



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO
FACULTAD DE MECÁNICA
CARRERA MECÁNICA

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA RECTIFICADORA -
AFILADORA CON CONTROL AUTOMÁTICO DE CUCHILLAS
PLANAS**

Trabajo de Integración Curricular

Tipo: Proyecto Técnico

Presentado para optar el grado académico de:

INGENIERA/O MECÁNICA/O

AUTORES:

CARMEN LISSETTE TISALEMA VILLAGÓMEZ

MARCO VINICIO ZURITA VILLAGÓMEZ

Riobamba - Ecuador

2024



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO
FACULTAD DE MECÁNICA
CARRERA DE MECÁNICA

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA RECTIFICADORA -
AFILADORA CON CONTROL AUTOMÁTICO DE CUCHILLAS
PLANAS**

Trabajo de Integración Curricular

Tipo: Proyecto Técnico

Presentado para optar el grado académico de:

INGENIERA/O MECÁNICA/O

AUTORES:

CARMEN LISSETTE TISALEMA VILLAGÓMEZ

MARCO VINICIO ZURITA VILLAGÓMEZ

DIRECTOR: ING. SANTIAGO ALEJANDRO LÓPEZ ORTIZ

Riobamba - Ecuador

2024

©2024, Carmen Lissette Tisalema Villagómez y Marco Vinicio Zurita Villagómez

Se autoriza la reproducción total o parcial, con fines académicos, por cualquier medio o procedimiento, incluyendo las citas bibliográficas del documento, siempre y cuando se reconozca el Derecho de Autor.

Nosotros, CARMEN LISSETTE TISALEMA VILLAGÓMEZ Y MARCO VINICIO ZURITA VILLAGÓMEZ, declaramos que el presente Trabajo de Integración Curricular es de nuestra autoría y los resultados de este son auténticos. Los textos constantes en el documento que provienen de otra fuente están debidamente citados y referenciados.

Como autores asumimos la responsabilidad legal y académica de los contenidos de este Trabajo de Integración Curricular; el patrimonio intelectual pertenece a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo.

Riobamba, 08 de marzo 2024



Carmen Lissette Tisalema Villagómez
093127327-0






Marco Vinicio Zurita Villagómez
060474134-8

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO

FACULTAD DE MECÁNICA

CARRERA DE MECÁNICA

El Tribunal del Trabajo de Integración Curricular certifica que: El Trabajo de Integración Curricular; Tipo: Proyecto Técnico, **DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA RECTIFICADORA -AFILADORA CON CONTROL AUTOMÁTICO DE CUCHILLAS PLANAS**, realizado por la señorita **CARMEN LISSETTE TISALEMA VILLAGÓMEZ** y el señor **MARCO VINICIO ZURITA VILLAGÓMEZ**, ha sido minuciosamente revisado por los Miembros del Tribunal del Trabajo de Integración Curricular, el mismo que cumple con los requisitos científicos, técnicos, legales, en tal virtud el Tribunal Autoriza su presentación.

	FIRMA	FECHA
Ing. Sócrates Miguel Aquino Arroba PRESIDENTE DEL TRIBUNAL		2024-06-28
Ing. Santiago Alejandro López Ortiz DIRECTOR DEL TRABAJO DE INTEGRACIÓN CURRICULAR		2024-06-28
Ing. John German Vera Luzuriaga ASESOR DEL TRABAJO DE INTEGRACIÓN CURRICULAR		2024-06-28

DEDICATORIA

Quiero dedicar este trabajo de titulación a mis padres, Gilberto Tisalema y Ana Villagómez, cuya orientación, amor y apoyo incondicional han sido mi mayor fortaleza a lo largo de este exigente trayecto académico. A mis hermanas, Evelyn y Dayana, les agradezco por estar a mi lado en los momentos más difíciles, ofreciéndome su valioso consejo y compartiendo risas que iluminaron mi camino. A mi hermano, Saul, le reconozco como un mentor en mi aprendizaje de la mecánica aplicada a la vida real. Y a mi novio, Alexis Castro, mi compañero constante, le doy las gracias por su amor y apoyo inquebrantables. A cada uno de ustedes, les debo mi gratitud por ser parte fundamental de este logro.

Carmen

Dedico este trabajo a todas las personas que han aportado su granito de arena para que este gran sueño se haya hecho realidad, a mi familia por siempre ser el apoyo incondicional durante todo este recorrido, a mis padres Marco Zurita y Esmilda Villagómez, por siempre ser mi ejemplo de superación y mi completa inspiración, a mi hermana Valeria, por ser mi ángel guardián desde el momento de mi nacimiento, y a mi novia Génesis por ser un gran apoyo en este camino tan difícil. Este largo camino llegó a su fin y agradezco a todos los que formaron parte de él con su apoyo y enseñanzas, este triunfo también es de ustedes.

Marco

AGRADECIMIENTO

Quiero expresar mi más profundo agradecimiento a todas las personas que han sido parte de este viaje académico. A Dios y mi familia, por su amor incondicional, comprensión y sacrificio para permitirme perseguir mis metas. A mi novio, amigos y seres queridos, por su ánimo inquebrantable y su presencia constante. Este logro no hubiera sido posible sin ustedes. Gracias por ser parte de este importante capítulo de mi vida académica.

Carmen

Agradezco a Dios por permitirme un logro más en la vida, por darme la salud, sabiduría y responsabilidad para alcanzar esta meta que desde un inicio se fijó, también agradezco a todos los docentes que formaron parte positiva en mi educación como ingeniero y a mi familia, amigos y mi novia, parte esencial en este camino y que junto a ellos se alcanzó tan anhelado sueño.

Marco

ÍNDICE DE CONTENIDO

ÍNDICE DE TABLAS	XV
ÍNDICE DE ILUSTRACIONES.....	XVI
ÍNDICE DE GRÁFICOS.....	XIX
ÍNDICE DE ANEXOS	XX
RESUMEN.....	XXI
SUMMARY	XXII
INTRODUCCIÓN	1
CAPÍTULO I.....	2
1. DIAGNOSTICO DEL PROBLEMA	2
1.1. Antecedentes.....	2
1.2. Planteamiento del problema	2
1.3. Justificación.....	3
1.4. Alcance.....	3
1.5. Objetivos.....	4
1.5.1. Objetivo General	4
1.5.2. Objetivos Específicos.....	4
CAPÍTULO II	5
2. MARCO TEÓRICO	5
2.1. Muela de rectificar.....	5
2.1.1. Definición	5
2.1.2. Tamaño del grano	5
2.1.3. Forma y dimensiones.....	6
2.1.4. Tipos de abrasivos	7

2.1.5.	Aglomerante.....	8
2.1.6.	Dureza.....	8
2.2.	Regímenes de corte durante el rectificado.....	8
2.2.1.	Velocidad circunferencial de la muela de rectificar.....	8
2.2.2.	Avance circular de la pieza	9
2.2.3.	Profundidad de rectificación (avance transversal).....	9
2.2.4.	Avance longitudinal.....	10
2.3.	Temperatura.....	10
2.3.1.	Chispas	11
2.3.2.	Revenido.....	11
2.3.3.	Quemado	11
2.3.4.	Agrietamiento por calor.....	12
2.3.5.	Esfuerzos residuales	12
2.4.	Fuerzas de rectificado en superficies planas	12
2.4.1.	Energía específica	13
2.5.	Cuchillas Industriales.....	14
2.5.1.	Tipos de cuchillas.....	14
2.5.1.1.	Cuchillas para Chatarra	14
2.5.1.2.	Cuchillas Circulares	14
2.5.1.3.	Cuchillas Rectas	14
2.5.1.4.	Cuchillas de Reciclado	15
2.5.1.5.	Cizallas	15
2.5.2.	Sujeción de cuchillas	15
2.5.2.1.	Campo magnético.....	15
2.5.2.2.	Fijación por mordazas	15
2.5.2.3.	Fijación por vacío.....	16
2.6.	Diseño estructural.....	17
2.6.1.	Carga viva	17
2.6.2.	Carga muerta.....	17

2.6.3. Combinaciones de carga	17
2.7. Fluidos de corte	18
2.7.1. Tipos de fluidos de corte	18
2.7.2. Funciones de los fluidos de corte.....	18
2.7.2.1. Lubricación	18
2.7.2.2. Refrigeración.....	18
2.7.2.3. Eliminación de viruta	18
2.7.2.4. Protección contra la corrosión.....	18
2.8. Diseño del sistema mecánico	19
2.8.1. Diseño mecánico	19
2.8.1.1. Diseño estático	19
2.8.1.2. Diseño a torque	21
2.8.1.3. Diseño a fatiga.....	22
2.8.2. Sistema de afilado.....	27
2.8.2.1. Diseño del tornillo de potencia.....	27
2.8.2.2. Diseño de la tuerca	29
2.8.2.3. Rigidez del sujetador.....	30
2.8.2.4. Rigidez del elemento.....	32
2.8.2.5. Uniones a tensión cargada en forma estática con precarga	33
2.8.3. Diseño del sistema porta cuchillas	34
2.8.3.1. Movimiento lineal mediante tornillo de potencia.....	35
2.8.3.2. Diseño de ejes	35
2.9. Diseño del control automático	36
2.9.1. Selección de actuadores electrónicos y mecánico.....	36
2.9.1.1. Motores	36
2.9.1.2. Bombas centrifugas.....	37
2.9.2. Sensores	38
2.9.2.1. Temperatura.....	38
2.9.2.2. Final de carrera.....	39

2.9.3. Bomba de recirculación	39
2.9.3.1. Funcionamiento.....	39
2.9.3.2. Caudal	40
2.9.4. Automatización Mecánica (Lógica Cableda).....	43
2.9.4.1. Control de mando y potencia	43
2.9.4.2. Contactor.....	43
2.9.4.3. Variador de velocidad.....	44
2.9.5. Tablero de control eléctrico	45
2.9.5.1. Normas para la elaboración de tableros eléctricos	45
2.9.5.2. Botoneras	46
CAPÍTULO III.....	47
3. MARCO METODOLÓGICO.....	47
3.1. Estudio de alternativas según norma alemana VDI 2221	47
3.1.1. Lista de Exigencias	47
3.1.2. Determinación de las funciones y su estructura.	48
3.1.2.1. Abstracción de la Caja Negra.....	48
3.1.2.2. Secuencia de Operaciones: Descripción de Procesos.....	49
3.1.2.3. Secuencia de Operaciones.....	49
3.1.2.4. Estructura de Funciones.	49
3.1.3. Matriz Morfológica.	50
3.1.4. Evaluación Técnico-Económica.	52
3.2. Diseño mecánico.....	54
3.2.1. Selección de la piedra de afilar.....	54
3.2.2. Selección del motor.....	55
3.2.2.1. Cálculo de la potencia de motor requerida.....	55
3.2.3. Sistema de afilado.....	56
3.2.3.1. Tornillo de potencia.....	56

3.2.3.2.	Tuerca	62
3.2.3.3.	Sistema porta cuchillas.....	63
3.2.3.4.	Pernos	70
3.2.3.5.	Rodamientos.....	72
	3.2.4. Sistema de avance.....	74
3.2.4.1.	Tornillo de avance lineal	74
3.2.4.2.	Motorreductor	80
3.2.4.3.	Selección de piñón y catalina	81
3.2.4.4.	Cadena	84
	3.2.5. Sistema de refrigeración	85
3.2.5.1.	Fluido de corte.....	85
3.2.5.2.	Caudal	86
3.2.5.3.	Selección de la bomba.....	89
	3.3. Prototipo modelación y simulación	90
	3.3.1. Diseño CAD.....	90
3.3.1.1.	Diseño bancada	91
3.3.1.2.	Diseño estructura base.....	92
3.3.1.3.	Diseño sistema porta cuchillas	93
3.3.1.4.	Diseño carro móvil.....	95
3.3.1.5.	Diseño sistema avance lineal.....	96
3.3.1.6.	Mecanismo de refrigeración.....	98
	3.3.2. Implementación de elementos finitos ANSYS.....	99
3.3.2.1.	Diseño de pernos en la estructura móvil vertical	99
3.3.2.2.	Pretensión en pernos	100
3.3.2.3.	Calidad de malla.....	100
3.3.2.4.	Convergencia de resultados.....	101
3.3.2.5.	Análisis del sistema porta cuchillas	102
3.3.2.6.	Análisis de los pernos.....	104
3.3.2.7.	Resultado dinámico entre la cuchilla y piedra de afilar.....	106

3.4.	Construcción y montaje de la maquina	107
3.4.1.	Chapa Metálica.....	107
3.4.2.	Torneado.....	108
3.4.3.	Fresado	108
3.4.4.	Soldado	108
3.4.5.	Bancada	108
3.4.6.	Estructura base.....	109
3.4.7.	Mecanismo porta cuchillas	110
3.4.8.	Carro móvil.....	111
3.4.9.	Mecanismo lineal	113
3.4.10.	Sistema de refrigeración	114
3.5.	Automatización del Sistema.....	114
3.5.1.	Automatizado.....	115
 CAPÍTULO IV		119
4.	RESULTADOS	119
4.1.	Análisis mediante softwares de apoyo.....	119
4.1.1.	Implementación de elementos finitos.....	119
4.1.1.1.	Análisis de deformación y esfuerzos en la máquina.	119
4.1.1.2.	Condiciones de borde para el análisis estructural	119
4.1.1.3.	Convergencia.....	119
4.1.1.4.	Soldadura	120
4.1.1.5.	Análisis modal y convergencia	121
4.1.2.	Resultados modales	122
4.2.	Evaluación y comprobación del funcionamiento	124
4.3.	Análisis de Costo	126
4.3.1.	Costos Directos	126
4.3.2.	Costos Indirectos	129

4.3.3. Costo Total	129
CAPÍTULO V.....	130
5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	130
5.1. Conclusiones.....	130
5.2. Recomendaciones.....	131
BIBLIOGRAFÍA.....	1
ANEXOS.....	4

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2-1: Velocidad circunferencial de la muela de rectificar según su tipo de aglomerante....	9
Tabla 2-2: Profundidad de pasada en mm para rectificado en superficies planas.	9
Tabla 2-3: Velocidad de avance en m/min en rectificado para superficies planas.	10
Tabla 2-4: Requisitos de energía específica en el rectificado plano.....	11
Tabla 2-5: Factores de concentración del esfuerzo de fatiga k_f de elementos roscados.	25
Tabla 2-6: Coeficientes de fricción f de pares roscados.....	29
Tabla 2-7: Coeficientes de fricción de collarín de empuje.....	29
Tabla 3-1: Lista de Exigencias	47
Tabla 3-2: Matriz Morfológica.....	50
Tabla 3-3: Evaluación Técnica.....	52
Tabla 3-4: Evaluación Económica	53
Tabla 3-5: Parámetros de la muela de afilar seleccionada	55
Tabla 3-6: Esfuerzos de Corte y Tracción de los Pernos.....	71
Tabla 3-7: Características físicas – químicas de la taladrina.....	86
Tabla 3-8: Valores de los coeficientes por pérdidas de accesorios en la manguera.	88
Tabla 3-9: Parámetros de la bomba de agua.....	90
Tabla 3-10: Componentes de la configuración de la bancada.	91
Tabla 3-11: elementos de la configuración del contenedor porta cuchillas.....	92
Tabla 3-12: Elementos de la configuración del contenedor porta cuchillas.....	93
Tabla 3-13: Elementos del carro móvil.	95
Tabla 3-14: Componentes del sistema de desplazamiento lineal.	97
Tabla 3-15: Componentes del sistema de desplazamiento lineal.	98
Tabla 3-16: Convergencia de resultados mediante ANSYS.....	101
Tabla 3-17: Esfuerzos cortantes y axiales en los pernos más críticos.	105
Tabla 3-18: Factores de seguridad de pernos.	105
Tabla 4-1: Convergencia de resultados.	120
Tabla 4-2: Convergencia de modos vibracionales.....	122
Tabla 4-3: Rugosidad Promedio de las Cuchillas de Referencia.....	125
Tabla 4-4: Rugosidad Promedio de las Cuchillas de Prueba.....	125
Tabla 4-5: Costos Directos de materia prima.....	126
Tabla 4-6: Costos Directos de maquinaria y herramientas.....	128
Tabla 4-7: Costos Directos Totales.....	129
Tabla 4-8: Tabulación de los Costos Indirectos.....	129
Tabla 4-9: Tabulación de los Costos Totales	129

ÍNDICE DE ILUSTRACIONES

Ilustración 2-1: Esquema del proceso de rectificado de superficie plana.....	5
Ilustración 2-2: Tipos y dimensiones de la muela de rectificar.....	6
Ilustración 2-3: Tipos de muelas para rectificar.	7
Ilustración 2-4: Formación de virutas y surcado.	13
Ilustración 2-5: Requerimientos aproximados de energía específica para rectificado de superficies.	14
Ilustración 2-6: Fundamento del funcionamiento de los platos de imán permanente.	15
Ilustración 2-7: Procedimiento para sujetar la pieza de trabajo en la mordaza.	16
Ilustración 2-8: Fijación por Vacío.	16
Ilustración 2-9: Clasificación de los fluidos de corte (según ISO 6743/71986 (E))......	19
Ilustración 2-10: Resistencia mínima a la tensión y los valores de a y b.	23
Ilustración 2-11: Efecto de la temperatura de operación en la resistencia a la tensión del acero.....	24
Ilustración 2-12: Factores de confiabilidad de algunas confiabilidades estándar especificada.	24
Ilustración 2-13: Diagrama de fatiga donde se proporcionan varios criterios de falla.	25
Ilustración 2-14: Tornillo de potencia	27
Ilustración 2-15: Geometría de rosca cuadrada	29
Ilustración 2-16: Compresión de un elemento con las propiedades elásticas equivalentes representadas por un tronco de un cono hueco.....	32
Ilustración 2-17: Partes de un motor eléctrico.....	37
Ilustración 2-18: Esquema de una bomba centrífuga	38
Ilustración 2-19: Sensores de temperatura	39
Ilustración 2-20: Final de carrera	39
Ilustración 2-21: Diagrama de flujo de una bomba de recirculación de agua.	40
Ilustración 2-22: Rugosidad de la tubería.....	41
Ilustración 2-23: Tabla de propiedades del agua.	42
Ilustración 2-24: Diagrama de potencia y control de un motor trifásico.....	43
Ilustración 2-25: Contactador y su simbología	44
Ilustración 2-26: Variador de frecuencia	44
Ilustración 2-27: Tipos de botoneras industriales.....	46
Ilustración 3-1: Caja Negra.	48
Ilustración 3-2: Secuencia de operaciones del proceso.	49
Ilustración 3-3: Estructura de funciones para el diseño de la Afiladora-Rectificadora.	50
Ilustración 3-4: Gráfica Evaluación Técnica-Económica.....	53

Ilustración 3-5: Selección muela de afilar-rectificar	54
Ilustración 3-6: Selección muela de rectificar en Sistema Ingles.....	54
Ilustración 3-7: Peso de la piedra de afilar de copa forma 6.	55
Ilustración 3-8: Catálogo de motores marca WEG.....	56
Ilustración 3-9: Tornillo de potencia del motor	57
Ilustración 3-10: Rosca ACME	57
Ilustración 3-11: Momento flector máximo para un diámetro de ½ in.....	66
Ilustración 3-12: Deformación máxima para un diámetro de ½ in.....	67
Ilustración 3-13: Momento flector máximo para un diámetro de 1 in.....	67
Ilustración 3-14: Deformación máxima para un diámetro de 1 in.....	68
Ilustración 3-15: Momento flector máximo para un diámetro de 1 ½ in.....	68
Ilustración 3-16: Deformación máxima para un diámetro de 1 ½ in.....	69
Ilustración 3-17: Momento flector máximo para un diámetro de 1 ¾ in.....	69
Ilustración 3-18: Deformación máxima para un diámetro de 1 ¾ in.....	70
Ilustración 3-19: Pernos a estudiar mediante el cálculo del factor de seguridad.....	70
Ilustración 3-20: Rodamientos rígidos de bolas NTN.....	73
Ilustración 3-21: Distribución de los rodamientos rígidos de bolas en el carro móvil.....	74
Ilustración 3-22: Rosca cuadrada	74
Ilustración 3-23: Motor YS7124 de 0.5 hp.....	81
Ilustración 3-24: Reductor NMRV040 71B14/08.	81
Ilustración 3-25: Selección del piñón según su relación de transmisión y numero de dientes de la corona.	82
Ilustración 3-26: Selección de la corona de 37 dientes HONDA 100 C BIZ.	83
Ilustración 3-27: Selección del piñón de 17 dientes HONDA 125 CG.	83
Ilustración 3-28: Velocidad lineal mediante SolidWorks.	84
Ilustración 3-29: Parámetros de una cadena simple para moto.	85
Ilustración 3-30: Selección de una cadena de moto 428H.	85
Ilustración 3-31: Catálogo de bombas axiales de agua.	89
Ilustración 3-32: Bomba de agua PBP-50 de ½ hp.	90
Ilustración 3-33: Diseño en SolidWorks de la maquina afilado – rectificado de cuchillas planas.	91
Ilustración 3-34: Estructura de soporte “bancada” de la máquina.....	92
Ilustración 3-35: Estructura soporte del porta cuchillas.	93
Ilustración 3-36: Sistema porta cuchillas.	94
Ilustración 3-37: Chumacera de pared.....	95
Ilustración 3-38: Diseño del sistema carro móvil.....	96
Ilustración 3-39: Mecanismo de desplazamiento lineal.	97

Ilustración 3-40: CAD del mecanismo de refrigeración.....	98
Ilustración 3-41: Configuración de pernos.....	99
Ilustración 3-42: Fuerzas y momentos que actúan en los pernos.	100
Ilustración 3-43: Pretensión de los pernos.....	100
Ilustración 3-44: Calidad de malla en el estudio de pernos.....	101
Ilustración 3-45: Deformación máxima en el sistema porta cuchillas.....	102
Ilustración 3-46: Diagramas de cortante y flector del porta cuchillas.....	103
Ilustración 3-47: Factor de seguridad máximo del sistema porta cuchillas.....	103
Ilustración 3-48: Fuerza de corte del mecanismo porta cuchillas.	103
Ilustración 3-49: Deformación máxima en los pernos críticos.....	104
Ilustración 3-50: Esfuerzo máximo en el perno más crítico.....	104
Ilustración 3-51: Factores de seguridad en pernos.	106
Ilustración 3-52: Esfuerzo normal máximo del análisis dinámico cuchilla – piedra de afilar..	106
Ilustración 3-53: Alcance máximo de la viruta y chispas producida mediante el mecanizado de la cuchilla.	107
Ilustración 3-54: Bancada de la maquina afiladora – rectificado	109
Ilustración 3-55: Estructura base mediante chapa metálica.....	109
Ilustración 3-56: Rectificado de la mesa porta cuchillas en una fresadora	110
Ilustración 3-57: Chumaceras de pared con el bocín de nylon.....	110
Ilustración 3-58: Calibración del sistema porta cuchillas y palanca de movimiento.	111
Ilustración 3-59: Placa circular de inclinación y mordazas de sujeción.....	111
Ilustración 3-60: Ruedas y base rectangular del carro móvil.	112
Ilustración 3-61: Cola de milano para un motor de 2 hp.....	112
Ilustración 3-62: Volante del tornillo y piedra de afilar.	113
Ilustración 3-63: Tornillo de avance lineal y bocines de acople.....	113
Ilustración 3-64: Sistema de avance lineal y motorreductor.....	114
Ilustración 3-65: Sistema de refrigeración.	114
Ilustración 3-66: Circuito Eléctrico y Circuito de Control en Cade-Simu	115
Ilustración 3-67: Simulación del movimiento de IDA de la máquina en Cade-Simu	116
Ilustración 3-68: Simulación del movimiento de VUELTA de la máquina en Cade-Simu	116
Ilustración 3-69: Panel de Control.....	116
Ilustración 3-70: Máquina afiladora de cuchillas planas.	118
Ilustración 4-1: Eje x análisis modal.	123
Ilustración 4-2: Eje y análisis modal	123
Ilustración 4-3: Eje z análisis modal.	124
Ilustración 4-16: Cuchillas sin afilar.	125
Ilustración 4-17: Cuchillas Afiladas.	126

Ilustración 0-1: Esquema del Circuito de Potencia de la Máquina.....	12
Ilustración 0-2: Panel de Control.....	13
Ilustración 0-3: Mordazas de Sujeción.....	14
Ilustración 0-4: Sistema de ajuste de Rotación de la Muela.....	14
Ilustración 0-5: Mecanismo de nivelación de la profundidad del Afilado.	15
Ilustración 0-6: Interior del Panel de Control.....	15
Ilustración 0-7: Botón de Encendido del Motor, Panel de Control.	16
Ilustración 0-8: Botón de Encendido del Movimiento del Carrete, Panel de Control.....	16
Ilustración 0-9: Esquema del Circuito de Control.	17

ÍNDICE DE GRÁFICOS

Gráfico 3-1: Convergencia mediante ANSYS.	102
Gráfico 4-1: Convergencia.....	120
Gráfico 4-2: Análisis del esfuerzo de Von Mises en la soldadura.....	121
Gráfico 4-3: Factor de seguridad en los cordones de soldadura.	121
Gráfico 4-4: Convergencia de los tres modos vibracionales.....	122

ÍNDICE DE ANEXOS

ANEXO A: DISEÑO DEL TORNILLO DE POTENCIA DE ROSCA ACME

ANEXO B: DISEÑO DEL SISTEMA PORTA CUCHILLAS

ANEXO C: DISEÑO DEL TORNILLO DE POTENCIA DE ROSCA CUADRADA

ANEXO D: MANUAL DE OPERACIÓN DE LA MÁQUINA

ANEXO E: CONDICIONES DE SEGURIDAD

ANEXO F: PROTOCOLO DE MANTENIMIENTO

ANEXO G: HOJA DE DATOS TÉCNICOS

ANEXO H: RECOLECCIÓN DE DATOS RUGOSIDAD DE LAS CUCHILLAS

RESUMEN

En base a la investigación bibliográfica se pudo determinar que en Ecuador las máquinas afiladoras en su totalidad son manuales, es por ello que en el presente trabajo de titulación se plantea mejorar esta metodología adaptando conceptos bibliográficos y de la carrera para realizar un diseño óptimo y una correcta automatización. Se realizó el diseño 3D mediante el software SolidWorks, para la simulación de esfuerzos, cálculo de fuerzas, tolerancias y factores de seguridad se utilizó el software ANSYS y softwares especializados para complementar, adicional a ello ANSYS fue utilizado para la verificación de la calidad de malla y análisis de Convergencia y el software complementario para verificar la convergencia y soldaduras. Para la correcta selección de los materiales y procesos se utilizó la norma VDI 2221 en la cual se pudo balancear diferentes soluciones propuestas y seleccionar la que mejor se adapte a nuestras necesidades tanto técnicas como económicas. En el trabajo se destacan los conocimientos en Diseño de Elementos de Máquinas para el diseño de los tornillos de potencia utilizados, así como la selección de materiales tales como: Rodamientos, el piñón y la catalina de la transmisión, la cadena necesaria a utilizar, entre otros elementos. Para el proceso de la automatización se utilizó un método mecánico el cual consistía en brindar el movimiento automático con el accionamiento de finales de carrera los cuales permitían que el carrito móvil pueda desplazarse de lado a lado. Finalmente se realizaron pruebas de funcionamiento en las cual se evidenció un correcto funcionamiento del equipo realizando pruebas con cuchillas de diferentes medidas haciendo énfasis en las cuchillas de 3 mm obteniendo así una conclusión de que para estas cuchillas se requerirán 2 pasadas para completar su afilado y que se requerirán 2 pasadas extras por cada 5 mm de aumento en espesor de cuchilla.

Palabras Clave: <MÁQUINA AFILADORAS> <ANÁLISIS DE CONVERGENCIA>
<NORMA VDI 2221> <SELECCIÓN DE MATERIALES> <AUTOMATIZACIÓN>
<AFILADO DE CUCHILLAS>

1040-DBRA-UPT-2024



SUMMARY

Based on the bibliographic research, it was determined that in Ecuador, the sharpening machines are entirely manual, which is why this research proposes improving this methodology by adapting bibliographic and career concepts to carry out an optimal design and correct automation. The 3D design used SolidWorks software, for the simulation of efforts and calculate forces, tolerances, and safety factors; the ANSYS software and specialized software complemented it. In addition, ANSYS was used for verify the mesh quality and Convergence analysis, and complementary software was to verify convergence and welds. For the correct selection of materials and processes, the VDI 2221 standard was used, which made it possible to balance different proposed solutions and select the one that best suits our technical and economic needs. The work highlights the knowledge of Machine Elements Design for the design of the power screws used, as well as the selection of materials such as Bearings, the pinion and Catalina of the transmission, and the chain necessary to use, among other elements. A mechanical method was used for process to provide automatic movement with the actuation of limit switches that would allow the mobile reel to move from side to side. Finally, functional tests were carried out in which correct operation of the equipment was evidenced by carrying out tests with blades of different sizes, emphasizing the 3 mm blades, thus obtaining a conclusion that for these blades, two passes will be required to complete their sharpening and that two additional passes will be required for every 5 mm increase in blade thickness.

KEYWORDS: <SHARNING MACHINE> <CONVERGENCE ANALYSIS> <VDI 2221 STANDARD> <MATERIAL SELECTION> <AUTOMATION> <BLADE SHARPENING>



Lic. Sandra Leticia Guijarro Paguay

C.I.: 0603366113

INTRODUCCIÓN

En Ecuador, la demanda de mantenimiento regular para cuchillas planas utilizadas en molinos para triturar plástico y en máquinas cepilladoras de madera ha aumentado significativamente. La mayoría de las industrias optan por reemplazar las cuchillas en lugar de darles mantenimiento, debido a la complejidad y el tiempo que esto implica, ya que resulta en pérdidas económicas menores al cambiar las cuchillas en lugar de realizar el mantenimiento adecuado.

En la actualidad, existen diversas máquinas que pueden simplificar este proceso. Sin embargo, el principal desafío radica en que estas máquinas no están disponibles localmente en Ecuador. Importarlas del extranjero implica demoras en la entrega y costos adicionales significativos relacionados con la importación.

Con la construcción de la máquina que estamos desarrollando, nuestro objetivo es revolucionar el campo del afilado de cuchillas planas. Con la incorporación de un control automático que elimina la necesidad de que un operador esté presente durante todo el proceso. De esta manera, queremos brindar a las industrias una solución más rápida y económica, evitando la necesidad de importar estas máquinas desde el extranjero.

CAPÍTULO I

1. DIAGNOSTICO DEL PROBLEMA

1.1. Antecedentes

El origen del afilado se originó desde tiempos muy remotos en los cuales utilizaban piedras para el afilado de herramientas de caza, al pasar el tiempo se mejoraron estos procesos primitivos y con la ayuda de mecanismos parecidos a los de la bicicleta se crearon los primeros afiladores manuales, los cuales funcionaban a pedal. Con la llegada de la revolución industrial se logra adaptar a este mecanismo un motor para que el usuario ya no le dé movimiento y simplemente realice la operación del afilado. Al pasar el tiempo se crearon nuevas máquinas que requirieron diferentes tipos de cuchillas tales como los tornos, molinos, cepillos de madera, etc., volviéndose así una necesidad más grande contar con afiladoras rápidas y a la vez eficientes, siendo así que para satisfacer esta necesidad se plantea la creación de una máquina afiladora convencional, es decir, que tiene que ser manejada por un operario durante todo el proceso.

Actualmente en la industria maderera se viene incrementando la fabricación de modelos de máquinas para trabajar en diferentes tipos de maderas, para la elaboración de muebles, puertas y demás trabajos. Sin embargo, el trabajo se dificulta por el bajo rendimiento de las cuchillas en las máquinas existentes por lo cual no se satisface la calidad del producto, por lo que es necesario diseñar una máquina afiladora con un sistema de avance automático que cumpla con las funciones requeridas, con el fin de obtener un producto a bajo costo y de mejor calidad. En la actualidad el afilado de cuchillas de las máquinas que trabajan la madera, como planeadoras, cepilladoras, etc.; es realizado mediante un sistema manual, esto no satisface las condiciones de acabado requeridas para el correcto funcionamiento de estas, además de ser un proceso bastante tedioso y cansado, aspectos que son causa de fatiga en el operario de la máquina. (Arias Gualavisí, y otros, 2011)

Una de la problemática actual es que, aunque existen máquinas de última tecnología para realizar diferentes actividades como es el rectificado de cuchillas; dichas máquinas no son tan accesibles ya que estas requieren ser importadas de otro país y a costos muy elevados. (Claudio Guerrero, y otros, 2013)

1.2. Planteamiento del problema

En la actualidad la industria de la madera y del plástico, se enfrentan a un desafío significativo: el desgaste de las cuchillas de las máquinas. las cuales se producen en un tiempo de uno a tres días debido a su uso continuo o por mal manejo dentro del sector de la madera, mientras que para el sector del plástico su rectificación se la realiza una vez por semana, lo que conduce a interrupciones innecesarias en la producción. Estos periodos de inactividad representan pérdidas significativas tanto en tiempo como en recursos financieros para el sector industrial. El tiempo de operatividad se encuentra en un rango de dos a tres meses y de un año respectivamente, sus valores

representan una gran pérdida monetaria que van desde los 47 \$ hasta los 300 \$ cada una dependiendo de su espesor como de su tamaño.

Para abordar este problema, se plantea la idea de diseñar y construir una máquina innovadora que permita el afilado y rectificado de las cuchillas con control automático para su desplazamiento juntamente con el ON/OFF del esmeril. Este dispositivo eliminaría la necesidad de que un operador supervise el proceso de forma constante, en el cual solo sería necesario intervenir para sujetar y posicionar la cuchilla plana, así como ajustar su ángulo de operación para garantizar un acabado óptimo. Este avance tecnológico promete mejorar la eficiencia y la productividad en la producción de plástico y madera, reduciendo al mínimo las pérdidas de tiempo y recursos.

1.3. Justificación

En el año 2021 según (Subgerencia de Análisis de Productos y Servicios 2023b), había un total de 227 compañías involucradas en la silvicultura y la extracción de madera, con un notable 55 % de ellas ubicadas en la provincia del Guayas. Simultáneamente, en el sector del plástico según (Subgerencia de Análisis de Productos y Servicios 2023a), 280 empresas se dedicaron a la manufactura y mejora de diversos productos en todo el país. Por esta razón, es esencial dirigir nuestros esfuerzos hacia la satisfacción de las necesidades de estas industrias en lo que respecta al procesamiento de madera y plástico.

Con este trabajo se quiere solventar la problemática presente en las industrias que utilizan este tipo de cuchillas dado que desecharlas conllevaría a un gasto progresivo y sin sentido dado que con tratamiento dichas cuchillas pueden volver a ser útiles; por otro lado, el tiempo que conlleva darle tratamiento a estas cuchillas es proporcional al tiempo en el que la máquina pasará sin operar y con esto la producción y las ganancias bajarán.

En este contexto surge otra iniciativa que es la de importar la máquina del exterior, pero esto igual conllevaría tiempo y en términos de transporte el precio de la máquina resultará muy extenso, en este trabajo se plantea una máquina rápida, eficaz y automatizada que solventa estos problemas.

1.4. Alcance

Con este proyecto se quiere llegar a las industrias dedicadas al procesamiento de plásticos y a aquellas en las que es común utilizar cepilladoras de madera, en las cuales el principal problema es el afilado de sus cuchillas, siendo así una necesidad fundamental acelerar este proceso para que la productividad no disminuya y se aproveche al máximo el tiempo de producción.

También se busca solucionar la problemática existente en el país que al no contar con maquinaria que solucione esta problemática se recurre a importar de otros países y que por cuestiones de costos y tiempos es complicado adquirirlas, es por ello por lo que se plantea el diseño y construcción de una rectificadora-afiladora de cuchillas que utilice control automático en su operación, solucionando así la problemática planteada.

Se diseñará una máquina que cumpla con los requerimientos mencionados y será validada mediante simulaciones en diversos softwares tanto de diseño mecánico como de sistemas de

control, siendo así que se plantea las tolerancias de operación para cuchillas de hasta sesenta y cinco centímetros de longitud y dos centímetros de espesor, también facilitando el ingreso del ángulo de inclinación del afilado de la cuchilla que estará comprendido entre los 0 y 270 grados de manera manual dependiendo de las necesidades del usuario.

1.5. Objetivos

1.5.1. *Objetivo General*

Diseñar y construir una rectificadora-afiladora con control automático de cuchillas planas.

1.5.2. *Objetivos Específicos*

- Realizar un estudio bibliográfico para determinar los requerimientos técnicos y características de una afiladora-rectificadora de cuchillas planas.
- Aplicar la metodología de diseño conceptual para definir las alternativas de solución y seleccionar la opción óptima.
- Elaborar el diseño detallado de la máquina mediante la comprobación de la resistencia mecánica de sus componentes principales a través de la simulación numérica.
- Realizar la construcción y montaje de la máquina, además de implementar el sistema de control automático. Después, evaluar el desempeño de la máquina y la afiladura de las cuchillas a través de pruebas de validación.

CAPÍTULO II

2. MARCO TEÓRICO

2.1. Muela de rectificar

2.1.1. Definición

Una herramienta de rectificado de dientes es un instrumento de alta precisión que cuenta con numerosas puntas de corte, esta herramienta está conformada por granos abrasivos que se encuentran adheridos en una matriz de aglomerante, separados por poros; los granos abrasivos funcionan como las puntas de corte, mientras que el aglomerante desempeña la función de mantener unidos a los granos; los poros, que son espacios vacíos entre los granos abrasivos y el aglomerante, cumplen la función de permitir la entrada del refrigerante y facilitar la eliminación de virutas metálicas durante el proceso de rectificado. (Saint Gobain 2021, p. 136).

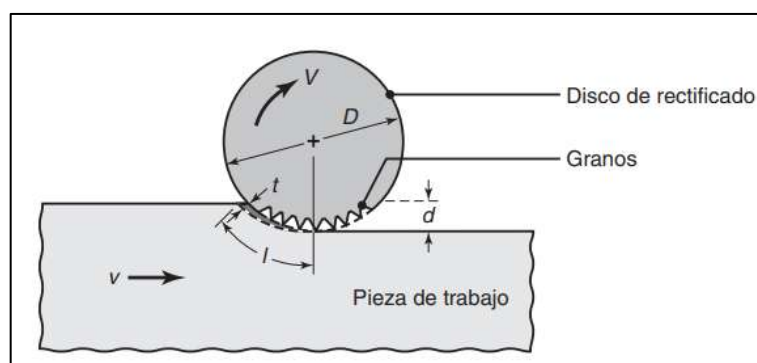


Ilustración 2-1: Esquema del proceso de rectificado de superficie plana.

Fuente: (Kalpakjian y Schmid 2008, p. 800).

2.1.2. Tamaño del grano

Se establece mediante un valor que representa la cantidad de mallas por pulgada lineal presentes en un tamiz por el cual pasa el grano en consideración, estos valores son estándares universales que definen la dimensión del grano: (TYROLIT 2011, p. 5).

- Grueso: 10-12-14-16-20-24.
- Mediano: 30-36-46-54-60.
- Fino: 70-80-90-100-120-150-180-220.
- Muy Fino: 240-280-320-400-500.

A medida que el grano abrasivo aumenta en grosor, disminuye el valor numérico asociado. Para lograr un desbaste rápido y económico en cualquier material, se debe optar por granos más gruesos en comparación con aquellos utilizados en el rectificado de precisión o acabado, donde la elección se inclina hacia granos más finos. (TYROLIT 2011, p. 5).

2.1.3. Forma y dimensiones

Existe una variedad de piedras para rectificar donde sus dimensiones y formas dependen de tipo de rectificación que va a realizar, así como la maquina a utilizar. Visualizar en las siguientes ilustraciones.

Tipos de rueda más usuales (Las flechas indican la cara de trabajo)				
Tipo	Denominación	Forma	Limitaciones	Medidas y orden exigidos
1	Rueda recta		$H \leq 0,67 D$	$D \times T \times H$
2	Anillo		$W \leq 0,17 D$	$D \times T - W =$
3	Rueda recta cónica de un lado		$H \leq 0,67 D$	$D / J \times T / U \times H$
4	Rueda recta cónica de los dos lados		$H \leq 0,67 D$	$D \times T / U \times H$ $V =$
5	Rueda recta con un rebaje		$H \leq 0,67 D$ $F \leq 0,5 T$	$D \times T \times H$ $P \times F$
6	Copa recta		$E \geq 0,2 T$	$D \times T \times H$ $W = E =$
7	Rueda recta con dos rebajes		$H \leq 0,67 D$ $F + G \leq 0,5 T$	$D \times T \times H$ $P \times F / G$
11	Copa cónica		$E \geq 0,2 T$	$D / J \times T \times H$ $W = E = K =$
12	Platillo		$E \geq 0,5 T$	$D / J \times T / U \times H$ $W = E = K =$

Ilustración 2-2: Tipos y dimensiones de la muela de rectificar.

Fuente: (TYROLIT 2011, p. 9).

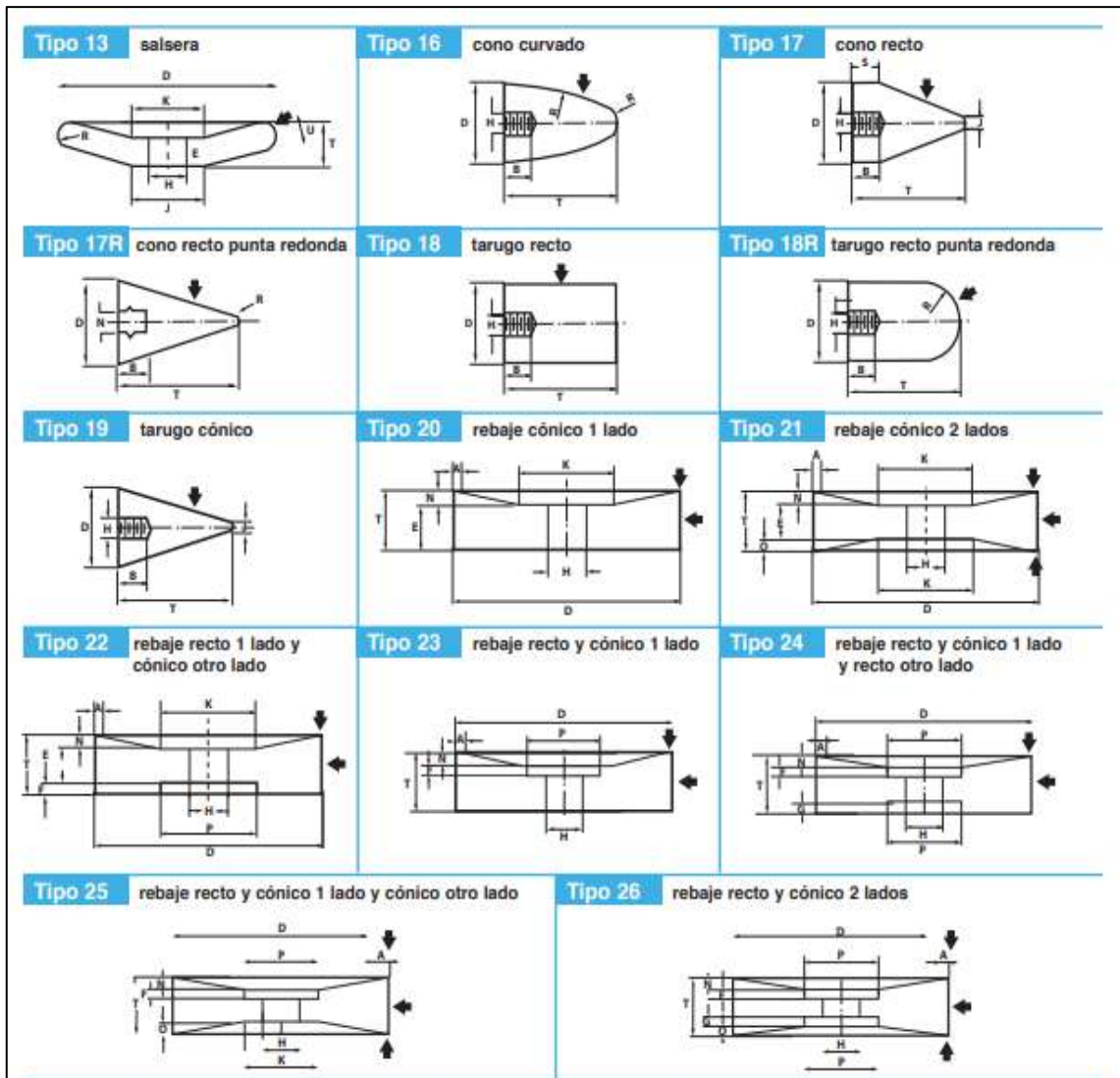


Ilustración 2-3: Tipos de muelas para rectificar.

Fuente: (TYROLIT 2011, p. 10).

2.1.4. Tipos de abrasivos

Se designa como abrasivo a cualquier partícula pequeña, resistente y no metálica que exhibe aristas afiladas. Los abrasivos interactúan con otros materiales mediante distintos tipos de esfuerzos mecánicos, como trituración, molienda, corte y pulido. (David Claudio Guerrero y Javier Segarra Muzo 2013, p. 13-14).

Los granos utilizados en la fabricación de abrasivos se producen mediante métodos controlados en hornos de arco eléctrico, lo que garantiza ciertos estándares de rectificado en términos de calidad y características de las ruedas abrasivas. Se emplean diversos materiales, como óxido de aluminio, carburo de silicio, circonio y materiales cerámicos. De los mencionados, se destacan como los abrasivos más comúnmente utilizados. (David Claudio Guerrero y Javier Segarra Muzo 2013, p. 13-14).

- Óxido de aluminio.
- Carburo de silicio.
- Nitruro de boro cúbico.
- Diamante.

2.1.5. *Aglomerante*

Al seleccionar el aglomerante para la muela abrasiva según (V.V. LOSKUTOV 1979), es fundamental tener en cuenta el proceso de rectificación y los requisitos relacionados con la rugosidad de la superficie. En la mayoría de las situaciones, se prefieren las muelas de rectificar con aglomerantes cerámicos debido a su notable estabilidad térmica y alta resistencia mecánica. Estos aglomerantes cerámicos se emplean en todas las muelas, incluidas aquellas destinadas al corte y las sometidas a impactos. En el último escenario, se aconseja utilizar muelas con aglomerantes bakelizados o vulcanizados, especialmente cuando hay riesgo de quemaduras y formación de grietas. (1979, p. 222-223).

2.1.6. *Dureza*

Es esencial seleccionar la dureza adecuada para la muela en función del tipo de rectificación, asegurándose de que los granos abrasivos se desprendan del cuerpo de la muela o se desmoronen en caso de que las aristas cortantes se desgasten, generando así nuevas aristas cortantes o revelando nuevos granos. Al determinar la dureza de la muela de rectificar, se siguen las siguientes pautas: para materiales mecanizados más duros, la muela debe ser relativamente más blanda, con la excepción de metales muy blandos y tenaces como aluminio, cobre, bronce y latón. (V.V. LOSKUTOV 1979, p. 222).

Cuando se realiza el rectificado con refrigeración, la dureza de la muela seleccionada es ligeramente mayor que en el caso del rectificado sin refrigeración. Al emplear la periferia de la muela para rectificar, se prefieren muelas más duras en comparación con el rectificado realizado con el flanco de la muela. En el caso del rectificado sin puntas, así como en la rectificación cilíndrica exterior de superficies planas, se opta por muelas de menor dureza. (V.V. LOSKUTOV 1979, p. 222).

2.2. Regímenes de corte durante el rectificado

2.2.1. *Velocidad circunferencial de la muela de rectificar*

Cada muela utilizada en las rectificadoras debe poseer una resistencia mecánica suficiente para prevenir la rotura durante su funcionamiento. Antes de ser instalada en la rectificadora, la muela debe someterse a una prueba girando en máquinas herramientas especiales a una velocidad que supere en un 50% la velocidad de trabajo, durante un período de 5 a 10 minutos, dependiendo del diámetro de la muela a ensayar. (V.V. LOSKUTOV 1979, p. 215).

Cuando se realiza el avance de forma manual, la velocidad de rectificado es menor en comparación con el avance mecánico. Esto se debe a que durante el avance mecánico se asegura una uniformidad que mantiene una carga constante en la muela, aspecto necesario en el caso del avance manual.(V.V. LOSKUTOV 1979, p. 215).

Según (V.V. LOSKUTOV 1979) la velocidad circunferencial de la muela de rectificar v_{m1} elige según el perfil de la muela y su aglomerante. (p. 215)

Tabla 2-1: Velocidad circunferencial de la muela de rectificar según su tipo de aglomerante.

	Velocidad circunferencial (m/s)
Aglomerante cerámico	30-35
Aglomerante bakelizado	35-50

Fuente: (V.V. LOSKUTOV 1979, p. 215).

Realizado por: Tisalema y Zurita, 2023.

2.2.2. *Avance circular de la pieza*

Incrementar la velocidad de rotación de la pieza a rectificar tiene como consecuencia la reducción del tiempo de contacto entre la herramienta y la superficie a trabajar, lo que resulta en una disminución de la temperatura de calentamiento de la pieza y evita la aparición de quemaduras. Sin embargo, al aumentar la velocidad de giro de la pieza en proceso, se presenta el riesgo de generar vibraciones. Por lo tanto, es esencial seleccionar la velocidad de la pieza dentro de rangos específicos. El límite inferior de la velocidad de rotación debe prevenir la aparición de quemaduras, mientras que el límite superior debe evitar las vibraciones. La elección de estos límites debe basarse en las normativas y datos específicos.(V.V. LOSKUTOV 1979, p. 216).

2.2.3. *Profundidad de rectificación (avance transversal)*

En el proceso de rectificado en desbaste, resulta beneficioso considerar una mayor profundidad de rectificación, siempre que esté permitida por las características de los granos de la muela, la pieza y la máquina herramienta. Sin embargo, es crucial no exceder una profundidad de rectificación que sea mayor al 0.05 del tamaño transversal del grano. Un aumento significativo en la profundidad de rectificación puede llevar a que los poros de la muela se llenen rápidamente con virutas metálicas, resultando en un ensuciamiento de la muela.(V.V. LOSKUTOV 1979, p. 216).

Tabla 2-2: Profundidad de pasada en mm para rectificado en superficies planas.

Material	Desbaste	Acabado
Acero sueve	0.03-0.06	0.005-0.02
Acero para herramientas	0.02-0.03	0.005-0.01
Fundición	0.08-0.16	0.02-0.05
Aleaciones ligeras	0.125-0.25	0.02-0.1

Fuente: (Bohórquez 2011, p. 5)

Realizado por: Tisalema y Zurita, 2023

2.2.4. Avance longitudinal

La medición del avance longitudinal se realiza en términos de la altura de la muela. Al aumentar el valor del avance longitudinal, se observa un incremento en la eficiencia del proceso, pero simultáneamente se produce un aumento en la rugosidad de la superficie a mecanizar.(V.V. LOSKUTOV 1979, p. 216).

Tabla 2-3: Velocidad de avance en m/min en rectificado para superficies planas.

Material	Tipo	Tipo de muela		
		De copa	De segmentos	Tangencial
Acero blando	Desbaste	8-10	10-12	10-15
	Acabado	1-8	6-10	6-10
Acero para herramientas	Desbaste	8-12	10-14	10-15
	Acabado	1-8	6-10	6-10
Fundición	Desbaste	8-0	10-12	10-15
	Acabado	1-8	6-10	6-10

Fuente: (Bohórquez 2011, p. 4)

Realizado por: Tisalema y Zurita, 2023.

2.3. Temperatura

El incremento de la temperatura podría tener efectos desfavorables en las características superficiales, dando lugar a posibles alteraciones metalúrgicas. La elevación de la temperatura puede generar tensiones residuales en la pieza de trabajo.(Kalpakjian y Schmid 2008, p. 802-803).

Los variados gradientes de temperatura presentes en la pieza de trabajo pueden ocasionar distorsiones debidas a la expansión y contracción térmica de su superficie, lo que complica la tarea de mantener un control preciso sobre las dimensiones. (Kalpakjian y Schmid 2008, p. 802-803).

Las temperaturas máximas durante el proceso de rectificado pueden ascender hasta los 1600 °C (3000 °F). No obstante, el lapso necesario para generar una viruta es sumamente breve, en el orden de microsegundos, lo que plantea la posibilidad de que la viruta se funda o no. Dado que las virutas desempeñan un papel crucial en la transferencia de una considerable porción del calor producido, de manera similar a lo que sucede en los procesos de maquinado de alta velocidad, solo se transfiere a la pieza de trabajo una fracción de dicho calor durante el rectificado. Si este mecanismo no estuviera presente, la tarea de rectificar piezas con una precisión dimensional suficiente resultaría altamente desafiante.(Kalpakjian y Schmid 2008, p. 803).

Tabla 2-4: Requisitos de energía específica en el rectificado plano.

Material de la pieza	Dureza	Energía específica	
		W s/mm ³	Hp min/pulg ³
Aluminio	150 HB	7-27	2.5-10
Hierro colado	215 HB	12-60	4.5-22
Acero al carbono (1020)	110 HB	14-68	5-25
Aleación de titanio	300 HB	16-55	6-20
Acero de herramientas	67 HRC	18-82	6.5-30

Fuente: (Kalpakjian y Schmid 2008)

Realizado por: Tisalema C, 2024

2.3.1. Chispas

Las partículas incandescentes producidas durante el proceso de rectificado de metales son, en realidad, virutas que se inflaman a causa de la reacción exotérmica con el oxígeno presente en la atmósfera. La presencia de chispas está ausente cuando el rectificado se lleva a cabo en un entorno sin oxígeno. La apariencia, intensidad y configuración de estas chispas varían según la composición del metal sometido a rectificación. Existen representaciones gráficas que facilitan la identificación del tipo de metal en base a las características de sus chispas. En casos donde el calor generado por la reacción exotérmica alcanza niveles suficientemente elevados, las virutas pueden fundirse, adoptar una forma esférica (debido a la tensión superficial) y solidificarse posteriormente como partículas metálicas.(Kalpakjian y Schmid 2008).

2.3.2. Revenido

Un incremento desmedido de la temperatura durante el proceso de rectificado puede ocasionar el revenido y la disminución de la dureza en la superficie de la pieza de trabajo. Por lo tanto, es crucial seleccionar de manera cuidadosa las variables del proceso con el objetivo de prevenir un aumento excesivo de la temperatura. La aplicación de fluidos durante el rectificado se presenta como una eficaz estrategia para mantener bajo control la temperatura.(Kalpakjian y Schmid 2008, p. 803).

2.3.3. Quemado

La elevación excesiva de la temperatura durante el proceso de rectificado puede resultar en la quema de la superficie en cuestión. En el caso de acero, esta quemadura se manifiesta con un tono azulado, indicativo de la oxidación generada por la alta temperatura. La detección de esta condición puede llevarse a cabo mediante técnicas de ataque y métodos metalúrgicos. Aunque la quemadura en sí misma podría no ser un problema, salvo que las capas superficiales experimenten cambios de fase. Esta situación afecta negativamente las propiedades superficiales de las piezas

rectificadas, disminuyendo la ductilidad y tenacidad de la superficie.(Kalpakjian y Schmid 2008, p. 803).

2.3.4. Agrietamiento por calor

Las elevadas temperaturas durante el proceso de rectificado pueden generar fisuras en la superficie de trabajo, fenómeno conocido como agrietamiento por calor. Por lo general, estas grietas se presentan de manera perpendicular a la dirección de rectificado. No obstante, en condiciones más adversas, también pueden manifestarse grietas en paralelo. Como era de anticipar, una superficie afectada por este problema carece de tenacidad y exhibe una baja resistencia a la fatiga y corrosión. (Kalpakjian y Schmid 2008, p. 803).

2.3.5. Esfuerzos residuales

Los cambios de temperatura dentro de la pieza de trabajo durante el proceso de rectificado son los principales generadores de esfuerzos residuales. La aplicación de fluidos de rectificado, así como su método y los parámetros del proceso, como la profundidad de corte y las velocidades, influyen de manera significativa en la magnitud y tipo de esfuerzos residuales generados, ya sea a tensión o compresión. Debido al impacto negativo que los esfuerzos residuales de tensión tienen en la resistencia a la fatiga, es esencial seleccionar con precisión las variables del proceso. Por lo general, es posible reducir los esfuerzos residuales disminuyendo la velocidad del disco o piedra y aumentando la velocidad de la pieza de trabajo, en lo que se conoce como rectificado de bajo esfuerzo o rectificado sutil. También se pueden emplear discos de grado más blando, denominados discos de corte libre, como estrategia para este fin.(Kalpakjian y Schmid 2008, p. 803).

2.4. Fuerzas de rectificado en superficies planas

Si consideramos que la fuerza de corte en el grano guarda proporción con el área transversal de la viruta sin deformación, podemos establecer que la fuerza ejercida por el grano (en la dirección tangencial al disco) guarda relación proporcional con las variables del proceso. (Kalpakjian y Schmid 2008, p. 801)

(Kalpakjian y Schmid 2008, p. 802) propone las siguientes fórmulas para calcular las fuerzas de corte en superficies planas.

$$MRR = \left(\frac{lad}{t}\right) = dav \quad \text{Ecuación 2-1}$$

$$P = uMRR \quad \text{Ecuación 2-2}$$

$$P = T\omega \quad \text{Ecuación 2-3}$$

$$T = \frac{F_c D}{2} \quad \text{Ecuación 2-4}$$

$$\omega = 2\pi N \quad \text{Ecuación 2-5}$$

$$F_n = 1.3F_c$$

Ecuación 2-6

Donde:

MRR: velocidad de remoción de material (m^3/s).

l: longitud de la pieza de trabajo (m).

t: tiempo de corte (s).

d: profundidad de corte (m).

v: velocidad avance (m/s).

u: energía específica ($\frac{W*s}{m^3}$).

P: potencia (Hp).

T: torque (N-m).

ω : velocidad rotacional del disco (rad/s).

D: diámetro del disco (m).

N: revoluciones por minuto (rpm).

F_c : fuerza de corte (N).

F_n : fuerza de empuje (N).

a: ancho de corte (m).

2.4.1. Energía específica

“La energía disipada al generar una viruta de rectificado consiste en la energía requerida para las siguientes acciones: formación de viruta, surcado, fricción”.(Kalpakjian y Schmid 2008, p. 801).

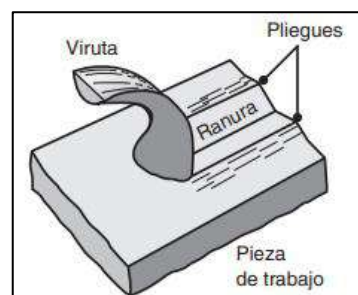


Ilustración 2-4: Formación de virutas y surcado.

Fuente: (Kalpakjian y Schmid 2008, p. 800)

“Los requisitos de energía específica para el rectificado se definen como la energía por unidad de volumen del material rectificado de la superficie de la pieza de trabajo”(Kalpakjian y Schmid 2008, p. 801), y se muestran en la siguiente ilustración.

Requerimientos aproximados de energía específica para rectificado de superficies			
Material de la pieza de trabajo	Dureza	Energía específica	
		W · s/mm ³	hp · min/pulg ³
Aluminio	150 HB	7–27	2.5–10
Hierro fundido (clase 40)	215 HB	12–60	4.5–22
Acero al bajo carbono (1020)	110 HB	14–68	5–25
Aleación de titanio	300 HB	16–55	6–20
Acero para herramientas (T15)	67 HRC	18–82	6.5–30

Ilustración 2-5: Requerimientos aproximados de energía específica para rectificado de superficies.

Fuente: (Kalpakjian y Schmid 2008, p. 800).

2.5. Cuchillas Industriales

Las herramientas y maquinaria industrial cuenta en muchas ocasiones con cuchillas industriales para llevar a cabo su función: cortes, troquelados, rectificados, perforaciones, etc (Rectificadora Mayer [sin fecha]).

Cuando es necesario transformar un material, estas entran en juego. Puede tratarse de materiales como el cartón, la madera, el papel o incluso las diferentes clases de metales (Rectificadora Mayer [sin fecha]).

No obstante, existen también distintos tipos de cuchillas industriales, cada una de las cuales cumple con un objetivo específico (Rectificadora Mayer [sin fecha]).

2.5.1. Tipos de cuchillas

2.5.1.1. Cuchillas para Chatarra

Su capacidad de cortar hasta las clases más duras de metales y aceros a una capacidad de grandes toneladas las hacen ideales para la industria del reciclaje (Rectificadora Mayer [sin fecha]).

2.5.1.2. Cuchillas Circulares

Caracterizadas por su particular forma, tienen un manejo muy sencillo y son muy ligeras. Se emplean para herramientas neumáticas y eléctricas, y sus repuestos son muy adaptables (Rectificadora Mayer [sin fecha]).

2.5.1.3. Cuchillas Rectas

Sirven para infinidad de aplicaciones, sobre todo en laminados de gran grosor y dimensión. Ofrecen dos posibilidades; por un lado, las que son de carácter móvil y, por otro lado, las que son removibles (Rectificadora Mayer [sin fecha]).

2.5.1.4. Cuchillas de Reciclado

Su versatilidad permite que se usen en otros materiales, como el plástico, que tan común es en el sector del envasado y el reciclado (Rectificadora Mayer [sin fecha]).

2.5.1.5. Cizallas

Las cizallas tienen una forma de trabajar similar a la de unas tijeras. Sirven para cortes de diversas formas y formatos particulares (Rectificadora Mayer [sin fecha]).

2.5.2. Sujeción de cuchillas

2.5.2.1. Campo magnético

En este tipo de sujeción del material, se realiza por las propiedades físicas del material, que en los metales el magnetismo es fuerte, en él se genera un campo magnético de polos inversos (imán) para que el momento que se active el magnetismo entre las dos partes se agarre con energía electromagnética de gran sujeción (David Claudio Guerrero & Javier Segarra Muzo, 2013).

En la posición de funcionamiento las líneas de flujo magnético atraviesan la pieza y así la fijan al plato. En la posición de (desconectado) la placa superior cortocircuita las líneas de flujo y desaparece la fuerza de atracción entre la pieza y el plato, como se puede observar en la Ilustración 2-6 (David Claudio Guerrero & Javier Segarra Muzo, 2013).

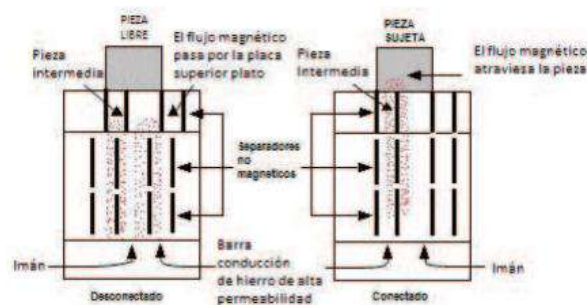


Ilustración 2-6: Fundamento del funcionamiento de los platos de imán permanente.

Fuente: (David Claudio Guerrero & Javier Segarra Muzo, 2013).

2.5.2.2. Fijación por mordazas

Es una sujeción por sistemas mecánicos en el cual se emplean dos o más muelas de fijación que comprimen el material al operar estos mecanismos pueden ser ajustados por sistemas: mecánicos de husillos, hidráulicos y neumáticos (David Claudio Guerrero & Javier Segarra Muzo, 2013).

En este tipo de fijación encontramos una mandíbula móvil muy pesada, porque este dispositivo debe muchas veces posicionarse de modo que las fuerzas de corte se dirijan hacia esa mandíbula. Las mordazas pueden girar e inmovilizarse en torno a un eje vertical (David Claudio Guerrero & Javier Segarra Muzo, 2013).

En la Ilustración... se ilustra como emplear prismas para elevar la pieza hasta la altura correcta entre las mandíbulas de la mordaza y algunos procedimientos para inmobilizar piezas de forma accidentada e irregular (David Claudio Guerrero & Javier Segarra Muzo, 2013).

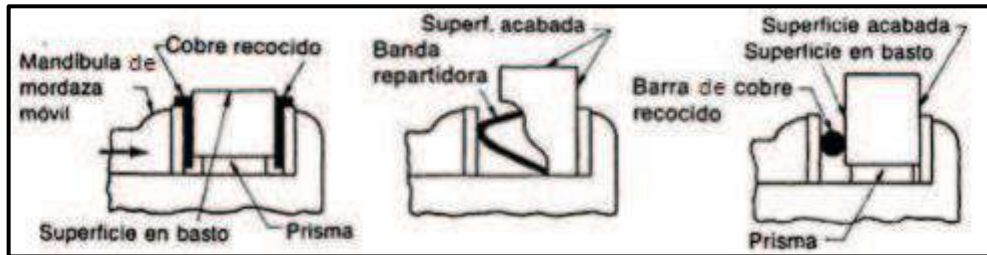


Ilustración 2-7: Procedimiento para sujetar la pieza de trabajo en la mordaza.

Fuente: (David Claudio Guerrero & Javier Segarra Muzo, 2013).

2.5.2.3. Fijación por vacío

Como se especifica en la norma DIN 28400 un vacío se produce cuando la densidad del número de partículas de un gas es menor que la densidad del número de partículas de la atmósfera en la superficie terrestre, o dicho de otra forma la presión de un gas es menor que la presión atmosférica (David Claudio Guerrero & Javier Segarra Muzo, 2013).

La diferencia de presión entre el espacio evacuado debajo de la pieza y la presión atmosférica natural sobre la pieza la que utiliza un sistema de sujeción por vacío para sujetar piezas de trabajo (David Claudio Guerrero & Javier Segarra Muzo, 2013).

Para este sistema de sujeción se utilizan sistemas neumáticos que, mediante una cámara, una ventosa y una bomba de vacío provocan una fuerza de apriete sobre la superficie en el que se genera el vacío (David Claudio Guerrero & Javier Segarra Muzo, 2013). Ver Ilustración 2-8.



Ilustración 2-8: Fijación por Vacío.

Fuente: (David Claudio Guerrero & Javier Segarra Muzo, 2013)

2.6. Diseño estructural

2.6.1. Carga viva

Las cargas permanentes se componen de los pesos de todos los elementos estructurales que ejercen su influencia constante sobre la edificación. Incluyen componentes como muros, paredes, revestimientos, instalaciones sanitarias, eléctricas, mecánicas, maquinaria y cualquier artefacto incorporado de forma permanente a la estructura. (Norma Ecuatoriana de la Construcción 2014, p. 11).

2.6.2. Carga muerta

De acuerdo con (Norma Ecuatoriana de la Construcción 2014) la carga viva, conocida también como sobrecarga de uso, empleada en los cálculos, se determina en función de la ocupación prevista para la edificación. Incluye los pesos asociados a personas, mobiliario, equipos y accesorios móviles o temporales, así como mercancía en tránsito, entre otros elementos. (p. 5).

2.6.3. Combinaciones de carga

Cuando sea necesario, se debe analizar cada límite de resistencia. No es esencial considerar simultáneamente los efectos más desfavorables del viento y del sismo. El diseño de estructuras, componentes y cimentaciones debe asegurar que la resistencia diseñada sea igual o superior a los efectos de las cargas aumentadas, siguiendo las combinaciones establecidas por (Norma Ecuatoriana de la Construcción 2014, p. 19).

$1.4D$	Ecuación 2-7
$1.2D + 1.6L + 0.5\max[L_r; S; R]$	Ecuación 2-8
$1.2D + 1.6\max[L_r; S; R] + \max[L; 0.5W]$	Ecuación 2-9
$1.2D + 1.0W + L + 0.5\max[L_r; S; R]$	Ecuación 2-10
$1.2D + 1.0E + L + 0.2S$	Ecuación 2-11
$0.9D + 1.0W$	Ecuación 2-12
$0.9D + 1.0E$	Ecuación 2-13

Donde:

D: carga muerta (kg/cm).

L: carga viva (kg/cm).

L_r : sobrecarga de cubierta (carga viva) (kg/cm).

S: carga de granizo (kg/cm).

R: carga de lluvia (kg/cm).

W: carga de viento (kg/cm).

E: carga de sismo (kg/cm).

2.7. Fluidos de corte

Los fluidos de corte constituyen una gama de productos altamente lubricantes y refrigerantes, ampliamente utilizados en la industria del mecanizado de metales, estos fluidos desempeñan un papel fundamental en operaciones donde se produce un contacto directo entre la pieza en construcción y la herramienta utilizada; su función principal es optimizar las condiciones fisicoquímicas en la zona de contacto entre metales, lo que resulta en una prolongación de la vida útil de las herramientas y una reducción de la energía de fricción. Además, contribuyen a evitar el sobrecalentamiento de las piezas y herramientas, eliminan limaduras, previenen la formación de óxidos, y tienen propiedades bactericidas, entre otros beneficios. (Daniel Padilla 2011, p. 32).

2.7.1. Tipos de fluidos de corte

- Los aceites íntegros.
- Las emulsiones oleosas.
- Las "soluciones" semisintéticas.
- Las soluciones sintéticas

En la mayoría de las situaciones, estos fluidos incorporan aditivos de extrema presión, siendo los azufrados los más comunes, presentes en aproximadamente un 70% de los casos. También se incluyen con frecuencia parafinas cloradas y, cada vez más, se utilizan aceites sintéticos como poliglicoles y ésteres. (Fittema 2014, p. 1)

2.7.2. Funciones de los fluidos de corte

2.7.2.1. Lubricación

Reducir la fricción entre la herramienta y la pieza, así como entre la herramienta y la viruta que está siendo removida. (Fittema 2014, p. 4).

2.7.2.2. Refrigeración

El fluido debe disipar eficazmente el calor generado durante la operación de mecanizado. (Fittema 2014, p. 4).

2.7.2.3. Eliminación de viruta

Asegurar la eficiente evacuación de la viruta fuera de la zona de operación para no interferir en el proceso y garantizar la calidad superficial deseada. (Fittema 2014, p. 4).

2.7.2.4. Protección contra la corrosión

Dado que los fluidos acuosos podrían inducir oxidación y corrosión en la pieza, la herramienta o la máquina, las formulaciones incluyen agentes protectores contra la corrosión. (Fittema 2014, p. 4).

	Código ISO-L	Tipo de Producto y principales propiedades					
Aceites Puros		Aceites minerales o fluidos sintéticos	Otros	Propiedades reductoras de la fricción	Propiedades Extremas Presión químicamente no activas	Propiedades Extremas Presión químicamente activas	No
	MHA	*					
	MHB	*		*			
	MHC	*			*		
	MHD	*				*	
	MHE	*		*	*		
	MHF	*		*		*	
	MHG			*			Grasas
MHH			*			Jabones	

	Código ISO-L	Tipo de producto y principales propiedades						
Fluidos acuosos		Emulsiones	Micro emulsiones	Soluciones	Otros	Propiedades reductoras de la fricción	Propiedades Extrema presión	Not
	MAA	*						
	MAB	*				*		
	MAC	*					*	
	MAD	*					*	
	MAE		*					
	MAF		*				* y/o *	
	MAG			*				
	MAH			*			* y/o *	
MAI					*		Grasas Pastas	

Ilustración 2-9: Clasificación de los fluidos de corte (según ISO 6743/71986 (E)).

Fuente: (Fittema 2014, p. 7).

2.8. Diseño del sistema mecánico

2.8.1. Diseño mecánico

2.8.1.1. Diseño estático

El diseño estático se refiere al proceso de diseñar componentes, estructuras o sistemas que están en equilibrio, es decir, no están experimentando aceleración. En otras palabras, en el diseño estático se analizan y diseñan objetos que están en reposo o que se mueven a velocidades constantes, sin cambios en su movimiento. (Budynas y Keith Nisbett 2012)

En el contexto de la ingeniería mecánica y estructural, el diseño estático implica calcular y dimensionar componentes o estructuras para resistir cargas externas aplicadas sin que se produzcan movimientos significativos o fallas. Estas cargas pueden ser fuerzas, momentos, torsiones, o combinaciones de estas, que actúan sobre el objeto de interés. (Budynas y Keith Nisbett 2012)

Implica considerar las propiedades mecánicas de los materiales, las cargas aplicadas, los efectos de las fuerzas y momentos sobre la estructura, y la necesidad de mantener la integridad y estabilidad del sistema. Se utilizan principios de la mecánica de materiales, análisis estructural, y teoría de máquinas para llevar a cabo el diseño estático de manera efectiva. (Budynas y Keith Nisbett 2012)

La principal ecuación que rige el comportamiento según (Budynas y Keith Nisbett 2012) es:

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad \text{Ecuación 2-14}$$

Esfuerzo a compresión o tracción para una sección circular:

$$\sigma_c = \frac{4 * F}{\pi d^2} \quad \text{Ecuación 2-15}$$

Esfuerzo a flexión para una sección circular:

$$\sigma_f = \frac{32 * M}{\pi d^3} \quad \text{Ecuación 2-16}$$

$$M = F * l \quad \text{Ecuación 2-17}$$

Donde:

σ : esfuerzo (MPa).

σ_c : esfuerzo a compresión (MPa).

σ_f : esfuerzo a flexión (MPa).

F: fuerza aplicada (N).

T: Torque (N-m).

d: diámetro (m).

A: sección transversal (mm²).

Según (Budynas y Keith Nisbett 2012) es importante tener en cuenta un factor de seguridad cuando se encuentran presente esfuerzo generados por momentos ya que los mismos son propensos a fallar si no se tiene un adecuado diseño por ello:

$$F.S = \frac{\text{Esfuerzo permisible}}{\text{Esfuerzo de diseño}} \quad \text{Ecuación 2-18}$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \quad \text{Ecuación 2-19}$$

Donde:

F.S: factor de seguridad.

S_y : esfuerzo permisible (MPa).

σ_{eq} : esfuerzo de diseño (MPa).

τ : esfuerzo torsor (MPa).

2.8.1.2. Diseño a torque

El diseño mecánico a torque se refiere al proceso de diseñar componentes, sistemas o dispositivos que están diseñados para transmitir o resistir fuerzas de torsión o torque. El torque es una medida de la fuerza de torsión que se aplica a un objeto y es fundamental en una amplia gama de aplicaciones mecánicas. (Budynas y Keith Nisbett 2012)

(Budynas y Keith Nisbett 2012) define algunos conceptos importantes en el diseño mecánico a torque incluyen:

Momento Torsor (Torque): Es una medida de la fuerza de torsión que actúa sobre un objeto. Se define como el producto de la fuerza aplicada y la distancia desde el punto de aplicación hasta el eje de rotación. (Budynas y Keith Nisbett 2012)

Transmisión de Potencia: El diseño mecánico a torque se usa comúnmente en sistemas de transmisión de potencia, como ejes, engranajes, cadenas y correas. Estos componentes están diseñados para transferir el torque de un componente a otro de manera eficiente y confiable. (Budynas y Keith Nisbett 2012)

Resistencia a la Torsión: Los materiales utilizados en el diseño mecánico a torque deben tener una alta resistencia a la torsión para evitar deformaciones excesivas o fallas bajo cargas de torsión. (Budynas y Keith Nisbett 2012)

Análisis de Fatiga: En el diseño mecánico a torque, es importante considerar la posibilidad de fatiga debido a cargas cíclicas de torsión que pueden provocar la falla del componente con el tiempo. (Budynas y Keith Nisbett 2012)

(Budynas y Keith Nisbett 2012) especifica que sus ecuaciones principales son:

$$T = F * r \quad \text{Ecuación 2-20}$$

Donde:

T: momento Torsor (N*m).

F: fuerza aplicada (N).

r: radio de giro a la aplicación de la fuerza (m).

$$\tau = \frac{T*r}{J} \quad \text{Ecuación 2-21}$$

$$J = \frac{\pi d^4}{32} \quad \text{Ecuación 2-22}$$

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

Ecuación 2-23

Donde:

T: momento Torsor (N*m).

r: radio de giro a la aplicación de la fuerza (m).

J: momento polar de inercia (m⁴).

τ : esfuerzo torsión (MPa).

d: diámetro (m).

2.8.1.3. Diseño a fatiga

La característica más destacada de estos fallos radica en la repetición frecuente de los esfuerzos, razón por la cual se denomina a este tipo de fallo como "fatiga". Cuando las partes de las máquinas experimentan fallos estáticos, suelen desarrollar una deflexión significativa, ya que el esfuerzo excede el límite elástico. Por esta razón, la parte se reemplaza antes de que ocurra efectivamente la fractura. De este modo, la falla estática ofrece una advertencia visual evidente. No obstante, una falla por fatiga carece de esta advertencia, ya que se produce de manera repentina y completa, resultando peligroso. El diseño contra la falla estática se simplifica debido al conocimiento exhaustivo que se posee sobre este tipo de fallo. (Budynas y Keith Nisbett 2012, p. 254)

El límite de resistencia a la fatiga va variando, dependiendo de su material, manufactura, entorno y diseño. Marin identificó variables que evalúan los impactos de la condición superficial, las dimensiones, la carga, la temperatura y diversos aspectos adicionales. A continuación, se describirá la ecuación de Marin y cada uno de los factores que la componen. (Budynas y Keith Nisbett 2012, p. 273)

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e \quad \text{Ecuación 2-24}$$

$$k_a = a S_{ut}^b \quad \text{Ecuación 2-25}$$

$$k_b = \begin{cases} (d/0.3)^{-0.107} = 0.879d^{-0.107} & 0.11 \leq d \leq 2 \text{ pulg} \\ 0.91d^{-0.157} & 2 < d \leq 10 \text{ pulg} \\ (d/7.62)^{-0.107} = 1.24d^{-0.107} & 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1.51d^{-0.157} & 51 < d \leq 254 \text{ mm} \end{cases} \quad \text{Ecuación 2-26}$$

Para carga axial no hay efecto de tamaño, por lo que:

$$k_b = 1 \quad \text{Ecuación 2-27}$$

$$k_c = \begin{cases} 1 & \text{flexión} \\ 0.85 & \text{axial} \\ 0.59 & \text{torsión} \end{cases} \quad \text{Ecuación 2-28}$$

$$k_d = \frac{S_T}{S_{RT}} \quad \text{Ecuación 2-29}$$

$$k_e = 1 - 0.08z_a \quad \text{Ecuación 2-30}$$

Corrosión por frotamiento:

$$k_f = 0.24 - 0.9 \quad \text{Ecuación 2-31}$$

Donde:

k_a : factor de modificación por la condición superficial.

k_b : factor de modificación por el tamaño.

k_c : factor de modificación por la carga.

k_d : factor de modificación por la temperatura.

k_e : factor de confiabilidad.

k_f : factor de efectos varios.

S'_e : límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria (MPa).

S_e : límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica de una parte de máquina en la geometría y condición de uso (MPa).

S_{ut} : resistencia mínima a la tensión (MPa).

d : diámetro (m).

S_T : resistencia a la tensión a la temperatura de operación (MPa).

S_{RT} : resistencia a la tensión a temperatura ambiente (MPa).

z_a : variación de transformación.

Acabado superficial	Factor a		Exponente b
	S_{ut} kpsi	S_{ut} MPa	
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o laminado en frío	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Como sale de la forja	39.9	272.	-0.995

Ilustración 2-10: Resistencia mínima a la tensión y los valores de a y b.

Fuente: (Budynas y Keith Nisbett 2012, p. 274)

Temperatura, °C	S_T/S_{RT}	Temperatura, °F	S_T/S_{RT}
20	1.000	70	1.000
50	1.010	100	1.008
100	1.020	200	1.020
150	1.025	300	1.024
200	1.020	400	1.018
250	1.000	500	0.995
300	0.975	600	0.963
350	0.943	700	0.927
400	0.900	800	0.872
450	0.843	900	0.797
500	0.768	1 000	0.698
550	0.672	1 100	0.567
600	0.549		

Ilustración 2-11: Efecto de la temperatura de operación en la resistencia a la tensión del acero.

Fuente: (Budynas y Keith Nisbett 2012, p. 278)

Confiabilidad, %	Variación de transformación z_σ	Factor de confiabilidad k_e
50	0	1.000
90	1.288	0.897
95	1.645	0.868
99	2.326	0.814
99.9	3.091	0.753
99.99	3.719	0.702
99.999	4.265	0.659
99.9999	4.753	0.620

Ilustración 2-12: Factores de confiabilidad de algunas confiabilidades estándar especificada.

Fuente: (Budynas y Keith Nisbett 2012, p. 279)

Se simplifica la Ecuación 2-24 para calcular S_e en el diseño de tornillo de potencia, lo que ha dado como resultado la ecuación simplificada que se presenta a continuación.

$$S_e = \frac{1}{k_f} k_e S'_e \quad \text{Ecuación 2-32}$$

$$S'_e = 0.45 S_{ut} \quad \text{Ecuación 2-33}$$

Donde:

k_e : factor de confiabilidad.

k_f : factor de concentrador de esfuerzos a fatiga en elementos roscados.

S'_e : límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria (MPa).

S_e : límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica de una parte de máquina en la geometría y condición de uso (MPa).

S_{ut} : resistencia mínima a la tensión (MPa).

Tabla 2-5: Factores de concentración del esfuerzo de fatiga k_f de elementos roscados.

Grado SAE	Grado métrico	Roscas laminas	Roscas cortadas	Filete
0 a 2	3.6 a 5.8	2.2	2.8	2.1
4 a 8	6.6 a 10.9	3.0	3.8	2.3

Fuente: (Budynas y Keith Nisbett 2012, p. 425)

Realizado por: Tisalema y Zurita,2024.

En la siguiente ilustración proporcionada, se presentan cinco criterios de falla: Soderberg, Goodman modificado, Gerber, ASME elíptica y fluencia. Se demuestra que solo el criterio de Soderberg proporciona protección contra la fluencia, pero tiene una tendencia a ser conservador. En el gráfico se muestra el límite de fatiga S_e o la resistencia de vida finita S_f , los cuales necesitan ajustarse utilizando los factores de Marin. Es importante destacar que la resistencia a la fluencia S_y también se muestra en el eje vertical, lo que nos recuerda que la fluencia en el primer ciclo en lugar de la fatiga podría ser el criterio de fallo. Existen diferentes criterios de falla dados por la fatiga.(Budynas y Keith Nisbett 2012, p. 291).

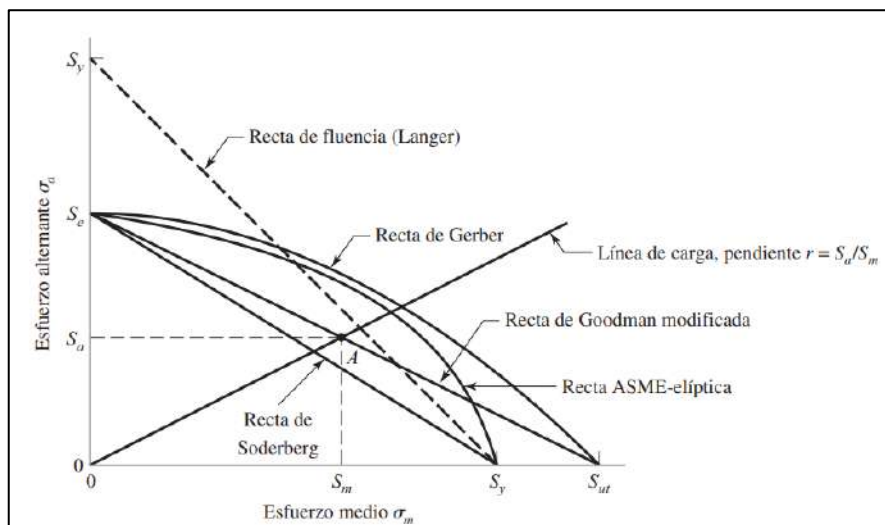


Ilustración 2-13: Diagrama de fatiga donde se proporcionan varios criterios de falla.

Fuente: (Budynas y Keith Nisbett 2012, p. 291)

A continuación, se describirán los diferentes criterios de falla según (Budynas y Keith Nisbett 2012, p. 291-292):

Soderberg

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_y} = \frac{1}{\eta} \quad \text{Ecuación 2-34}$$

Goodman modificada

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{\eta} \quad \text{Ecuación 2-35}$$

Gerber

$$\frac{\eta\sigma_a}{S_e} + \left(\frac{\eta\sigma_m}{S_{ut}}\right)^2 = 1 \quad \text{Ecuación 2-36}$$

ASME-elíptica

$$\left(\frac{\eta\sigma_a}{S_e}\right)^2 + \left(\frac{\eta\sigma_m}{S_y}\right)^2 = 1 \quad \text{Ecuación 2-37}$$

Fluencia estática de Langer

$$\sigma_a + \sigma_m = \frac{S_y}{\eta} \quad \text{Ecuación 2-38}$$

Donde:

σ_a : esfuerzo amplitud (MPa).

σ_m : esfuerzo medio (MPa).

S_y : resistencia a la fluencia (MPa).

S_e : límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica de una parte de máquina en la geometría y condición de uso (MPa).

S_{ut} : resistencia mínima a la tensión (MPa).

η : factor de seguridad.

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \quad \text{Ecuación 2-39}$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad \text{Ecuación 2-40}$$

$$\tau_a = \frac{\tau_{max} - \tau_{min}}{2} \quad \text{Ecuación 2-41}$$

$$\tau_m = \frac{\tau_{max} + \tau_{min}}{2} \quad \text{Ecuación 2-42}$$

$$\sigma_{eqa} = \sqrt{\sigma_a^2 + 3\tau_a^2} \quad \text{Ecuación 2-43}$$

$$\sigma_{eqm} = \sqrt{\sigma_m^2 + 3\tau_m^2} \quad \text{Ecuación 2-44}$$

2.8.2. Sistema de afilado

2.8.2.1. Diseño del tornillo de potencia

Los tornillos de transmisión de potencia son reconocidos como dispositivos que transforman el movimiento angular en movimiento lineal. En términos generales, estos elementos desempeñan funciones de sujeción, ajuste o transmisión de potencia, asegurando la unión entre dos cuerpos o varios. Un tornillo típicamente se presenta como un dispositivo con una cabeza en uno de sus extremos y una rosca en el otro, como se ilustra en la figura siguiente.



Ilustración 2-14: Tornillo de potencia

Fuente:(Astudillo 2006)

Según (Budynas y Keith Nisbett 2012), para el cálculo de los parámetros del tornillo de potencia de rosa Cuadrada y Acme se emplean las siguientes fórmulas:

$$d_m = d - p/2 \quad \text{Ecuación 2-45}$$

$$d_r = d - p \quad \text{Ecuación 2-46}$$

$$l = n * p \quad \text{Ecuación 2-47}$$

$$T_c = \frac{F d_c f_c}{2} \quad \text{Ecuación 2-48}$$

$$T_R = \frac{F d_m}{2} \left(\frac{\pi f d_m + l}{\pi d_m - f l} \right) + T_c \quad \text{Ecuación 2-49}$$

$$T_L = \frac{F d_m}{2} \left(\frac{\pi f d_m - l}{\pi d_m + f l} \right) + T_c \quad \text{Ecuación 2-50}$$

$$T_R = \frac{F d_m}{2} \left(\frac{\pi f d_m \sec \alpha + l}{\pi d_m - f l \sec \alpha} \right) + T_c \quad \text{Ecuación 2-51}$$

$$T_L = \frac{F d_m}{2} \left(\frac{\pi f d_m \sec \alpha - l}{\pi d_m + f l \sec \alpha} \right) + T_c \quad \text{Ecuación 2-52}$$

$$\pi f d_m > l \quad \text{Ecuación 2-53}$$

$$f > \tan \lambda \quad \text{Ecuación 2-54}$$

$$\tan \lambda = \frac{1}{\pi d_m} \quad \text{Ecuación 2-55}$$

$$T_o = \frac{Fl}{2\pi} \quad \text{Ecuación 2-56}$$

$$e = \frac{T_o}{T_R} \quad \text{Ecuación 2-57}$$

Donde:

d_m : diámetro medio (in).

d : diámetro exterior (in).

d_i : diámetro interior (in).

d_c : diámetro del collarín (in).

p : paso (in).

l : avance (in).

n : # pasos.

F : fuerza de compresión axial (kips).

T_c : par de torsión del collarín (ksi-in).

T_R : par de torsión subir la carga (ksi-in).

T_L : par de torsión bajar la carga (ksi-in).

T_o : par de torsión subir la carga sin fricción (ksi-in).

f : coeficiente de fricción de pares roscados

f_c : coeficiente de fricción de collarín de empuje

e : eficiencia

λ : ángulo de avance (grados).

2α : ángulo de la rosca Acme (grados).

El coeficiente de fricción en las roscas de un tornillo no depende de la carga axial, prácticamente no se ve influenciado por la velocidad, disminuye al utilizar lubricantes más viscosos, presenta una variación mínima con diversas combinaciones de materiales y muestra un mejor rendimiento

cuando se utiliza acero en lugar de bronce. En el ámbito de los tornillos de potencia, los coeficientes de fricción deslizando típicamente se sitúan entre 0.10 y 0.15.(Budynas y Keith Nisbett 2012)

Tabla 2-6: Coeficientes de fricción f de pares roscados

Material del tornillo	Material de la tuerca			
	Acero	Bronce	Latón	Hierro fundido
Acero, seco	0.15-0.25	0.15-0.23	0.15-0.19	0.15-0.25
Acero, aceite para maquina	0.11-0.17	0.10-0.16	0.10-0.15	0.11-0.17
Bronce	0.08-0.12	0.04-0.06	-	0.06-0.09

Fuente:(Budynas y Keith Nisbett 2012)

Realizado por: Tisalema y Zurita.,2023

Tabla 2-7: Coeficientes de fricción de collarín de empuje

Combinación	En operación	Arranque
Acero suave sobre hierro fundido	0.12	0.17
Acero duro sobre hierro fundido	0.09	0.15
Acero suave sobre bronce	0.08	0.1
Acero duro sobre bronce	0.06	0.08

Fuente:(Budynas y Keith Nisbett 2012)

Realizado por: Tisalema y Zurita.,2023

2.8.2.2. Diseño de la tuerca

La tuerca está sometida a esfuerzos de corte, compresión y flexión por la cual es importante el análisis de sus factores de seguridad.

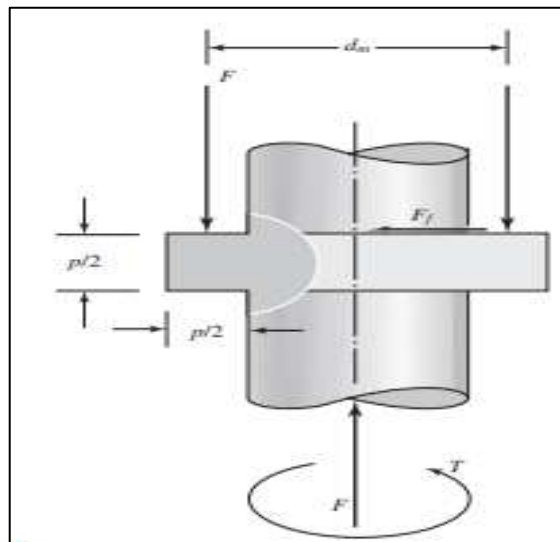


Ilustración 2-15: Geometría de rosca cuadrada

Fuente: (Budynas y Keith Nisbett 2012, p. 400)

$$\tau = \frac{S_{sy}}{\eta} \quad \text{Ecuación 2-58}$$

$$S_{sy} = \frac{S_y}{2} \quad \text{Ecuación 2-59}$$

$$\tau = \frac{2F}{\pi d H} \quad \text{Ecuación 2-60}$$

$$\sigma = \frac{S_y}{\eta} \quad \text{Ecuación 2-61}$$

$$\sigma_{ap} = \frac{4pF}{\pi(d^2 - d_r^2)H} \quad \text{Ecuación 2-62}$$

$$\sigma_f = \frac{6F}{\pi d_m H} \quad \text{Ecuación 2-63}$$

Donde:

F : fuerza (kips).

d_m : diámetro medio (in).

d_r : diámetro interior (in).

d : diámetro exterior (in).

H : altura de la tuerca (in).

p : paso del tornillo (in).

τ : esfuerzo cortante (ksi).

σ : esfuerzo (ksi).

σ_{ap} : esfuerzo al aplastamiento (ksi).

σ_f : esfuerzo a flexión (ksi).

S_{sy} : resistencia a la fluencia cortante (ksi).

S_y : resistencia a la fluencia (ksi).

η : factor de seguridad.

2.8.2.3. Rigidez del sujetador

Cuando se busca establecer una conexión que pueda ser desmontada sin necesidad de métodos destructivos y que sea lo suficientemente resistente para soportar cargas externas de tensión, momentos y cortante, o una combinación de estas fuerzas, una opción eficaz es emplear una unión atornillada simple equipada con arandelas de acero endurecido. Sin embargo, este tipo de unión puede representar un riesgo si no se diseña correctamente y no se ensambla por un técnico capacitado. (Budynas y Keith Nisbett 2012)

Como se ha mencionado previamente, el objetivo del perno es unir dos o más piezas. Al apretar la tuerca, se estira el perno, generando así la fuerza de sujeción conocida como pretensión o precarga del perno. Esta fuerza permanece en la conexión después de que la tuerca se ha apretado correctamente, independientemente de si se aplica o no una fuerza externa de tensión P. (Budynas y Keith Nisbett 2012)

La conexión entre la resistencia del resorte se establece como un límite, En el caso de un componente elástico como un tornillo, se trata de la relación entre la fuerza aplicada al componente y la deflexión resultante de esa fuerza. Para calcular la constante de rigidez de un sujetador en cualquier unión atornillada. (Budynas y Keith Nisbett 2012)

La longitud de agarre de una conexión se define como el grosor total del material sujeto. el agarre se calcula sumando los espesores de ambos elementos y las arandelas. La rigidez de la sección de un perno o tornillo dentro de la zona de sujeción generalmente se divide en dos partes: la parte del cuerpo sin rosca y la parte roscada. (Budynas y Keith Nisbett 2012) .Por lo tanto, la constante de rigidez del perno es equivalente a la rigidez de dos resortes conectados en serie se puede determinar que:

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2} \quad \text{Ecuación 2-64}$$

Valido para dos resortes en serie. Las relaciones de la rigidez de las partes roscada y sin rosca en la zona de sujeción son, en orden:

$$k_t = \frac{A_t E}{l_t} \quad \text{Ecuación 2-65}$$

$$k_d = \frac{A_d E}{l_d} \quad \text{Ecuación 2-66}$$

Donde:

A_t área de esfuerzo sometido a tensión (m²).

l_t longitud de la parte roscada de agarre (m).

A_d área del diámetro mayor del sujetador (m²).

l_d longitud de la parte sin rosca en agarre (m).

E: módulo de elasticidad (N/m²).

Las rigideces permiten encontrar la siguiente ecuación:

$$k_b = \frac{A_d A_d E}{A_d l_t + A_t l_d} \quad \text{Ecuación 2-67}$$

Donde k_b denota la rigidez efectiva aproximada del perno o tornillo de cabeza en la zona de sujeción.

2.8.2.4. Rigidez del elemento

En la sección previa se calculó la rigidez del sujetador en la zona de sujeción. Ahora, se busca analizar la rigidez de los elementos dentro de esta zona para comprender cómo responden cuando la conexión ensamblada se enfrenta a una carga externa de tensión. Es esencial conocer ambas rigideces para este propósito. (Budynas y Keith Nisbett 2012)

Es posible que la zona de agarre del sujetador incluya más de dos elementos. En conjunto, estos elementos actúan como resortes de compresión conectados en serie. (Budynas y Keith Nisbett 2012) . Por lo tanto, la relación total de rigidez de los elementos se define como:

$$\frac{1}{k_m} = \frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2} + \dots + \frac{1}{k_i} \quad \text{Ecuación 2-68}$$

Si uno de los elementos es un empaque suave, su rigidez relativa en comparación con los otros elementos suele ser tan insignificante que, para todos los propósitos prácticos, estos últimos se pueden ignorar y solo se considera la rigidez del empaque. (Budynas y Keith Nisbett 2012)

En ausencia de un empaque, la rigidez de los elementos no se puede determinar fácilmente, excepto mediante experimentación, ya que la compresión se distribuye entre la cabeza del perno y la tuerca, lo que resulta en un área no uniforme. No obstante, existen algunos casos en los que el área sí puede ser determinada. (Budynas y Keith Nisbett 2012)

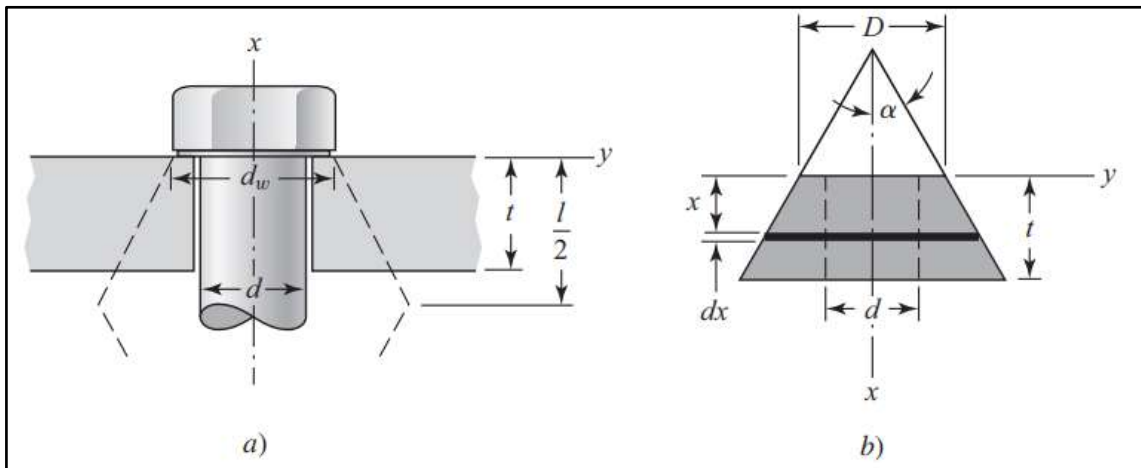


Ilustración 2-16: Compresión de un elemento con las propiedades elásticas equivalentes representadas por un tronco de un cono hueco.

Fuente: (Budynas y Keith Nisbett 2012)

La relación del resorte o rigidez de este tronco es:

$$k = \frac{\pi E d \tan \alpha}{\ln \frac{(2t \tan \alpha + D - d)(D + d)}{(2t \tan \alpha + D + d)(D - d)}} \quad \text{Ecuación 2-69}$$

Donde:

k : relación del resorte.

D : diámetro de la cara de la arandela (m).

d : diámetro del perno (m).

E : módulo de elasticidad (N/m²).

t : espesor (m).

El diámetro de la cara de la arandela es aproximadamente un 50% más grande que el diámetro del perno en pernos estándar de cabeza hexagonal y tornillos con cabeza. Por lo tanto, se puede simplificar la ecuación 2-57 al establecer $d_w = 1.5d$. Si además se utiliza $\alpha = 30^\circ$, entonces la ecuación (8-21) se expresa como:

$$k = \frac{0.5774\pi E d}{2 \ln \left(5 \frac{0.5774l + 0.5d}{0.5774l + 2.5d} \right)} \quad \text{Ecuación 2-70}$$

Donde:

k : relación del resorte.

D : diámetro de la cara de la arandela (m).

d : diámetro del perno (m).

E : módulo de elasticidad (N/m²).

l : longitud (m).

2.8.2.5. Uniones a tensión cargada en forma estática con precarga

El esfuerzo producido en el perno se puede encontrar a partir de la ecuación:

$$\sigma_b = \frac{CP}{A_t} + \frac{F_i}{A_t} \quad \text{Ecuación 2-71}$$

Donde:

C : Fracción de la carga externa P soportada por el perno

P : Carga externa de Tensión (N).

F_i : Pretensión (N)

El factor de seguridad contra la separación es:

$$n = \frac{F_i}{P(1 - C)} \quad \text{Ecuación 2-72}$$

Los pernos de alta calidad tienen la capacidad de ser precargados dentro del rango plástico para aumentar su resistencia. Una porción del par de torsión aplicado al apretar el perno genera torsión, lo que incrementa el esfuerzo principal de tensión. Sin embargo, esta torsión es sostenida únicamente por la fricción entre la cabeza del perno y la tuerca, y con el tiempo se afloja, disminuyendo así ligeramente la tensión en el perno. Por lo tanto, como regla general, un perno se romperá durante el apriete o no se romperá. (Budynas y Keith Nisbett 2012)

Es importante destacar que el par de torsión de la llave de torsión no es un indicador confiable de la precarga, especialmente en aplicaciones donde se requiere alta fiabilidad del diseño. En su lugar, se recomienda utilizar la elongación real del perno siempre que sea posible, especialmente en situaciones de carga cíclica. De hecho, para garantizar una alta confiabilidad del diseño, la precarga debe determinarse siempre mediante la medición de la elongación del perno. (Budynas y Keith Nisbett 2012)

Las recomendaciones de Russell, Burdsall & Ward Inc. (RB&W) respecto a la precarga incluyen 60 kpsi para pernos SAE de grado 5 en conexiones no permanentes, mientras que para pernos A325 (equivalentes a SAE de grado 5) utilizados en aplicaciones estructurales, se recomienda apretarlos hasta alcanzar la carga de prueba o incluso una mayor (85 kpsi hasta un diámetro de 1 pulgada). Bowman recomienda una precarga del 75% de la carga de prueba, que es prácticamente igual a la recomendación de RB&W para pernos reutilizados. Basándose en estas directrices, se sugiere el siguiente enfoque tanto para cargas estáticas como para cargas cíclicas. (Budynas y Keith Nisbett 2012)

Para conexiones no permanentes, sujetadores reutilizados $F_i = 0.75 F_p$ y para conexiones permanentes $F_i = 0.90 F_p$.

$$F_p = A_t S_p \quad \text{Ecuación 2-73}$$

S_p se considera un valor aproximado de $0.75 S_y$

2.8.3. *Diseño del sistema porta cuchillas*

Se calcula la fuerza requerida para mantener la herramienta más larga al considerar la resistencia ejercida por la muela para prevenir el deslizamiento de la herramienta. Este cálculo incluye la valoración de la fuerza de fricción generada durante el proceso de rectificado de la superficie, la cual varía en función de la rugosidad de la muela y el material de la herramienta. Además, se toma en cuenta un eje pivotante que sostiene una mesa, donde se colocan las mordazas para sujetar la herramienta, junto con un par de guías que brindan apoyo adicional a la herramienta. (David Claudio Guerrero y Javier Segarra Muzo 2013, p. 86-109).

(David Claudio Guerrero y Javier Segarra Muzo 2013, p. 86-109) emplean las siguientes ecuaciones para el diseño del sistema porta cuchillas son:

$$F_e = F_n + F_{mesa} \quad \text{Ecuación 2-74}$$

$$F_{mesa} = mg \quad \text{Ecuación 2-75}$$

$$m = \rho * V \quad \text{Ecuación 2-76}$$

Donde:

F_e : Fuerza porta cuchillas (N).

F_n : fuerza de empuje de la muela abrasiva (N).

F_{mesa} : fuerza mesa (N).

m : masa (kg).

ρ : densidad $\left(\frac{kg}{m^3}\right)$.

V : volumen (m^3).

g : gravedad (m/s^2).

2.8.3.1. Movimiento lineal mediante tornillo de potencia

La velocidad de desplazamiento (v) del transportador se refiere a la velocidad a la cual el material se mueve en la dirección longitudinal del eje del tornillo. Esta velocidad está determinada por el paso del tornillo y la velocidad de rotación de este.

La fórmula que permite calcular la velocidad de desplazamiento en un transportador de tornillo es la siguiente:

$$v = \frac{p n}{60} \quad \text{Ecuación 2-77}$$

Donde:

v : es la velocidad de desplazamiento (m/s).

p : es el paso del tornillo de potencia (m).

n : es la velocidad de giro del tornillo de potencia (rpm).

2.8.3.2. Diseño de ejes

El diseño de ejes se centra en el análisis de sus partes más críticas, por lo general, se localizan en la superficie exterior. Los momentos flexionante del eje se calculan mediante los diagramas de cortante y momento flexionante. Estos ejes a veces están compuestos de engranes y poleas, lo que resulta en realizar el análisis en dos planos. Los momentos resultantes se obtienen al sumar momentos como vectores en los puntos de interés a lo largo del eje. El ángulo de fase de los momentos no es importante puesto que el eje gira. Un momento flexionante constante producirá

un momento completamente reversible sobre un eje giratorio, como un elemento de esfuerzo específico alternará de compresión a tensión en cada revolución del eje. (Budynas & Keith Nisbett, 2012, p. 351)

Para el cálculo de diseño de ejes se obtiene expresiones similares para cualquier criterio de falla mediante la sustitución de esfuerzos Von Mises. A continuación, se utiliza la expresión de ED-ASME elíptica según la norma para el diseño de árboles de transmisión ANSI/ASME B106.1M-1985. (Budynas & Keith Nisbett, 2012, p. 352) enuncia las siguientes ecuaciones.

$$\frac{1}{n} = \frac{16}{\pi d^3} \left[4 \left(\frac{K_f M_a}{S_e} \right)^2 + 3 \left(\frac{K_{fs} T_a}{S_e} \right)^2 + 4 \left(\frac{K_f M_m}{S_y} \right)^2 + 3 \left(\frac{K_{fs} T_m}{S_y} \right)^2 \right]^{1/2} \quad \text{Ecuación 2-78}$$

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \approx 1.6 \quad \text{Ecuación 2-79}$$

$$K_{fs} = 1 + q_{cortante}(K_{ts} - 1) \approx 1.4 \quad \text{Ecuación 2-80}$$

Donde:

n : factor de seguridad.

M_a : momento amplitud (N-m).

T_a : torque amplitud (N-m).

M_m : momento medio (N-m).

T_m : torque medio (N-m).

K_f : factor de concentración de esfuerzos por fatiga.

K_{fs} : factor de concentración de esfuerzos cortante por fatiga.

K_t : factor de concentración de esfuerzos flexión.

K_{ts} : factor de concentración de esfuerzos cortante.

$q_{cortante}$: sensibilidad de la muesca cortante.

q sensibilidad de la muesca.

S_y : resistencia a la fluencia (MPa).

S_e : límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica de una parte de máquina en la geometría y condición de uso (MPa).

2.9. Diseño del control automático

2.9.1. Selección de actuadores electrónicos y mecánico

2.9.1.1. Motores

El propósito fundamental de los motores eléctricos es transformar la energía eléctrica, ya sea en forma de corriente continua o alterna, en energía mecánica que sea adecuada para impulsar los

mecanismos de una amplia variedad de máquinas. Estos motores abarcan un amplio espectro de aplicaciones requeridas por la sociedad moderna. Además de su versatilidad, los motores eléctricos se caracterizan por tener una larga vida útil, con una duración mínima de 10 años en potencias industriales considerables, y en muchos casos, se encuentran en operación con más de 30 años de servicio en diversas empresas.(Eléctricos 2007, p. 3-4)

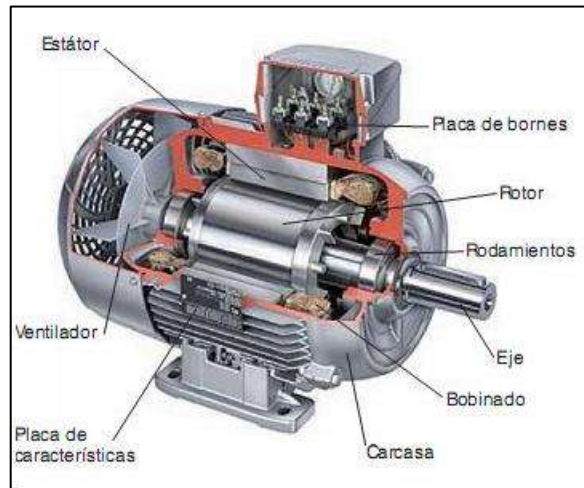


Ilustración 2-17: Partes de un motor eléctrico

Fuente: (BRR 2022)

Dentro de sus principales partes están:

- Estator fijo
- Rotor móvil

El magnetismo genera una fuerza capaz de desplazar objetos en función de la alineación de los polos de los imanes involucrados. En los motores eléctricos, la energía eléctrica se emplea para crear campos magnéticos opuestos entre sí, generando repulsión. Este proceso impulsa la parte giratoria de la máquina, conocida como rotor. El rotor, envuelto en una bobina de cableado, presenta un campo magnético opuesto al del componente estático del motor, llamado estator. Gracias a esta configuración, el rotor inicia su movimiento rotativo. Para evitar la alineación de polos y permitir la continua rotación del rotor, se requiere invertir la polaridad del electroimán, tarea asignada a un componente adicional denominado alternador. La constante alternancia entre polaridades negativas y positivas posibilita el continuo giro del motor.(BRR 2022)

2.9.1.2. Bombas centrífugas

Las bombas centrífugas desplazan una cantidad determinada de líquido entre dos niveles, actuando como máquinas hidráulicas que convierten la energía mecánica en energía hidráulica. (Fernández Díez 2019, p. 2)

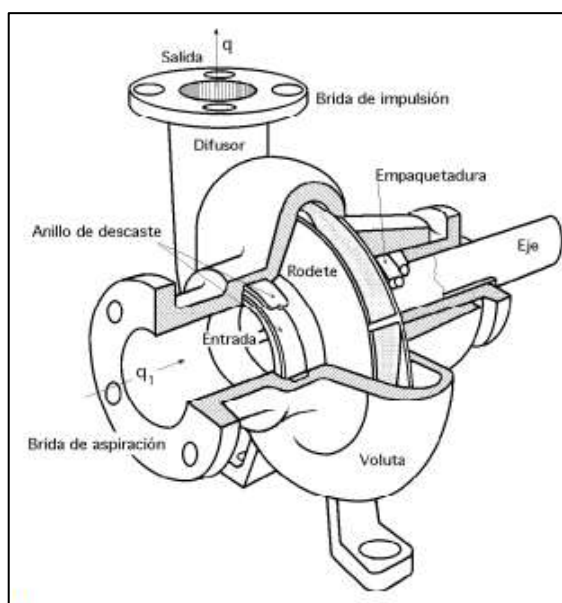


Ilustración 2-18: Esquema de una bomba centrífuga

Fuente:(Fernández Díez 2019, p. 3)

La configuración de las bombas centrífugas guarda similitudes con la de las turbinas hidráulicas, con la diferencia fundamental de que el proceso energético se invierte. En las turbinas, se aprovecha la altura de un salto hidráulico para generar una velocidad de rotación en la rueda; en cambio, en las bombas centrífugas, la velocidad transmitida por el rodete al líquido se convierte, en parte, en presión, facilitando de esta manera su desplazamiento y elevación subsiguiente.(Fernández Díez 2019, p. 3)

2.9.2. Sensores

Un sensor se define como un dispositivo con la capacidad de identificar distintos tipos de materiales con el propósito de emitir una señal que facilite la continuación de un proceso o detectar un cambio, según sea el caso. Funciona transformando la energía del entorno en una señal de salida que está directamente relacionada con la magnitud que se busca medir.(EUDIM.UTA 2020, p. 1)

2.9.2.1. Temperatura

La medición de la temperatura emerge como uno de los parámetros físicos más comúnmente supervisados en entornos electrónicos. Incluso en casos donde la temperatura no constituye el foco principal de interés, es comúnmente esencial medirla para evaluar de manera indirecta su influencia en la variable principal que se desea cuantificar. La diversidad de aplicaciones ha impulsado una considerable proliferación de dispositivos sensores y transductores, abarcando desde simples uniones bimetálicas en termostatos hasta dispositivos semiconductores de mayor complejidad.(Mayné 2003, p. 7)

- Termopares
- Resistivo
- Semiconductores



Ilustración 2-19: Sensores de temperatura

Fuente: (AKRIBIS 2021)

2.9.2.2. Final de carrera

Estos dispositivos, ya sean eléctricos, neumáticos o mecánicos, se encuentran ubicados en el extremo de la trayectoria o de un elemento en movimiento, como una cinta transportadora. Su función principal es enviar señales capaces de alterar el estado de un circuito. En su interior, pueden albergar interruptores que pueden ser normalmente abiertos (NA), normalmente cerrados (NC) o conmutadores, dependiendo de la operación que realizan cuando son activados. (Ivnfgroup 2000, p. 1)



Ilustración 2-20: Final de carrera

Fuente: (Importadora OTECE 2019)

2.9.3. Bomba de recirculación

2.9.3.1. Funcionamiento

Un dispositivo diseñado para la recirculación de agua ha sido creado con el objetivo de desplazar el líquido de manera continua a lo largo de un sistema cerrado. Su función primordial consiste en mantener un flujo constante de agua, evitando estancamientos y asegurando una distribución eficiente en una instalación hidráulica. El sistema de recirculación de agua caliente no solo posibilita un evidente ahorro de agua, sino que también elimina la necesidad de su uso innecesario. (María Robledo 2024)

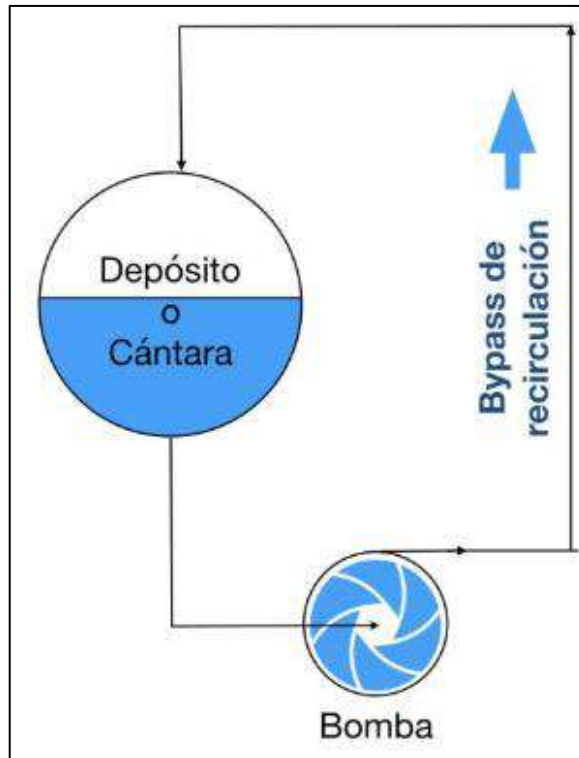


Ilustración 2-21: Diagrama de flujo de una bomba de recirculación de agua.

Fuente: (PumpsBombas 2024)

2.9.3.2. Caudal

La ecuación de Bernoulli es una formulación de la ley de conservación de la energía aplicada a un flujo de fluido. Expresa que, en un flujo de fluido ideal sin pérdidas de energía por fricción, la energía total por unidad de masa del fluido es constante a lo largo de una corriente de flujo. Esta ecuación es muy útil para analizar el comportamiento de fluidos en movimiento, como en aplicaciones de aerodinámica, hidrodinámica, y en diversos ingenios y sistemas de transporte de fluidos.

Para un sistema de bombeo se describe con las siguientes ecuaciones, definiendo la primera fórmula la conservación de la energía según (Mott et al. 2015):

$$\frac{P_1}{\gamma} + z_1 + \frac{v_1^2}{2g} + h_A - h_R - h_L = \frac{P_2}{\gamma} + z_2 + \frac{v_2^2}{2g} \quad \text{Ecuación 2-81}$$

$$v = \frac{4Q}{\pi D^2} \quad \text{Ecuación 2-82}$$

$$h_L = \frac{8fLQ^2}{\pi^2 g D^5} \quad \text{Ecuación 2-83}$$

$$h_R = \frac{8KQ^2}{\pi^2 g D^4} \quad \text{Ecuación 2-84}$$

$$f = \frac{0.25}{\left[\log \left(\frac{\epsilon}{3.7D} + \frac{5.74}{Re^{0.9}} \right) \right]^2}$$

Ecuación 2-85

$$D_T = \sqrt{\frac{4Q}{\pi v}}$$

Ecuación 2-86

$$Re = \frac{v * D}{\nu}$$

Ecuación 2-87

Donde:

P: presión manométrica del fluido en el punto dado (Pa).

g: gravedad (m/s²).

γ: peso específico del fluido (N/m³).

v: velocidad del fluido en el punto dado (m/s).

z: carga de elevación en el punto dado (m).

h_A: carga total de la bomba (mcf).

h_R: energía por pérdida de accesorios (mcf).

h_L: energía por pérdida de tubería (mcf).

D: diámetro de la tubería (m).

L: longitud de tubería (m).

f: factor de fricción.

ε: rugosidad de la tubería (m).

D_T: diámetro teórico (m).

Re: numero de Reynolds.

K: coeficiente de pérdidas por accesorios.

ν: viscosidad cinemática del fluido (m²/s).

TABLA 8.2 Rugosidad de la tubería —valores de diseño		
Material	Rugosidad ε (m)	Rugosidad ε (ft)
Vidrio	Liso	Liso
Plástico	3.0 × 10 ⁻⁷	1.0 × 10 ⁻⁶
Tubo estirado; cobre, latón, acero	1.5 × 10 ⁻⁶	5.0 × 10 ⁻⁶
Acero, comercial o soldado	4.6 × 10 ⁻⁵	1.5 × 10 ⁻⁴
Hierro galvanizado	1.5 × 10 ⁻⁴	5.0 × 10 ⁻⁴
Hierro dúctil —revestido	1.2 × 10 ⁻⁴	4.0 × 10 ⁻⁴
Hierro dúctil —sin revestir	2.4 × 10 ⁻⁴	8.0 × 10 ⁻⁴
Concreto, bien hecho	1.2 × 10 ⁻⁴	4.0 × 10 ⁻⁴
Acero remachado	1.8 × 10 ⁻³	6.0 × 10 ⁻³

Ilustración 2-22: Rugosidad de la tubería.

Fuente: (Mott et al. 2015, p. 185).

TABLA A.1 Unidades del SI [101 kPa (abs)]				
Temperatura (°C)	Peso específico γ (kN/m ³)	Densidad ρ (kg/m ³)	Viscosidad dinámica η (Pa·s)	Viscosidad cinemática ν (m ² /s)
0	9.81	1000	1.75×10^{-3}	1.75×10^{-6}
5	9.81	1000	1.52×10^{-3}	1.52×10^{-6}
10	9.81	1000	1.30×10^{-3}	1.30×10^{-6}
15	9.81	1000	1.15×10^{-3}	1.15×10^{-6}
20	9.79	998	1.02×10^{-3}	1.02×10^{-6}
25	9.78	997	8.91×10^{-4}	8.94×10^{-7}
30	9.77	996	8.00×10^{-4}	8.03×10^{-7}
35	9.75	994	7.18×10^{-4}	7.22×10^{-7}
40	9.73	992	6.51×10^{-4}	6.56×10^{-7}
45	9.71	990	5.94×10^{-4}	6.00×10^{-7}
50	9.69	988	5.41×10^{-4}	5.48×10^{-7}
55	9.67	986	4.98×10^{-4}	5.05×10^{-7}
60	9.65	984	4.60×10^{-4}	4.67×10^{-7}
65	9.62	981	4.31×10^{-4}	4.39×10^{-7}
70	9.59	978	4.02×10^{-4}	4.11×10^{-7}
75	9.56	975	3.73×10^{-4}	3.83×10^{-7}
80	9.53	971	3.50×10^{-4}	3.60×10^{-7}
85	9.50	968	3.30×10^{-4}	3.41×10^{-7}
90	9.47	965	3.11×10^{-4}	3.22×10^{-7}
95	9.44	962	2.92×10^{-4}	3.04×10^{-7}
100	9.40	958	2.82×10^{-4}	2.94×10^{-7}

Ilustración 2-23: Tabla de propiedades del agua.

Fuentes: (Mott et al. 2015, p. 488).

Además, es importante notar que el caudal que atraviesa una sección transversal viene definido por:

$$Q = Av \quad \text{Ecuación 2-88}$$

$$Q = \frac{V}{t} \quad \text{Ecuación 2-89}$$

$$Pot = h_A * Q * \gamma \quad \text{Ecuación 2-90}$$

Donde:

A: área de la sección transversal (m²).

v: velocidad del fluido (m/s).

Q: caudal (m³/s).

t: tiempo (s).

V: volumen (l).

Pot: potencia (Kw).

2.9.4. Automatización Mecánica (Lógica Cableda)

2.9.4.1. Control de mando y potencia

“Los motores son construidos con materiales que transporten con facilidad un flujo magnético ya que el aprovechamiento de este flujo producido cuando circula una corriente por los devanados es el principio de su funcionamiento”.(VICENTE BRICEÑO SIMBAQUEVA y CAMILO CHAPARRO PARADA 2020, p. 6).

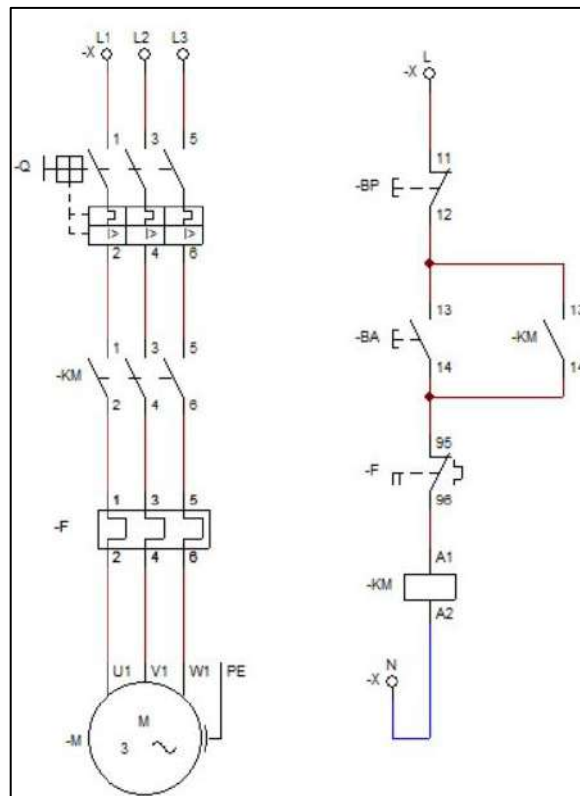


Ilustración 2-24: Diagrama de potencia y control de un motor trifásico.

Fuente: (Masam 2022).

2.9.4.2. Contactor

Es un aparato eléctrico diseñado para abrir y cerrar circuitos eléctricos mediante la activación y desactivación de sus contactos a través de una señal externa. Tiene la capacidad de operar en condiciones normales de funcionamiento al facilitar la apertura de circuitos, y también puede

soportar elevadas corrientes en sus contactos principales sin comprometer su rendimiento.(Universidad Nacional de la Plata 2020a, p. 2)

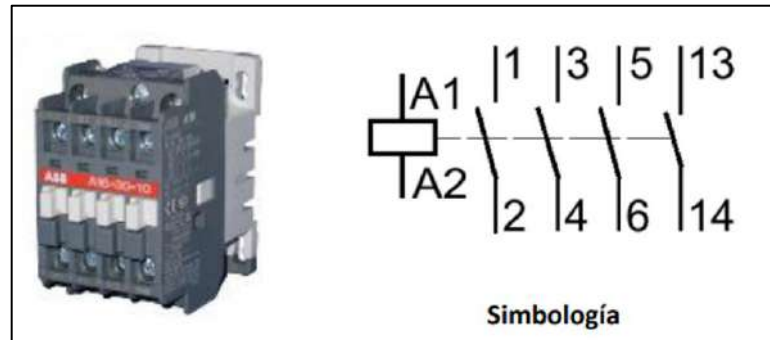


Ilustración 2-25: Contactor y su simbología

Fuente: (Universidad Nacional de la Plata 2020a, p. 2)

Según (Universidad Nacional de la Plata 2020a, p. 9) los criterios para la selección de un contactor son los siguientes:

- Voltaje de la red eléctrica de la instalación (220V, 380V).
- Voltaje requerido para la bobina (24V, 220V, 380V, CC o CA).
- Potencia nominal de la carga que será controlada.
- Clasificación de la aplicación o categoría de servicio.

2.9.4.3. Variador de velocidad

Un variador de velocidad se define como una fuente de alimentación que ofrece variabilidad en términos de tensión y frecuencia, permitiendo ajustar la velocidad de un motor mientras mantiene un par útil dentro de un rango específico de regulación. (RYSEL Sat [sin fecha], p. 1)



Ilustración 2-26: Variador de frecuencia

Fuente: (RYSEL Sat [sin fecha], p. 9)

Para seleccionarlo de manera adecuada según (RYSEL Sat [sin fecha], p. 1), es fundamental tener en cuenta los siguientes aspectos:

- Conocer la tensión de alimentación disponible (ya sea monofásica o trifásica, así como su valor). Los motores, que son siempre trifásicos, pueden estar conectados en estrella o triángulo según la placa.(RYSEL Sat [sin fecha], p. 1)
- Determinar la corriente del motor (o la potencia junto con su velocidad nominal).(RYSEL Sat [sin fecha], p. 1)
- Identificar el tipo de máquina que será accionada, ya sea un ventilador, bomba, sistema de traslación, compresor, u otro.(RYSEL Sat [sin fecha], p. 1)
- Evaluar la posibilidad de que se presenten sobrecargas durante su operación.(RYSEL Sat [sin fecha], p. 1)
- Conocer el rango de velocidad de giro aproximado del motor, asegurándose de garantizar una ventilación adecuada especialmente a bajas velocidades.(RYSEL Sat [sin fecha], p. 1)

2.9.5. Tablero de control eléctrico

Los tableros son equipos eléctricos de una instalación, que concentran los dispositivos de protección y de maniobra o comando, desde los cuales se puede proteger y operar toda la instalación o parte de ella y deben proveer un alto nivel de seguridad y confiabilidad en la protección de personas e instalaciones. (Elizabeth 2014, p. 42)

(Universidad Nacional de la Plata 2020b, p. 5) menciona que los tableros eléctricos contienen dispositivos como:

- Conexión
- Maniobra
- Comando
- Medición
- Protección
- Señalización

2.9.5.1. Normas para la elaboración de tableros eléctricos

Según (Universidad Nacional de la Plata 2020b, p. 6; Elizabeth 2014, p. 59-60) las principales normas a tener en cuenta para la fabricación de tableros eléctricos son:

- IRAM 2181-2
- IRAM 2181-3
- IRAM 2181-1
- Norma interna de la planta.
- Normativa Covenin 200- Código Eléctrico Nacional.
- Normativa Intevep
- National Electric Code (NEC)
- ANSI Standards: American National Standards Institute

- OSHA
- IEC
- NEMA
- ANSI/NFPA 70B: Electrical Equipment Maintenance

2.9.5.2. Botoneras

Un dispositivo diseñado específicamente para supervisar y gestionar máquinas en un entorno de producción industrial. Su función de control se realiza de manera descentralizada, ofreciendo seguridad mediante interruptores de emergencia o validación. El principio de operación es simple: consiste en un mecanismo eléctrico con dos estados (sin presionar y presionado) que regula el flujo de corriente necesario para que el dispositivo cumpla con sus funciones. Los conectores permanecen separados y, al presionar el botón correspondiente, se unen, permitiendo así el flujo de corriente y activando el funcionamiento del dispositivo.(GSL Industrias 2022)

Algunos de los tipos de botoneras industriales son: botoneras industriales para ambientes severos, botoneras inalámbricas con batería, botoneras de plástico o luces piloto, botonera de enganche, botonera con enclavamiento, botonera momentánea, botonera industrial con llave, botonera de retención, botonera cubierta, botonera industrial luminosa, botonera industrial micro.(GSL Industrias 2022)



Ilustración 2-27: Tipos de botoneras industriales

Fuente: (GSL Industrias 2022)

CAPÍTULO III

3. MARCO METODOLÓGICO

3.1. Estudio de alternativas según norma alemana VDI 2221

3.1.1. *Lista de Exigencias*

Tabla 3-1: Lista de Exigencias

LISTA DE EXIGENCIAS		
PROYECTO		
Exigencia/Deseo	Descripción	Responsable
E	<p>Función Principal:</p> <p>La función de la máquina será el afilado de cuchillas planas</p>	
E	<p>Materia prima de la máquina:</p> <p>Se plantea el afilado de cuchillas planas de acero de hasta 65 centímetros de longitud y 2 centímetros de espesor.</p>	
E	<p>Control:</p> <p>Se necesitará automatizar el proceso de accionamiento de la muela, afilado y lubricación, limitando así el trabajo del operador a únicamente sujetar la cuchilla en la máquina y modificar la inclinación de la cuchilla de ser el caso. Adicionalmente se ingresará un ángulo determinado para el afilado.</p>	
D	<p>Medio Ambiente:</p> <p>La máquina contará con un recolector de viruta que a su vez contribuirá para recolectar el excedente de lubricante.</p>	
E	<p>Mantenimiento:</p> <p>La máquina se diseñará y construirá de tal manera que facilite el acceso a los componentes que requerirán mantenimiento.</p>	
E	<p>Fabricación:</p>	

	La fabricación de la maquina está prevista realizarla en territorio nacional con materiales que ofrece el mercado local.	
E	Energía: La máquina operará con una energía eléctrica de corriente alterna de 220V/60Hz que se la puede conseguir en las redes de distribución a nivel nacional.	
D	Capacidad: Se espera un tiempo promedio por afilado de 10 minutos por cuchillas tomando como referencia cuchillas de hasta 65 centímetros de longitud y 2 centímetros de espesor.	
D	Ergonomía: Las geometría y medidas de la máquina estarán diseñadas de tal manera en las que el operario tenga acceso a la máquina y a todos sus controles, de igual manera se plantea que el funcionamiento sea autónomo para que el operario se ubique a una distancia segura tanto por el ruido generado como por peligro de impacto de la máquina.	

Realizado por: Tisalema y Zurita., 2023.

3.1.2. Determinación de las funciones y su estructura.

3.1.2.1. Abstracción de la Caja Negra.

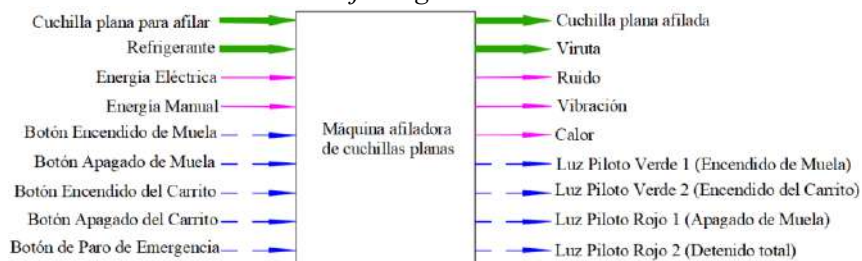


Ilustración 3-1: Caja Negra.

Realizado por: Tisalema y Zurita., 2023.

3.1.2.2. Secuencia de Operaciones: Descripción de Procesos.

Ingreso: El operario colocará la cuchilla en la máquina en el lugar destinado para su posterior sujeción

Sujeción: Con un mecanismo manual se asegurará la cuchilla a la máquina para evitar sus desplazamientos durante el proceso.

Rotación: Se podrá variar la inclinación requerida para el afilado de acuerdo con las necesidades del operario.

Afilado: Con el accionador se pondrá en marcha el proceso que una vez que termine detenga a la máquina.

Liberación: Una vez terminado el proceso de afilado se liberará la cuchilla del mecanismo de sujeción.

Retiro: El operario procederá a retirar la cuchilla y a llevarla para su posterior utilización.

3.1.2.3. Secuencia de Operaciones.

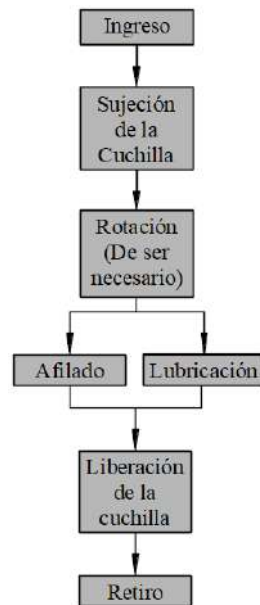


Ilustración 3-2: Secuencia de operaciones del proceso.

Realizado por: Tisalema y Zurita., 2023.

3.1.2.4. Estructura de Funciones.

Dominio Mecánico: Este dominio inicia con la sujeción de la cuchilla por parte del operario, después se realizará la operación de rotación de acuerdo con el operario y finalmente se realizará el afilado hasta que se accione los sensores indicando que la operación ha concluido y reiniciando el proceso automáticamente.

Dominio Eléctrico-Electrónico: Este dominio es el encargado de brindar energía a todo el sistema, acondicionar las señales enviadas por los sensores y pulsadores y mostrarla para que el usuario visualice los datos y operaciones efectuadas.

Dominio de Control: En esta parte se realizará el control de los actuadores del sistema, tales como los motores inmersos en el sistema.

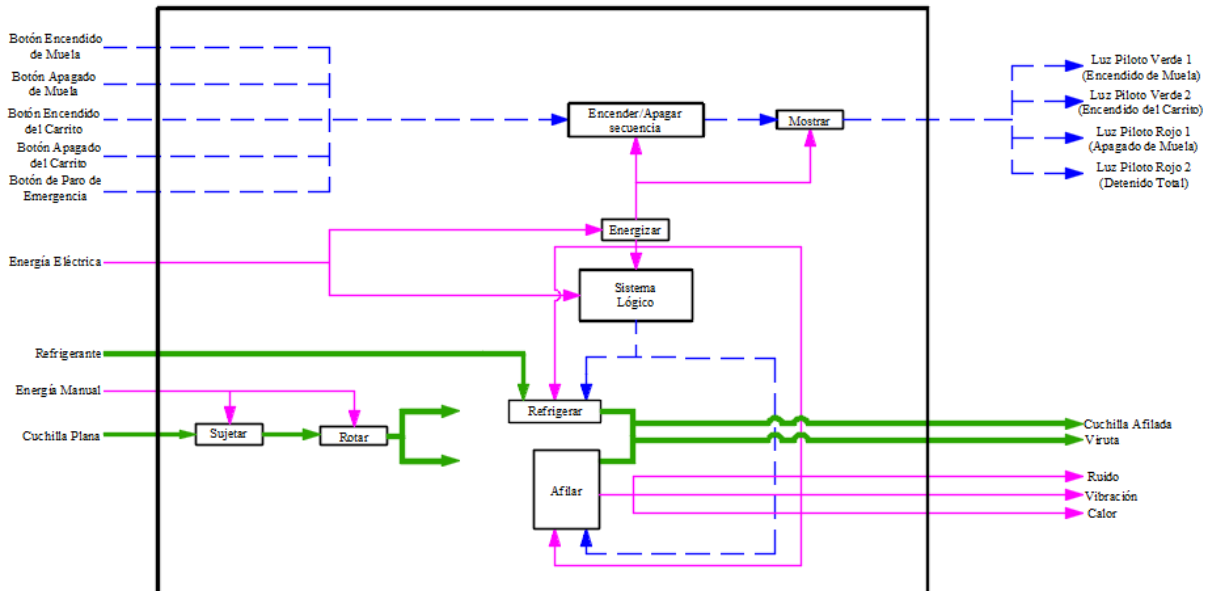





Ilustración 3-3: Estructura de funciones para el diseño de la Afiladora-Rectificadora.













Realizado por: Tisalema y Zurita., 2023.

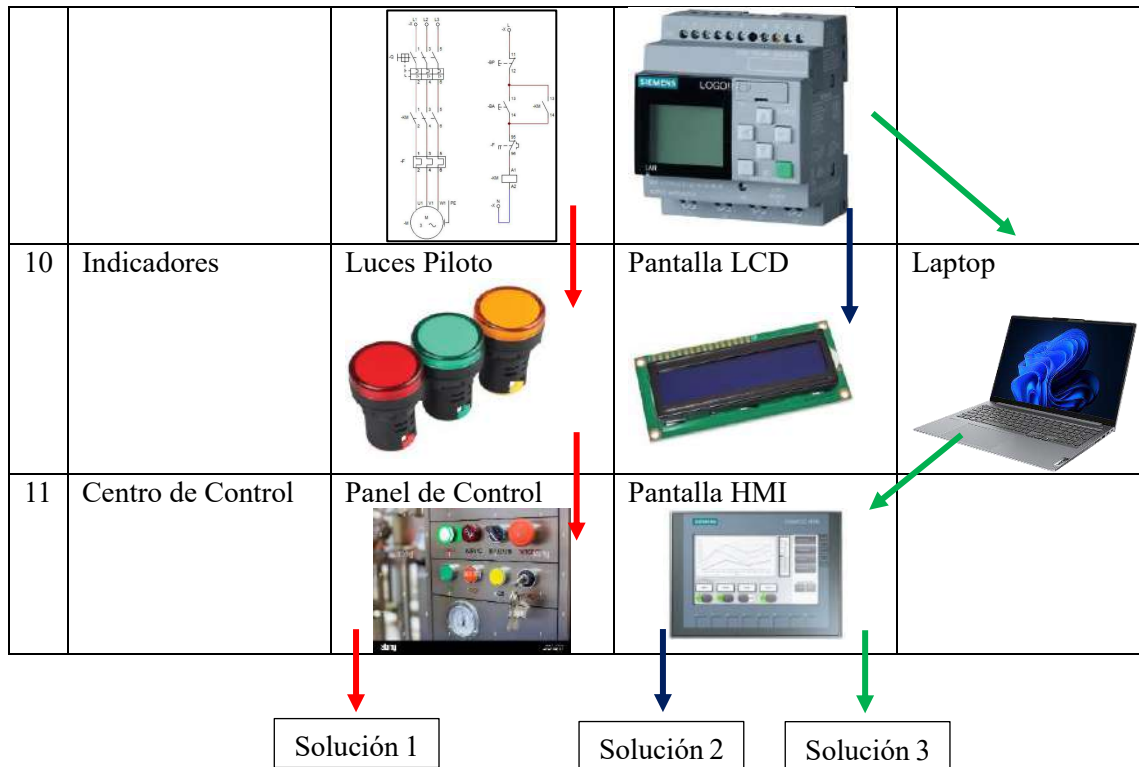
3.1.3. Matriz Morfológica.

A continuación, se presentan la matriz morfológica de la máquina. El estudio que permite esta matriz nos ayudará a identificar posibles soluciones a nuestro trabajo y posteriormente escoger la más idónea para ejecutarla.

Tabla 3-2: Matriz Morfológica

Funciones Parciales		Portador de Funciones		
		Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3
1	Sujetar	Mordazas 	Magnetismo 	Por Vacío 
2	Rotar	Manual ↓	Automático ↙	Manual y Automático

				
3	Refrigerar	Aceite 	Taladrina 	
4	Afilar	Disco Abrasivo (Muelas Cilíndricas) 		
5	Energizar	110 V	220 V	
6	Controlador de Velocidad.	Motorreductor 	Variador de Frecuencia 	
7	Accionamiento de Inicio/Paro Emergencia	Pulsadores 		
8	Sensor de Proximidad	Final de Carrera 	Sensor de Proximidad 	Sensor Infrarrojo 
9	Control Automático	Automatización Mecánica	Automatización Industrial	



Realizado por: Tisalema y Zurita, 2023.

3.1.4. Evaluación Técnico-Económica.

Tabla 3-3: Evaluación Técnica

Evaluación Técnica										
Variantes/Soluciones			S1		S2		S3		Sol. Ideal	
Nº	Criterios de Evaluación	g	p	gp	p	gp	p	gp	p	gp
1	Seguridad	3	3	9	3	9	3	9	4	12
2	Eficiencia Energética	2	3	6	2	4	2	4	4	8
3	Rigidez Eje Principal	3	2	6	2	6	2	6	4	12
4	Estabilidad de la Máquina	3	2	6	3	9	3	9	4	12
5	Peso de la Máquina	1	3	3	3	3	3	3	4	4
6	Operabilidad	2	3	6	3	6	1	2	4	8
7	Productividad	3	3	9	3	9	3	9	4	12
8	Calidad del Producto	4	2	8	2	8	3	12	4	16
9	Mantenimiento	3	2	6	1	3	1	3	4	12
10	Ergonomía	3	3	9	3	9	3	9	4	12
Puntaje Máximo			26	68	25	66	24	66	40	108
Valor Técnico Xi			0,6351		0,6149		0,6081		1	

Realizado por: Tisalema y Zurita, 2023.

Tabla 3-4: Evaluación Económica

Evaluación Económica										
Variantes/Soluciones		S1			S2		S3		Sol. Ideal	
Nº	Criterios de Evaluación	g	p	gp	p	gp	p	gp	p	gp
1	Costo de Materiales	4	3	12	1	4	2	8	4	16
2	Costo de Fabricación	3	2	6	2	6	2	6	4	12
3	Costo de Componentes	2	2	4	1	2	1	2	4	8
4	Costo de la tecnología	3	3	9	1	3	1	3	4	12
5	Costo de Mantenimiento	3	3	9	3	9	3	9	4	12
6	Consumo Energético	2	3	6	2	4	2	4	4	8
Puntaje Máximo		16	46	10	28	11	32	24	68	
Valor Técnico Yi		0,6739			0,413		0,4674		1	

Realizado por: Tisalema y Zurita, 2023.

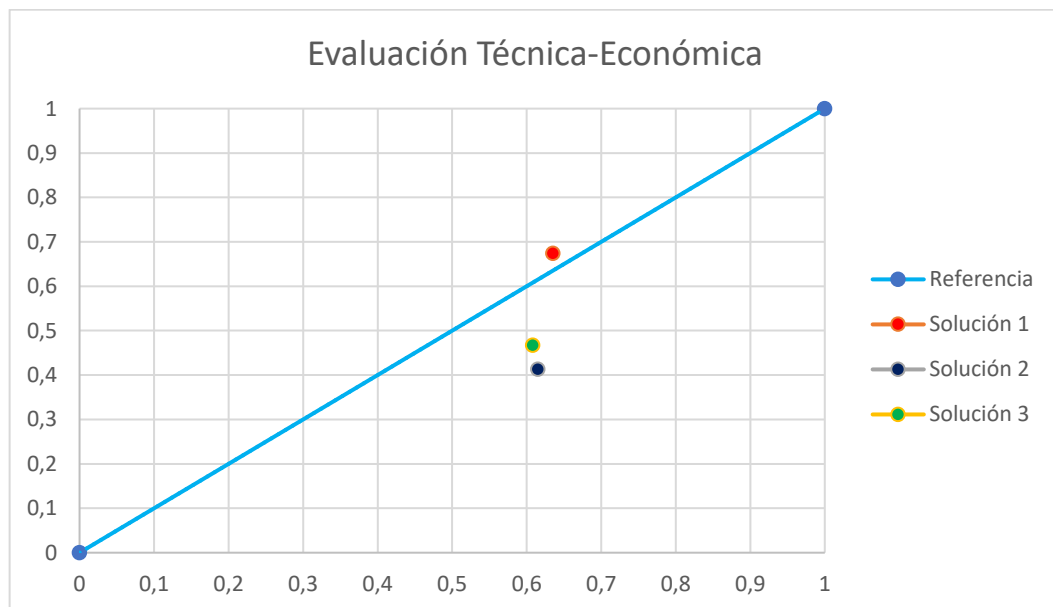


Ilustración 3-4: Gráfica Evaluación Técnica-Económica

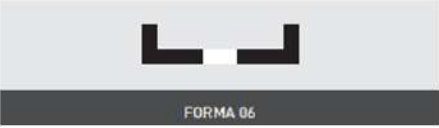
Realizado por: Tisalema y Zurita., 2023.

La solución óptima de las presentadas en la matriz morfológica es la 1, dado que cumple con los parámetros tanto técnicos como económicos teniendo así las siguientes especificaciones: Para la sujeción se utilizará un sistema de mordazas, la rotación se la realizará manualmente, como refrigerante tendremos taladrina, se utilizarán Mueles Cilíndricas para el afilado, una energía de 220 V, para reducir las revoluciones del motor se utilizará un Motorreductor, se accionará mediante pulsadores (Normales y un Paro de Emergencia), para limitar el movimiento del carrito se tendrán finales de carrera, el sistema de automatización será de manera Mecánica con indicadores Luminosos (Luces Piloto) y como centro de control se realizará la construcción de un Panel de Control.

3.2. Diseño mecánico

3.2.1. Selección de la piedra de afilar

Para elegir apropiadamente la muela de rectificar según el catálogo de Norton, es necesario considerar una serie de especificaciones y parámetros que se adecuen a la tarea específica. En este escenario, la muela desempeñará las funciones de afilado y rectificado de superficies planas con un alto grado de precisión. Por consiguiente, la muela elegida presenta las siguientes especificaciones, tal como se muestra en la ilustración siguiente.



125x45x20	11	6	13	●					●	●						3SG 46 K VX 45	66253055954	Europeo	2	★★★★★
	11	6	13	●					●	●						SGB 60 K VX 45	69936686736	Europeo	2	★★★★
125x50x32	6	13	13	●					●	●						SGB 60 J VX 45	66253050075	Local	2	★★★★
	6	13	13	●					●	●						38A 46 K VS 45	69936674867	Europeo	2	★★★
	6	10	13	●					●	●						38A 60 L VS 45	69936639992	Europeo	2	★★★
125x63x32	6	10	13	●					●	●						SGB 60 K VX 45	69936640579	Europeo	2	★★★★
	6	25	16	●					●	●						39C 60 J V 45	69936668305	Europeo	2	★★★

Ilustración 3-5: Selección muela de afilar-rectificar

Fuente:(NORTON-Saint Gobain 2023, p. 169)

En el mercado ecuatoriano, prevalecen las medidas de estas piedras de afilar en el sistema inglés. Por ende, al utilizar el catálogo (NORTON-Saint Gobain 2020, p. 21), se elige una piedra de afilar con características similares, variando ligeramente sus dimensiones para adaptarse a las necesidades específicas.

Copa Recta Tipo 6 Blanca

Óxido de Aluminio - blanco



CODIGO SAP	DESCRIPCIÓN	DIMENSIONES		EMP
		PULGADAS	MILÍMETROS	
66253362417	38A 46K	4" x 1 1/2" x 1 1/4"	101.6 x 38.1 x 31.8	01
66253362430	38A 60K	4" x 1 1/2" x 1 1/4"	101.6 x 38.1 x 31.8	01
66253362418	38A 80K	4" x 1 1/2" x 1 1/4"	101.6 x 38.1 x 31.8	01
66253362420	38A 46K	4" x 2" x 1 1/4"	101.6 x 50.8 x 31.8	01
66253362422	38A 60K	4" x 2" x 1 1/4"	101.6 x 50.8 x 31.8	01
66253362419	38A 100K	4" x 2" x 1 1/4"	101.6 x 50.8 x 31.8	01
66253362425	38A 60K	5" x 2" x 1 1/4"	127 x 50.8 x 31.8	01
66253362426	38A 46K	5" x 2 1/2" x 1 1/4"	127 x 63.5 x 31.8	01
66253362428	38A 60K	5" x 2 1/2" x 1 1/4"	127 x 63.5 x 31.8	01
66253363590	38A 46K	6" x 3" x 1 1/4"	152.4 x 76.2 x 31.8	01
66253363589	38A 60K	6" x 3" x 1 1/4"	152.4 x 76.2 x 31.8	01
69083167584	38A 46K	8" x 4" x 1 1/2"	203 x 101.6 x 38.1	01

Ilustración 3-6: Selección muela de rectificar en Sistema Inglés

Fuente: (NORTON-Saint Gobain 2020, p. 21)

En última instancia, la muela de rectificar elegida tiene dimensiones de 5x2x1.25 pulgadas. Es importante resaltar que todos los parámetros son idénticos a los de la piedra anterior y son los más adecuados para llevar a cabo las labores de rectificado y afilado.

Tabla 3-5: Parámetros de la muela de afilar seleccionada

Características	Especificaciones
Forma de la copa	Forma 6
Abrasivo	38A
Grano	60
Grado	K
Aglomerante	VS
Dimensiones (mm)	127x50.8x31.8
Anchura de borde (W)	10
Espesor cara posterior (E)	13

Fuente:(NORTON-Saint Gobain 2023, p. 169)

Realizado por: Tisalema y Zurita, 2023



Ilustración 3-7: Peso de la piedra de afilar de copa forma 6.

Fuente: Tisalema y Zurita, 2024.

3.2.2. Selección del motor

Después de realizar un examen exhaustivo en el mercado, se ha comprobado que los motores fabricados por la marca WEG son los más utilizados y predilectos en distintas ramas industriales. Estos dispositivos sobresalen por su extensa diversidad y su accesibilidad, además de poseer un rendimiento y potencia adecuados para una amplia variedad de aplicaciones laborales.

3.2.2.1. Cálculo de la potencia de motor requerida

Calcular la potencia requerida del motor resulta fundamental, y esto implica llevar a cabo un análisis de las fuerzas involucradas en el sistema de afilado. La identificación de la velocidad de remoción de material constituye el primer paso crucial para obtener una estimación precisa de la potencia necesaria. Utilizamos la Ecuación 2-1.

$$MRR = dav$$

Donde:

d : 0.03 mm, ver **Tabla 2-2:** Profundidad de pasada en mm.

a : 10 mm, ver **Tabla 3-5**: Parámetros de la muela de afilar seleccionada

v : 12 m/min, ver **Tabla 2-3**: Velocidad de avance en m/min en rectificado.

$$MRR = 6 * 10^{-8} (m^3/s)$$

Con el resultado del MRR, procedemos a obtener la potencia con la Ecuación 2-2.

$$P = uMRR$$

u : 25 (Ws/mm^3), ver **Tabla 2-1**: Velocidad circunferencial de la muela de rectificar según su tipo de aglomerante.

$$P = 1500 (W)$$

$$P = 2.011 (hp)$$

Como resultado de los cálculos realizados, se determina la necesidad de un motor de 2 hp para llevar a cabo eficientemente el proceso de afilado y rectificado de cuchillas planas, especialmente en aplicaciones industriales. Considerando que la mayoría de las industrias opera con suministro eléctrico trifásico, tras consultar el catálogo de motores de la marca WEG, se concluye que el motor WEG trifásico 60 Hz de 2 hp es la opción más adecuada, como se puede apreciar en la imagen adjunta.

W22 - Eficiencia Premium - 60 Hz																					
Potencia		Carcasa	Par nominal Tn (Nm)	Corriente con rotor trabado I _t /I _n			Par de arranque Ta/Tn	Par máximo Tm/Tn	Inercia J (kgm ²)	Tiempo máx. con rotor trabado (s)		Peso (kg)	Nivel de ruido dB (A)	RPM	460 V						Corriente nominal In (A)
				Letra	Ia/In					Caliente	Frio				% de la potencia nominal			Factor de potencia			
HP	kW														50	75	100	50	75	100	
Il polos																					
1	0,75	143/5T	2,02	L	8,2	2,8	3,4	0,0014	22	48	16,5	68,0	3480	75,0	79,0	81,5	0,63	0,74	0,80	1,44	
1,5	1,1	143/5T	3,02	L	8,9	3,5	3,8	0,0020	21	46	18,5	68,0	3490	81,5	84,0	84,0	0,70	0,80	0,84	1,96	
2	1,5	143/5T	4,04	L	8,9	3,5	3,8	0,0026	17	37	23,5	68,0	3475	82,5	85,5	85,5	0,71	0,80	0,86	2,56	
3	2,2	182/4T	5,99	K	8,6	2,5	3,8	0,0080	41	90	40,0	69,0	3515	82,5	86,5	86,5	0,75	0,84	0,88	3,63	
5	3,7	182/4T	10,0	J	7,6	2,3	3,5	0,0094	25	55	40,0	69,0	3500	86,5	88,5	88,5	0,76	0,85	0,89	5,90	

Ilustración 3-8: Catálogo de motores marca WEG

Fuente: (Grupo WEG 2017, p. 7)

3.2.3. Sistema de afilado

3.2.3.1. Tornillo de potencia

En la fase de diseño del tornillo de potencia, se emplea un eje de transmisión AISI 1018, seleccionado por sus cualidades superiores. Para complementarlo, se elige con precisión una tuerca de acero de alta resistencia, conforme a las recomendaciones específicas para esta aplicación, asegurando así un funcionamiento óptimo.



Ilustración 3-9: Tornillo de potencia del motor

Fuente: Tisalema y Zurita, 2024

Se consideraron dimensiones específicas para el tornillo de potencia, con un diámetro externo de $\frac{3}{4}$ de pulgada y un paso de $\frac{1}{10}$ de pulgada. Además, la fuerza aplicada únicamente al tornillo es el peso combinado del motor y de la piedra de afilar aumentado un porcentaje de seguridad del 25%.

$$F = (M_{motor} + M_{muela}) * 9.81 \quad \text{Ecuación 3-1}$$

Donde:

M_{motor} : 23.5 (kg), ver **Ilustración 3-8**.

M_{muela} : 0.8 (kg), ver **Ilustración 3-7**.

$$F = 297.979 \text{ (N)}$$

$$F = 0.0670 \text{ (kips)}$$

Se procede al cálculo de los parámetros del tornillo de potencia con rosca ACME, la cual tiene un ángulo de rosca de 29° , como se visualiza en la ilustración adjunta.

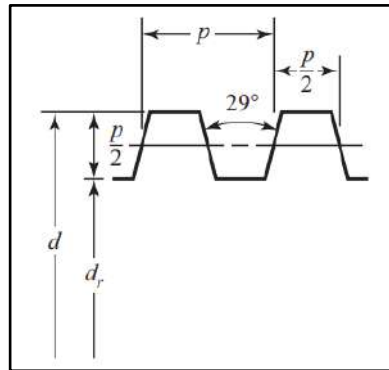


Ilustración 3-10: Rosca ACME

Fuente:(Budynas y Keith Nisbett 2012, p. 395)

Las medidas calculadas establecen la necesidad de que el tornillo incorpore un mecanismo de autobloqueo para garantizar una mayor seguridad durante su operación. A continuación, se detallan dichas medidas donde además cumplen con las restricciones de diseño, utilizando las Ecuación 2-45 hasta la Ecuación 2-57.

Donde:

$$d: \frac{3}{4} \text{ (in)}$$

$$d_c = \frac{3}{4} \text{ (in)}$$

$$p: 0.1 \text{ (in)}$$

$$n: 1 \text{ entrada}$$

$$f: 0.20$$

$$f_c: 0.12$$

$$d_m = d - p/2$$

$$d_m = 0.7 \text{ (in)}$$

$$d_r = d - p$$

$$d_r = 0.65 \text{ (in)}$$

$$l = n * p$$

$$l = 0.1 \text{ (in)}$$

$$T_c = \frac{F d_c f_c}{2}$$

$$T_c = 0.003 \text{ (kip - in)}$$

$$T_R = \frac{F d_m}{2} \left(\frac{\pi f d_m \sec \alpha + l}{\pi d_m - f l \sec \alpha} \right) + T_c$$

$$T_R = 0.009 \text{ (kip - in)}$$

$$T_L = \frac{F d_m}{2} \left(\frac{\pi f d_m \sec \alpha - l}{\pi d_m + f l \sec \alpha} \right) + T_c$$

$$T_L = 0.0068 \text{ (kip - in)}$$

$$T_O = \frac{F l}{2\pi}$$

$$T_O = 0.0011 \text{ (kip - in)}$$

$$e = \frac{T_O}{T_R}$$

$$e = 0.1187$$

Se lleva a cabo un análisis estático y de fatiga del tornillo para verificar los resultados. En cuanto al factor de seguridad estático, se consideran para el esfuerzo la combinación sumada de los

esfuerzos de compresión y flexión generada en el tornillo como el esfuerzo cortante inducido por el torque máximo calculado en una sección circular, mostrando los siguientes resultados de las Ecuación 2-15 y Ecuación 2-23.

$$\sigma_c = \frac{4 * F}{\pi d^2}$$

$$\sigma_c = 0.2018 \text{ (ksi)}$$

$$\tau = \frac{16T_R}{\pi d_r^3}$$

$$\tau = 0.1665 \text{ (ksi)}$$

Para calcular el esfuerzo de flexión primero debemos calcular la fuerza mínima producida por el torque máximo, con la cual obtendremos su momento. Para ello emplearemos las ecuaciones: Ecuación 2-16, Ecuación 2-17, Ecuación 2-19 y Ecuación 2-20.

Donde:

l : 4.635 in

r : 1.405 in

$$T_R = F_{min} * r$$

$$F_{min} = 0.0064 \text{ (kips)}$$

$$M_{max} = F_{min} * l$$

$$M_{max} = 0.0296 \text{ (kips - in)}$$

$$\sigma_{fmax} = \frac{32 * M_{max}}{\pi d^3}$$

$$\sigma_{fmax} = 1.0984 \text{ (ksi)}$$

$$\sigma = \sigma_c + \sigma_f$$

$$\sigma = 1.300 \text{ (ksi)}$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}$$

$$\sigma_{eq} = 1.332 \text{ (ksi)}$$

El material de los ejes de transmisión como ya se menciono es el AISI 1018 CD, el cual tiene un $S_y = 54$ (ksi) y un $S_{ut} = 64$ (ksi) según la Tabla A-20 de (Budynas y Keith Nisbett 2012, p. 1004). Aplicamos la Ecuación 2-18:

$$F.S = \frac{\text{Esfuerzo permisible}}{\text{Esfuerzo de diseño}}$$

$$F.S = 40.55$$

El análisis de fatiga en el diseño se hace evidente debido al movimiento rotativo del eje del tornillo, el cual genera un torque alternante ascendente y descendente. Esta acción produce una combinación de esfuerzos. El factor de seguridad en fatiga indica que el diámetro del eje del tornillo ha sido adecuadamente seleccionado y es capaz de resistir las cargas aplicadas, lo que se refleja en los resultados obtenidos utilizando las ecuaciones: Ecuación 2-39 y Ecuación 2-40.

$$\sigma_a = 0 \text{ (ksi)}$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2}$$

$$\sigma_m = \sigma_c = 0.2018 \text{ (ksi)}$$

El esfuerzo amplitud a compresión es cero debido a que la única fuerza que se aplica al tornillo son los pesos de la piedra de afilar y el motor los cuales no van a variar sea a diseño estático o a fatiga. Se emplean las ecuaciones: Ecuación 2-23, Ecuación 2-41 y Ecuación 2-42.

$$\tau_{max} = \frac{16T_R}{\pi d_r^3}$$

$$\tau_{max} = 0.1665 \text{ (ksi)}$$

$$\tau_{min} = \frac{16T_L}{\pi d_r^3}$$

$$\tau_{min} = 0.1253 \text{ (ksi)}$$

$$\tau_a = \frac{\tau_{max} - \tau_{min}}{2}$$

$$\tau_a = 0.0206 \text{ (ksi)}$$

$$\tau_m = \frac{\tau_{max} + \tau_{min}}{2}$$

$$\tau_m = 0.1459 \text{ (ksi)}$$

El mismo procedimiento utilizado en el análisis estático del tornillo de potencia para calcular el esfuerzo de flexión se aplica también en el análisis de fatiga, con la única diferencia de que el esfuerzo será fluctuante debido a los torques ascendentes y descendentes presentes en el tornillo. Para ello se utilizan las ecuaciones: Ecuación 2-16, Ecuación 2-17, Ecuación 2-20, Ecuación 2-39, Ecuación 2-40 y Ecuación 2-43.

$$\sigma_{fmax} = 1.0984 \text{ (ksi)}$$

$$T_L = F_{max} * r$$

$$F_{max} = 0.0048 \text{ (kips)}$$

$$M_{min} = F_{max} * l$$

$$M_{min} = 0.0223 \text{ (kips - in)}$$

$$\sigma_{fmin} = \frac{32 * M_{max}}{\pi d^3}$$

$$\sigma_{fmin} = 0.8265 \text{ (ksi)}$$

$$\sigma_{fa} = \frac{\sigma_{fmax} - \sigma_{fmin}}{2}$$

$$\sigma_{fa} = 0.136 \text{ (ksi)}$$

$$\sigma_{fm} = \frac{\sigma_{fmax} + \sigma_{fmin}}{2}$$

$$\sigma_{fm} = 0.9624 \text{ (ksi)}$$

$$\sigma_{eqa} = \sqrt{\sigma_a^2 + 3\tau_a^2}$$

$$\sigma_{eqa} = 0.1406 \text{ (ksi)}$$

$$\sigma_{eqm} = \sqrt{\sigma_m^2 + 3\tau_m^2}$$

$$\sigma_{eqm} = 1.1913 \text{ (ksi)}$$

Es importante resaltar que se ha seleccionado la Ecuación 2-34 que corresponde al criterio de falla de Soderberg para calcular el factor de seguridad a fatiga debido a que es una teoría conservadora que garantiza un diseño óptimo.

Donde:

k_f : 3.8, ver **Tabla 2-5**.

S_y : 54 (ksi).

S_{ut} : 64 (ksi).

k_e : 0.814 , con una confiabilidad del 99% ver **Ilustración 2-12**.

Se aplica las ecuaciones: Ecuación 2-32, Ecuación 2-33 y Ecuación 2-34.

$$S'_e = 0.45 S_{ut}$$

$$S'_e = 28.8 \text{ (ksi)}$$

$$S_e = \frac{1}{k_f} k_e S'_e$$

$$S_e = 11.1634 \text{ (ksi)}$$

$$\frac{\sigma_{eqa}}{S_e} + \frac{\sigma_{eqm}}{S_y} = \frac{1}{\eta}$$

$$\eta = 28.85$$

Se creó un software utilizando Matlab, siguiendo los principios de las ecuaciones mencionadas anteriormente, para llevar a cabo el diseño estático y el análisis de fatiga del tornillo de potencia y de la tuerca, tal como se detalla en **ANEXO**.

3.2.3.2. Tuerca

El tornillo de potencia incluye un collarín, conocido en este contexto como tuerca, que facilita el movimiento ascendente y descendente de los elementos sujetos al tornillo de potencia. Por lo tanto, es crucial verificar que este collarín tenga factores de seguridad adecuados para un diseño correcto. Es importante destacar que estos factores de seguridad siempre están sobredimensionados. El A36 es el material de la tuerca, el cual tiene un $S_y = 36$ (ksi) y un $S_{ut} = 58$ (ksi) según (Budynas & Keith Nisbett, 2012), para llevar a cabo esta verificación, se emplearon las ecuaciones desde la Ecuación 2-58 hasta la Ecuación 2-63, obteniendo los siguientes resultados,

Donde:

$$H: 0.98 \text{ (in)}$$

$$F: 0.067 \text{ (kips)}$$

$$S_{sy}: 0.5 S_y = 18 \text{ (ksi)}$$

$$d: 0.75 \text{ (in)}$$

$$d_r: 0.65 \text{ (in)}$$

$$d_m: 0.7 \text{ (in)}$$

Factor de seguridad por cizalla:

$$\tau = \frac{2F}{\pi dH}$$

$$\tau = 0.058 \text{ (ksi)}$$

$$\tau = \frac{S_{sy}}{\eta}$$

$$\eta = 310.33$$

Factor de seguridad por aplastamiento:

$$\sigma_{ap} = \frac{4pF}{\pi(d^2 - d_r^2)H}$$

$$\sigma_{ap} = 0.0621 \text{ (ksi)}$$

$$\sigma = \frac{S_y}{\eta}$$

$$\eta = 579.28$$

Factor de seguridad a flexión:

$$\sigma_f = \frac{6F}{\pi d_m H}$$

$$\sigma_f = 0.1864 \text{ (ksi)}$$

$$\sigma = \frac{S_y}{\eta}$$

$$\eta = 193.09$$

3.2.3.3. Sistema porta cuchillas

El diseño del sistema de porta cuchillas se realizó mediante un análisis estático, en el cual se determinará el diámetro necesario del eje que va a girar de manera circular con una inclinación máxima de 0 a 270°, mediante iteraciones para así comprobar su factor de seguridad. Para ello el eje debe soportar los pesos de la muela abrasiva, de la mesa porta cuchillas y los pesos de las cuchillas a trabajar.

Para determinar el peso de la mesa se emplearán las ecuaciones: Ecuación 2-74, Ecuación 2-75 y Ecuación 2-76, donde el volumen y la densidad de esta serán los parámetros fundamentales. Se sumo el peso de las diferentes cuchillas de 3mm y 2cm, además que se usó un porcentaje de seguridad aumentando en un 25 % a la fuerza calculada de la mesa. El material de la mesa es ASTM A36.

Donde:

$$V: 0.00264 \text{ (m}^3\text{)}.$$

$$\rho: 7850 \text{ (kg/m}^3\text{)}$$

$$g: 9.81 \text{ (m/s}^2\text{)}.$$

$$M_{cuchillas}: 3.265 \text{ (kg)}.$$

$$m = \rho * V$$

$$m = 20.724 \text{ (kg)}$$

$$F_{mesa} = mg$$

$$F_{mesa} = 203.302 (N)$$

$$F_{Tmesa} = (F_{mesa} + (M_{cuchillas} * g)) * 1.25 \quad \text{Ecuación 3-2}$$

$$F_{Tmesa} = 294.165 (N)$$

Es necesario conocer los rpm que el motor suministra a la piedra de afilar para su giro, con el cual se determinó el torque máximo que se produce al momento de rectificar las cuchillas. El respectivo torque es necesario para conocer la fuerza de corte y con esta se obtuvo la fuerza de empuje de la muela. Como ya se mencionó las fuerzas tiene un 25 % de aumento para mayor seguridad. Por lo tanto, se emplearon las ecuaciones Ecuación 2-74, Ecuación 2-75, Ecuación 2-76 y Ecuación 3-2 para obtener la fuerza total del sistema porta del porta cuchillas.

Donde:

P : 2 (hp) = 1491.4 (W), ver **Ilustración 3-8**.

ω : 3475 (rpm) = 363.901 (rad/s), ver **Ilustración 3-8**.

D : 127 (mm), ver **Ilustración 3-6**.

Despejamos de las ecuaciones Ecuación 2-3, Ecuación 2-4 y Ecuación 2-6, los parámetros del torque y la fuerza de corte.

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

$$T = 4.098 (N - m)$$

$$F_c = \frac{2T}{D}$$

$$F_c = 64.535 (N)$$

$$F_n = 1.3 * F_c$$

$$F_n = 104.869 (N)$$

$$F_e = F_{Tmesa} + F_n$$

$$F_e = 399.034 (N)$$

Con la carga de la mesa actuando sobre la estructura plana del porta cuchillas, se procedió a calcular la carga distribuida a lo largo de la mesa (0.767 mm) debido a que es un sistema que está en movimiento lineal y la fuerza se reparte a lo largo de la misma.

$$F_{d_mesa} = \frac{F_{Tmesa}}{\text{largo mesa}} \quad \text{Ecuación 3-3}$$

$$F_{d_mesa} = 383.529 (N/m)$$

Se análisis el factor de seguridad estático mediante iteraciones de diferentes diámetros comerciales, en donde su principal fundamento fue obtener una tolerancia mínima que asegure un afilado optimo. Se observa que las vibraciones afectan a la operación de rectificado por lo cual, el diámetro seleccionado tendrá un factor de seguridad confiable. Todos los análisis, así como el momento de flexión sometido al eje se lo realiza mediante el programa ANSYS utilizando el método denominado Beam, el cual nos permite conocer con mayor exactitud la fuerza cortante y el momento flector que se produce a lo largo del sistema porta cuchillas conociendo sus secciones transversales. Se observó que su mayor valor se encuentra ubicado en la mitad de la mesa debido a que en este punto existe la mayor concentración de cargas, el material de la mesa del porta cuchillas es ASTM A36 con $S_y = 250(MPa)$ y de los ejes es AISI 1018 CD con un $S_y = 370(MPa)$.

En el eje a determinar su factor de seguridad no se colocan ningún tipo de rodamientos y poleas, por lo que su torque será cero. De igual manera como es un esfuerzo fluctuante completamente invertido la Ecuación 2-78 se simplifica a la siguiente expresión.

$$\frac{1}{n} = \frac{16}{\pi d^3} \left[4 \left(\frac{K_f M_a}{S_e} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

Para el cálculo del límite de resistencia a la fatiga de cada diámetro a iterar y de los concentradores de esfuerzos a fatiga se utilizaron las ecuaciones desde la Ecuación 2-24 hasta la Ecuación 2-31, Ecuación 2-79 y Ecuación 2-80. Se consideró una temperatura ambiente de 20°C, una confiabilidad del 99% y un acabado esmerilado, por lo cual, se usan las **Ilustración 2-10**, **Ilustración 2-11**, **Ilustración 2-12**.

$$k_a = aS_{ut}^b$$

$$k_a = 0.9418$$

$$k_b = 1.24d^{-0.107}$$

$$k_{b1} = 1.9784$$

$$k_{b2} = 1.8370$$

$$k_{b3} = 1.7590$$

$$k_{b4} = 1.7302$$

$$k_c = 1$$

$$k_d = \frac{S_T}{S_{RT}}$$

$$k_d = 1$$

$$k_e = 1 - 0.08z_a$$

$$k_e = 0.814$$

$$k_f = 0.6$$

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e$$

$$S_{e1} = 200.2058 \text{ (MPa)}$$

$$S_{e2} = 185.8944 \text{ (MPa)}$$

$$S_{e3} = 178.0019 \text{ (MPa)}$$

$$S_{e4} = 175.09 \text{ (MPa)}$$

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \approx 1.6$$

$$K_{fs} = 1 + q_{cortante}(K_{ts} - 1) \approx 1.4$$

- Diámetro comercial ½ in.

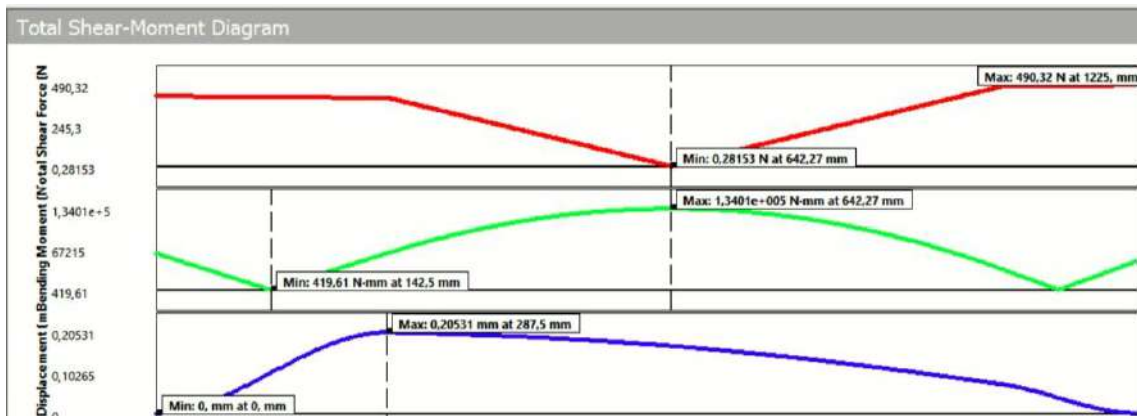


Ilustración 3-11: Momento flector máximo para un diámetro de ½ in.

Fuente: Tisalema y Zurita, 2024.

$$M_{max} = 134 \text{ (N - m)}$$

$$S_{e1} = 200.2058 \text{ (MPa)}$$

$$K_f = 1.6$$

$$K_{fs} = 1.4$$

$$n_1 = 0.19$$

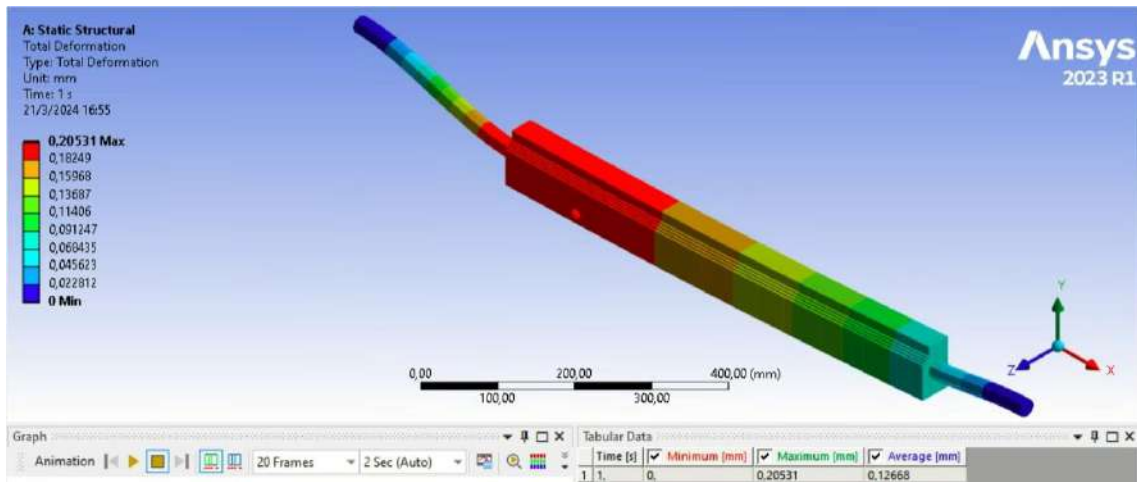


Ilustración 3-12: Deformación máxima para un diámetro de ½ in.

Fuente: Tisalema y Zurita, 2024.

- Diámetro comercial 1 in.

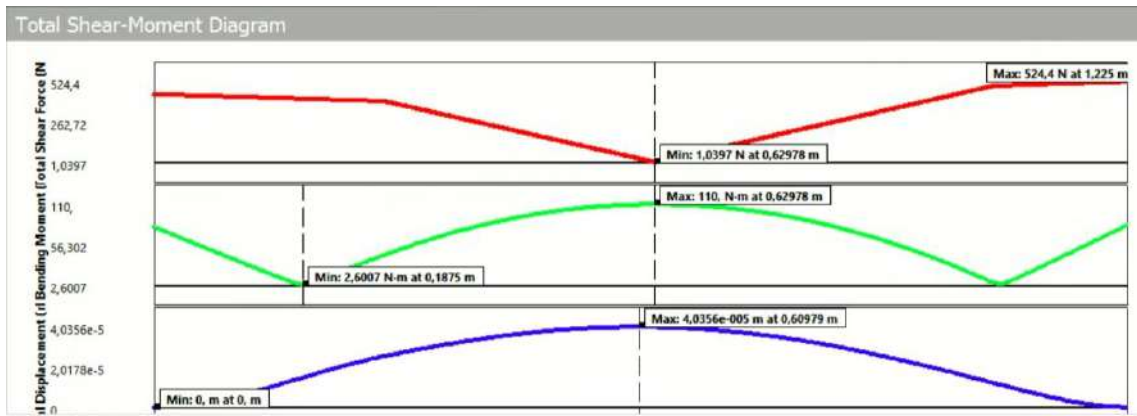


Ilustración 3-13: Momento flector máximo para un diámetro de 1 in.

Fuente: Tisalema y Zurita, 2024.

$$M_{max} = 110 (N - m)$$

$$S_{e2} = 185.8944 (MPa)$$

$$K_f = 1.6$$

$$K_{fS} = 1.4$$

$$n_2 = 1.7$$

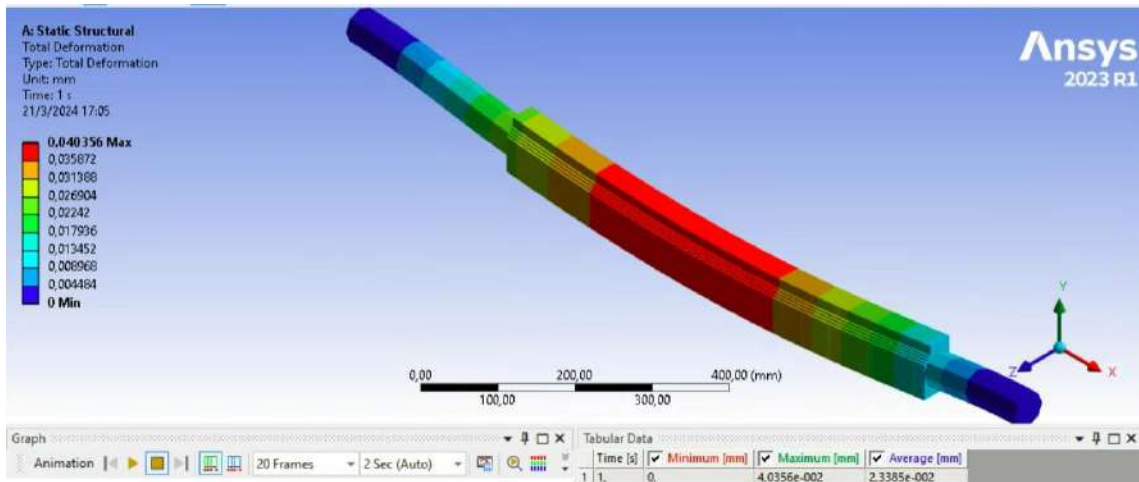


Ilustración 3-14: Deformación máxima para un diámetro de 1 in.

Fuente: Tisalema y Zurita, 2024.

- Diámetro comercial de 1 ½ in.

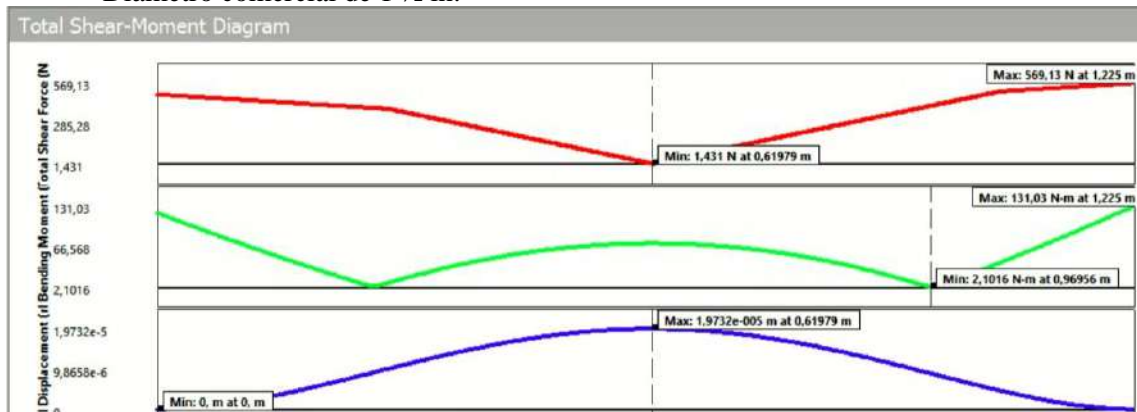


Ilustración 3-15: Momento flector máximo para un diámetro de 1 ½ in.

Fuente: Tisalema y Zurita, 2024.

$$M_{max} = 131.03 (N - m)$$

$$S_{e3} = 178.0019 (MPa)$$

$$K_f = 1.6$$

$$K_{fs} = 1.4$$

$$n_3 = 4.61$$

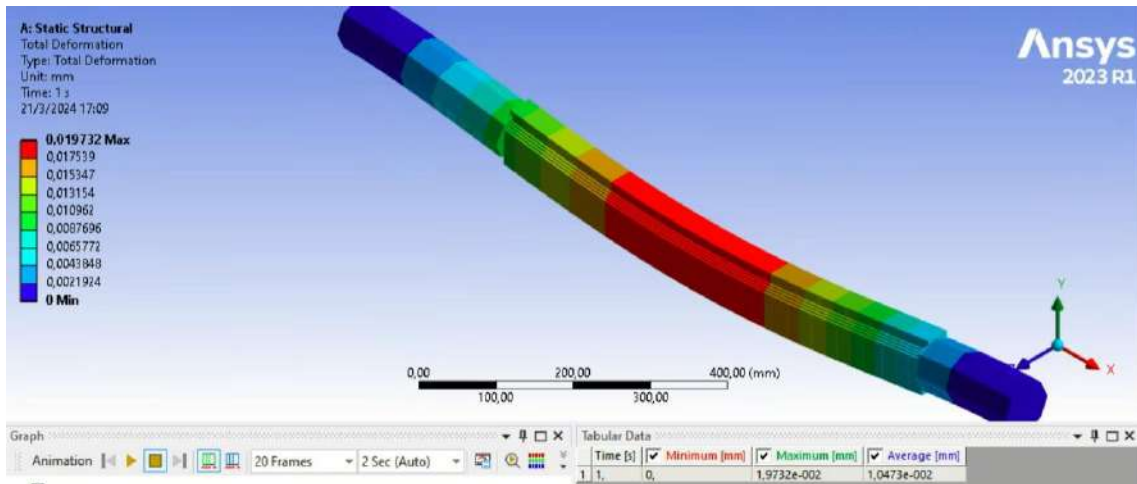


Ilustración 3-16: Deformación máxima para un diámetro de 1 ½ in.

Fuente: Tisalema y Zurita, 2024.

- Diámetro comercial de 1 ¾ in.

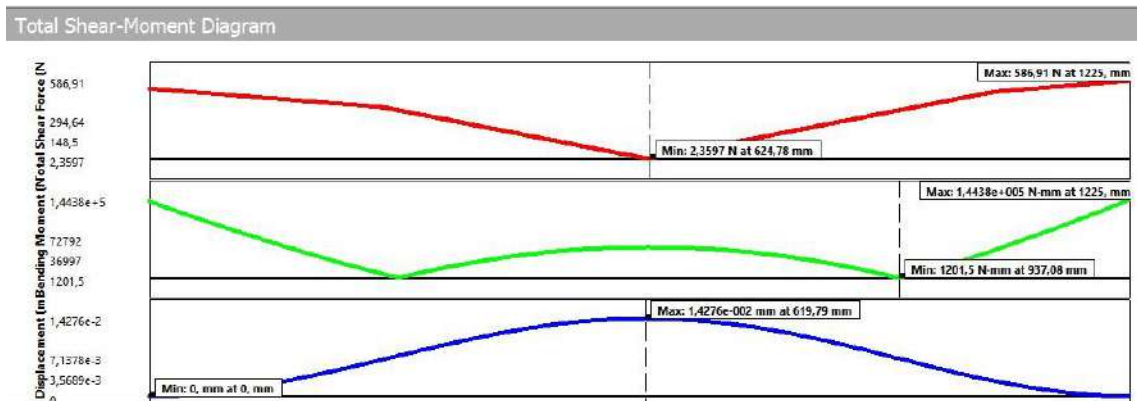


Ilustración 3-17: Momento flector máximo para un diámetro de 1 ¾ in.

Fuente: Tisalema y Zurita, 2024.

$$M_{max} = 144.38 (N - m)$$

$$S_{e4} = 175.09 (MPa)$$

$$K_f = 1.6$$

$$K_{fs} = 1.4$$

$$n_4 = 6.54$$

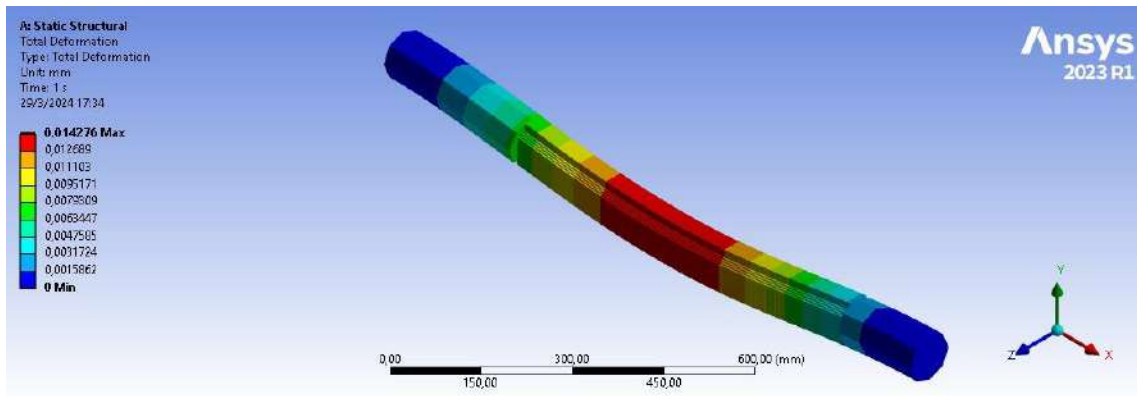


Ilustración 3-18: Deformación máxima para un diámetro de 1 ¾ in.

Fuente: Tisalema y Zurita, 2024.

De acuerdo con las iteraciones realizadas se escoge un diámetro de 1 ¾ in para el eje de inclinación de la mesa del porta cuchillas con el cual se obtuvo un factor de seguridad de 6.54, además para la elección del eje se tomó en cuenta su deformación máxima. Todos los valores calculados en el sistema porta cuchillas se comprobó mediante un script de Matlab con el cual se obtuvo los valores mencionados antes, este código se puede verificar en el **ANEXO**.

3.2.3.4. Pernos

La máquina está compuesta mediante uniones de piezas, las cuales se enlazan mediante pernos o soldadura; con el fin de estudiar la correcta selección de los pernos se analizó los más críticos y que influyen en el procedimiento de afilado en este caso los tornillos elegidos son los que se encuentran en la placa de 6 (mm) como se observa en la **¡Error! No se encuentra el origen de la referencia.**, los mismo soportan los pesos del motor, piedra de afilar y del tornillo de potencia vertical. Con la ayuda del software ANSYS se calculó los esfuerzos de corte y tracción que se generan en cada perno como indica la **¡Error! No se encuentra el origen de la referencia.**, esto se utilizara para obtener los factores de seguridad de esfuerzos combinados a carga estática mediante Von Mises. El número de pernos a estudiar serán 6, de los cuales dos sujetan el tornillo y tienen diferente diámetro de los que están soportando el motor de 2 (hp).

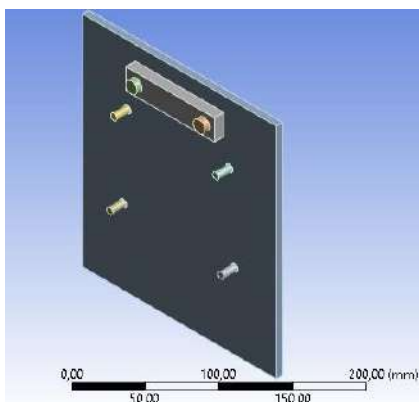


Ilustración 3-19: Pernos a estudiar mediante el cálculo del factor de seguridad.

Fuente: Tisalema y Zurita, 2024.

Tabla 3-6: Esfuerzos de Corte y Tracción de los Pernos

Perno	Esfuerzo axial (MPa)	Esfuerzo cortante (MPa)	Área (mm²)
1	109,63	18,32	31,669
2	94,78	16,11	31,669
3	50,62	16,88	31,669
4	25,03	15,26	31,669
5	43,57	1,25	71,331
6	21,33	1,58	71,331

Fuente: Tisalema y Zurita, 2024.

Realizado por: Tisalema y Zurita, 2024.

El cálculo de la pretensión dependerá del tipo de pernos que se utilizó en este caso es un tornillo SAE grado 8 de diámetro ¼ (in) y 3/8 (in) el cual tiene un $S_p=120$ (ksi), $S_y=130$ (ksi), $S_{ut}=150$ (ksi) y sus áreas están determinadas en la tabla 8-2 de (Budynas y Keith Nisbett 2012, p. 395). Como se analiza los pernos como sujetadores reutilizables F_i será 0.75 de F_p , se utiliza la Ecuación 2-73.

$$F_p = A_t S_p$$

$$F_{p1} = 0.0318 * 120$$

$$F_{p1} = 3.816 \text{ (kips)}$$

$$F_{p1} = 16974.41 \text{ (N)}$$

$$F_{p2} = 0.0775 * 120$$

$$F_{p2} = 9.3 \text{ (kips)}$$

$$F_{p2} = 41368.46 \text{ (N)}$$

Para el esfuerzo equivalentes y factor de seguridad de cada tornillo se ocupa la Ecuación 2-18 y la Ecuación 2-19, esto se debe a que el programa ANSYS ya nos da los valores de los esfuerzos y solo procedemos a reemplazar datos, cada recaltar que existirá 6 factores diferentes porque cada perno tiene sus tensiones propias.

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}$$

$$\sigma_{eq1} = 114.130 \text{ (MPa)}$$

$$\sigma_{eq2} = 98.802 \text{ (MPa)}$$

$$\sigma_{eq3} = 58.457 \text{ (MPa)}$$

$$\sigma_{eq4} = 36.402 \text{ (MPa)}$$

$$\sigma_{eq5} = 43.624 \text{ (MPa)}$$

$$\sigma_{eq6} = 21.505 \text{ (MPa)}$$

$$F.S = \frac{\text{Esfuerzo permisible}}{\text{Esfuerzo de diseño}}$$

$$n_1 = 7.85$$

$$n_2 = 9.07$$

$$n_3 = 15.33$$

$$n_4 = 24.62$$

$$n_5 = 20.55$$

$$n_6 = 41.68$$

3.2.3.5. Rodamientos

Para asegurar la selección adecuada de los rodamientos a utilizar, se comenzó diseñando tanto el carro móvil como la bandeja, los dos componentes donde ocurrirá el desplazamiento lineal. Una vez diseñados todos los elementos, se midió el espacio vacío entre estas dos piezas. Basándose en esta medida, se decidió instalar un total de 10 rodamientos rígidos de bolas NTN 6203 en el carro móvil, distribuyendo 5 rodamientos a cada lado. La elección de esta cantidad se basó en la capacidad de carga requerida y las dimensiones de los rodamientos, asegurando que pueda soportar la carga producida por los pesos de los diferentes componentes de la maquina durante el movimiento lineal.

Se optó por utilizar rodamientos rígidos de bolas debido al tipo de movimiento lineal realizado y a la necesidad de precisión en la aplicación, que consiste en el afilado de cuchillas planas. Se buscó evitar la fricción y otros factores que pudieran alterar la trayectoria del carro móvil, garantizando así un desplazamiento preciso y suave. En la ilustración de abajo se observa el rodamiento seleccionado.

d 10 ~ 20mm

	Dimensiones principales				Capacidades básicas de carga				Factor f_0	Velocidades límites				Números de rodamientos				
	mm				kN		kgf			r.p.m.				con sello de contacto				
	d	D	B	$r_{ns,max}^{(1)}$	C_r	C_{or}	C_r	C_{or}		grasa tipo abierto	aceite tipo abierto	LLH	LLU	tipo abierto	con tapas	de no contacto	de bajo torque	de contacto
10	15	3	0.1	—	0.855	0.435	87	44	15.7	10 000	12 000	—	—	6700	—	—	—	—
	19	5	0.3	—	1.83	0.925	187	94	14.8	32 000	38 000	—	24 000	6800	ZZ	LLB	—	LLU
	22	6	0.3	0.3	2.7	1.27	275	129	14.0	30 000	36 000	—	21 000	6900	ZZ	LLB	—	LLU
	26	8	0.3	—	4.55	1.96	465	200	12.4	29 000	34 000	25 000	21 000	6000	ZZ	LLB	LLH	LLU
	30	9	0.6	0.5	5.10	2.39	520	244	13.2	25 000	30 000	21 000	18 000	6200	ZZ	LLB	LLH	LLU
	35	11	0.6	0.5	8.20	3.50	835	355	11.4	23 000	27 000	20 000	16 000	6300	ZZ	LLB	LLH	LLU
12	18	4	0.2	—	0.930	0.530	95	54	16.2	8 300	9 500	—	—	6701	—	LLF	—	—
	21	5	0.3	—	1.92	1.04	195	106	15.3	29 000	35 000	—	20 000	6801	ZZ	LLB	—	LLU
	24	6	0.3	0.3	2.89	1.46	295	149	14.5	27 000	32 000	—	19 000	6901	ZZ	LLB	—	LLU
	28	7	0.3	—	5.10	2.39	520	244	13.2	26 000	30 000	—	—	16001	—	—	—	—
	28	8	0.3	—	5.10	2.39	520	244	13.2	26 000	30 000	21 000	18 000	6001	ZZ	LLB	LLH	LLU
	32	10	0.6	0.5	6.10	2.75	620	280	12.7	22 000	26 000	20 000	16 000	6201	ZZ	LLB	LLH	LLU
	37	12	1	0.5	9.70	4.20	990	425	11.1	20 000	24 000	19 000	15 000	6301	ZZ	LLB	LLH	LLU
15	21	4	0.2	—	0.940	0.585	96	59	16.5	6 600	7 600	—	—	6702	—	LLF	—	—
	24	5	0.3	—	2.08	1.26	212	128	15.8	26 000	31 000	—	17 000	6802	ZZ	LLB	—	LLU
	28	7	0.3	0.3	3.65	2.00	375	204	14.8	24 000	28 000	—	16 000	6902	ZZ	LLB	—	LLU
	32	8	0.3	—	5.60	2.83	570	289	13.9	22 000	26 000	—	—	16002	—	—	—	—
	32	9	0.3	0.3	5.60	2.83	570	289	13.9	22 000	26 000	18 000	15 000	6002	ZZ	LLB	LLH	LLU
	35	11	0.6	0.5	7.75	3.60	790	365	12.7	19 000	23 000	18 000	15 000	6202	ZZ	LLB	LLH	LLU
	42	13	1	0.5	11.4	5.45	1 170	555	12.3	17 000	21 000	15 000	12 000	6302	ZZ	LLB	LLH	LLU
17	23	4	0.2	—	1.00	0.660	102	67	16.3	5 000	6 700	—	—	6703	—	LLF	—	—
	26	5	0.3	—	2.23	1.46	227	149	16.1	24 000	28 000	—	15 000	6803	ZZ	LLB	—	LLU
	30	7	0.3	0.3	4.65	2.58	475	263	14.7	22 000	26 000	—	14 000	6903	ZZ	LLB	—	LLU
	35	8	0.3	—	6.80	3.35	695	345	13.6	20 000	24 000	—	—	16003	—	—	—	—
	35	10	0.3	0.3	6.80	3.35	695	345	13.6	20 000	24 000	16 000	14 000	6003	ZZ	LLB	LLH	LLU
	40	12	0.6	0.5	9.60	4.60	980	465	12.8	18 000	21 000	15 000	12 000	6203	ZZ	LLB	LLH	LLU
	47	14	1	0.5	13.5	6.55	1 380	665	12.2	16 000	19 000	14 000	11 000	6303	ZZ	LLB	LLH	LLU
	62	17	1.1	—	22.7	10.8	2 320	1 100	11.1	14 000	16 000	—	—	6403	—	—	—	—

Ilustración 3-20: Rodamientos rígidos de bolas NTN.

Fuente: (NTN Corporation 2004, p. B-8)

A continuación, se observará ilustraciones donde se puede apreciar, la distribución de los rodamientos rígidos de bolas dentro de la maquina afiladora de cuchillas y la orientación en la cual se han ido colocando cada rodamiento para su desplazamiento lineal. También se observará cuales piezas están con contacto y están involucradas para que este carro móvil siga su trayectoria lineal.

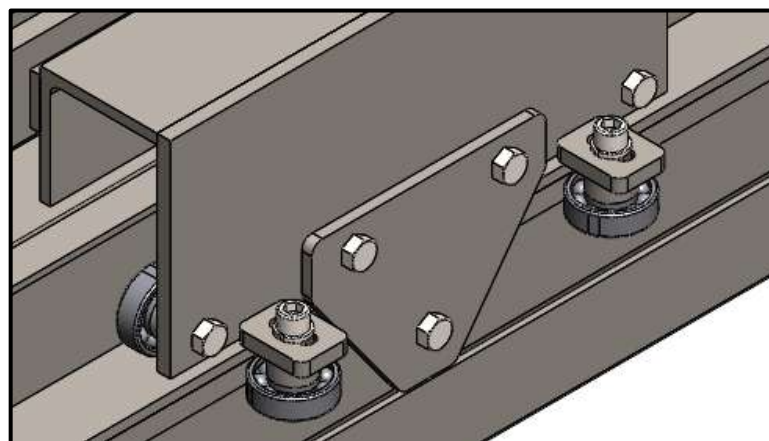


Ilustración 3-21: Distribución de los rodamientos rígidos de bolas en el carro móvil.

Fuente: Tisalema y Zurita, 2024.

3.2.4. Sistema de avance

3.2.4.1. Tornillo de avance lineal

El tornillo de potencia lineal está compuesto por un eje de transmisión AISI 1018, debido al movimiento que va a realizar de forma horizontal este tendrá una tuerca que facilita su desplazamiento. Se considera un eje de 1 in con un paso de ¼ in en rosca cuadrada, la fuerza que soporta será la suma de los pesos de todos los componentes del carro móvil, motor y la piedra de afilar a los cuales se incluirá un aumento del 25 % por seguridad.

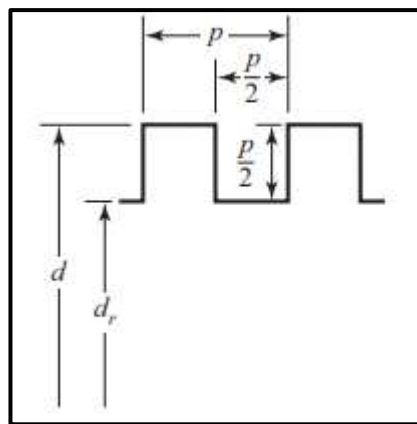


Ilustración 3-22: Rosca cuadrada

Fuente: (Budynas y Keith Nisbett 2012, p. 295)

Donde:

M_{motor} : 23.5 (kg), ver **Ilustración 3-8**

M_{muela} : 0.8 (kg), ver **Ilustración 3-7**

$M_{carro\ movil}$: 25.827 (kg)

$$F = (M_{motor} + M_{muela} + M_{carro\ movil}) * 9.81 \quad \text{Ecuación 3-4}$$

$$F = 614.3(N)$$

$$F = 0.1381(kips)$$

Con la ayuda de las ecuaciones desde la Ecuación 2-45 hasta la Ecuación 2-57, determinamos que el tornillo tiene autobloqueo y su diseño es óptimo porque cumple con las restricciones. Se observa que tiene un movimiento reversible por lo que se calcula los torques de subida y bajada dentro del mecanismo.

Donde:

d : 1 (in)

d_c : 1 (in)

p : 0.25 (in)

n : 1 entrada

f : 0.20

f_c : 0.12

$$d_m = d - p/2$$

$$d_m = 0.875 \text{ (in)}$$

$$d_r = d - p$$

$$d_r = 0.75 \text{ (in)}$$

$$l = n * p$$

$$l = 0.25 \text{ (in)}$$

$$T_c = \frac{F d_c f_c}{2}$$

$$T_c = 0.0083 \text{ (kip - in)}$$

$$T_R = \frac{F d_m}{2} \left(\frac{\pi f d_m + l}{\pi d_m - f l} \right) + T_c$$

$$T_R = 0.0262 \text{ (kip - in)}$$

$$T_L = \frac{F d_m}{2} \left(\frac{\pi f d_m - l}{\pi d_m + f l} \right) + T_c$$

$$T_L = 0.0148 \text{ (kip - in)}$$

$$T_O = \frac{F l}{2\pi}$$

$$T_O = 0.0055 \text{ (kip - in)}$$

$$e = \frac{T_O}{T_R}$$

$$e = 0.2098$$

Con el fin de asegurar nuestro diseño mediante el cálculo de factores de seguridad se realiza un análisis estático y a fatiga. Para el estudio estático aplicamos las ecuaciones Ecuación 2-15 y

Ecuación 2-23, en donde el esfuerzo normal se compone de las tensiones de compresión y flexión. Para el esfuerzo cortante su cálculo se basa en el torque máximo que genera el tornillo.

$$\sigma_c = \frac{4 * F}{\pi d^2}$$

$$\sigma_c = 0.3127 \text{ (ksi)}$$

$$\tau = \frac{16T_R}{\pi d_r^3}$$

$$\tau = 0.3163 \text{ (ksi)}$$

La tensión de flexión se deduce de la fuerza mínima que genera el torque de subida, es decir, torque máximo para ello utilizamos las ecuaciones: Ecuación 2-16, Ecuación 2-17, Ecuación 2-19 y Ecuación 2-20, y verificamos los resultados.

Donde:

l : 26.265 (in).

r : 1.12 (in).

$$T_R = F_{min} * r$$

$$F_{min} = 0.0234 \text{ (kips)}$$

$$M_{max} = F_{min} * l$$

$$M_{max} = 0.6144 \text{ (kips - in)}$$

$$\sigma_{fmax} = \frac{32 * M_{max}}{\pi d^3}$$

$$\sigma_{fmax} = 14.8334 \text{ (ksi)}$$

$$\sigma = \sigma_c + \sigma_f$$

$$\sigma = 15.1461 \text{ (ksi)}$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}$$

$$\sigma_{eq} = 15.156 \text{ (ksi)}$$

El cálculo del factor de seguridad estático comprueba que nuestro diseño resiste a las cargas aplicadas en el debido a los pesos de los componentes del carro móvil, se considera un diseño adecuado cuando el valor del factor de seguridad es 1 o mayor, mientras más elevado sea el factor de seguridad nos asegura menor deformación en los elementos a analizar. El acero AISI 1018 con

valores de $S_y = 54$ (ksi) y $S_{ut} = 64$ (ksi) según la Tabla A-20 de (Budynas y Keith Nisbett 2012, p. 1004), se aplica la Ecuación 2-18.

$$F.S = \frac{\text{Esfuerzo permisible}}{\text{Esfuerzo de diseño}}$$

$$F.S = 3.56$$

El diseño a fatiga se produce mediante el desplazamiento circular de tornillo, por lo que se genera una combinación de esfuerzos debido a los torques máximo y mínimos que presenta el mismo. El factor de seguridad a fatiga nos permite establecer un rango seguro en el cual se establecerá la máquina. Se empleará las ecuaciones: Ecuación 2-23 y desde la Ecuación 2-39 hasta la Ecuación 2-43.

$$\sigma_a = 0 \text{ (ksi)}$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2}$$

$$\sigma_m = \sigma_c = 0.3127 \text{ (ksi)}$$

El esfuerzo amplitud a compresión es cero debido a que la única fuerza que se aplica al tornillo son los pesos de la piedra de afilar, motor y los componentes del carro móvil los cuales no van a variar sea a diseño estático o a fatiga.

$$\tau_{max} = \frac{16T_R}{\pi d_r^3}$$

$$\tau_{max} = 0.3163 \text{ (ksi)}$$

$$\tau_{min} = \frac{16T_L}{\pi d_r^3}$$

$$\tau_{min} = 0.1782 \text{ (ksi)}$$

$$\tau_a = \frac{\tau_{max} - \tau_{min}}{2}$$

$$\tau_a = 0.069 \text{ (ksi)}$$

$$\tau_m = \frac{\tau_{max} + \tau_{min}}{2}$$

$$\tau_m = 0.2472 \text{ (ksi)}$$

El mismo procedimiento utilizado en el análisis estático del tornillo de potencia para avance lineal se emplea para el esfuerzo de flexión se aplica también en el análisis de fatiga, con la única diferencia de que el esfuerzo será fluctuante debido a los torques ascendentes y descendentes presentes en el tornillo. Para ello se utilizan las ecuaciones: Ecuación 2-16, Ecuación 2-17, Ecuación 2-20 y desde la Ecuación 2-39 hasta la Ecuación 2-44.

$$\sigma_{fmax} = 14.8334 \text{ (ksi)}$$

$$T_L = F_{max} * r$$

$$F_{max} = 0.0132 \text{ (kips)}$$

$$M_{min} = F_{max} * l$$

$$M_{min} = 0.3462 \text{ (kips - in)}$$

$$\sigma_{fmin} = \frac{32 * M_{max}}{\pi d^3}$$

$$\sigma_{fmin} = 8.358 \text{ (ksi)}$$

$$\sigma_{fa} = \frac{\sigma_{fmax} - \sigma_{fmin}}{2}$$

$$\sigma_{fa} = 3.2377 \text{ (ksi)}$$

$$\sigma_{fm} = \frac{\sigma_{fmax} + \sigma_{fmin}}{2}$$

$$\sigma_{fm} = 11.957 \text{ (ksi)}$$

$$\sigma_{eqa} = \sqrt{\sigma_a^2 + 3\tau_a^2}$$

$$\sigma_{eqa} = 3.2399 \text{ (ksi)}$$

$$\sigma_{eqm} = \sqrt{\sigma_m^2 + 3\tau_m^2}$$

$$\sigma_{eqm} = 11.9161 \text{ (ksi)}$$

Es importante resaltar que se ha seleccionado la Ecuación 2-34 que corresponde al criterio de falla de Soderberg para calcular el factor de seguridad a fatiga debido a que es una teoría conservadora que garantiza un diseño óptimo.

Donde:

$$k_f: 3.8$$

$$S_y: 54 \text{ (ksi)}.$$

$$S_{ut}: 64 \text{ (ksi)}.$$

$$k_e: 0.814$$

$$S'_e = 0.45 S_{ut}$$

$$S'_e = 28.8 \text{ (ksi)}$$

$$S_e = \frac{1}{k_f} k_e S'_e$$

$$S_e = 11.1634 \text{ (ksi)}$$

$$\frac{\sigma_{eqa}}{S_e} + \frac{\sigma_{eqm}}{S_y} = \frac{1}{\eta}$$

$$\eta = 1.96$$

Para poder realizar el movimiento lineal del carro móvil, se utiliza una tuerca o collarín de material ASTM A36 el cual tiene un $S_y = 36$ (ksi) y un $S_{ut} = 58$ (ksi) según (Budynas & Keith Nisbett, 2012), por lo cual, su diseño ayuda a comprobar que el movimiento se transmita sin interrupciones. Los factores de seguridad de la tuerca serán por aplastamiento, cizalla y flexión, los mismos tienen valores elevados. Se utiliza desde la Ecuación 2-58 hasta la Ecuación 2-63 .

Donde:

$$H: 2 \text{ (in)}$$

$$F: 0.1381 \text{ (kips)}$$

$$S_{sy}: 0.5 S_y = 18 \text{ (ksi)}$$

$$d: 1 \text{ (in)}$$

$$d_r: 0.75 \text{ (in)}$$

$$d_m: 0.875 \text{ (in)}$$

Factor de seguridad por cizalla:

$$\tau = \frac{2F}{\pi dH}$$

$$\tau = 0.044 \text{ (ksi)}$$

$$\tau = \frac{S_{sy}}{\eta}$$

$$\eta = 409.36$$

Factor de seguridad por aplastamiento:

$$\sigma_{ap} = \frac{4pF}{\pi(d^2 - d_r^2)H}$$

$$\sigma_{ap} = 0.0503 \text{ (ksi)}$$

$$\sigma = \frac{S_y}{\eta}$$

$$\eta = 716.38$$

Factor de seguridad a flexión:

$$\sigma_f = \frac{6F}{\pi d_m H}$$

$$\sigma_f = 0.1508 \text{ (ksi)}$$

$$\sigma = \frac{S_y}{\eta}$$

$$\eta = 238.79$$

Para comprobar los resultados se utilizó el software Matlab, guiándonos en las ecuaciones de la teoría para realizar el diseño estático y a fatiga del tornillo y de la tuerca. Observe en el **ANEXO**

3.2.4.2. Motorreductor

La selección del motorreductor se basa en encontrar una relación de transmisión que nos dé como resultado valores bajos en rpm que los que tienen los motores comerciales. Como se menciona antes la velocidad a la cual el carro móvil se va a desplazar debe ser mínima en un rango de 1 a 8 m/min, esto se debe a que el afilado – rectificado es una operación de precisión donde la cuchilla no debe sufrir daño o deformación en su estructura. Como se busca una velocidad lineal mínima se elige el motor de menor potencia y que sea comercial en el mercado, es decir, de 0.5 hp.

El modelo YS7124 de la marca AS. MOTOR tiene las siguientes especificaciones técnicas:

- Modelo: YS7124.
- Potencia: 0.37 (kW).
- Voltaje: 220/380 (V).
- Amperaje: 1.7/0.98 (A).
- Frecuencia: 60 (Hz).
- Clase: B.
- Velocidad: 3750 rpm.
- Arranque: Δ / Y.



Ilustración 3-23: Motor YS7124 de 0.5 hp.

Fuente: (TTH 2023)

Al contar con 3750 rpm de funcionamiento, se necesita disminuir los rpm mediante un reductor con una relación de 20:1. La mejor opción que es accesible en el mercado con el mejor costo beneficio, eso quiere decir la relación entre calidad precio es el modelo de reductor NMRV040 71B14, que consta con las siguientes características según (Aliexpress 2023).

- Modelo: NMRV040 71B14/08.
- Torsión: 11-53 (N-m).
- Potencia de salida: 0.06 – 0.37 (kW).
- Speed ratio: 5:1,7.5:1,10:1,15:1,20:1,25:1,30:1,40:1,50:1 60:1,80:1.
- Velocidad de entrada: mínima 1500 rpm.



Ilustración 3-24: Reductor NMRV040 71B14/08.

Fuente: (Aliexpress 2023)

La velocidad final que se va a transmitir a la salida de eje en el motorreductor se rige a la siguiente relación de 20:1, lo que quiere decir que la velocidad final es 187.5 (rpm) y la potencia de salida equivale a 7.4 (kW)

3.2.4.3. Selección de piñón y catalina

La potencia y la velocidad mínima que se va a transmitir hacia el piñón cumple con la relación de 1:2.18 por lo que tenemos la siguiente Ecuación 3-5 según (Budynas y Keith Nisbett 2012):

$$i = \frac{n_2}{n_1} = \frac{N_1}{N_2} = \frac{d_1}{d_2} = 2.18 \quad \text{Ecuación 3-5}$$

Donde:

n_1 : velocidad angular de la catalina (187.5 rpm).

n_2 : velocidad angular del piñón (rpm).

N_2 : número de dientes del piñón.

N_1 : número de dientes de la catalina.

$$n_2 = 2.18 * 187.5 \text{ (rpm)}$$

$$n_2 = 408.75 \text{ (rpm)}$$

CORONAS		35	36	37	38	39	40	41	42	43	44	45	46	47
PIÑONES	8	4,38	4,50	4,63	4,75	4,88	5,00	5,13	5,25	5,38	5,50	5,63	5,75	5,88
	9	3,89	4,00	4,11	4,22	4,33	4,44	4,56	4,67	4,78	4,89	5,00	5,11	5,22
	10	3,50	3,60	3,70	3,80	3,90	4,00	4,10	4,20	4,30	4,40	4,50	4,60	4,70
	11	3,18	3,27	3,36	3,45	3,55	3,64	3,73	3,82	3,91	4,00	4,09	4,18	4,27
	12	2,92	3,00	3,08	3,17	3,25	3,33	3,42	3,50	3,58	3,67	3,75	3,83	3,92
	13	2,69	2,77	2,85	2,92	3,00	3,08	3,15	3,23	3,31	3,38	3,46	3,54	3,62
	14	2,50	2,57	2,64	2,71	2,79	2,86	2,93	3,00	3,07	3,14	3,21	3,29	3,36
	15	2,33	2,40	2,47	2,53	2,60	2,67	2,73	2,80	2,87	2,93	3,00	3,07	3,13
	16	2,19	2,25	2,31	2,38	2,44	2,50	2,56	2,63	2,69	2,75	2,81	2,88	2,94
	17	2,06	2,12	2,18	2,24	2,29	2,35	2,41	2,47	2,53	2,59	2,65	2,71	2,76
	18	1,94	2,00	2,06	2,11	2,17	2,22	2,28	2,33	2,39	2,44	2,50	2,56	2,61

Ilustración 3-25: Selección del piñón según su relación de transmisión y número de dientes de la corona.

Fuente: (CATALANO 2013, p. 5)

En el mercado se encuentra un sin número de catalinas de diferentes marcas que cubren nuestras necesidades, pero se ha optado por escoger una corona que tenga una relación de transmisión de 2.18 en este caso la catalina experimental tendrá 37 dientes para que se satisfaga las especificaciones técnicas. Cabe mencionar que se va a utilizar para la transmisión de potencia piezas de motos, esto se debe a que son las más comerciales en el mercado y su calidad es excelente.

$$N_1 = 37$$

A-ØInterior	B-ØE.Centro	C-ØRodillo	D-Cant.xØAg.	E-PasoEsp.
58	90	8.51	4x8.5	1/2x5/16

0164	HONDA 100 BIZ	35	41200-GCE-900
0175	HONDA 100 H	35	42101-KE6-830
0093	HONDA 100 MB	35	41201-168-720
1412	HONDA 100 MB	36	
1367	HONDA 100 C BIZ	33	
1363	HONDA 100 C BIZ	36	
1389	HONDA 100 C BIZ	37	

Ilustración 3-26: Selección de la corona de 37 dientes HONDA 100 C BIZ.

Fuente: (CATALANO 2013, p. 11)

Para obtener el número de dientes del piñón empleamos la Ecuación 3-5 con su respectivo despeje.

$$N_2 = \frac{N_1}{i}$$

$$N_2 = 17$$

CODIGO CATALANO	MODELO	Z	Nº ORIGINAL
0548	HONDA 90 CUB	14	
0508	HONDA 125 CG	15	23801-324-000
1501	HONDA 125 CG	16	23801-KB9-000
1502	HONDA 125 CG	17	23801-KMC-000
1503	HONDA 125 CG CARGO	14	23801-437-000
0579	HONDA 125 CG TITAN	14	23801-043-000
1696	HONDA 125 CG TITAN	15	
1725	HONDA 125 CG TODAY	13	
0505	HONDA 125 CG TODAY	14	23801-037-000
1504	HONDA 125 CM CUSTOM	15	23801-324-000
1755	HONDA 125 SDH STORM	14	
1756	HONDA 125 SDH STORM	15	
1757	HONDA 125 SDH STORM	16	
1758	HONDA 125 SDH STORM	17	

A-Ø	B-Øe	C-Øec	P x E x Rod	D-Cant.x Rosc. Ag.	E-Nº Est.x Esp.
17	20	34	1/2x5/16x8.51	2 x (RM 6x1)	6 x 4

Ilustración 3-27: Selección del piñón de 17 dientes HONDA 125 CG.

Fuente: (CATALANO 2013, p. 83)

Utilizando la Ecuación 2-77 podemos encontrar la velocidad lineal del tornillo de potencia el cual desplaza al carro móvil con una cierta celeridad constante, reemplazando los valores obtener que:

Donde:

p : 0.25 (in).

n : 408.75 (rpm).

$$v = \frac{p n}{60}$$

$$v = 43.26 \text{ mm/s}$$

El movimiento del sistema lineal idealizando en un conjunto aislado donde no se toma en cuenta la fricción entre elementos, el peso y otros factores externos como la resistencia del aire, analizando de manera cinemática sin tomar en cuenta la dinámica de cada uno de los componentes que se involucran en el cambio de posición, se obtiene dicho desplazamiento en un intervalo de tiempo de 41.84 (s) en un vaivén para el movimiento del afilado de las cuchillas planas de acero.

De manera experimental en un software de diseño SolidWorks nos otorga la posibilidad de conocer el desplazamiento del carro móvil cuando se introduce una entra en rpm representando al giro del motor, se da a conocer una velocidad lineal constante de 43 mm/s como se observa en la **Ilustración 3-28**.

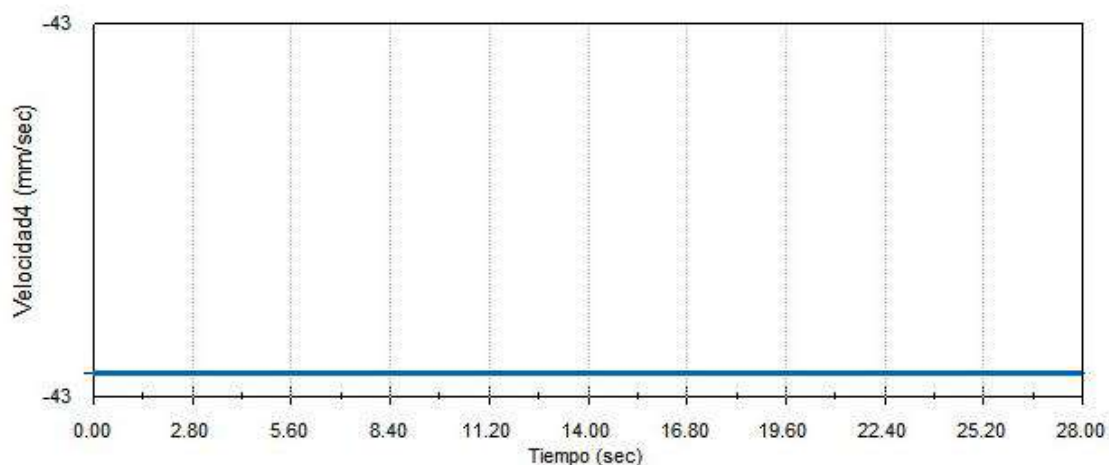


Ilustración 3-28: Velocidad lineal mediante SolidWorks.

Fuente: Tisalema y Zurita, 2024.

3.2.4.4. Cadena

La cadena simple que se elige depende del paso de la corona y el piñón, además debe ser una cadena de rodillos para transmisión. Estas cadenas se elaboran generalmente para las partes de motocicletas, debido a su ágil comercialización. Como se visualiza en la **Ilustración 3-29** y la **Ilustración 3-30**, los eslabones de la cadena a seleccionar será 428.

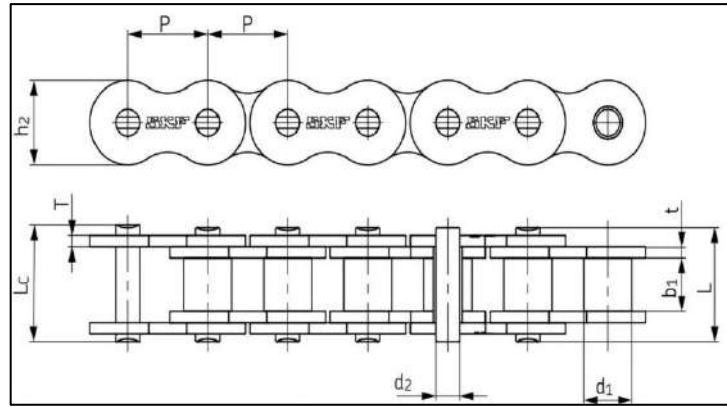


Ilustración 3-29: Parámetros de una cadena simple para moto.

Fuente: (MercadoLibre 2024)

La aplicación que va a ejercer la cadena es para la transmisión de potencia en una maquina pesada, por ende, no solo su paso de 428 basta para no tener fallas en la conducción de potencia; por lo que debe ser reforzada y esta aplicación solo tienen los tipos de eslabones 428H.

Denominación	Paso (Distancia entre eje de los pines)	Diametro del Diente	Ancho entre placas interiores	Diametro del Pin	Longitud del Pin	Diametro externo eslabon	Espesor de la placa del eslabon	Resistencia a la tracción
	P	d1	b1	d2	L	h2	T	KN
	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	
25H	6.35	3.3	3.18	2.31	8.88	6.0	1.0	4.9
270H	8.5	5	4.75	3.28	13.15	8.45	1.8	9.9
420	12.7	7.77	6.25	3.96	14.9	12.0	1.5	16.2
420H	12.7	7.77	6.25	3.96	15.0	12.0	1.55	17.4
428	12.7	8.51	7.75	4.45	16.7	11.8	1.6	18.9
428H	12.7	8.51	7.75	4.45	18.7	11.8	2.03	20.8
520	15.875	10.16	6.25	5.08	17.5	15.09	2.03	26.7
520H	15.875	10.16	6.25	5.08	18.9	15.09	2.42	28.1
530	15.875	10.16	9.4	5.08	20.7	15.09	2.03	26.7
530H	15.875	10.16	9.4	5.08	22.1	15.09	2.42	28.2

Ilustración 3-30: Selección de una cadena de moto 428H.

Fuente: (Sunrise Paraguay 2017, p. 1)

3.2.5. Sistema de refrigeración

3.2.5.1. Fluido de corte

Los fluidos de corte desempeñan un papel fundamental en la maquinaria industrial, contribuyendo a preservar su funcionamiento y garantizando acabados óptimos en diversas operaciones metalúrgicas. En particular, el proceso de afilado y rectificado de cuchillas planas requiere una precisión extrema, ya que estas cuchillas se utilizan en aplicaciones como cepillado, corte o trituración en industrias madereras y de plásticos. Es crucial tener en cuenta que durante este proceso se generan virutas y residuos que pueden afectar el rendimiento de la máquina, y es aquí

donde los fluidos de corte intervienen como agentes de protección y limpieza de la pieza de trabajo.

Además, estos fluidos ayudan a controlar la deformación de las cuchillas, que puede ser causada por las altas temperaturas generadas durante el contacto con la piedra de afilar. En busca de los fluidos de corte más adecuados, se investigaron los más utilizados en metalurgia, como: los aceites de corte, los aceites emulsionables y los fluidos químicos. Se observó que los aceites emulsionables, que consisten en una mezcla de agua y aceite, son los más prevalentes en la industria metalúrgica debido a su composición versátil.

Dentro de la categoría de aceites emulsionables, destaca la taladrina blanca, un lubricante compuesto por aceite mineral refinado y aditivos de presión media y extrema. Cuando se mezcla con agua, forma una emulsión blanca lechosa y estable, con propiedades anticorrosivas y mínima formación de espuma. Este lubricante es especialmente eficaz en el mecanizado de metales y aleaciones muy duras, protegiendo y prolongando la vida útil de las herramientas, así como reduciendo el calor y las vibraciones durante las operaciones de rectificado. (Industrias Promisur 2017, p. 1)

En la siguiente tabla se presentan las propiedades químicas de la taladrina.

Tabla 3-7: Características físicas – químicas de la taladrina

Características	Método	Valor
Densidad a 15° C kg/l	ASTM D 1298	0.9
Protección contra la corrosión	IP 25	0
Solub. en agua dura (15 °Fr)		Total
pH	2.5% H ₂ O	9
Punto de inflamación V/A, °C	ASTM D 92	N/A
Corrosión cobre (10% TB en agua) 3h. 100 °C	ASTM D 130	1a – 1b
Composición		5% aceite – 95% agua
Presión de vapor (Pa)		841

Fuente: (Mtlubricantes 2017, p. 2)

Realizado por: Tisalema y Zurita, 2024.

3.2.5.2. Caudal

Una de las formas más eficaces y convenientes de determinar el flujo es mediante el uso de la ecuación de Bernoulli. Esta ecuación nos indica la importancia de recopilar datos sobre la presión manométrica, el peso específico del fluido que se empleará en la bomba, así como las pérdidas asociadas con las tuberías y accesorios, junto con las alturas a las que se encuentran tanto el depósito de succión como el de descarga de la taladrina. Al reunir esta información, podemos calcular la carga de la bomba necesario para la selección de esta. Dado que la taladrina está compuesta principalmente de agua (aproximadamente un 95%), con un 5% de aceite, tratamos la taladrina como si fuera agua para todos estos cálculos.

Es importante tener en consideración que el cálculo del caudal se fundamenta en los datos prácticos obtenidos de manera repetida, utilizando el volumen y el tiempo necesarios. Este proceso se repitió aproximadamente tres veces para asegurar la precisión de los datos recopilados.

Datos:

Manguera plástica

D : 0.0127(m).

V : 1000 (l).

t : 45 (min).

L : 1.145 (m).

z_1 : 0 (m).

z_2 : 0.923 (m).

Temperatura del agua 15 °C tiene una viscosidad cinemática de $1.15 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$, ver **Ilustración 2-23** .

γ : 9810 (N/m³), ver **Ilustración 2-23**

ε : $3 \cdot 10^{-7}$ (m), ver **Ilustración 2-22**.

$$Q = \frac{V}{t}$$

$$Q = 3.704 \times 10^{-4} \text{ (m}^3/\text{s)}$$

$$v = \frac{4Q}{\pi D^2}$$

$$v = 2.924 \text{ (m/s)}$$

Se lleva a cabo una nueva evaluación del diámetro de la manguera de plástico para obtener mediciones más exactas y confirmar la precisión de los datos de volumen y tiempo recolectados.

$$D_T = \sqrt{\frac{4Q}{\pi v}}$$

$$D_T = 0.0127 \text{ (m)}$$

$$D_T = D = 0.0127 \text{ (m)}$$

$$\text{Re} = \frac{vD}{\nu}$$

$$\text{Re} = 32291.13$$

$$f = \frac{0.25}{\left[\log \left(\frac{\varepsilon}{3.7D} + \frac{5.74}{\text{Re}^{0.9}} \right) \right]^2}$$

$$f = 0.023$$

Para los valores por pérdidas de longitud de tubería y accesorios, se tomó en cuenta la longitud total de las mangueras a utilizar y el factor de pérdidas de todos los accesorios que se utilizaron para el movimiento del fluido.

$$h_L = \frac{8fLQ^2}{\pi^2 g D^5}$$

$$h_L = 0.904 \text{ (m)}$$

$$h_R = \frac{8KQ^2}{\pi^2 g D^4}$$

Tabla 3-8: Valores de los coeficientes por pérdidas de accesorios en la manguera.

Accesorios	k	Num.	kt
Buje reducción	0.4	2	0.8
Manguito de reducción hembra	0.5	2	1
Neplo macho	0.4	2	0.8
Neplo flex	0.35	2	0.7
Válvula de bola	0.3	1	0.3
Total			3.6

Fuente: Tisalema y Zurita,2024.

Realizado por: Tisalema y Zurita,2024.

$$h_R = 1.569 \text{ (m)}$$

Como el fluido está expuesto al ambiente, su presión manométrica será cero, por ende, se eliminará los valores tanto en el punto inicial como final. Por otro lado, las velocidades al tener el mismo diámetro de manguera sus valores serán igual y quedan eliminadas de la ecuación de Bernoulli.

$$\frac{P_1}{\gamma} + z_1 + \frac{v_1^2}{2g} + h_A - h_R - h_L = \frac{P_2}{\gamma} + z_2 + \frac{v_2^2}{2g}$$

Con lo mencionado anteriormente la ecuación de Bernoulli se reduce a la siguiente expresión.

$$h_A = z_2 + h_R + h_L$$

$$h_A = 3.396 \text{ (mcf)}$$

Se realiza el cálculo de la potencia requerida para la bomba, considerando la altura de bombeo, el peso específico del fluido y el caudal, utilizando la Ecuación 2-90.

$$Pot = h_A * Q * \gamma$$

$$Pot = 0.01234 \text{ (kW)}$$

$$Pot = 0.0165 \text{ (hp)}$$

3.2.5.3. Selección de la bomba

Se encontró una variedad considerable de tipos de bombas en el mercado, entre las cuales se investigaron específicamente las bombas centrífugas y periféricas. Las bombas centrífugas se caracterizan por transportar grandes caudales, pero con una baja altura de bombeo, mientras que las bombas periféricas son más adecuadas para caudales más pequeños, pero con una altura de bombeo considerable. La elección de una bomba periférica se basa en el hecho de que el caudal del fluido a bombear es bajo, con un valor de $3.704 \times 10^{-4} \text{ (m}^3/\text{s)}$, y proporciona una altura de bombeo significativamente pequeña. Esto facilita su instalación sin restringir las dimensiones de la máquina ni el área de trabajo.

Con los datos del caudal de $3.704 \times 10^{-4} \text{ (m}^3/\text{s)}$, la altura de bombeo de 3.396 (mcf) y la potencia de la bomba de 0.0165 (hp), se procede a buscar en un catálogo comercial una bomba que cumpla o supere estos valores. El objetivo es garantizar una circulación constante y sin interrupciones de la taladrina, lo que ayuda al proceso de afilado y asegura un afilado adecuado de la cuchilla. En la siguiente ilustración se observa la bomba seleccionada, con sus respectivos parámetros. La bomba seleccionada se debe a que la potencia que necesitamos es baja y, por ende, dentro del mercado la de 0.5 hp es la más baja que se encuentra.

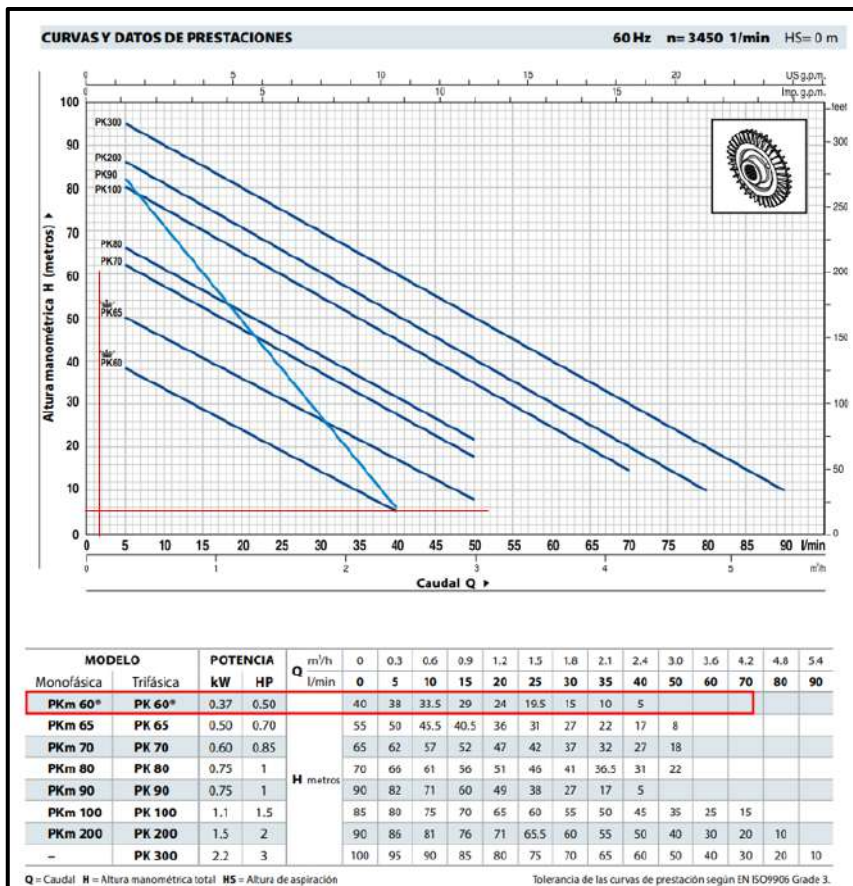


Ilustración 3-31: Catálogo de bombas axiales de agua.

Fuente:(Pedrollo 2020, p. 17)

Por último, se procedió a la compra de la bomba axial de marca Paolo la cual es muy comercial y accesible a la compra dentro del mercado ecuatoriano, es importante recalcar que los mismos parámetros seleccionados en el catálogo de bombas axiales están presentes en la bomba periférica adquirida. Como se observa la siguiente tabla.

Tabla 3-9: Parámetros de la bomba de agua

Características	Especificaciones
Modelo	PMP-50
Marca	Paolo
Altura de bombeo máxima (m)	32
Caudal máximo (l/min)	33
Potencia (hp)	0.5
Hercios (Hz)	60
Corriente (V)	110
rpm	3450

Fuente: (Pedrollo 2020, p. 17)

Realizado por: Tisalema y Zurita, 2024.



Ilustración 3-32: Bomba de agua PBP-50 de ½ hp.

Fuente: (Promesa 2023)

3.3. Prototipo modelación y simulación

3.3.1. Diseño CAD

Para el diseño de la máquina afiladora – rectificadora de cuchillas planas, se lo realiza mediante el software SolidWorks. Este nos permite diseñar a detalle cada elemento de la máquina y dimensionarlo a medidas reales para su posterior fabricación, SolidWorks no solo permite esquematizar, sino que analiza las diferentes curvas y trayectorias que presenta el mecanismo.



Ilustración 3-33: Diseño en SolidWorks de la maquina afilado – rectificado de cuchillas planas.

Fuente: Tisalema y Zurita, 2024.

Al realizar el modelado nos centramos en la utilización de los diferentes procesos industriales que faciliten su construcción. El diseño se basó en la división de 5 subensambles que se describirán a continuación.

3.3.1.1. Diseño bancada

La bancada o también llamado banco de soporte, está configurada con el fin de soporte todo el peso estructural de los elementos que conforman la máquina, su esquema se realiza mediante las operaciones de chapa metálica en sus partes frontal y posterior con el fin de optimizar el tiempo de construcción, además se emplea la soldadura como su método de unión. A continuación, se despliegan sus componentes.

Tabla 3-10: Componentes de la configuración de la bancada.

Elemento	Detalle
1	Plancha de 4 (mm)
2	Tubo rectangular de 20x40x2 (mm)
3	Angulo 50x6 (mm)

Fuente: Tisalema y Zurita, 2024.

Realizado por: Tisalema y Zurita, 2024.

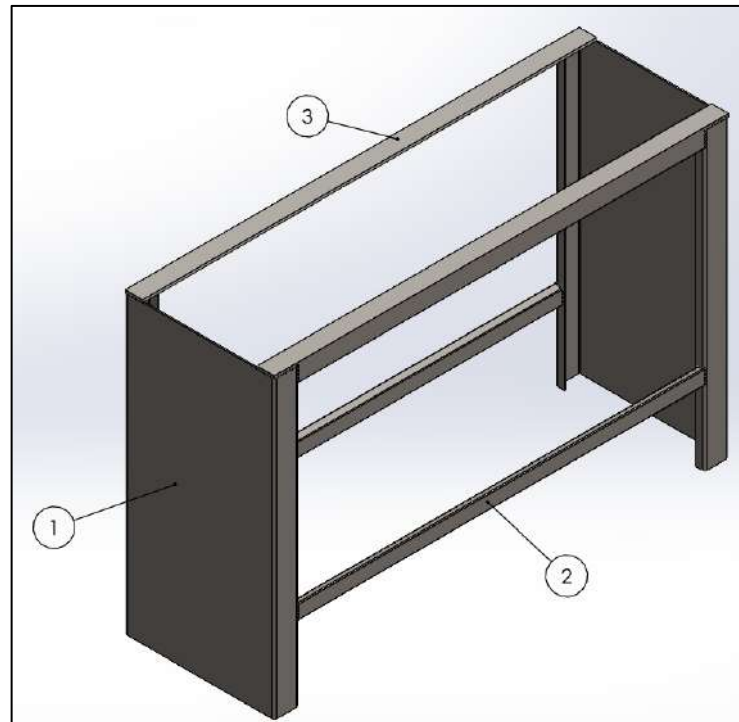


Ilustración 3-34: Estructura de soporte “bancada” de la máquina.

Fuente: Tisalema y Zurita, 2024.

3.3.1.2. Diseño estructura base

El contenedor donde se deposita todo el peso del porta cuchillas y el movimiento del carro móvil, está diseñado con el propósito de resistir las vibraciones y la masa de los distintos materiales del mecanismo. Es por ello, que se aplica el procedimiento de chapa metálica, en cambio la integración de sus piezas es mediante pernos lo cual facilita que algunas de sus secciones se rectifiquen a lo largo del tiempo. Una consideración que se destaca es que las planchas de sus lados posterior y frontal tienen una mayor resistencia y espesor debido a la función que cumplen en sistema. Se obtuvo espesores considerables mediante la integración con soldadura de dos componentes con el fin de economizar costos.

Tabla 3-11: elementos de la configuración del contenedor porta cuchillas.

Elemento	Detalle
1	Plancha de 4 (mm)

2	Angulo 40x6 (mm)
3	Platina de 30x12 (mm)
4	Plancha de 8 (mm) en forma de U
5	Plancha lateral de 8 (mm)
6	Pernos de 3/8 x 3/4 (in)

Fuente: Tisalema y Zurita, 2024.

Realizado por: Tisalema y Zurita, 2024.

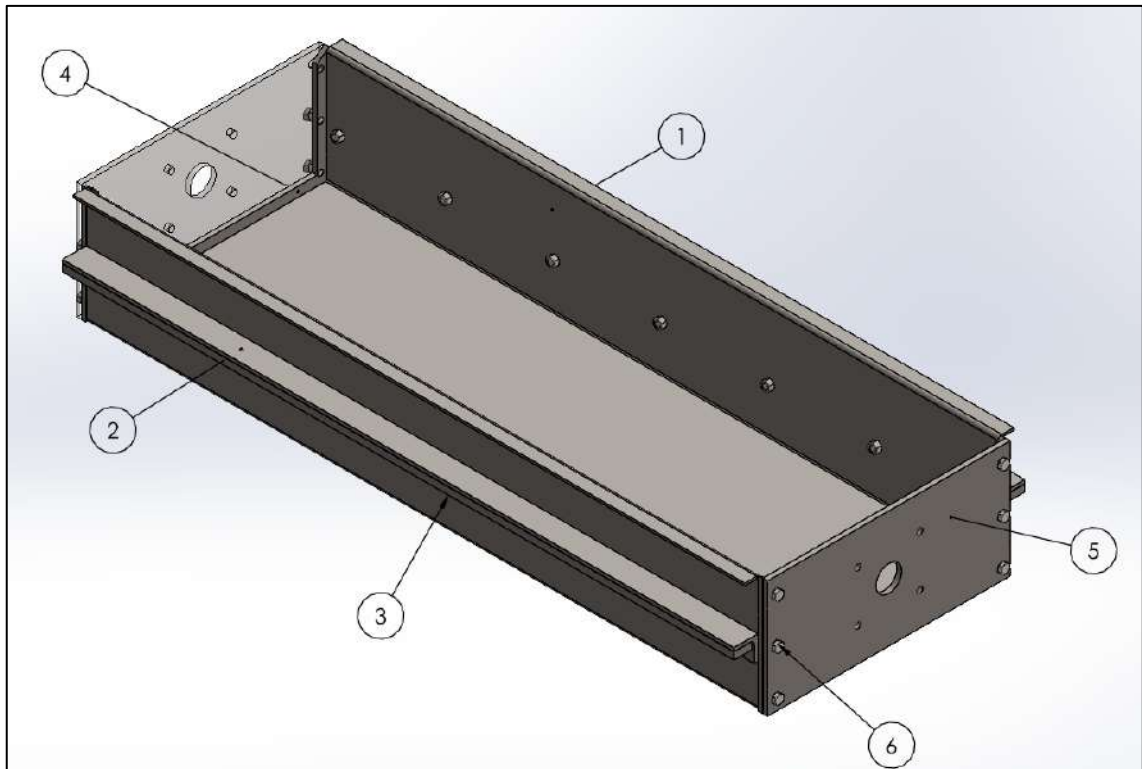


Ilustración 3-35: Estructura soporte del porta cuchillas.

Fuente: Tisalema y Zurita, 2024.

3.3.1.3. Diseño sistema porta cuchillas

Las cuchillas que van a ser afiladas y rectificadas de 3 mm y 2 cm de espesor están ubicadas cada una a las caras de la mesa porta cuchillas respectivamente. El eje esta soldado los laterales de la mesa, el cual permite su inclinación desde 0° hasta 270°. Con el fin de evitar fricción dentro de las chumaceras se encuentra un bocín de nylon. La unión de los elementos está dada mediante pernos debido a que necesitan ser removidos, todo este sistema está ubicado por dentro de la estructura base o contenedor con el fin de contener la viruta y chispas que genere la máquina mientras esta activa. Las mordazas ayudan a la sujeción de las cuchillas de 3 mm y se ajustan con pernos, afilada 4 cuchillas a la vez que tengan espesor de 3 mm. Sus principales componentes son:

Tabla 3-12: Elementos de la configuración del contenedor porta cuchillas.

Elemento	Detalle
1	Bocín de acero de 60.5 (mm)
2	Chumacera de pared
3	Eje de transmisión de 43 (mm)
4	Pernos de 3/8 x 3/4 (in)
5	Plancha de 46 (mm)
6	Mordazas de PLT 65X9 (mm)
7	Bocín de acero de 58.9 (mm)
8	Plato de inclinación de 0° hasta 270°, espesor de plancha 8 (mm) y bocín de 58.9 (mm)
9	Bocín de 58.9 (mm) para palanca
10	Palanca de PLT 38x12 (mm)
11	Bocín de acero 72.6 (mm) para chumacera
12	Bocín de nylon de 2 in
13	Placa de chumacera de 6 (mm)

Fuente: Tisalema y Zurita, 2024.

Realizado por: Tisalema y Zurita, 2024.

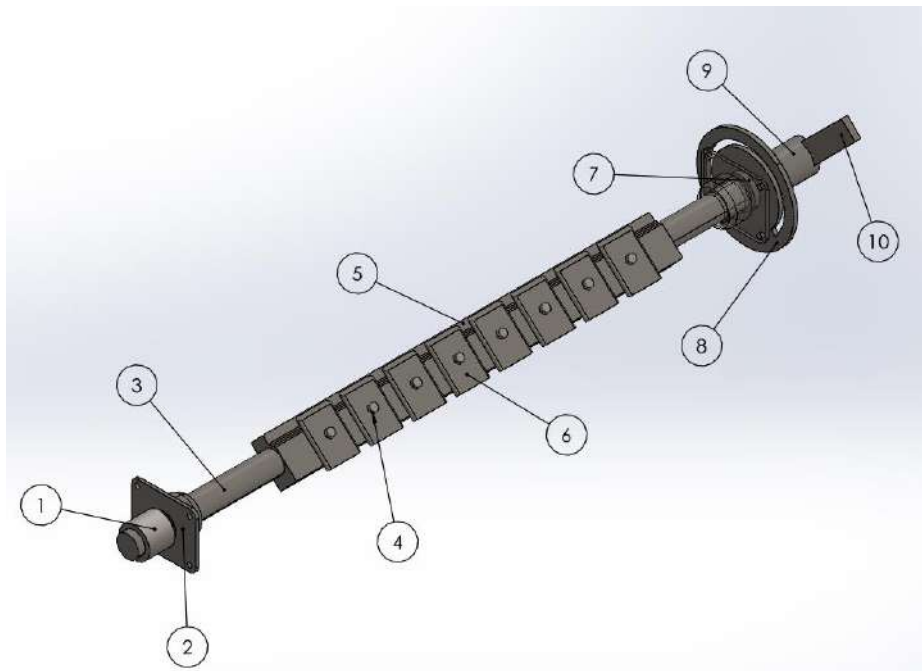


Ilustración 3-36: Sistema porta cuchillas.

Fuente: Tisalema y Zurita, 2024.

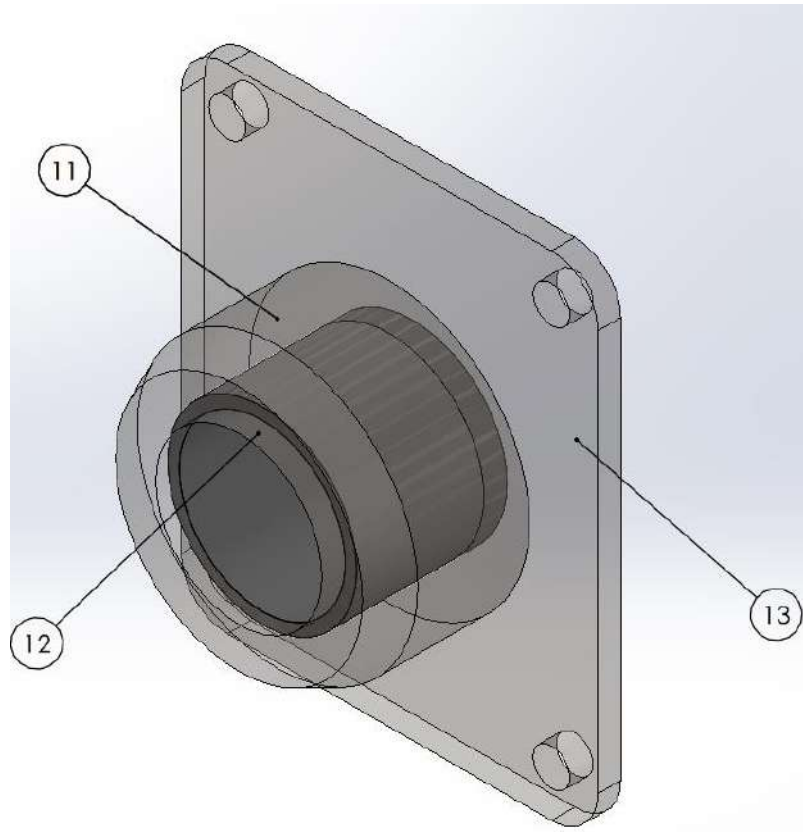


Ilustración 3-37:Chumacera de pared.

Fuente: Tisalema y Zurita, 2024.

3.3.1.4. Diseño carro móvil

El carro móvil está comprendido por el motor y la muela de afilar, este realiza su movimiento lineal en forma de un vaivén. Esta estructura soporta el peso de la cola de milano y del tornillo de potencia vertical que ajusta la distancia de la piedra rectificadora, mediante un volante. Su desplazamiento se da por medio de rodamiento que siguen una línea guía. Se resalta importante que este diseño esta enlazado al sistema lineal gracias a que la tuerca del tornillo horizontal esta soldada a una cara de un elemento del carro móvil. Pernos y soldadura son sus medios de unión entre piezas.

Tabla 3-13:Elementos del carro móvil.

Elemento	Detalle
1	Tornillo de potencia de $\frac{3}{4}$ (in)
2	Tuerca del tornillo de potencia
3	Angulo de 50x6 (mm)
4	Angulo de 50x6 (mm)
5	Plancha soporte de motor de 6 (mm)
6	Plancha de inclinación de 8 (mm)
7	Rodamiento NTN 6203 (mm)

8	Plancha forma triangular de 6 (mm)
9	Plancha soporte de rodamientos 8 (mm)
10	Ángulo de 70x6 (mm)
11	Pernos de 1x ¾ (in)
12	Plancha soporte de tuerca 9 (mm)
13	Volante de tornillo de potencia
14	Platina de 38x6 (mm)
15	Motor WEG de 2 (hp)
16	Unión de muela con motor (matrimonio)
17	Muela de rectificar de 5 (in)
18	Platina de 30x6 (mm)
19	Bocín de rodamiento
20	Perno de llave hexagonal 3/8 x ¾ (in)
21	Perno de 3/8 x ¾ (in)
22	Platina 35x8 (mm)
23	Platina 25x6 (mm)

Fuente: Tisalema y Zurita, 2024.

Realizado por: Tisalema y Zurita, 2024.

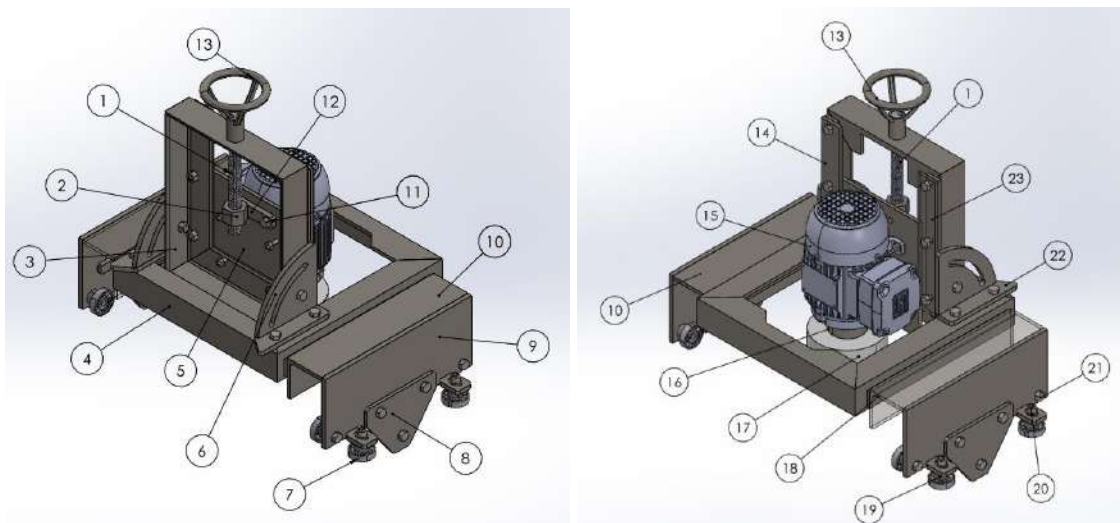


Ilustración 3-38: Diseño del sistema carro móvil.

Fuente: Tisalema y Zurita, 2024.

3.3.1.5. Diseño sistema avance lineal

El desplazamiento del carro móvil se realiza con la ayuda de la tuerca del tornillo de potencia horizontal lo que permite que exista una conexión entre estas dos estructuras. El motor de 0.5 (hp) con el apoyo del reductor regula los rpm de este, a la vez la transmisión de cadena – catalinas da en aumento en la velocidad del reductor debido a que su celeridad de salida es demasiado baja.

Bocines, pernos y soporte a base de planchas y platinas colaboran al soporte de todos los elementos. Las piezas que comprenden este sistema son:

Tabla 3-14: Componentes del sistema de desplazamiento lineal.

Elemento	Detalle
1	Motor YS7124 de 0.5 (hp)
2	Eje de 1 (in)
3	Reductor NMRV040 71B14 de 20:1 (mm)
4	Soporte del reductor
5	Corona de 37 dientes
6	Cadena 428 H
7	Piñón de 17 dientes
8	Plancha triangular 6 (mm)
9	Platina 20x8 (mm)
10	Bocín soporte de catalinas
11	Bocín 30 (mm)
12	Tuerca de tornillo de potencia horizontal
13	Tornillo de potencia 1 (in)

Fuente: Tisalema y Zurita, 2024.

Realizado por: Tisalema y Zurita, 2024.

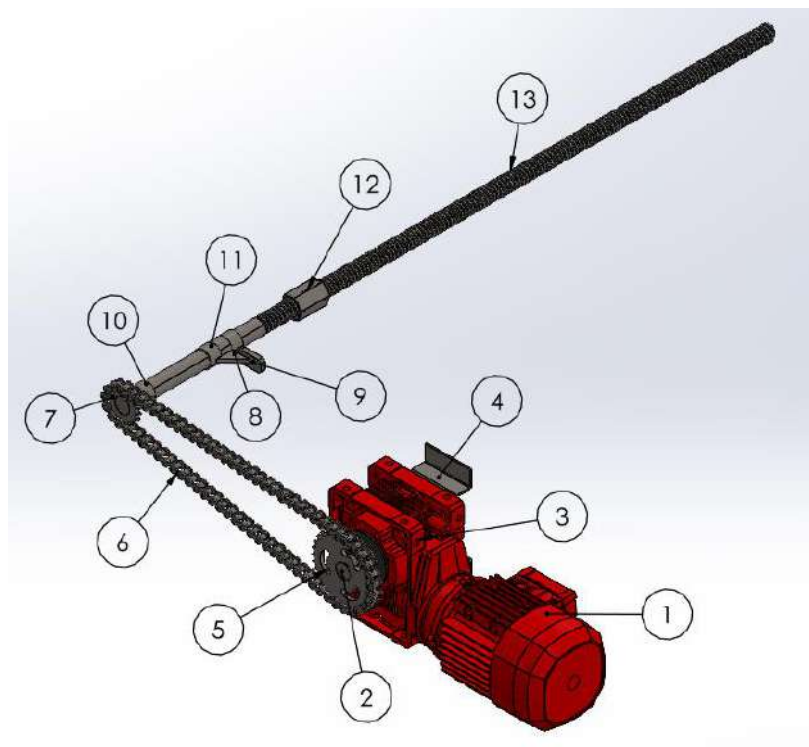


Ilustración 3-39: Mecanismo de desplazamiento lineal.

Fuente: Tisalema y Zurita, 2024.

3.3.1.6. Mecanismo de refrigeración

Se busco un CAD de la bomba de agua selecciona y se implementó al diseño de la máquina, el mismo se conforma de mangueras para transportar la taladrina y accesorios. El fluido va a descargarse a lo largo del sistema porta cuchillas, como se observa en la **Ilustración 3-40**.

Tabla 3-15: Componentes del sistema de desplazamiento lineal.

Elemento	Detalle
1	Bomba de agua
2	Tapa del contenedor de taladrina
3	Estructura del contenedor
4	Placa soporte de la bomba
5	Tubo rectangular soporte de la bomba

Fuente: Tisalema y Zurita, 2024.

Realizado por: Tisalema y Zurita, 2024.

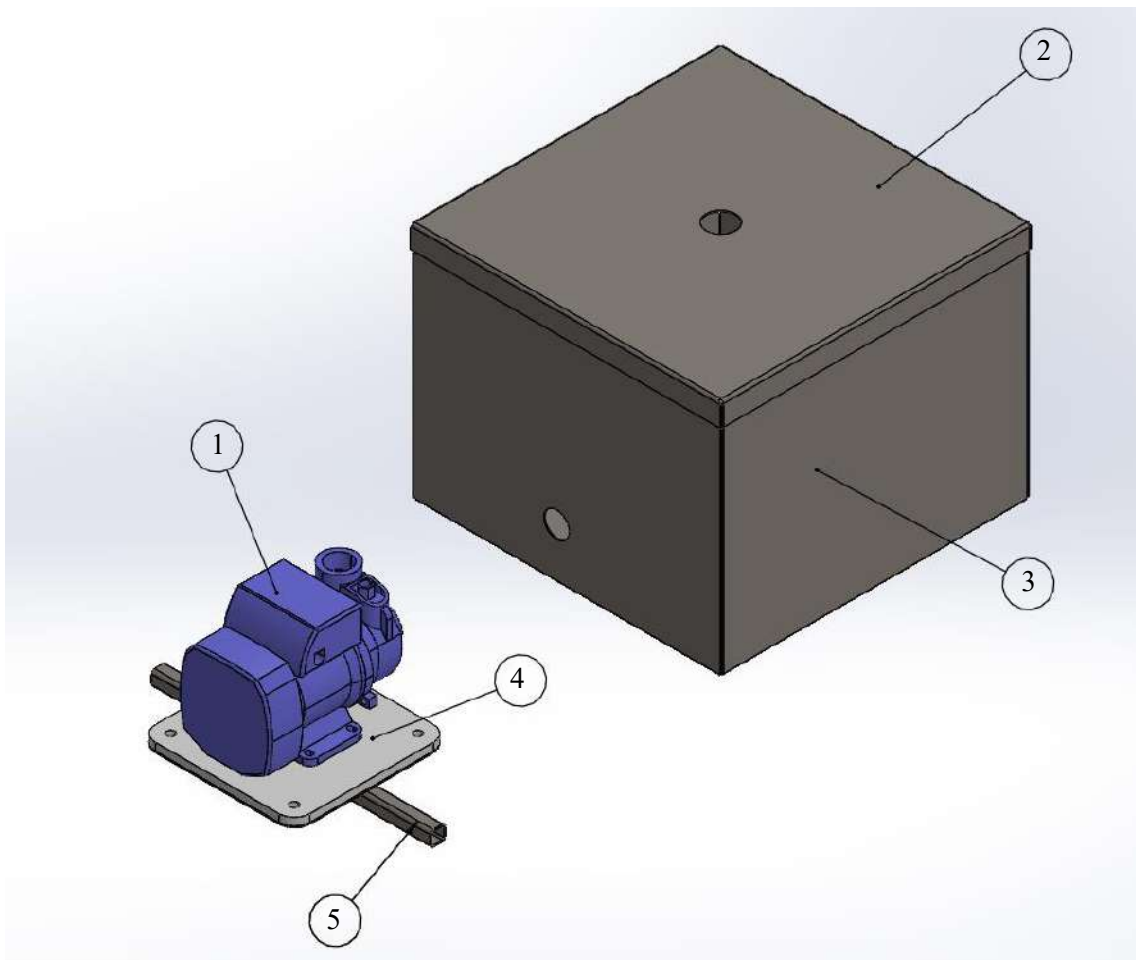


Ilustración 3-40: CAD del mecanismo de refrigeración.

Fuente: Tisalema y Zurita, 2024.

3.3.2. Implementación de elementos finitos ANSYS

Después de obtener el diseño CAD de la máquina se encuentra varias secciones críticas, las cuales debemos interpretar para obtener un diseño optimo. Una de estas de zonas es la estructura del movimiento vertical del motor el cual procede a realizar la operación de afilado – rectificado, por eso debemos tener en cuenta una buena selección de pernos los cuales soportarán las cargas como el peso propio, la fuerza de empuje.

3.3.2.1. Diseño de pernos en la estructura móvil vertical

Una vez seleccionada la plancha de 6 (mm), en el cual se apoya un soporte para la cola de milano con espesor de 9 (mm) que consta con dos agujeros pasantes que ayudan a la sujeción del tornillo de potencia en conjunto con el volante de este, además de encontrarse 4 agujeros distribuidos de manera céntrica en la placa de 6 (mm). Como se muestra en la **Ilustración 3-41**.

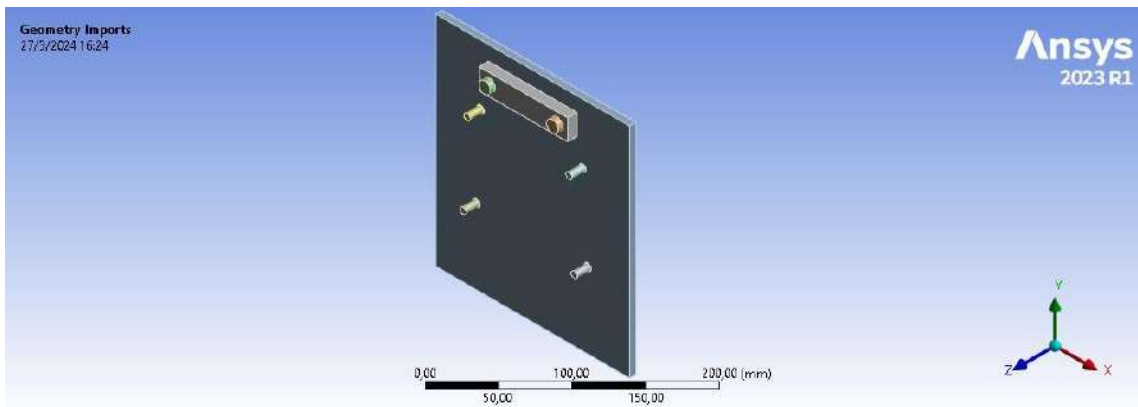


Ilustración 3-41: Configuración de pernos.

Fuente: Tisalema y Zurita, 2024.

En esta simplificación se procede a implementar las condiciones de borde, las cuales nos permitirán conocer los esfuerzos que deben resistir los pernos; encontraremos dos fuerzas de 11.68 (N) para cada uno de los pernos superiores como un momento de 93.4 (N-mm). Para los 4 pernos restantes de la placa inferior se procede a colocar una fuerza de corte de 102.5 (N) y al transportar el peso de los accesorios hacia el anclaje de los pernos produce un momento de 6165 (N-mm), consideramos de igual manera el peso propio de cada elemento. La condición de frontera es un Fixed Support, el cual restringirá su movimiento en las tres coordenadas de desplazamiento de rotación; entre elementos en contacto se ha considerado un contacto denominado Bonded, como se observa en la **Ilustración 3-42**.

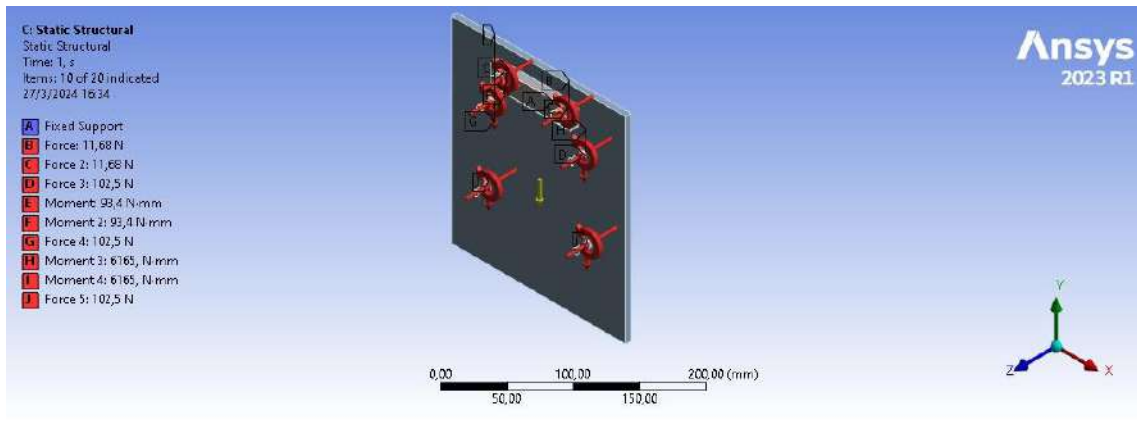


Ilustración 3-42: Fuerzas y momentos que actúan en los pernos.

Fuente: Tisalema y Zurita, 2024.

3.3.2.2. Pretensión en pernos

La pretensión es una fuerza que el perno necesita para su correcto funcionamiento, para ello cualquier fuerza superior al 1% de lo que debe soportar se encuentra apta para su aplicación de pretensado. En el caso de estudio a tratar se identificó dos conjuntos de pernos de diferentes dimensiones, la primera serie a analizar son pernos de 3/8 (in) con una pretensión de 13374 (N); para el segundo grupo de 4 pernos al reducirse su área transversal en donde se va a producir el esfuerzo se ha encontrado que la pretensión corresponde a 7215.9 (N), con este análisis garantizamos la convergencia del modelo conociendo los valores del esfuerzo normal y de corte el cual debe soportar cada perno de acuerdo con las fuerzas y momentos que se producen en el modelo.

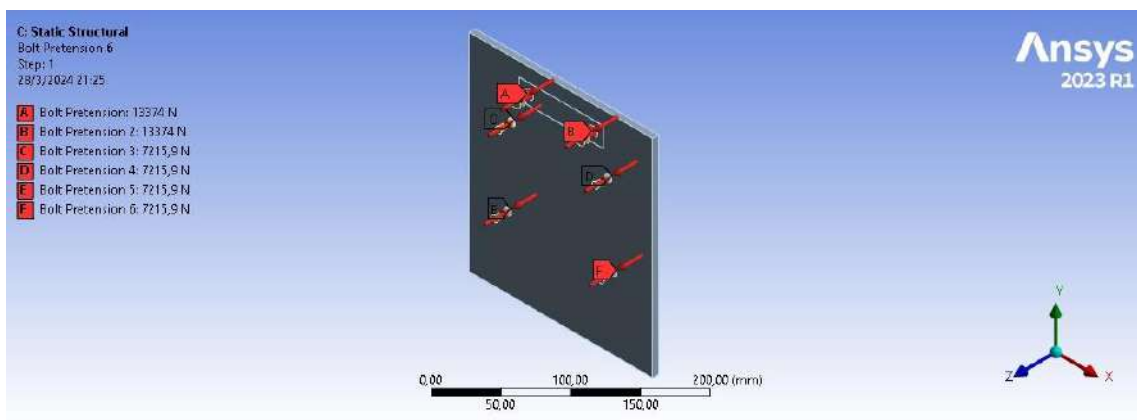


Ilustración 3-43: Pretensión de los pernos.

Fuente: Tisalema y Zurita, 2024.

3.3.2.3. Calidad de malla

Se ha implementado varias técnicas de mallado, el cual permita la convergencia de los resultados los principales son: Multizone para la placa de 6 y 9 (mm); y también se aplicó a todos los pernos. Otro método es el Face meshing, en donde se procede a utilizar en las caras planas de los pernos

como en las secciones transversales de los agujeros; por último, se implementó un Body sizing con un tamaño de elementos de 3 (mm).

Para la validación de la malla se ha optado por seleccionar el método Element Quality, dando como resultado un porcentaje de calidad del 87.73 % de elementos válidos como se muestra en la ilustración de abajo, se observa que regiones en los límites de los agujeros donde se produce mayores concentradores de esfuerzos se obtiene unos valores de calidad superiores al 70% evitando resultados que tiendan al infinito, es decir, que el esfuerzo de Von Mises se estabilice en un rango de valores.

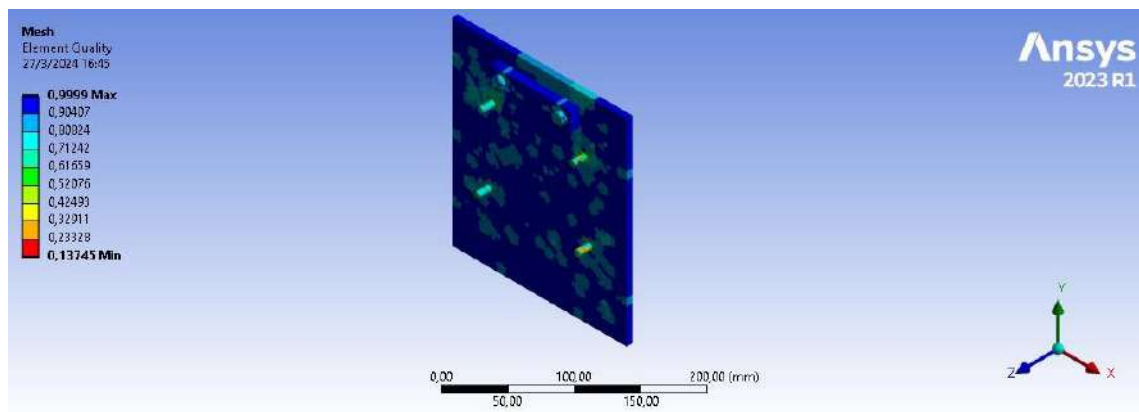


Ilustración 3-44: Calidad de malla en el estudio de pernos.

Fuente: Tisalema y Zurita, 2024.

3.3.2.4. Convergencia de resultados

La convergencia nos permite estabilizar un resultado, en este caso el esfuerzo de Von Mises haciendo varios tratamientos al mallado para que no se produzcan regiones que tiendan a cero produciendo un stress que se eleve al infinito; con ello se evitan zonas donde se formen concentradores de esfuerzos. Aplicando estas técnicas se obtiene que el esfuerzo equivalente es 98 (MPa) con una tolerancia de ± 5 (MPa), lo que corresponde a un error relativo inferior al 5%.

Tabla 3-16: Convergencia de resultados mediante ANSYS.

Nodos	Elementos	Desplazamientos totales	Esfuerzo Von Mises	Factor de seguridad placa	Ajuste	Error relativo	Mallado
9713	4420	0,019	316,88	0,78	0,006		70%
11223	5375	0,008	185,92	1,34	0,007	70,44	74%
31474	6509	0,0076	96,74	2,58	0,0008	92,19	88%
31746	6656	0,002	100,6	2,48	0,001	3,84	87,50%
33744	7088	0,0022	99,06	2,52	0,001	1,55	88,50%
38876	7172	0,002	98,96	2,52	0,001	0,10	87,70%

Fuente: Tisalema y Zurita, 2024.

Realizado por: Tisalema y Zurita, 2024.

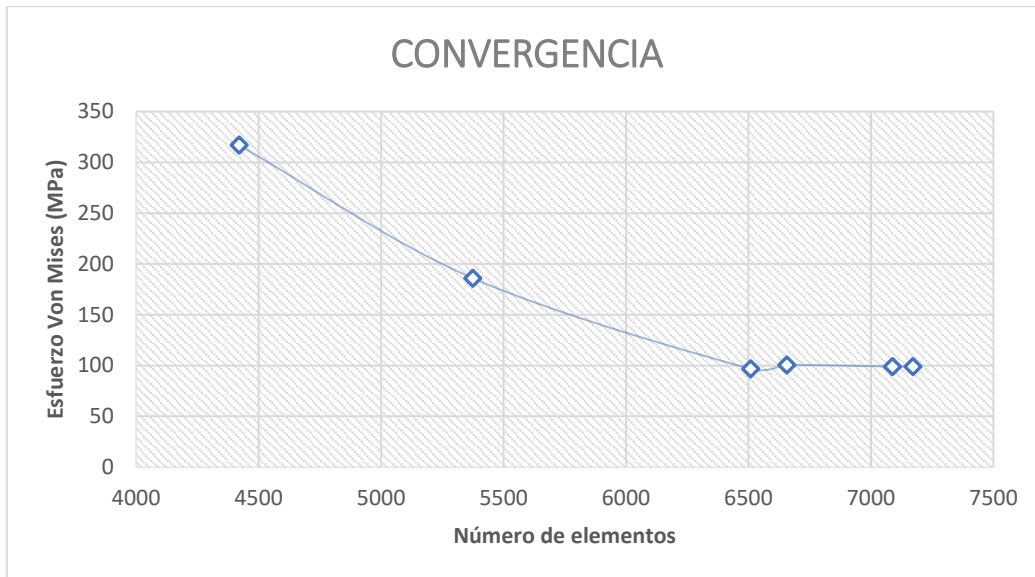


Gráfico 3-1: Convergencia mediante ANSYS.

Fuente: Tisalema y Zurita, 2024.

3.3.2.5. Análisis del sistema porta cuchillas

La deformación máxima que se produce en el mecanismo porta cuchillas mediante elementos finitos es 0.014276 (mm), se observa que su punto crítico se concentra en el centro debido a la mayor concentración de esfuerzos en este punto.

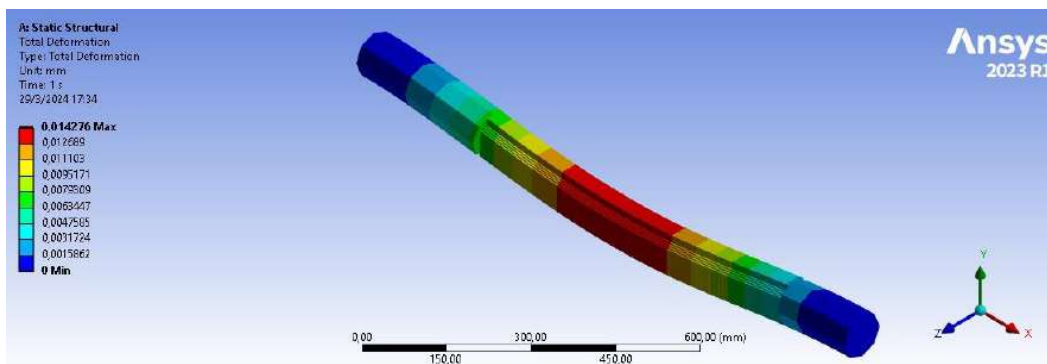


Ilustración 3-45: Deformación máxima en el sistema porta cuchillas.

Fuente: Tisalema y Zurita, 2024.

Los diagramas de cortante y momento flector presente en el sistema tienen valores de 586.91 (N) y 1.44e5 (N-mm) respectivamente.

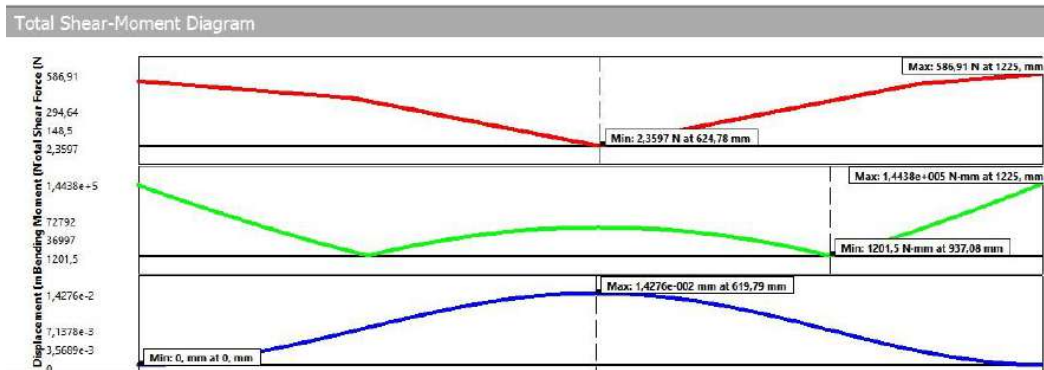


Ilustración 3-46: Diagramas de cortante y flector del porta cuchillas.

Fuente: Tisalema y Zurita,2024.

La fuerza de reacción en cada uno de los extremos corresponda a 528.454 (N) para el apoyo A y 586.91(N) para el apoyo B. También podemos apreciar que en el mecanismo los factores de seguridad están sobredimensionados.

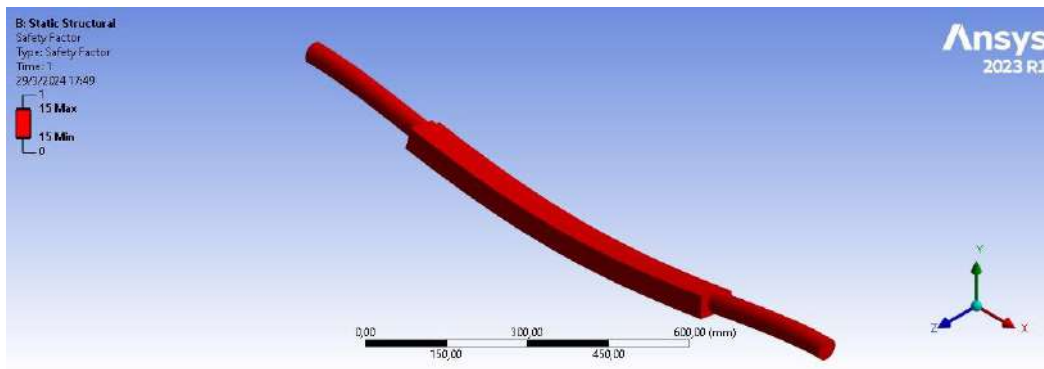


Ilustración 3-47: Factor de seguridad máximo del sistema porta cuchillas.

Fuente: Tisalema y Zurita,2024.

La fuerza de corte producida equivalente a lo largo de la sección es de 586.91 (N), lo que significa que el inicio y fin de la fuerza de corte cierra la gráfica, demostrando que el análisis se lo realizo de forma precisa.

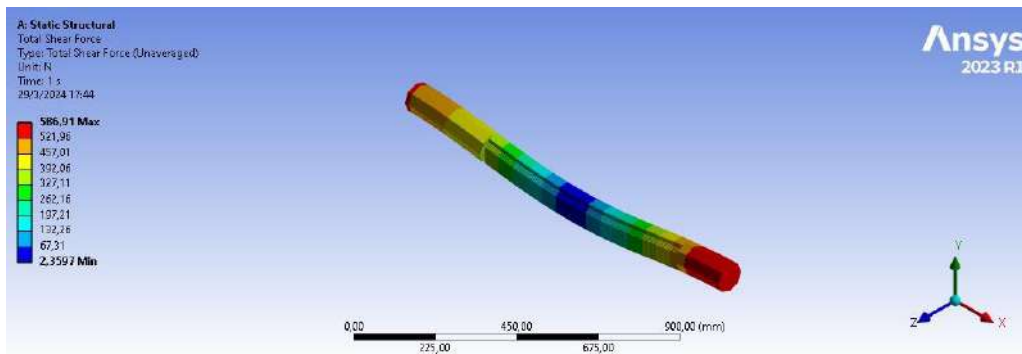


Ilustración 3-48: Fuerza de corte del mecanismo porta cuchillas.

Fuente: Tisalema y Zurita,2024.

3.3.2.6. Análisis de los pernos

Las deformaciones que podemos encontrar en la placa que soporta tanto el peso como el movimiento del sistema móvil vertical dependiendo de sus condiciones de borde que se especificó anteriormente se encontró que la deformación máxima en la que se encuentran equivale a 0.0019 (mm) como se indica en la **¡Error! No se encuentra el origen de la referencia.**, lo que implica la correcta selección del espesor de la placa para soportar dichos esfuerzos. Al tratarse de una máquina de precisión debemos asegurar que en todo el equipo no se supere el 0.1 (mm) de deformación para un correcto afilado de las cuchillas, por eso el sobre dimensionamiento de las partes.

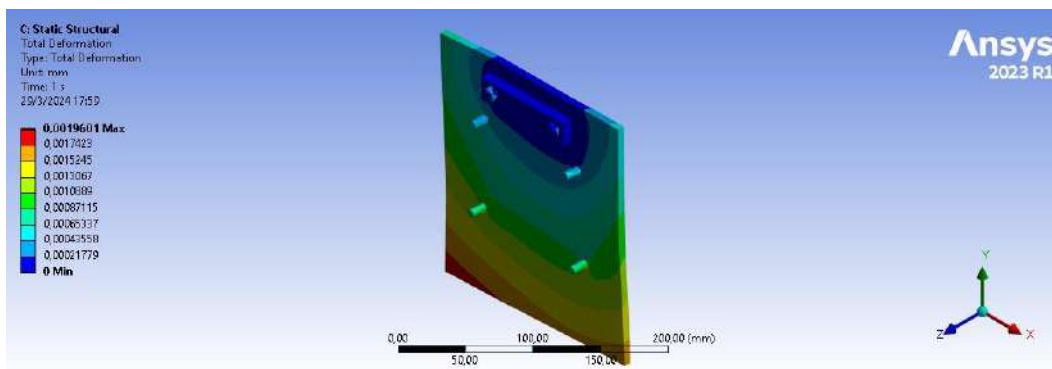


Ilustración 3-49: Deformación máxima en los pernos críticos.

Fuente: Tisalema y Zurita,2024.

En esta zona crítica encontramos seis agujeros pasantes los cuales deben soportar esfuerzos de aplastamiento del perno con la sección de la placa, el taladro más crítico que podemos encontrar es el que está presente en la primera hilera soportando un esfuerzo máximo de 98.96 (MPa), como se indica en la **¡Error! No se encuentra el origen de la referencia.**

Ilustración 3-50: Esfuerzo máximo en el perno más crítico.

Fuente: Tisalema y Zurita,2024.

Con este criterio se ha encontrado los valores de esfuerzo cortante y axial que se están produciendo como se indica en la **Error! No se encuentra el origen de la referencia.**, además que debemos encontrar un esfuerzo equivalente de acuerdo con la teoría de Von Mises que permite obtener un factor de seguridad al cual estaría sometido cada perno, como se observa en la **Error! No se encuentra el origen de la referencia.**

Tabla 3-17: Esfuerzos cortantes y axiales en los pernos más críticos.

Perno	Esfuerzo axial (MPa)	Esfuerzo cortante (MPa)
1	109,63	18,32
2	94,78	16,11
3	50,62	16,88
4	25,03	15,26
5	43,57	1,25
6	21,33	1,58

Fuente: Tisalema y Zurita, 2024.

Realizado por: Tisalema y Zurita, 2024.

Tabla 3-18: Factores de seguridad de pernos.

Perno	Factor de seguridad calculado	Factor de seguridad mediante ANSYS
1	7.85	15
2	9.07	15
3	15.33	15
4	24.62	15
5	20.55	15
6	41.68	15

Fuente: Tisalema y Zurita, 2024.

Realizado por: Tisalema y Zurita, 2024.

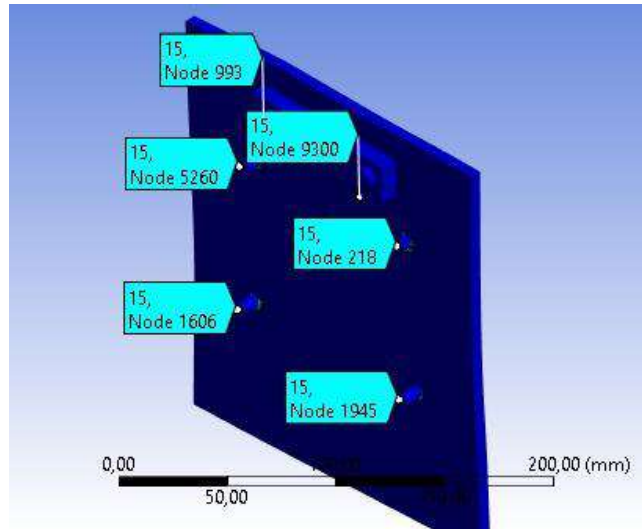


Ilustración 3-51: Factores de seguridad en pernos.

Fuente: Tisalema y Zurita,2024.

3.3.2.7. Resultado dinámico entre la cuchilla y piedra de afilar.

El giro de la muela corresponde a 3475 (rpm) teniendo este parámetro en cuenta podemos realizar un análisis del comportamiento de la cuchilla frente a este fenómeno, para ello se ha obviado toda la maquina a excepción de los dos componentes ya mencionados, pero teniendo en cuenta las condiciones de borde que debe tener la cuchilla, lo que quiere decir que no se debe desplazar longitudinalmente sino mantenerse fija en una posición debido al ajuste de mordazas.

El movimiento de afilado lo producirá la muela de rectificar al desplazarse una y otra vez a lo largo de la herramienta, se ha encontrado que el esfuerzo normal máximo que se generará en la cuchilla corresponde a 447.6 (MPa) y un esfuerzo promedio de compresión de 70.13 (MPa) en un cierto instante determinado de tiempo; el material de la herramienta en una parte infinitesimal llegara alcanzar un esfuerzo de 1882.2 (MPa) lo que produce la deformación plástica de dicho elemento de esta manera se producirá lo residuos que se denominan virutas, además de chispas como se especifica en la **Error! No se encuentra el origen de la referencia.**

Ilustración 3-52: Esfuerzo normal máximo del análisis dinámico cuchilla – piedra de afilar.

Fuente: Tisalema y Zurita,2024.

Se detalla que la cobertura máxima de las chispas alcanza una longitud aproximada de 1.2 (m) con respecto a la posición inicial como se indica en la **Error! No se encuentra el origen de la referencia.**

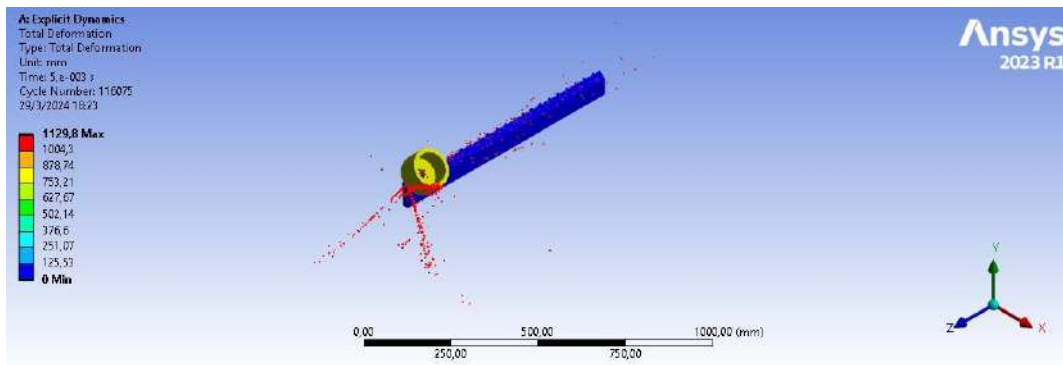


Ilustración 3-53: Alcance máximo de la viruta y chispas producida mediante el mecanizado de la cuchilla.

Fuente: Tisalema y Zurita,2024.

3.4. Construcción y montaje de la máquina

La máquina tuvo su inicio como un modelado en 3D en el software SolidWorks en el cual se especificaron las medidas que tendría la máquina, una vez acabado el modelado se procedió a realizar simulaciones analizar el movimiento del carrito principal de la máquina y verificar los esfuerzos y deformaciones que podrían tener los principales elementos de máquina; después de acabar las pruebas se procedió a la selección y cotización de materiales y finalmente se definió los procesos de manufactura necesarios, separándolos en 2 grupos, procesos básicos y procesos avanzados. En los procesos básicos tenemos el corte de la materia prima que seguirá las indicaciones de los planos, realización de agujeros mediante taladrado y finalmente para dar calidad a la máquina se planteó el proceso de pintado. Los procesos avanzados y las partes principales que componen la máquina se los explicará detalladamente a continuación:

3.4.1. Chapa Metálica

Este proceso se caracteriza por darle forma a una plancha metálica, en este caso fue por doblado, de esta manera facilitando la realización de la parte superior de la máquina que contendrá al porta cuchillas y que por su forma ayudará a almacenar parte de la viruta y contener el lubricante sobrante para reutilizarlo en la máquina.

Cabe destacar que este proceso simplificó el trabajo de tener que cortar el material y soldarlo para darle la forma deseada.

3.4.2. Torneado

El torneado es un proceso en el cual se introduce un elemento en el mandril del torno, por lo general el elemento es cilíndrico, y con una herramienta de corte llamada cuchilla se irá eliminando el material no deseado mientras este está en revolución, de esta manera se puede reducir diámetros o longitudes de ejes; con la modalidad automática del torno se puede realizar roscas definidas por el operario.

Principalmente este proceso fue utilizado para la creación del tornillo de potencia que fue aprovechado para el movimiento del carrete de la máquina y para el tornillo utilizado para el control de la altura de la muela.

3.4.3. Fresado

El fresado es un proceso industrial en el cual se coloca un mandril según el tipo de trabajo que se realice; la fresadora puede efectuar las operaciones de desbaste, rectificado, ranurado, mandrilado etc. Su funcionamiento se basa en una herramienta rotativa que contiene filos y se desplaza de manera vertical y horizontal, este puede llegar a tener hasta 5 grados de libertad. Este fue utilizado para rectificar y ranurar el sistema porta cuchillas y las líneas guías del carro móvil.

3.4.4. Soldado

La soldadura por arco eléctrico es un proceso de unión de metales que utiliza un electrodo que al contacto con el metal va a generar un arco eléctrico que permitirá que el electrodo y el material base se fundan entre sí. En nuestro caso se utilizó el proceso GMAW - MIG el cual tiene como aporte un alambre sólido y su gas protector es el Ar/CO₂.

La soldadura fue utilizada al momento de realizar el bastidor de la máquina para unir los elementos que formarían la estructura donde se asentaría la chapa metálica realizada.

3.4.5. Bancada

Con la selección y compra de los materiales a utilizar ya determinados, se procede a marcar las dimensiones del doblado a realizar en la plancha de 4 mm guiándose en los planos mediante el proceso industrial de chapa metálica, estas piezas serán los soportes laterales de la bancada.

Para acabar con la construcción del soporte de la máquina se suelda mediante el proceso MIG dos ángulos de 50x6 mm en la parte superior de los soportes laterales según las dimensiones del plano, y con el fin de evitar el pandeo en la parte inferior se suelda dos tubos cuadrados de 20x40x2 mm.

En la **Ilustración 3-54**, se aprecia la fabricación de la bancada, de la misma forma para tener un mejor acabado superficial se utiliza la amoladora para desbastar los cordones de soldadura.



Ilustración 3-54: Bancada de la maquina afiladora – rectificado

Fuente: Tisalema y Zurita, 2024.

3.4.6. Estructura base

Se describe como estructura base a la construcción la pieza donde va a estar colocada el sistema porta cuchillas, se utiliza el proceso de chapa metálica para la parte lateral de esta en donde se traza las dimensiones ya establecidas para así llevar la plancha de 4 mm a ser doblada. En la parte de los lados se suelda una placa en forma de U para que sirva de soporte al empernar otra plancha de 8 mm. Las placas de los lados son de mayor espesor, esto se debe a que está sujetará el eje del porta cuchillas. Su configuración es desarmable para poder facilitar el rectificado de ciertas piezas en la fresadora como es el caso de las guías del carro móvil que están ubicadas en la parte lateral de la chapa metálica y es una unión soldada de un ángulo con una platina la cual debe ser una pieza lisa y está empernada a la plancha de 4 mm.



Ilustración 3-55: Estructura base mediante chapa metálica.

Fuente: Tisalema y Zurita, 2024.

3.4.7. Mecanismo porta cuchillas

Dos pedazos de ejes de transmisión de 1 3/4 in se coloca en el torno para empezar las operaciones de refrentado y cilindrado dando un acabado en forma cónica en uno de los lados del eje, los cuales sirven para ser insertados dentro de la mesa porta cuchillas mediante soldadura de relleno. Se rectifica el pedazo de plancha de 50 mm para obtener un acabado superficial adecuado, además se procede a realizar un desbaste en forma de escalera en donde se insertarán al mismo tiempo 4 cuchillas de 3 mm para realizar las operaciones de afilado y rectificado.



Ilustración 3-56: Rectificado de la mesa porta cuchillas en una fresadora

Fuente: Tisalema y Zurita, 2024.

Se coloca una chumacera de pared fabricadas en el taller a medida del eje de inclinación, dentro de estas habrá un bocín de nylon para evitar la fricción y tener un movimiento circular suave y limpio, los cuales se elaboran con la ayuda de un torno a gran precisión. Las chumaceras se constituyen mediante la unión de un eje hueco soldado a una placa.



Ilustración 3-57: Chumaceras de pared con el bocín de nylon.

Fuente: Tisalema y Zurita, 2024.

El acople del porta cuchillas se lo realizó de manera precisa por medio de goniómetro y reloj comparador que verificaban a lo largo de placa de 50 mm que las tolerancias de planitud sean los mismo para garantizar un afilado uniforme en cualquier espacio de está. Se emperna las chumaceras con el eje ya calibrado acoplando así las mordazas de sujeción que son 8 en total para cuchillas de 3mm, en el extremo derecho del eje se añade un bocín seguido de una placa circular

la cual dirige los grados de inclinación del eje de 0° a 270° mediante un tornillo de $\frac{3}{4}$ in, la misma esta soldada a una palanca para facilitar el movimiento circular. Con el fin de asegurar que ningún bocín y pieza se mueva de su posición o se desface el sistema porta cuchillas se implementa como seguros los espárragos de acero, chavetas y tornillo de ajuste.



Ilustración 3-58: Calibración del sistema porta cuchillas y palanca de movimiento.

Fuente: Tisalema y Zurita, 2024.



Ilustración 3-59: Placa circular de inclinación y mordazas de sujeción.

Fuente: Tisalema y Zurita, 2024.

3.4.8. Carro móvil

El carro móvil está conformado por una cola de milano empernada a una base rectangular móvil, se empezó con la construcción de esta base fabricada con 4 fragmentos de AL de 50x6 mm con cortes a sus bordes de 45° para posteriormente ser soldadas entre sí. En los extremos de los lados laterales se suelda 1 pedazo de platina a cada lado, además de dos piezas de AL de 75x6 mm a la cual se emperna dos placas en forma triangular con puntas redondeadas, es aquí donde se colocó

los rodamientos rígidos de bolas con sus respectivos bocines y pernos los cuales son centraron en las líneas guías, estos rodamientos sirven de ruedas para impulsar el carro móvil de forma lineal.



Ilustración 3-60: Ruedas y base rectangular del carro móvil.

Fuente: Tisalema y Zurita, 2024.

La fabricación de la cola de milano se empieza con el corte de placas de plancha de 6 y 8mm, se forma una base rectangular de AL de 50x6 mm que es unida mediante soldadura y sus cortes de extremo son a 45 °. Se procede a cortar y soldar dos platinas para obtener un espesor de 12 mm, pero queda un espacio hueco para colocar la base del motor, estas platinas están emperradas a la base rectangular. El motor WEG de 2hp se coloca en su soporte con los pernos de $\frac{3}{4}$ in para su sujeción y se coloca la placa de 6mm en el espacio entre las platinas y el rectángulo, en la parte posterior de la base del motor se suelda un pedazo de plancha al cual se adjunta la tuerca del tornillo de potencia.



Ilustración 3-61: Cola de milano para un motor de 2 hp.

Fuente: Tisalema y Zurita, 2024.

Con la ayuda de un torno se elabora el volante del tornillo de potencia o también conocido como palanca, el cual va a facilitar el ascenso y descenso del motor. La fabricación del tornillo de potencia se lo realiza con un paso de 0.1 in en rosca ACME mediante la operación de roscado en

el torno, se acopla el volante al tornillo mediante una chavetera que en este caso será un tornillo de unión. Finalmente se ensambla el tornillo a la tuerza fija y se produce el movimiento lineal vertical reversible, la muela de afila se ajusta mediante una pieza conocida como matrimonio que es roscada una parte para asegurar su movimiento circular y que realice la operación de afilado.



Ilustración 3-62: Volante del tornillo y piedra de afilar.

Fuente: Tisalema y Zurita, 2024.

3.4.9. Mecanismo lineal

Una pieza fundamental para realizar el movimiento lineal es el tornillo de potencia, este se lo elaboro mediante un torno con la función de roscado, su rosca es cuadrada y tiene un paso de $\frac{1}{4}$ in con un diámetro de eje de 1 in. Para entender el funcionamiento de este su fabricación se basó en el mismo sistema que tiene un torno al cual se le acoplo un motorreductor de 1 hp. Se ensablo al tornillo una tuerza fija la cual está soldada al ángulo lateral del carro móvil, para poder fijar el tornillo también fue soldado uno de los bocines que contiene el mismo a la placa posterior de la estructura base.



Ilustración 3-63: Tornillo de avance lineal y bocines de acople.

Fuente: Tisalema y Zurita, 2024.

Se compro el piñón de 16 dientes y la corona 32 dientes las cuales son soldadas a bocines con el fin de asegurar su conexión, se instala el motorreductor mediante pernos a sus respectivas bases y se introduce un eje que será acoplado con la corona. En el tornillo de avance lineal al final de

su borde se instala el piñón y para acabar se monta la cadena, pero esta debe estar floja por lo cual se le aumenta un eslabón, está relaciona el movimiento del motorreductor hacia el tornillo y mediante la tuerca se genera el movimiento del carro móvil. Todo los bocines y piezas son ajustadas por medio de espárragos de acero, tornillo y tuercas.



Ilustración 3-64: Sistema de avance lineal y motorreductor.

Fuente: Tisalema y Zurita, 2024.

3.4.10. Sistema de refrigeración

El sistema de refrigeración se formó mediante la instalación de una bomba, la cual esta empernada a una base de acero. Para la instalación de la manguera donde va a circular el fluido se implementó reducciones, manguitos, neplos y válvula de bola. Sus ajustes se los realiza mediante abrazaderas de manguera. El refrigerante va a reposar en una estructura rectangular, la taladrina ayuda a disminuir las altas temperaturas y evitar deformaciones que se produce en las cuchillas al momento de rectificarlas.



Ilustración 3-65: Sistema de refrigeración.

Fuente: Tisalema y Zurita, 2024.

3.5. Automatización del Sistema

La parte de la automatización va a estar enfocada en el proceso de afilado y lubricación, siendo así que se controlará el inicio del proceso dando movimiento a la muela y a la mesa móvil de la misma, la bomba de la lubricación y por seguridad se tendrá en cuenta el paro de emergencia.

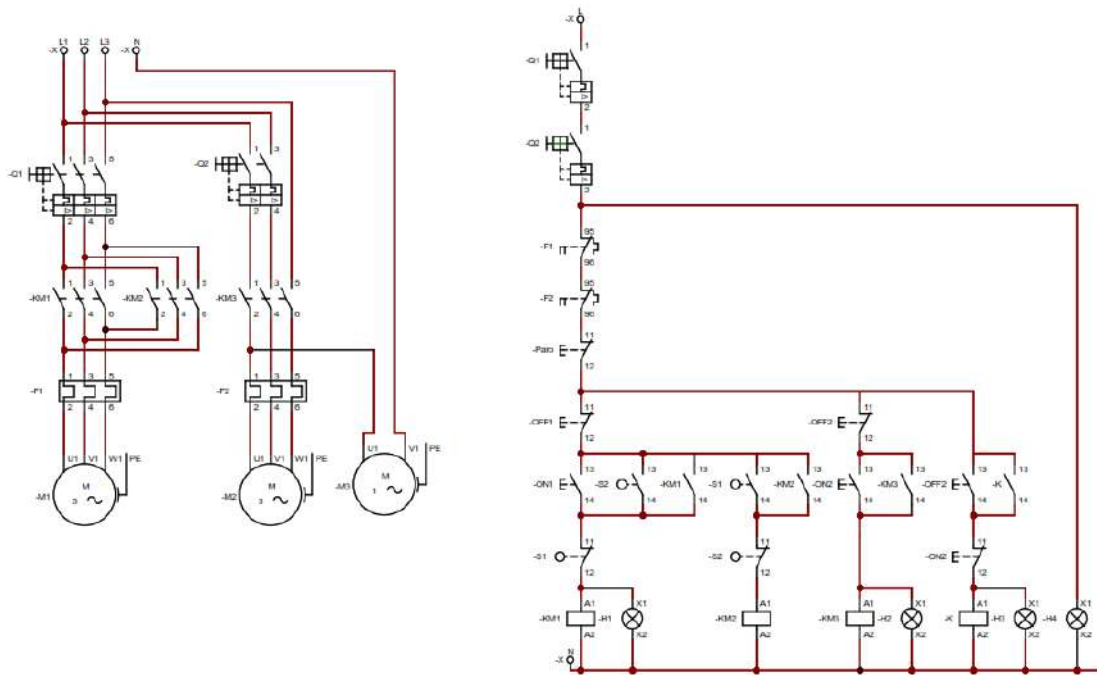


Ilustración 3-66: Circuito Eléctrico y Circuito de Control en Cade-Simu

Realizado por: Tisalema y Zurita., 2024.

3.5.1. Automatizado

Este proceso consiste en simplificar la participación del operador en el proceso de mecanizado, para lo cual se realizaron simulaciones en el software Cade-Simu, mediante un proceso iterativo se logró encontrar la mejor solución que implique un circuito compacto y con el menor número de elementos posibles para reducir costos.

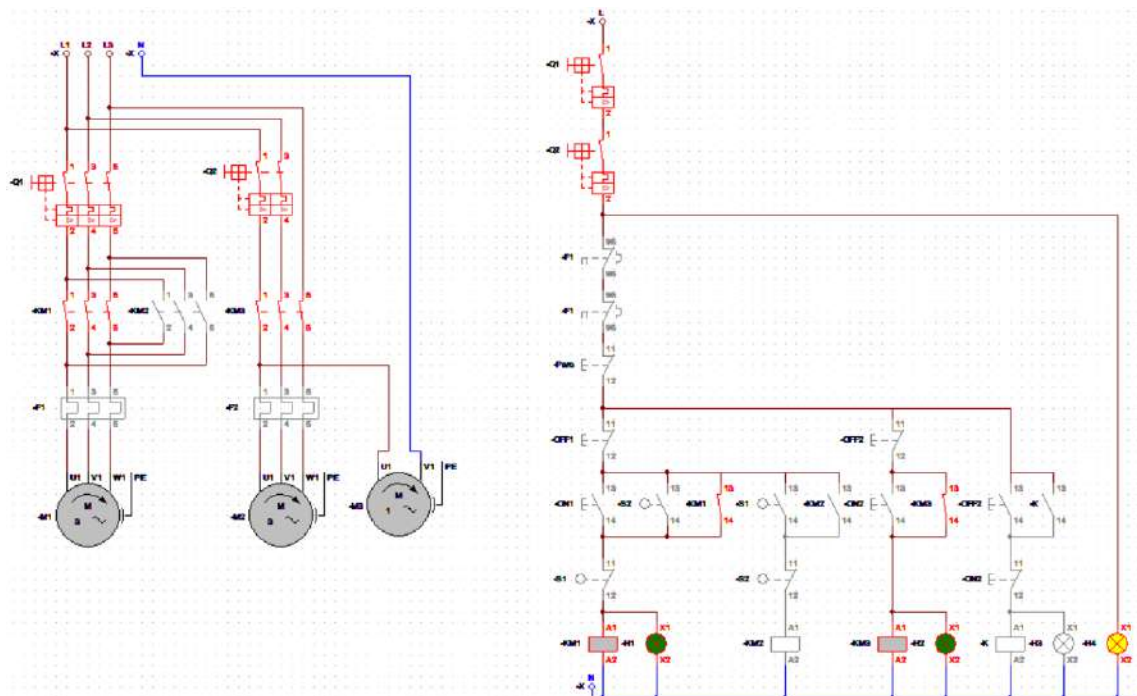


Ilustración 3-67: Simulación del movimiento de IDA de la máquina en Cade-Simu

Realizado por: Tisalema y Zurita., 2024.

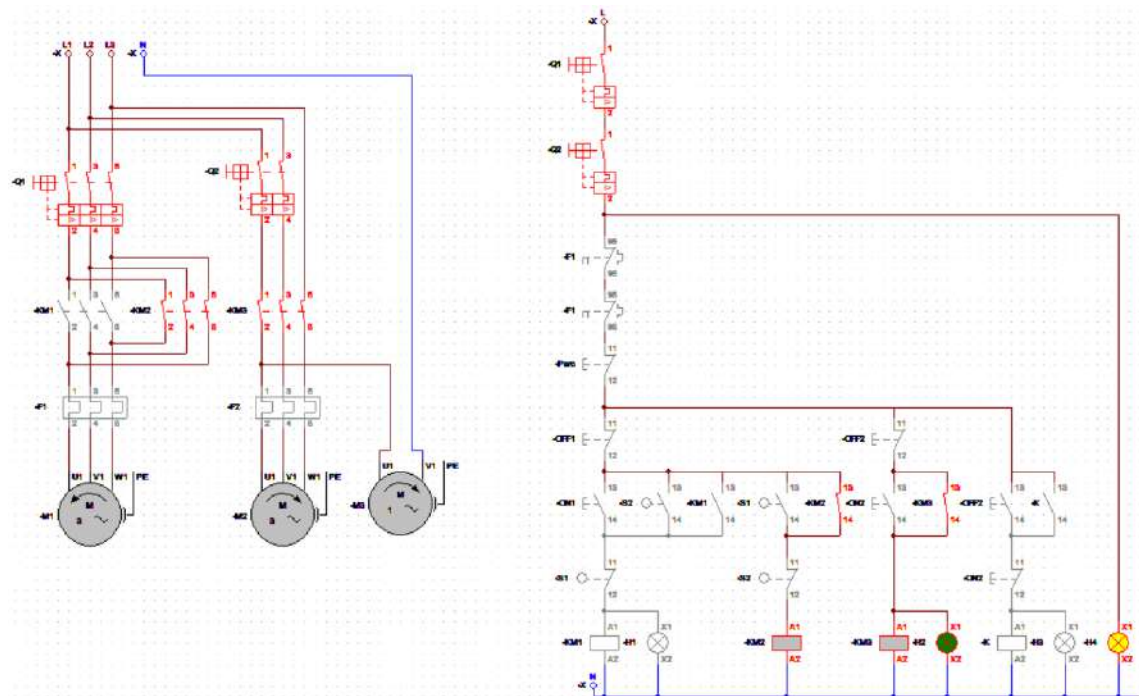


Ilustración 3-68: Simulación del movimiento de VUELTA de la máquina en Cade-Simu

Realizado por: Tisalema y Zurita., 2024.

Una vez aprobado el circuito se lo llevó a la práctica mediante la implementación de un panel de control en la cual van a estar contenidos los contactores, los pulsadores que se van a accionar y los indicadores luminosos.



Ilustración 3-69: Panel de Control

Fuente: Tisalema y Zurita., 2024.

En este proceso se realizó la incorporación de 2 disyuntores uno Trifásico y el otro Bifásico, la razón por la que se utilizó éste último es por cuestión de costos pero a la final su funcionamiento fue el necesitado, se tendrán 3 contactores trifásicos, siendo 2 de ellos utilizados para el motor de 0.5 HP para el movimiento de la mesa, uno de ellos para que el motor gire en un sentido y el otro para invertir su giro, y un tercer contactor que servirá para la conexión del motor trifásico de 2 HP encargado de dar movimiento a la muela de afilar y a su vez también activa la bomba de lubricación del sistema. Este proceso será controlado por 4 pulsadores los cuales tiene las siguientes funciones:

- Los pulsadores de la izquierda (verde y rojo) son los encargados de dar movimiento al carrete que contiene al motor que realizará el afilado, siendo el de color verde el que pone en marcha el movimiento y el rojo el que lo detiene.
- Los pulsadores de la derecha (verde y rojo) son los encargados de dar movimiento al motor del afilado el que pone en movimiento y el rojo el que lo detiene.

Para protección de los motores se colocaron 2 relés térmicos (uno para cada motor) que se desactiven cuando haya sobrevoltajes que puedan afectar su funcionamiento. Se dispondrá de 2 finales de carreras los cuales ayudarán a dar el movimiento permanente de la máquina una vez puesta en marcha, siendo el operario el que detenga su movimiento, ya sea por el paro individual que tendrá cada motor o por el paro de emergencia. Finalmente se conectaron los indicadores luminosos cada uno con su respectiva función que se las describirá a continuación:

- El primer indicador (color amarillo), estará encendido durante todo el proceso, dado que éste indicará cuando la máquina se encuentre energizada.
- El segundo indicador (color verde) se encenderá cuando el carrete esté en funcionamiento.
- El tercer indicador (color rojo) se encenderá cuando el carrete esté detenido.
- El cuarto indicador (color verde) se encenderá cuando el motor del afilado esté funcionando.

La máquina afiladora – rectificadora de cuchillas tuvo sus inicios primero con un diseño CAD para posteriormente concluir con su construcción, el ensamble y unión final de todas sus piezas dio un excelente resultado, en donde su mecanismo funciona correctamente y cumple su función. En la **¡Error! No se encuentra el origen de la referencia.** se observa el acabado definitivo de la máquina.



Ilustración 3-70: Máquina afiladora de cuchillas planas.

Fuente: Tisalema y Zurita, 2024.

CAPÍTULO IV

4. RESULTADOS

4.1. Análisis mediante softwares de apoyo.

4.1.1. *Implementación de elementos finitos*

El desarrollo del modelado completo nos permite ejecutar un análisis estructural para determinar las deformaciones y esfuerzos máximos que se debe tener en toda la estructura de la máquina, la ventaja de este software se debe a que no requiere una malla de elementos finitos tradicional esto se logra mediante algoritmos avanzados los cuales permiten encontrar deformaciones y esfuerzos directamente en la geometría CAD, sin la necesidad de la discretización del modelo.

4.1.1.1. *Análisis de deformación y esfuerzos en la máquina.*

La deformación máxima que se produce en toda la estructura con las condiciones de borde antes descritas y las cargas que debe soportar además de su peso propio encontramos un valor máximo de 3.08 (mm), que se produce en el tornillo de potencia para el sistema móvil horizontal que en dicho estado el elemento se encuentra apoyado únicamente sobre un apoyo móvil, el cual causa deflexión dependiendo de la posición en la que se encuentre la articulación. Por ende, la deformación máxima que podemos encontrar en el resto de la maquina corresponde a un valor promedio de 0.771 (mm).

El esfuerzo de Von Mises máximo que debe soportar el equipo corresponde a un valor de 80.19 (MPa), el mismo se encuentra en el apoyo de la estructura que se asentara a una base fija, también podemos observar que en los cordones de soldadura se produce un concentrador esfuerzos como en las secciones que tengan cambios bruscos de un valor hacia otro. En este caso podemos encontrar que el cordón más crítico está en la unión de la estructura lateral con el perfil cuadrado que une ambos soportes.

4.1.1.2. *Condiciones de borde para el análisis estructural*

La ventaja de utilizar softwares diferentes a ANSYS para el análisis estático es que nos permite emplear toda la geometría que deseamos estudiar, para ello se ha considerado un soporte fijo en la base la estructura, además de conexiones empernadas y de soldadura cada una de ellas son su material en específico. Para las condiciones de cargas y momentos se tomará en cuenta el peso propio de cada elemento como la fuerza de empuje de la muela de afilar sobre la cuchilla.

4.1.1.3. *Convergencia*

En este caso la convergencia de malla utiliza otro principio, que evade el número de elementos y nodos como en los programas tradicionales, ahora se realiza teniendo en cuenta el número de iteraciones que se aplica sobre la geometría con respecto al esfuerzo de Von Mises, teniendo un criterio del error relativo al 5% entre resultados, como se presenta a continuación.

Tabla 4-1: Convergencia de resultados.

N. iteraciones	Esfuerzo de Von Mises (MPa)	Deformación (mm)	Error Relativo (%)
2	74,500	1,0289	
3	80,719	1,028	7,70
4	80,366	1,029	0,44
5	80,225	1,029	0,18
6	80,220	1,029	0,01
7	80,197	1,029	0,03

Fuente: Tisalema y Zurita, 2024.

Realizado por: Tisalema y Zurita, 2024.

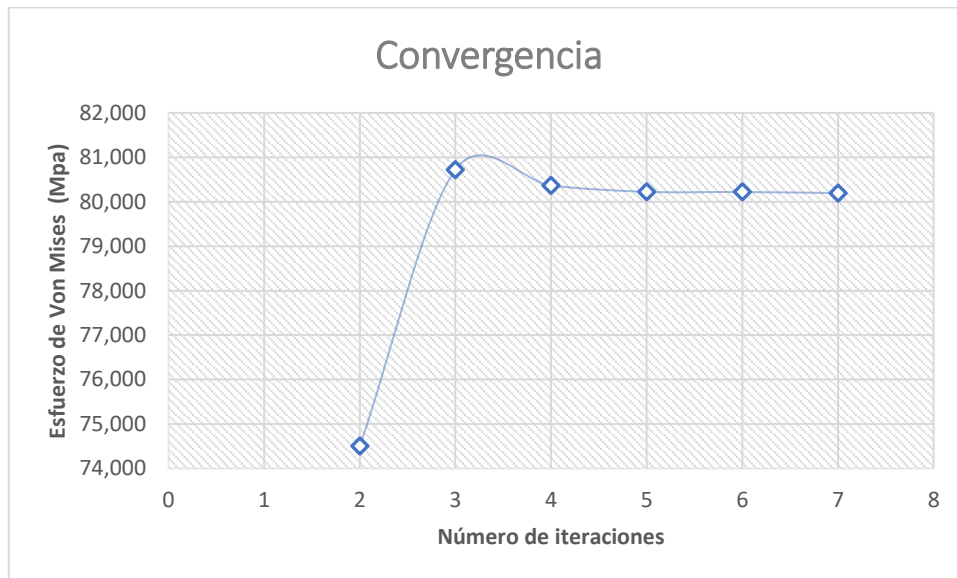


Gráfico 4-1: Convergencia.

Fuente: Tisalema y Zurita, 2024

El análisis de la convergencia como se puede ver en la tabla y en el gráfico a partir de la cuarta iteración los valores de los esfuerzos empiezan a oscilar alrededor de un mismo valor sin alejarse entre si y tendiendo a linealizar la gráfica, dándonos así un resultado bien definido.

4.1.1.4. Soldadura

En todo el modelo se encuentra presente varios cordones de soldadura en los cuales se producen distintos esfuerzos, se ha determinado mediante simulación que la tensión equivalente generada en los elementos como se describe en el **Gráfico 4-2**.

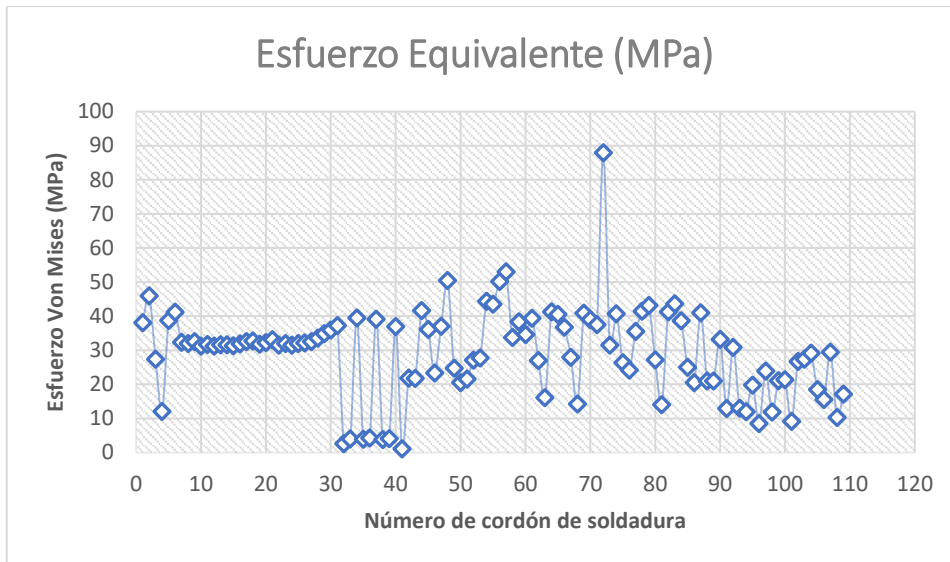


Gráfico 4-2: Análisis del esfuerzo de Von Mises en la soldadura.

Fuente: Tisalema y Zurita, 2024.

Debemos tener en cuenta que el procedimiento de soldadura esta idealizado en cuanto a los factores de seguridad, debido a que no toma en cuenta variables como: el medio ambiente, personal técnico, ni la metalurgia de los componentes a unión. Observe el **Gráfico 4-3**.

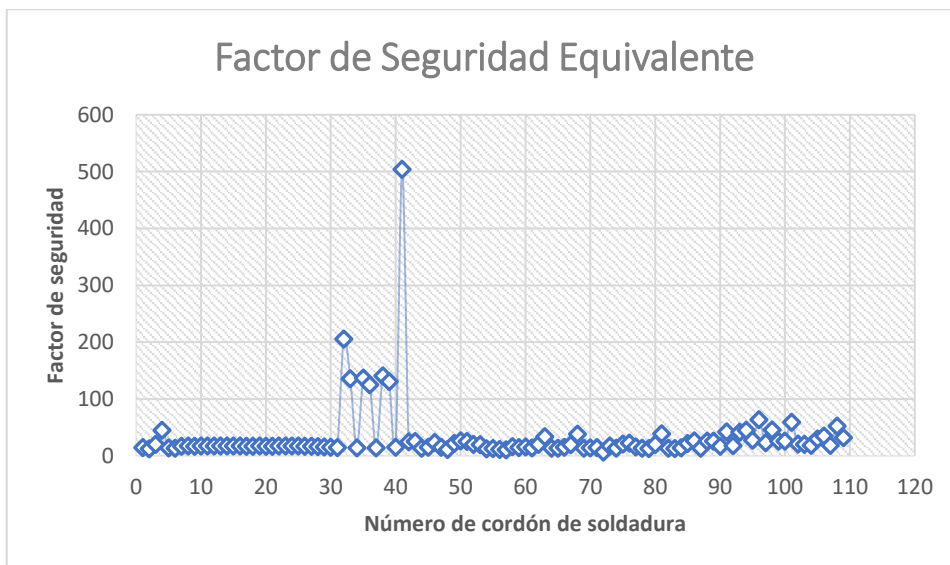


Gráfico 4-3: Factor de seguridad en los cordones de soldadura.

Fuente: Tisalema y Zurita, 2024.

4.1.1.5. Análisis modal y convergencia

El análisis modal realizado es fundamental, ya que no se consideró cargas sísmicas ni el efecto del corte basal, además de no llevar a cabo un estudio sísmico exhaustivo de la zona donde se ubicará la máquina. Por esta razón, únicamente se contempló el porcentaje de masa que vibraría

en su frecuencia natural. Además, las condiciones límite para este análisis establecen un soporte fijo en la base de la estructura.

De la misma manera la convergencia para los efectos producidos se ha analizado mediante el número de iteraciones, con respecto a los cambios en los resultados con un error relativo del 5% entre cada uno de los valores. Como se describe en la **Tabla 4-2**, teniendo en cuenta que se ha estudiado los tres primeros modos vibracionales para la estructura como son: traslación, rotación y torsión; dependiendo de cuanta masa acumulativa se encuentre para cada modo.

Tabla 4-2: Convergencia de modos vibracionales.

Iteraciones	Frecuencia modo 1 (Hz)	Frecuencia modo 2 (Hz)	Frecuencia modo 3 (Hz)	Error Relativo 1	Error Relativo 2	Error Relativo 3
1	10,50	13,60	21,20			
2	9,90	13,20	20,96	6,06	3,03	1,15
3	9,60	13,07	20,78	3,13	0,99	0,87
4	9,42	12,90	20,67	1,91	1,32	0,53
5	9,36	12,81	20,64	0,64	0,70	0,15

Fuente: Tisalema y Zurita, 2024.

Realizado por: Tisalema y Zurita, 2024.

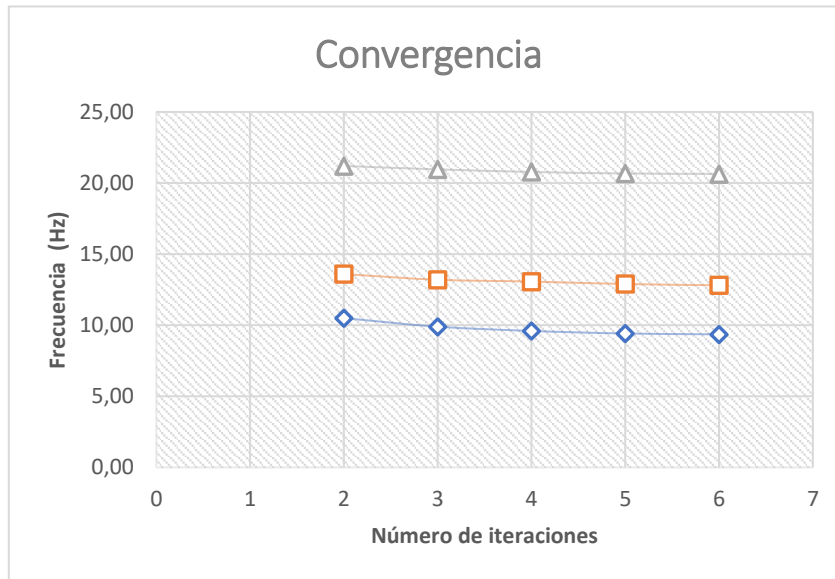


Gráfico 4-4: Convergencia de los tres modos vibracionales.

Fuente: Tisalema y Zurita, 2024.

4.1.2. Resultados modales

El análisis modal nos ayuda a asegurar que la maquina fue diseñada de la manera más segura y eficiente para su operación, se analizó solo las primeras tres respuestas modales, en el eje x podemos observar que los modos vibracionales se encuentran alrededor del 60% solamente para el segundo y tercer modo, mientras que para el primero la masa acumulativa este alrededor del

0% como indica la **Ilustración 4-1**. Esto nos indica que las vibraciones están presentes en mayor cantidad en el segundo y tercer modo por lo que trata de estabilizar el diseño optimizando su rendimiento y seguridad.

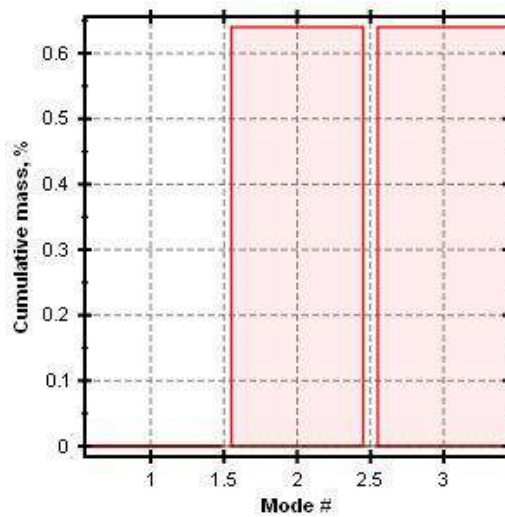


Ilustración 4-1: Eje x análisis modal.

Fuente: Tisalema y Zurita, 2024.

Para el eje y, podemos observar que la respuesta de la masa acumulativa está alrededor del 55% para el modo 1 y 2, mientras que en el tercero obtenemos un valor superior al 60%. Se determina que en los tres modos tiene valores elevados por encima del 50 % indicando que las vibraciones se producen con más frecuencia en el eje y que en el eje x, además que se verifica los componentes que intervienen en las características dinámicas del sistema para así mejorar su rendimiento.

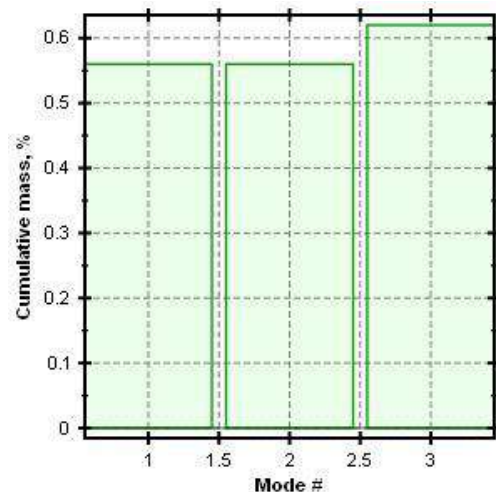


Ilustración 4-2: Eje y análisis modal

Fuente: Tisalema y Zurita, 2024.

En el eje z, se encuentra que la masa acumulativa solo se encuentra en el tercer modo. Pero en los modos restantes esta alrededor de 0%. En este eje ocurre todo lo contrario a los anteriores ejes ya mencionados, solo un modo vibracional que es el último presenta una gran acumulación de masa mientras que los dos primeros en cero indicando que los movimientos vibratorios no están muy presentes en el eje z, es decir, que sus componentes no generan casi trabajo en dicho eje evidenciándose que solo es afectado por un modo vibracional.

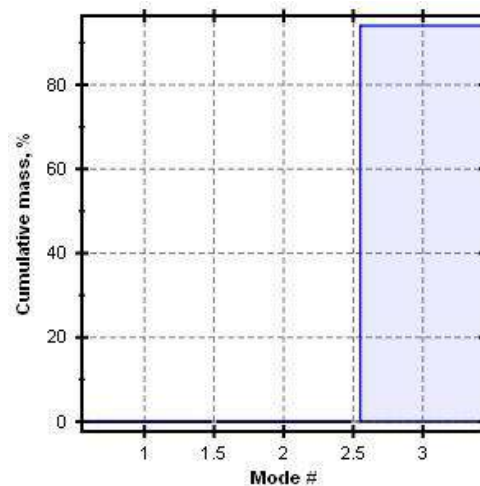


Ilustración 4-3: Eje z análisis modal.

Fuente: Tisalema y Zurita,2024.

Se puede describir que en la máquina se producirá vibraciones longitudinales con una frecuencia de 20.64 (Hz), lo que responde a la frecuencia natural del equipo lo que quiere decir que debemos evitar llegar a ese valor para así evitar vibraciones innecesarias que causan daño a nivel estructural de cada uno de los elementos presentes.

4.2. Evaluación y comprobación del funcionamiento

En el transcurso de la fase de pruebas y apoyados en la bibliografía existente del tema se puede afirmar que para el proceso del afilado indistintamente las medidas de la cuchilla, durante todo el proceso será necesario el proceso de lubricación debido a las altas temperaturas que se generan al momento en el que la muela entra en contacto con la cuchilla y que el ángulo de afilado tiene que ser a 45°.

Se tomo en consideración que en el afilado manual no se puede controlar el ángulo de inclinación del filo de corte, por lo que la máquina tiene un mecanismo para modificar la inclinación de acuerdo con las necesidades del operario.

Para validar la eficiencia de la máquina se realizaron varias pruebas con cuchillas de 3 mm de espesor y 70 mm de longitud, tomando en cuenta 2 variables muy importantes que variarán de acuerdo a las condiciones de trabajo y a la perspectiva del operario, estas variables son: El número

de pasadas y la inclinación de la cuchilla por afilar. Con la ayuda de un Rugosímetro se lograron obtener valores referenciales de una cuchilla nueva y una antes de su afilado presentados en la tabla **Tabla 4-3**, los cuáles fueron comparados con cuchillas con diversas condiciones de afilado para determinar cuál de ellos será más efectivo.

Tabla 4-3: Rugosidad Promedio de las Cuchillas de Referencia

Promedio de Rugosidad de las Cuchillas de Referencia	
Denominación	Rugosidad (μm)
Cuchilla antes de Afilar	5,3904
Cuchilla Nueva	0,601

Fuente: Tisalema y Zurita,2024.

Tabla 4-4: Rugosidad Promedio de las Cuchillas de Prueba.

Promedio de Rugosidad de las Cuchillas de Prueba			
Denominación	# de Pasadas	Inclinación	Rugosidad (μm)
Cuchilla Afilada	1	NO	1,4854
	2	NO	1,1266
	3	NO	1,0376
	1	SI	0,553
	2	SI	0,4912
	3	SI	0,3268
	4	SI	0,1626

Fuente: Tisalema y Zurita,2024.

Respaldados por los resultados obtenidos en la tabla anterior, se puede asegurar que las condiciones óptimas para el afilado de las cuchillas con las características descritas son: Cuatro pasadas (Ida y Vuelta) y una inclinación del portacuchillas para su operación de tal forma que el ángulo de afilado sea superior a los 45°.

Cabe destacar que la máquina aparte de afilar la cuchilla puede retirar el óxido presente en la cuchilla siendo así un tratamiento más para alargar su vida útil.



Ilustración 4-4: Cuchillas sin afilar.

Fuente: Tisalema y Zurita,2024.



Ilustración 4-5: Cuchillas Afiladas.

Fuente: Tisalema y Zurita,2024.

4.3. Análisis de Costo

A continuación, se especifica los costos directos e indirectos que se contemplaron para la fabricación de la máquina afiladora – rectificadora de cuchillas planas, la finalidad de este análisis es determinar la cantidad de recursos económicos que se necesita para llevar a cabo la construcción y el correcto funcionamiento de la máquina.

4.3.1. Costos Directos

Tabla 4-5: Costos Directos de materia prima

Descripción	Cantidad	Costo Unitario (\$)	Subtotal (\$)
Plancha de 4 (mm)	1	130,00	130,00
Pedazo de plancha de 8 (mm)	1	240,00	240,00
Plancha de 6 (mm)	1	186,00	186,00
Pedazo de plancha 50 (mm)	1	60,00	60,00
Pedazo de plancha 9 (mm)	1	70,00	70,00
Tubo rectangular 20x40x2 (mm)	1	20,00	20,00
AL 70x6 (mm)	1	65,00	65,00
AL 40x6 (mm)	1	30,25	30,25
AL50x6 (mm)	1	37,20	37,20
PLT 38x5 (mm)	1	15,00	15,00
PLT 30x12 (mm)	1	12,00	12,00
PLT 38x12 (mm)	1	20,00	20,00

PLT 65x9 (mm)	1	25,00	25,00
PLT 25x6 (mm)	1	10,00	10,00
PLT 20x8 (mm)	1	8,50	8,50
PLT 30x6 (mm)	1	9,78	9,78
Pernos para hexagonal 3/8 x 3/4 (in)	6	0,15	0,9
Pernos 1 x 3/4 (in)	10	0,22	2,20
Pernos 3/8 x 3/4 (in)	60	0,15	9,00
Anillos de presión	15	0,05	0,75
Prisioneros	20	0,20	0,4
Arandelas planas	30	0,03	0,9
Tuercas	20	0,05	1
Pedazo de eje de acero Ø 3/4 (in)	1	7,00	7,00
Pedazo de eje de acero Ø 1 (in)	1	18,00	18,00
Pedazo de eje de acero Ø 2 (in)	1	10,00	10,00
Pedazo de eje de acero Ø 3(in)	1	12,00	12,00
Pedazo de eje de nylon Ø 2 (in)	30 (mm)	25,00	25,00
Rodamientos NTN 6203	10	6,00	60,00
Alambre MIG 70S-6	1	45,00	45,00
Soldadura 6011	30	0,1	3,00
Soldadura 7018	15	0,12	1,80
Corona 45# 428-37T	1	10,00	10,00
Piñón 45# 428-17T	1	3,00	3,00
Cadena 428H	1	9,00	9,00
Discos de corte	15	2,20	33,00
Disco de pulir	5	3,00	15,00
Disco de zirconio	5	2,50	12,5
Grata	5	2,50	12,5
Motorreductor 0.5 (Hp) relación 20:1	1	100,00	100,00
Motor WEG 2 (Hp)	1	280,00	280,00
Piedra de rectificar 5 (in)	1	25,00	25,00
Taladrina blanca	1 (gal)	10,00	10,00
Bomba periférica 1/2 (Hp)	1	100,00	100,00
Manguera	1.5 (m)	8,00	12,00
Buje de reducción	2	3,00	6,00
Manguito de reducción hembra	2	3,00	6,00

Neplo macho	2	2,00	4,00
Neplo flex	2	2,00	4,00
Abrazaderas	1	1,00	1,00
Válvula de bola	1	5,00	5,00
Caja del panel de control	1	50,00	50,00
Disyuntor Bifásico	1	80,00	80,00
Disyuntor Trifásico	1	90,00	90,00
Contactores Trifásico	3	60,00	60,00
Relés Térmicos	2	35,00	70,00
Pulsadores	4	5,00	20,00
Paro de emergencia	1	7,00	7,00
Luces Piloto	4	5,00	20,00
Cable de Fase	6 (m)	10,00	10,00
Pintura	2 (l)	8,00	16,00
Thinner	1 (gal)	7,00	7,00
Guantes	2	3,24	6,48
Fondo para pintura	1 (l)	8,00	8,00
CO ₂	1	17,00	17,00
M ₃ de oxígeno gaseoso	1	22,32	22,32
Total (\$)			679,8

Fuente: Tisalema y Zurita, 2024.

Realizado por: Tisalema y Zurita, 2024.

Tabla 4-6: Costos Directos de maquinaria y herramientas

Descripción	Días	Costo día (\$)	Subtotal (\$)
Torno	7	80,00	560,00
Fresadora	3	120,00	360,00
Soldadora	10	20,00	200,00
Dobladora	1	30,00	30,00
Taladro	2	15,00	30,00
Amoladora	10	8,00	80,00
Pulidora de mesa	10	8,00	80,00
Equipo de pintura industrial	1	50,00	50,00
Otras herramientas	15	30,00	450,00
Total (\$)			1840,00

Fuente: Tisalema y Zurita, 2024.

Realizado por: Tisalema y Zurita, 2024.

Tabla 4-7: Costos Directos Totales

Descripción	Subtotal (\$)
Materia prima	679,8
Maquinaria y herramientas	1840,00
Total (\$)	2519,8

Fuente: Tisalema y Zurita, 2024.

Realizado por: Tisalema y Zurita, 2024.

4.3.2. Costos Indirectos

En este apartado se mencionará los costos indirectos, esto se refiere al desembolso económico que se realiza de manera colateral. Dentro este ítem se considera a la luz, el transporte y algunos gastos inesperados que han surgido a lo largo del proceso de construcción.

Tabla 4-8: Tabulación de los Costos Indirectos

Descripción	Subtotal (\$)
Luz	50,00
Transporte	60,00
Imprevistos	350,00
Total (\$)	460,00

Fuente: Tisalema y Zurita, 2024.

Realizado por: Tisalema y Zurita, 2024.

4.3.3. Costo Total

Los costos totales son el resultado de la suma de los costos directos e indirectos, como su nombre mismo lo dice no toda la maquinaria, herramienta, materia prima e implementos actúan de manera explícita en la fabricación y montaje del mecanismo, a esto se le combina los costos de actúan de manera indirecta en el mecanismo.

Tabla 4-9: Tabulación de los Costos Totales

Descripción	Subtotal (\$)
Costos directos	2519,8
Costos indirectos	460,00
Total (\$)	2979,8

Fuente: Tisalema y Zurita, 2024.

Realizado por: Tisalema y Zurita, 2024.

CAPÍTULO V

5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1. Conclusiones.

- El diseño de la máquina sufrió varios cambios a lo largo de la realización del proyecto, esto debido a que se irían acoplando elementos extras para mejorar su operabilidad, siendo así que se llegó a completar el afilado de una cuchilla de prueba de 30 cm de longitud y 3 mm de espesor, obteniendo un ángulo y filo de corte sobresalientes. Cabe mencionar que se puede afilar cuchillas que tengan una longitud máxima de 60 cm y espesor máximo 2 cm.
- El estudio bibliográfico permitió focalizar las operaciones más importantes en el proceso de afilado y cuáles de ellas se las podría automatizar, llegando así a concluir que el movimiento y accionamiento de la muela son los procesos que tienen requerimientos de ser autónomos y no depender del operador más que para ponerlo en marcha.
- La metodología de diseño conceptual combina estrategias para identificar los procesos a realizar y los materiales y herramientas que están inmersos en estas, llegando a la elaboración de tablas de ponderación tanto de lo técnico como de lo económico, para que finalmente se realice una gráfica que abarque los resultados de las tablas y podamos evaluar que alternativa cumple con ambos requerimientos.
- El trabajo conjunto entre la teoría y la práctica conlleva a un diseño cada vez óptimo y eficiente, corroborando los resultados obtenidos manualmente con el empleo de ANSYS y softwares de apoyo para asegurarse de que la máquina soporte las distintas cargas a las que puede estar sometida.
- En la parte del diseño de la máquina se llegó a evaluar la posibilidad de realizarla desmontable, es decir, acoplar la máquina para que sea armable y desarmable, esto debido al considerable peso de la máquina armada, para poder brindar un correcto mantenimiento y también para que se facilite su transporte, una vez conectado el sistema automático se procedió a realizar las pruebas necesarias dando como resultado un afilado de cuchillas de muy buena calidad.
- En la evaluación de la eficiencia del afilado se llegó a concluir que las cuchillas tendrán un mejor filo de corte cuando el ángulo de inclinación de éste sea superior a los 45°.

5.2. Recomendaciones.

- Centrarse en la ideología que en el proceso de construcción y automatización pueden aparecer aspectos que se requieran cambiar del diseño original.
- Recurrir a fuentes bibliográficas fiables y verídicas para que los datos, fórmulas e información que se utilicen sean correctas y no alteren el resultado de la investigación.
- Para el diseño conceptual hay que tener en cuenta la economización de los componentes, pero eso no quiere decir que se utilizarán los más baratos, hay que tener en cuenta también que no afecte la funcionabilidad y eficiencia del equipo.
- Llevar la teoría y la práctica a la par para que si en alguno de estos campos existe un error apoyarlo con el otro y de esta manera encontrar una solución para esa problemática.
- Hay que tener en cuenta que una máquina tiene que ser amigable con el operador desde la parte del transporte de ésta hasta su funcionamiento, haciendo que el operario se sienta cómodo y seguro.

BIBLIOGRAFÍA

1. **AKRIBIS.** Los Sensores de Temperatura Más Usados en la Industria. [en línea] [consulta: 27 diciembre 2023]. Disponible en: <https://www.akribis.info/web/los-sensores-de-temperatura-mas-usados-en-la-industria/>.
2. **ALIEXPRESS.** Reductor de tornillo sin fin con brida de tierra NMRV040. [en línea] [consulta: 23 marzo 2024]. Disponible en: <https://es.aliexpress.com/i/1005005416018925.html>.
3. **ASTUDILLO LALA, Ángel Ernesto.** *CONSTRUCCIÓN DE UNA PRENSA MECÁNICA PARA MONTAJE Y DESMONTAJE DE RESORTES DE SUSPENSIÓN PARA VEHÍCULOS TIPO SEDÁN HASTA 2200 CC. (Trabajo de Titulación) (Tecnología).* Escuela Politécnica Nacional, Escuela de Formación de Tecnólogos. Quito-Ecuador. 2006. págs. 28-61.
4. **BOHÓRQUEZ SUÁREZ, Galo René.** *DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA AFILADORA DE CUCHILLAS PLANAS DE HASTA 1m DE LONGITUD PARA LA EMPRESA «M.C.S Y PLASTIMAG».* (Trabajo de Titulación) (Ingeniería). Escuela Politécnica Nacional, Facultad de Ingeniería Mecánica. Quito-Ecuador. 2011. págs. 35-109.
5. **BRICEÑO SIMBAQUEVA, Vicente & CHAPARRO PARADA, Camilo.** *TABLERO DE CONTROL DIDÁCTICO PARA MOTORES TRIFÁSICOS.* Universidad Cooperativa de Colombia. Bogotá-Colombia. 2020. págs. 29-57. [consulta: 15 marzo 2024]. Disponible en: <https://repository.ucc.edu.co/server/api/core/bitstreams/00b3355e-01c3-4a14-9e63-47f4c4b46b6f/content>
6. **BRR.** Motores Eléctricos. [en línea] [consulta: 27 diciembre 2023]. Disponible en: <https://brr.mx/motores-electricos/>.
7. **BUDYNAS G., Richard & KEITH NISBETT, J.** *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley.* 9na ed. México: McGraw-Hill, 2012, págs. 343-476.
8. **CATALANO.** Catálogo 2013 coronas + piñones. [en línea] [consulta: 15 febrero 2024] . Disponible en: <https://www.catalano.com.ar/files/moto/files/assets/downloads/publication.pdf>.
9. **CLAUDIO GUERRERO, Luis David. & SEGARRA MUZO, Darío Javier.** *DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA RECTIFICADORA DE CUCHILLAS DE 800 mm DE LONGITUD PARA LA EMPRESA CONFITECA C.A.* (Trabajo de Titulación) (Ingeniería). Escuela Politécnica Nacional, Facultad de Ingeniería Mecánica. Quito-Ecuador. 2013. págs. 28-158.
10. **ELÉCTRICOS, M.** *Manual Técnico* [en línea] [consulta: 18 enero 2024]. Disponible en: www.kikeytetey.com.
11. **EUDIM. UTA.** Sensores y transductores. [en línea] [consulta: 09 diciembre 2023]. Disponible en: http://www.eudim.uta.cl/files/5813/2069/8949/fm_Ch03_mfuentesm.pdf.
12. **FERNÁNDEZ DÍEZ, Pedro.** BOMBAS CENTRÍFUGAS Y VOLUMÉTRICAS. [en línea] [consulta: 15 enero 2024]. Disponible en: https://www.academia.edu/8929393/Bombas_centrifugas_y_volumetricas_ingenieria
13. **FITTEMA.** Fluidos de corte. [en línea] [consulta: 15 marzo 2024]. Disponible en: <https://istas.net/descargas/Doc%20de%20FITTEMA%20-%20FLUIDOS%20DE%20CORTE.pdf>

14. **GRUPO WEG.** W22-Eficiencia y confiabilidad para la industria. [en línea] [consulta: 10 diciembre 2023]. Disponible en: www.weg.net.
15. **GSL INDUSTRIAS.** Botoneras – Industrias GSL. [en línea] [consulta: 29 enero 2024]. Disponible en: <https://industriassgsl.com/blogs/automatizacion/botoneras>.
16. **IMPORTADORA OTECE.** Microswitch (final de carrera) varilla larga ajustable STRÖM. [en línea] [consulta: 27 diciembre 2023]. Disponible en: <https://www.otece.com.ec/producto/microswitch-final-de-carrera-varilla-larga-ajustable-strom/>.
17. **INDUSTRIAS PROMISUR.** PROMITA-402. [en línea] [consulta: 2 marzo 2024]. Disponible en: <https://suministrosrame.com/wp-content/uploads/2019/02/Taladrina-organica-blanca-PROMITA-402-FT.pdf>
18. **KALPAKJIAN, Serope & SCHMID, Steven.** *MANUFACTURA, INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA*. 5ta ed. México: Pearson Educación, 2008, págs. 630-673.
19. **LOSKUTOV, V.** *RECTIFICACIÓN DE METALES*. Moscú: Mir Moscú, 1982, págs. 25-82.
20. **MASAM.** Práctica 3 – Control electromecánico. [en línea]. [consulta: 13 noviembre 2023]. Disponible en: <https://masam.cuautitlan.unam.mx/dycme/ce/practica-3/>.
21. **MAYNÉ, Jordi.** Sensores Acondicionadores y Procesadores de señal. [en línea] [consulta: 05 enero 2024]. Disponible en: http://arantxa.ii.uam.es/~gdrivera/robotica/h_datos/Sensores_Acond.pdf
22. **MERCADOLIBRE.** Cadena A Rodillo Bs Iso 08b-1 Paso Simple 1/2 X 3.5 Mts. [en línea] [consulta: 24 marzo 2024]. Disponible en: https://articulo.mercadolibre.com.ar/MLA-913218121-cadena-a-rodillo-bs-iso-08b-1-paso-simple-1-2-x-3-5-mts-_JM#&gid=1&pid=6.
23. **MOTT, Robert & UNTENER, Joseph.** *Mecánica de fluidos*. 7ma ed. México: Pearson Educación, 2015, págs. 318-372.
24. **MTLUBRICANTES.** TALADRINA BLANCA MT. [en línea] [consulta: 20 febrero 2024]. Disponible en: <https://mtlubricantes.com/producto/mt-taladrina-blanca-2/>
25. **NEC-SE-CG.** *CARGAS NO SÍSMICAS*.
26. **NORTON-SAINT GOBAIN.** catalogo-norton-maderas. [en línea] [consulta: 26 noviembre 2023]. Disponible en: <https://www.nortonabrasives.com/es-cam/mercados/madera>
27. **NORTON-SAINT GOBAIN.** APLICACIONES INDUSTRIALES. [en línea] [consulta: 26 noviembre 2023]. Disponible en: www.nortonabrasives.com/es-es.
28. **NTN CORPORATION.** Rodamientos de Bolas y de Rodillo. [en línea] [consulta: 10 enero 2024]. Disponible en: <https://www.ntn-snr.com/>
29. **PEDROLLO.** CATALOGO GENERAL. [en línea] [consulta: 21 enero 2024]. Disponible en: www.casadelriegoecuador.com.
30. **PROMESA.** Bomba de Agua, PBP-50, Eléctrica Periférica, de 1/2 HP, 21314 | FERRETERIA. [en línea] [consulta: 17 marzo 2024]. Disponible en: <https://www.promesa.com.ec/Home/FERRETERIA/Bombas-y-Plomer%25C3%25ADa/Bombas/Bombas-de-Agua-EI%25C3%25A9ctricas/Bomba-de-Agua%252C-PBP-50%252C-EI%25C3%25A9ctrica-Perif%25C3%25A9rica%252C-de-1-2-HP%252C-21314/p/21314>.

31. **PUMPSBOMBAS.** 5.8- Protección frente a caudal mínimo por bypass. [en línea] [consulta: 28 enero 2024]. Disponible en: <https://pumpsbombas.com/curso/curso-seleccion-de-bombas-centrifugas/leccion/5-diseno-del-sistema-de-bombeo/capitulo/5-8-proteccion-al-caudal-minimo-por-bypass/>.
32. **PUNINA PROAÑO, Carina Elizabeth.** *MONTAJE DE ACOMETIDAS ELÉCTRICAS DESDE EL TRANSFORMADOR DE 1.5 MVA A SUBTABLEROS DE DISTRIBUCIÓN Y DE ESTOS A LAS MÁQUINAS DE LA INDUSTRIA METALMECÁNICA SEDEMI. (Trabajo de Titulación) (Tecnología).* Escuela Politécnica Nacional, Escuela de Formación de Tecnólogos. Quito-Ecuador. 2006. págs. 12-103.
33. **RECTIFICADORA MAYER.** 5 tipos de cuchillas industriales que vale la pena conocer. [en línea] [consulta: 19 marzo 2024]. Disponible en: <https://rectificadosmayer.com/5-tipos-de-cuchillas-industriales-que-vale-la-pena-conocer/>.
34. **ROBLEDO, María.** Todo sobre la bomba de recirculación de agua. [en línea] [consulta: 28 enero 2024]. Disponible en: <https://e-ficiencia.com/todo-sobre-bomba-de-recirculacion-agua/>.
35. **RYSEL SAT.** Aspectos Fundamentales sobre Variadores de Velocidad Electrónicos. [en línea]. [consulta: 07 diciembre 2023]. Disponible en: www.rysel-SAT.es.
36. **SAINT GOBAIN.** NORTON MUELAS. [en línea]. [consulta: 05 noviembre 2023]. Disponible en: <https://www.saint-gobain.com.ec/norton-0>
37. **SUBGERENCIA DE ANÁLISIS DE PRODUCTOS Y SERVICIOS, FICHA SECTORIAL.** Productos de Plástico. [en línea] [consulta: 07 diciembre 2023]. Disponible en: <http://ciencias-esbac.blogspot.com>.
38. **SUBGERENCIA DE ANÁLISIS DE PRODUCTOS Y SERVICIOS, FICHA SECTORIAL.** Silvicultura y Extracción de madera subgerencia de análisis de productos y servicios. [en línea] [consulta: 07 diciembre 2023]. Disponible en: <http://ciencias-esbac.blogspot.com>.
39. **SUNRISE PARAGUAY.** CADENAS ESLABONADAS DE ACERO PARA MOTOCICLETA. [en línea] [consulta: 07 marzo 2024]. Disponible en: <https://www.sunriseparaguay.com/img/catalogos/Npc/Hoja%20T%C3%A9cnica%20de%20Cadena%20de%20Motos.pdf>.
40. **TYROLIT.** RESUMEN GENERAL DE RUEDAS ABRASIVAS. [en línea] [consulta: 07 marzo 2024]. Disponible en: <https://www.tyrolit.com.ar/contenido/productos/1521206584.pdf>
41. **UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA.** Automatismos Eléctricos. [en línea] [consulta: 15 marzo 2024]. Disponible en: <https://unlp.edu.ar/wp-content/uploads/30/33730/452634b7b0722266df4f8a3ad9e97d94.pdf>.
42. **UNIVERSIDAD NACIONAL DE LA PLATA.** Tableros eléctricos. [en línea] [consulta: 15 marzo 2024]. Disponible en: <https://unlp.edu.ar/wp-content/uploads/90/33790/49cdae8cd1a7709f8adecd349c9ae455.pdf>.

ANEXOS

ANEXO A: DISEÑO DEL TORNILLO DE POTENCIA DE ROSCA ACME

```
clc %permite borrar el area de trabajo
clear %permite borrar las variables almacenadas
fprintf('TODOS LOS VALORES SON EN SISTEMA INGLES KIP-IN\n\n\n' );

fprintf('DISEÑO DEL TORNILLO DE POTENCIA DE ROSCA ACME\n\n\n' );

W_muela=input('Ingrese el valor W_muela=');
W_motor=input('Ingrese el valor W_motor=');
de=input('Ingrese el valor de=');%diametro exterior
p=input('Ingrese el valor p=');%paso
N=input('Ingrese el valor N=');% #paso
f=input('Ingrese el valor f=');% coeficiente de friccion
fc=input('Ingrese el valor fc=');% coeficiente de friccion collarin
d_volante=input('Ingrese el valor d_volante=');
L_torn=input('Ingrese el valor L_torn=');

F=(W_muela+W_motor)*1.25;

l=p*N; %avance
dm=de-p/2;%diametro medio
dr=de-p;%diametro traccion
dc=dm+p/2;%diametro collarin

Tc=(F*dc*fc)/2;
TR=((F*dm)/2)*((f*pi*dm*secd(14.5)+1)/(pi*dm-f*l*secd(14.5)))+Tc;
TL=((F*dm)/2)*((f*pi*dm*secd(14.5)-1)/(pi*dm+f*l*secd(14.5)))+Tc;
aut=pi*f*dm;

%eficiencia
To=(F*l)/(2*pi);
e=To/TR;
%DISEÑO ESTÁTICO
fprintf('DISEÑO ESTÁTICO\n\n\n' );
Fmin=max(TR,TL)/(d_volante/2);
Momen=Fmin*L_torn;
comp_esf=(4*F)/(pi*(dr^2));
tor_esfmax=(16*max(TR,TL))/(pi*(dr^3));
tor_esfmin=(16*min(TR,TL))/(pi*(dr^3));
flex_esf=(32*Momen)/(pi*(dr^3));

%factor de seguridad estático

Sy_aisi_1018=54;
Sut_aisi_1018=64;
esf_equ=((comp_esf+flex_esf)^2+3*(tor_esfmax)^2)^(1/2);
factor_est=Sy_aisi_1018/esf_equ;

fprintf('DISEÑO FÁTIGA\n\n\n' );
comp_esf;
Fmax=min(TR,TL)/(d_volante/2);
Momen_min=Fmax*L_torn;
flex_esf_min=(32*Momen_min)/(pi*(dr^3));
```

```

esf_flex_m=(flex_esf+flex_esf_min)/2;
esf_flex_a=(flex_esf-flex_esf_min)/2;

esfcomp_m=comp_esf;
esfcomp_a=0;

esfcor_m=(tor_esfmax+tor_esfmin)/2;
esfcor_a=(tor_esfmax-tor_esfmin)/2;
kf=2.1;
kc=0.814;
ke=1/kf;
Se_prima=0.45*Sut_aisi_1018;
Se=kc*ke*Se_prima;

esfequi_am=((esfcomp_a+esf_flex_a)^2+3*(esfcor_a)^2)^(1/2);
esfequi_med=((esfcomp_m+esf_flex_m)^2+3*(esfcor_m)^2)^(1/2);

factor_fatiga=(esfequi_am/Se+esfequi_med/Sy_aisi_1018)^(-1);
%Muestran los valores
disp('dm=')%Imprime texto
disp(dm)%in
disp('dr=')%Imprime texto
disp(dr)%in
disp('dc=')%Imprime texto
disp(dc)%in
disp('TR=')%Imprime texto
disp(TR)%Kips-in
disp('TL=')%Imprime texto
disp(TL)%Kips-in

if aut>1
    disp('autobloqueo')
else
    disp('no tiene autobloqueo')
end
disp('comp_esf=')%Imprime texto
disp(comp_esf)%ksi

disp('tor_esfmax=')
disp(tor_esfmax)%ksi
disp('tor_esfmin=')
disp(tor_esfmin)%ksi
disp('flex_esf=')
disp(flex_esf)%ksi
disp('Fmin=')
disp(Fmin)%kips
disp('esfcor_m=')
disp(esfcor_m)%ksi
disp('esfcor_a=')
disp(esfcor_a)%ksi
disp('factor_est=')
disp(factor_est)
disp('Se=')
disp(Se)%ksi
disp('esfequi_am=')
disp(esfequi_am)%ksi
disp('esfequi_med=')
disp(esfequi_med)%ksi
disp('factor_fatiga=')

```

```

disp(factor_fatiga)

fprintf('DISEÑO DE LA TUERCA\n\n\n' );
H_tuerca=input('Ingrese el valor H_tuerca=');
%cizalla
esfcort_tuerca=(2*F)/(pi*de*H_tuerca);
factor_ciz=Sy_aisi_1018/(2*esfcort_tuerca);
%aplastamiento
esfaplas_tuerca=(4*p*F)/(pi*(de^2-dr^2)*H_tuerca);
factor_aplas=Sy_aisi_1018/(esfaplas_tuerca);
%flexion
esflex_tuerca=(6*F)/(pi*dm*H_tuerca);
factor_flex=Sy_aisi_1018/(esflex_tuerca);
%imprimir
disp('esfcort_tuerca=')
disp(esfcort_tuerca)
disp('factor_ciz=')
disp(factor_ciz)

disp('esfaplas_tuerca=')
disp(esfaplas_tuerca)
disp('factor_aplas=')
disp(factor_aplas)

disp('esflex_tuerca=')
disp(esflex_tuerca)
disp('factor_flex=')
disp(factor_flex)

```

ANEXO B: DISEÑO DEL SISTEMA PORTA CUCHILLAS

```
clc %permite borrar el area de trabajo
clear %permite borrar las variables almacenadas
fprintf('TODOS LOS VALORES SON EN SISTEMA INTERNACIONAL N-M-W-rad/s\n\n\n' );
fprintf('DISEÑO DEL SISTEMA PORTA CUCHILLAS\n\n\n' );
%ESTÁTICO
densidad= 7850;%peso especifico acero
volumen=input('Ingrese el valor volumen de la mesa=');
masa_cuchillas=input('Ingrese el valor masa cuchillas=');
P=input('Ingrese el valor P=');%potencia motor - W
w=input('Ingrese el valor w=');%velocidad angular - rad/s
D_muela=input('Ingrese el valor D_muela='); %metros

largo_mesa=0.767;

masa_mesa=volumen*densidad;
Sy_1018=370;

Fmesa=masa_mesa*9.81;
FTmesa=(Fmesa+(masa_cuchillas*9.81))*1.25;
Fmesa_distribuida=FTmesa/largo_mesa;
Torque=P/w;
Fc=(2*Torque)/D_muela;
Fn=1.3*Fc*1.25;
Fe=(Fn+FTmesa);

%Diametros de los ejes para iterar
d1=input('Ingrese el valor d1=');
M1=input('Ingrese el valor M1=');
d2=input('Ingrese el valor d2=');
M2=input('Ingrese el valor M2=');
d3=input('Ingrese el valor d3=');
M3=input('Ingrese el valor M3=');
d4=input('Ingrese el valor d4=');
M4=input('Ingrese el valor M4=');

esfuerzo1=((32*M1)/(pi*d1^3));
esfuerzo2=((32*M2)/(pi*d2^3));
esfuerzo3=((32*M3)/(pi*d3^3));
esfuerzo4=((32*M4)/(pi*d4^3));

Sy_aisi_1018=370;
Sut_aisi_1018=440;

Se_prima=0.5*Sut_aisi_1018;
ka= 1.58*(Sut_aisi_1018^(-0.085));
kb1=1.24*d1^(-0.107);
kb2=1.24*d2^(-0.107);
kb3=1.24*d3^(-0.107);
kb4=1.24*d4^(-0.107);

kc=1;
kd=1;
ke=0.814;
kf=0.6;

k1=ka*kb1*kc*kd*ke*kf;
```



```

Se1=k1*Se_prima;

k2=ka*kb2*kc*kd*ke*kf;
Se2=k2*Se_prima;

k3=ka*kb3*kc*kd*ke*kf;
Se3=k3*Se_prima;

k4=ka*kb4*kc*kd*ke*kf;
Se4=k4*Se_prima;

n1=1/((16/(pi*d1^3))*(4*((1.6*M1)/(Se1*1e6))^2)^0.5);
n2=1/((16/(pi*d2^3))*(4*((1.6*M2)/(Se2*1e6))^2)^0.5);
n3=1/((16/(pi*d3^3))*(4*((1.6*M3)/(Se3*1e6))^2)^0.5);
n4=1/((16/(pi*d4^3))*(4*((1.6*M4)/(Se4*1e6))^2)^0.5);
%Muestran los valores
disp('FTmesa=')%Imprime texto
disp(FTmesa)%N
disp('Fmesa_distribuida=')
disp(Fmesa_distribuida)%N/m
disp('Torque=')%Imprime texto
disp(Torque)%N-m
disp('Fc=')%Imprime texto
disp(Fc)%N
disp('Fn=')%Imprime texto
disp(Fn)%N
disp('Fe=')%Imprime texto
disp(Fe)%
disp('n1=')%Imprime texto
disp(n1)%
disp('n2=')%Imprime texto
disp(n2)%
disp('n3=')%Imprime texto
disp(n3)%
disp('n4=')%Imprime texto
disp(n4)%

```

ANEXO C: DISEÑO DEL TORNILLO DE POTENCIA DE ROSCA CUADRADA

```
clc %permite borrar el area de trabajo
clear %permite borrar las variables almacenadas
fprintf('TODOS LOS VALORES SON EN SISTEMA INGLÉS KIP-IN\n\n\n' );

fprintf('DISEÑO DEL TORNILLO DE POTENCIA DE ROSCA CUADRADA\n\n\n' );

W_muela=input('Ingrese el valor W_muela='); %0.0017637
W_motor=input('Ingrese el valor W_motor='); %0.051809
W_carro=input('Ingrese el valor W_carro='); %0.056939
de=input('Ingrese el valor de='); %diametro exterior
p=input('Ingrese el valor p='); %paso
N=input('Ingrese el valor N='); % #paso
f=input('Ingrese el valor f='); % coeficiente de friccion
fc=input('Ingrese el valor fc='); % coeficiente de friccion collarin
d_volante=input('Ingrese el valor d_volante=');
L_torn=input('Ingrese el valor L_torn=');

F=(W_muela+W_motor+W_carro)*1.25;

l=p*N; %avance
dm=de-p/2;%diametro medio
dr=de-p;%diametro traccion
dc=dm+p/2;%diametro collarin

Tc=(F*dc*fc)/2;
TR=((F*dm)/2)*((f*pi*dm+1)/(pi*dm-f*1))+Tc;
TL=((F*dm)/2)*((f*pi*dm-1)/(pi*dm+f*1))+Tc;
aut=pi*f*dm;

%eficiencia
To=(F*l)/(2*pi);
e=To/TR;
%DISEÑO ESTÁTICO
fprintf('DISEÑO ESTÁTICO\n\n\n' );
Fmin=max(TR,TL)/(d_volante/2);
Momen=Fmin*L_torn;
comp_esf=(4*F)/(pi*(dr^2));
tor_esfmax=(16*max(TR,TL))/(pi*(dr^3));
tor_esfmin=(16*min(TR,TL))/(pi*(dr^3));
flex_esf=(32*Momen)/(pi()**(dr^3));

%factor de seguridad estático

Sy_aisi_1018=54;
Sut_aisi_1018=64;
esf_equ=((comp_esf+flex_esf)^2+3*(tor_esfmax)^2)^(1/2);
factor_est=Sy_aisi_1018/esf_equ;

fprintf('DISEÑO FÁTIGA\n\n\n' );
comp_esf;
Fmax=min(TR,TL)/(d_volante/2);
Momen_min=Fmax*L_torn;
flex_esf_min=(32*Momen_min)/(pi()**(dr^3));

esf_flex_m=(flex_esf+flex_esf_min)/2;
esf_flex_a=(flex_esf-flex_esf_min)/2;
```

```

esfcomp_m=comp_esf;
esfcomp_a=0;

esfcor_m=(tor_esfmax+tor_esfmin)/2;
esfcor_a=(tor_esfmax-tor_esfmin)/2;
kf=2.1;
kc=0.814;
ke=1/kf;
Se_prima=0.45*Sut_aisi_1018;
Se=kc*ke*Se_prima;

esfequi_am=((esfcomp_a+esf_flex_a)^2+3*(esfcor_a)^2)^(1/2);
esfequi_med=((esfcomp_m+esf_flex_m)^2+3*(esfcor_m)^2)^(1/2);

factor_fatiga=(esfequi_am/Se+esfequi_med/Sy_aisi_1018)^(-1);
%Muestran los valores
disp('dm=')%Imprime texto
disp(dm)%in
disp('dr=')%Imprime texto
disp(dr)%in
disp('dc=')%Imprime texto
disp(dc)%in
disp('TR=')%Imprime texto
disp(TR)%Kips-in
disp('TL=')%Imprime texto
disp(TL)%Kips-in

if aut>1
    disp('autobloqueo')
else
    disp('no tiene autobloqueo')
end
disp('comp_esf=')%Imprime texto
disp(comp_esf)%ksi

disp('tor_esfmax=')
disp(tor_esfmax)%ksi
disp('tor_esfmin=')
disp(tor_esfmin)%ksi
disp('flex_esf=')
disp(flex_esf)%ksi
disp('Fmin=')
disp(Fmin)%kips
disp('esfcor_m=')
disp(esfcor_m)%ksi
disp('esfcor_a=')
disp(esfcor_a)%ksi
disp('factor_est=')
disp(factor_est)
disp('Se=')
disp(Se)%ksi
disp('esfequi_am=')
disp(esfequi_am)%ksi
disp('esfequi_med=')
disp(esfequi_med)%ksi
disp('factor_fatiga=')
disp(factor_fatiga)

```

```

fprintf('DISEÑO DE LA TUERCA\n\n\n' );
Sy_A36=36;
Sut_A36=58;
H_tuerca=input('Ingrese el valor H_tuerca=');
%cizalla
esfcort_tuerca=(2*F)/(pi*de*H_tuerca);
factor_ciz=Sy_A36/(2*esfcort_tuerca);
%aplastamiento
esfaplas_tuerca=(4*p*F)/(pi*(de^2-dr^2)*H_tuerca);
factor_aplas=Sy_A36/(esfaplas_tuerca);
%flexion
esflex_tuerca=(6*F)/(pi*dm*H_tuerca);
factor_flex=Sy_A36/(esflex_tuerca);
%imprimir
disp('esfcort_tuerca=')
disp(esfcort_tuerca)
disp('factor_ciz=')
disp(factor_ciz)

disp('esfaplas_tuerca=')
disp(esfaplas_tuerca)
disp('factor_aplas=')
disp(factor_aplas)

disp('esflex_tuerca=')
disp(esflex_tuerca)
disp('factor_flex=')
disp(factor_flex)

```

ANEXO D: MANUAL DE OPERACIÓN DE LA MÁQUINA

Conexión al Sistema Eléctrico

El sistema eléctrico de la máquina va a constar de 3 fases las cuales generarán la energía trifásica a 220 V necesaria para que los 2 motores funcionen y también existirá una línea Neutra para que al combinarla con una de las fases descritas anteriormente generen 110 V para la puesta en marcha de la bomba. En la Ilustración 1 se puede observar a alimentación que va a tener cada uno de los motores y la bomba, destacando que el primer motor va a tener un cambio en las líneas de fase para invertir el giro de este.

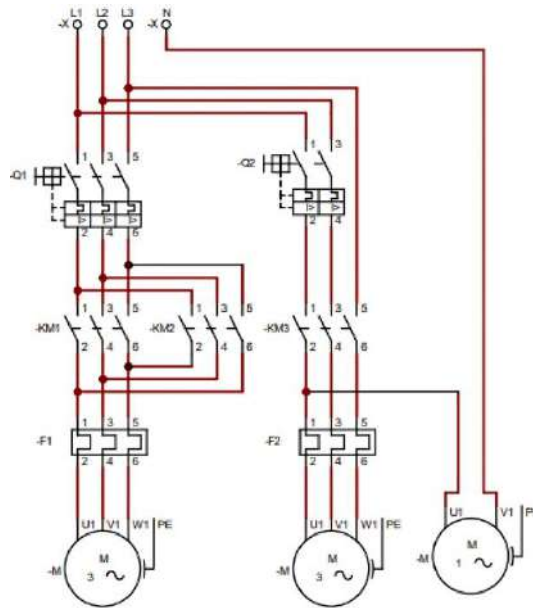


Ilustración 0-1: Esquema del Circuito de Potencia de la Máquina

Distribución del Panel de Control

La máquina contará con panel de control el cual se encargará del accionamiento de los motores, lo cuales son los esenciales en el proceso de afilado, dicho panel viene distribuido de como se muestra en la Ilustración 2.



Ilustración 0-2: Panel de Control

En el panel se puede observar 2 pulsadores de color verde, 2 pulsadores de color rojo, un accionamiento de paro de emergencia y 4 indicadores luminosos que se encenderán de acuerdo con la operación que se esté realizando, a continuación, se detallan las funciones que tienen cada uno de ellos:

- Los pulsadores de la izquierda (verde y rojo) son los encargados de dar movimiento al carrete que contiene al motor que realizará el afilado, siendo el de color verde el que pone en marcha el movimiento y el rojo el que lo detiene.
- Los pulsadores de la derecha (verde y rojo) son los encargados de dar movimiento al motor del afilado el que pone en movimiento y el rojo el que lo detiene.
- El pulsador inferior rojo es el paro de emergencia, el cual detendrá por completo el funcionamiento de la máquina.
- El primer indicador (color amarillo), estará encendido durante todo el proceso, dado que éste indicará cual la máquina se encuentre energizada.
- El segundo indicador (color verde) se encenderá cuando el carrete esté en funcionamiento.
- El tercer indicador (color rojo) se encenderá cuando el carrete esté detenido.
- El cuarto indicador (color verde) se encenderá cuando el motor del afilado esté funcionando.

Funcionamiento

La máquina combina el trabajo manual que consiste en la sujeción de la cuchilla y la rotación de la muela del afilado, y el trabajo automático que consiste en las operaciones de afilado y lubricación.

A continuación, se detallará el proceso para la correcta utilización de la máquina:

- 1) El primer paso para la utilización de la máquina viene a ser una inspección visual de ésta, haciendo énfasis en los sistemas de transmisión de potencia, es decir, el tornillo de potencia y la cadena, siendo estos elementos que fácilmente pueden ser obstruidos por limallas de procesos anteriores.
- 2) Se procederá a la sujeción de la cuchilla teniendo en cuenta el correcto ajuste de las mordazas, teniendo en cuenta que para este procedimiento se necesitará una llave de boca fija, como se muestra en la Ilustración 3.



Ilustración 0-3: Mordazas de Sujeción.

- 3) Una vez sujeta la cuchilla se ajustará la rotación del mecanismo de la muela de acuerdo con la Ilustración 4, con la ayuda de una llave de boca fija.



Ilustración 0-4: Sistema de ajuste de Rotación de la Muela

- 4) Se nivelará la profundidad del afilado mediante un volante con tornillo integrado en el carrete que contiene al motor que da el movimiento a la muela, como se puede identificar en la Ilustración 5.



Ilustración 0-5: Mecanismo de nivelación de la profundidad del Afilado.

- 5) Para inicial activaremos los disyuntores que se encuentran en el interior del panel de control (ver la Ilustración 6) para que de esta manera podamos energizar la máquina.

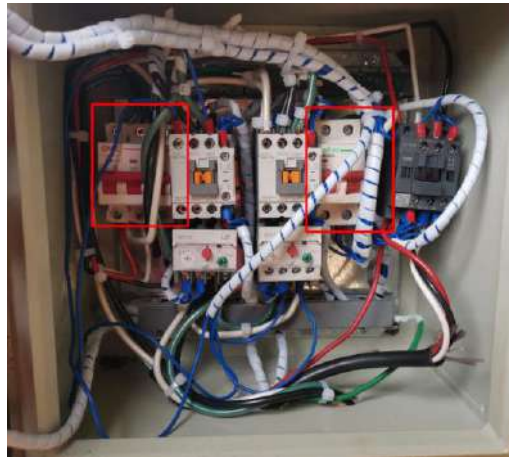


Ilustración 0-6: Interior del Panel de Control.

- 6) Verificaremos si existe paso de corriente a la máquina revisando si el indicador de color amarillo está encendido.
- 7) Primero activaremos el movimiento del motor de la muela pulsando el botón que se indica en la Ilustración 7 y dejaremos que esté encendido por un lapso de 30 segundos para que evolucione de la mejor manera (cabe destacar que la bomba se activará igual que este motor).



Ilustración 0-7: Botón de Encendido del Motor, Panel de Control.

- 8) Seguido activaremos el movimiento del carrete móvil para que empiece el proceso de afilado, con el botón que se muestra en la Ilustración 8.

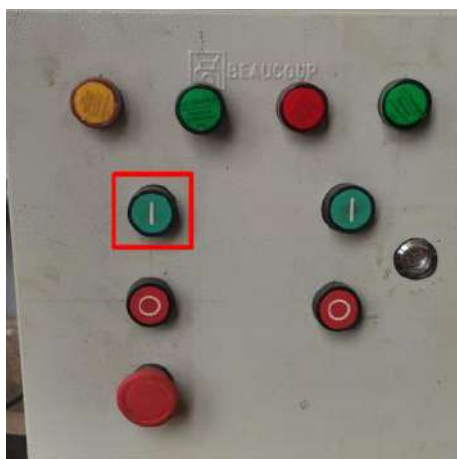


Ilustración 0-8: Botón de Encendido del Movimiento del Carrete, Panel de Control.

- 9) Una vez accionados ambos motores el proceso seguirá de manera infinita hasta que el operario detenga su funcionamiento pulsando ambos botones rojos o a su vez el paro de emergencia.

Nota: El número de pasadas va a depender netamente del operario, pero se sugiere que se realicen 2 pasadas (ida y vuelta) para cuchillas de hasta 5 mm, aumentando 2 pasadas adicionales en intervalos crecientes de 5 mm.

- 10) Una vez detenida la máquina se procede a retirar la cuchilla siempre y cuando esté accionado el paro de emergencia por cuestiones de seguridad del operario.

Nota: Cuando se detiene el avance del carrete móvil ya sea por el botón de parada de este o por el paro de emergencia, tener en cuenta que al volverlo a activar esté en la posición que esté, el motor siempre girará en sentido horario hasta que el final de carrera invierta su giro nuevamente.

Sistema de Control Automático.

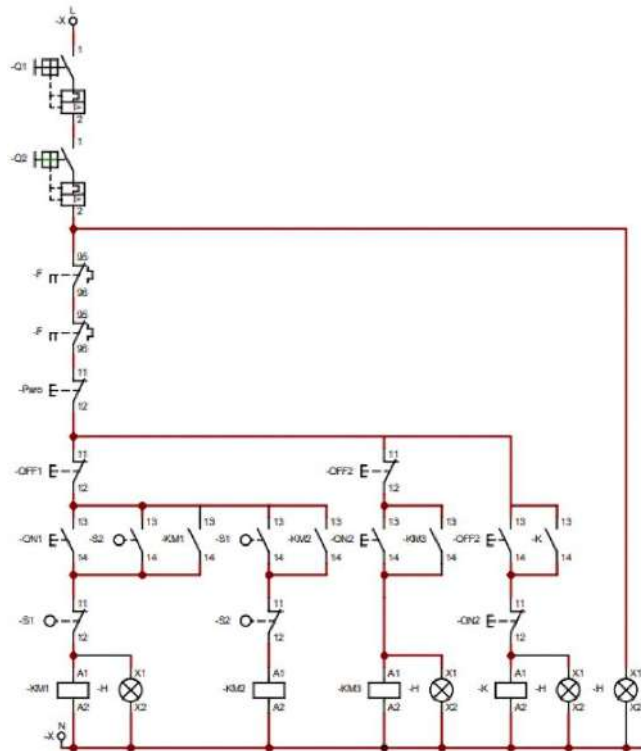


Ilustración 0-9: Esquema del Circuito de Control.

En la Ilustración 9 se puede observar el esquema de cómo están distribuidas las conexiones internas del panel de control y como es su funcionamiento para automatizar el afilado de las cuchillas.

Cabe destacar que los finales de carrera realizan el trabajo de inversión de giro del motor que controla al carrete, haciendo que uno de ellos haga que pase de sentido horario a antihorario y el otro viceversa, cumpliendo así que la máquina funcione hasta que el operario la detenga.

ANEXO E: CONDICIONES DE SEGURIDAD

Al ser una máquina con elementos rotativos, en este caso los motores, se considerará peligrosa tanto para el operario como para las personas que están en su alrededor, es por ello por lo que se plantearán las condiciones ideales en las cuales debe trabajar la máquina, esto con el fin de evitar accidentes en el ambiente en el que se encuentre trabajando.

Se plantearon 3 sistemas centrales de estudio en la máquina y sus respectivos riesgos y formas de prevención de accidentes.

Consideraciones de Funcionamiento		
Sistema	Riesgos	Prevención
Sistema Eléctrico	<ul style="list-style-type: none">• Cortocircuito• Sobrecarga de los Motores• Apagones repentinos	<ul style="list-style-type: none">• Revisar las conexiones antes de energizar.• Utilizar protecciones eléctricas para los motores.
Sistema Mecánico	<ul style="list-style-type: none">• Atascamiento de los tornillos• Fallas en la sujeción.• Falta de Lubricación	<ul style="list-style-type: none">• Limpieza frecuente de la máquina.• Revisión de las mordazas antes de accionar la máquina.• Revisar el tanque reservorio del lubricante.
Sistema Automático	<ul style="list-style-type: none">• Órdenes de accionamiento erróneas• Mal enclavamiento de los accionamientos.• Fallas de los finales de Carrera.	<ul style="list-style-type: none">• Revisión Periódica de las conexiones.• Cambio de los accionamientos cuando presenten fallas.• Revisión diaria del enclavamiento de los finales de Carrera.

ANEXO F: PROTOCOLO DE MANTENIMIENTO

El protocolo de mantenimiento se enfocará en mejorar el rendimiento de la máquina y prolongar su vida útil, mediante el cuidado e inspecciones que se las realizará dependiendo de la frecuencia que lo requieran.

		Protocolo de Mantenimiento	
		Máquina Afiladora de Cuchillas Planas	
Tarea	Frecuencia	Especialidad	Duración (h)
Revisión del depósito del lubricante.	Diario	Mecánico	1
Comprobar el estado del panel de control.	Diario	Mecánico	1
Revisión de las Instalaciones y Protecciones Eléctricas.	Diario	Eléctrico	1
Verificar la sujeción de la muela y las mordazas	Diario	Mecánico	1
Limpieza de la máquina.	Diario	Mecánico	1
Revisión y cambio de filtro.	Trimestral	Mecánico	1
Verificación de la eficiencia de los finales de carrera.	Trimestral	Instrumentación	1
Calibración de los Motores y la Bomba.	Anual	Instrumentación	3
Mantenimiento o cambio de mangueras del sistema de lubricación.	Anual	Mecánico	1
Verificación del sistema de control.	Anual	Electrónico	2
Inspección de los rodamientos de la máquina.	Anual	Mecánico	1

Mantenimiento Preventivo

Todo equipo o máquina que se utilice en la industria va a requerir un mantenimiento preventivo para prolongar su utilidad y evitar paros prolongados de la producción, la máquina al ser accionada por motores se deberá tener en cuenta que si alguno de ellos falla el sistema ya no podrá funcionar es por ello por lo que se recomienda una revisión periódica de los mismo al igual que

de sus conexiones. Otro punto muy importante es la revisión del porta cuchillas y su correcta sujeción, para que de esta manera evitar daños en la cuchilla que queremos afilar. Los accionamientos de la máquina igual deberán ser revisados diariamente con una fase de pruebas antes de empezar con su trabajo, con esto aseguramos su correcto funcionamiento y en el caso de existir una falla poder corregirla a tiempo antes de que trascienda y empeore con el tiempo.

ANEXO G: HOJA DE DATOS TÉCNICOS

	Datasheet	Tipo de Máquina	Página 1/1
		Afiladora	
Función	La máquina afiladora tiene como objetivo principal el brindarle filo de corte a cuchillas que ya estén desgastadas, estas pueden tener una medida máxima de 65 cm de longitud y 2 cm de espesor. Se dispondrá de un panel de control en el cual se tendrán pulsadores para realizar los diferentes movimientos de la máquina, uno será para el funcionamiento del motor que dará movimiento al carrete y otro para activar el giro de la muela y accionar a la bomba.		
Especificaciones Técnicas			
Alimentación	220 V		
Potencia de Motor de Movimiento	2 HP		
Potencia del Motor de la Muela	3 HP		
Potencia de la Bomba	0,5 HP		
Transmisión de Potencia			
El movimiento del carrete debe ser lento por lo que el motor de movimiento está conectado a un reductor y a su vez la salida de este está conectado mediante catalinas y una cadena, la cual reducirá aún más las revoluciones hasta llegar a un aproximado de 50 rpm.			

ANEXO H: RECOLECCIÓN DE DATOS RUGOSIDAD DE LAS CUCHILLAS

Cuchilla Nueva

Prueba	Rugosidad (μm)
1	0,632
2	0,57
3	0,583
4	0,549
5	0,671

Cuchilla Vieja

Prueba	Rugosidad (μm)
1	4,541
2	5,929
3	7,601
4	3,9
5	4,981

Cuchilla Afilada 1 Pasada sin Inclinación

Prueba	Rugosidad (μm)
1	1,41
2	1,55
3	1,48
4	1,293
5	1,694

Cuchilla Afilada 2 Pasadas sin Inclinación

Prueba	Rugosidad (μm)
1	1,035
2	1,042
3	1,074
4	1,255
5	1,227

Cuchilla Afilada 3 Pasadas sin Inclinación

Prueba	Rugosidad (μm)
1	1,009
2	1,345
3	0,983
4	0,941
5	0,91

Cuchilla Afilada 1 Pasada con Inclinación

Prueba	Rugosidad (μm)
1	0,652
2	0,698
3	0,658
4	0,445
5	0,312

Cuchilla Afilada 2 Pasadas con Inclinación

Prueba	Rugosidad (μm)
1	0,945
2	0,664
3	0,246
4	0,281
5	0,32

Cuchilla Afilada 3 Pasadas con Inclinación

Prueba	Rugosidad (μm)
1	0,402
2	0,332
3	0,283
4	0,298
5	0,319

Cuchilla Afilada 4 Pasadas con Inclinación

Prueba	Rugosidad (μm)
1	0,207
2	0,167
3	0,122
4	0,128
5	0,189



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO

CERTIFICADO DE CUMPLIMIENTO DE LA GUÍA PARA NORMALIZACIÓN DE TRABAJOS DE FIN DE GRADO

Fecha de entrega: 28-06-2024

INFORMACIÓN DEL AUTOR
Nombres – Apellidos: Carmen Lissette Tisalema Villagómez Marco Vinicio Zurita Villagómez
INFORMACIÓN INSTITUCIONAL
Facultad: Mecánica
Carrera: Mecánica
Título a optar: Ingeniero/a Mecánico/a
 Santiago Alejandro López Ortiz Director del Trabajo de Titulación
 John German Vera Luzuriaga Firma del Asesor del Trabajo de Titulación