a \geq a_{min} = (0.7) * (D_1 + D_2)$$

$$a \geq a_{min} = (0.7) * (42 \text{ mm} + 65 \text{ mm})$$

$$262.5 \text{ mm} \geq 74.9 \text{ mm}$$

El resultado adquirido apunta que la distancia entre ejes se encuentra en los parámetros adecuados para un excelente funcionamiento.

2.1.2 Longitud de la correa

Se emplea la ecuación (3) usando el radio del diámetro interior (DI) de la correa y aplicando su tolerancia (1.4 mm).

$$s = r * \theta$$

$$s = (110.1 \text{ mm}) * (2 * \pi)$$

$$\boxed{s = 691.7 \text{ mm} = L}$$

2.1.3 Polea mayor (D₂).

Es necesario trabajar con una polea cuyo diámetro no exceda el rango de 60 – 70 mm, ya que si se maneja uno menor fuera del rango existirá obstrucción del porta cañerías con la cañería, y de aplicarse uno mayor fuera del rango se obtendrá un peso inadecuado para la polea lo cual afectaría al proceso de rectificado, razón por lo cual se aplicará 65mm para la polea mayor.

2.1.4 Polea menor (D₁).

Se emplea la ecuación (4).

$$L = 2a + \frac{\pi}{2}(D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4a}$$

$$691.7 \text{ mm} = 2(262.5 \text{ mm}) + \frac{\pi}{2}(D_1 + 65 \text{ mm}) + \frac{(65 \text{ mm} - D_1)^2}{4(262.5 \text{ mm})}$$

Se despeja D₁, dando como resultado una ecuación de segundo grado:

$$0.00095(D_1)^2 + 1.44(D_1) - 60.7 = 0$$

Se trabaja con la ecuación (5).

$$x = \frac{-b \pm \sqrt{b^2 - 4ac}}{2a}$$

$$x = \frac{-1.44 \pm \sqrt{(1.44)^2 - 4(0.00095)(-60.7)}}{2(0.00095)}$$

$$x_1 = 41.04 \text{ mm} \approx 42 \text{ mm}$$

$$x_2 = -1556.8 \text{ mm (N/A)}$$

Se concluye que X_1 es más óptimo ya que X_2 presenta un resultado negativo, el cual no aplica para el diámetro de la polea menor.

2.1.5 Relación de transmisión.

Con la ecuación de relación de transmisión (6).

$$i = \frac{D_2}{D_1}$$

$$i = \frac{65 \text{ mm}}{42 \text{ mm}}$$

$$i = \frac{3}{2} = 1.5$$

2.1.6 Coeficiente de resbalamiento.

Se aplica la ecuación (7) y despejando ε :

$$i = \frac{D_2}{(1 - \varepsilon)D_1}$$

Despejando ε :

$$\varepsilon = 1 - \frac{D_2}{iD_1}$$

$$\varepsilon = 1 - \frac{(65 \text{ mm})}{(1.5)(42 \text{ mm})}$$

$$\varepsilon = -0.032 = 0.032$$

2.1.7 Ángulo de abrazamiento.

Se emplea la ecuación (8).

$$\theta = \pi - \frac{(D_2 - D_1)}{a}$$

$$\theta = \pi - \frac{(65 \text{ mm} - 42 \text{ mm})}{262.5 \text{ mm}}$$

$$\theta = 3.054 \text{ rad} = 174.9^\circ$$



El ángulo de abrazamiento cumple con el parámetro especificado (mayor a 150°).

2.2 Selección del motor.

2.2.1 Esmeril manual.

Para obtener un proceso óptimo de rectificado es necesario una esmeriladora que trabaje en un rango de velocidad nominal para pulido entre 8500 a 13300 RPM con un diámetro de disco entre 100 y 125 (mm), como se puede observar en la siguiente tabla:

Tabla 3.
Velocidad nominal de discos de lijado COMBICLICK.

Descripción de pedido	Grano					D [mm]	r.p.m. máx.			
	24	36	50	60	80					120
	EAN 4007220									
CC-FS 115 A	763179	763186	763193	763209	763216	763223	115	13.300	25	750
CC-FS 125 A	721988	721995	722008	722039	722060	722077	125	12.200	25	875
CC-FS 180 A	722091	722107	722121	722138	722145	722152	180	8.500	25	1.850

Nota: Velocidades de discos para lijado. **Fuente:** (PFERD-Rüggeberg, 2009, pág. 8)

Por esa razón se seleccionará un esmeril manual (figura 12) de 11000 (rpm), 700 (w) de potencia, y además con una herramienta de corte de 105 (mm) de diámetro, una masa de 1 (kg), y un tiempo de rectificado de 3 (s) por avance.

Esmeril manual y disco abrasivo.



Figura 12.

Elaborado por: A. Acuña y S. Quimbita (2016).

2.2.1.1 Momento de Inercia.

Se aplica la ecuación (9).

$$I = \frac{1}{2} mr^2$$

$$I = \frac{1}{2} (1 \text{ kg})(0.0525 \text{ m})^2$$

$$I = 0.001378 \text{ kgm}^2$$

2.2.1.2 Aceleración angular.

Usando la ecuación (10).

$$\alpha = \frac{\omega}{t}$$

$$\alpha = \frac{\left(11000 \frac{\text{rev}}{\text{min}}\right) * \left(\frac{2\pi \text{ rad}}{1 \text{ rev}}\right) * \left(\frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}}\right)}{3 \text{ s}}$$

$$\alpha = 383.97 \text{ rad/s}^2$$

2.2.1.3 Fuerza en el disco.

Se reemplaza la ecuación (11) en (12) y despejando F:

$$F = \frac{I * \alpha}{r}$$

$$F = \frac{(0.001378 \text{ kgm}^2) * \left(383.97 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2}\right)}{0.0525 \text{ m}}$$

$$F = 10.08 \text{ N}$$

2.2.2 Asiento esférico.

Cuando dos cuerpos interaccionan mutuamente se ejercen fuerzas entre sí. La tercera ley de Newton establece que estas fuerzas son iguales en módulo y van en direcciones opuestas. Es decir si un objeto A ejerce una fuerza sobre un objeto B, el objeto B ejerce una fuerza sobre el objeto A que es igual en módulo y opuesta en dirección (Tipler & Mosca, 2005, pág. 94).



Se sabe que el asiento esférico (figura 13), tiene un radio de 8 (mm). Además la fuerza generada en el disco del esmeril es de 10.08 (N) y se transmite al asiento esférico en dirección contraria, debido a la ley de acción y reacción de Newton.

2.2.2.1 Momento de Inercia.

Para el siguiente cálculo se trabajará con una masa de 8 (kg) y un radio de 50 (mm), que pertenece a las cañerías y sus componentes de ajuste. Desarrollando la ecuación (9).

$$I = \frac{1}{2}mr^2$$

$$I = \frac{1}{2} * (8 \text{ kg}) * (0.005 \text{ m})^2$$

$$\boxed{I = 0.01 \text{ kgm}^2}$$

2.2.2.2 Aceleración Angular.

Reemplazando la ecuación (11) en (12) y despejando α :

$$\alpha = \frac{F * r}{I}$$

$$\alpha = \frac{(10.08 \text{ N}) * (0.008 \text{ m})}{0.01 \text{ kgm}^2}$$

$$\boxed{\alpha = 8.064 \text{ rad/s}^2}$$

2.2.2.3 Velocidad Angular.

Se utiliza la ecuación (10) y se despeja ω .

$$\omega = \alpha * t$$

$$\omega = \left(8.064 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2}\right) * (3 \text{ s})$$

$$\boxed{\omega = 24.19 \text{ rad/s}}$$

2.2.3 Velocidades de las poleas: conducida (n_2) y conductora (n_1).

$$n_2 = \left(24.19 \frac{\text{rad}}{\text{s}}\right) * \left(\frac{1 \text{ rev}}{2\pi \text{ rad}}\right) * \left(\frac{60 \text{ s}}{1 \text{ min}}\right)$$

$$\boxed{n_2 = 230.9 \text{ RPM}}$$

Con la ecuación (13) se despeja n_1 .

$$n_1 = \frac{D_2 * n_2}{D_1}$$

$$n_1 = \frac{(65 \text{ mm}) * \left(230.9 \frac{\text{rev}}{\text{min}}\right)}{42 \text{ mm}}$$

$$\boxed{n_1 = 357.5 \text{ RPM} \approx 360 \text{ RPM}}$$

2.2.4 Potencia Transmitida.

2.2.4.1 Velocidad de la correa.

Se trabaja con la ecuación (14).

$$v = \frac{\pi * D_1 * n_1}{60 * 1000}$$

$$v = \frac{\pi * (42 \text{ mm}) * \left(360 \frac{\text{rev}}{\text{min}}\right)}{60 * 1000}$$

$$v = 0.79 \text{ m/s}$$

2.2.4.2 Esfuerzo permisible en la correa.

Con la velocidad y tipo de correa se puede obtener el esfuerzo permisible según la siguiente clasificación:

Clasificación de esfuerzos permisibles para las correas ($K_p=K_{gf}$).

- Clase I:
 - $\sigma_{\text{permisible}} = 25 \text{ Kp/cm}^2$ y velocidad máxima de hasta 12 m/s.
- Clase II:
 - $\sigma_{\text{permisible}} = 29 \text{ Kp/cm}^2$ y velocidad máxima de hasta 24 m/s.
- Clase III:
 - $\sigma_{\text{permisible}} = 33 \text{ Kp/cm}^2$ y velocidad máxima de hasta 45 m/s.

Figura 14.

Fuente: (Porrás & Soriano, 2006, pág. 54).

2.2.4.3 Coeficiente de rozamiento.

Se usa la ecuación (15).

$$\mu = 0.22 + 0.012v$$

$$\mu = 0.22 + 0.012 * \left(0.79 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)$$

$$\mu = 0.22948$$

2.2.4.4 Fuerzas del ramal.

Se empleará la ecuación de esfuerzo (16) y se despejará F_1 , además se sabe que el área de sección de la correa es 22.31 (mm^2).

$$F_1 = \sigma * A$$

$$F_1 = \left[\left(25 \frac{\text{kp}}{\text{cm}^2} \right) * \left(\frac{9.8 \text{ N}}{1 \text{ kp}} \right) * \left(\frac{100^2 \text{ cm}^2}{1 \text{ m}^2} \right) \right] * \left[(22.31 \text{ mm}^2) * \left(\frac{1 \text{ m}^2}{1000^2 \text{ mm}^2} \right) \right]$$

$$\boxed{F_1 = 54.66 \text{ N}}$$

Con la ecuación (17) se despeja F_2 .

$$F_2 = \frac{F_1}{e^{\mu\alpha}}$$

$$F_2 = \frac{54.66 \text{ N}}{e^{(0.22948)*(3.054)}}$$

$$\boxed{F_2 = 27.12 \text{ N}}$$

2.2.4.5 Par motor

Se utiliza la ecuación (18).

$$M = (F_1 - F_2) * r$$

$$M = (54.66 \text{ N} - 27.12 \text{ N}) * (0.021 \text{ m})$$

$$M = 0.58 \text{ Nm}$$

2.2.4.6 Potencia

Se trabaja con la ecuación (19).

$$P = M * n$$

$$P = (0.58 \text{ Nm}) * \left[\left(360 \frac{\text{rev}}{\text{min}} \right) * \left(\frac{2\pi \text{ rad}}{1 \text{ rev}} \right) * \left(\frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} \right) \right]$$

$$\boxed{P = 21.87 \text{ W}}$$

Se aplica un factor de seguridad de 3 para tener un excelente rendimiento del motor.

$$\boxed{P = (21.87 \text{ W}) * 4 = 65.61 \text{ W} \approx 66 \text{ W}}$$

Se puede concluir que por cuestiones de mercado se optará por un motorreductor que trabaje con 360 RPM y una potencia de aproximadamente 90 (W) o (1/8 HP) para un proceso de rectificado óptimo.

2.3 Fuerzas en el mecanismo.

2.3.1 Disco abrasivo.

La fuerza generada en el disco del esmeril es de 10.08 (N) en un tiempo de avance de 3 (s). Se conoce que el tiempo total de rectificado es de aproximadamente 5 (min).

Se utiliza una regla de tres:

$$x = \frac{(10.08 N) * (300 s)}{3 s}$$

$$x = 1008 N = F_{Total}$$

Se deduce que la fuerza total que ejerce el esmeril sobre el mecanismo es de 1008 (N), la cual será utilizada para los cálculos de esfuerzos, momentos y espesor de placa.

2.3.2 Motor Seleccionado.

Se trabaja con la ecuación de potencia (20) y se despeja T.

$$T = \frac{P}{\omega}$$

$$T = \frac{90 W}{37.7 \frac{rad}{s}}$$

$$T = 2.4 Nm$$

Se emplea la ecuación de torque (11) y se despeja la fuerza F.

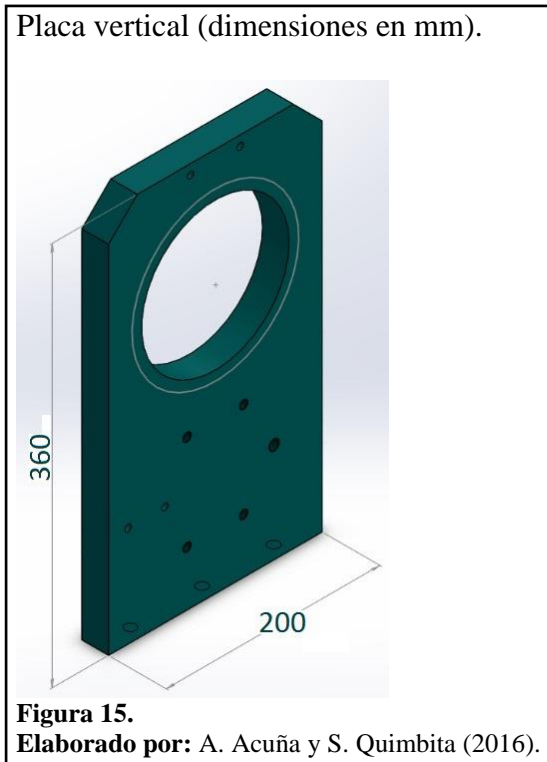
$$F = \frac{T}{r}$$

$$F = \frac{2.4 Nm}{0.021 m}$$

$$F = 114.3 \text{ N}$$

2.4 Diseño de la placa vertical.

En la figura 15 se puede verificar la placa donde se aloja el rodamiento, las perforaciones y medidas con las que se trabajará.



2.4.1 Carga distribuida.

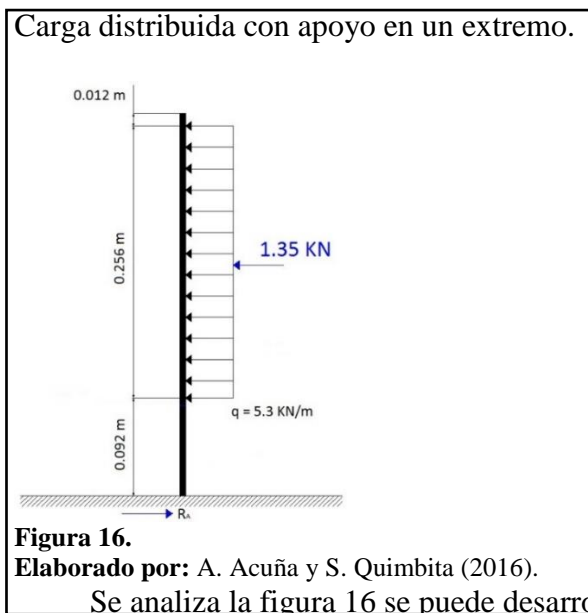
En la siguiente lista se especifican todas las cargas que actúan sobre la placa vertical:

- $W_1 = 20 \text{ N}$ (Brazo giratorio).
- $W_2 = 5 \text{ N}$ (Placa brazo).
- $W_3 = 45 \text{ N}$ (Carro transversal).
- $W_4 = 5 \text{ N}$ (Tope).
- $W_5 = 12.4 \text{ N}$ (Pieza en T) x2.
- $W_6 = 54 \text{ N}$ (Anillo roscado).
- $W_7 = 5 \text{ N}$ (Sujetador).

- $W_8 = 20 \text{ N}$ (Placa del motor).
- $W_9 = 30 \text{ N}$ (Esmeril manual).
- $W_{10} = 30 \text{ N}$ (Motorreductor).
- $W_{11} = 1122.3 \text{ N}$ (Fuerzas en el mecanismo).

$$W_{CD1} = \sum W = 1348.7 \text{ N} = 1.35 \text{ KN}$$

2.4.2 Reacciones.



$$\sum F_x = 0$$

$$R_A - 1.35 \text{ KN} = 0$$

$$\boxed{R_A = 1.35 \text{ KN}}$$

Se realiza la sumatoria de fuerzas (21) y momentos (22) se obtienen las siguientes ecuaciones y tablas (tablas 4-7) para encontrar los máximos puntos en los posteriores tramos:

En el tramo: $0 < x < 0.092$

$$V + R_A = 0$$

$$\boxed{V = -1.35}$$

$$M - R_A x = 0$$

$$M = 1.35x$$

Tabla 4.
Reacciones y momentos tramo 1.

x	V	M
0	-1.35	0
0.092	-1.35	0.124

Nota: Valores obtenidos. **Elaborado por:** A. Acuña y S. Quimbita (2016).

En el tramo: $0.092 < x < 0.348$

$$R_A + V - [(5.3) * (x - 0.092)] = 0$$

$$V = 5.3x - 1.838$$

$$M - 1.35x + \left[\frac{1}{2} * (5.3) * (x - 0.092)^2 \right] = 0$$

$$M = -2.65x^2 + 1.838x - 0.0224$$

Tabla 5.
Reacciones y momentos tramo 2.

x	V	M
0.092	-1.35	0.124
0.348	0.006	0.296

Nota: Valores obtenidos. **Elaborado por:** A. Acuña y S. Quimbita (2016).

En el tramo: $0.348 < x < 0.36$

$$V + 1.35 - [(5.3) * (0.256)] = 0$$

$$V = 0.006$$

$$M - 1.35x + [(1.35) * (0.128 + x - 0.348)] = 0$$

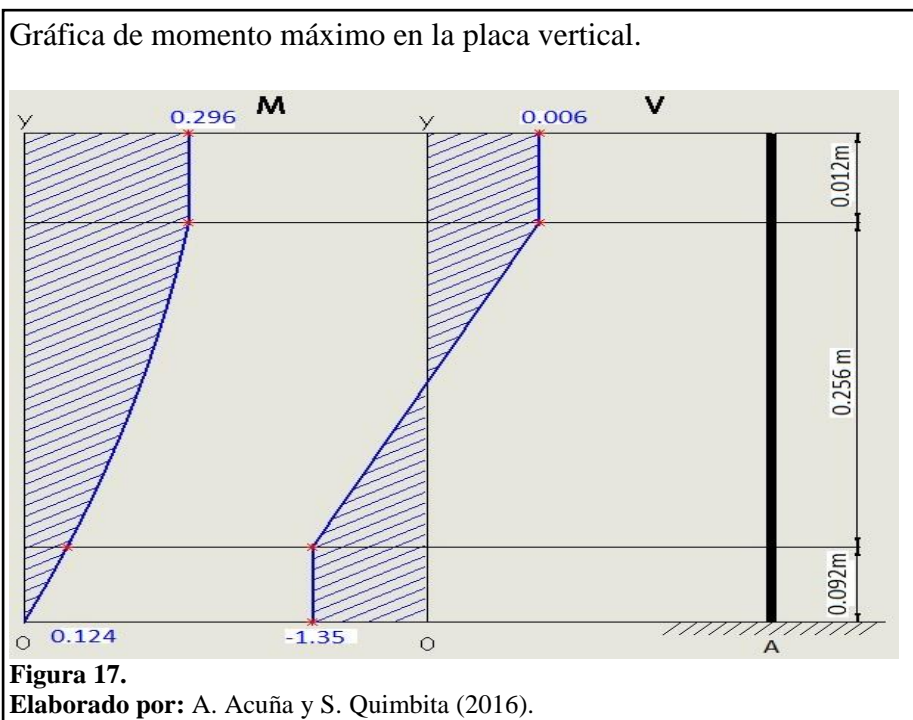
$$M = 0.296$$

Tabla 6.
Reacciones y momentos tramo 3.

x	V	M
0.348	0.006	0.296
0.36	0.006	0.296

Nota: Valores obtenidos. **Elaborado por:** A. Acuña y S. Quimbita (2016).

2.4.3 Momento máximo.



Se observa en el gráfico el momento máximo y la fuerza cortante máxima que se encuentran en el tramo $0.348 < x < 0.36$.

$$V_{m\acute{a}x} = 0.006 \text{ KN}$$

$$M_{m\acute{a}x} = 0.296 \text{ KNm}$$

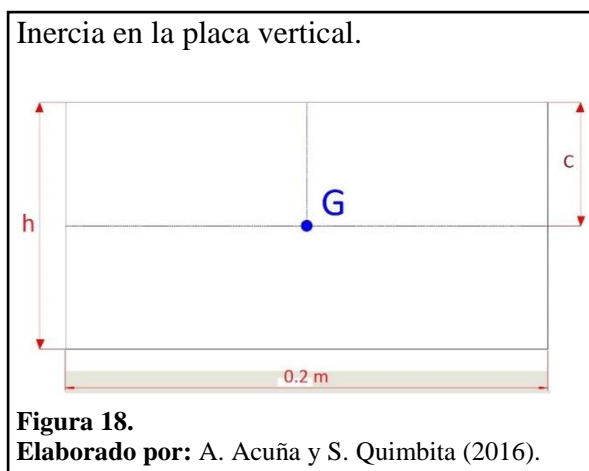
2.4.4 Espesor de la placa.

En la placa existe un área donde se concentra el esfuerzo (figura 18). Además se utilizará un acero A36 para la fabricación del mecanismo. Con la ecuación de esfuerzo permisible (23) es:

$$\sigma = 0.6 * \delta_y$$

$$\sigma = (0.6) * (36 \text{ ksi}) * \left(\frac{6894.757 \text{ kPa}}{1 \text{ ksi}} \right)$$

$$\sigma = 148926.75 \text{ KPa}$$



Se reemplaza la ecuación de momento de inercia de un rectángulo con respecto al eje x (25) en esfuerzo a flexión (24) y despejando la magnitud c:

$$c = \sqrt{\frac{12 * M}{\sigma * b * 8}}$$

$$c = \sqrt{\frac{12 * (0.296 \text{ KNm})}{(148926.75 \text{ KPa}) * (0.2 \text{ m}) * 8}}$$

$$c = 0.00386 \text{ m} = 3.86 \text{ mm}$$

Donde:

$$h = 2c$$

$$h = 2 * (3.86 \text{ mm})$$

$$h = 7.72 \text{ mm} \approx 8 \text{ mm}$$

Debido a factores de vibración, movimiento, carga de impacto, entre otros se utilizará un factor de seguridad de 3.

$$h = 8 \text{ mm} * 3$$

$$h = 24 \text{ mm} \approx 25.4 \text{ mm} = 1 \text{ plg}$$

Se trabajará con una placa de 1 pulgada para la base vertical del mecanismo, para que el espesor proporcione un peso adecuado para evitar dichos factores.

2.4.5 Peso de la placa.

Se despeja la masa de la ecuación de densidad real (27) y se reemplaza en el peso (26):

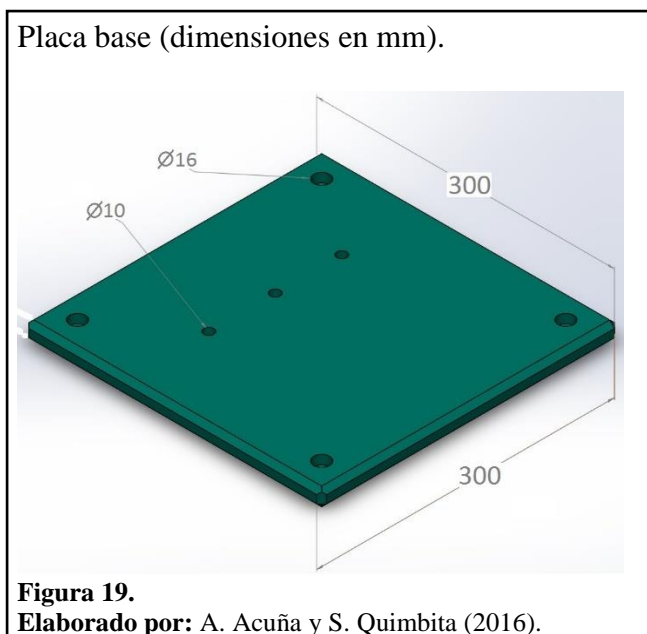
$$W_{PV} = \delta * V * g$$

$$W_{PV} = \left(7800 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right) * (0.2 \text{ m} * 0.36 \text{ m} * 0.0254 \text{ m}) * \left(9.8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right)$$

$$W_{PV} = 139.8 \text{ N} = 0.14 \text{ KN}$$

2.5 Diseño de la placa base.

En la figura 19 se observan las medidas con las que se diseñará la placa.



2.5.1 Carga distribuida.

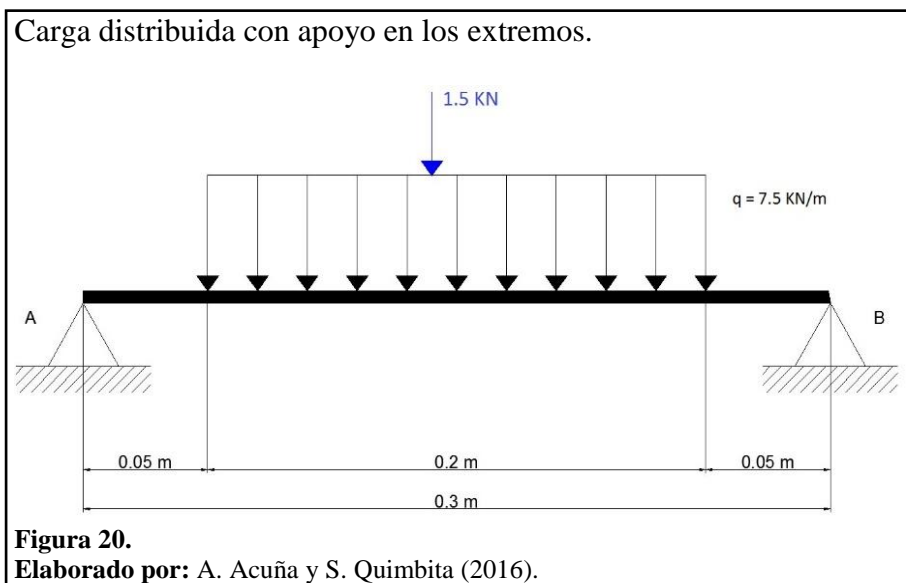
En la siguiente lista se establecen las cargas que actúan sobre la placa horizontal o placa base.

$$W_{CD2} = W_{CD1} + W_{PV}$$

$$W_{CD2} = 1.35 \text{ KN} + 0.14 \text{ KN}$$

$$\boxed{W_{CD2} = 1.5 \text{ KN}}$$

2.5.2 Reacción y momento máximo.



Se analiza la figura 20, se desarrolla la sumatoria de reacciones y momentos en el punto A:

$$\sum M_A = 0$$

$$R_B 0.3 - (1.5 * 0.15) = 0$$

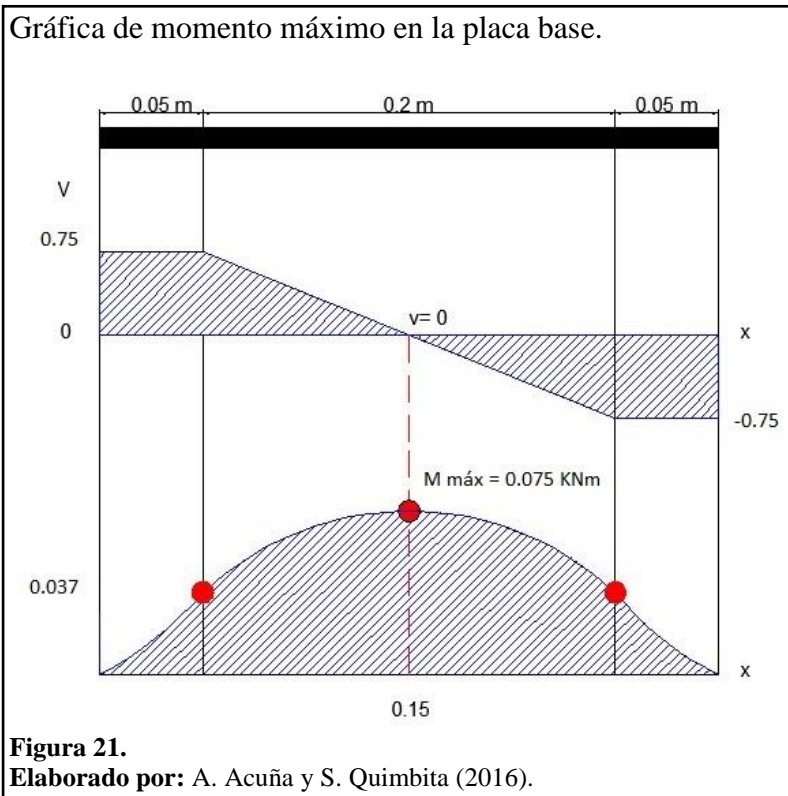
$$\boxed{R_B = 0.75 \text{ KN}}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$R_A - 1.5 + R_B = 0$$

$$\boxed{R_A = 0.75 \text{ KN}}$$

Se efectúa el mismo procedimiento utilizado anteriormente para encontrar las reacciones que actúan sobre la placa base.



Se puede observar en la figura 21 la fuerza cortante y el momento máximo, la cual se encuentran en los tramos $0 < x < 0.05$ y $0.05 < x < 0.25$ respectivamente.

$$V_{m\acute{a}x} = 0.75 \text{ KN}$$

$$M_{m\acute{a}x} = 0.075 \text{ KNm}$$

2.5.3 Espesor de la placa.

Se reemplaza la ecuación (25) en la ecuación (24) y despejando c:

$$c = \sqrt{\frac{12 * M}{\sigma * b * 8}}$$

$$c = \sqrt{\frac{12 * (0.075 \text{ KNm})}{(148926.75 \text{ KPa}) * (0.3 \text{ m}) * 8}}$$

$$c = 1.58 \text{ mm}$$

Donde:

$$h = 2 * (1.58 \text{ mm})$$

$$\boxed{h = 3.2 \text{ mm}}$$

Debido a los factores de vibración e impacto se trabajará con un factor de seguridad de 5.5.

$$\boxed{h = (3.2 \text{ mm}) * 5.5 = 17.6 \text{ mm} \approx 18 \text{ mm}}$$

Se empleará una placa de 18 mm para la placa base del mecanismo, debido a que dicha placa necesita una gran estabilidad para eliminar los factores mencionados.

2.5.4 Peso de la placa.

Se reemplaza la ecuación (27) en (26):

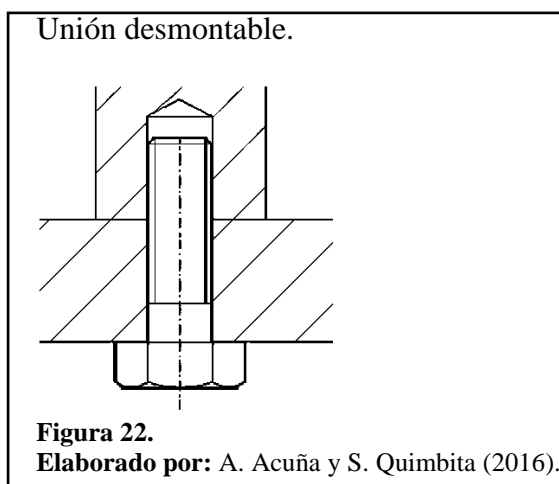
$$W_{PB} = \delta * V * g$$

$$W_{PB} = \left(7800 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right) * (0.3 \text{ m} * 0.3 \text{ m} * 0.018 \text{ m}) * \left(9.8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right)$$

$$\boxed{W_{PB} = 123.8 \text{ N} = 0.12 \text{ KN}}$$

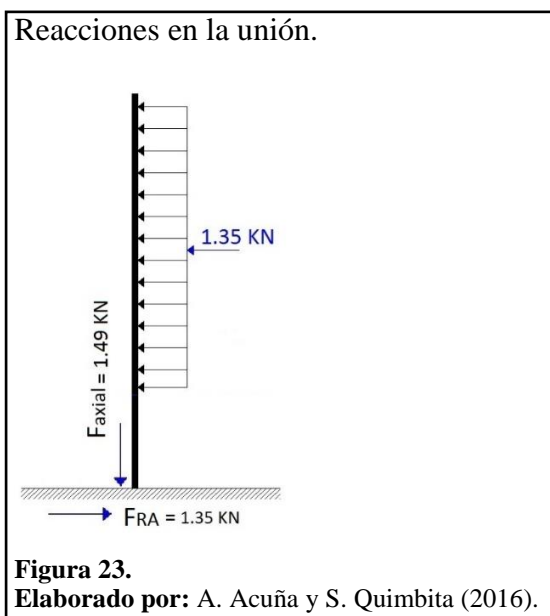
2.6 Diseño de pernos.

Los pernos proporcionan altas ventajas, tales como: facilidad de manufactura, ensamble, variedad, disponibilidad, bajo coste, fácil montaje y desmontaje, es por eso que se optará por una unión desmontable (figura 22) para que su mantenimiento sea seguro y sencillo, sin necesidad de dañar los elementos a unir.



2.6.1 Pernos en la unión (placa base – vertical).

En el siguiente gráfico se puede verificar las reacciones existentes en la unión de las placas, las cuales son generadas por fuerzas actuantes en la placa vertical.



2.6.1.1 Selección del perno.

Para la selección del perno se manejará la ecuación (28) y se despejará el área de esfuerzo de tensión, teniendo en cuenta que se utilizarán 3 pernos de tipo 8.8 (tabla 7) para la sujeción.

Tabla 7.

Datos de resistencia e identificación de pernos.

Clase de resistencia	3,6	4,6	4,8	5,6	5,8	6,8	8,8	10,9	12,9	
Resistencia a tracción σ_b	min	330	400	420	500	520	600	800	1040	1220
N/mm ²	max =	490	550		700		800	1000	1200	1400
Límite elástico inferior R_{el}	min	180	240	320	300	400	480	-	-	-
N/mm ²	min	-	-	-	-	-	-	640	900	1080
Lím. elást. al 0,2% $\sigma_{0,2}$	min	-	-	-	-	-	-	640	900	1080
Dureza Vickers HV 30	min	95	120	130	155	160	190	250	320	385
	max	250					320	380	435	

Nota: Datos de tipos de pernos. **Fuente:** (BOSCH, 1996, pág. 303)

$$A = \frac{F_{RA} * \gamma_{M2}}{0.5 * f_{ub} * n}$$

$$A = \frac{(1350 \text{ N}) * (1.25)}{(0.5) * \left(800 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}\right) * (3)}$$

$$A = 1.41 \text{ mm}^2 \approx 2.07 \text{ mm}^2$$

Se puede elegir un perno M2 con los datos calculados, pero por estética y seguridad se seleccionará por un perno con mayor diámetro.

Tabla 8.
Diámetros y áreas de roscas métricas.

Diámetro mayor nominal	Serie de paso grueso		
	Paso	Área de esfuerzo de tensión	Área del diámetro menor
d	p	At	Ar
mm	mm	mm ²	mm ²
1,6	0,35	1,27	1,07
2	0,4	2,07	1,79
4	0,7	8,78	7,75
5	0,8	14,2	12,7
8	1,25	36,6	32,8
10	1,5	58	52,3
12	1,75	84,3	76,3

Nota: Datos de roscas métricas. **Fuente:** (Budynas & Nisbett, 2012, pág. 412).

Las placas base y vertical tienen que soportar todo tipo de esfuerzos, vibraciones y otros factores que inciden en la unión empernada, por lo tanto se seleccionará 3 pernos ISO de clase 8.8 con un diámetro de 10 (mm) o M10 (tabla 8) y galvanizado para una mejor apariencia.

2.6.1.2 Esfuerzo a corte.

Se trabaja con los datos reales del perno seleccionado y con la ecuación de esfuerzo cortante (16) se obtiene:

$$\sigma_c = \frac{F}{A}$$

$$\sigma_c = \frac{1350 \text{ N}}{58 \text{ mm}^2}$$

$$\sigma_c = 23.27 \text{ N/mm}^2$$

2.6.1.3 Esfuerzo a aplastamiento.

Para encontrar en esfuerzo por aplastamiento se aplicará la ecuación (29).

$$\sigma_b = \frac{F}{d * t}$$

$$\sigma_b = \frac{1350 \text{ N}}{(10 \text{ mm}) * (18 \text{ mm})}$$

$$\sigma_b = 7.5 \text{ N/mm}^2$$

2.6.1.4 Cálculo a tracción.

Se desarrolla la ecuación (30).

$$F_t = \frac{0.9 * f_{ub} * A_s}{\gamma_{M2}}$$

$$F_t = \frac{(0.9) * \left(800 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}\right) * (58 \text{ mm}^2)}{1.25}$$

$$F_t = 33.4 \text{ KN}$$

Como:

$$F_{RA} < F_t$$

$$1.35 \text{ KN} < 33.4 \text{ KN}$$

El diseño de tracción está dentro de los parámetros establecidos.

2.6.1.5 Comprobación de los pernos.

Se ocupa la ecuación (31).

$$\frac{F_{RA}}{F_v} + \frac{F_{axial}}{1.4 * F_t} \leq 1$$

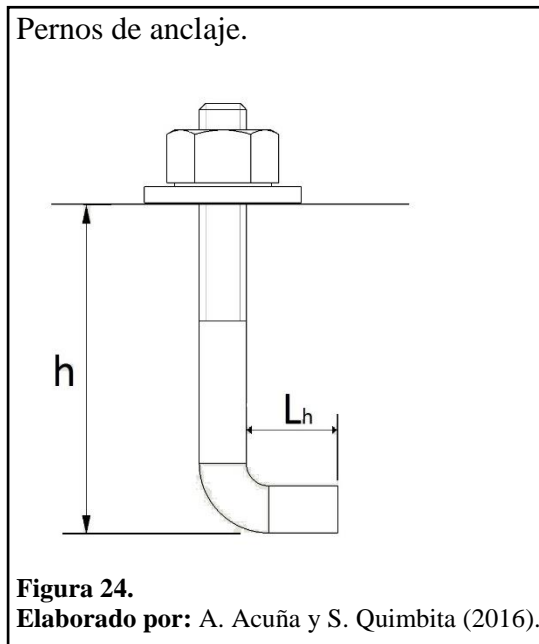
$$\frac{1.35 \text{ KN}}{55.68 \text{ KN}} + \frac{1.49 \text{ KN}}{(1.4) * (33.4 \text{ KN})} \leq 1$$

$$0.0561 \leq 1$$

Se puede concluir que los pernos pueden garantizar un excelente funcionamiento en la unión de las placas más importantes del mecanismo.

2.6.2 Pernos de anclaje.

Los pernos de anclaje (figura 24) están sometidos bajo una fuerza de 2.6 (KN), el cual está constituido por el peso de la mesa y el mecanismo, y las fuerzas generadas durante el rectificado. Además para los cálculos se utilizará un factor de seguridad 2 y acero A36.



2.6.2.1 Selección del perno.

Para selección del perno de anclaje se despejará el área de tensión de la ecuación (28) teniendo en cuenta que se emplearán 4 pernos de tipo 8.8 (tabla 7) para la sujeción.

$$A = \frac{F_{RA} * \gamma_{M2}}{0.5 * f_{ub} * n}$$

$$A = \frac{(2600 N) * (1.25)}{(0.5) * \left(800 \frac{N}{mm^2}\right) * (4)}$$

$$A = 2.03 mm^2 \approx 2.07 mm^2$$

Según la tabla 8 se puede elegir un perno M2, pero por estética y seguridad se seleccionará un perno M12 con un área de 84.3 (mm²) para el anclaje.

2.6.2.2 Carga de tensión admisible del perno (T').

Se reemplaza la ecuación de esfuerzo permisible (23) en tensión admisible del perno (38):

$$T' = 0.6 * \delta_y * A$$

$$T' = (0.6) * (36 \text{ ksi}) * (84.3 \text{ mm}^2) * \left(\frac{6894.757 \frac{\text{KN}}{\text{m}^2}}{1 \text{ ksi}} \right) * \left(\frac{1 \text{ m}^2}{1000^2 \text{ mm}^2} \right)$$

$$\boxed{T' = 12.55 \text{ KN}}$$

2.6.2.3 Longitud del gancho del perno (L_h).

Se trabajará con la ecuación (39), también se sabe que la resistencia de compresión para hormigón estructural es 3 (ksi).

$$L_h = \frac{\frac{T'}{2}}{\frac{0.7 * f_c * d}{1.7}}$$

$$L_h = \frac{\frac{(12.55 \text{ KN})}{2}}{\frac{(0.7) * (3 \text{ ksi}) * (10 \text{ mm})}{1.7}} * \left(\frac{1 \text{ ksi}}{6894.757 \frac{\text{KN}}{\text{m}^2}} \right) * \left(\frac{1000^2 \text{ mm}^2}{1 \text{ m}^2} \right)$$

$$\boxed{L_h = 73.7 \text{ mm}}$$

2.6.2.4 Longitud mínima del perno en concreto (h).

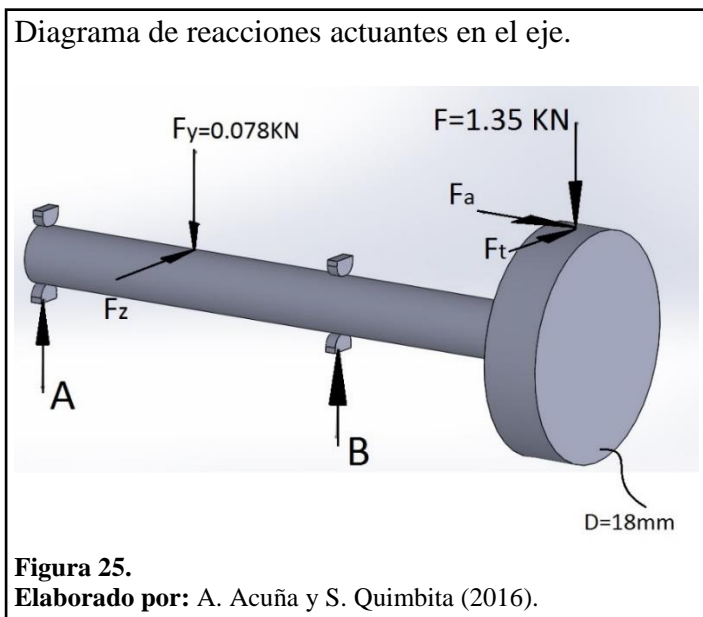
Para acero A36 se empleará la ecuación (40).

$$h = 12 * d$$

$$h = (12) * (12 \text{ mm})$$

$$\boxed{h = 144 \text{ mm}}$$

2.7 Diseño del eje.



Se puede observar en la figura 25 todas las fuerzas que actúan sobre el eje a diseñar, además se sabe que la $F_z = F_y$, y también $F_a = F_t = F$.

2.7.1 Reacciones en el plano (x, y).

Se realiza la sumatoria de momentos (ecuación 22), en el punto A y sumatoria de fuerzas (ecuación 21), en el eje y.

$$\sum M_A = 0$$

$$[(0.078 \text{ KN}) * (15 \text{ mm})] - [B_y * (30 \text{ mm})] + [(1.35 \text{ KN}) * (48 \text{ mm})]$$

$$+ (12.1 \text{ KNmm}) = 0$$

$$B_y = 2.6 \text{ KN}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$A_y - 0.0078 \text{ KN} + 2.6 \text{ KN} - 1.35 \text{ KN} = 0$$

$$A_y = -1.17 \text{ KN}$$

En el siguiente gráfico se verifican las reacciones y los momentos en el plano (x, y).

Diagrama de reacciones y momentos en el plano (x, y).

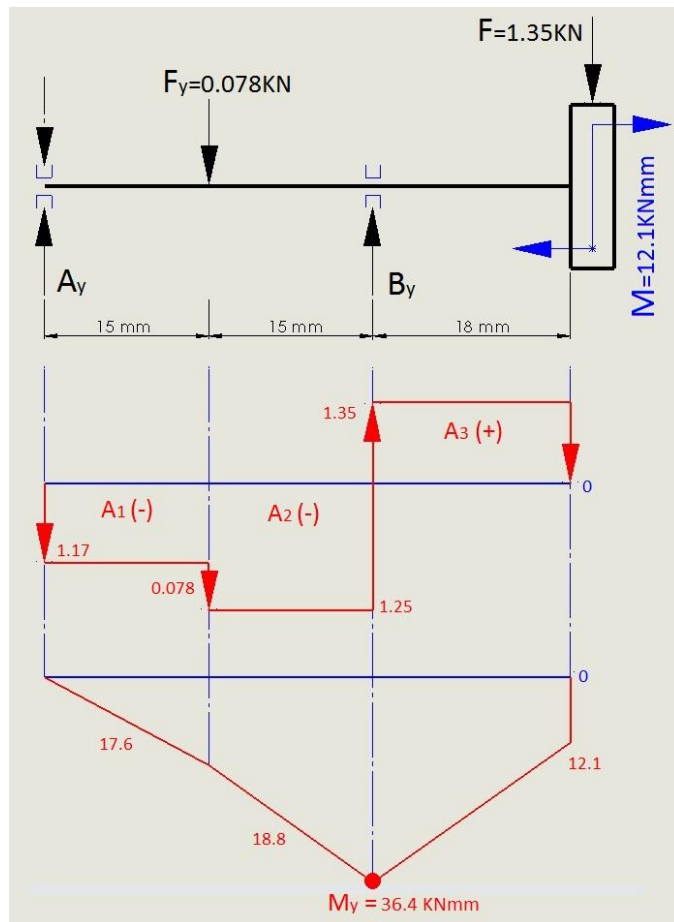


Figura 26.
Elaborado por: A. Acuña y S. Quimbita (2016).

Para calcular los momentos se debe obtener el área en cada segmento como se puede observar en el gráfico 26.

$$A_1 = (1.75 \text{ KN}) * (15 \text{ mm}) = 17.6 \text{ KNmm}$$

$$A_2 = (1.25 \text{ KN}) * (15 \text{ mm}) = 18.8 \text{ KNmm}$$

$$A_3 = (1.35 \text{ KN}) * (18 \text{ mm}) = 24.3 \text{ KNmm}$$

Se sumarán las áreas negativas para hallar el momento en el plano (x, y).

$$M_y = (17.6 + 18.8) = 36.4 \text{ KNmm}$$

2.7.2 Reacciones en el plano (x, z).

Se realizarán los mismos pasos que en el anterior plano.

$$\sum M_A = 0$$

$$[(0.078 \text{ KN}) * (15 \text{ mm})] - [B_z * (30 \text{ mm})] + [(1.35 \text{ KN}) * (48 \text{ mm})] = 0$$

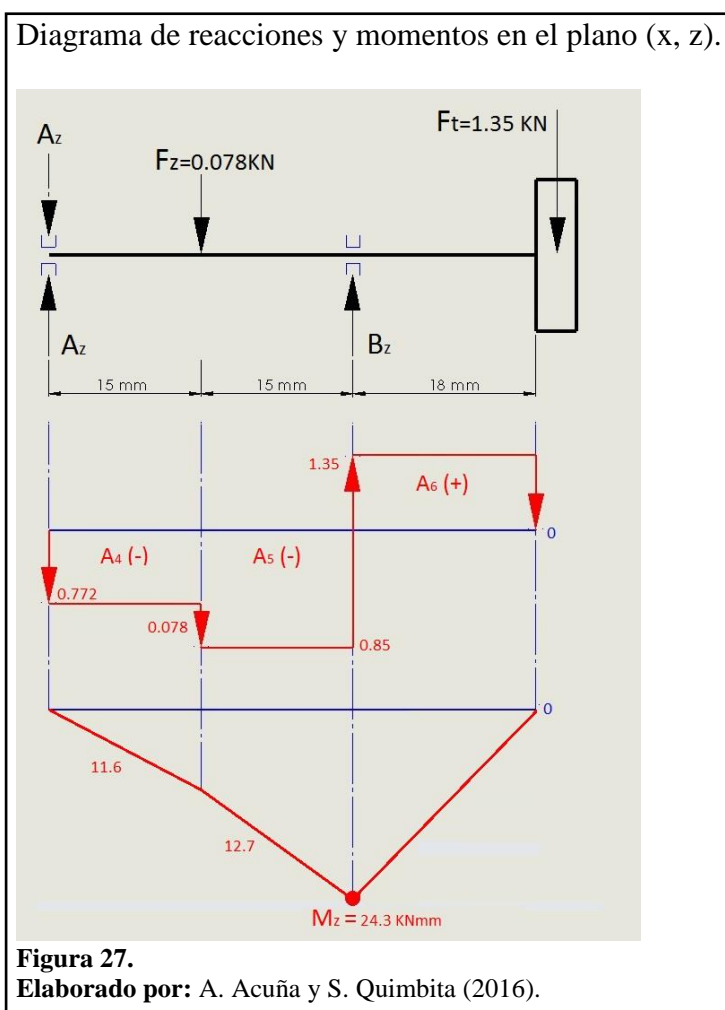
$$B_z = 2.2 \text{ KN}$$

$$\sum F_z = 0$$

$$A_z - (0.078 \text{ KN}) + (2.2 \text{ KN}) - (1.35 \text{ KN}) = 0$$

$$A_z = -0.772 \text{ KN}$$

En el siguiente gráfico se encuentran las reacciones y momentos en el plano (x, z).



Se calculará el área de cada segmento sumando las áreas negativas (A_4 y A_5), para encontrar el momento en el plano (x, z).

$$A_4 = (0.772 \text{ KN}) * (15 \text{ mm}) = 11.6 \text{ KNmm}$$

$$A_5 = (0.85 \text{ KN}) * (15 \text{ mm}) = 12.7 \text{ KNmm}$$

$$A_6 = (1.35 \text{ KN}) * (18 \text{ mm}) = 24.3 \text{ KNmm}$$

$$\boxed{M_z = (11.6 + 12.7) = 24.3 \text{ KNmm}}$$

2.7.3 Momento máximo.

El momento máximo se obtendrá con reacciones resultantes (ecuación 32), utilizando los momentos obtenidos en los dos planos.

$$M = \sqrt{M_y^2 + M_z^2}$$

$$M = \sqrt{(36.4 \text{ KN})^2 + (24.3 \text{ KN})^2}$$

$$\boxed{M = 43.76 \text{ KNmm}}$$

2.7.4 Torque.

Se utiliza la ecuación (11).

$$T = F_t * r$$

$$T = (1.35 \text{ KN}) * (9 \text{ mm})$$

$$\boxed{T = 12.1 \text{ KNmm}}$$

2.7.5 Esfuerzo de flexión.

Se aplica la ecuación (33).

$$\sigma = \frac{32 * M}{\pi * d^3}$$

$$\sigma = \frac{32 * (43.76 \text{ KNmm})}{\pi * d^3} \quad [\text{Ecuación 2.7.5}]$$

Se obtiene una ecuación con una incógnita que es el diámetro del eje (d).

2.7.6 Esfuerzo de torsión.

Se trabaja con la ecuación (34).

$$\tau = \frac{16 * T}{\pi * d^3}$$

$$\tau = \frac{16 * (12.1 \text{ KNmm})}{\pi * d^3} \quad [\text{Ecuación 2.7.6}]$$

De igual forma se obtiene otra ecuación con la misma incógnita (d).

2.7.7 Esfuerzo normal de diseño.

Para calcular el esfuerzo normal de diseño del eje se utiliza la ecuación de factor de seguridad (35) y se despejará el esfuerzo de diseño. Además se sabe que el esfuerzo de fluencia del acero A36 es 36 (ksi) y se trabajará con un factor de seguridad de 2.

$$[\sigma] = \frac{\delta_y}{f_s}$$

$$[\sigma] = \frac{(36 \text{ ksi})}{2} * \left(\frac{6894.757 \text{ kPa}}{1 \text{ ksi}} \right) * \left(\frac{1 \frac{\text{KN}}{\text{m}^2}}{1 \text{ kPa}} \right) * \left(\frac{1 \text{ m}^2}{1000^2 \text{ mm}^2} \right)$$

$$[\sigma] = 0.1241 \text{ KN/mm}^2$$

2.7.8 Diámetro del eje.

Para calcular el diámetro del eje se reemplazan las ecuaciones (2.7.5) y (2.7.6) en la ecuación de esfuerzo equivalente (36):

$$[\sigma]_{eq} = \sqrt{\sigma^2 + 3 * \tau^2} = [\sigma]$$

$$\sqrt{\left[\frac{32 * (43.76 \text{ KNmm})}{\pi * d^3} \right]^2 + 3 * \left[\frac{16 * (12.1 \text{ KNmm})}{\pi * d^3} \right]^2} = 0.1241 \frac{\text{KN}}{\text{mm}^2}$$

Se despeja d, y se obtiene:

$$d = \sqrt[3]{\frac{\sqrt{[(32)^2 * (43.76 \text{ KNmm})^2] + [3 * (16)^2 * (12.1 \text{ KNmm})^2]}}{\pi * (0.1241 \frac{\text{KN}}{\text{mm}^2)}}$$

$$d = 15.5 \text{ mm}$$

El diámetro del eje a diseñar debe estar dentro de un rango (80 – 90 mm) por cuestiones de diseño y de estética, por esa razón se calculará el factor de seguridad (35) que genera entre el valor calculado y requerido, tomando en cuenta que debe ser mayor a 3 para el diseño del eje.

$$f_s = \frac{\phi_{requerido}}{\phi_{calculado}}$$

$$f_s = \frac{90 \text{ mm}}{15.5 \text{ mm}}$$

$$f_s = 5.8$$

$$f_s \geq 3$$

Como el factor de seguridad cumple con el parámetro establecido, el diámetro requerido será utilizado para el diseño del eje.

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

2.8 Selección de rodamientos.

Para la selección del rodamiento se analizan las cargas que actúan sobre el eje, como se observa en la figura 25.

2.8.1 Reacciones en los apoyos.

Para encontrar las reacciones en los apoyos se calculará las resultantes en los puntos A y B, con los valores obtenidos anteriormente.

$$F_A = \sqrt{A_y^2 + A_z^2}$$

$$F_A = \sqrt{(-1.17 \text{ KN})^2 + (-0.772 \text{ KN})^2}$$

$$F_A = 1.4 \text{ KN}$$

$$F_B = \sqrt{B_y^2 + B_z^2}$$

$$F_B = \sqrt{(2.6 \text{ KN})^2 + (2.2 \text{ KN})^2}$$

$$F_B = 3.4 \text{ KN}$$

Se utilizará la fuerza F_B que es la que gobernará para los cálculos. Sin embargo para la selección del rodamiento se aplicará un factor de seguridad de 3.

$$F = f_s * F_B$$

$$F = (3) * (3.4 \text{ KN})$$

$$F = 10.2 \text{ KN}$$

2.8.2 Capacidad de carga.

Se trabajará con un factor $p=3$ para rodamientos de bolas y se seleccionará una vida de diseño de 30 000 (h) como se puede observar en la tabla 9.

Tabla 9.

Vida útil de diseño recomendada para cojinetes.

Valores orientativos de vida nominal requeridos para diferentes clases de máquinas	
Clase de máquinas	Vida nominal Horas de funcionamiento
Electrodomésticos, máquinas agrícolas, instrumentos, equipos técnicos de uso médico	300 ... 3 000
Máquinas usadas intermitentemente o por cortos períodos: herramientas eléctricas portátiles, aparatos elevadores en talleres, máquinas y equipos para la construcción	3 000 ... 8 000
Máquinas para trabajar con alta fiabilidad de funcionamiento por cortos períodos o intermitentemente: ascensores (elevadores), grúas para mercancías embaladas o eslingas de tambores, etc.	8 000 ... 12 000
Máquinas para 8 horas de trabajo diario, no siempre totalmente utilizadas: transmisiones por engranajes para uso general, motores eléctricos de uso industrial, machacadoras rotativas	10 000 ... 25 000
Máquinas para 8 horas de trabajo diario totalmente utilizadas: máquinas herramientas, máquinas para trabajar la madera, máquinas para la industria de ingeniería, grúas para materiales a granel, ventiladores, cintas transportadoras, equipos para imprentas, separadores y centrifugas	20 000 ... 30 000
Máquinas para trabajo continuo, 24 horas al día: cajas de engranajes para laminadores, maquinaria eléctrica de tamaño medio, compresores, tornos de extracción para minas, bombas, maquinaria textil	40 000 ... 50 000
Máquinas para la industria de energía eólica, esto incluye el eje principal, la orientación, los engranajes, los rodamientos del generador	30 000 ... 100 000
Maquinaria para el abastecimiento de agua, hornos giratorios, máquinas cableadoras, maquinaria de propulsión para transatlánticos	60 000 ... 100 000
Maquinaria eléctrica de gran tamaño, centrales eléctricas, bombas y ventiladores para minas, rodamientos para la línea de ejes de transatlánticos	> 100 000

Nota: Vida nominal en horas de funcionamiento. **Fuente:** (SKF, 2006, pág. 72)

Se trabaja con la ecuación (37) y despejando la capacidad de carga C:

$$C = \sqrt[p]{\frac{60 * n * L_{10H}}{10^6}} * P$$

$$C = \sqrt[3]{\frac{60 * (360 \text{ RPM}) * (30000 \text{ h})}{10^6}} * (10.2 \text{ KN})$$

$$C = 88.3 \text{ KN} \approx 95.6 \text{ KN}$$

Con la capacidad de carga calculada, se seleccionará el diámetro interior en la siguiente tabla:

Tabla 10.
Dimensiones y carga para cojinetes de bolas.

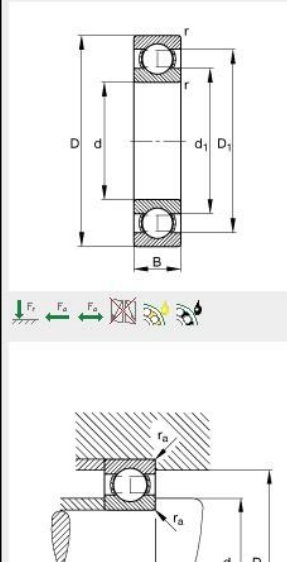
Diámetro interior	DE	Ancho	Clasificaciones de carga,	
			Ranura profunda	
mm	mm	mm	C_{10}	C_0
70	125	24	61,8	37,5
75	130	25	66,3	40,5
80	140	26	70,2	45
85	150	28	83,2	53
90	160	30	95,6	62
95	170	32	108	69,5

Nota: Datos para rodamientos de bolas. **Fuente:** (Budynas & Nisbett, 2012, pág. 581).

Se cumplió con la elección y por cuestiones de diseño se usará un cojinete con las siguientes dimensiones:

Tabla 11.
Especificaciones de rodamiento rígido a bolas 61818.

Rodamiento rígido a bolas 61818-Y
medidas principales según DIN 625-1



d	90 mm	
D	115 mm	
B	13 mm	
D ₁	107 mm	
D _{a max}	110,4 mm	
d ₁	98,2 mm	
d _{a min}	94,6 mm	
r _{a max}	1 mm	
r _{min}	1 mm	
m	0,28 kg	Peso
C _r	20700 N	Capacidad de carga dinámica, radial
C _{0r}	20600 N	Capacidad de carga estática, radial
n _G	10500 1/min	Velocidad límite
n _B	4600 1/min	Velocidad de referencia
C _{ur}	1170 N	Carga límite de fatiga, radial

Nota: Datos de rodamiento de bolas 61818. **Fuente:** (Schaeffler, 2016)

Además la capacidad de carga de este rodamiento es menor a la obtenida, concluyendo que la selección es óptima para el mecanismo.

2.9 Carro Transversal (Charriot).

El carro transversal (figura 28) se diseñará para que soporte una fuerza de 1.35 (KN) y un peso de 7.65 (kg) el cual está constituido por el esmeril manual y el charriot.

Carro transversal (vistas: lateral izquierda, superior e inferior).

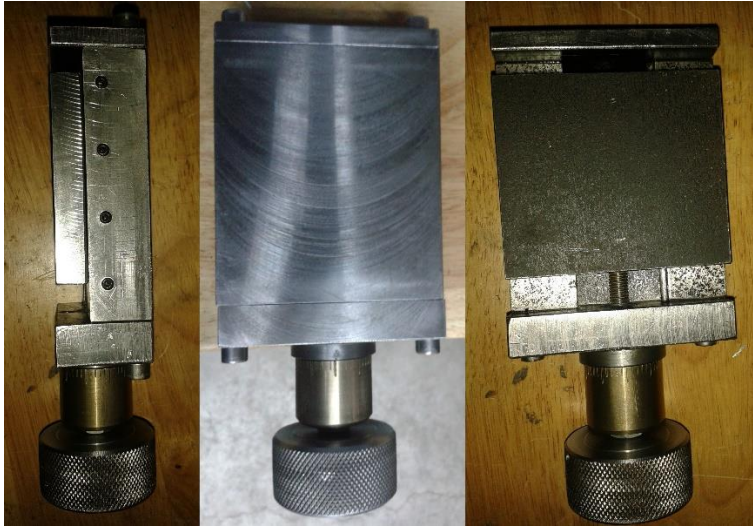


Figura 28.

Elaborado por: A. Acuña y S. Quimbita (2016).

2.9.1 Selección del perno.

El perno será utilizado en el carro transversal el cual estará expuesto a las reacciones anteriormente mencionadas, y para el cálculo se desarrollará el mismo procedimiento empleado en los pernos de unión (base – vertical).

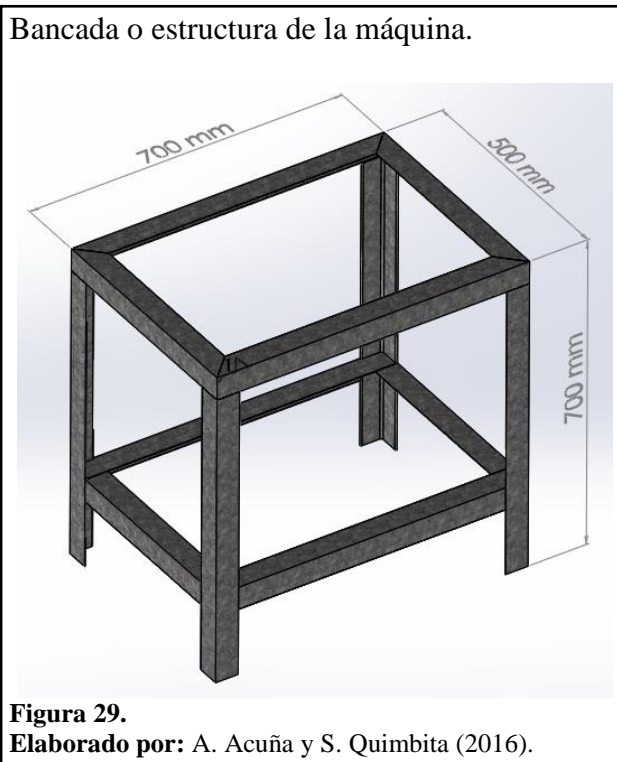
$$A = \frac{F_{RA} * \gamma_{M2}}{0.5 * f_{ub} * n}$$

$$A = \frac{(1350 N + 75 N) * (1.25)}{0.5 * \left(800 \frac{N}{mm^2}\right) * (1)}$$

$$A = 4.45 mm^2 \approx 5.03 mm^2$$

Con los datos calculados se puede elegir un perno M3 (tabla 8), pero por facilidad de manejo se seleccionará un perno M8 con rosca triangular y paso 1.25 (mm).

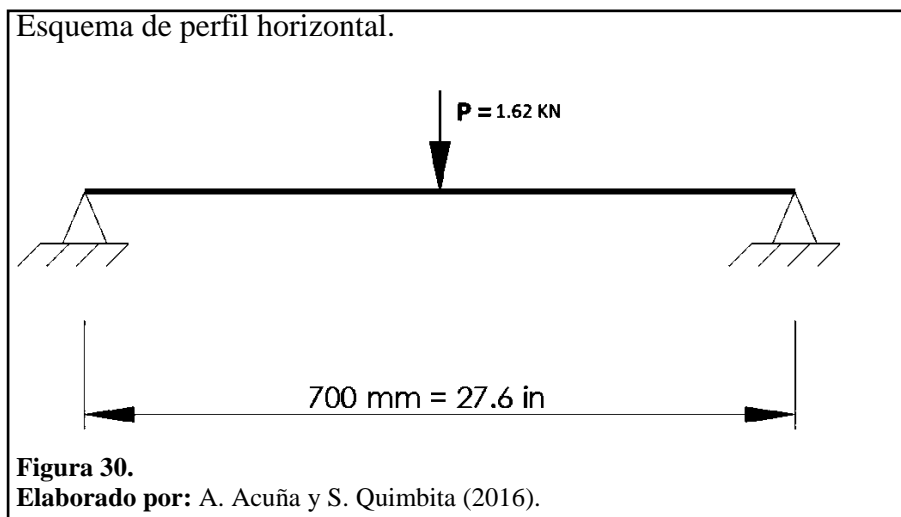
2.10 Diseño de la bancada.



La bancada deberá soportar todo el peso y las fuerzas generadas en el mecanismo, evitando movimiento o vibración, en la figura 29 se puede observar la estructura diseñada con perfiles de ángulo de acero A36.

2.10.1 Selección del perfil.

Para la selección del perfil se trabajará con una carga de 1.62 (KN) que deberá soportar la estructura, como se puede observar en la siguiente figura:



Se aplica la ecuación de momento máximo (44).

$$M_{max} = \frac{P * L}{4}$$

$$M_{max} = \frac{(1.62 \text{ KN}) * (27.6 \text{ in})}{4}$$

$$M_{max} = 11.18 \text{ KNin}$$

Aplicando la ecuación (45).

$$S_{XR} = \frac{M_{max}}{F_b}$$

$$S_{XR} = \frac{(11.18 \text{ KNin})}{0.6 * (36 \text{ ksi})} * \left(\frac{1 \text{ ksi}}{6894.757 \frac{\text{KN}}{\text{m}^2}} \right) * \left(\frac{39.37^2 \text{ in}^2}{1 \text{ m}^2} \right)$$

$$S_{XR} = 0.116 \text{ in}^3$$

Con el valor obtenido y los datos de la tabla 12 se seleccionará el perfil más aproximado cumpliendo con la siguiente condición:

$$S_{XR} < S_{Xmaterial}$$

Tabla 12.

Propiedades para el diseño de ángulos.

Size and Thickness	Weight per Ft	Area	AXIS X-X			
			I	S	r	y
In	Lb	In ²	In ⁴	In ³	In	In
L2 x2 x 3/8	4,7	1,36	0,479	0,351	0,594	0,636
x 5/16	3,92	1,15	0,416	0,3	0,601	0,614
x 1/4	3,19	0,936	0,348	0,247	0,609	0,592
x 3/16	2,44	0,715	0,272	0,19	0,617	0,569
x 1/8	1,85	0,484	0,19	0,131	0,625	0,546

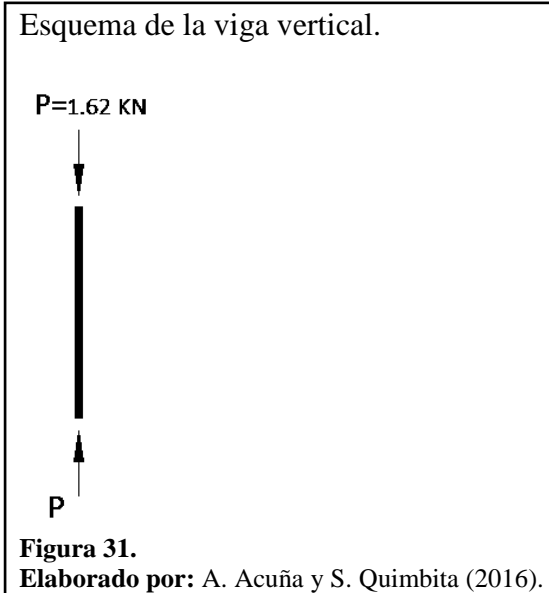
Nota: Propiedades para el diseño de ángulos. **Fuente:** (AISC, 1980, págs. 1-46).

$$0.116 \text{ in}^3 < 0.19 \text{ in}^3$$

El perfil más óptimo para el diseño es L2x2x3/16 ya que cumple con lo estipulado para soportar las cargas del mecanismo.

2.10.2 Diseño de columna.

La columna se refiere a los soportes de la mesa o bancada (figura 29). Además están sometidos a una fuerza de 1.62 (KN) como se observa en la siguiente figura:



Se plantean los datos del ángulo seleccionado:

$$A = 0.715 \text{ in}^2$$

$$r_{min} = 0.617 \text{ in}$$

De la tabla 13 se obtiene la longitud efectiva K:

Tabla 13.

Factor de longitud efectiva, K.

Longitudes efectivas de columnas						
Las líneas interrumpidas muestran la forma pandeada de la columna	(a)	(b)	(c)	(d)	(e)	(f)
Valor K teórico	0.5	0.7	1.0	1.0	2.0	2.0
Valores recomendados de diseño cuando las condiciones son parecidas a las ideales.	0.65	0.80	1.2	1.0	2.10	2.0

Nota: Factor K para pandeos de columna. **Fuente:** (McCormac & Csernak, 2012, pág. 143).

A continuación para el cálculo se trabajará con la ecuación de esbeltez (46).

$$\lambda = \frac{K*L}{r_{min}} \leq 120$$

$$\lambda = \frac{(1) * (27.6 \text{ in})}{(0.617 \text{ in})} \leq 120$$

$$\boxed{44.73 \leq 120}$$

Se concluye que el perfil es un elemento corto, razón por la cual se continuará con los siguientes cálculos. Interpolando con el valor hallado y los datos de la tabla 14 se obtiene el valor de F_a .

Tabla 14.

Tensión de fluencia del acero (36 ksi).

$\frac{Kl}{r}$	F_a (Ksi)
41	19,11
42	19,03
43	18,95
44	18,86
45	18,78

Nota: Tensiones de fluencia del acero. **Fuente:** (AISC, 1980, págs. 3-16).

Se interpolan los valores que están en la tabla 14 se obtiene:

$$\boxed{F_a = 18.8 \text{ ksi}}$$

Se utiliza la ecuación de esfuerzo (16).

$$f_a = \frac{P}{A}$$

$$f_a = \frac{(1.62 \text{ KN})}{(0.715 \text{ in}^2)} * \left(\frac{39.37^2 \text{ in}^2}{1 \text{ m}^2} \right) * \left(\frac{1 \text{ ksi}}{6894.757 \frac{\text{KN}}{\text{m}^2}} \right)$$

$$\boxed{f_a = 0.51 \text{ ksi}}$$

Se aplica la siguiente condición:

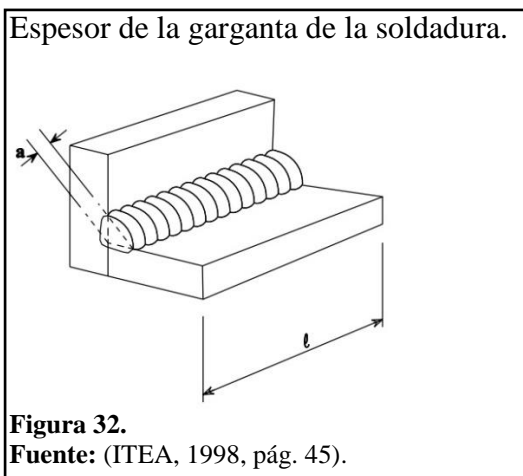
$$f_a < F_a$$

$$\boxed{0.51 \text{ ksi} < 18.8 \text{ ksi}}$$

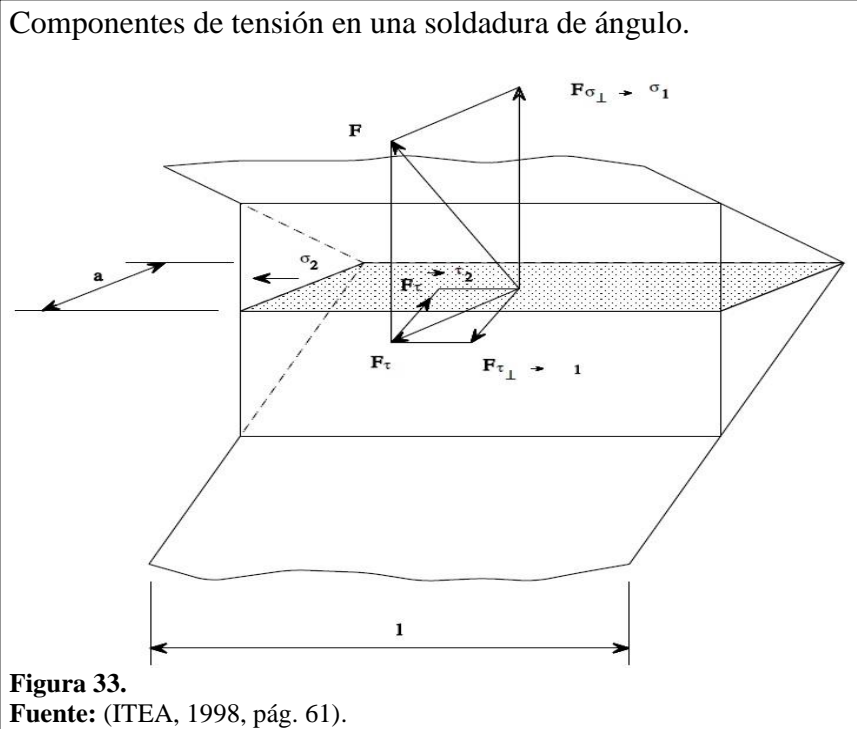
El perfil seleccionado satisface todas las condiciones propuestas por lo que indica que es óptimo para la construcción de la estructura de la máquina.

2.11 Cálculos en la soldadura.

Para la unión de la plancha de acero con la mesa se empleará una soldadura MIG (Metal de gas inerte) que es más productiva que la SMAW (Soldadura por arco con electrodo metálico revestido), ya que es un proceso muy utilizado para espesores pequeños, buena apariencia y mejor acabado.



Para el cálculo se tomará un método básico de soldadura de ángulo (figura 32), además la carga que actúa sobre el cordón se descompone en componentes paralelos y transversales al eje longitudinal del cordón y normales y transversales al plano de su garganta, como se muestra en la siguiente figura:



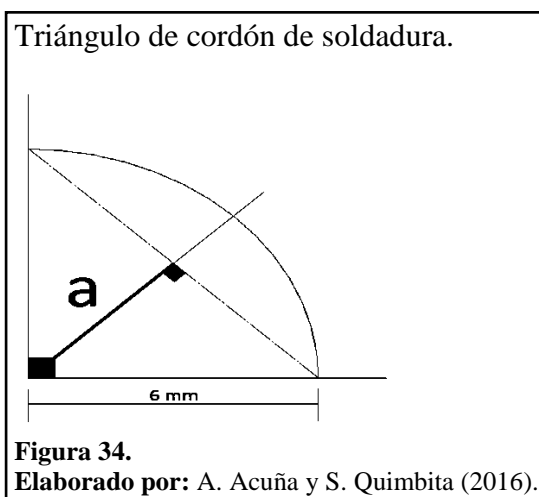
Se sabe que la fuerza actuante se descompone en tensiones del mismo valor y está constituida por el peso del mecanismo y la fuerza generada por el proceso de rectificad y con un factor de seguridad de 2.

$$F_{\sigma_{\perp}} = F_{\tau_{\perp}} = F_{\tau_{\parallel}} = f_s * F$$

$$F_{\sigma_{\perp}} = F_{\tau_{\perp}} = F_{\tau_{\parallel}} = (2) * (1.62 \text{ KN})$$

$$\boxed{F_{\sigma_{\perp}} = F_{\tau_{\perp}} = F_{\tau_{\parallel}} = 3.24 \text{ KN}}$$

Mediante el método de triángulo rectángulo (figura 34) se obtiene la altura de la garganta.



$$\cos 45^\circ = \frac{a}{(6 \text{ mm})}$$

$$a = 4.2 \text{ mm}$$

2.11.1 Esfuerzo normal perpendicular.

Este esfuerzo es perpendicular al plano del área de la garganta. Trabajando con la ecuación de esfuerzo (16) y tomando en cuenta una longitud de soldadura de 700 (mm).

$$\sigma_1 = \frac{F_{\sigma\perp}}{a * l}$$

$$\sigma_1 = \frac{(3.24 \text{ KN})}{(4.2 \text{ mm}) * (700 \text{ mm})}$$

$$\sigma_1 = 0.0011 \text{ KN/mm}^2$$

2.11.2 Esfuerzo tangencial transversal.

Este esfuerzo es transversal al eje del cordón. Debido a que la componente transversal es igual a la normal, el valor de los esfuerzos es el mismo.

$$\tau_1 = \sigma_1 = 0.0011 \text{ KN/mm}^2$$

2.11.3 Esfuerzo tangencial paralelo.

Este esfuerzo es paralelo al eje del cordón. De la misma manera el valor es igual al esfuerzo normal y transversal.

$$\tau_1 = \sigma_1 = 0.0011 \text{ KN/mm}^2$$

2.11.4 Esfuerzo equivalente en la garganta.

Se emplea la ecuación de von Mises con componentes de tensión (36).

$$[\sigma]_{eq} = \sqrt{\sigma_1^2 + 3 * [\tau_1^2 + \tau_2^2]}$$

$$[\sigma]_{eq} = \sqrt{(0.0011)^2 + 3 * [(0.0011)^2 + (0.0011)^2]}$$

$$[\sigma]_{eq} = 0.0029 \text{ KN/mm}^2$$

2.11.5 Comprobación de soldadura.

La comprobación de soldadura en ángulo debe cumplir las siguientes condiciones con las ecuaciones (41-43):

$$[\sigma]_{eq} \leq \frac{f_u}{\beta_w * \gamma_{M2}}$$

Para los valores intermedios de f_u se puede determinar el valor de β_w mediante interpolación con la siguiente tabla:

Tabla 15.

Valores de factor de correlación.

Carga de rotura por tracción f_u	Factor de correlación β_w
360 N/mm ²	0,80
430 N/mm ²	0,85
510 N/mm ²	0,9

Nota: Factores de correlación. **Fuente:** (ITEA, 1998, pág. 61).

Se sabe que la carga de rotura del acero A36 es 400 (N/mm²). Entonces interpolando se obtiene:

$$\beta_w = 0.83$$

Entonces:

$$\left(2.9 \frac{N}{mm^2}\right) \leq \frac{\left(400 \frac{N}{mm^2}\right)}{(0.83) * (1.25)}$$

$$\boxed{2.9 \frac{N}{mm^2} \leq 385.5 \frac{N}{mm^2}}$$

Otra condición:

$$\sigma_1 \leq \frac{f_u}{\gamma_{M2}}$$

$$\left(1.1 \frac{N}{mm^2}\right) \leq \frac{400 \frac{N}{mm^2}}{(1.25)}$$

$$\boxed{1.1 \frac{N}{mm^2} \leq 320 \frac{N}{mm^2}}$$

Condición de la longitud de soldadura:

$$\beta_{LW} = 1.2 - \frac{0.2 * l}{150 * a} \leq 1$$

$$\beta_{LW} = 1.2 - \frac{(0.2) * (700 \text{ mm})}{(150) * (4.2 \text{ mm})} \leq 1$$

$$\boxed{0.97 \leq 1}$$

Se concluye que la soldadura en ángulo es la adecuada para el diseño, ya que se encuentra dentro de los parámetros indicados.

Capítulo 3

Generalidades.

En el presente capítulo se expone el coste de cada una de las partes, piezas, componentes empleados para la fabricación de la máquina rectificadora, se estima que el presupuesto debe ser un valor que produce un beneficio e función al coste de una tarea realizada.

Además se realiza un análisis experimental para determinar el tipo de lija más óptimo que nos servirá para obtener el acabado superficial deseado, y verificar que proceso ayudará en la funcionalidad más eficiente de la máquina rectificadora.

Para determinar el coste total de la máquina se considera algunos factores que están involucrados, tales como:

- Costes directos.
- Costes de mecanizado.
- Costes de mano de obra.
- Costes indirectos.
- Coste total.

Análisis de costes y experimentación

3.1 Costes

3.1.1 Costes directos.

Los costes directos son los productos transformados, o mecanizados a partir de materias primas, así como también accesorios normalizados que ayuden en la creación de una máquina rectificadora. Véase tabla (16).

Tabla 16.

Coste materiales directos.

Ítem	Material	Descripción	Cant.	Dimensiones	Material	Costo Unitario	Total (USD)
1	Plancha de acero (1")	Placa base	1	300mm x 300mm x 1"	ASTM (A36)	\$ 28,00	\$ 28,00
2	Plancha de acero (1")	Placa vertical	1	200mm x 360mm x 1"	ASTM (A36)	\$ 26,00	\$ 26,00
3	Plancha de acero (2")	Anillo roscado	1	200mm x 200mm x 2"	ASTM (A36)	\$ 50,40	\$ 50,40
4	Plancha de acero (2")	Sujeción de anillo	1	70mm x 60mm x 2"	ASTM (A36)	\$ 14,60	\$ 14,60
5	Plancha de acero (8mm)	Placa motor	1	300mm x 150mm x 8mm	ASTM (A36)	\$ 12,30	\$ 12,30
6	Plancha de acero (18mm)	Tope lateral izquierdo	1	125mm x 55mm x 18mm	ASTM (A36)	\$ 10,20	\$ 10,20
7	Plancha de acero (12mm)	Sujetador de esmeril	1	200mm x 100mm x 12mm	ASTM (A36)	\$ 11,00	\$ 11,00
8	Plancha de acero (18mm)	Sujetadores de brazo giratorio	2	70mm x 55mm x 18 mm	ASTM (A36)	\$ 5,10	\$ 10,20
9	Plancha de acero (12mm)	Disco rosca izquierda	1	120mm x 120mm x 12mm	ASTM (A36)	\$ 11,35	\$ 11,35
10	Plancha de acero (1")	Disco rosca derecha	1	120mm x 120mm x 1"	ASTM (A36)	\$ 15,50	\$ 15,50
11	Plancha de acero (18mm)	Carro transversal	1	260mm x 90mm x 18mm	ASTM (A36)	\$ 23,40	\$ 23,40
12	Eje de acero	Sujeción de disco	1	φ 100 x 40mm	AISI 1018	\$ 6,80	\$ 6,80
13	Eje de acero	Eje de brazo giratorio	1	φ 60 x 70mm	AISI 1018	\$ 5,40	\$ 5,40
14	Eje de acero	Tornillo de carro transversal	1	φ 15 x 200mm	AISI 1018	\$ 3,30	\$ 3,30
15	Eje de acero	Porta Cañerías	2	φ 65 x 55mm	AISI 1018	\$ 4,80	\$ 9,60
16	Eje de bronce	Tambor Graduado en mm	1	φ 35 x 30mm	Bronce	\$ 3,20	\$ 3,20
17	Eje de bronce	Polea conducida	2	φ 75 x 35mm	Bronce	\$ 5,70	\$ 11,40
18	Eje de bronce	Polea conductora	1	φ 55 x 45mm	Bronce	\$ 4,50	\$ 4,50
19	Eje de aluminio	Porta lampara	1	φ 25mm x 60mm	Aluminio	\$ 15,00	\$ 15,00
20	Rodamientos	Rodamientos	2	T1 61819 (90 x 115 x13)		\$ 175,20	\$ 350,40
21	Amoladora	Amoladora	1	125mm - (10000 rpm)		\$ 160,10	\$ 160,10
22	Motor	Motor	1	1/8 hp		\$ 200,00	\$ 200,00
23	Variador de Velocidad	Variador de Velocidades	1	60 hz		\$ 80,00	\$ 80,00
24	Lampara	Lampara	1	60mm de altura	Metal	\$ 20,00	\$ 20,00
25	Contactores	Contactores	2	110 Voltios		\$ 25,00	\$ 50,00
26	Breaker	Breaker	1	10 Amperios		\$ 15,00	\$ 15,00
27	Paro de emergencia	Paro de emergencia	1			\$ 25,00	\$ 25,00
28	Pulsadores	Pulsadores abiertos y cerrados	2	110 Voltios		\$ 5,00	\$ 10,00
29	Luces led	Luces led	2	110 Voltios		\$ 5,00	\$ 10,00
30	Selector	Selector	1			\$ 8,00	\$ 8,00
31	Borneras	Borneras	4	De 2 pisos compuestos		\$ 8,00	\$ 32,00
32	Riel Din	Riel Din	1	300mm de longitud		\$ 5,00	\$ 5,00
33	Tablero eléctrico	Tablero eléctrico	1	300mm x 450 mm	Policarbonato	\$ 35,00	\$ 35,00
34	Lijas	Lijas	10	P600		1.50	\$ 15,00
35	Pernos	Pernos	25	M5, M6, M8, M10	Acero Inoxidable	\$ 0,40	\$ 10,00
36	Fondo	Fondo	1	1/4 litro	Poliuretano	\$ 10,00	\$ 10,00
37	Thinner	Thinner	2	1/4 litro	Poliuretano	\$ 4,50	\$ 9,00
38	Esmalte	Esmalte	1	1/4 litro	Poliuretano	\$ 12,00	\$ 12,00
39	Pintura	Pintura	1	1/4 litro	Poliuretano	\$ 20,00	\$ 20,00
						Sub. Total	\$ 1.328,65

Nota: Diferentes costes de materiales directos. **Elaborado por:** A. Acuña y S. Quimbita (2016).

3.1.2 Tiempo de mecanizado.

La siguiente tabla (17), refleja los tiempos empleados en cada máquina herramienta de los elementos mecanizados para la elaboración del mecanismo.

Tabla 17.
Tiempos de mecanizado.

Elemento	Cantidad	Tiempos de mecanizado				
		Torno	Fresadora	Taladro	Dobladora de tool	Plasma de Corte
Placa Base	1	0	4	0,5	0	0,125
Placa Vertical	1	3	4	1	0	0,125
Tope de brazo	1	0	2	0,5	0	0,125
Porta esmeril	4	0	5	0,5	0	0,25
Sujecion de disco	1	4	0,5	0	0	0,125
Placa motor	1	0	2	0,5	0	0,125
Poleas	3	6	0	0	0	0
Porta cañería	2	4	0	0	0	0
Soportes de Base	4	2	0	0,5	0	0
Soporte de Anillo	1	0	4	1	0	0,125
Anillo	1	2	0,5	0	0	0,125
Anillo roscado	1	6	1	0	0	0,125
Pieza en t	2	0	4	0,5	0	0,125
Disco derecho	1	4	0,5	0	0	0,125
Disco izquierdo	1	4	0,5	0	0	0,125
Brazo Giratorio	3	0	6	0,5	0	0,125
Tope de cañerías	2	0	2	0,5	0	0,125
Carro transversal	1	2	4	1	0	0,125
Mesa	1	0	0	1	1	0
Total de Horas		37	40	8	1	2

Nota: Diferentes tiempos de mecanizado. **Elaborado por:** A. Acuña y S. Quimbita (2016).

3.1.3 Tiempo de ensamblado.

Para la obtención de los tiempos de ensamblado, se enfocará en cada proceso realizado para el montaje de las piezas de la máquina rectificadora. Véase tabla (18).

Tabla 18.
Tiempos de ensamble.

Elemento	Cantidad	Tiempos de ensamble			
		Soldadora	Amoladora	Compresor	Herramienta manual
Porta Esmeril	4	1	1	0	0,5
Brazo Giratorio	3	1	1	0	0,5
Mesa (estructura)	1	1	1	1	0,5
Placa base	1	0	0,5	0,5	0,25
Placa vertical	1	0	0,5	0,5	0,25
Total de horas		3	4	2	2

Nota: Diferentes tiempos de ensamble. **Elaborado por:** A. Acuña y S. Quimbita (2016).

3.1.4 Coste de máquinas y accesorios utilizados

En la siguiente tabla (19), se observa el coste por cada máquina utilizada.

Tabla 19.
Coste máquina y accesorios.

Máquina empleada	Horas utilizadas	Coste/ Hora (USD)	Coste (USD)
Fresadora	\$ 7,00	40	\$ 280,00
Torno	\$ 8,00	37	\$ 296,00
Taladro	\$ 4,00	5	\$ 20,00
Soldadora	\$ 6,00	3	\$ 18,00
Plasma de corte	\$ 5,00	2	\$ 10,00
Amoladora	\$ 4,00	4	\$ 16,00
Herramienta Manual	\$ 5,00	2	\$ 10,00
Dobladora de tool	\$ 3,00	1	\$ 3,00
Taladro	\$ 4,00	5	\$ 20,00
Sub. Total			\$ 663,00

Nota: Diferentes costes de máquinas y accesorios. **Elaborado por:** A. Acuña y S. Quimbita (2016).

3.1.5 Coste directo de mano de obra.

En la siguiente tabla (20), se detalla el coste de mano de obra.

Tabla 20.
Coste mano de obra.

Operario	Remuneración/ Hora	Horas trabajadas	Coste/ (USD)
Mecánico	\$ 2,50	40	\$ 100,00
Soldador	\$ 2,00	3	\$ 6,00
Tornero	\$ 2,00	37	\$ 74,00
Ayudante	\$ 1,50	6	\$ 9,00
Sub.Total			\$ 189,00

Nota: Diferentes costes de mano de obra. **Elaborado por:** A. Acuña y S. Quimbita (2016).

3.1.6 Costes totales directos.

A continuación se presentan los costes directos, tabla (21).

Tabla 21.
Costes totales directos.

Descripción	Valor/ (USD)
Coste materiales directos	\$ 1.328,65
Coste directo de mano de obra	\$ 189,00
Coste de máquinas y accesorios utilizados	\$ 663,00
Total costes directos	\$ 2.180,65

Nota: Diferentes costes totales directos. **Elaborado por:** A. Acuña y S. Quimbita (2016).

3.1.7 Costes indirectos.

Son factores que inciden indirectamente en la construcción del proyecto mecánico tales como:

- Diseño de la máquina (Dm).
- Utilidad de la máquina (Um).

3.1.7.1 *Diseño de la máquina.*

El coste de diseño de la maquina equivale al 15% del total costes directos.

$$Dm = (2180,65) * (15/100) = 327,09$$

3.1.7.2 *Utilidad de la máquina.*

El proyecto mecánico tiene una utilidad del 20% del total costes directos.

$$Um = (2180,65) * (20/100) = 436,13$$

Tabla 22.

Costes indirectos.

Descripción	Porcentajes directos (%)	Valor (USD)
Diseño de la máquina	15	\$ 327,09
Utilidad de la máquina	20	\$ 436,13
Total costes indirectos		\$ 763,22

Nota: Diferentes costes indirectos. **Elaborado por:** A. Acuña y S. Quimbita (2016).

3.1.8 Coste total de la máquina.

Se determina el coste total de la máquina rectificadora, con la sumatoria de los costes directos e indirectos respectivamente (tabla 23).

Tabla 23.

Coste total.

Descripción	Valor(USD)
Costes directos	\$ 2.180,65
Costes indirectos	\$ 763,22
Coste total	\$ 2.943,87

Nota: Diferentes costes totales. **Elaborado por:** A. Acuña y S. Quimbita (2016).

3.2 Análisis de resultados obtenidos.

En el análisis se verificará el funcionamiento adecuado del mecanismo y la obtención de un acabado superficial óptimo en las cañerías rectificadas.

En primer lugar se pondrá a disposición varias cañerías que han trabajado un periodo de 5000 horas en cada motor de energía eléctrica.

Para el funcionamiento de la máquina rectificadora se usó un motorreductor de 1/8 hp, se observa que su velocidad máxima es de 360 rpm, también se acopló un variador de velocidades de 60 hz para su respectiva regulación, además se utilizó una esmeriladora de 11000 rpm para rectificar los asientos esféricos de las cañerías.

En la siguiente tabla (24) se detalla las posibles velocidades para hacer girar las cañerías y realizar el experimento.

Tabla 24.
Velocidades para el experimento.

Motorreductor (rpm)	Variador de velocidades (hz)
30 rpm	5 hz
150 rpm	25 hz
210 rpm	35 hz
270 rpm	45 hz
312 rpm	52 hz
360 rpm = 60 hz	

Nota: Diferentes valores de velocidades. **Elaborado por:** A. Acuña y S. Quimbita (2016).

Además la experimentación se realizará con varios tipos de lija, y así poder determinar cuál es la más adecuada para realizar un trabajo óptimo y por ende obtener como resultados un buen acabado superficial. Véase figura 35.

Tipos de Lijas (P 200 – P 400 – P 600).



Figura 35.

Elaborado por: A. Acuña y S. Quimbita (2016).

Para comprobar el acabado superficial en las cañerías, así como también verificar cual experimento es el más factible, se llevará las muestras a un microscopio que ha sido facilitado por la Universidad Politécnica Salesiana, en la figura (36) se observa el programa y el dispositivo que ayudará a sustentar y dar validez al proceso más óptimo de rectificado.

Microscopio con resolución de 100 veces el ojo humano.

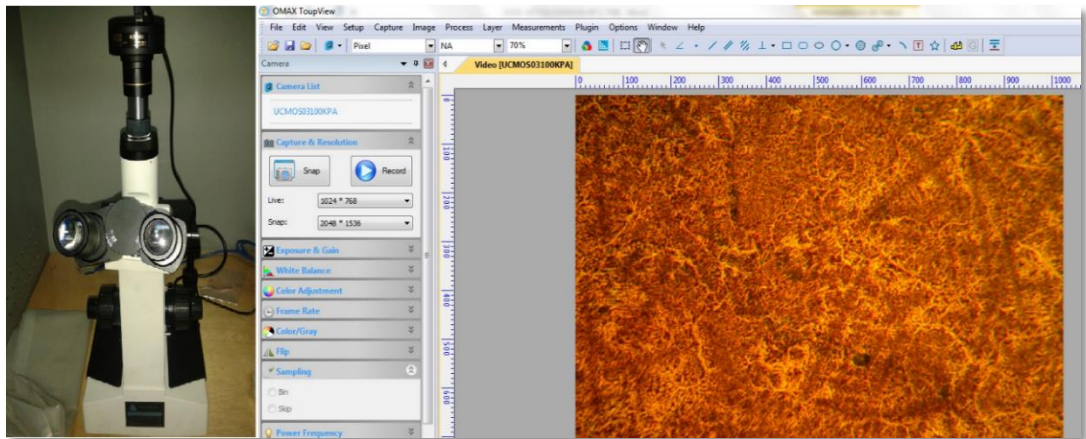


Figura 36.

Elaborado por: A. Acuña y S. Quimbita (2016).

Para realizar las pruebas de rectificado se procede a tomar varias cañerías que serán sometidas a varios procedimientos. Dichos accesorios serán analizados a diferentes velocidades, tiempos y distintos tipos de lijas. Véase figura (37).

Muestras.



Figura 37.

Elaborado por: A. Acuña y S. Quimbita (2016).

3.2.1 Prueba 1 (0 – 30 rpm) (lija P 200, P 400, P 600).

En la siguiente figura (38), se observa que la cañería rectificada con los diferentes tipos de lijas y una velocidad de 30 rpm, causa severos daños en los asientos esféricos, se analiza que debido a sus bajas revoluciones para hacer girar la cañería, la esmeriladora se concentra en un solo punto de la superficie a rectificar, provocando la pérdida total de dicho dispositivo.

Asiento esférico dañado.






Figura 38.

Elaborado por: A. Acuña y S. Quimbita (2016).

3.2.2 Prueba 2 (150- 210 rpm).

En la siguiente tabla (25), se observa el tiempo de rectificado, tipo de lija, y el aspecto de la superficie.

Tabla 25.
Tabulación prueba 2.

Ítem	Tiempo de rectificado	Tipo de lija	Aspecto de la superficie
1	3 min	P 200	
2	5 min	P 400	
3	7 min	P 600	

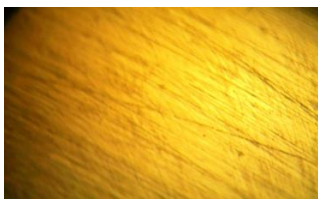


Nota: Valores obtenidos en prueba 2. **Elaborado por:** A. Acuña y S. Quimbita (2016).

Como resultado se observa que a una velocidad de 150 - 210 rpm, un tiempo de rectificado de 7min, y una lija P 600 se determina que es la más adecuada para un buen acabado superficial ya que en el aspecto de la superficie se analiza que tiene menos picaduras.

3.2.3 Prueba 3 (270- 312 rpm).

En la siguiente tabla (26), se observa el tiempo de rectificado, tipo de lija, y el aspecto de la superficie.

Tabla 26.
 Tabulación prueba 3.

Ítem	Tiempo de rectificado	Tipo de lija	Aspecto de la superficie
1	5 min	P 200	
2	7 min	P 400	
3	10 min	P 600	

Nota: Valores obtenidos en prueba 3. **Elaborado por:** A. Acuña y S. Quimbita (2016).

Como resultado se observa que al aumentar la velocidad, el tiempo de rectificado aumenta, y el acabado superficial con los diferentes tipos de lijas no es el más óptimo, provocando mayor tiempo de mantenimiento.

3.2.4 Prueba 4 (360 rpm).

En la siguiente figura (39), se observa que al aumentar la velocidad de giro en la cañería y debido a la alta revolución en la esmeriladora, los tipos de lijas utilizadas se desgastan rápidamente al primer contacto contra la superficie, provocando pérdidas de tiempos de mantenimientos, así como también desperdicio de dinero para reponer una nueva lija.

Desgaste de lijas.



Figura 39.

Elaborado por: A. Acuña y S. Quimbita (2016).

3.2.5 Resultado del análisis experimental.

Una vez realizado la experimentación con los diferentes tipos de lijas, velocidades, y tiempos de rectificado se denota los siguientes resultados:

- Se rechaza por completo el proceso de rectificado realizado en las pruebas 1 y 4 ya que provocan daños en la cañería y lijas respectivamente, causando pérdidas de tiempos en el mantenimiento, así como también se desperdicia material de trabajo, este último influye en la economía de la empresa.
- En la prueba 3, al aumentar la velocidad de giro en la cañería se observa en la tabla (26), que incrementó los tiempos de rectificado, y el aspecto de la superficie no es la deseada, provocando un aumento en los tiempos de mantenimiento. Además se analiza que con dicha rugosidad la cañería no hace un buen sellado con la bomba de inyección, es por eso que después de un periodo de trabajo, produce derrame de combustible en los motores de energía eléctrica.

- En la prueba 2, se observa que el periodo de rectificado disminuye considerablemente, además el aspecto de la superficie es más óptimo con referencia a los demás procesos, es por eso que este procedimiento es el más factible para ahorrar tiempo y dinero para la empresa. Se analiza que la rugosidad de esta cañería es la deseada ya que cumple con los requerimientos deseados, por trabajar en periodos extensos (5000 horas), sin crear rebosamiento de combustible en los motores de energía eléctrica.

3.3 Manual de operación.

El presente manual señala los procedimientos básicos para un funcionamiento óptimo de la máquina rectificadora.

- Seleccionar el disco correcto para cada cañería, se diseñó 2 tipos de discos, rosca derecha para la válvula de inyección, e izquierda para la cañería de combustible.
- Una vez seleccionado el disco, atornillar con los pernos de hexágono interior al eje de sujeción.
- Fijar el calibre de tope con dos tornillos de hexágono interior al disco.
- Enroscar la tubería de inyección en la contrabrida hasta que el cono del tubo toque en el calibre de tope.
- Atornillar la contrabrida al disco con la llave de espigas y gancho respectivamente.
- Desmontar el calibre de tope.
- Poner la banda en las poleas para la transmisión de movimiento.
- Pulsar el botón ON del tablero eléctrico para energizar el sistema, y prender el variador de velocidades.

- Hacer girar la cañería de combustible a 20 hz, y a 30 hz para la válvula de inyección.
- Pegar lija P 600 al plato de aluminio, y ajustar en la esmeriladora.
- Acercar la esmeriladora al cono de la cañería, pero sin hacer rosar.
- Una vez ajustado el plato de aluminio, y realizado el acercamiento procedemos a prender la esmeriladora.
- Acercar la esmeriladora a través de avances regulares hacia la superficie del cono, esta transmisión de movimiento se da por medio de un carro transversal, que contiene un perno M8 paso 1.25, tiene un tambor graduado en 100 partes, se recomienda avanzar no más de una línea por pasada.
- Repetir dichos avances regulares hasta observar que ha rectificando toda la superficie del cono.
- Una vez terminado el proceso de rectificado, apagar la esmeriladora, y desajustar los pernos de la consola y abatir hacia afuera, hasta el tope.
- Para un mejor acabado superficial del cono, se recomienda aumentar la velocidad a 50 hz y poner pasta pulidora.

3.4 Manual de mantenimiento

El presente manual fue diseñado para evitar, y reducir cualquier daño en los elementos de la máquina rectificadora.

Para prolongar la vida útil de la misma, se debe realizar las siguientes actividades:

Ajuste de elementos.

Debido a las vibraciones que existen en la maquina después de realizar su respectivo trabajo, se debe verificar si tuercas, tornillos se han desajustado, ya que esto puede producir accidentes para el operario.

Lubricación de elementos.

Se recomienda limpiar los rodamientos una vez terminado el proceso de rectificado, ya que desprende pequeños fragmentos de virutas que pueden ocasionar obturación en las mismas, luego lubricar, además se debe engrasar las guías del carro transversal para que no produzca atascamientos, al momento de dar avances regulares.

Cambio de bandas.

Para un óptimo trabajo de la máquina rectificadora, el operario debe fijarse si la banda tiene la tensión deseada para trabajar, ya que influye en un desgaste excesivo de los componentes del mecanismo tales como rodamientos y ejes, si la banda se encuentra muy delgada o se observa que tiene fisuras, picaduras, es recomendable cambiar.

Conclusiones:

- Con todos los cálculos y procesos realizados al mecanismo se observa que cumple satisfactoriamente con los requisitos propuestos inicialmente.
- Todos los materiales y accesorios utilizados para la construcción de la máquina, son elementos fáciles de encontrar en el mercado nacional, para un posible cambio, o daño en los repuestos de la máquina.
- Mientras la lija sea más fina, el acabado superficial de los asientos esféricos es más óptimo.
- Se reduce los tiempos de mantenimiento considerablemente, y el acabado superficial mejora en comparación al actual proceso.
- Al rectificar las cañerías con la máquina diseñada, los asientos esféricos hacen un buen sellado con todos los componentes del motor de energía eléctrica, no existe rebosamiento de combustible en un periodo de 5000 horas.

Recomendaciones:

- La máquina se debe instalar y manejar sobre una base firme, ya que la vibración del dispositivo influye en el acabado superficial de las cañerías a rectificar.
- Las cañerías a rectificar deben estar absolutamente limpias de aceites, grasas, ya que la suciedad de cualquier tipo, especialmente los lubricantes, reducen en gran medida la vida útil de las lijas de rectificado.
- Debido a la velocidad de la herramienta (esmeriladora), es posible que los fragmentos que salgan desprendidos causen lesiones oculares, por eso es necesario que el operario trabaje con antiparras.
- Para operar la máquina el personal en turno debe evitar las prendas de ropa holgada y el pelo largo, ya que puede enredarse en las piezas giratorias.
- Para obtener un buen acabado superficial, se recomienda hacer girar a las cañerías a una velocidad de (150 – 210 rpm), además utilizar lija P 600, así como también para obtener una rugosidad excelente se debe trabajar en un periodo de 7 min.

Referencias


- AISC. (1980). *Manual of Steel Construction*. Chicago: American Institute of Steel Construction.
- American Institute of Steel Construction. (2003). *Column Base Plates*. Chicago: AISC.
- BOSCH. (1996). *Manual de la Técnica del Automóvil*. Barcelona: Reverté.
- Budynas, R. G., & Nisbett, J. K. (2012). *Diseño de Ingeniería Mecánica de Shigley*. Mexico: McGraw-Hill.
- Fairbanks Morse Engine. (29 de Abril de 2004). *Engine, Fairbanks Morse Technology & Manufacturing*. Obtenido de Technical Specifications: <http://www.fairbanksmorse.com/bin/116.pdf>
- González, M. O., & Mancill, J. D. (1962). *Álgebra Elemental Moderna*. Buenos Aires: kapelusz.
- González Rey, G. (11 de Marzo de 2004). Obtenido de Apuntes para el Cálculo de Transmisiones por correas en V: http://campusvirtual.edu.uy/archivos/mecanica-general/MATERIAL%20BIBLIOGRAFICO%20TECNICO%20PARA%20APOYO%20DOCENTE/Material%20Didactico/CORREAS_MAESTRIA.pdf
- Hewitt, P. G. (2004). *Física Conceptual*. México: Pearson Educación.
- ITEA. (28 de Diciembre de 1998). *Instituto Técnico de la Estructura en Acero*. Obtenido de Diseño de Uniones: https://www.uclm.es/area/ing_rural/Acero/Textos/TOMO13.pdf
- Larson, R., & Hostetler, R. P. (23 de Agosto de 2008). *Precálculo*. Barcelona: Reverté. Obtenido de Fatiga de materiales: <http://fisica.laguia2000.com/fisica-mecanica/fatiga-de-materiales>
- McCormac, J. C., & Csernak, S. F. (2012). *Diseño de Estructuras de Acero*. México: Alfaomega.
- Mott, R. L. (2009). *Resistencia de Materiales*. Mexico: Pearson Educación.
- Nogués, F. S., García Galindo, D., & Rezeau, A. (2010). *Energía de la Biomasa*. Zaragoza: Pressas Universitarias de Zaragoza.
- PFERD-Rüggeberg. (Diciembre de 2009). *Herramientas de lijado, afinado y pulido*. Obtenido de Herramientas de lijado, afinado y pulido: http://www.pferd.com/images/WZH_21_204_72dpi_es.pdf
- Porras, A., & Soriano, M. L. (2 de 11 de 2006). *Universidad de Castilla-La Mancha*. Obtenido de Escuela Universitaria de Ingeniería Técnica: <https://www.uclm.es/profesorado/porrasyoriano/elementos/Tema05.pdf>

- Rexon. (Octubre de 2005). *Manual Técnico de Cálculo de Transmisiones*. Obtenido de <http://www.rexon.com.co/Manuales/ManualCalculodeTransmisiones.html>
- Rodríguez Galbarro, H. (2014). *Ingemecánica*. Obtenido de Diseño y Cálculo de la Uniones atornilladas: <http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn32.html>
- Schaeffler. (2016). *Medidas profesional*. Obtenido de Rodamiento rígido a bolas 61818-Y: http://medias.schaeffler.com/medias/es!hp.ec.br.pr/618*61818-Y
- SKF. (2006). *Catálogo General SKF*.
- Tipler, P. A., & Mosca, G. (2005). *Física para la Ciencia y Tecnología*. Barcelona: REVERTÉ.
- Turbo, M. D. (11 de 11 de 2013). *Project Guide - Marine*. Obtenido de Project Guide - Marine: <http://www.mandieselturbo.com>
- Vallejo, P., & Zambrano, J. (2005). *Física Vectorial*.
- Van Der Merwe, C. W. (1993). *Física General*. México: McGraw-Hill.
- Wilson, J. D., & Buffa, A. J. (31 de Julio de 2003). *Física*. México: Pearson Educación. Obtenido de Metalografía: <http://blog.utp.edu.co>

Anexo a.

Proformas y facturas.

Rodamientos y Amoladora.


	INSUMOS INDUSTRIALES Y FERRETERIA MARCELO SAUL SUAREZ UTRERAS DIR: CLEMENTE BALLEEN ALEJANDRO VELASCO OE1-264 Y ALONSO DE LA FUENTE TELF: 2 615 484 / 0980587595 QUITO - ECUADOR	R.U.C. 1707996540001	
		PROFORMA	
		N° 000004089	
Aceros - Bronces - Duralon - Teflon - Nylon - Rodamientos - Retenedores - Duraluminio - Grasas - Piñones - Cadenas - Sellos Mecanicos - Ferreteria - Material Eléctrico			
Cliente: CELEC EP Fecha: 03/02/2016 Dirección: QUITO Telf: 2992500 Ciudad: QUITO			
CANTIDAD	DESCRIPCIÓN	V. UNIT.	PRECIO TOTAL
1	AMOLADORA 125 MM 10.000 RPM	160.10	160.10
6	RODAMIENTO T1 61819 (90X115X13)	175.20	1,051.20
	NOTA: ENTREGA DOS SEMANAS		
	SUBTOTAL		1,211.30
	IVA 12%		145.36
	VALOR TOTAL		1,356.66

Pernos.

ITEM		REFER.	CONCEPTO	CANT	P.UNITARIO	DCTO	VALOR TOTAL
1	S/R		Perno allen M 4X 10	24	0,05		1,20
2	S/R		Perno allen M 5X 16	24	0,060		1,44
3	S/R		Perno allen M 5X 10	24	0,050		1,20
4	S/R		Perno allen M 6 X 25	24	0,080		1,92
5	S/R		Perno allen M 6 X 30	24	0,080		1,92
6	S/R		Perno allen M 6 X 40	24	0,120		2,88
7	S/R		Perno allen M 6 X 20	24	0,070		1,68
8	S/R		Perno allen M 6 X 35	24	0,110		2,64
9	S/R		Perno allen M 6 X 15	24	0,060		1,44
10	S/R		Pernos exagonal M 10 X 45	24	0,220		5,28
11	S/R		Pernos exagonal M 10 X 120	24	0,500		12,00
SUMA							33,60
DESCUENTO							
SUB TOTAL							33,60
12 % I.V.A.							4,03
TOTAL A PAGAR							37,63

Nota Importante: los precios se mantendran siempre y cuando no se produzca cambios oficiales en los gravámenes que afecten a las importaciones, los que anularán la presente cotización, dejando sin compromiso a NIKOTOOL

Ángulo para mesa.

 FULL STEEL ACEROS INDUSTRIALES S.A. SURTIACEROS <small>Excelencia en suministros de productos para la conducción de fluidos www.surtiaceros.com.ec</small>		Contribuyente Especial Resolución NAC-PCTRSGE14-00208 del 02/04/2014		
RUC 1792313562001		13727		
CLIENTE:	CORPORACION ELECTRICA DEL ECUADOR CELEC EP	ATENCIÓN:	ING. LUIS VILLACIS	
FECHA:	3 de junio de 2015	TELÉFONO:	2521548	
DIRECCIÓN:	AV. 8 DE DICIEMBRE N 28-235 Y ORELLANA		LORENA JARRIN	
<p><i>Por medio de la presente nos complace proformar los materiales por ustedes solicitados.</i></p>				
CANT.	DESCRIPCIÓN		V. UNITARIO	V. TOTAL
1	16.00	Und. 9886 PLANCHA HN LISA 1/8" 1.22" X 2.44 MT	100.00	1,600.00
2	10.00	Und. 14681 ANGULO H/N 3/4" X 2mm x 8mts	10.00	100.00
3	8.00	Und. 9021 ANGULO H/N 2" X 3 MM - x 8mts*** ALTERNATIVA ***-	32.00	256.00
4	10.00	Und. 11530 PLANCHA ARMEX CUADRADO:10CM X 10CM ESPESOR: 1/4" (6.25MTS X 2.40MTS)	137.00	1,370.00
Validez de la Oferta: 3 DIAS SALVO PREVIA VENTA			SUBTOTAL	3,226.00
Tiempo de entrega: 2 DÍAS			% I.V.A.	387.12
Forma de Pago: CREDITO 60 DIAS			TOTAL	3,613.12

Accesorios para tablero eléctrico:

- Variador de velocidades.



VFD-EL
Drive Múltiples Funciones Tipo Micro

CE **MULTI-FUNCTION**
UL **MINI**
AC MOTOR DRIVER

- Protocolo MODBUS via RS-485
- Filtro EMI integrado en modelo 230 V monofásico
- Tamaño compacto
- Módulos FIELDBUS opcionales
- Funciones completas de protección
- Fácil mantenimiento
- Instalación LADO A LADO
- Amplia gama de voltaje de alimentación:
Serie 115 V monofásica
Serie 230 V monofásica
Serie 230 V trifásica

VFD 007 E 23 A

Nombre de la Serie (Drive de Frecuencia Variable)

Tipo de Versión:
A: Drive Básico P: Drive sin Carcasa C: Cáscara

Tensión de Entrada:
11: Monofásica 115V 23: Trifásica 230V 25: Monofásica 230V 43: Trifásica 480V


Serie: E / B1

Capacidad del Motor:
002: 0,25 HP (0,2 KW) 015: 2 HP (1,5 KW) 055: 7,5 HP (5,5 KW) 130: 20 HP (15 KW)
004: 0,5 HP (0,4 KW) 022: 3 HP (2,2 KW) 075: 10 HP (7,5 KW) 185: 25 HP (18,5 KW)
007: 1 HP (0,75 KW) 037: 5 HP (3,7 KW) 110: 15 HP (11 KW) 220: 30 HP (22 KW)

CÓDIGO	DESCRIPCIÓN FRECUENCIA MÁXIMA 600 Hz	VOLTAJE DE FUNCIONAMIENTO	POTENCIA	GRADO IP	PRECIO
VARIADOR DE FRECUENCIA					
A-1000	VFD 007 EL 11A	MONOFÁSICO 100 - 120 VAC	1 HP - 0,75 KW		327,47
A-1004	VFD 007 EL 21A	MONOFÁSICO 200 - 240 VAC	1 HP - 2,2 KW	IP 20	250,00
A-1010	VFD 007 EL 23A	TRIFÁSICO 200 - 240 VAC	1 HP - 0,75 KW	IP 20	293,00
A-1011	VFD 015 EL 23A		2 HP - 1,5 KW		353,60
A-1012	VFD 022 EL 23A		3 HP - 2,2 KW		423,00
A-1013	VFD 037 EL 23A		5 HP - 3,7 KW		495,00
A-1020	VFD 055 E 23A	TRIFÁSICO 200 - 240 VAC	7,5 HP - 5,5 KW	IP 20	955,30
A-1021	VFD 075 E 23A		10 HP - 7,5 KW		1.028,57
A-1022	VFD 110 E 23A		15 HP - 11 KW		1.540,00





- Tablero eléctrico.



CAJA DE PASO PINTADA - SERVICIO PESADO




CAJA DE PASO METÁLICA RAPID LOCK



CÓDIGO	DESCRIPCIÓN	PESO APROX. KG	DIMENSIONES mm			EMBALAJE	PRECIO
			ALTO	ANCHO	PROFUNDIDAD		
CAJA DE PASO PINTADA SERVICIO PESADO							
I-0211	CPP - 15 CAJA DE PASO PINTADA S. PESADO	0.70	150	150	90	24 u.	6.26
I-0212	CPP - 20 CAJA DE PASO PINTADA S. PESADO	1.20	200	200	90	15 u.	7.28
CAJA DE PASO GALVANIZADA SERVICIO PESADO							
I-0216	CPG - 15 CAJA DE PASO GALVANIZADA S. PESADO.	0.70	150	150	90	24 u.	6.41
I-0217	CPG - 20 CAJA DE PASO GALVANIZADA S. PESADO.	1.20	200	200	90	15 u.	7.74
CAJA DE PASO RAPID LOCK							
I-0221	CRL - 15 CAJA DE PASO RAPID LOCK	0.80	150	150	90	32 u.	9.80
I-0222	CRL - 20 CAJA DE PASO RAPID LOCK	1.20	200	200	90	18 u.	11.48
I-0223	CRL - 25 CAJA DE PASO RAPID LOCK	1.70	250	250	100	8 u.	14.33
I-0224	CRL - 30 CAJA DE PASO RAPID LOCK	2.30	300	300	100	8 u.	16.73
CAJA DE PASO RAPID LOCK CON FONDO DE MADERA							
I-0225	CRL - 20 - MD CAJA DE PASO RAPID LOCK	1.10	200	200	100	18 u.	15.02
I-0227	CRL - 30 - MD CAJA DE PASO RAPID LOCK	1.90	300	300	100	8 u.	19.87

- **Terminales.**

CÓDIGO	TERMINALES AISLADOS DE PRESIÓN	COLOR	TIPO	PRECIO POR CADA 100 UNIDADES
V-1501	RV 1.25 - 5 0.5 - 1.5 mm ²	ROJO	ANILLO	2,54
V-1502	RVL 2 - 5 0.5 - 1.5 mm ²	AZUL	ANILLO	3,37
V-1503	RV 5.5 - 5 4.0 - 6.0 mm ²	AMARILLO	ANILLO	5,00
V-1504	RV 5.5 - 6 4.0 - 6.0 mm ²	AMARILLO	ANILLO	7,72
V-1505	RV 5.5 - 8 4.0 - 6.0 mm ²	AMARILLO	ANILLO	7,20
V-1506	RV 5.5 - 10 4.0 - 6.0 mm ²	AMARILLO	ANILLO	7,44
V-1507	SVM 1.2 - 4 0.5 - 1.5 mm ²	ROJO	ABIERTO	2,24
V-1508	SVM 2 - 4 1.5 - 2.5 mm ²	AZUL	ABIERTO	2,87
V-1509	SV 5.5 - 4 4.0 - 6.0 mm ²	AMARILLO	ABIERTO	5,08
V-1510	FDD 2 - 187 0.5 - 1.5 mm ²	ROJO	HEMBRA	2,30
V-1511	FDD 2 - 250 1.5 - 2.5 mm ²	AZUL	HEMBRA	2,56
V-1512	FDD 5 - 250 4.0 - 6.0 mm ²	AMARILLO	HEMBRA	3,33



- **Contactores.**

CONTACTORES MAGNÉTICOS TIPO LC1

DE ACUERDO A NORMAS:
IEC947-2, VDE0660 & BS5452



CÓDIGO	DESCRIPCIÓN CAPACIDAD A 220V. AC	NÚMERO DE CONTACTOS	AC1 (A.)	AC3 (A.)	AC3 (A.)	PRECIO UNITARIO
V-0106	LC1-D25 110V 5.5 KW 7.5 HP	3P + NO	40	25	8.5	12,66
V-0108	LC1-D32 110V 7.5 KW 10 HP	3P + NO	50	32	12	15,76
V-0110	LC1-D40 110V 11 KW 15 HP	3P + NC + NO	60	40	18,5	28,11
V-0111	LC1-D40 220V 11 KW 15 HP	3P + NC + NO	60	40	18,5	28,11
V-0112	LC1-D50 110V 15 KW 20 HP	3P + NC + NO	80	50	24	28,79
V-0113	LC1-D50 220V 15 KW 20 HP	3P + NC + NO	80	50	24	28,79
V-0114	LC1-D65 110V 18.5 KW 25 HP	3P + NC + NO	80	65	28	29,55
V-0116	LC1-D80 110V 22 KW 30 HP	3P + NC + NO	125	80	37	51,05
V-0117	LC1-D80 220V 22 KW 30 HP	3P + NC + NO	125	80	37	51,05

- Pulsadores.

PULSADORES PARA CONTROL 22.5 mm.			
NORMAS: IEC 60947.5.1, EN 60947.5.1		TEMPERATURA FUNCIONAMIENTO: -25°C - +70°C	
MATERIAL: alta resistencia mecánica auto-extinguible		GRADO DE PROTECCIÓN: IP 40	
CÓDIGO	DESCRIPCIÓN	PRECIO UNITARIO	
C- 1120	S-LMRN1 PULSADOR AL RAS METÁLICO ROJO	1,42	
C- 1122	S-LMRN2 PULSADOR AL RAS METÁLICO VERDE	1,42	
C- 1124	S-LMFN1M4 PULSADOR HONGO 40mm ROJO	1,87	
C- 1126	S-LMFN2M4 PULSADOR HONGO 40mm VERDE	1,87	
C- 1128	S-LMFN1R6 PULSADOR HONGO 60mm ROJO CON RETENCIÓN	2,26	
C- 1130	S-LLM8DO SELECTOR 2 POSNS. MANIJA LARGA	1,81	
C- 1132	S-LLM8TO SELECTOR 3 POSNS. MANIJA LARGA	1,81	
C- 1134	S-LCM8DOC SELECTOR 2 POSICIONES CON LLAVE	2,98	
C- 1136	S-LCM8TOC SELECTOR 3 POSICIONES CON LLAVE	2,98	
C- 1138	S-LMDNR PULSADOR DOBLE	2,47	
C- 1140	S-LMDL PULSADOR DOBLE LUMINOSO	3,29	
C- 1142	S-LPL41 BLOQUE DE CONTACTOS N.C.	0,54	
C- 1144	S-LPL42 BLOQUE DE CONTACTOS N.A.	0,54	
C- 1146	S-LPLR2 BLOQUE DE LÁMPARA PARA BOTONERA LUMINOSA	4,61	

Anexo b.

Tablas.

Anexo 1 Diámetros y áreas métricas de paso grueso y fino.

Diámetro mayor nominal d , mm	Serie de paso grueso			Serie de paso fino		
	Paso p , mm	Área de esfuerzo de tensión A_v , mm ²	Área del diámetro menor A_r , mm ²	Paso p , mm	Área de esfuerzo de tensión A_v , mm ²	Área del diámetro menor A_r , mm ²
1.6	0.35	1.27	1.07			
2	0.40	2.07	1.79			
2.5	0.45	3.39	2.98			
3	0.5	5.03	4.47			
3.5	0.6	6.78	6.00			
4	0.7	8.78	7.75			
5	0.8	14.2	12.7			
6	1	20.1	17.9			
8	1.25	36.6	32.8	1	39.2	36.0
10	1.5	58.0	52.3	1.25	61.2	56.3
12	1.75	84.3	76.3	1.25	92.1	86.0
14	2	115	104	1.5	125	116
16	2	157	144	1.5	167	157
20	2.5	245	225	1.5	272	259
24	3	353	324	2	384	365
30	3.5	561	519	2	621	596
36	4	817	759	2	915	884
42	4.5	1 120	1 050	2	1 260	1 230
48	5	1 470	1 380	2	1 670	1 630
56	5.5	2 030	1 910	2	2 300	2 250
64	6	2 680	2 520	2	3 030	2 980
72	6	3 460	3 280	2	3 860	3 800
80	6	4 340	4 140	1.5	4 850	4 800
90	6	5 590	5 360	2	6 100	6 020
100	6	6 990	6 740	2	7 560	7 470
110				2	9 180	9 080

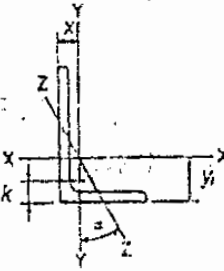
Fuente: (Budynas & Nisbett, 2012, pág. 412).

Anexo 2 Dimensiones y clasificaciones de carga para cojinetes de bolas.

Diámetro interior, mm	DE, mm	Ancho, mm	Radio del entalle, mm	Diámetro del hombro, mm		Clasificaciones de carga, kN			
				d_s	d_H	Ranura profunda		Contacto angular	
						C_{10}	C_0	C_{10}	C_0
10	30	9	0.6	12.5	27	5.07	2.24	4.94	2.12
12	32	10	0.6	14.5	28	6.89	3.10	7.02	3.05
15	35	11	0.6	17.5	31	7.80	3.55	8.06	3.65
17	40	12	0.6	19.5	34	9.56	4.50	9.95	4.75
20	47	14	1.0	25	41	12.7	6.20	13.3	6.55
25	52	15	1.0	30	47	14.0	6.95	14.8	7.65
30	62	16	1.0	35	55	19.5	10.0	20.3	11.0
35	72	17	1.0	41	65	25.5	13.7	27.0	15.0
40	80	18	1.0	46	72	30.7	16.6	31.9	18.6
45	85	19	1.0	52	77	33.2	18.6	35.8	21.2
50	90	20	1.0	56	82	35.1	19.6	37.7	22.8
55	100	21	1.5	63	90	43.6	25.0	46.2	28.5
60	110	22	1.5	70	99	47.5	28.0	55.9	35.5
65	120	23	1.5	74	109	55.9	34.0	63.7	41.5
70	125	24	1.5	79	114	61.8	37.5	68.9	45.5
75	130	25	1.5	86	119	66.3	40.5	71.5	49.0
80	140	26	2.0	93	127	70.2	45.0	80.6	55.0
85	150	28	2.0	99	136	83.2	53.0	90.4	63.0
90	160	30	2.0	104	146	95.6	62.0	106	73.5
95	170	32	2.0	110	156	108	69.5	121	85.0

Fuente: (Budynas & Nisbett, 2012, pág. 581).

Anexo 3 Propiedades para el diseño de ángulos.



ANGLES
Equal legs and unequal legs
Properties for designing

Size and Thickness	k	Weight per Ft	Area	AXIS X-X				AXIS Y-Y				AXIS Z-Z		
				I	S	r	y	I	S	r	-x	r	Tan α	
In.	In.	l.b.	In. ²	In. ⁴	In. ³	In.	In.	In. ⁴	In. ³	In.	In.	In.	In.	α
L 3 x 2 1/2 x 1/2	1/8	8.5	2.50	2.08	1.04	0.910	1.00	1.30	0.744	0.722	0.750	0.520	0.667	
	3/16	7.6	2.21	1.88	0.928	0.920	0.978	1.18	0.664	0.729	0.728	0.521	0.672	
	1/4	5.6	1.92	1.66	0.810	0.928	0.956	1.04	0.581	0.736	0.706	0.522	0.676	
	5/16	5.6	1.62	1.42	0.688	0.937	0.933	0.898	0.494	0.744	0.683	0.525	0.680	
	3/8	4.5	1.31	1.17	0.561	0.945	0.911	0.743	0.404	0.753	0.661	0.528	0.684	
1/2	3.39	0.996	0.907	0.430	0.954	0.888	0.577	0.310	0.761	0.638	0.533	0.688		
L 3 x 2 x 1/2	1/8	7.7	2.25	1.92	1.00	0.924	1.08	0.672	0.474	0.546	0.583	0.428	0.414	
	3/16	6.8	2.00	1.73	0.694	0.932	1.06	0.509	0.424	0.553	0.561	0.429	0.421	
	1/4	5.9	1.73	1.53	0.781	0.940	1.04	0.543	0.371	0.559	0.539	0.430	0.428	
	5/16	5.0	1.46	1.32	0.664	0.948	1.02	0.470	0.317	0.567	0.516	0.432	0.435	
	3/8	4.1	1.19	1.09	0.542	0.957	0.993	0.392	0.260	0.574	0.493	0.435	0.440	
1/2	3.07	0.902	0.842	0.415	0.965	0.970	0.307	0.200	0.583	0.470	0.439	0.446		
L 2 1/2 x 2 1/2 x 1/2	1/8	7.7	2.25	1.23	0.724	0.739	0.806	1.23	0.724	0.739	0.806	0.487	1.000	
	3/16	5.9	1.73	0.984	0.566	0.753	0.762	0.984	0.566	0.753	0.762	0.487	1.000	
	1/4	5.0	1.46	0.849	0.482	0.761	0.740	0.849	0.482	0.761	0.740	0.489	1.000	
	5/16	4.1	1.19	0.703	0.394	0.769	0.717	0.703	0.394	0.769	0.717	0.491	1.000	
	3/8	3.07	0.902	0.547	0.303	0.778	0.694	0.547	0.303	0.778	0.694	0.495	1.000	
L 2 1/2 x 2 x 1/2	1/8	5.3	1.55	0.912	0.547	0.768	0.831	0.514	0.363	0.577	0.581	0.420	0.614	
	3/16	4.5	1.31	0.788	0.465	0.776	0.609	0.446	0.310	0.584	0.559	0.422	0.620	
	1/4	3.62	1.06	0.654	0.381	0.784	0.787	0.372	0.254	0.592	0.537	0.424	0.626	
	5/16	2.75	0.809	0.509	0.293	0.793	0.764	0.291	0.196	0.600	0.514	0.427	0.631	
L 2 x 2 x 1/2	1/8	4.7	1.38	0.479	0.351	0.594	0.636	0.479	0.351	0.594	0.636	0.389	1.000	
	3/16	3.92	1.15	0.416	0.300	0.601	0.614	0.416	0.300	0.601	0.614	0.390	1.000	
	1/4	3.19	0.936	0.348	0.247	0.609	0.592	0.348	0.247	0.609	0.592	0.391	1.000	
	5/16	2.44	0.715	0.272	0.190	0.617	0.569	0.272	0.190	0.617	0.569	0.394	1.000	
	3/8	1.85	0.484	0.190	0.131	0.626	0.546	0.190	0.131	0.626	0.546	0.398	1.000	

Fuente: (AISC, 1980, págs. 1-46).

Anexo 4 Tensión de fluencia del acero (36 ksi).

Table C-36
Allowable Stress
For Compression Members of 36-ksi Specified Yield Stress Steel^a

$\frac{Kl}{r}$	F_c (ksi)	$\frac{Kl}{r}$	F_c (ksi)	$\frac{Kl}{r}$	F_c (ksi)	$\frac{Kl}{r}$	F_c (ksi)	$\frac{Kl}{r}$	F_c (ksi)
1	21.56	41	19.11	81	15.24	121	10.14	161	5.76
2	21.52	42	19.03	82	15.13	122	9.99	162	5.69
3	21.48	43	18.95	83	15.02	123	9.85	163	5.62
4	21.44	44	18.86	84	14.90	124	9.70	164	5.55
5	21.39	45	18.78	85	14.79	125	9.55	165	5.49
6	21.35	46	18.70	86	14.67	126	9.41	166	5.42
7	21.30	47	18.61	87	14.56	127	9.26	167	5.35
8	21.25	48	18.53	88	14.44	128	9.11	168	5.29
9	21.21	49	18.44	89	14.32	129	8.97	169	5.23
10	21.16	50	18.35	90	14.20	130	8.84	170	5.17
11	21.10	51	18.26	91	14.09	131	8.70	171	5.11
12	21.05	52	18.17	92	13.97	132	8.57	172	5.05
13	21.00	53	18.08	93	13.84	133	8.44	173	4.99
14	20.95	54	17.99	94	13.72	134	8.32	174	4.93
15	20.89	55	17.90	95	13.60	135	8.19	175	4.88
16	20.83	56	17.81	96	13.46	136	8.07	176	4.82
17	20.78	57	17.71	97	13.35	137	7.96	177	4.77
18	20.72	58	17.62	98	13.23	138	7.84	178	4.71
19	20.66	59	17.53	99	13.10	139	7.73	179	4.66
20	20.60	60	17.43	100	12.98	140	7.62	180	4.61
21	20.54	61	17.33	101	12.85	141	7.51	181	4.56
22	20.48	62	17.24	102	12.72	142	7.41	182	4.51
23	20.41	63	17.14	103	12.59	143	7.30	183	4.46
24	20.35	64	17.04	104	12.47	144	7.20	184	4.41
25	20.28	65	16.94	105	12.33	145	7.10	185	4.36
26	20.22	66	16.84	106	12.20	146	7.01	186	4.32
27	20.15	67	16.74	107	12.07	147	6.91	187	4.27
28	20.08	68	16.64	108	11.94	148	6.82	188	4.23
29	20.01	69	16.53	109	11.81	149	6.73	189	4.18
30	19.94	70	16.43	110	11.67	150	6.64	190	4.14
31	19.87	71	16.33	111	11.54	151	6.55	191	4.09
32	19.80	72	16.22	112	11.40	152	6.46	192	4.05
33	19.73	73	16.12	113	11.26	153	6.38	193	4.01
34	19.65	74	16.01	114	11.13	154	6.30	194	3.97
35	19.58	75	15.90	115	10.99	155	6.22	195	3.93
36	19.50	76	15.79	116	10.85	156	6.14	196	3.89
37	19.42	77	15.69	117	10.71	157	6.06	197	3.85
38	19.35	78	15.58	118	10.57	158	5.99	198	3.81
39	19.27	79	15.47	119	10.43	159	5.91	199	3.77
40	19.19	80	15.36	120	10.28	160	5.83	200	3.73

Fuente: (AISC, 1980, págs. 3-16).

Anexo 5 Vida útil de diseño recomendada para cojinetes.

Valores orientativos de vida nominal requeridos para diferentes clases de máquinas	
Clase de máquinas	Vida nominal Horas de funcionamiento
Electrodomésticos, máquinas agrícolas, instrumentos, equipos técnicos de uso médico	300 ... 3 000
Máquinas usadas intermitentemente o por cortos períodos: herramientas eléctricas portátiles, aparatos elevadores en talleres, máquinas y equipos para la construcción	3 000 ... 8 000
Máquinas para trabajar con alta fiabilidad de funcionamiento por cortos períodos o intermitentemente: ascensores (elevadores), grúas para mercancías embaladas o eslingas de tambores, etc.	8 000 ... 12 000
Máquinas para 8 horas de trabajo diario, no siempre totalmente utilizadas: transmisiones por engranajes para uso general, motores eléctricos de uso industrial, machacadoras rotativas	10 000 ... 25 000
Máquinas para 8 horas de trabajo diario totalmente utilizadas: máquinas herramientas, máquinas para trabajar la madera, máquinas para la industria de ingeniería, grúas para materiales a granel, ventiladores, cintas transportadoras, equipos para imprentas, separadores y centrifugas	20 000 ... 30 000
Máquinas para trabajo continuo, 24 horas al día: cajas de engranajes para laminadores, maquinaria eléctrica de tamaño medio, compresores, tornos de extracción para minas, bombas, maquinaria textil	40 000 ... 50 000
Máquinas para la industria de energía eólica, esto incluye el eje principal, la orientación, los engranajes, los rodamientos del generador	30 000 ... 100 000
Maquinaria para el abastecimiento de agua, hornos giratorios, máquinas cableadoras, maquinaria de propulsión para transatlánticos	60 000 ... 100 000
Maquinaria eléctrica de gran tamaño, centrales eléctricas, bombas y ventiladores para minas, rodamientos para la línea de ejes de transatlánticos	> 100 000

Fuente: (SKF, 2006, pág. 72).

Anexo c.

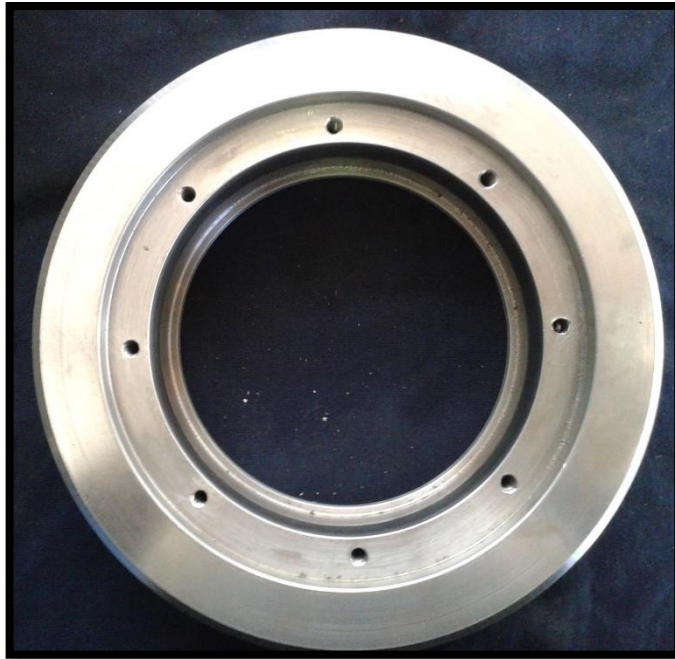
Fotos de respaldo

Construcción de la máquina rectificadora.

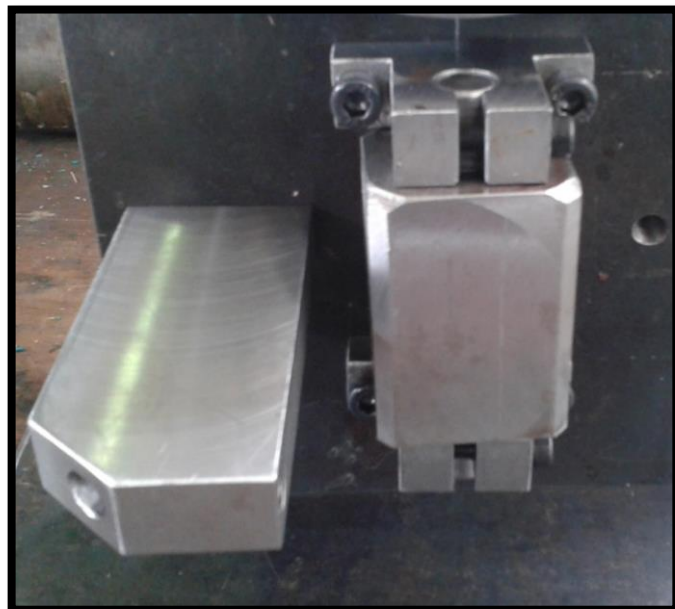
- **Placa base y vertical.**



- **Anillo roscado.**



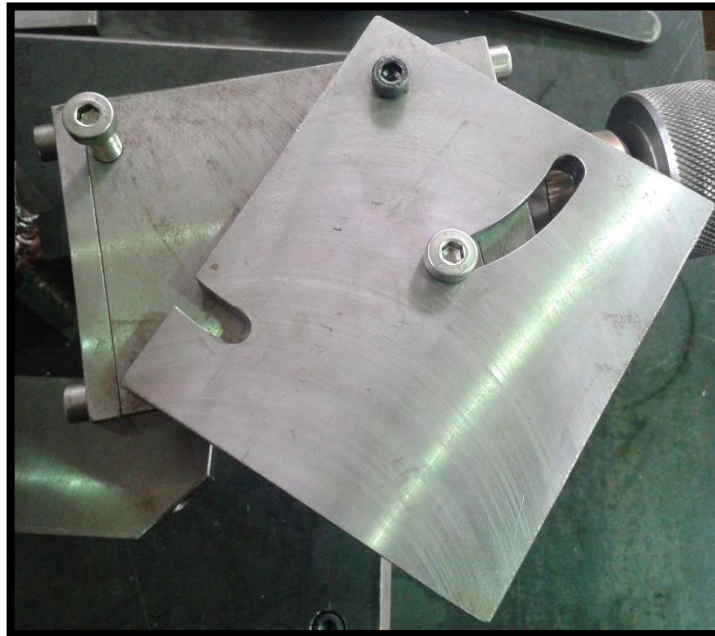
- **Brazo, piezas en T y tope Horizontal.**



- **Disco derecho e izquierdo.**



- **Charriot**



- **Mesa.**



- **Maquina rectificadora terminada.**



Anexo d.

Planos.