



ESPE
UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

**DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y
MECÁNICA**

CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

**TRABAJO DE TITULACIÓN, PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO
DE INGENIERO MECÁNICO**

TEMA:

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA EL
ANÁLISIS DE LA FUERZA DE IMPACTO POR ENERGÍA CINÉTICA
SOBRE LA ENERGÍA DE DEFORMACIÓN EN VIGAS EN VOLADIZO
DE PET RECICLADO”**

AUTORES:

**PAREDES MORENO, LUIS ALBERTO
PULUPA PASQUEL, ANDRÉS DAVID**

DIRECTOR: ING. PÉREZ ROSALES, JOSÉ EMILIO MSC.

SANGOLQUÍ

2020



DEPARTAMENTO DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA
CERTIFICACIÓN

Certifico que el trabajo de titulación "*DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA EL ANÁLISIS DE LA FUERZA DE IMPACTO POR ENERGÍA CINÉTICA SOBRE LA ENERGÍA DE DEFORMACIÓN EN VIGAS EN VOLADIZO DE PET RECICLADO*" fue realizado por los señores *Andrés David Pulupa Pasquel* y *Luis Alberto Paredes Moreno*, el mismo ha sido revisado en su totalidad y analizado por la herramienta de verificación de similitud de contenido; por lo tanto cumple con los requisitos teóricos, científicos, técnicos, metodológicos y legales establecidos por la Universidad de las Fuerzas Armadas "ESPE", razón por la cual me permito acreditar y autorizar para que lo sustenten públicamente.

Sangolquí, 17 de diciembre del 2019

Ing. José Emilio Pérez Rosales. MSc.

C.C 1706481957

DIRECTOR DEL PROYECTO



DEPARTAMENTO DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA
AUTORÍA DE RESPONSABILIDAD

Nosotros, *Paredes Moreno, Luis Alberto* y *Pulupa Pasquel, Andrés David*, declaramos que el contenido, ideas y criterios del trabajo de titulación: ***"DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA EL ANÁLISIS DE LA FUERZA DE IMPACTO POR ENERGÍA CINÉTICA SOBRE LA ENERGÍA DE DEFORMACIÓN EN VIGAS EN VOLADIZO DE PET RECICLADO"*** es de nuestra autoría y responsabilidad, cumpliendo con los requisitos teóricos, científicos, técnicos, metodológicos y legales establecidos por la Universidad de Fuerzas Armadas "ESPE", respetando los derechos intelectuales de terceros y referenciando las citas bibliográficas.

Consecuentemente el contenido de la investigación mencionada es veraz.

Sangolquí, 17 de diciembre del 2019

Andrés David Pulupa Pasquel
172294742-9

Luis Alberto Paredes Moreno
172047107-5



DEPARTAMENTO DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

AUTORIZACIÓN

Nosotros, Paredes Moreno, Luis Alberto y Pulupa Pasquel, Andrés David, autorizamos a la Universidad de las Fuerzas Armadas "ESPE" publicar el trabajo de titulación: "DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA EL ANÁLISIS DE LA FUERZA DE IMPACTO POR ENERGÍA CINÉTICA SOBRE LA ENERGÍA DE DEFORMACIÓN EN VIGAS EN VOLADIZO DE PET RECICLADO" en el Repositorio Institucional cuyo contenido, ideas y criterios son de nuestra autoría y responsabilidad.

Sangolquí, 17 de diciembre del 2019



Andrés David Pulupa Pasquel
172294742-9



Luis Alberto Paredes Moreno
172047107-5

DEDICATORIA

A mis padres Luis Alberto e Iralda que siempre inculcaron en mí la honestidad y la responsabilidad, por ser los protagonistas directos de mi formación tanto personal como profesional.

A mis hermanos Danilo y Anabel pues ambos son pilar fundamental para que mi mundo siga de pie, son quienes me inspiran a superarme y nunca desfallecer.

También dedico este trabajo a mi tía Gloria Paulina Moreno (+) y a mis abuelitos (+), que desde el cielo verán realizado mi sueño, y se sentirán orgullosos.

Paredes Moreno Luis Alberto

A Dios, aquel consejero que me ha permitido desarrollar las habilidades, las aptitudes y el conocimiento para poder cumplir mis metas

A mi madre, Liliana Pasquel, quien ha sido el pilar fundamental en mi vida, quien con su ejemplo y fortaleza ha sabido guiarme y enseñarme a afrontar la vida con carácter, con templanza y con mucho amor y cariño, demostrándome que nada en la vida es imposible.

A mi padre, Cristóbal Pulupa, quien me ha dado la vida, que me ha enseñado que la responsabilidad y la bondad es una de las mejores cualidades que puede tener una persona.

A mi hermano, Fernando Pulupa, que gracias a sus enseñanzas y consejos he logrado cumplir una meta más en mi vida

Pulupa Pasquel Andrés David

AGRADECIMIENTOS

A Dios, por guiarme y darme fuerza para continuar puesto que, el camino no fue fácil, pero con su manto divino, logre conseguir uno de mis más anhelos deseados.

A mis padres, ya que, sin su apoyo incondicional, nada de esto fuese posible, por su amor devoto, por encontrar la forma de que no me falte nada, y que mi tiempo y dedicación sea para mi formación profesional y pueda defenderme en la vida, siempre con los valores y la entrega en lo que haga.

A mis hermanos por la paciencia, y la comprensión a lo largo de mi carrera, por brindarme su apoyo, por hacerme ver que con perseverancia todo es posible.

A mis primos Mayra, Francisco, Maite y Julian a mí sobrina Sarahi, puesto que son partícipes de muchas alegrías y parte fundamental en mi vida.

Al Sr. Xavier Lozada. J. que supo guiar en la elaboración de este proyecto, y por su entrañable amistad que formamos a lo largo de los años.

Al director de este proyecto el Ing. José Pérez R., por brindar y compartir sus conocimientos para que este documento sea de excelencia investigativa.

Un gran agradecimiento a la prestigiosa Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE y a la Carrera de Ingeniería Mecánica y Energías que me abrieron las puertas para formarme como profesional.

Paredes Moreno Luis Alberto

A Dios y a la vida por haberme permitido cumplir una de mis metas y estar cada vez más cerca de mis sueños.

A mí madre, por todo el apoyo incondicional, por los consejos y por las bendiciones por ser una mujer que ha luchado contra todo obstáculo para que tengamos un mejor futuro, y que con su ejemplo me ha demostrado que no existen barreras para cumplir nuestras metas.

A mí padre, que con su ejemplo y sus palabras ha demostrado que nos podemos superar nuestros propios obstáculos.

A mi hermano, quien me ha demostrado, que en la vida no existe barreras sino oportunidades de crecer y ser mejor.

Al señor Luis Alberto Paredes Pilliza, quien aportó con su conocimiento y habilidades en la elaboración técnica del proyecto.

Al director de este proyecto el Ing. José Pérez , director del proyecto de titulación, por la asesoría y el tiempo brindado a lo largo de la realización de este proyecto.

A la Universidad de las Fuerzas Armadas “ESPE”, Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica, por instruirme en los conocimientos y en los valores que forman parte de un excelente profesional.

Pulupa Pasquel Andrés David

INDICE DE CONTENIDOS

CERTIFICACIÓN	i
AUTORIA DE RESPONSABILIDAD	ii
AUTORIZACIÓN	iii
DEDICATORIA	iv
AGRADECIMIENTOS	v
INDICE DE CONTENIDOS	vii
ÍNDICE DE TABLAS	xiii
INDICE DE FIGURAS.....	xv
RESUMEN	xix
ABSTRACT.....	xx
Terminología.....	xxi
CAPÍTULO I	1
GENERALIDADES	1
1.1. Antecedentes.....	1
1.2. Definición del problema	2
1.3. Objetivos.....	5
1.3.1. Objetivo general	5
1.3.2. Objetivos específicos.....	6
1.4. Alcance	6
1.5. Justificación	7
CAPÍTULO II.....	9
ESTADO DEL ARTE.....	9
2.1. Energía.....	9
2.1.1. Principio de conservación de la energía	9
2.2. Energía cinética.....	10
2.2.1. Energía cinética de traslación	10
2.2.2. Energía cinética rotación	11
2.3. Energía de deformación.....	11
2.4. Fuerzas.....	13
2.4.1. Fuerza de corte	13
2.4.2. Fuerza de impacto.....	14

2.5. PET	15
2.5.1. Definición	15
2.5.3. Propiedades.....	16
2.5.4. Procesamiento.....	17
2.5.5. Aplicaciones	18
2.5.6. Reciclado	19
2.5.7. Parámetros de corte del PET	20
2.6. Estática.....	21
2.6.1. Vigas.....	21
2.7. Bandas.....	23
2.7.1. Tipos de bandas	23
2.7.2. Sección transversal	24
2.7.3. Factor de servicio	24
2.7.4. Velocidad en bandas.....	24
2.7.5. Fuerza en las bandas.....	25
CAPÍTULO III.....	26
DISEÑO MECÁNICO.....	26
3.1. Requerimientos de diseño.....	26
3.2. Parámetros de diseño	26
3.3. Cálculo de la potencia del motor.	27
3.3.1. Velocidad de trabajo.....	27
3.3.2. Fuerza requerida para el corte en PET	28
3.3.3. Potencia requerida del motor.....	29
3.3.3.1. Relación de transmisión.....	30
3.3.3.2. Transmisión de fuerzas	31
3.4. Selección de bandas y poleas.....	32
3.4.1. Factor de servicio	33
3.4.2. Sección transversal de la banda.....	33
3.4.3. Diámetro de las poleas.....	34
3.4.4. Velocidad de la banda	34
3.4.5. Aproximación entre centros	34
3.4.6. Longitud de la banda	35
3.4.7. Distancia definitiva entre centros	35
3.4.8. Fuerzas que actúan en el eje en la posición de las poleas	36

3.5. Diseño del eje.....	37
3.5.1. Diseño geométrico.....	37
3.5.2. Diseño estático.....	39
3.5.2.1. Fuerzas aplicadas y reacciones	40
3.5.2.3. Determinación del diámetro del eje	51
3.5.3. Diseño Dinámico	52
3.5.3.1. Límite de resistencia a la fatiga no corregida	53
3.5.3.2. Factor de carga.....	53
3.5.3.3. Factor de tamaño.....	54
3.5.3.4. Factor de superficie.....	54
3.5.3.5. Factor de temperatura	55
3.5.3.6. Factor de confiabilidad	56
3.5.3.7. Limite a la fatiga corregido.....	56
3.5.3.8. Concentradores de esfuerzos	57
3.5.4. Validación del diseño mediante el Software SolidWorks	63
3.6. Selección de Rodamientos	74
3.6.1. Análisis para el rodamiento en el punto D	74
3.7. Diseño de cuchillas	79
3.7.1. Diseño geométrico de las cuchillas	79
3.7.2. Selección del material.....	80
3.7.3. Diseño del porta cuchillas	83
3.7.4. Sujeción de la cuchilla fija	84
3.8. Diseño del perno sujeción de cuchillas.....	84
3.8.1. Material del perno.....	85
3.8.2. Diámetro del perno	85
CAPÍTULO IV.....	87
CONSTRUCCIÓN Y ADQUISICIÓN DE DATOS.....	87
4.1. Construcción de la estructura.....	87
4.2. Acoplamiento del eje de rotación	87
4.3. Montaje de las cuchillas.....	88
4.3.1. Disposición de las cuchillas.....	88
4.3.2. Topes de las cuchillas.....	88
4.3.3. Dimensiones de la cuchilla fija.....	89
4.3.4. Ángulos de las cuchillas	91

4.4. Selección de instrumentos y adquisición de datos.....	92
4.4.1. Funciones requeridas de la máquina	92
4.4.2. Velocidad de prueba	92
4.4.3. Fuerza de impacto.....	92
4.4.4. Ingreso de probetas.....	93
4.5. Sensor de velocidad	93
4.5.1. Diseño del enconder	93
4.6. Variador de velocidad.....	95
4.6.1. Selección del variador de frecuencia.....	96
4.7. Sensor de fuerza.....	97
4.8. Pistón neumático.....	99
4.9. Implementación del programa	100
4.9.1. Software de programación.....	100
4.9.2. Diseño de la interfaz de usuario	101
4.10. Instalación de instrumentos de medición y elementos de control.....	103
4.10.1. Sensores de fuerza	103
4.10.2. Variador de velocidad.....	105
4.10.3. Pistón neumático.....	106
4.10.4. Sensor de velocidad	107
4.11. Calibración de instrumentos.....	108
4.11.1. Calibración de la celda de carga	108
4.11.2. Calibración de la velocidad con el variador de frecuencia	112
4.12. Gabinete eléctrico.....	114
4.13. Protocolo de pruebas	115
4.13.1. Procedimiento de ensayo	116
4.14. Pruebas de funcionamiento	118
4.14.1. Velocidades de prueba.....	118
4.14.2. Medición de fuerza	119
CAPÍTULO V.....	120
ANÁLISIS DE RESULTADOS.....	120
5.1. Tabulación de resultados	120
5.1.1. Ensayos en condiciones isostáticas (0 RPM)	120
5.1.2. Ensayo a 60 RPM	121
5.1.3. Ensayos a 400 RPM.....	122

5.1.4. Ensayos a 500 RPM.....	123
5.1.5. Ensayos a 600 RPM.....	125
5.1.6. Ensayos a 700 RPM.....	126
5.1.7. Ensayos a 800 RPM.....	128
5.1.8. Ensayos a 900 RPM.....	129
5.2. Relación de las fuerzas a diferentes velocidades	131
5.3. Esfuerzo cortante a diferentes velocidades	132
5.3.1. Esfuerzos cortantes en condiciones isostáticas (0 RPM)	132
5.3.2. Velocidad a 400 RPM	133
5.3.3. Velocidad a 500 RPM	134
5.3.4. Velocidad a 600 RPM	135
5.3.5. Velocidad a 700 RPM	136
5.3.6. Velocidad a 800 RPM	137
5.3.7. Velocidad a 900 RPM	138
5.4. Esfuerzo cortante a diferentes números de probetas.....	140
5.4.1. Una probeta	140
5.4.2. Dos probetas	142
5.4.3. Tres probetas	143
5.4.4. Cuatro probetas.....	145
5.4.5. Cinco probetas	146
5.4.6. Seis probetas.....	147
5.4.7. Análisis de los resultados	148
5.4.8. Análisis de la velocidad adecuada para el corte	151
5.4.9. Análisis de la potencia respecto a la velocidad y la fuerza	157
5.4.10. Relación del esfuerzo cortante con la resistencia última a la tracción	161
5.4.11. Relación entre esfuerzos cortantes isostáticos	162
5.5. Energía de deformación en corte dinámico	163
5.5.1. Energía de deformación a 0 RPM	163
5.5.2. Energía de deformación a 400 RPM	164
5.5.3. Energía de deformación a 500 RPM	165
5.5.4. Energía de deformación a 600 RPM	165
5.5.5. Energía de deformación a 700 RPM	165
5.5.6. Energía de deformación a 800 RPM	166
5.5.7. Energía de deformación a 900 RPM	166

5.5.8. Energía de deformación dinámica y estática respecto a la velocidad	167
5.5.9. Deformación dinámica y estática respecto a la velocidad para una probeta	168
5.6. Energía de deformación estática	169
5.6.1. Energía de deformación estática ensayo 1	170
5.6.2. Energía de deformación estática ensayo 2	170
5.6.3. Energía de deformación estática ensayo 3	171
5.6.4. Energía de deformación estática total	171
5.6.5. Relación de la energía de deformación estático y dinámica	172
5.7. Energía cinética rotacional	175
5.7.1. Energía cinética del sistema (Rotacional)	175
5.8. Energía cinética rotacional y energía de deformación dinámica	176
5.9. Energía cinética rotacional y esfuerzo cortante	178
CAPÍTULO VI	180
ANÁLISIS ECONÓMICO Y FINANCIERO	180
6.1. Costos directos	180
6.1.1. Materiales	180
6.1.2. Remuneraciones	181
6.1.3. Costo de mano de obra	182
6.2. Costos indirectos	182
6.3. Costo Total	182
CAPÍTULO VII	184
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	184
7.1. Conclusiones	184
7.2. Recomendaciones	187
BIBLIOGRAFÍA	188
ANEXO	191

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1 <i>Tipos de bandas y características</i>	23
Tabla 2 <i>Propiedades del acero SAE 1045</i>	43
Tabla 3 <i>Coefficiente del factor de superficie</i>	55
Tabla 4 <i>Factores de confiabilidad</i>	56
Tabla 5 <i>Constante de Neuber para aceros</i>	58
Tabla 6 <i>Factores de concentrador de esfuerzo torsión</i>	60
Tabla 7 <i>Factores de concentrador de esfuerzo a flexión</i>	60
Tabla 8 <i>Valores del diagrama S-N fatiga</i>	71
Tabla 9 <i>Aceros para trabajo en frio</i>	80
Tabla 10 <i>Resistencia a la tracción ASTM A307 grado A</i>	85
Tabla 11 <i>Valores que se pesaron en la balanza</i>	109
Tabla 12 <i>Resultados de la calibración</i>	110
Tabla 13 <i>Variación de velocidad respecto de la frecuencia</i>	112
Tabla 14 <i>Frecuencias y velocidades de trabajo</i>	114
Tabla 15 <i>Protocolo de pruebas</i>	115
Tabla 16 <i>Ensayo de energía de deformación estático</i>	120
Tabla 17 <i>Resultados de la fuerza de corte a 60 RPM</i>	122
Tabla 18 <i>Resultados de las pruebas en el banco de pruebas a 400 rpm</i>	122
Tabla 19 <i>Resultados de las pruebas en el banco de pruebas a 500 rpm</i>	123
Tabla 20 <i>Resultados de las pruebas en el banco de pruebas a 600 rpm</i>	125
Tabla 21 <i>Resultados de las pruebas en el banco de pruebas a 700 rpm</i>	126
Tabla 22 <i>Resultados de las pruebas en el banco de pruebas a 800 rpm</i>	128
Tabla 23 <i>Resultados de las pruebas en el banco de pruebas a 900 rpm</i>	129
Tabla 24 <i>Esfuerzo cortante 0 RPM</i>	132
Tabla 25 <i>Esfuerzo cortante a 400 rpm a diferentes espesores</i>	133
Tabla 26 <i>Esfuerzo cortante a 500 rpm a diferentes espesores</i>	134
Tabla 27 <i>Esfuerzo cortante a 600 rpm a diferentes espesores</i>	135

Tabla 28 <i>Esfuerzo cortante a 700 rpm a diferentes espesores</i>	136
Tabla 29 <i>Esfuerzo cortante a 800 rpm a diferentes espesores</i>	137
Tabla 30 <i>Esfuerzo cortante a 900 rpm a diferentes espesores</i>	138
Tabla 31 <i>Valores del esfuerzo cortante dinámico y estático para 1 probeta</i>	140
Tabla 32 <i>Valores del esfuerzo cortante dinámico y estático para 2 probetas</i>	142
Tabla 33 <i>Valores del esfuerzo cortante dinámico y estático para 3 probetas</i>	143
Tabla 34 <i>Valores del esfuerzo cortante dinámico y estático para 4 probetas</i>	145
Tabla 35 <i>Valores del esfuerzo cortante dinámico y estático para 5 probetas</i>	146
Tabla 36 <i>Valores del esfuerzo cortante dinámico y estático para 6 probetas</i>	147
Tabla 37 <i>Relación porcentual del esfuerzo cortante dinámico y estático a 400 RPM</i>	149
Tabla 38 <i>Relación porcentual del esfuerzo cortante dinámico y estático a 500 RPM</i>	149
Tabla 39 <i>Relación porcentual del esfuerzo cortante dinámico y estático a 600 RPM</i>	150
Tabla 40 <i>Relación porcentual del esfuerzo cortante dinámico y estático a 700 RPM</i>	150
Tabla 41 <i>Relación porcentual del esfuerzo cortante dinámico y estático a 800 RPM.</i>	150
Tabla 42 <i>Relación porcentual del esfuerzo cortante dinámico y estático a 900 RPM</i>	151
Tabla 43 <i>Resultados de la evaluación de la ecuación de la curva</i>	157
Tabla 44 <i>Diferencia porcentual entre las fuerzas evaluadas por la ecuación obtenida</i>	160
Tabla 45 <i>Esfuerzos cortantes máximos</i>	161
Tabla 46 <i>Esfuerzo último a la tracción del PET</i>	161
Tabla 47 <i>Relación porcentual entre el esfuerzo cortante y el esfuerzo último a la tracción</i>	162
Tabla 48 <i>Energía de deformación dinámica respecto de la velocidad</i>	167
Tabla 49 <i>Valores de la energía de la deformación a 60 RPM con una probeta</i>	168
Tabla 50 <i>Energía de deformación estática en área de las probetas usadas</i>	172
Tabla 51 <i>Energía de deformación estática con la energía de deformación dinámica</i>	174
Tabla 52 <i>Relación de la energía cinética y la energía de deformación dinámica</i>	177
Tabla 53 <i>Lista de materiales y costo de estos</i>	180
Tabla 54 <i>Remuneración a profesional y estudiantes</i>	181
Tabla 55 <i>Costo de manufactura del banco de pruebas</i>	182
Tabla 56 <i>Costos indirectos</i>	182
Tabla 57 <i>Costo total del proyecto</i>	183

INDICE DE FIGURAS

Figura 1 (a) Máquina trituradora de PET.....	3
Figura 2 (b) Configuración de las cuchillas del triturador.....	4
Figura 3 Diagrama carga-desplazamiento	12
Figura 4 Disposición de corte en guillotina Fuente:	13
Figura 5 Estructura química del PET.....	16
Figura 6 Propiedades del PET	17
Figura 7: Configuración de la cuchilla	29
Figura 8: Torque producido por la fuerza de corte.....	30
Figura 9 Disposición de las fuerzas en las bandas.....	36
Figura 10 Diseño geométrico del eje	38
Figura 11 Dimensiones del eje.....	39
Figura 12 Distribución de fuerzas del eje	40
Figura 13 Diagrama de fuerzas cortante en el Plano X-Z.....	45
Figura 14 Diagrama de fuerzas cortante en el Plano Y-Z.....	46
Figura 15 Diagrama del momento flector en el Plano X-Z	47
Figura 16 Diagrama del momento flector en el Plano Y-Z	47
Figura 17 Modelado 3D del eje de rotación	63
Figura 18 Mallado del eje con las cargas y sujeciones	64
Figura 19 Tensiones en el eje	65
Figura 20 Desplazamientos en el eje	66
Figura 21 Factor de seguridad del eje.....	67
Figura 22 Mallado del porta cuchilla.....	67
Figura 23 Tensiones de VonMises en el porta cuchillas	68
Figura 24 Desplazamientos en el porta cuchillas.....	69
Figura 25 Factor de seguridad en el porta cuchillas	69
Figura 26 Valores del diagrama S-N fatiga	71
Figura 27 Curva S-N para el acero AISI 1045.....	72
Figura 28 Resultado de la simulación a fatiga (daño)	73
Figura 29 Resultado de simulación a fatiga (Vida)	73
Figura 30 Cuchilla fija y cuchilla móvil	79

Figura 31 Gráfica de temperatura de austenización.....	82
Figura 32 Gráfica del tiempo de Mantenimiento para el temple	82
Figura 33 Porta cuchillas	84
Figura 34 Disposición de los agujeros para los pernos en la cuchilla	85
Figura 35 Montaje del eje a la estructura.....	87
Figura 36 Disposición de las cuchillas a 90° grados.....	88
Figura 37 Colocación de topes en la cuchilla fija y celdas de carga	89
Figura 38 Precarga generada por un sobredimensionamiento de cuchilla fija	90
Figura 39 Sujeción de la cuchilla fija con nuevas dimensiones	90
Figura 40 Ángulo de incidencia de la cuchilla móvil	91
Figura 41 Ángulo de incidencia mayor a 15 grados.	91
Figura 42 Enconder.....	95
Figura 43 Esquema de conexión de un variador de frecuencia	97
Figura 44 Celda de carga sometida a una sobrecarga.....	98
Figura 45 Mala colocación de la celda de cargas con la cuchilla fija a los apoyos	98
Figura 46 Sujeción de las probetas de PET haciendo que sean vigas en voladizo	100
Figura 47 Interfaz de usuario final.....	103
Figura 48 Colocación de topes hacia la cuchilla fija y celdas de cargas	105
Figura 49 Conexión del variador de frecuencia al motor	106
Figura 50 Acoplamiento del pistón de doble efecto neumático.....	108
Figura 51 Gráfica de calibración de fuerza.....	110
Figura 52 Gráfica de calibración Velocidad y frecuencia	113
Figura 53 Gabinete eléctrico de instrumentos	114
Figura 54 Banco de pruebas para medir la fuerza de corte.....	115
Figura 55 Gráfica de resultados a 0 RPM.....	121
Figura 56 Resultado de los 3 ensayos a 400 rpm.....	122
Figura 57 Gráfica de la media de los resultados a 400 RPM.....	123
Figura 58 Gráfica de resultado de los 3 ensayos a 500 RPM	124
Figura 59 Gráfica de la media de los resultados a 500 RPM.....	124
Figura 60 Gráfica de resultados de los 3 ensayos a 600 RPM.....	125
Figura 61 Gráfica de la media de los resultados a 600 RPM.....	126

Figura 62	Gráfica de resultados de los 3 ensayos a 700 RPM.....	127
Figura 63	Gráfica de la media de los resultados a 700 RPM.....	127
Figura 64	Gráfica de resultados de los 3 ensayos a 800 RPM.....	128
Figura 65	Gráfica de la media de los resultados a 800 RPM.....	129
Figura 66	Gráfica de resultados de Fuerza vs espesor a 900 RPM.....	130
Figura 67	Gráfica de la media de los resultados a 900 RPM.....	130
Figura 68	Gráfica de resultados en diferentes velocidades.....	131
Figura 69	Esfuerzo cortante vs espesor a 0 RPM	133
Figura 70	Esfuerzo cortante respecto a los diferentes espesores a 400 RPM.....	134
Figura 71	Esfuerzo cortante respecto a los diferentes espesores a 500 RPM.....	135
Figura 72	Esfuerzo cortante respecto a los diferentes espesores a 600 RPM.....	136
Figura 73	Esfuerzo cortante respecto a los diferentes espesores a 700 RPM.....	137
Figura 74	Esfuerzo cortante respecto a los diferentes espesores a 800 RPM	138
Figura 75	Esfuerzo cortante respecto a los diferentes espesores	139
Figura 76	Esfuerzo cortante respecto a los diferentes espesores con todas las velocidades	139
Figura 77	Gráfica del esfuerzo cortante vs velocidad en 1 probeta en dinámico	141
Figura 78	Gráfica del esfuerzo cortante vs velocidad en 1 probeta.....	141
Figura 79	Gráfica del esfuerzo cortante vs velocidad con 2 probetas en dinámico.....	142
Figura 80	Gráfica del esfuerzo cortante vs velocidad con 2 probetas	143
Figura 81	Gráfica del esfuerzo cortante vs velocidad con 3 probetas en dinámico.....	144
Figura 82	Gráfica del esfuerzo cortante vs velocidad en 3 probetas	144
Figura 83	Gráfica del esfuerzo cortante vs velocidad con 4 probetas en dinámico.....	145
Figura 84	Gráfica del esfuerzo cortante vs velocidad con 4 probetas	146
Figura 85	Gráfica del esfuerzo cortante vs velocidad con 5 probetas en dinámico.....	147
Figura 86	Gráfica del esfuerzo cortante vs velocidad con 5 probetas	147
Figura 87	Gráfica del esfuerzo cortante vs velocidad con 6 probetas en dinámico.....	148
Figura 88	Gráfica del esfuerzo cortante vs velocidad con 6 probetas	148
Figura 89	Gráfica esfuerzo cortante vs velocidad con su tendencia.....	152
Figura 90	Gráfica de esfuerzo cortante vs velocidad y su línea de tendencia	153
Figura 91	Línea de tendencia del esfuerzo respecto de la velocidad.....	154
Figura 92	Función tendencia del esfuerzo cortante respecto de la velocidad.....	155

Figura 93 Ecuación de la tendencia de la gráfica esfuerzo vs velocidad.....	156
Figura 94 Gráfica de la Fuerza de corte respecto de la velocidad	159
Figura 95 Ecuación de la fuerza respecto de la velocidad evaluada a diferentes velocidades .	160
Figura 96 Energía de deformación dinámica vs velocidad de rotación	167
Figura 97 Energía de la deformación respecto de la velocidad, a 60 RPM y con una probeta.	169
Figura 98 Energía de deformación dinámica respecto la energía de deformación estática	174
Figura 99 Eje de rotación.....	175
Figura 100 Propiedades físicas del sistema eje polea	176
Figura 101 Relación de la energía cinética respecto de la energía de deformación dinámica .	178
Figura 102 Esfuerzo cortante vs Energía cinética con una probeta.....	179

RESUMEN

En el presente trabajo de titulación se diseñó y se construyó un banco de pruebas para obtener la fuerza de corte que se genera al cortar láminas de PET reciclado. En el diseño se centró en la resistencia de los elementos más críticos, aplicando las teorías de falla en condiciones estáticas y dinámicas. Para la adquisición de datos se seleccionaron los instrumentos y sensores que permitan la obtención de datos concluyentes, que trabajen en conjunto con el software de programación y la tarjeta de adquisición de datos y, además, de que cumplan con las condiciones de repetibilidad y reproducibilidad. Una vez concluida la construcción y la implementación de los instrumentos y sensores se realizaron las pruebas de funcionamiento en las cuales se corrigieron las eventuales fallas que se encontraron en el funcionamiento del banco de pruebas. Con el banco de pruebas funcionando en condiciones adecuadas, se aplica el protocolo de pruebas y se obtienen los resultados de la fuerza de corte. Con lo resultados obtenidos se halló la relación existente entre la energía de deformación con la energía cinética, el esfuerzo cortante en los ensayos dinámicos y los ensayos en condiciones isostáticas. Llegando así ha obtener resultados concluyentes y aplicables a futuros diseños de máquinas trituradoras de PET.

PALABRAS CLAVE:

- **CONDICIONES ISOSTÁTICAS**
- **FUERZA DE CORTE**
- **ENERGÍA DE LA DEFORMACIÓN**
- **ESFUERZO CORTANTE**
- **TRITURADORAS DE PET**
- **CELDA DE CARGA**

ABSTRACT

In the present titling work, a test bench was designed and built to obtain the cutting force that is generated when cutting sheets of recycled PET. The design focused on the resistance of the most critical elements, applying fault theories in static and dynamic conditions. For the acquisition of data, the instruments and sensors that allow the obtaining of conclusive data, that work together with the programming software and the data acquisition card and, in addition, that meet the repeatability and reproducibility conditions were selected. Once the construction and implementation of the instruments and sensors were completed, the functional tests were performed in which the possible failures found in the operation of the test bench were corrected. With the test bench operating in suitable conditions, the test protocol is applied and the results of the cutting force are obtained. With the results obtained, we found the relationship between deformation energy and kinetic energy, shear stress in dynamic tests and tests in isostatic conditions. Arriving in this way, it has obtained conclusive results and applicable to future designs of PET crushing machines.

KEYWORDS:

- **ISOSTATIC CONDITIONS**
- **SHEAR FORCE**
- **DEFORMATION ENERGY**
- **SHEAR STRENGTH**
- **PET CRUSHER**
- **LOAD CELL**

Terminología

α : constante de proporcionalidad	F_n : Fuerza neta
σ : esfuerzo	F_s : Fuerza superficial
σ_u : carga de rotura	i : relación de transmisión
σ_f : esfuerzo flector	K_d : factor de servicio
$\sigma_{1,2}$: esfuerzos de Von Misses	K_f : concentrador de esfuerzo dinámico
γ : Ángulo de abertura o incidencia	K_t : concentrador de esfuerzos a flexión
α : constante de proporcionalidad	K_{ts} : concentrador de esfuerzos a torsión
σ : esfuerzo	L_p : longitud de banda
τ : esfuerzo cortante	L_{pt} : longitud de banda estándar
τ_{torsor} : esfuerzo torsor	M : Momento
τ : torque	m : Pendiente
θ : desplazamiento angular o Ángulo del arco recorrido después del impacto	m : masa
ω : velocidad angular del cuerpo	N : velocidad de rotación
a : distancia entre centros	n : factor de seguridad
d : desplazamiento	P carga aplicada:
D_1 : diámetro de la polea conductora	P_d : potencia requerida

	P_o : Potencia de Corte
D_2 : diámetro de la polea conducida	Q : calor
E_o :energía inicial	q : sensibilidad de la muesca
E_c :Energía cinética	R_x : Reacciones en el eje x
$E_{cr} = E_{cine}$:Energía cinética rotacional	R_y : reacciones en el eje y
E_f :Energía final	$S_m = S_{emc}$: límite de resistencia a la fatiga no corregido
E_u : Energía interna	
F : Fuerza	S_e : límite de resistencia a la fatiga corregido
F_c : Fuerza de corte	T_1 : Tensión en el lado flojo de la banda
F_{cr} : Fuerza de corte radial	T_2 : Tensión en el lado de la banda
F_{ct} : Fuerza de corte tangencial	T_{eje} : torsor en el eje
F_c : Fuerza de corte	t : espesor de la placa
F_{imp} : Fuerza de impacto	U : Energía de deformación
I : Inercia del cuerpo respecto al centro de masa	V : fuerza cortante
ω : Velocidad angular	v : velocidad
r : Radio de elemento rotacional	W : Trabajo
	T_2 : Tensión en el lado de la banda

CAPÍTULO I

GENERALIDADES

1.1. Antecedentes

La Universidad de las fuerzas Armadas “ESPE” se identifica por impulsar la investigación científica, tanto en sus aulas como en los laboratorios.

Los laboratorios de la universidad cuentan con máquinas las cuales se han diseñado para realizar el análisis del comportamiento mecánico en materiales y obtener las propiedades físicas, mecánicas y tecnológicas. A lo largo del tiempo, el desarrollo de nuevas tecnologías ha generado la necesidad de incursionar en los campos investigativos de los materiales, como es el caso del análisis energético en la falla de vigas en voladizo utilizando como materia prima el PET.

De acuerdo con la Organización de Naciones Unidas, la generación de residuos en el mundo por cada habitante es de un promedio de un kilogramo de desechos por día, considerando que la población mundial llega a seis mil quinientos millones de personas, esto significa que diariamente se produce seis mil quinientos millones de toneladas de basura en promedio en el mundo. La generación per cápita de residuos sólidos de origen doméstico varía de acuerdo a la modificación de los patrones de consumo de la población y en la medida en que incrementa la comercialización de productos industrializados y de lujo. En el caso del PET, según datos oficiales, apenas el 40 % se recicla en el Ecuador. (SEDESOL, 2005)

En el Ecuador los empresarios no profundizan en el reciclaje del PET triturado ya que no existe una norma para la construcción de trituradoras (Muñoz & Sanunga, 2015) .Como se referenció anteriormente en el Ecuador no existe una normativa que determine los parámetros necesarios para

el diseño y construcción de máquinas trituradoras de PET, uno de estos parámetros importantes es la fuerza de impacto necesaria por parte de las cuchillas para deformar y cortar (triturar) el material a cuestión que es el PET.

Actualmente existen investigaciones que analizan la relación entre la energía de deformación plástica por carga de impacto y la falla del material, citando el tema de investigación: El estudio de la relación entre energía de deformación plástica por carga de impacto con respecto a carga estática en la falla de vigas (Paredes, 2018), en el cual se aborda la experimentación de la deformación producida de un elemento por medio del impacto generado por un objeto el cual se encuentra en caída libre, generando así la relación existente entre la energía potencial gravitatoria del objeto y la deformación producida en un elemento, también con lo que es referente a la construcción de trituradoras se cita la investigación: Diseño construcción e implementación de un molino triturador para producir de 50 a 100 kg/h de escama de hasta 20 mm (Muñoz & Sanunga, 2015), Desarrollo mecatrónico sustentable: Diseño de una máquina trituradora de PET. (Lizárraga, Espinoza, & Nuñez, 2016)

Gran parte de estos estudios que se han realizado se enfocan en encontrar la relación de las fuerzas mínimas con la que se deformaría el material en cuestión, y en el caso del diseño de las trituradoras, éstas se han centrado en tomar datos referenciales teóricos para realizar un diseño que permita cortar (triturar) el PET. La necesidad de ampliar dichos conocimientos acerca de estos casos ha llevado a realizarse nuevas investigaciones en el campo de la mecánica de los materiales.

1.2. Definición del problema

El presente proyecto se enfoca en diseño y la construcción de un banco de pruebas, en el cual se determinará la fuerza de corte, la velocidad angular y la potencia. Además, se determinará la

distancia adecuada entre cuchillas para que el corte producido en las láminas de PET sea el más apropiado.

En el proyecto se plantea también encontrar la relación entre la energía de deformación y la energía cinética, la cual se la obtendrá, mediante los resultados que se esperan obtener en los ensayos de corte del banco de pruebas, calculando así de la energía de deformación en las láminas de PET con los resultados mencionados anteriormente.

Como se menciona en los antecedentes, existen diversos proyectos y diseños referentes a trituradoras de PET pero en este proyecto se centrara únicamente en los parámetros de corte como lo es la fuerza ejercida en las cuchillas al momento de cortar el PET (como se aprecia en la Figura 1), además, se debe tener en cuenta que las normativas internacionales están referenciadas hacia el reciclado del PET, como se expresa en la norma ISO 18606, y mas no en la fuerza de corte requeridas en las trituradoras del PET, por lo que en varios casos se han acoplado trituradoras para otros tipos de materiales para cumplir las condiciones que establecen las normas de reciclado del PET.

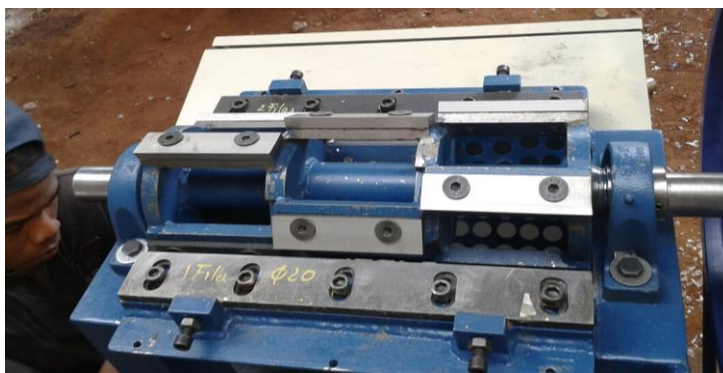


Figura 1 (a) Máquina trituradora de PET

Fuente: (Muñoz & Sanunga, 2015)

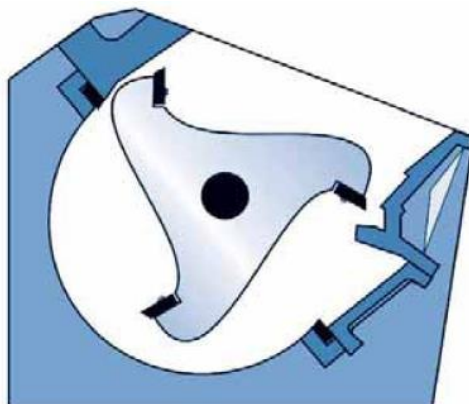


Figura 2 (b) Configuración de las cuchillas del triturador
Fuente: (Muñoz & Sanunga, 2015)

La realización de este proyecto constará de varias etapas, las cuales se especificarán posteriormente en la metodología. El proyecto se iniciará con el diseño, para lo cual se tomarán los requerimientos necesarios, dentro de estos requerimientos se encuentran lo que es:

- Fuente de alimentación eléctrica
- Dimensiones de las probetas a utilizar
- Rango de velocidades en las cuales se manejará el banco de pruebas
- Rango de distancias entre cuchillas a las cuales se utilizará el banco de pruebas
- Dimensionamiento del banco de pruebas

Además de considerar los aspectos relevantes del diseño como el factor de seguridad, el cual basándonos en el libro “Machine Design Projects” (Vidosic, 2007), se considerará un límite inferior de 2 puesto que se utiliza para materiales conocidos y en condiciones ambientales moderadamente constantes, y las consideraciones iniciales de las dimensiones de los elementos del banco de pruebas y de manera iterativa llegar al diseño más adecuado de los elementos teniendo

en cuenta que estos existan en el mercado nacional. El diseño se validará en el software computacional SolidWorks.

Una vez validado el diseño en el software computacional SolidWorks, el siguiente punto será la construcción del banco de pruebas, para ello se obtendrán los insumos en el mercado nacional según las especificaciones técnicas obtenidas en el diseño del banco de pruebas, luego de realizarse la construcción del equipo se procederá con las correcciones mecánicas, así como también la toma de datos para el posterior análisis de los mismos.

En el análisis de los resultados se realizará un análisis estadístico para determinar la confiabilidad de los datos y la tendencia de los mismos. Lo que determinará la confiabilidad del análisis ingenieril en el cual, se realizarán gráficas entre la velocidad angular, la deformación de la viga en voladizo de PET y la fuerza de corte, con lo cual se determinará la relación existente entre la energía cinética y la energía de deformación y con ello hallar las velocidades a las cuales se produce el corte de la viga de PET de forma apropiada.

1.3. Objetivos

1.3.1. Objetivo general

- Diseñar y construir un banco de pruebas para el análisis de la fuerza de impacto mediante la relación de la energía cinética sobre la energía de deformación en elementos (viga en voladizo) de PET reciclado.

1.3.2. Objetivos específicos

- Realizar un estudio previo del estado del arte referente a la energía cinética y de impacto que absorben las vigas de PET reciclado para producir su deformación.
- Obtener el diagrama esfuerzo deformación mediante el ensayo a tracción en probetas de botellas de PET.
- Determinar las especificaciones mecánicas y las dimensiones requeridas para los elementos mecánicos que componen el banco de pruebas a través del diseño y la validación computacional en SolidWorks.
- Especificar la operación, medición y toma de datos de la máquina a utilizarse, para así proceder a realizar un protocolo de pruebas.
- Determinar la magnitud de los parámetros planteados para realizar el corte del elemento PET mediante el análisis de los resultados obtenidos en el banco de pruebas.
- Realizar el estudio de la relación entre la fuerza de impacto y la potencia del motor, la energía cinética y la energía de deformación en un elemento PET reciclado (Viga en voladizo).

1.4. Alcance

En la presente investigación se plantea determinar la fuerza de impacto de las cuchillas con respecto a las vigas en voladizo de PET reciclado, y mediante la relación entre energía de deformación por carga de impacto con respecto a la energía de cinética, la cual variara mediante la velocidad de rotación de las cuchillas móviles. Conocer la separación necesaria para que se produzca el corte de las vigas en voladizo del PET entre las cuchillas móviles con las cuchillas fijas y determinar el rango de velocidad a la cual se produce el corte en la distancia planteada.

Adicionalmente realizar el estudio técnico ingenieril, para su posterior aplicación a la compra y construcción de los sistemas mecánicos para la creación de líneas de trituradoras de plásticos cuyos resultados serán una contribución con las investigaciones afines al laboratorio de Mecánica de Materiales.

1.5. Justificación

Las condiciones industriales y medioambientales actuales nos ha llevado a desarrollar una industria que sea eficiente y a la vez amigable con el medio ambiente, buscando reducir el impacto ambiental que se genera en la elaboración de diversos productos que dan como resultado materiales que en un futuro serán desperdicios que además generan un daño al medio ambiente por ser elementos que toman una gran cantidad de tiempo en degradarse, siendo un claro ejemplo el plástico el cual tarda en degradarse alrededor de 500 a 1000 años, este desarrollo industrial amigable con el medio ambiente ha sido introducido gracias a la implementación del reciclaje y de esta manera reutilizar estos desperdicios para la fabricación de otros productos. Los plásticos y sus derivados son los que actualmente han generado un gran daño al ecosistema, haciendo una referencia al ecosistema marino el cual ha sido uno de los más afectados por estos, siendo los elementos PET uno de los tipos de plásticos más contaminantes en el mundo por la cantidad de productos que se fabrican con este como lo son las botellas, pero este tipo de plástico tiene una ventaja ya que presenta gran factibilidad para ser reciclado (Lokensgard & Richardson, 2007). El proceso de reciclado comienza con la trituración de elementos de PET, para luego realizar la limpieza y la elaboración de otros productos a base de estos elementos. Para lograr obtener elementos del tamaño adecuado de PET se utilizan máquinas trituradoras las cuales han sido diseñadas dependiendo de las necesidades del cliente y que en muy pocos casos utilizan estudios

o información para la fabricación de estas máquinas, mediante un estudio bibliográfico se encontró que estos trituradores no se han fabricado basándose en una normativa vigente, además de que no existe una para la construcción de trituradores de PET, asimismo de que no se han encontrado datos de estudios normalizados en el Ecuador que determinen de manera precisa los parámetros de fuerza de impacto, velocidad y potencia requerida para una máquina trituradora de PET, por lo tanto el proyecto busca determinar estos parámetros de forma experimental mediante el estudio de la relación de la energía cinética sobre la energía de deformación en estos elementos (En otras palabras se busca determinar la velocidad para que se produzca la fractura del elemento y no el pandeo y con ello determinar la fuerza de impacto que se requiere para el corte del elemento de PET, con ello dando estableciendo referencias empíricas para la construcción de trituradores de PET).

CAPÍTULO II

ESTADO DEL ARTE

2.1.Energía

2.1.1.Principio de conservación de la energía

El principio de conservación de la energía es una ley que indica que la cantidad de energía existente en un sistema físico permanece invariante en el tiempo, aunque la energía del sistema se haya transformado. (Giancoli, 2006)

Este principio se lo utiliza en varios aspectos de análisis mecánicos y térmicos, para ello el principio de conservación de la energía se lo puede analizar desde dos perspectivas que son la perspectiva termodinámica y la mecánica.

El principio de conservación de la energía es la primera ley de la termodinámica en la cual se afirma que la energía no se crea ni se destruye solo se transforma (Cengel & Boles, 2012) Expresando esta ley de manera matemática se tiene la ecuación (1).

$$\Delta E_u = Q + W \quad (1)$$

Este principio analizado desde el punto de vista mecánico afirma que en un sistema con ausencia de rozamiento y sin intervenciones de ningún trabajo externo, la suma de la energía cinética y potencial permanece constante. (Miñarro, 2019)

Esta ley se la entiende de mejor manera con relación al teorema de la energía cinética la cual afirma, que el trabajo realizado por la fuerza neta aplicada a una partícula es igual al cambio que

experimenta la energía cinética de dicha partícula (Hertig, 1978). Expresado de manera matemática se tiene la ecuación (2).

$$W = \Delta E_c \quad (2)$$

Aplicando la conservación de la energía se obtiene la ecuación (3).

$$\Delta E_u = W - \Delta E_c \quad (3)$$

A partir de la ecuación (3) se han ido incluyendo otros tipos de energías (rotacional, elástica, potencial, etc.) dando así un análisis más metódico de un sistema.

2.2. Energía cinética

La energía cinética se la define como el trabajo requerido para variar la velocidad de un cuerpo o partícula que parte del reposo, al llegar a una velocidad y mantenerse en la misma la energía cinética del cuerpo o partícula mantiene dicha energía cinética a menos que se produzca un cambio en la velocidad. Dentro de la mecánica clásica se pueden encontrar dos tipos de energía cinética, de traslación y rotación (Serway, 2013).

2.2.1. Energía cinética de traslación

La energía cinética traslacional se la define como la energía que tiene un cuerpo en movimiento y la cual depende de la velocidad lineal y está asociada a la traslación del centro de masas a través del espacio. Expresando de forma matemática se tiene la ecuación (4).

$$E_c = \frac{1}{2}mv^2 \quad (4)$$

2.2.2. Energía cinética rotación

La energía cinética rotacional se la define como la energía que tiene un cuerpo que se encuentra en rotación y la cual depende de su velocidad angular y de la inercia del cuerpo. Expresando de forma matemática se tiene la ecuación (5).

$$E_{cr} = \frac{1}{2} I\omega^2 \quad (5)$$

2.3. Energía de deformación

Es aquella energía interna que se requiere para deformar un objeto, por efecto de fuerzas externas aplicadas al mismo, estas cargas pueden ser estáticas o dinámicas, lo que esto indica que el trabajo externo realizado por la fuerza aplicada al objeto es igual a la energía de deformación por la aplicación de la conservación de la energía.

El trabajo realizado por la carga se obtiene mediante la variación progresiva de la fuerza, dando como consecuencia la deformación del objeto, esta información es proporcionada por el diagrama carga-desplazamiento.

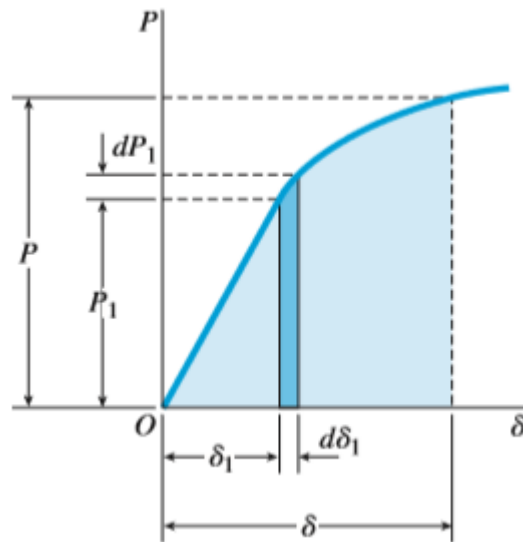


Figura 3 Diagrama carga-desplazamiento
Fuente. (Gere & Goodno, 2009)

Partiendo del concepto anterior se puede expresar el trabajo realizado por una carga externa aplicando la ecuación (6).

$$W = Pd \quad (6)$$

Aplicando esta ecuación a la Figura 3 de carga desplazamiento se puede encontrar el trabajo, esto se lo consigue al aplicar una carga P y obtener una variación de desplazamiento dejando así la ecuación (7).

$$W = P_1 \Delta \delta_1 \quad (7)$$

Para obtener el valor total se deja en términos diferenciales y se integra, teniendo así lo que se indica en la Figura 3 representado en la ecuación (8).

$$W = \int_0^{\delta} P_1 d\delta_1 \quad (8)$$

Indicando que el trabajo generado es el área bajo la curva del diagrama carga-desplazamiento, aplicando el principio de conservación de energía (despreciando la energía por efectos térmicos), se obtiene que la energía de deformación es igual al trabajo realizado por la carga quedando definida la energía de deformación por la ecuación (9). (Gere & Goodno, 2009)

$$U = W = \int_0^{\delta} P_1 d\delta_1 \quad (9)$$

2.4. Fuerzas

2.4.1. Fuerza de corte

Para el corte y trituración del PET existen varios tipos de disposiciones de las cuchillas, el más utilizado es la disposición en guillotina, como se muestra en la Figura 4.

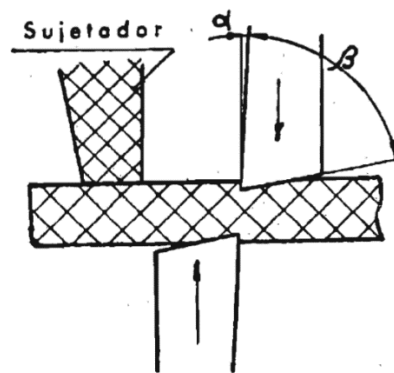


Figura 4 Disposición de corte en guillotina Fuente:
Fuente: Estampado en frío de la chapa Mario Rossi, 1979

Se puede obtener la fuerza de corte necesaria para triturar el PET aplicando la ecuación (10) tomada del libro “Estampado en frío de la chapa” (Rossi, 1979). Pero se debe recalcar que la ecuación se la aplica para chapas metálicas y para el caso de láminas de PET se la empleará como una aproximación en espesores muy pequeños, con la finalidad de obtener un parámetro de base en el diseño.

$$F_c = 0.5 \left(\frac{t^2}{\tan(\gamma)} \right) (0.8) \sigma_r \quad (10)$$

2.4.2. Fuerza de impacto

La fuerza de impacto es aquella que se genera en el momento que se produce el corte, es decir el momento en que interacciona la cuchilla fija y la cuchilla móvil la cual impacta con la lámina de PET, para obtener esta fuerza de impacto se parte de la conservación de la energía aplicado a una colisión lineal después de producirse el impacto tenemos:

$$W = E_o - E_f \quad (11)$$

Sabiendo que la energía final del cuerpo luego del impacto es 0 y que la energía inicial después del impacto es la energía cinética que mantenía el cuerpo en el instante del impacto, cabe recalcar que los demás tipos de energías interactuantes en el fenómeno se desprecian.

El trabajo realizado por el cuerpo después del impacto se lo obtiene mediante la ecuación (12).

$$W = F_{imp} d \quad (12)$$

Aplicando estos conceptos y suponiendo que el choque es elástico por lo tanto reemplazando la ecuación (12) en la (11), obteniendo la ecuación (13) que es la fuerza de impacto.

$$F_{imp}d = E_o = E_c$$

$$F_{imp} = \frac{\frac{1}{2}mv^2}{d} \quad (13)$$

Las mismas ecuaciones, ahora considerando un caso rotacional se tiene que la fuerza de impacto expresada en la ecuación (14).

$$F_{imp} = \frac{\frac{1}{2}I\omega^2}{\theta r} \quad (14)$$

2.5. PET

2.5.1. Definición

El tereftalato de polietileno comúnmente conocido como PET es un material polímero que forma parte de la familia de los termoplásticos, el cual se obtiene mediante la reacción de policondensación entre el ácido tereftálico y el etilenglicol, el que cuenta con un alto grado de cristalinidad lo que lo hace ideal para diferentes aplicaciones que se han dado desde su descubrimiento en 1941 por los científicos británicos Whinfield y Dickson. (Lara , 2012)

2.5.2. Estructura química

El PET al ser un polímero constituido por elementos derivados del petróleo su estructura química se tendrá en forma de cadena y se encuentra en el grupo de los aromáticos (por enlaces de carbono) como se aprecia en la Figura 5, por efecto de la policondensación entre el etilenglicol y el ácido teraftálico, el cual en la composición toma un papel primario en las fibras.

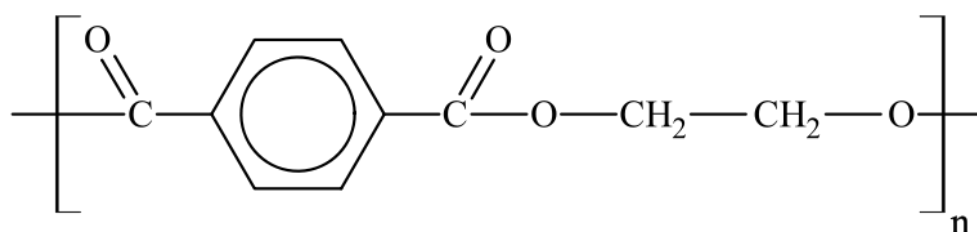


Figura 5 Estructura química del PET

Fuente: (QuimiNet, 2019)

2.5.3. Propiedades

El PET cuenta con diferentes propiedades tanto químicas, físicas como mecánicas las cuales se muestran en la Figura 6, cabe recalcar que las propiedades del PET varían dependiendo de la temperatura y de las condiciones ambientales a las que se encuentre sometido el PET. Dependiendo de los requerimientos para las prestaciones a las que se va a encontrar el PET se puede tener diferentes propiedades como lo es el PET cristalizado, el cual puede resistir temperaturas de hasta 230 °C., pero si no tiene esta propiedad el PET soporta temperaturas de hasta 71 °C.

Propiedad	Unidad	Valor
Densidad	g/cm ³	1,34 – 1.39
Resistencia a la tensión	MPa	59 – 72
Resistencia a la compresión	MPa	76 – 128
Resistencia al impacto, Izod	J/mm	0.01 – 0.04
Dureza	--	Rockwell M94 – M101
Dilatación térmica	10 ⁻⁴ / °C	15.2 – 24
Resistencia al calor	°C	80 – 120
Resistencia dieléctrica	V/mm	13780 – 15750
Constante dieléctrica (60 Hz)	--	3.65
Absorción de agua (24 h)	%	0.02
Velocidad de combustión	mm/min	Consumo lento
Efecto luz solar	--	Se decolora ligeramente
Calidad de mecanizado	--	Excelente
Calidad óptica	--	Transparente a opaco
Temperatura de fusión	°C	244 - 254

Figura 6 Propiedades del PET
Fuente: (Lokensgard & Richardson, 2007)

2.5.4. Procesamiento

El PET, dependiendo de las necesidades las cuales se desea cubrir, se lo puede manufacturar por diferentes procesos industriales, tales como:

- Inyección
- Extrusión
- Termoformado
- Inyección-soplado

Entre los procesos más reconocidos en la industria. (QuimiNet, 2019)

2.5.5. Aplicaciones

El PET desde su descubrimiento ha ido acarreado un gran número de aplicaciones, en diferentes campos como el industrial, alimenticio, textil, etc. Las cuales se especifican más adelante.

2.5.5.1. Fibras

El PET nació como una alternativa a la utilización del algodón en diferentes fibras para confecciones de telas, esto por efecto de la segunda guerra mundial en la época se volvía complicado obtener el algodón proveniente de Egipto, este material se lo conoce fibra de poliéster que en la actualidad todavía se utiliza para confeccionar diferentes tipos de prendas. (Suasnavas , 2017)

2.5.5.2. Envases y empaçado

Con el movimiento industrial y el crecimiento del mercado por la demanda de productos alimenticios el PET tuvo gran acogida por ser un material que de bajo costo de producción y manufacturado, por la impermeabilidad y por tener una barrera contra gases como el CO₂ y O₂, los cuales son los presentes en bebidas carbonatadas, además de otros diferentes productos que hasta la actualidad se siguen empaçando en envases de PET. (Lokensgard & Richardson, 2007)

2.5.5.3. Mecánica

En la mecánica con el tiempo se han ido implementando por la construcción de elementos que requieren precisión, resistencia y un bajo costo como por ejemplo bombas que requieren soportar fuerzas de impacto, para estas aplicaciones el PET ha tomado otros tratamientos para mejorar sus propiedades, en este caso se lo conoce como PET reforzado o PRFV. (Mariano, 2019)

2.5.5.4. Películas

El PET se con el tiempo se lo ha ido ocupando para la elaboración de cintas de audio, tapes de video, placas de radiografías, claro que para ello se ha tomado tiempo de investigación para determinar los tratamientos adecuados que se deben realizar al material para obtener estas propiedades. (Mariano, 2019)

2.5.6. Reciclado

A medida que la demanda del mercado se ha incrementado en el mundo también se ha incrementado la utilización de estos elementos de PET, los cuales tiene un largo tiempo de degradación, con forme el tiempo ha pasado se han realizado investigaciones en diferentes campos para determinar la mejor forma de eliminar estos residuos, entre ellos se tiene la reutilización, el descubrimiento de organismos que degraden al PET, utilización de fibras para otras aplicaciones entre otras.

Un gran problema que presenta el reciclaje del PET es que no es posible dar una reutilización en el campo alimenticio, puesto que en este campo industrial se requiere un alto índice de sanitización que no se puede alcanzar con el reciclaje del PET, siendo que este campo el que ocupa el mayor porcentaje de utilización de elementos de PET. (Mariano, 2019)

Para la obtención de fibras mediante PET reciclado se utiliza una cadena de procesos que dan como resultado elementos de PET que se pueden utilizar en otras aplicaciones, uno de los procesos fundamentales para ello es el triturado del PET, el cual debe cumplir con diferentes características para que el proceso de obtención de fibras sea aplicable y se obtengan las dimensiones deseadas.

Dentro del reciclado del PET se han realizado diferentes trabajos de investigación tanto en el área de las propiedades, como en el área de la construcción de trituradoras para el reciclado del mismo, mediante el estudio de estos trabajos se han determinado parámetros para el corte del PET que se presentan en los siguientes ítems.

2.5.7. Parámetros de corte del PET

2.5.7.1. Velocidad de corte

Para la obtención de un corte de buena calidad en PET es necesario que la velocidad a la que gira el eje sea mayor a 200 rpm y a la vez sea menor a 700 rpm, con ello se asegura que el corte sea limpio. (Wittman , 2012)

2.5.7.2. Ángulos de las cuchillas

Dependiendo del tipo de corte que se realice, los ángulos de las cuchillas van a variar para obtener un corte apropiado, para el caso del PET al considerarse una viga en voladizo (una chapa) se utiliza un corte en tijera guillotina, este tipo de corte lo realiza por medio del movimiento paralelo y alternado de una cuchilla sobre la otra dejando así un corte limpio en la lámina (chapa) dejando sin rebabas. La disposición entre cuchillas se coloca de tal forma que los planos inclinados constituyen los filos de corte. El ángulo de corte (β) debe estar comprendido entre 70 a 80 grados, mientras que el ángulo de ataque (α) debe estar entre 4 a 6 grados y el ángulo de abertura (γ) debe variar de 8 a 10 grados, este ángulo es el que se forma entre los filos cortantes como se aprecia en la Figura 4.

2.6. Estática

2.6.1. Vigas

Se considera una viga a un elemento el cual resiste cargas que generan flexión en dicho elemento, generalmente las cargas que soporta una viga son perpendiculares al elemento. (Meriam & Kraige, 1999).

2.6.1.1. Tipos de vigas

En el estudio de las vigas se encuentran diferentes configuraciones en las que se aplican las cargas a una viga, así como la forma en que se apoya la misma, dentro de estos parámetros se consideran los siguientes tipos:

- Viga empotrada (En voladizo)
- Viga simplemente apoyada

Estos tipos de vigas se resuelven directamente aplicando las consideraciones de estática (condiciones de equilibrio) aplicando las ecuaciones (15) y (16) , estas vigas se conocen como vigas isostáticas (Meriam & Kraige, 1999)

$$\sum F = 0 \quad (15)$$

$$\sum M = 0 \quad (16)$$

2.6.1.2. Vigas-efectos internos

Dentro de lo que se consideran efectos internos en las vigas se encuentran:

- Flexión
- Torsión
- Cortante

Estos elementos son efectos que se encuentran de manera intrínseca en el material, es decir que al aplicarse los efectos externos generan efectos internos que generan fallas o dislocaciones en el material, estos valores se los obtiene mediante las ecuaciones (17), (18) y (19) los cuales se denominan esfuerzos. (Meriam & Kraige, 1999)

$$\sigma = \frac{Mc}{I} \quad (17)$$

$$\tau_{torsión} = \frac{Tr}{J} \quad (18)$$

$$\tau = \frac{F_{corte}}{A} \quad (19)$$

2.7. Bandas

2.7.1. Tipos de bandas

Tabla 1

Tipos de bandas y características

Tipo de banda	Intervalo de tamaños	Características
Plana	0.03 a 0.20 in	<ul style="list-style-type: none"> • Cargas de trabajo muy grandes • Trabaja a velocidades de 25 m/s • Longitud de banda libre • Alta resistencia a los choques • Eficiencia del 97 al 98% • Tolerancia de deslizamiento baja • Bajo nivel de ruido • Costo bajo
Redonda	1/8 a 3/4 in	<ul style="list-style-type: none"> • Carga de trabajo muy grande • Trabaja a velocidades menores a 20 m/s • Longitud de banda libre • Baja resistencia a los golpes • Eficiencia de 95 a 96% • Tolerancia de deslizamiento muy alta • Nivel de ruido bajo • Costo muy bajo
Tipo V o trapecoide	0.31 a 0.91 in	<ul style="list-style-type: none"> • Carga de trabajo grande • Trabaja a velocidades de 25 m/s • Longitud de banda normalizada • Alta resistencia a los golpes • Eficiencia de 96 a 97% • Tolerancia de deslizamiento alta • Nivel de ruido muy bajo • Costo bajo
De sincronización o dentada	2 mm y mayor	<ul style="list-style-type: none"> • Carga de trabajo baja • Trabaja a velocidades de 25 m/s • Longitud de banda libre • Buena resistencia a los golpes • Eficiencia de 98 a 99% • Tolerancia de deslizamiento muy baja

Fuente: (Colcha, 2010)

2.7.2. Sección transversal

Cuando hablamos de bandas debemos saber que trabajan a partir del contacto que se establece entre los flancos laterales y cada fabricante dispone de gráficas donde se muestra el tipo de correa adecuada para trabajar en función de la potencia a transmitir y de las revoluciones de giro de la polea menor.

Pero todas estas gráficas de secciones transversales se rigen en la norma ISO ya que estas se dividen en dos grandes grupos. Los perfiles clásicos Z, A, B, C, D y E. (Rodríguez, 2019)

2.7.3. Factor de servicio

Al tratar con bandas en V debemos tener presente que para su adecuado rendimiento es fundamental saber que existen aspectos externos que afectan al rendimiento y que provocan fallas, es aquí donde entra esta magnitud. Al calcular y dimensionar una transmisión por bandas en V, el tipo de unidad de conducción y la máquina accionada también deben tenerse que existen aspectos externos que afectan al rendimiento en las condiciones en las que se opera la transmisión. Esto se hace seleccionando una magnitud K_d correspondiente a las condiciones operativas relevantes pues se expresa como un multiplicador el cual se aplicará a la potencia del motor indicando que existe la influencia de las condiciones externas. (Trelleborg, 2008)

$$P_d = K_d * P_m \quad (20)$$

2.7.4. Velocidad en bandas

La velocidad en las bandas trapezoidales es tangente a la trayectoria, se estima que, bajo la experiencia, se debe trabajar a velocidades menores a 30 m/s, caso contrario las fuerzas centrífugas

terminaran desencajando a la banda de la polea. (Rodríguez , 2019) Para el cálculo de la velocidad lineal se empleó la siguiente ecuación. (Trelleborg, 2008)

$$v = \frac{N_1 \times D_2}{19100} \quad (21)$$

2.7.5. Fuerza en las bandas

La fuerza que se necesita para transmitir potencia mediante una banda es aquella tensión que existe por estiramiento de la banda debido a una separación entre poleas según la ecuación planteada por Trelleborg es la relación entre la velocidad de la banda con la potencia transmitida tomando en cuenta los factores de servicio y el factor de arco de contacto. (Trelleborg, 2008)

$$P = \frac{100 * k_d * Pm}{v * k_2} \quad (22)$$

Ahora basándonos en lo que dice Trelleborg indica que una manera de encontrar las tensiones es con la relación planteada por este catálogo, puesto que el recorrido de una banda transmitiendo una potencia desarrolla una diferencia de tensión entre T1 y T2 tanto las tensiones en los dos lados tractor y arrastrado respectivamente haciendo que T1 sea mayor que la del T2. (Spotts & Shoup, 1999)

$$T_1 = 1.25 * P \quad (23)$$

$$T_2 = 0.25 * P \quad (24)$$

CAPÍTULO III

DISEÑO MECÁNICO

3.1. Requerimientos de diseño

Para el diseño de la máquina se debe tener en cuenta las características geométricas, físicas y mecánicas que intervienen en éste. Para realizar el cálculo de diseño se debe, discernir la importancia de cada factor que influye sobre el funcionamiento del sistema, los cuales se debe considerar para un diseño apropiado, estos factores como tal son:

- Resistencia adecuada de los elementos mecánicos.
- Facilidad de mantenimiento.
- Confiabilidad en la adquisición de datos.
- Seguridad de operación.
- Operación sencilla y eficiente.
- Disponibilidad y facilidad de construcción.

3.2. Parámetros de diseño

Se debe contemplar los puntos importantes en los cuales se va trabajar dentro del diseño. Los aspectos principales que se consideran son:

- Se debe especificar el rango de velocidad necesario para el cual se puede realizar el corte en vigas de PET en voladizo, además de ser un parámetro inicial para determinar la transmisión de potencia y las características significativas del motor.
- Se debe seleccionar el motor mediante las características de funcionamiento que exige el banco de pruebas, para ello se debe considerar el análisis matemático existente

conjuntamente de relacionar con las pruebas empíricas realizadas en el PET que se va a utilizar para la realización de las pruebas.

- En la transmisión de potencia se debe determinar la solución más adecuada para transmitir tanto la velocidad como la potencia al eje de rotación, el cual debe soportar las cargas que se apliquen y que no presente fallo.
- Los elementos que constituyen la máquina deben diseñarse de manera que los factores como vibraciones, pérdida de potencia, fricción, entre otras, afecten el funcionamiento del banco de pruebas, así como la adquisición de datos

Las cuchillas serán adquiridas en el mercado nacional conformen a las especificaciones que se determinaran en la hoja de cálculo por lo tanto las dimensiones de las probetas de PET no son estándares debido a que no existen normativa para las pruebas que se realizaran.

3.3. Cálculo de la potencia del motor.

3.3.1. Velocidad de trabajo

La velocidad de trabajo es de 700 rpm puesto que se ha considerado una velocidad crítica de 800 rpm, este valor de holgura de más de 100 rpm del valor de la velocidad de trabajo, es con el fin de compensar las fluctuaciones en el motor y en la transmisión de potencia, teniendo así que la velocidad a considerar en el eje de transmisión será de 800 rpm.

$$N_2 = 800 \text{ rpm}$$

La velocidad de rotación del motor se considera 1600 rpm puesto que esta velocidad estándar que se maneja en la mayor parte de los motores eléctricos en el mercado nacional.

3.3.2. Fuerza requerida para el corte en PET

Para el cálculo de la fuerza requerida para el corte, se parte de la ecuación (10)

El esfuerzo último del material se lo toma mediante el promedio de los resultados obtenidos en los ensayos de tracción realizados en el PET siendo este valor de 103.4 MPa, además de considerar la unión de 3 probetas para abordar la mayor cantidad de espesores de diferentes aplicaciones de PET, siendo así el espesor por probeta de 0.25 mm y el valor del espesor final con las 3 probetas juntas es de 0.75 mm, este valor del espesor de la probeta son el promedio de todas mediciones realizadas, estos valores están referenciados en el (Anexo A). El ángulo de abertura es de 8 grados para tener un caso más confiable. Con estos valores se procede a realizar el cálculo de la fuerza de corte requerida para el PET.

Con una sola probeta.

$$t = 0.25 \text{ mm}$$

$$\gamma = 8^\circ$$

$$\sigma_u = 103.4 \text{ Mpa}$$

$$F_c = (0.8) \frac{0.5(0.25 \text{ mm})^2}{\tan(8)} (103.4 \text{ MPa})$$

$$F_c = 18.39 \text{ N}$$

Considerando 3 probetas

$$t = 0.75 \text{ mm}$$

$$\gamma = 8^\circ$$

$$\sigma_u = 103.4 \text{ Mpa}$$

$$F_c = (0.8) \frac{0.5(0.75 \text{ mm})^2}{\tan(8)} (103.4 \text{ MPa})$$

$$F_c = 165.54 \text{ N}$$

Según los resultados con las 3 probetas juntas se requiere una fuerza de 165.54 N por lo tanto con esta fuerza se procede a realizar el cálculo de la potencia requerida por el motor.

3.3.3. Potencia requerida del motor

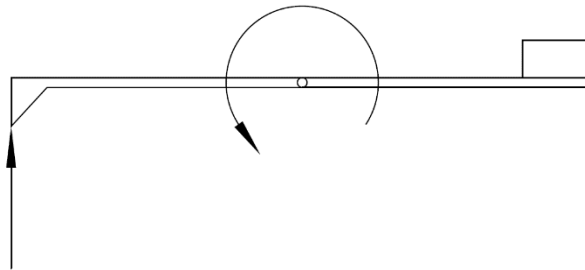


Figura 7: Configuración de la cuchilla

Para obtener la potencia requerida del motor se partirá del torque para cortar el PET, según la configuración que se muestra en la Figura 7, para ello se utiliza la fuerza de corte y la distancia desde el centro hasta el filo de la cuchilla como se muestra en la Figura 8.

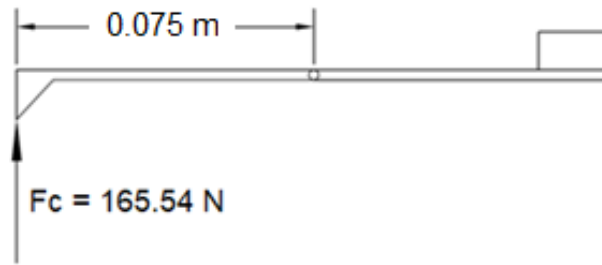


Figura 8: Torque producido por la fuerza de corte

$$\tau = 0.075m (165.54N)$$

$$\tau = 12.42 Nm$$

Por lo tanto, se requiere un torque de 12.42 Nm, para determinar el torque que requiere en el eje del motor se lo realiza por medio de la relación de transmisión.

3.3.3.1. Relación de transmisión

Partiendo de la velocidad angular en rpm del motor, las cuales se especificó anteriormente, siendo así la relación dada por la ecuación (25).

$$i = \frac{N_2}{N_1} \quad (25)$$

Fuente: (Shigley, 2012)

$$i = \frac{800}{1600} = 0.5$$

El diámetro obtenido de la polea conductora de 3 in (76.2 mm), el cual en la selección de bandas se especifica más detalladamente como se obtuvo el diámetro, posteriormente se calcula el diámetro de la polea conducida mediante la ecuación (26).

$$i = \frac{D_1}{D_2} \quad (26)$$

Fuente: (Shigley, 2012)

$$D_2 = \frac{76.2}{0.5} = 152.4 \text{ mm}$$

Por tanto, se requiere una polea de 152.4 mm aproximándole para considerar una polea disponible en el mercado tomando de 6 in (152.4 mm).

3.3.3.2. Transmisión de fuerzas

Por tanto, las fuerzas que se generan en la polea conducida se calculan por la ecuación (27):

$$F = \frac{\tau}{D_2/2} \quad (27)$$

Fuente: (Shigley, 2012)

$$F = \frac{12.415 \text{ Nm}}{0.076 \text{ m}} = 162.93 \text{ N}$$

Las fuerzas que se generan en la polea conducida son las mismas que se generan en la polea conductora, por tanto, utilizando la ecuación (28) se obtiene el torque generado en la polea conductora

$$\tau = F \left(\frac{D_1}{2} \right) \quad (28)$$

Fuente: (Shigley, 2012)

Torque requerido en el motor:

El diámetro obtenido de la polea conducida es de 6 in (0.1524 mm).

$$\tau = 162.93N \left(\frac{0.1524 m}{2} \right)$$

$$\tau = 12.41 Nm$$

La velocidad del motor es de 800 rpm por tanto la potencia requerida se obtiene:

$$Pot = \tau\omega = 12.41Nm \left(800 \left(\frac{2\pi}{60} \right) \frac{rad}{s} \right)$$

$$Pot = 1040.1 W = 1.39 hp \approx 1.5 hp$$

Basándonos en la ecuación (20) decimos que la potencia del motor será de:

$$Pd = 1.8 hp \approx 2 hp$$

3.4. Selección de bandas y poleas

Una vez calculada la potencia necesaria del motor para el sistema el siguiente paso es seleccionar la forma de transmitir la potencia del motor al sistema, la cual es la transmisión de potencia por bandas y poleas, ya que tiene características más afines a nuestro trabajo las cuales son:

- Funcionamiento del banco de pruebas disminuyendo significativamente el ruido y vibraciones haciendo que las pérdidas de energía sean menores.
- Proporcionar un rango de velocidades adecuado para realizar las pruebas en el PET
- Fácil de instalar y cambiar pues requiere limpieza y mantenimiento mínimo.
- Un sistema seguro en el cual, al encontrar obstrucciones, el sistema no se colapse y permita un tiempo de apagado del equipo en caso de que esto suceda.

El tipo de banda a utilizar según lo indica la Trelleborg es la banda en V o trapezoide la cual cumple de mejor manera las condiciones a las cuales va a estar sometida la máquina y la banda.

Las ecuaciones en las cuales se basa la selección de la banda son tomadas del catálogo de bandas y poleas. (Trelleborg, 2008)

3.4.1. Factor de servicio

La elección de K_d se según lo indica Trelleborg. Por lo que se tomó un factor de servicio de 1.2 como indica el catálogo. (Trelleborg, 2008)

Con este factor se procede a multiplicar con la potencia requerida con la ecuación (20):

$$Pd = 1.2 * 1.5 Hp$$

$$Pd = 1.8 hp$$

Esta potencia será denominada potencia de diseño.

3.4.2. Sección transversal de la banda

Ahora que la potencia de diseño y las revoluciones del motor son conocidas, se puede leer una sección transversal adecuada de la correa.

Si la intersección de las líneas para n_1 y P_d cae en o cerca del límite entre dos regiones de sección transversal, se debe utilizar la sección más adecuada para las condiciones en cuestión.

Factores especiales, como la escasez de espacio, pueden dictar el uso de una sección transversal.

En nuestro caso se seleccionó una sección tipo Z.

3.4.3. Diámetro de las poleas

El diámetro de paso estándar adecuado, de la polea conductora se selecciona del catálogo (Trelleborg, 2008). Dado que la relación de transmisión se aumenta en relación con la velocidad de la banda, el diámetro seleccionado de la polea conductora es normalmente tan grande como lo permiten las condiciones dadas para el accionamiento. Como se necesita una velocidad de 1600 rpm y una relación de transmisión de 0.5 se escoge una polea de 63 mm que en pulgadas es 2.48 in, dado que el mercado nacional se trabaja generalmente en unidades inglesas para este tipo de elementos se redondea el valor del diámetro de la polea, tomando así una polea de 3 in, mediante la ecuación (26) se obtiene que la polea conducida posee un diámetro de 6 in tal como se especificó anteriormente.

3.4.4. Velocidad de la banda

La velocidad de la banda se calcula usando la ecuación (21).

$$v = \frac{(1600rpm) * 63 mm}{19100}$$

$$v = 5.94 \frac{m}{s}$$

3.4.5. Aproximación entre centros

Como no se ha especificado la distancia entre centros, una regla útil dicha por Trelleborg es hacer que la distancia sea igual al diámetro de la polea grande con la siguiente ecuación (29).

$$a = \frac{D_1 + 3D_2}{2} \quad (29)$$

Fuente: catálogo (Trelleborg, 2008)

$$a = \frac{D_1 + 3D_2}{2}$$

$$a = \frac{0.126 + 3 * 0.063}{2}$$

$$a = 0.17$$

3.4.6. Longitud de la banda

La longitud de la banda preliminar se calcula utilizando la ecuación (30).

$$L_p = 2a + 1.57(D_1 + D_2) + \frac{(D_1 - D_2)^2}{4a} \quad (30)$$

Fuente: catálogo (Trelleborg, 2008)

$$L_p = 2 * 0.17 + 1.57(0.126 + 0.063) + \frac{(0.126 - 0.063)^2}{4 * 0.17}$$

$$L_p = 0.688 \text{ m}$$

Basándose en la Anexo G se obtiene una longitud de banda estándar de 700 mm.

$$L_{pT} = 0.700 \text{ m}$$

3.4.7. Distancia definitiva entre centros

Según el catálogo de Trelleborg la distancia correcta entre centros se la obtiene basándose en la ecuación (31) que plantea una relación entre la distancia estándar con la distancia preliminar y la distancia entre centros ya calculadas con anterioridad.

$$a_T = a - \frac{L_{pT} - L_p}{2} \quad (31)$$

Fuente: catálogo (Trelleborg, 2008)

$$a_T = 0.17 - \frac{0.700 - 0.688}{2}$$

$$a_T = 0.164 \text{ m}$$

3.4.8. Fuerzas que actúan en el eje en la posición de las poleas

Para realizar el análisis de las fuerzas nos basamos en la ecuación (22), éste manifiesta que tanto la fuerza del lado tensor como la del lado flojo son paralelas y sin inclinación alguna. Por lo cual se llamará P a la fuerza de transmisión requerida y tomando en cuenta que el factor de corrección para el arco de contacto se obtiene empleando el factor que es de $k_2=0.97$.

$$P = \frac{100 * 1.2 * 1.5 \text{ HP}}{5.94 \frac{\text{m}}{\text{s}} * 0.97}$$

$$P = 31.24 \text{ kgf}$$

Una vez obtenida la fuerza de transmisión utilizando las ecuaciones (23) y (24) se adquieren los valores de la tensión en la banda, T_1 y T_2 se encuentran distribuidas y representadas en la Figura 9

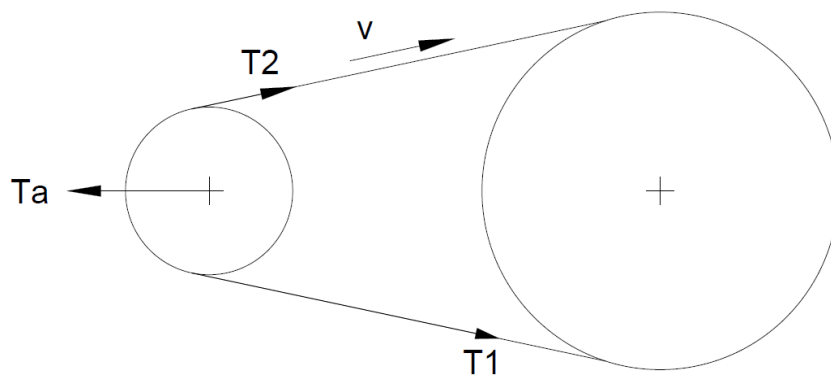


Figura 9 Disposición de las fuerzas en las bandas

$$T_1 = 1.25 * 31.24$$

$$T_1 = 39.05 \text{ kgf} = 383.08 \text{ N}$$

$$T_2 = 0.25 * 31.24$$

$$T_2 = 7.81 \text{ kgf} = 76.62 \text{ N}$$

3.5. Diseño del eje

Con los parámetros calculados anteriormente (potencia del motor, selección de bandas y poleas) se procede a realizar el diseño del eje, para lo cual se debe diseñar en tres aspectos diferentes que son:

- Diseño geométrico
- Diseño estático
- Diseño dinámico

3.5.1. Diseño geométrico

Para este diseño se debe considerar las prestaciones a las cuales el eje va a estar expuesto, además de tomar en cuenta los elementos externos que se van a acoplar al eje los cuales son:

- Rodamientos
- Poleas
- Cuchillas
- Prisioneros o chavetas

Según las ideas y las condiciones se ha determinado los rodamientos que se acoplan al eje deben ser unidos por medio de presión, para ello se va a tener una sección para el acople del rodamiento, esto también incurre en las poleas, pero a diferencias de los elementos anteriores estas van a ser sujetadas por medio de prisioneros los cuales, al revisar diversos catálogos ya se encuentran adjuntos a las poleas. Para la ubicación de las cuchillas se considera que estas deben tener una distancia del centro del eje al filo de la cuchilla lo cual varia el torque de las misma, esta distancia se puede determinar dependiendo de la disponibilidad en el mercado por lo que al ser para una máquina de ensayos los valores que se obtendrán serán para esas características. Por lo cual se determina que la sección del eje en la que van a ir ubicadas las cuchillas debe ser cuadrada, para dar un mayor agarre a la base de las cuchillas que se vaya a utilizar.

Mediante el análisis de los puntos planteados anteriormente se ha determinado que el diseño geométrico más apropiado es el que se muestra en la Figura 10.

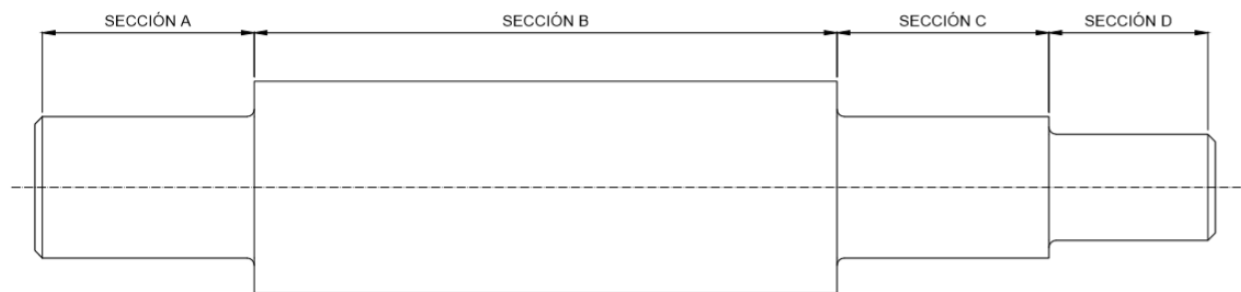


Figura 10 Diseño geométrico del eje

Siendo:

- Sección A y C, las secciones en las cuales se van a encontrar colocados los rodamientos.

- Sección B. la sección en la cual se van a colocar los soportes en los que se van a apoyar las cuchillas, cabe recalcar que esta sección, se la va a considerar como una sección cuadrada.
- Sección D, sección en la que se va a encontrar la polea que transmite la potencia del motor

Las dimensiones consideradas para el eje son demostradas en la Figura 11, estas dimensiones se han tomado referenciándole en las diferentes dimensiones de los elementos que componen el eje.

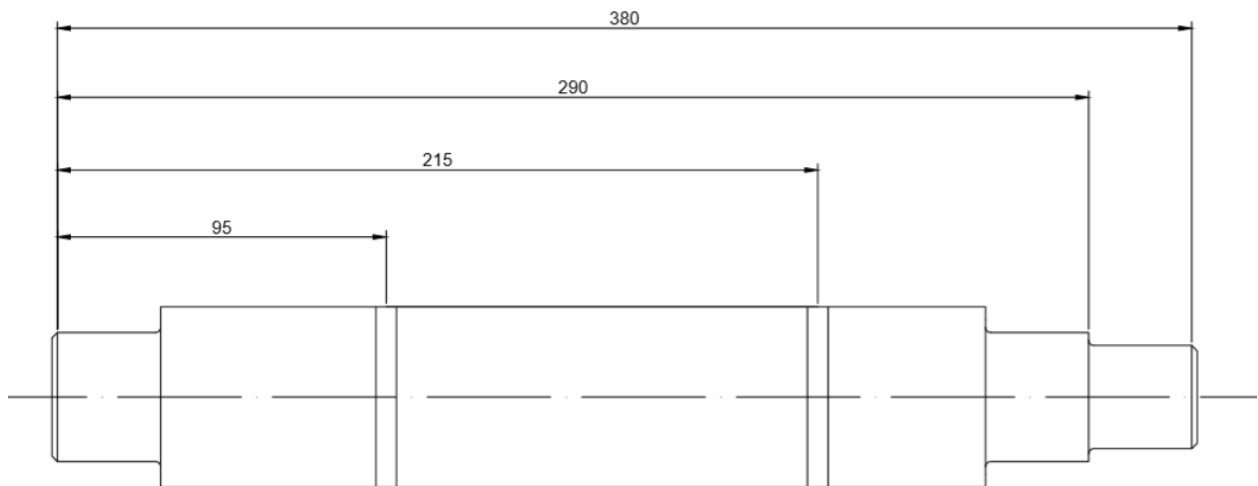


Figura 11 Dimensiones del eje.

3.5.2. Diseño estático

Para realizar el diseño estático se parten del diseño geométrico, en el cual se especifican las cargas a las cuales va a estar sometido el eje y con ello determinar el diámetro del eje requerido para mantener la confiabilidad del diseño.

3.5.2.1. Fuerzas aplicadas y reacciones

Las fuerzas vigentes en el eje son las fuerzas aplicadas por las bandas y por las poleas, las reacciones en el eje “X” y el eje “Y” y la fuerza de corte del PET, además se considera los efectos producidos por las fuerzas como los momentos y los torques tal como se muestra en la Figura 12, en la que se define las secciones en las cuales se va a considerar para el diseño, los valores de los parámetros que se utilizarán para obtener las reacciones se muestran a continuación.

$$F_{ct1} = F_{ct2} = \frac{F_c}{2}$$

La fuerza de corte tangencial es igual a la fuerza de corte del PET que se calculó para obtener la potencia del motor dividida para 2, esto se produce por el hecho de que la fuerza de corte del PET se distribuye linealmente a lo largo de la cuchilla y, además, esta fuerza de corte se reparte entre los dos apoyos, y al transmitir estas fuerzas al eje producen un torque.

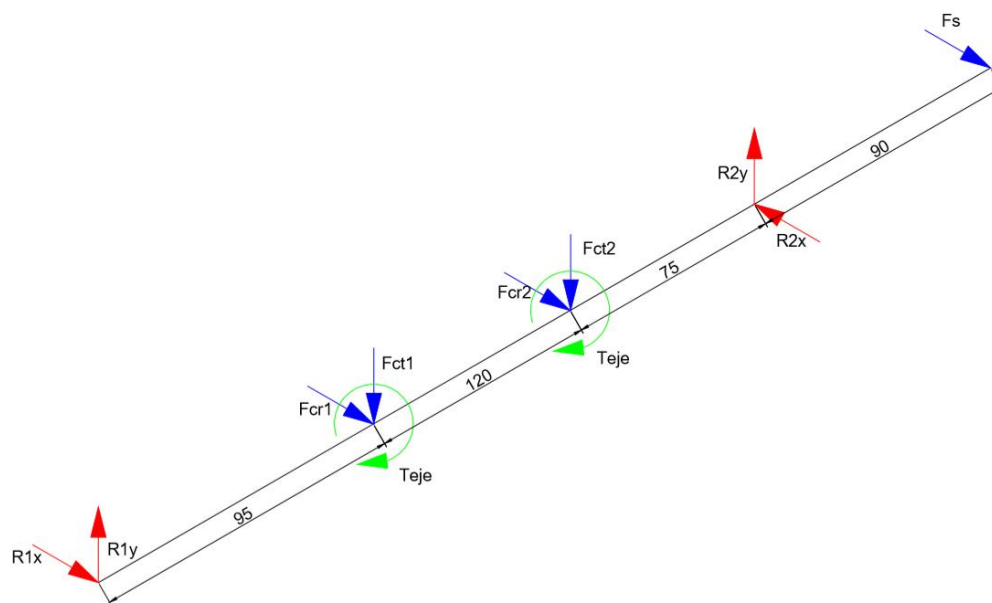


Figura 12 Distribución de fuerzas del eje

Para considerar y aplicar la fórmula de torque se considera una distancia como radio de corte que no es más que la distancia del centro del eje al filo de la cuchilla, la dimensión del radio de corte (r_c) se lo considero el radio más bajo que se podía fabricar según las investigaciones realizadas, puesto que entre menor sea el radio, la potencia requerida también será menor.

$$T_{eje} = F_{ct1}(r_c)$$

$$T_{eje} = 82.77 \text{ N} * (0.075 \text{ m})$$

$$T_{eje} = 6.21 \text{ Nm}$$

$$F_{ct1} = 82.77 \text{ N}$$

$$F_{ct2} = 82.77 \text{ N}$$

$$F_{cr1} = 0 \text{ N}$$

$$F_{cr2} = 0 \text{ N}$$

Para las fuerzas aplicadas por medio de las bandas y poleas se obtiene la fuerza neta y la fuerza superficial mediante la ecuación (32) y (33).

$$F_n = T_1 - T_2 \tag{32}$$

Fuente: (Norton, 2011)

$$F_n = 383.08 \text{ N} - 76.62 \text{ N}$$

$$F_n = 306.46 \text{ N}$$

$$F_s = T_1 + T_2 \quad (33)$$

Fuente: (Norton, 2011)

$$F_s = 383.08 \text{ N} + 76.62 \text{ N}$$

$$F_s = 459.7 \text{ N}$$

Las distancias que se aplican conforme se indica el diseño geométrico son las siguientes.

$$d_1 = 75 \text{ mm}$$

$$d_2 = 215 \text{ mm}$$

$$d_3 = 290 \text{ mm}$$

$$d_4 = 380 \text{ mm}$$

Además, se indican las propiedades del material en el cual se va a basar el diseño y la posterior construcción del eje. Este material debe cumplir con las características de rigidez y resistencia para que al momento de que el eje este en rotación y las cargas se apliquen a este, el eje no presente deflexiones altas ni tampoco presente fractura, por lo tanto mediante la selección del material se decide utilizar un material el cual muestra sus propiedades en la Tabla 2, SAE 1045, según (Spotts & Shoup, 1999) en su libro se dice que es recomendable usar un acero de alto carbono, puede ser lo contrario utilizando un acero de bajo carbono siempre que se realice un tratamiento térmico, además especifica que un acero recomendable para el trabajo que se está realizando es el acero SAE 1045.

Tabla 2
Propiedades del acero SAE 1045

Propiedades	Valor
Esfuerzo de fluencia	413 MPa (59900 psi)
Esfuerzo ultimo a la tracción	655 MPa (95000psi)
Elongación	23 %
Módulo de elasticidad	200 GPa (29000 ksi)
Densidad	7.85 g/cm ³ (0.284 lb/in ³)

Fuente: (Cia. General de Aceros S.A., 2007)

Partiendo de la ecuación (34) se opera hasta obtener la reacción 1 en X siento esta la ecuación (35).

$$\sum F_x = 0 \quad (34)$$

Fuente: Mecánica II (Perez, 2011)

$$R_{1x} + F_{cr1} + F_{cr2} + R_{2x} + F_s = 0$$

$$R_{1x} = -F_{cr1} - F_{cr2} - R_{2x} - F_s \quad (35)$$

Continuando con la ecuación (36) se obtiene la reacción 1 en Y como se muestra la ecuación (37).

$$\sum F_y = 0 \quad (36)$$

Fuente: Mecánica II (Perez, 2011)

$$R_{1y} - F_{c1} - F_{c2} + R_{2y} = 0$$

$$R_{1y} = F_{c1} + F_{c2} - R_{2y} \quad (37)$$

Utilizando la ecuación (38) en la sección A en el plano XZ se obtiene la reacción 2 en X que se indica en la ecuación (39).

$$\sum M_{AXZ} = 0 \quad (38)$$

Fuente: Mecánica II (Perez, 2011)

$$F_{cr1}(d_1) + F_{cr2}(d_2) + R_{2x}(d_3) + F_s(d_4) = 0$$

$$R_{2x} = -\frac{(F_{cr1}(d_1) + F_{cr2}(d_2) + F_s(d_4))}{d_3} \quad (39)$$

Utilizando la ecuación para obtener la reacción 2 en Y que se muestra en la ecuación aplicada en la sección A y en el plano YZ.

$$\sum M_{AYZ} = 0 \quad (40)$$

Fuente: Mecánica II (Perez, 2011)

$$F_{c1}(d_1) + F_{c2}(d_2) - R_{2y}(d_3) = 0$$

$$R_{2y} = \frac{F_{c1}(d_1) + F_{c2}(d_2)}{d_3} \quad (41)$$

Reemplazando los valores en las ecuaciones obtenidas se obtienen los valores de las reacciones.

$$R_{2x} = -612.933 \text{ N}$$

$$R_{2y} = 88.851 \text{ N}$$

$$R_{1x} = 153.233 \text{ N}$$

$$R_{1y} = 76.619 \text{ N}$$

Con los resultados obtenidos en el cálculo de las reacciones se tiene los valores de los momentos y fuerzas cortantes en cada sección, respaldados mediante los diagramas de momentos y fuerzas cortantes.

Fuerzas cortantes en el plano XZ.

$$V_{Axz} = 153.233 \text{ N}$$

$$V_{Bxz} = 153.233 \text{ N}$$

$$V_{Cxz} = 153.233 \text{ N}$$

$$V_{Dxz} = -612.933 \text{ N}$$

$$V_{Exz} = 459.7 \text{ N}$$

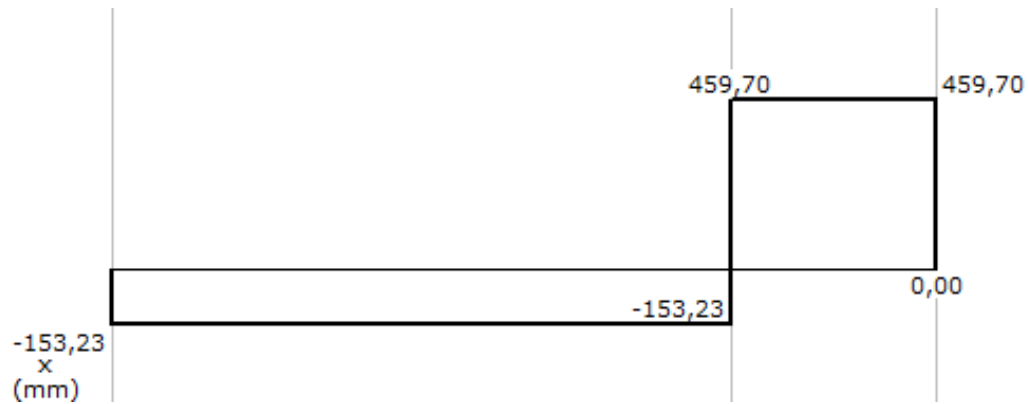


Figura 13 Diagrama de fuerzas cortante en el Plano X-Z

Fuerzas en el plano YZ.

$$V_{Ayz} = 76.619 \text{ N}$$

$$V_{Byz} = 82.77 \text{ N}$$

$$V_{Cyz} = 82.77 \text{ N}$$

$$V_{Dyz} = 88.851 \text{ N}$$

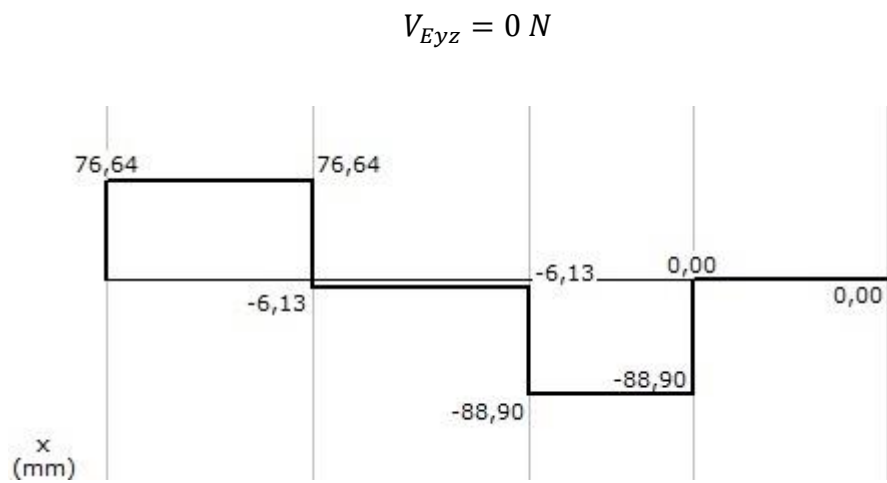


Figura 14 Diagrama de fuerzas cortante en el Plano Y-Z

Momentos en el plano XZ.

$$M_{Axz} = 0 \text{ Nm}$$

$$M_{Bxz} = 14.557 \text{ Nm}$$

$$M_{Cxz} = 29.88 \text{ Nm}$$

$$M_{Dxz} = 41.37 \text{ Nm}$$

$$M_{Exz} = 0 \text{ Nm}$$

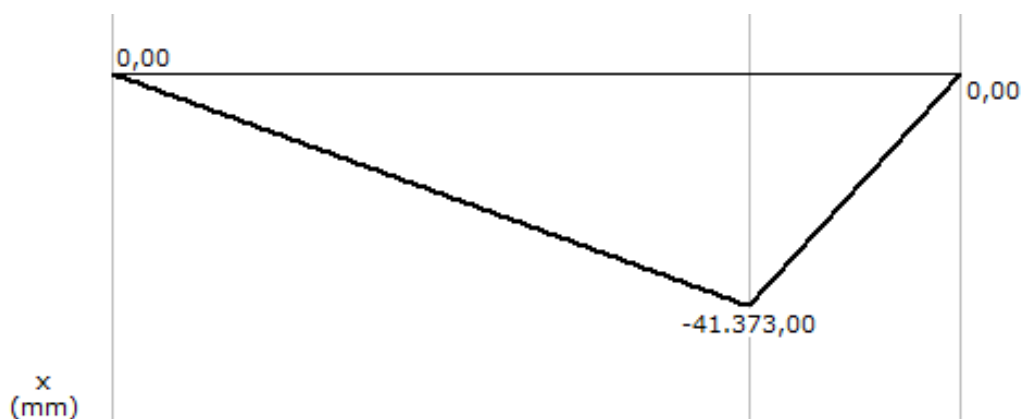


Figura 15 Diagrama del momento flector en el Plano X-Z

Momentos en el plano YZ.

$$M_{Ayz} = 0 \text{ Nm}$$

$$M_{Byz} = 7.279 \text{ Nm}$$

$$M_{Cyz} = 6.664 \text{ Nm}$$

$$M_{Dyz} = 0 \text{ Nm}$$

$$M_{Eyz} = 0 \text{ Nm}$$



Figura 16 Diagrama del momento flector en el Plano Y-Z

Analizando los momentos en cada sección obteniendo el momento resultante según la ecuación (42).

$$M = \sqrt{M_{xy}^2 + M_{yz}^2} \quad (42)$$

Fuente: (Perez, 2011)

$$M_A = \sqrt{M_{Axz}^2 + M_{Ayz}^2} = 0 \text{ Nm}$$

$$M_B = \sqrt{M_{Bxz}^2 + M_{Byz}^2} = 16.276 \text{ Nm}$$

$$M_C = \sqrt{M_{Cxz}^2 + M_{Cyz}^2} = 30.615 \text{ Nm}$$

$$M_D = \sqrt{M_{Dxz}^2 + M_{Dyz}^2} = 41.373 \text{ Nm}$$

$$M_E = \sqrt{M_{Exz}^2 + M_{Eyz}^2} = 0 \text{ Nm}$$

Análisis de los cortantes resultantes en cada sección mediante la ecuación (43).

$$V = \sqrt{V_{xy}^2 + V_{yz}^2} \quad (43)$$

Fuente: (Perez, 2011)

$$V_A = \sqrt{V_{Axz}^2 + V_{Ayz}^2} = 171.321 \text{ N}$$

$$V_B = \sqrt{V_{Bxz}^2 + V_{Byz}^2} = 174.159 \text{ N}$$

$$V_C = \sqrt{V_{Cxx}^2 + V_{Cyz}^2} = 174.123 \text{ N}$$

$$V_D = \sqrt{V_{Dxz}^2 + V_{Dyz}^2} = 619.34 \text{ N}$$

$$V_E = \sqrt{V_{Exz}^2 + V_{Eyz}^2} = 459.7 \text{ N}$$

Con los resultados se verifica que la sección crítica se encuentra en la sección D, siendo que el material es dúctil el análisis de falla se lo toma por el esfuerzo flector el cual producirá el fallo en el eje.

3.5.2.2. Análisis de esfuerzos

Los esfuerzos se dejan en función del diámetro el cual se determinará mediante la aplicación de los teoremas de falla.

3.5.2.2.1. Esfuerzo cortante

El punto crítico de la sección se encuentra en el lugar más alejado de la línea neutra por lo tanto el esfuerzo en este punto es 0.

3.5.2.2.2. Esfuerzo flector

El esfuerzo flector se obtiene mediante la ecuación.

$$\sigma_f = \frac{M_{max}c}{I} \quad (44)$$

Fuente: (Shigley, 2012)

$$\sigma_f = \frac{M_D(c)}{\frac{1}{4}\pi r^4}$$

$$\sigma_f = \frac{M_D \left(\frac{d_D}{2}\right)}{\frac{1}{4} \pi \left(\frac{d_D}{2}\right)^4}$$

$$\sigma_f = \frac{32 M_D}{\pi d_D^3}$$

3.5.2.2.3. Esfuerzo cortante por torsión

Este esfuerzo se lo obtiene mediante la aplicación del torsor máximo en el eje en la ecuación (45), resultando así en un efecto cortante en el punto crítico del eje.

$$\tau = \frac{Tr}{J} \quad (45)$$

Fuente: (Shigley, 2012)

$$\tau_{z1x1} = \frac{T_{eje} \left(\frac{d_D}{2}\right)}{\frac{1}{2} \pi \left(\frac{d_D}{2}\right)^4}$$

$$\tau_{z1x1} = \frac{16 T_{eje}}{\pi d_D^3}$$

3.5.2.2.4. Esfuerzos principales

Mediante la combinación de esfuerzos se obtiene los esfuerzos principales con los cuales se valorará posteriormente el factor de seguridad. Estos esfuerzos se obtienen al aplicar la ecuación (46).

$$\sigma_{1,2} = \left(\frac{\sigma_x + \sigma_y}{2}\right) \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x + \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau^2} \quad (46)$$

Fuente: (Perez, 2011)

$$\tau_{max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} \quad (47)$$

Fuente: (Perez, 2011)

$$\sigma_{1,2} = \left(\frac{\sigma_f + 0}{2} \right) \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_f + 0}{2} \right)^2 + \tau_{z1x1}^2}$$

$$\sigma_{1,2} = \left(\frac{\frac{32 M_D}{\pi d_D^3}}{2} \right) \pm \sqrt{\left(\frac{\frac{32 M_D}{\pi d_D^3}}{2} \right)^2 + \left(\frac{16 T_{eje}}{\pi d_D^3} \right)^2}$$

$$\sigma_{1,2} = \left(\frac{\frac{32 M_D}{\pi d_D^3}}{2} \right) \pm \sqrt{\left(\frac{\frac{32 M_D}{\pi d_D^3}}{2} \right)^2 + \left(\frac{16 T_{eje}}{\pi d_D^3} \right)^2}$$

$$\sigma_1 = \left(\frac{16 M_D}{\pi d_D^3} \right) + \sqrt{\left(\frac{16 M_D}{\pi d_D^3} \right)^2 + \left(\frac{16 T_{eje}}{\pi d_D^3} \right)^2}$$

$$\sigma_2 = \left(\frac{16 M_D}{\pi d_D^3} \right) - \sqrt{\left(\frac{16 M_D}{\pi d_D^3} \right)^2 + \left(\frac{16 T_{eje}}{\pi d_D^3} \right)^2}$$

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{16 M_D}{\pi d_D^3} \right)^2 + \left(\frac{16 T_{eje}}{\pi d_D^3} \right)^2}$$

Obtenido los valores de los esfuerzos principales se aplica la teoría de falla

3.5.2.3. Determinación del diámetro del eje

Mediante la aplicación de las teorías de falla se obtiene el valor del diámetro que debe tener el eje para soportar las cargas en un análisis estático, para ello se emplea la teoría de cortante máximo especificada en la ecuación (48), el cual se recomienda para materiales dúctiles.

$$n = \frac{0.5 S_y}{\tau_{max}} \quad (48)$$

Fuente: (Perez, 2011)

El factor de seguridad utilizado para determinar el diámetro es de 2, este factor, el cual basándonos en el libro “Machine Design Projects” de (Vidosic, 2007) considerará un límite inferior de 2, puesto que se utiliza para materiales conocidos y en condiciones ambientales moderadamente constantes, y las consideraciones iniciales de las dimensiones de los elementos del banco de pruebas y de manera iterativa, llegar al diseño adecuado de los elementos teniendo en cuenta que estos existan en el mercado nacional.

Reemplazando la ecuación del τ_{max} en la ecuación (48) se calcula el diámetro que se necesita para el diseño estático.

$$2 = \frac{0.5(413 \text{ MPa})}{\sqrt{\left(\frac{16(4.13 \times 10^4 \text{ Nmm})}{\pi(d_D)^3}\right)^2 + \left(\frac{16(6.21 \times 10^3 \text{ Nmm})}{\pi(d_D)^3}\right)^2}}$$

Despejando y resolviendo la ecuación nos indica.

$$d_D = 12.73 \text{ mm}$$

Por lo tanto 12.73 mm es el diámetro requerido por medio de un análisis estático.

3.5.3. Diseño Dinámico

Los factores que se recalcan en el diseño por fatiga son aquellos que intervienen o afectan de manera directa e indirecta al funcionamiento del elemento a diseñar, considerados por el ambiente

que los rodea, la temperatura entre las condiciones de prueba y las condiciones reales. Las diferencias en los modos de carga también se tienen que considerar.

El diseño que se plasma en esta sección del diseño es la segunda iteración, puesto que en la segunda iteración los valores obtenidos convergen en un valor similar, cabe recalcar que la primera iteración se basó en el diámetro calculado en el diseño estático.

3.5.3.1. Límite de resistencia a la fatiga no corregida

Basándose en la ecuación (49) se obtiene un valor estimado del límite de resistencia a la fatiga. Definiendo así un límite de resistencia a la fatiga aproximado.

$$S_{enc} = 0.5 * S_{ut} \quad (49)$$

Fuente: (Norton, 2011)

$$S_{enc} = 0.5 * 655 \text{ MPa}$$

$$S_{enc} = 327.5 \text{ MPa}$$

3.5.3.2. Factor de carga

El factor de carga tiene como función reducir la resistencia del eje a la carga axial, según el tipo de trabajo al cual esté sometido, puesto que los casos, para los cuales se han considerado los factores son en base a pruebas en flexión giratoria. (Norton, 2011)

El factor de carga utilizado en el caso que se estudia es de 1, ya que el eje está trabajando a flexión.

$$C_{carga} = 1$$

3.5.3.3. Factor de tamaño

Este factor fue aplicado ya que el diámetro de la carga estática es mayor a las pruebas de las vigas giratorias y estática. Utilizado para reducir la resistencia.

Aplicando el análisis que se plantea en la revisión bibliográfica se utiliza la ecuación (50) mediante la cual se obtiene el factor de tamaño.

$$C_{\text{tamaño}} = 1.189d_D^{-0.097} \quad (50)$$

Fuente: (Norton, 2011)

$$C_{\text{tamaño}} = 1.189(20.308)^{-0.097}$$

$$C_{\text{tamaño}} = 1.735$$

Como el factor calculado sobrepasa el valor de 1 se toma como factor de carga 1, esto se procederá a realizar en los diferentes factores que al igual que en este caso sobrepasen la unidad.

3.5.3.4. Factor de superficie

Para obtener el factor de superficie se utiliza la ecuación (51), y los valores de las variables se los toma de la Tabla 3, según el proceso a realizar en el eje, el cual es un proceso de maquinado que sugiere los valores de las variables, $A_s = 4.51$ y $b = -0.265$, calculando así el factor de superficie.

Tabla 3
Coeficiente del factor de superficie

Acabado superficial	Para S_{ut} en Mpa se usa		Para S_{ut} en kpsi (<u>no psi</u>) se usa	
	A	b	A	b
Esmerilado	1.58	-0.085	1.34	-0.085
Maquinado o rolado en frío	4.51	-0.265	2.7	-0.265
Rolado en caliente	57.7	-0.718	14.4	-0.718
Forjado	272	-0.995	39.9	-0.995

Fuente: (Norton, 2011)

$$C_{sup} = A_s(S_{ut})^b \quad (51)$$

Fuente: (Norton, 2011)

$$C_{sup} = 4.51(655)^{-0.265}$$

$$C_{sup} = 0.81$$

3.5.3.5. Factor de temperatura

Según las condiciones que se han asumido para el diseño de la máquina se ha especificado que la máquina trabajará a temperatura ambiente y que los componentes de la misma, no sobrepasan la temperatura de 100 °C, sea esta temperatura por fricción o por otras circunstancias que se presenten durante el funcionamiento. Por lo cual el factor de temperatura aplicado es:

$$C_T = 1$$

3.5.3.6. Factor de confiabilidad

La confiabilidad definida para la máquina es de 99.9%, esta confiabilidad se ha determinado por las condiciones a las que se va a encontrar sometida la máquina, estas suposiciones se realizaron en función del tiempo de operación de la máquina y de la manipulación de la misma, siendo que el tiempo de funcionamiento es mínimo y discontinuo, además de ser manipulada por estudiantes.

Según la Tabla 4 para la confiabilidad seleccionada el factor de confiabilidad es:

Tabla 4
Factores de confiabilidad

% de confiabilidad	C_{conf}
50	1.000
90	0.897
95	0.868
99	0.814
99.9	0.753
99.99	0.702
99.999	0.659
99.999	0.620

Fuente: (Norton, 2011)

$$C_{conf} = 0.753$$

3.5.3.7. Limite a la fatiga corregido

En el diseño estático ya se ha determinado que el material a utilizar es un acero dúctil, por lo tanto según la revisión bibliográfica se especifica que en este caso para el diseño dinámico se utiliza el límite a la fatiga corregido, ya con los factores calculados se aplica la ecuación (52).

$$S_e = C_{carga} C_{tamaño} C_{sup} C_T C_{conf} S_{enc} \quad (52)$$

Fuente: (Norton, 2011)

$$S_e = (1)(1)(0.81)(1)(0.753)(327.5)$$

$$S_e = 199.47 \text{ MPa}$$

3.5.3.8. Concentradores de esfuerzos

Como se ha especificado en el diseño geométrico el eje cuenta con cambios de sección lo que genera concentradores de esfuerzos a considerar, para ello se cuantifica el efecto producido por este al eje, al diseñar y obtener una memoria de cálculo más confiable.

3.5.3.8.1. Sensibilidad de la muesca

Para cuantificar los concentradores de esfuerzos se parte del cálculo de la sensibilidad de la muesca q , la cual se calcula mediante la ecuación (53), para este caso se ha considerado un radio de muesca de 0.5 mm aproximadamente, la constante de Neuber interpolando los valores que se indican en la Tabla 5 es de 0.066 para el acero que se está utilizando, por lo cual se calcula el valor de q .

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{r}} \quad (53)$$

Fuente: (Norton, 2011)

Tabla 5
Constante de Neuber para aceros

S_{ut} (kpsi)	$\sqrt{a}(in^{0.5})$
50	0.130
55	0.118
60	0.108
70	0.093
80	0.080
90	0.070
100	0.062
110	0.055
120	0.049
130	0.044
140	0.039
160	0.031
180	0.024
200	0.018
220	0.013
240	0.009

Fuente: (Norton, 2011)

$$q = \frac{1}{1 + \frac{0.066}{\sqrt{0.02}}}$$

$$q = 0.682$$

Con el valor calculado de la sensibilidad de la muesca se procede a calcular los concentradores de esfuerzos para los casos que se analizan en el diseño.

Según el diseño en la primera iteración se especifica un diámetro de 20.31 mm para la sección D, como se detalla en el diseño geométrico, las portas cuchillas se montarán en un eje cuadrado, por lo que el valor del lado del eje será 20.308 mm, para los posteriores cálculos.

3.5.3.8.2. Concentrador de esfuerzo a torsión

Para el diseño se considera el factor de esfuerzo a torsión, ya que es uno de los esfuerzos que producen la falla en el eje. Para ello mediante la ecuación (55) se obtiene el valor de K_{ts} . Para esto

se especifica la relación del diámetro mayor y el diámetro menor, esta relación se establece de la siguiente manera.

Cálculo de la hipotenusa del eje cuadrado.

$$D = \sqrt{(d_D)^2 + (d_D)^2}$$

$$D = \sqrt{(20.308)^2 + (20.308)^2}$$

$$D = 28.72 \text{ mm}$$

Este valor se considera como diámetro mayor para determinar la relación de diámetros mediante la ecuación (54).

$$\frac{D}{d_D} \tag{54}$$

Fuente: (Norton, 2011)

$$\frac{28.72 \text{ mm}}{20.308 \text{ mm}} = 1.414$$

Este valor no se encuentra dentro del Anexo O, por lo cual se toma el valor más próximo que es de 1.33, con este valor se ingresa a la Tabla 6 y se determina los valores de las variables A y b los cuales se reemplazan en la ecuación.

Tabla 6*Factores de concentrador de esfuerzo torsión*

D/d	A	b
2.00	0.86331	-0.23865
1.33	0.84897	-0.23161
1.20	0.83425	-0.21649
1.09	0.90337	-0.12692

Fuente: (Norton, 2011)

$$K_{ts} = A_{cet} \left(\frac{r}{d_B} \right)^{b_{cet}} \quad (55)$$

Fuente: (Norton, 2011)

$$K_{ts} = 0.84897 \left(\frac{5 \text{ mm}}{20.308 \text{ mm}} \right)^{-0.231611}$$

$$K_{ts} = 2.002$$

3.5.3.8.3. Concentrador de esfuerzo a flexión

Al igual que el caso anterior se calcula el concentrador de esfuerzo para el caso de la flexión, de la misma manera que el caso anterior se utiliza la misma relación del diámetro mayor y menor, simplemente que para este caso se utilizan diferentes coeficientes de A y b, según la Tabla 7.

Tabla 7*Factores de concentrador de esfuerzo a flexión*

D/d	A	B
6.00	0.87868	-0.33243
3.00	0.89334	-0.30860
2.00	0.90879	-0.28598
1.50	0.93836	-0.25759
1.20	0.97098	-0.21796
1.10	0.95120	-0.23757
1.07	0.97527	-0.20958
1.05	0.98137	-0.19653
1.03	0.98061	-0.18381
1.02	0.96048	-0.17711
1.01	0.91938	-0.17032

Fuente: (Norton, 2011)

$$K_t = A_{cet} \left(\frac{r}{d_B} \right)^{b_{cet}}$$

$$K_t = 0.97098 \left(\frac{5 \text{ mm}}{20.308 \text{ mm}} \right)^{-0.21796}$$

$$K_t = 2.177$$

3.5.3.8.4. Concentrador de esfuerzo dinámico

Utilizando los valores de concentrador de esfuerzos anteriores se utiliza la ecuación (56) y se determina los concentradores de esfuerzos dinámicos los cuales se utilizan para determinar el diámetro en condiciones de fatiga.

$$K_f = 1 + q(k_t - 1) \tag{56}$$

Fuente: (Norton, 2011)

$$K_f = 1 + 0.68(2.18 - 1)$$

$$K_f = 1.80$$

El valor del concentrador de esfuerzo alternante es 1.802.

$$K_{fs} = 1 + q(k_{ts} - 1)$$

$$K_{fs} = 1 + 0.682(2.002 - 1)$$

$$K_{fs} = 1.683$$

El valor del concentrador de esfuerzo medio es 1.68.

Según el análisis de concentradores de esfuerzos para determinar el valor del concentrador de esfuerzo medio a fatiga se recurre al análisis de tres posibilidades de los cuales se utiliza la relación (57) para determinar este concentrador de esfuerzo, por lo cual analizando esta relación se tiene:

$$K_f(\sigma_{max}) < S_y \quad (57)$$

Fuente: (Norton, 2011)

$$2.18(50.6 \text{ MPa}) < 413 \text{ MPa}$$

$$91.2 \text{ MPa} < 413 \text{ MPa}$$

Por lo que cumple dicha condición se procede a aplicar la ecuación (58).

$$K_{fsm} = K_{fs} \quad (58)$$

Fuente: (Norton, 2011)

$$K_{fsm} = 1.683$$

Teniendo así el concentrador de esfuerzo medio a fatiga de 1.683.

3.5.3.8.5. Determinación del diámetro del eje a fatiga

Para determinar el diámetro requerido para las prestaciones de la máquina se utiliza la ecuación (59), para la cual se ha considerado un factor de seguridad de 2.5.

$$d_{Df} = \left\{ \left(\frac{32 N_{se}}{\pi} \right) \left[\left(\frac{K_f M_{max}}{S_e} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(K_{fsm} \frac{T_{eje}}{S_y} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}} \quad (59)$$

Fuente: (Norton, 2011)

$$d_{Df} = \left\{ \left(\frac{32 (2.5)}{\pi} \right) \left[\left(\frac{(1.81)(41.37 Nm)}{199.47 MPa} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(6.208 Nm \frac{6.21 Nm}{413 MPa} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$d_{Df} = 21.21 mm = 0.84 in$$

Por lo tanto, para la sección crítica se requiere un eje de diámetro mínimo de 21.21 mm (0.84 in.) Mediante el análisis del mercado nacional por medio de catálogos se determinó que se utilizará un eje cuadrado de 1 in, asegurando así el diámetro de 1 in en la sección crítica y manteniendo la sección cuadrada para la sujeción de las cuchillas, garantizando así que el eje diseñado soporte las cargas aplicadas, esto se sustenta mediante la simulación en el programa SolidWorks.

3.5.4. Validación del diseño mediante el Software SolidWorks

3.5.4.1. Análisis estático del eje

Para realizar el análisis estático del eje, primero se debe realizar el modelado 3D de la pieza con las dimensiones que se han determinado en el diseño, tal como se muestra en la Figura 17.

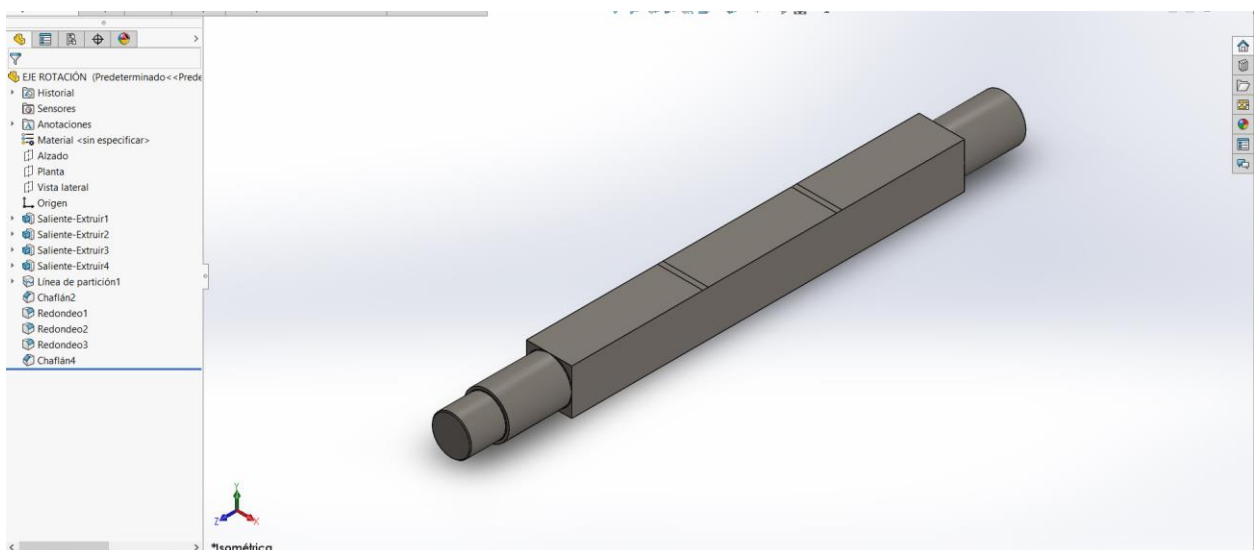


Figura 17 Modelado 3D del eje de rotación

Utilizando el complemento “simulation” del software SolidWorks, se genera un nuevo estudio, en este caso es un estudio estático, el cual más adelante se utilizará para realizar la validación del diseño dinámico.

Una vez generado el nuevo estudio se selecciona el tipo de material según el diseño, se agrega el tipo de sujeción, las cargas a las que va a estar sometido (para este caso se utilizarán cargas remotas) según los valores obtenidos en el diseño del eje y finalmente se genera el mallado, como se muestra en la Figura 18.

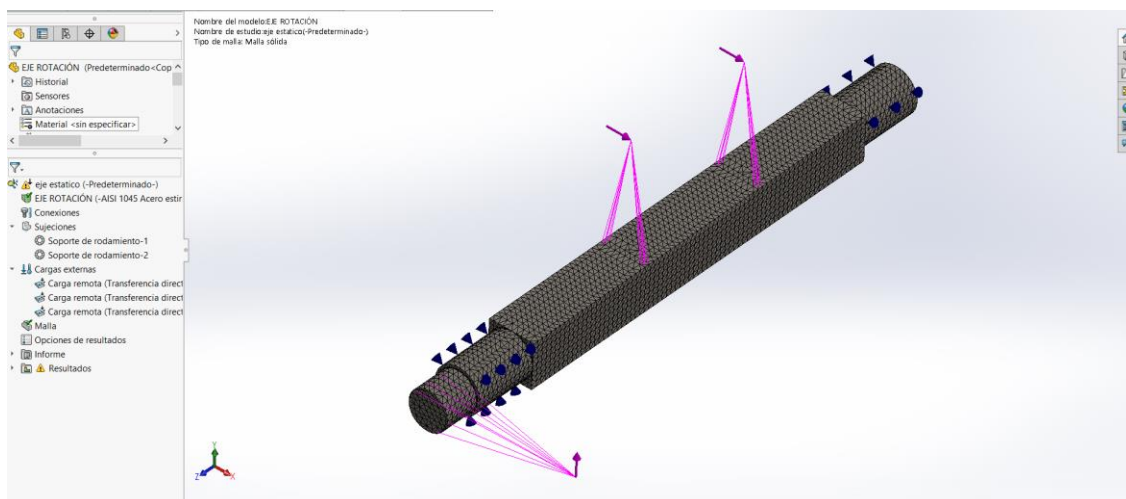


Figura 18 Mallado del eje con las cargas y sujeciones

Se debe recalcar que las sujeciones para este caso son del tipo rodamiento, la cual permite simular el comportamiento de una manera más real.

3.5.4.1.1. Resultados

Tensiones de VonMises

Como se aprecia en la Figura 19 los mayores valores de la tensión se encuentran donde se ejerce la torsión por efecto de la polea, siendo el máximo valor de 77.49 MPa .

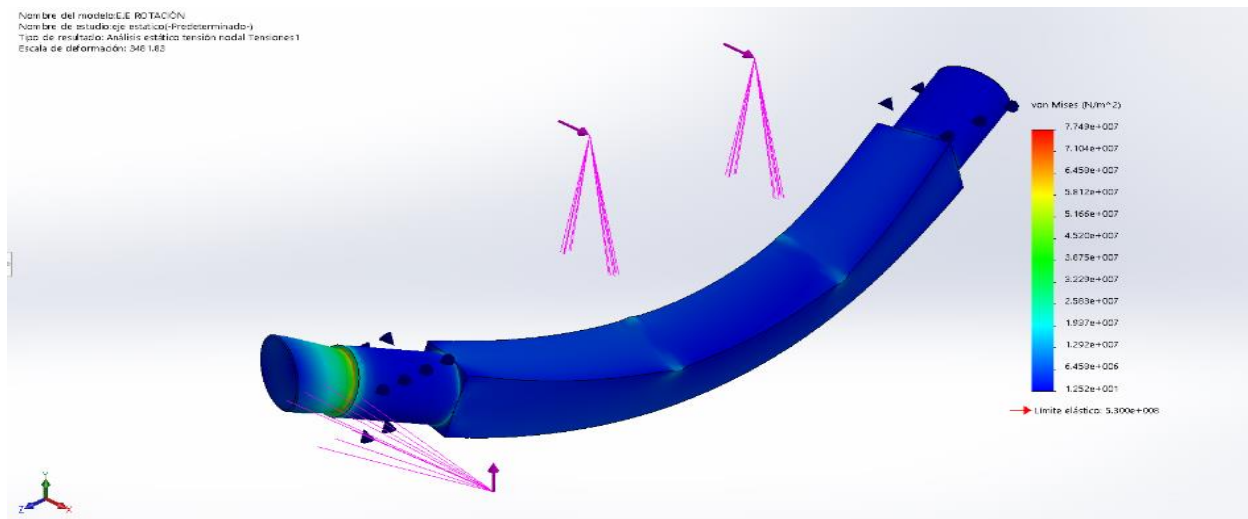


Figura 19 Tensiones en el eje

Deformaciones

Como se indica en la Figura 20, se determinó que los máximos desplazamientos en el eje se encuentran donde las cuchillas ejercen la fuerza en el momento que se realiza el corte, con las cargas aplicadas se puede apreciar que el mayor desplazamiento es de 0.01227 mm y el menor desplazamiento tiende a cero, lo que implica que en el eje no se ejerce un desplazamiento que comprometa la operatividad del equipo.

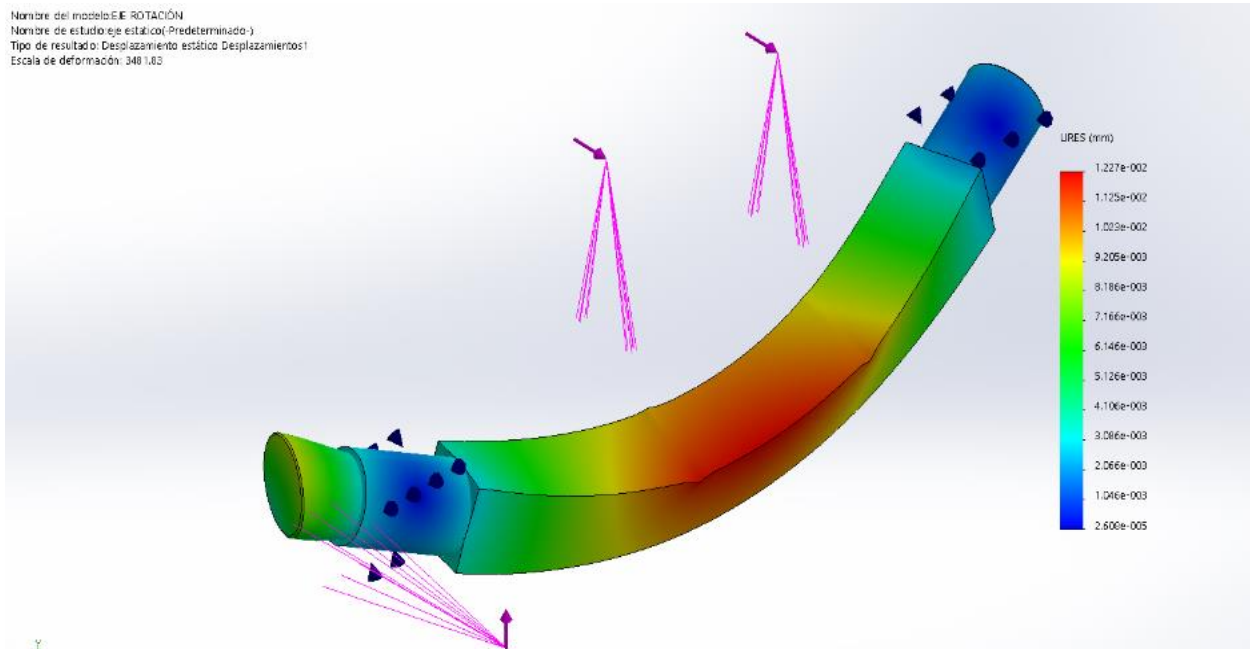


Figura 20 Desplazamientos en el eje

Factor de seguridad

Según la Figura 21, se aprecia que el eje cuenta con una gran resistencia, lo que queda demostrado al obtener el factor de seguridad, siendo que el menor valor del factor de seguridad de 6.839, lo indicando así que el valor de los esfuerzos que se encuentran cargados en el eje son 6.839 veces menor que el valor de la fluencia del material, por lo que el diseño del eje se encuentra validado en el análisis estático.

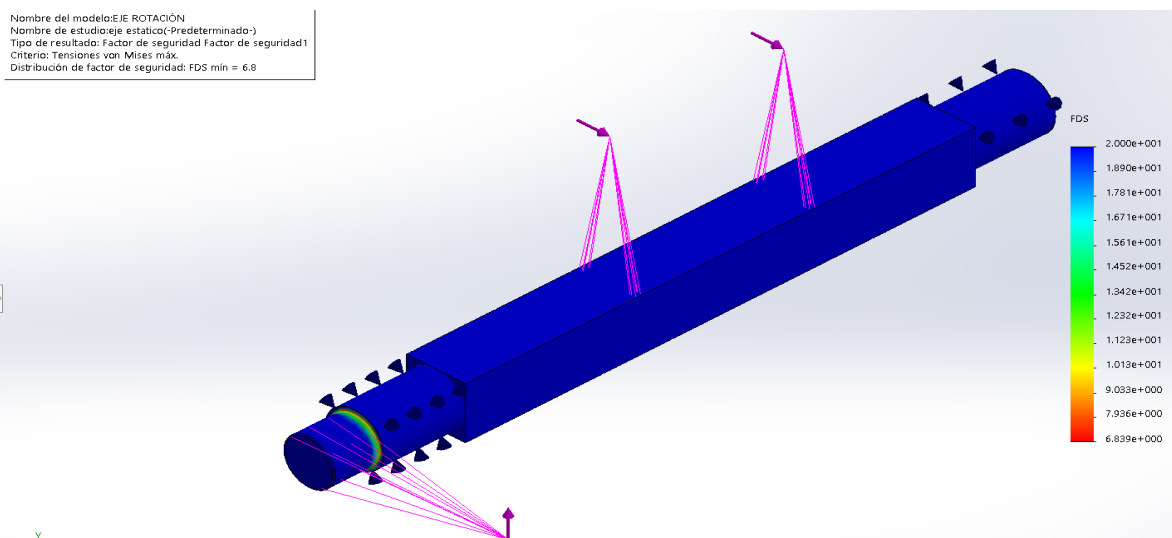


Figura 21 Factor de seguridad del eje

3.5.4.2. Análisis estático del porta cuchillas

De igual manera que se realizó el análisis estático del eje, se realiza para el porta cuchillas en el cual se define el material que es acero A36, se selecciona las sujeciones para este caso se toma como geometría fija en la unión con el eje, esto se puede realizar ya que el porta cuchillas se encuentra sometido solo a la fuerza ejercida por el impacto al realizarse el corte. Con estos valores creados se puede generar la malla, como se muestra en la Figura 22.

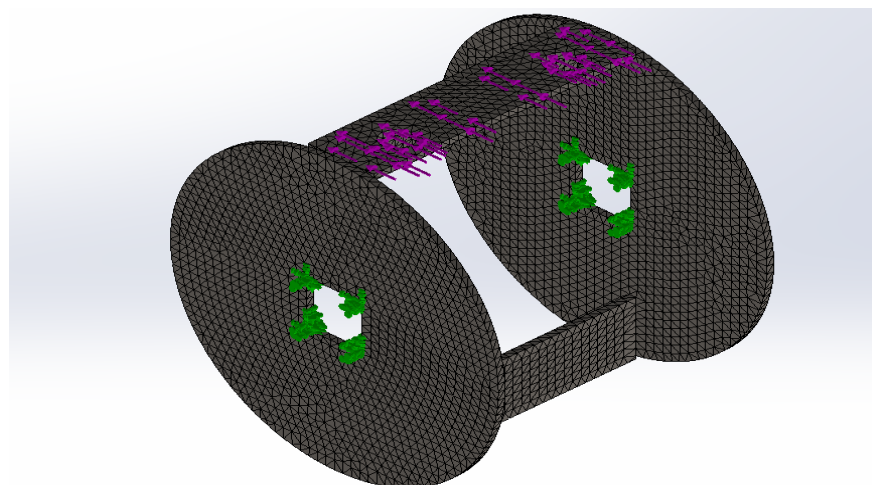


Figura 22 Mallado del porta cuchilla

Con el mallado realizado se procede a ejecutar la simulación.

3.5.4.2.1.Resultados

Tensiones de VonMises

Como se puede ver en la Figura 23 , las tensiones generadas no sobrepasan el límite elástico del material, lo que indica que el porta cuchillas soporta las cargas sin generar deformación plástica. Siendo el mayor valor de la tensión 7.155×10^6 Pa y el menor valor 1.654×10^2 Pa.

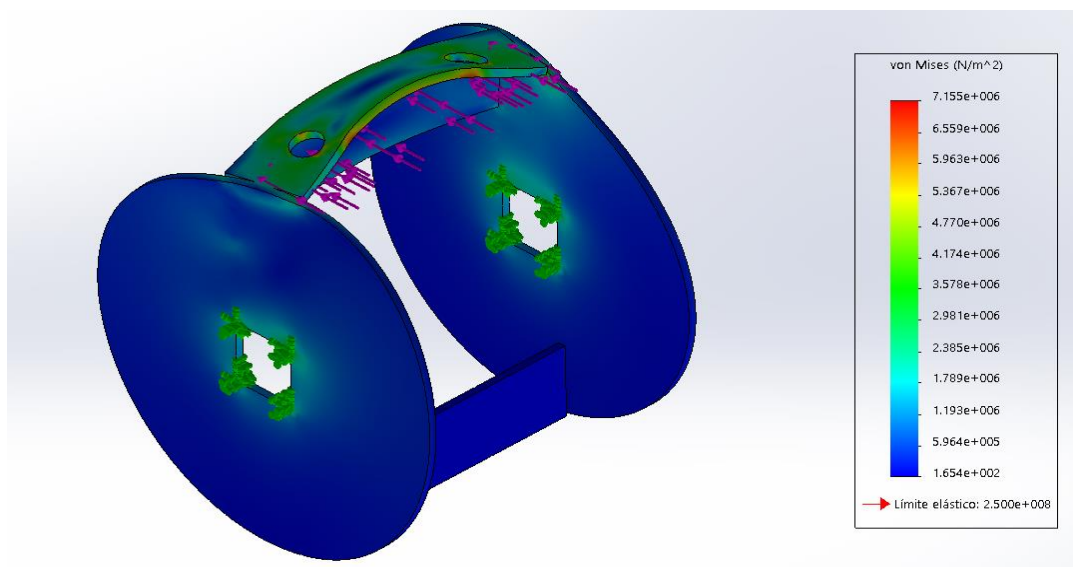


Figura 23 Tensiones de VonMises en el porta cuchillas

Desplazamientos

Los desplazamientos son los valores en los que más se debe mantener énfasis, esto debido a que si se genera desplazamientos altos pueden generar fallos en las mediciones a tomar. Como se aprecia en la Figura 24 , los desplazamientos no sobrepasan los $5.709 \times 10^{-3}mm$ lo que indica que los resultados que se obtengan en las pruebas no se verán afectados por los desplazamientos en el porta cuchillas.

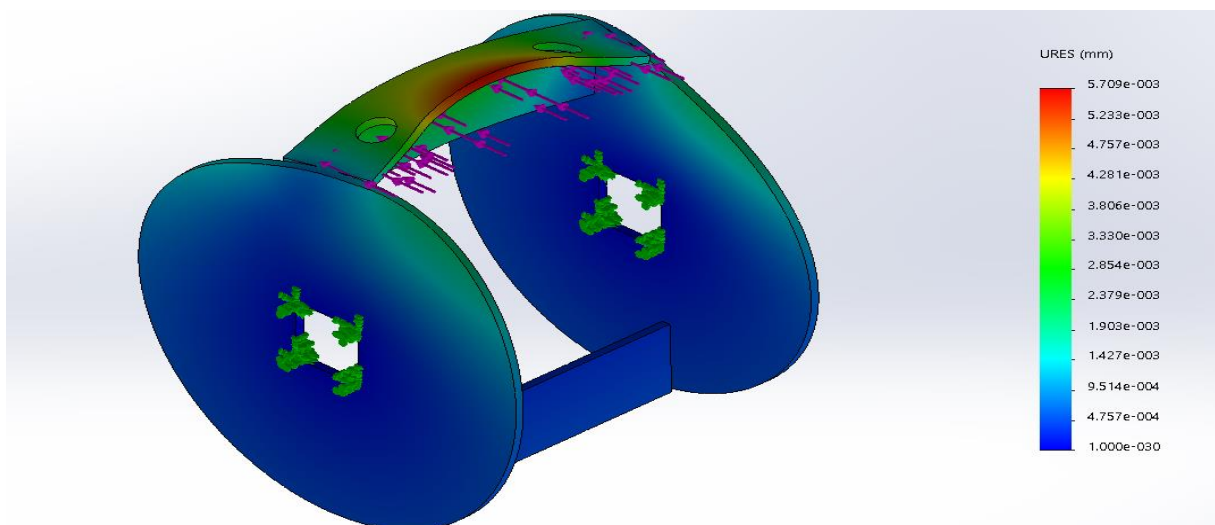


Figura 24 Desplazamientos en el porta cuchillas

Factor de seguridad

En la Figura 25 se muestra la distribución del factor de seguridad en toda el porta cuchillas, como se puede ver el factor mínimo de seguridad es de 3.212 y el mayor es de 60. Por lo que se puede concluir que el porta cuchillas soporta las cargas aplicadas.

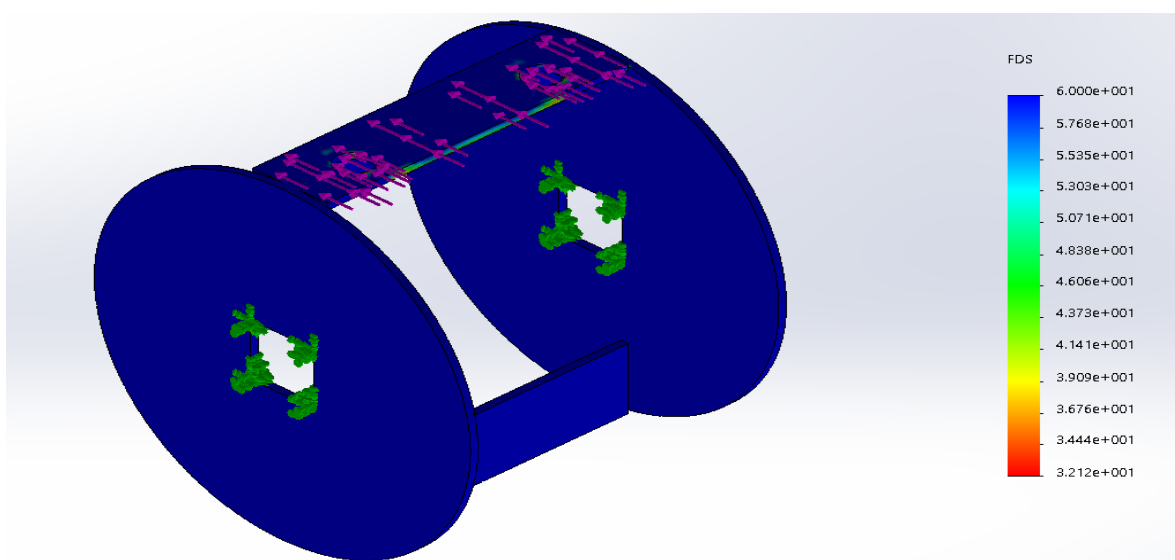


Figura 25 Factor de seguridad en el porta cuchillas

3.5.1.1. Análisis dinámico del eje

Para poder realizar la simulación dinámica del eje el software SolidWorks, se requiere primero crear el diagrama S-N, con en el cual se va a basar la simulación para obtener los resultados, este diagrama se lo obtiene de la siguiente manera:

El valor del esfuerzo último a la tensión es el valor que se encuentra a 0 ciclos, por lo cual este es nuestro primer valor. Continuando se obtiene el valor de la resistencia del material a 10^3 ciclo, la cual se determina por la ecuación (60).

$$S_m = 0.9S_{ut} \quad (60)$$

Fuente: (Norton, 2011)

Aplicando la ecuación anterior se tiene:

$$S_m = 0.9(655MPa)$$

$$S_m = 589.5 MPa$$

Para continuar con la obtención del diagrama se obtiene el valor del límite de resistencia a la fatiga corregida, el cual se calculó previamente en la sección del diseño mecánico, este valor se lo considera para un valor de 10^6 ciclos y además es el mismo valor para los ciclos en adelante.

$$S_e = 199.47 MPa$$

Con estos valores obtenidos se plantea la Tabla 8, la cual se ingresa en el Software para determinar el comportamiento a fatiga del material como se muestra en la Figura 26.

Tabla 8*Valores del diagrama S-N fatiga*

Ciclos	Carga (MPa)
10^0	655
10^3	589.5
10^6	199.47
10^9	199.47

Propiedades | Tablas y curvas | Curvas SN de fatiga | Apariencia | Rayado | Personaliz

Origen
 Interpolar: Log-log
 Definir: curva-0(R=0)
 Derivar de módulo elástico del material:
 Basado en curvas de acero austenítico ASME
 Basado en curvas de acero al carbono ASME
 Definir la ecuación de fatiga S-N (para análisis de fatiga de vibración aleatorio)

Vista preliminar
 Ver todo

Datos de tabla
 Factor de tensión (R): 0 Unidades: N/mm² (MPA)

Puntos	N	S
1	0	655
2	1000	589.5
3	1000000	199.47
4	1000000000	199.47

Archivo
 Ver
 Guardar

Origen:
 Aplicar Cerrar Guardar Config... Ayuda

Figura 26 Valores del diagrama S-N fatiga

Con estos valores ingresados en el programa se obtiene el diagrama S-N como se muestra en Figura 27, además para la simulación se analiza el eje trabajando a 10^8 ciclos.

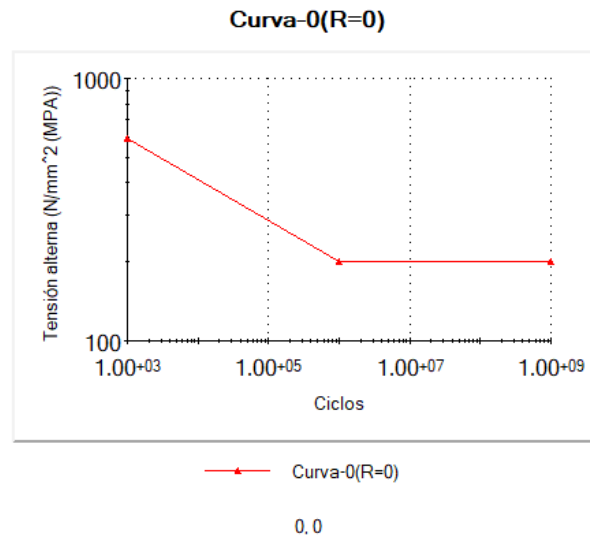


Figura 27 Curva S-N para el acero AISI 1045

Con estos datos se realiza la simulación, para ello se requiere realizar previamente el análisis estático del elemento.

3.5.1.1.1. Resultados

Con los resultados obtenidos en la simulación respecto al daño, como se muestra Figura 28, se ha determinado que no existe daño alguno en el eje, lo que indicaría que el eje está trabajando en vida infinita como se muestra en la Figura 29.

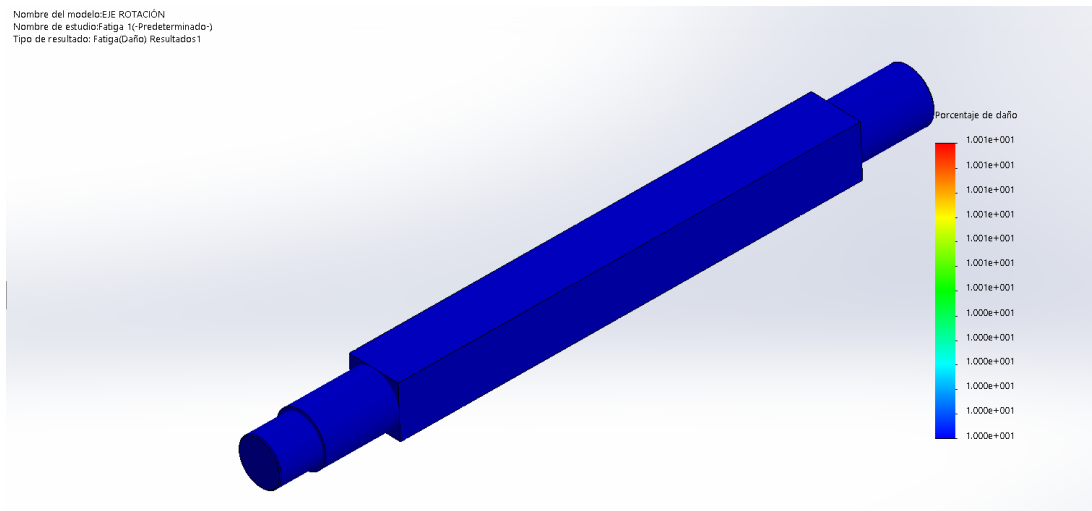


Figura 28 Resultado de la simulación a fatiga (daño)

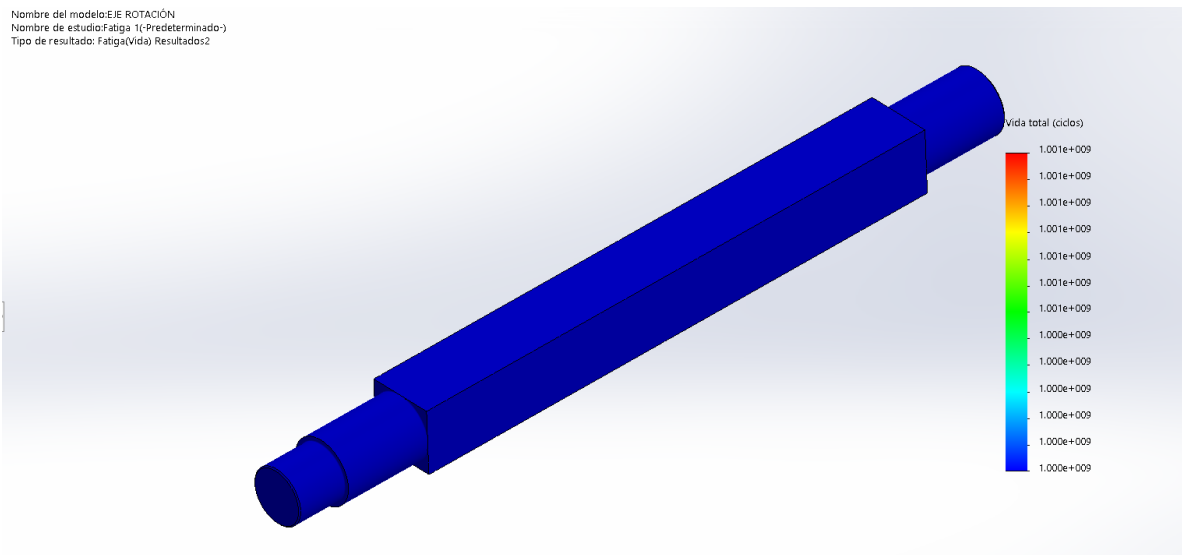


Figura 29 Resultado de simulación a fatiga (Vida)

En conclusión, el diseño realizado soporta las cargas a las cuales va a estar sometidas, validando así el diseño planteado.

3.6. Selección de Rodamientos

Para la selección de rodamientos se utiliza el catálogo NTN 2202-&/S (New Technology Network, 2004). Según los parámetros de diseño y de acuerdo a las cargas a las cuales va a estar sometido el banco de pruebas, se parte suponiendo que se requieren rodamientos que soporten cargas medianas y que estos sean apropiados para altas velocidades, además que giren silenciosamente. Basándose en el Anexo G Se plantea que el rodamiento a seleccionar es el rodamiento rígido de bolas pues son los más adecuados ya que trabajan a altas velocidades, bajo torque friccional y presentan buenas características acústicas. Su capacidad de carga es relativamente baja tanto en la dirección radial como la axial.

3.6.1. Análisis para el rodamiento en el punto D

Para el análisis se toma los puntos de apoyo, puesto que ahí se van a adecuar los rodamientos, y seleccionando de los dos apoyos el que presenta mayor valor de la fuerza cortante.

3.6.1.1. Carga radial dinámica equivalente

Para el análisis se plantea que el eje trabajara en cargas radiales ya calculadas en los ítems anteriores, ahora aplicando la ecuación (61).

$$Pr = XFr + YFa \quad (61)$$

Fuente (New Technology Network, 2004)

Siendo Fr la fuerza radial igual al cortante en la sección D de 0.61 kN y las fuerzas axiales Fa , para este caso no se tiene un valor cuantificable de estas fuerzas, pero se debe considerar que

existen fuerzas axiales no intencionales producto de desniveles entre apoyos, deflexiones en el eje producidas por los momentos que actúan en este. (Westcott Company, 1995)

Los factores de “X” y “Y” son listados en el catálogo (Trelleborg, 2008)

$$X = 1 \text{ y } Y = 0$$

$$Pr = 1 * 0.61 + 0$$

$$Pr = 0.61 \text{ kN}$$

3.6.1.2. Carga radial estática equivalente

Esta carga causara deformación permanente, en el punto de D se calcula aplicando la ecuación (62)

$$Pr_0 = 0.6Fr + 0.5 Fa \quad (62)$$

Fuente: (New Technology Network, 2004)

$$Pr_0 = 0.6 * 0.61 + 0.5 * 0$$

$$Pr_0 = 0.366 \text{ kN}$$

Según el catálogo New Technology Network (NTN) recomienda que cuando existe una fuerza radial estática menor a la fuerza radial se toma como igual a ambas es decir que la nueva fuerza radial estática será igual a la fuerza radial.

$$\text{Cuando } Pr_0 < Fr \text{ use } Pr_0 = Fr \quad (63)$$

$$0.366 \text{ kN} < 0.61 \text{ kN}$$

$$Pr_0 = 0.61 \text{ kN}$$

Con el valor de la capacidad de carga dinámica de 0.63 kN, y siendo el mismo valor de la carga estática para un eje de 25.4 mm de diámetro, del Anexo I se elige el rodamiento que soporta hasta 1.10 KN de carga dinámica.

3.6.2. Vida nominal básica

Este modelo estadístico planteado por New Technology Network (NTN) se expresa como el número total de horas de operación, se considera que la máquina será usada 8 horas al día por 250 días al año, y ya que la velocidad de rotación se la puede considerar de trabajo medio, el rodamiento se cambiará cada 5 años.

$$L_{10} = t * n \quad (64)$$

$$t = 250 * 8 * 5 \text{ hr}$$

$$t = 1 \times 10^6 \text{ hr}$$

Y siendo n la velocidad angular que es de 800 rpm.

$$L_{10} = t * n$$

$$L_{10} = 480 \times 10^6 \text{ rev}$$

3.6.2.1. Vida nominal ajustada

La vida nominal de un rodamiento se puede calcular mediante la ecuación (65) y esta se presenta en millones de revoluciones 10^6 .

$$L_{na} = \alpha_1 * \alpha_2 * \alpha_3 * L_{10} \quad (65)$$

3.6.2.1.1. Factor de confiabilidad α_1

El valor de confiabilidad es indicado en el catálogo de Trelleborg en el Anexo J se muestra la tabla de este factor.

$$\alpha_1 = 0.21$$

3.6.2.1.2. Factor de característica del rodamiento α_2

Considerando la misma característica que para el factor de temperatura, esto indica que condición a la que la máquina trabajará es a temperatura ambiente y que los componentes de la misma no sobrepasaran la temperatura de 100 °C. La selección de este factor está indicada en el Anexo K.

$$\alpha_2 = 1$$

3.6.2.1.3. Factor de condiciones de operación α_3

Este factor es utilizado para compensar los efectos de mala lubricación por las condiciones de trabajo que pueden ocurrir como es la temperatura o la velocidad de rotación y otros factores que incidan en la vida del rodamiento. Se presenta en el Anexo L.

$$\alpha_3 = 1$$

Una vez calculado los factores y la vida nominal básica se afirma que la vida funcional del rodamiento es de:

$$L_{na} = 0.26 * 1 * 1 * 480 \times 10^6$$

$$L_{na} = 0.26 * 1 * 1 * 480x10^6$$

$$L_{na} = 124.8x10^6 \text{ rev}$$

Pasadas estas revoluciones recomendables cambiar de rodamiento.

3.6.3. Lubricación del rodamiento

Para obtener un buen desempeño y funcionamiento del rodamiento se debe disminuir las fricciones, esto ocurre por la presencia del lubricante que forma una delgada película de aceite sobre las superficies de contacto. Pero no todos los lubricantes funcionan iguales para los rodamientos, para ello se debe conocer su viscosidad y demás características para una buena selección, acorde al trabajo que va a realizar.

3.6.3.1. Viscosidad recomendada

El valor de la viscosidad se obtiene del catálogo (Anexo M) diciendo que para rodamientos de bola es.

$$v_1 = 13 \frac{mm^2}{s}$$

Una vez obtenido el valor de la viscosidad se necesita saber la temperatura como se ha dicho en ítem anterior que trabajara en una temperatura inferior a los 100 °C. Y según el catálogo el lubricante que se necesita es un ISO VG 69. Este lubricante posee una formula con aceites básicos vírgenes de alto grado de refinación, conjuntamente cuenta con aditivos que mejoran sus propiedades. Anexo N

Para la sujeción de los rodamientos se elegirá un soporte de pie.

3.7. Diseño de cuchillas

Las cuchillas dentro del proyecto juegan un papel fundamental, puesto que, dependiendo de los ángulos de la cuchilla, la fuerza para el corte del PET puede variar, por ello se debe realizar un diseño de cuchillas adecuado.

3.7.1. Diseño geométrico de las cuchillas

La geometría, la cual va a tener la cuchilla para el corte se basa en geometrías referenciales (dimensiones), las cuales se han tomado de diferentes libros y catálogos. Las dimensiones para las cuchillas utilizadas en la máquina se han ajustado a la disponibilidad de espacio según el diseño del eje. Los parámetros los cuales se han mantenido constantes en los catálogos son los ángulos de corte los cuales se han especificado en la sección de los parámetros de corte para el PET, dando así una cuchilla móvil y fija como se muestra en la Figura 30, los ángulos que se han maquinado en la cuchilla son los ángulos $\gamma = 8^\circ$ y el ángulo $\beta = 82^\circ$, mientras que el ángulo α se lo va a ajustar al momento de colocar la cuchilla sobre el soporte, puesto que este tiene una inclinación que esta entre 6 y 8 grados, tal como debe tener el ángulo α . (Rossi, 1979)

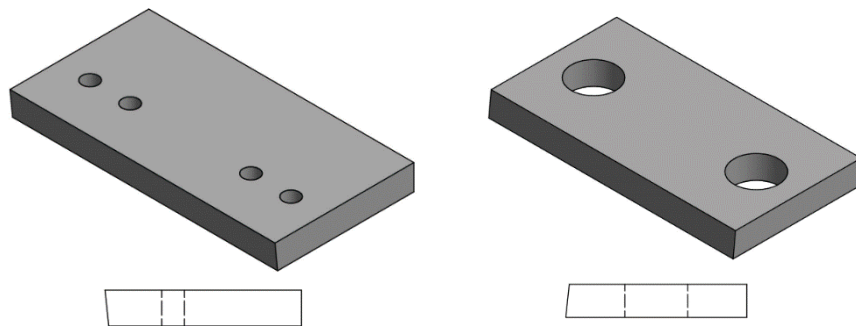


Figura 30 Cuchilla fija y cuchilla móvil

3.7.2. Selección del material

El material de las cuchillas debe cumplir con las siguientes condiciones:

- Alta dureza
- Trabajo en frío
- Buena maquinabilidad
- Buena resistencia al desgaste

Estas condiciones son las que se consideran las más imprescindibles en el funcionamiento de la máquina, por lo cual el material a utilizar se seleccionara de las tres opciones siguientes las cuales se recomiendan para trabajo en frío según el catálogo de IVAN BOHMAN como se muestra en la Tabla 9.

Tabla 9

Aceros para trabajo en frío

material	características	propiedades mecánicas
Acero AISI 01	<ul style="list-style-type: none"> • Templable en aceite para uso general • Apto para diferentes aplicaciones • Buena maquinabilidad • Estabilidad dimensional en el temple • Buena combinación de dureza • Bajo costo 	<ul style="list-style-type: none"> • Densidad: 7800 Kg/m³ • Módulo de elasticidad: 190000 N/mm² • Dureza: 54-60 HRC

→
continua

Acero AISI D6	<ul style="list-style-type: none"> • Alta resistencia al desgaste • Elevada resistencia a la compresión • Adecuado para aplicaciones que requieren alta resistencia al desgaste • Alto costo 	<ul style="list-style-type: none"> • Densidad: 7700 Kg/m³ • Módulo de elasticidad: 194000 N/mm² • Dureza: 56-60 HRC
Acero AISI D2	<ul style="list-style-type: none"> • Alta resistencia al desgaste • Alta resistencia a la compresión • Buena resistencia al revenido • Costo moderado 	<ul style="list-style-type: none"> • Densidad: 7700 Kg/m³ • Módulo de elasticidad: 193000 N/mm² • Dureza: 54-56 HRC

Fuente: (Ivan Bohman C.A., 2019)

Analizando las propiedades y características de los aceros para trabajo en frío, se llega a la solución de que el material adecuado para las cuchillas es el acero AISI 01, por tener una buena maquinabilidad y un bajo costo, además de que los tres aceros presentan propiedades mecánicas similares.

3.7.2.1. Tratamiento térmico

El material seleccionado cuenta con las características requeridas para el corte, pero cabe recalcar que, para obtener una mayor eficiencia en el corte, una menor pérdida del filo y mantener los ángulos de corte constantes, se debe realizar un tratamiento térmico, con la finalidad de disminuir las causas de falla al tomar los datos de estudio.

Los tratamientos que se realizarán en el material son el temple y el revenido que presenta las siguientes características, las cuales se las ha tomado de la gráfica que indica el catálogo según muestra la Figura 31 y Figura 32.

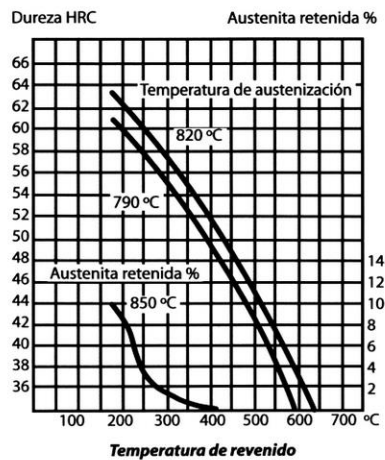


Figura 31 Gráfica de temperatura de austenización
Fuente (Ivan Bohman C.A., 2019)

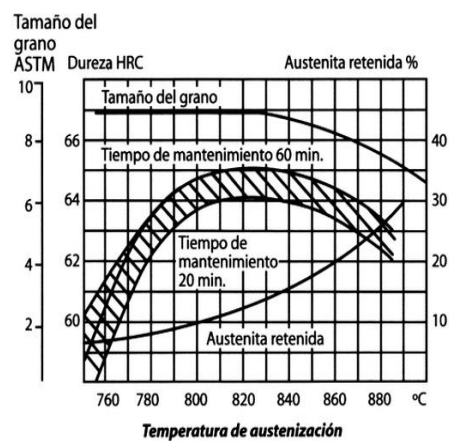


Figura 32 Gráfica del tiempo de Mantenimiento para el temple
Fuente: (Ivan Bohman C.A., 2019)

- Temperatura de temple: 820 °C
- Tiempo de mantenimiento: menor a 20 minutos
- Fluido de enfriamiento: Aceite
- Temperatura de revenido: 200 °C
- Fluido de enfriamiento del revenido: aceite

Con los parámetros descritos anteriormente se obtiene un material con dureza de 62 HRC, esto se puede verificar en las gráficas propuesta por el proveedor.

3.7.3. Diseño del porta cuchillas

El porta cuchillas tiene como función sujetar la cuchilla móvil al eje de rotación, para que esta produzca el corte del PET al pasar por la cuchilla fija.

Como se estableció anteriormente, la distancia que lleva del centro del eje al extremo en el filo de las cuchillas debe ser de 75 mm, puesto que, con ello, según las recomendaciones dadas en el ámbito industrial, se ha determinado que reduce la potencia requerida del motor, y a su vez genera que el movimiento de la cuchilla móvil sea más estable.

Con estos parámetros ya determinados se concluye que el porta cuchillas móvil debe ser circular con un diámetro exterior de 150 mm, y en el centro debe tener un agujero cuadrado de 25 mm, como se muestra en la Figura 33 para poder montar las porta cuchillas al eje cuadrado, generando así mayor sujeción de las cuchillas y evitar el deslizamiento del porta cuchillas con el eje. Además, la unión del porta cuchillas con el eje, están sujetos por un cordón de soldadura formado al contorno con electrodo E6011.

El porta cuchillas además cuenta con un espesor de 3mm, y debe fabricarse en un acero A36. EL porta cuchillas debe estar balanceado pues así evitaremos vibraciones que puedan afectar a las mediciones de la fuerza.

Para la sujeción de la cuchilla móvil a la porta cuchillas se debe colocar una platina en L de 20x20 mm, la cual debe ir soldada a la porta cuchillas.

Además, se deben colocar en el extremo opuesto de la cuchilla móvil un contra peso, como se muestra en la Figura 33, para evitar las vibraciones que se puedan producir al estar la máquina en movimiento.

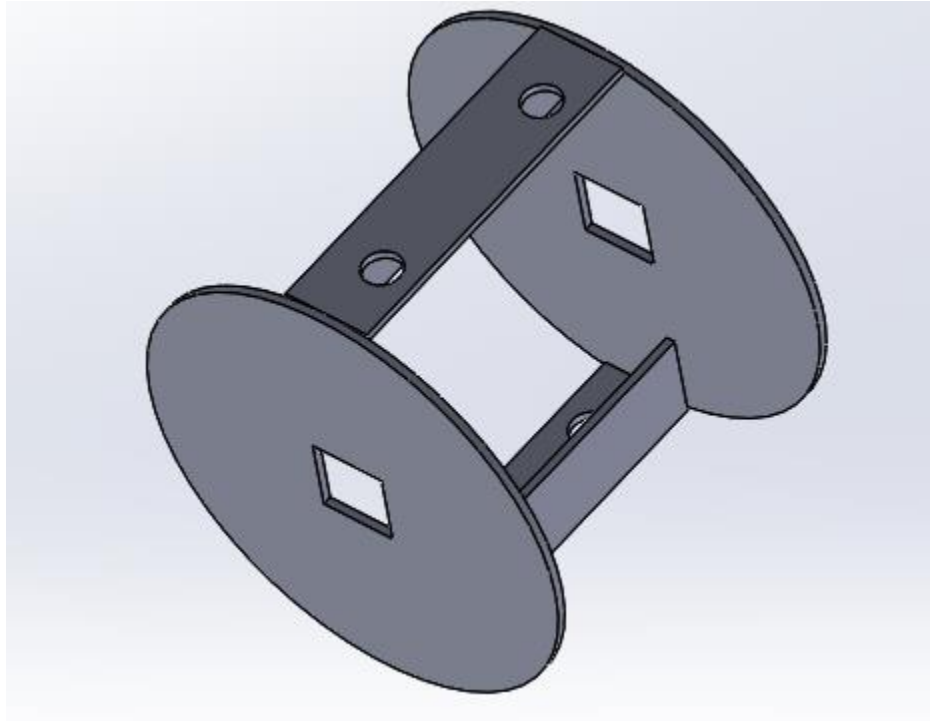


Figura 33 Porta cuchillas

3.7.4. Sujeción de la cuchilla fija

En la parte de la cuchilla fija es en donde se adjuntará la celda de carga, con la cual se tomará la medición de la fuerza de impacto producida al cortar el PET, por lo tanto, la cuchilla fija estará sujeta directamente a las celdas de carga, para que el valor de la fuerza a medir sea el valor real producido por el corte del PET, todo esto debe estar a un mismo nivel.

3.8. Diseño del perno sujeción de cuchillas

Para el diseño del perno se toma en cuenta la disponibilidad del mercado, para lo cual el diseño se centra en determinar el diámetro que requiere el perno para soportar las cargas.

3.8.1. Material del perno

Cada perno tiene diferente tipo de material a utilizarse dependiendo de las prestaciones que requiere el perno, para pernos sometidos a condiciones favorables se recomienda utilizar un perno de acero ASTM A304 grado A. (La casa del perno , 2015)

Este acero cuenta con las propiedades mecánicas que se muestran en la Tabla 10.

Tabla 10

resistencia a la tracción ASTM A307 grado A

Propiedad	Valor
Resistencia a la fluencia	36 Ksi (250 MPa)
Resistencia última a la tracción	60 Ksi (414 MPa)

Fuente: (American Fasteners Corp., 2010)

3.8.2. Diámetro del perno

Los pernos van a estar sometidos a las fuerzas de corte del PET, para las cuales se ha diseñado el eje de rotación en el cual está sujeta la cuchilla móvil, estas fuerzas se distribuyen a los dos pernos puesto que los pernos se colocarán en los agujeros A y B como se indica en la Figura 34, por lo que se entiende, los pernos estarán sujetos a fuerzas cortantes.



Figura 34 Disposición de los agujeros para los pernos en la cuchilla

La fuerza aplicada a cada perno en cortante es F_{ct1} y F_{ct2} respectivamente.

$$F_{ct1} = F_{ct2} = 82.87 \text{ N}$$

Para obtener un diámetro adecuado se supone un diámetro inicial en este caso de 10 mm, con ello se determina el esfuerzo cortante en el perno.

$$\tau_{perno} = \frac{F_{ct1}}{\pi \left(\frac{d_{perno}}{2} \right)^2}$$

$$\tau_{perno} = \frac{82.87 \text{ N}}{\pi \left(\frac{12 \text{ mm}}{2} \right)^2}$$

$$\tau_{perno} = 0.733 \text{ MPa}$$

Con el valor del esfuerzo cortante se analiza el factor de seguridad, aplicando la teoría de falla de cortante máximo.

$$n = \frac{0.557 S_y}{\tau_{perno}}$$

$$n = \frac{0.557 (250 \text{ MPa})}{0.733 \text{ MPa}}$$

$$n = 189.89$$

Siendo el factor de seguridad un valor totalmente alto se considera que se puede utilizar pernos de menor diámetro, realizando diferentes iteraciones se encuentra que el diámetro mínimo del perno debe ser de 2 mm, con ello se obtiene un factor de seguridad de 5.5, que se considera un factor conservador.

Para la implementación se utilizará el diámetro de 10 mm en la cuchilla móvil que esta adjunta al eje, mientras que, para la cuchilla la cual estará acoplada directamente al sensor se utilizará un perno de 4 mm el cual es valor de los pernos de acople del sensor, y como se demostró soportan las cargas sin problema.

CAPÍTULO IV

CONSTRUCCIÓN Y ADQUISICIÓN DE DATOS

4.1. Construcción de la estructura

Como la estructura no va a estar sometida a esfuerzos elevados se la realizo con tubo cuadrado de 20x20x3 mm.

4.2. Acoplamiento del eje de rotación

Mediante la utilización de los rodamientos se acopla el eje con el porta cuchillas en la estructura, tal como se muestra en la Figura 35.



Figura 35 Montaje del eje a la estructura

Una vez verificado el funcionamiento del eje se acopla el motor con las poleas de rotación para probar el funcionamiento del eje en rotación.

4.3. Montaje de las cuchillas

4.3.1. Disposición de las cuchillas

Según los parámetros analizados en la revisión bibliográfica el ángulo que se debe formar entre las cuchillas debe ser de 90 grados, pero al implementar esta teoría se encontró que el ángulo no genera un corte adecuado como se muestra en la Figura 36.



Figura 36 Disposición de las cuchillas a 90° grados

Por tanto, se llegó a la conclusión de que los ángulos entre las cuchillas deben ser mayores a 90 grados para generar un corte limpio, en el caso del proyecto se ha considerado tomar un ángulo de 110 a 120 grados, cumpliendo con el requerimiento de un corte limpio.

4.3.2. Topes de las cuchillas

Al iniciar el funcionamiento de la máquina, se determinó que al ser demasiado delgados los pernos de sujeción de la cuchilla fija y las celdas de carga, ésta presenta un retroceso al momento de cortar el PET, por efecto mismo de una fuerza de empuje generada.

Para corregir este problema se determinó que se coloquen topes en el eje longitudinal de la cuchilla, así como en las celdas de carga, esto para evitar que se genere un retroceso y deje de realizar el corte en el PET. Los topes al encontrarse en el eje longitudinal de la cuchilla y de las celdas de carga, no generan carga considerable en las mediciones, siendo que las celdas de carga se han dispuesto para que la medición sea vertical.

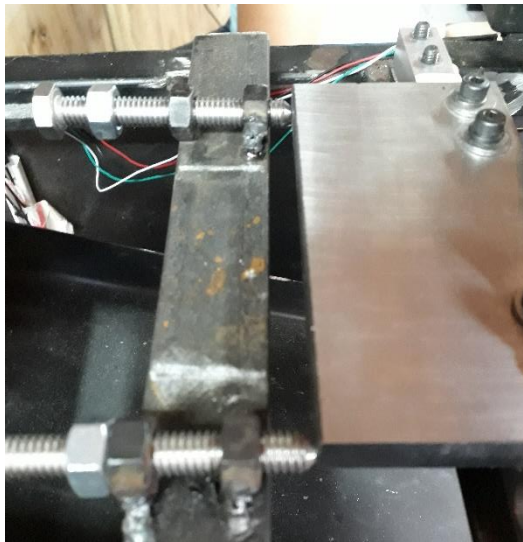


Figura 37 Colocación de topes en la cuchilla fija y celdas de carga

4.3.3. Dimensiones de la cuchilla fija

Al realizar diferentes pruebas de funcionamiento, se encontró que el tope genera una precarga, esto debido a que el ancho de la cuchilla está sobredimensionado, generando así un desplazamiento mucho mayor en la parte posterior de la cuchilla fija, en donde se encuentran los topes.

Siendo así, el ancho de la cuchilla fija debe tener una dimensión un poco mayor que el soporte de la misma, en este caso el soporte serán las celdas de carga, con ello se evita la generación de momentos en el extremo de la cuchilla, lo que genera que se mantenga el valor en una fuerza que ya se ha medido como se muestra en la Figura 38.

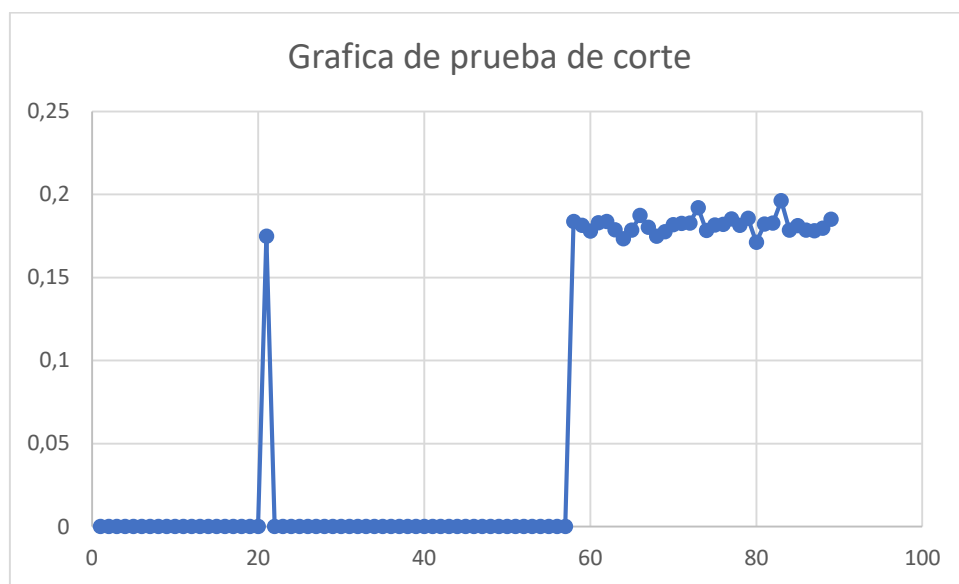


Figura 38 Precarga generada por un sobredimensionamiento de cuchilla fija

Como se puede apreciar el valor de la fuerza de corte es el mismo que se muestra en el primer pico, solo que en el segundo caso la carga se mantiene fija, esto por lo que se mencionó anteriormente.

Por tanto, se ha corregido este error cortando el ancho de la cuchilla dejando en una dimensión menor como se muestra en la Figura 39.

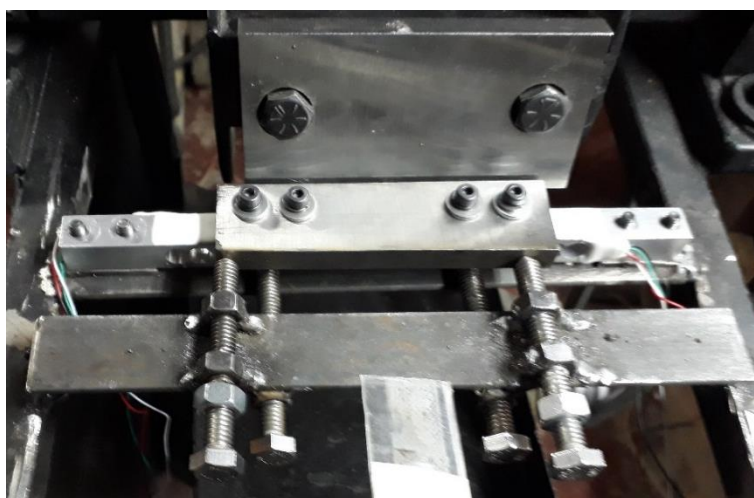


Figura 39 Sujeción de la cuchilla fija con nuevas dimensiones

4.3.4. Ángulos de las cuchillas

Al analizar el funcionamiento de la máquina, se determinó que el ángulo de incidencia de la cuchilla móvil debe ser mayor, puesto que al tener un valor entre 6 y 8 grados, genera que el valor de la fuerza a medir no sea netamente del corte sino también del impacto de la pobreta con la parte baja de la cuchilla o también llamado talón, tal como se muestra en la Figura 40 generando una variación en el valor a medir.



Figura 40 Ángulo de incidencia de la cuchilla móvil

Por lo que el valor del ángulo de incidencia de la cuchilla móvil debe ser un valor entre 15 y 20 grados como se muestra en la Figura 41.



Figura 41 Ángulo de incidencia mayor a 15 grados.

4.4. Selección de instrumentos y adquisición de datos

4.4.1. Funciones requeridas de la máquina

Para determinar los tipos de sensores más apropiados a utilizar, se requieren precisar las funciones que estos van a cumplir en la puesta en marcha del banco de pruebas, así como en la adquisición de datos.

4.4.2. Velocidad de prueba

Según lo indicado en el capítulo de diseño, el banco de pruebas se regirá a un rango de trabajo de 400 a 900 rpm (esto por efecto de las vibraciones que se producen a velocidades menores que 200 RPM, esto implica que se puede realizar el corte del PET, pero la medición de la fuerza es indetectable) por tanto se requiere un medidor de velocidad, y a la vez se requiere un instrumento que permita variar la velocidad del motor en nuestro caso usaremos un VFD (Variable Frequency Drive) ya que es sistema que controla la velocidad rotacional de un motor de trifásico por medio del control de la frecuencia de alimentación.

4.4.3. Fuerza de impacto

Uno de los parámetros fundamentales del proyecto es la fuerza, la cual se debe medir, cuando la cuchilla móvil choque sobre una probeta de PET, generando una reacción en la cuchilla fija, esta reacción es la que se debe sensar, siendo esta la fuerza de impacto, la cual se utilizará más adelante para determinar la relación entre la energía cinética y la energía de deformación dinámica. Esta fuerza puede variar de manera muy alta o muy baja por lo que se debe seleccionar un sensor que tenga una buena sensibilidad además de que se encuentre en un rango de medida que sea perceptible.

4.4.4. Ingreso de probetas

Por concepto de seguridad, el ingreso de las probetas a la máquina, debe ser realizado por un elemento externo, puesto que si se ingresan las probetas de manera manual, se está agregando un riesgo significativo a la utilización de la máquina que puede culminar en un accidente, por lo que se ha determinado utilizar un pistón neumático para realizar el ingreso de las probetas y la máquina en su parte superior también con una protección de acrílico transparente, haciendo así que el riesgo sea menor a cualquier eventualidad.

4.5. Sensor de velocidad

Conforme se ha determinado anteriormente se requiere un sensor de velocidad el cual, para este caso determinará la velocidad a la que se encuentra girando el eje y permitirá a la probeta que ingrese cuando se haya llegado a la velocidad de prueba establecida, para ello se selecciona un sensor infrarrojo FC-03 con un módulo de acondicionamiento LM393 para la utilización en la tarjeta de adquisición de datos seleccionada, las características dinámicas y estáticas del sensor se encuentran en el Anexo P, además para la medición de velocidad se requiere un encoder el cual se lo ha diseñado basándose en la velocidad de respuesta del sensor y la velocidad de rotación del eje.

4.5.1. Diseño del encoder

Para el diseño se supone el diámetro exterior del encoder, es decir en donde se van a encontrar las ranuras del mismo que para este caso se considera un diámetro de 30 mm, estimando un tiempo de respuesta 2 milisegundos y una velocidad máxima de 900 rpm (94.24 rad/s), con estos parámetros se obtiene la distancia entre ranuras mediante la ecuación (66).

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

$$\theta = \omega t$$

$$\theta = 94.24 \frac{rad}{s} (0.002 s)$$

$$\theta = 0.1466 rad$$

$$d_r = \theta r \tag{66}$$

$$d_r = 0.1466 rad (15 mm)$$

$$d_r = 2.22 mm = 2.5 mm$$

De igual forma para determinar el número de ranuras se utiliza la ecuación (67).

$$n_r = \frac{d}{d_r} \tag{67}$$

$$n_r = \frac{30 mm}{2.5 mm}$$

$$n_r = 12$$

Según los cálculos realizados se determinó que el enconder requiere máximo 12 ranuras con una distancia entre ranuras de 2.5 mm, a su vez, teniendo presente una variación en la velocidad de transmisión de datos, se ha decidido realizar 10 ranuras, ganando así una distancia entre ranuras mayores, lo cual permitirá que los pulsos se detecten con mayor precisión. Las ranuras también se

han determinado en base al diámetro externo, interno y longitud de las ranuras, tal como se muestra en la Figura 42.

Teniendo en cuenta que la rotación del eje va en una sola dirección, el encoder no requiere más de una hilera de ranuras.

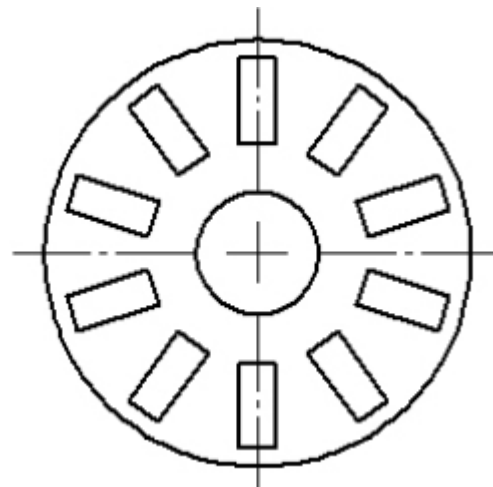


Figura 42 Encoder

4.6. Variador de velocidad

Como se ha especificado antes, el núcleo del proyecto es determinar la fuerza de corte dinámica del PET, en diferentes velocidades. Para lograr variar la velocidad se puede utilizar un sistema de reducción de velocidad mecánico que es muy poco adecuado por espacio y acondicionamiento, haciendo que se eleve los costos considerablemente; por lo cual se ha decidido utilizar un VFD, el cual, al variar la frecuencia de alimentación, genera que la velocidad del motor varíe según la frecuencia de alimentación es decir de 0 a 60 Hz.

4.6.1. Selección del variador de frecuencia

El variador de frecuencia siglas VFD del inglés Variable Frequency Drive, se lo debe seleccionar conforme las especificaciones técnicas del motor, puesto que, si el motor sobrepasa las características del variador de frecuencia, el VFD sufrirá averías. Se lo selecciona mediante los parámetros del motor que son las siguientes:

- Potencia: 2hp (1.5kW).
- Velocidad: 1750 RPM.
- Frecuencia: 60 Hz.
- Alimentación: trifásica.

Por lo tanto, se selecciona un variador de frecuencia marca Kinco con las siguientes características:

- Potencia: 2hp (1.5 kW).
- Alimentación: 220/440 V.

Se debe tener en cuenta que la salida del variador siempre será trifásica, es decir que el motor a utilizarse debe ser obligadamente un motor trifásico, aunque la alimentación al variador de frecuencia puede ser bifásica, en la Figura 43 se tiene una representación esquemática de la conexión de un variador de frecuencia en la que se reafirma lo mencionado anteriormente.

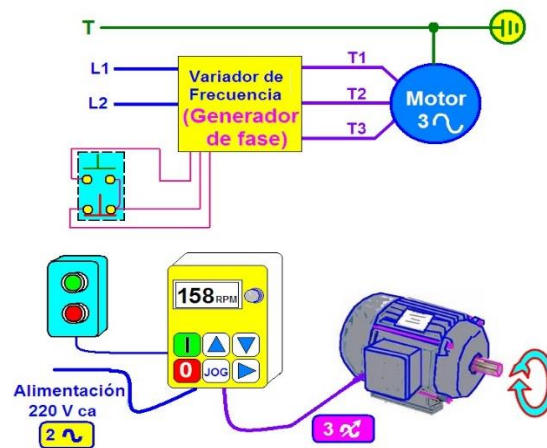


Figura 43 Esquema de conexión de un variador de frecuencia
Fuente: (Saldaña, 2019)

4.7. Sensor de fuerza

Para seleccionar el sensor de fuerza se toman en cuenta las siguientes características:

•Rango de medición

La fuerza que se va a medir en las celdas de carga según los cálculos realizados, para el PET, se encuentra en un valor aproximado de 165.54 N o lo que es igual 16.89 Kg. Por lo que la celda de carga debe contar con un rango de medida mayor a 16.89 Kg, seleccionando así una celda de carga de 20 Kg.

•Acondicionamiento de la señal

Para poder obtener más aproximado a lo real, se debe obtener un módulo de acondicionamiento, que se adecue con la tarjeta de adquisición de datos (Arduino uno). Según el tipo de celdas de carga seleccionadas en el ítem anterior se requiere un módulo XH711, el cual trabaja en conjunto para realizar la comunicación entre la celda de carga y el Arduino.

•Disposición de las celdas de carga

La disposición en la cual se coloque la celda de carga determinara la fiabilidad y confiabilidad de los datos a obtener, por lo que, evaluando diferentes alternativas para colocar la celda de carga con la cuchilla, se llegó a la conclusión de que la forma más adecuada, es la utilización de dos celdas de carga de las mismas características. Las cuales deben estar sujetas a la cuchilla fija. Y a su vez a una lámina de acero o un ángulo para generar mayor rigidez al soporte de las celdas de carga. Para obtener así una baja precarga al momento de ajustar las cuchillas y la celda, las celdas de carga deben colocarse a nivel, puesto que si no se lo realiza de esta forma pueden generar altas precargas, que sobrepasen el valor para el cual fueron diseñadas, generando daños a las mismas, tal como se muestra en la Figura 44.



Figura 44 Celda de carga sometida a una sobrecarga

Los datasheet de las celdas de carga se encuentran adjuntas en el anexo Q.



Figura 45 Mala colocación de la celda de cargas con la cuchilla fija a los apoyos

4.8. Pistón neumático

Para poner a ingresar la probeta en el sistema en movimiento con la cuchilla, la mejor forma es mediante un mecanismo de empuje, por lo cual se ha seleccionado un pistón neumático, este ingresará a la probeta hacia las cuchillas basándose en el valor de la velocidad que se ingrese, es decir que cuando se llegue a la velocidad de prueba el pistón se accionará, ingresando así la probeta a la zona de prueba. Con ello se logra cubrir dos puntos muy importantes en la adquisición de datos que son:

- Seguridad
- Ingreso de probetas sin generación de precarga

Por lo tanto, se debe utilizar un cilindro pistón neumático de doble efecto, se selecciona un pistón de doble efecto por su rapidez de salida y de regreso, la cual para el caso de estudio se requiere que sea alta.

Características del pistón

- Carrera: 100 mm
- Presión de operatividad mínima: 0.08 Mpa

La sujeción de la probeta es mediante una pinza la cual, al ingresar la probeta al área de corte hace que esta se encuentre en voladizo, haciendo que el corte se produzca como una viga en voladizo.

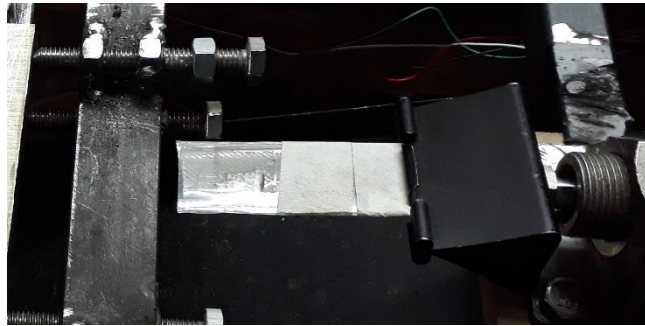


Figura 46 Sujeción de las probetas de PET haciendo que sean vigas en voladizo

4.9. Implementación del programa

4.9.1. Software de programación

En un inicio se pretendía realizar la interfaz de usuario para la adquisición de datos en el software computacional LabVIEW, en el cual mediante la simulación de entradas y salidas con la tarjeta Arduino se logró obtener una interfaz de usuario preliminar, pero al implementar los diferentes sensores, se comprobó que la velocidad de respuesta y la compatibilidad del LabVIEW con estos sensores es ineficiente, lo cual genera errores al tomar las lecturas de fuerza y velocidad, por lo cual para corregir estos problemas de conexión se optó por realizar la adquisición de datos mediante la utilización del software Matlab con conexión a la tarjeta Arduino, asegurando así una velocidad de respuesta más rápida y mediciones más asemejadas a la realidad.

4.9.1.1. Características del Software.

- Versión: Matlab R2017b
- Sistema operativo: 64 bits
- Tipo de licencia: profesional

4.9.2. Diseño de la interfaz de usuario

Para diseñar la interfaz, la cual el usuario va a utilizar. Se determinaron los puntos clave con los que debe contar el programa los cuales son los que se muestran en los siguientes ítems.

4.9.2.1. Mediciones

Lo primordial en la pantalla de control es que se muestren las mediciones que se van a ir registrando las cuales son la velocidad de rotación del eje, la velocidad lineal del eje y la fuerza que se ejerce sobre la cuchilla, de esta última se requiere que se muestre la gráfica en tiempo real del comportamiento de la fuerza que se ejerce al cortar de PET, esto debido a que estas fuerzas de corte son en instantes rápidos que suceden. Por lo tanto, las mediciones que se mostrarán en la interfaz de usuario serán las siguientes:

- Gráfica de la Fuerza en tiempo real
- Medida de la fuerza
- Medida de la velocidad de rotación del eje
- Medida de la velocidad lineal de la cuchilla móvil

4.9.2.2. Control

Para poder realizar un programa amigable con el usuario se debe considerar la forma de controlar el equipo desde la interfaz, para ello se requiere que desde la interfaz de usuario se pueda:

• Iniciar la toma de datos

El programa debe contar con un botón que al pulsarlo se realice la conexión entre la tarjeta de adquisición de datos (Arduino) y el programa, y que empiece a realizar las mediciones.

• Detener la toma de datos

Una vez se haya efectuado la medición requerida se deben detener la toma de datos, para poder obtener el parámetro requerido, para ello se debe acoplar un botón que permita realizar esta función.

•Exportación de datos

Ya con los datos obtenidos se deben pasar estos a una hoja de cálculo, por lo que se requiere un botón para exportar los datos obtenidos a una hoja de Excel.

•Compensación de precarga

Como la máquina va a trabajar a diferentes velocidades, estas velocidades generan una precarga, como más adelante se explica más detalladamente, por lo que el programa requiere que el usuario pueda compensar esta precarga por medio de la interfaz del programa.

•Control del pistón neumático

El pistón neumático debe activarse al llegar a la velocidad de prueba por lo cual se debe ingresar la velocidad a la cual se desea que el pistón se active.

Con los ítems presentados anteriormente se tiene la interfaz de usuario que tendrá el programa, la cual se muestra en la Figura 47, la cual está realizada en el complemento “appdesigner” de Matlab.

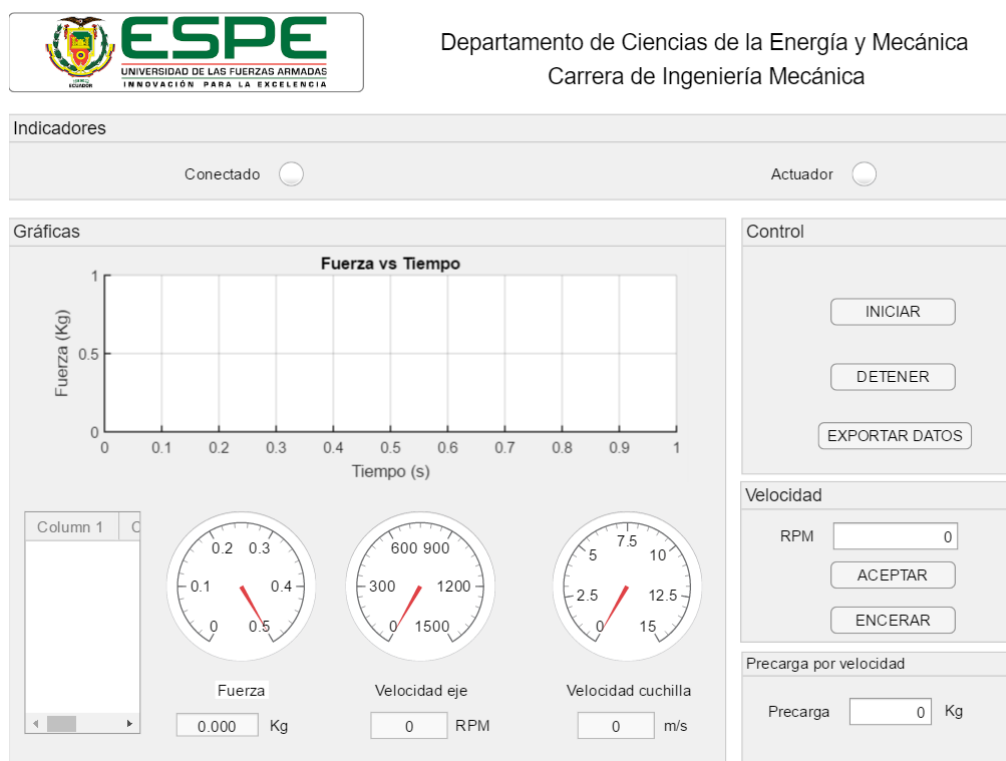


Figura 47 Interfaz de usuario final

El programa en su totalidad se encuentra adjunto en el Anexo R.

4.10. Instalación de instrumentos de medición y elementos de control

4.10.1. Sensores de fuerza

4.10.1.1. Acoplamiento del sensor

Las celdas de carga se han instalado en la parte cercana a la cuchilla móvil, para que, al acoplar la cuchilla fija, esta determine la fuerza producida. El acoplamiento de lo realizo mediante un apoyo con un ángulo de una pulgada, en la cual se colocaron las celdas de carga sobre unas alzas para que se produzca la deformación elástica de la celda y pueda medir la fuerza.

Las celdas de carga se han colocado directamente sobre un apoyo, puesto que, al no realizarlo de esta manera, las celdas guardan precarga la cual puede ser bastante significativa que pueden

sobrepasar la capacidad de la celda, generando un daño en la celda de carga como se muestra en la Figura 44.

4.10.1.1.1. Precarga

La precarga es uno de los puntos que generan mayor preocupación al momento de la adquisición de datos, las precargas se generan por 3 factores que son:

•Vibración

La vibración generada por la máquina en funcionamiento, puede generar un valor de fuerza que se pueden detectar con las celdas de carga, al ser estas muy sensibles, esta precarga no se la puede disipar, pero se la puede disminuir en lo mayor posible trabajando en el rango de velocidades que se especificará más adelante.

•Sujeción de la cuchilla fija

Al realizarse un corte con las cuchillas y considerando que los pernos de sujeción de la cuchilla fija son pequeños, esto puede producir que el momento de realizarse el corte de una probeta la cuchilla se desplace y eso genere una precarga en la celda, esta precarga se la controlara por medio de la utilización de topes, y de ser el caso en que no se la pueda disminuir o eliminar totalmente, se deberá tomar los valores de fuerza y volver a realizar una calibración en la máquina, esto se puede hacer puesto que al realizarse la medición de la fuerza esta se ha registrado, así se realice una precarga por la cuchilla, el valor de la fuerza ya se ha tomado, lo que conlleva que para tomar el segundo valor se deba calibrar nuevamente.

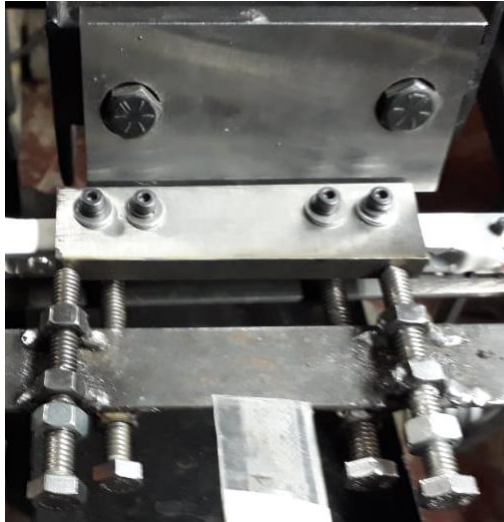


Figura 48 Colocación de topes hacia la cuchilla fija y celdas de cargas

•Velocidad de trabajo

Como los ensayos se van a realizar a diferentes velocidades, cada velocidad genera una precarga por objeto de la energía que se acumula alrededor del eje de rotación y al estar las cuchillas muy cerca, esta energía se transmite entre las dos cuchillas.

4.10.1.2. Acondicionamiento y lectura de datos

Para realizar el acondicionamiento se utiliza el módulo XH711, como se determinó en la selección de instrumentos. La lectura de los datos se hará mediante la implementación de una librería de Matlab para Arduino, generando así la conexión entre el módulo de acondicionamiento, el Arduino y el programa.

4.10.2. Variador de velocidad

4.10.2.1. Acoplamiento y programación

El variador de frecuencia debe colocarse lo más alejado posible del motor, en este caso como la máquina es transportable, el variador de frecuencia se encuentra en el extremo opuesto del

motor, pero lo más recomendable al instalar un variador de frecuencia es en un panel alejado de la máquina, con la finalidad de que las vibraciones que se producen en la máquina no afecten al funcionamiento del mismo.



Figura 49 Conexión del variador de frecuencia al motor

El variador de frecuencia se lo debe programar según las especificaciones técnicas del mismo que se encuentran registradas en el manual de usuario. El valor de programación más importante del variador de frecuencia es el rango de frecuencia en el que va a trabajar, hay que tener en cuenta la frecuencia de la red eléctrica local (para este caso es de 60 Hz) y las propiedades del motor para poder realizar una correcta programación. En este caso el VFD ha sido programado para trabajar con una alimentación bifásica de 220V y con un rango de frecuencia de 0 Hz hasta 60 Hz, teniendo así el valor mínimo y máximo de la velocidad que puede entregar el motor, la conexión del variador de frecuencia y del motor se lo puede apreciar en la Figura 49.

4.10.3. Pistón neumático

4.10.3.1. Acondicionamiento y ejecución

Para la activación del pistón neumático, por medio de la electroválvula se requiere una señal digital de 1 para que se active y de 0 para que regrese, por lo cual se implementó una tarjeta la cual

por medio de una solenoide activa o desactiva el pistón, en respuesta de la señal, la cual es mandada por el programa al llegar a la velocidad de prueba y oprimir el botón de aceptar en la interfaz como se muestra en la Figura 47.

4.10.3.2. Acoplamiento del pistón

El cilindro pistón se lo colocara en un soporte, con la finalidad de que el vástago del pistón se encuentre ligeramente sobre el nivel de la cuchilla, en el extremo del vástago se debe instalar una pinza en la cual vayan a estar sujetas las probetas de prueba, como se muestra en la Figura 50, esto con la finalidad de que al ingresar la probeta el pistón no choque contra la cuchilla fija y genere datos erróneos, por esta razón es que se decidió utilizar el pistón, puesto que al ingresar con otro instrumento al no ser estable puede generar medidas erróneas puesto que el sensor de fuerza tiene una alta sensibilidad.

4.10.4. Sensor de velocidad

4.10.4.1. Acoplamiento del sensor.

Para medir los valores de la velocidad angular a la cual se encuentra sometido el eje, se acopla el encoder en el extremo del eje, al lado contrario en el que se encuentra la polea, mediante un eje roscado se coloca el encoder, bajo el encoder se coloca el sensor FC-03 con su módulo de acondicionamiento LM393, el cual viene incorporado por parte del proveedor.

Una vez acoplado el sensor de velocidad se determina si al girar el encoder, éste se encuentra generando obstrucción entre la ranura del sensor, de no ser así se lo debe volver a colocar, hasta que cuando el encoder gire, se detecten los pulsos que genera el sensor.

4.10.4.2. Lectura de la velocidad

Cuando se realizó la conexión del sensor a la tarjeta de adquisición de datos se comprobó que la distancia del sensor a la tarjeta era relativamente distante, generando de esta manera ruido en la señal y dando valores de velocidad, totalmente esporádicos, por lo cual se optó solucionar esto, acoplando otra tarjeta de adquisición de datos, un Arduino nano, el cual obtendrá la señal del sensor de velocidad y por medio de una conexión con el Arduino uno se obtendrá la señal en el programa, para ello se carga directamente sobre el Arduino nano el programa de medición de velocidad, el Arduino nano enviara la señal al Arduino uno el cual permitirá que se muestre esta medición en la interfaz.



Figura 50 Acoplamiento del pistón de doble efecto neumático

4.11. Calibración de instrumentos

4.11.1. Calibración de la celda de carga

Para realizar la calibración de las celdas de cargas se debe primero comprobar que las celdas se encuentren bien niveladas, además de que las dos ya estén conectadas por medio de la cuchilla, puesto que al calibrar las celdas por separado se pueden generar errores al realizar ya las mediciones.

Puesto que la cuchilla fija se encuentra sujeta directamente sobre las dos celdas de carga el valor de la masa que se coloque sobre la cuchilla se distribuye a las dos celdas por tanto la lectura que de la celda A más la de la celda B será el valor de la masa que se ha colocado sobre la cuchilla.

Primero se obtienen masas de prueba de las cuales se determinan el peso mediante una balanza cuyas características son las siguientes:

- Balanza Camry
- Modelo: EK9155
- Capacidad: 5000 gramos
- Apreciación: 1 gramo

Los pesos medidos se encuentran tabulados en la Tabla 11.

Tabla 11

Valores que se pesaron en la balanza

<i>Orden</i>	<i>Masa</i>
1	0
2	86
3	81
4	81
5	82
6	82
7	207
8	1100
9	1686

4.11.1.1. Resultados de la calibración

Para realizar la calibración de las celdas de carga las masas anteriores se van sumando para obtener valores secuenciales, con la finalidad de obtener la gráfica de calibración. Las mediciones tomadas con las diferentes cargas se muestran en la Tabla 12. Para obtener un valor más

aproximado al real se realizaron varias mediciones con cada peso diferente, y finalmente se obtuvo el promedio de todas las mediciones y ese valor se ha registrado en la tabla. Todas las mediciones realizadas se encuentran adjuntas en el anexo U.

Tabla 12
Resultados de la calibración

orden	Masa (gr)	lectura
1	0	16924864.5
2	86	16942155.9
3	167	16942155.9
4	248	16949853.9
5	329	16958937.8
6	411	16966648.1
7	618	16988292.6
8	1718	17102392.4
9	3415	17275545.4

Con los resultados presentes en la tabla se obtiene la gráfica de calibración que se muestra en la Figura 51.

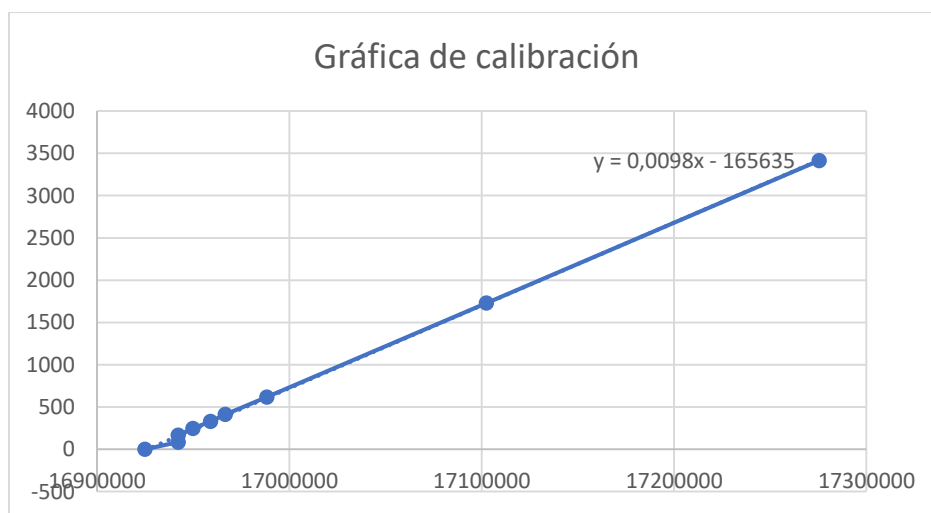


Figura 51 Gráfica de calibración de fuerza

Como se puede apreciar en la Figura 51, la tendencia de la gráfica es lineal lo que indica que los valores tomados son correctos, puesto que al irse aumentando las masas y tomando la lectura van formando una relación entre los datos.

Con estos valores se obtiene la ecuación de la recta la cual es el valor con el que se van a calibrar las celdas de carga.

Para ello se toma 2 puntos (x, y) obteniendo en primer lugar la pendiente de la curva aplicando la ecuación (68).

$$m = \frac{y_2 - y_1}{x_2 - x_1} \quad (68)$$

$$m = \frac{3415 - 0}{17275545.4 - 16924864.5}$$

$$m = 0.0097382$$

Aplicando la ecuación (68) pero esta con un solo valor se obtiene la ecuación de la recta.

$$m = \frac{y - y_1}{x - x_1}$$

$$0.01197 = \frac{y - 248}{x - 16949853.9}$$

$$0.01197x - 165061.037 = y - 248$$

$$y = 0.01197x - 165303.037$$

La ecuación de la recta se ingresa en el programa donde “y” es el valor de la fuerza y x es el valor de la medición de las celdas de carga. Para obtener los valores en kilogramos se divide toda la ecuación para 1000.

4.11.2. Calibración de la velocidad con el variador de frecuencia

Como se ha planteado se requiere una variación de la velocidad, para ello se utiliza el variador de frecuencia, pero a su vez se requiere que a determinada frecuencia se tenga una determinada velocidad, por ello se tomaron valores de velocidad y de la frecuencia para determinar una gráfica y los valores a los cuales se da una determinada velocidad.

4.11.2.1. Resultados de la calibración

Los resultados obtenidos de la variación de velocidad respecto de la frecuencia se encuentran registrados en la Tabla 13.

Tabla 13

Variación de velocidad respecto de la frecuencia

Frecuencia (Hz)	Velocidad (RPM)
0	0
14.12	204
14.2	216
20	300
21	312
26.8	396
27.4	420
33.43	504
34.39	516
39.64	600
40.4	612
46.48	700
46.8	708
53.1	800
53.4	810
60	906

Con los valores planteados en la tabla anterior se obtiene la gráfica de calibración que se muestra en la Figura 52, como se puede apreciar tiene una tendencia lineal pero a su vez en cada rango de valores se presentan escalones lo que indica que el valor de la velocidad a medir no será estable (por efecto de la sensibilidad del variador de frecuencia), por lo que tendrá un rango de variación ente 10 a 20 RPM.

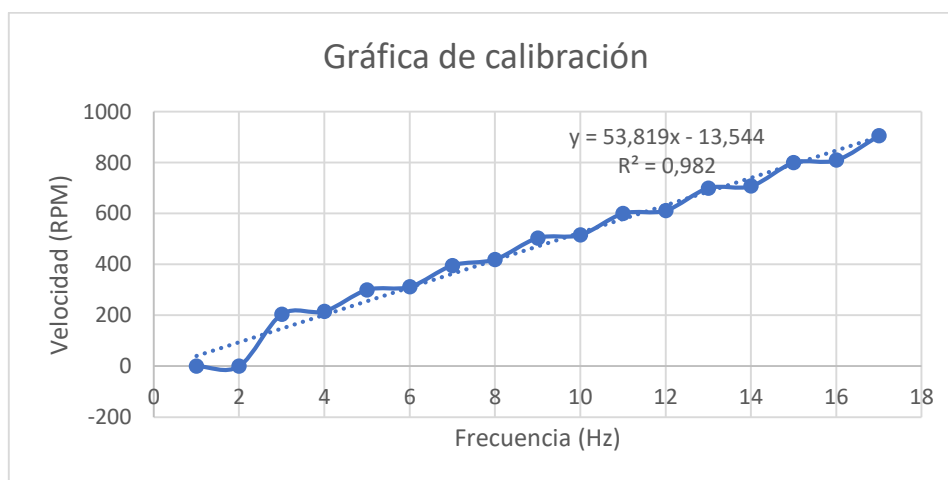


Figura 52 Gráfica de calibración Velocidad y frecuencia

Al obtenerse la ecuación de la recta se ve que existe una variación de más menos 13.544 RPM, por lo cual la ecuación presente en la Figura 52, se la utiliza para trabajar en otras velocidades requeridas. Para el caso del proyecto las frecuencias a utilizar y las velocidades se encuentran en la Tabla 14, en la cual para el rango de frecuencias mostrado se considerará una velocidad constante.

Tabla 14*Frecuencias y velocidades de trabajo*

Frecuencia (Hz)		Velocidad (RPM)
26.8	27.4	400
33.43	34.38	500
39.64	40.4	600
46.48	46.8	700
53.1	53.4	800
60	60	900

4.12. Gabinete eléctrico

Una vez instalados todos los sensores, se instala un gabinete eléctrico para colocar en él la tarjeta de adquisición de datos, los módulos de acondicionamiento y la electroválvula del pistón.

El gabinete con los instrumentos dentro se aprecia en la Figura 53.

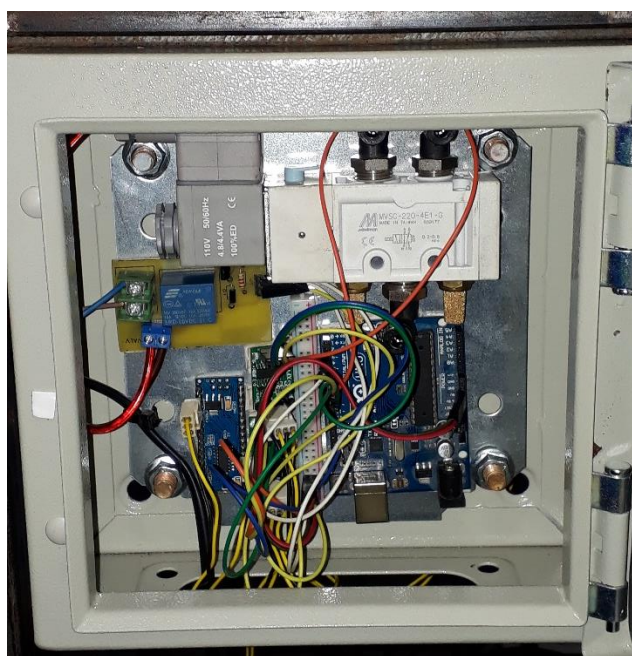


Figura 53 Gabinete eléctrico de instrumentos

4.13. Protocolo de pruebas

Se establece un protocolo de pruebas, el cual es una guía para la adquisición de datos los cuales se van a analizar en el siguiente capítulo. El protocolo de pruebas se muestra en la Tabla 15.



Figura 54 Banco de pruebas para medir la fuerza de corte

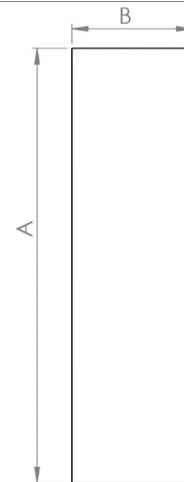
Tabla 15

Protocolo de pruebas

Protocolo de pruebas			
Tipo de prueba		Corte de PET	
fecha	04/12/2019	hora	
velocidad máxima	900 RPM	Nº máximo de probetas	6
velocidad mínima	400 RPM	Nº mínimo de probetas	1
variación de velocidad	100 RPM	Variación de probetas	1
Tipo de botella	Coca-Cola		
Obtención de las probetas			
Las probetas deben tomarse en sentido vertical de la botella en la parte lisa de la botella			



continua



dimensiones de las probetas

A	90 mm	B	25 mm
t (espesor)	0.25± 0.1 mm	Tolerancia A y B	± 2 mm

Tabulación de resultados

Velocidad	400	500	600	700	800	900
numero de probetas						
1						
2						
3						
4						
5						
6						

4.13.1.Procedimiento de ensayo

Para realizar los ensayos se deben seguir el siguiente procedimiento.

1. Obtener las probetas a utilizarse en los ensayos.
2. Medir los valores de espesor y ancho de las probetas a utilizar y registrarlos en una tabla.
3. Colocar las probetas en la pinza colocada en el vástago del pistón, verificando que las probetas no choquen con la cuchilla al entrar en la máquina.
4. Encender el equipo y ejecutar el Software Matlab como administrador.

5. Conectar las tarjetas de adquisición de datos Arduino al computador y verificar que el software las haya reconocido.
6. Limpiar la memoria de Matlab con el comando “clear all” y ejecutar el comando “appdesigner”.
7. Abrir el archivo del programa para toma de datos y ejecutarlo.
8. Presionar el botón de “iniciar” para que el programa se ejecute y comience a dar lectura de los valores de fuerza.
9. Encender el variador de frecuencia según la frecuencia indicada para la velocidad de prueba a la cual se va a realizar el ensayo.
10. Registrar los valores de precarga que se genera por la velocidad e ingresar dicho valor en la sección de precarga, esto para compensar esta precarga.
11. Llegada a la velocidad de prueba ingresar el valor de la velocidad de prueba deseada y presionar aceptar, para que se active la electroválvula y el pistón ingrese las probetas en la cuchilla para que se produzca el corte.
12. Una vez se haya registrado el valor de la fuerza producida, presionar el botón detener, para que el programa se detenga y los valores obtenidos se registren.
13. Presionar el botón de exportar los datos, con ello se registrarán los datos en una hoja de cálculo en la carpeta “bin” de Matlab con el nombre de “DatosFuerza.xls”.
14. Una vez realizado el ensayo, cerrar la ventana del interfaz de usuario. Si se desea realizar otro ensayo, en la ventana principal del Software Matlab ingresar el comando “clear all” para que la memoria se limpie y los puertos en los que se conectan las tarjetas de adquisición de datos se vuelvan a conectar al software.

4.14. Pruebas de funcionamiento

En el presente ítem se detalla las pruebas realizadas en el banco de pruebas y en función de estas pruebas se indican las correcciones realizadas al banco de pruebas

4.14.1. Velocidades de prueba

Inicialmente la velocidad de prueba estaba en el rango de 200 a 700 RPM, velocidades en las que se asegura que se produce un corte adecuado en PET.

El corte producido en estas velocidades era limpio y adecuado, pero a velocidades menores de 300 RPM la vibración producida por la rotación del eje generaba errores representativos en la medición de la fuerza, por efecto de la sensibilidad de las celdas de carga. Por esta razón las velocidades para los ensayos se han tomado desde las 400 RPM hasta las 900 RPM que es la velocidad máxima que entrega el banco de pruebas.

Otro punto en el que se consideraron las velocidades de trabajo es por medio del variador de frecuencia, este instrumento se ha diseñado para reducir las velocidades del motor al cambiar la frecuencia de alimentación del motor, por ende al realizar pruebas en 200 RPM el variador de frecuencia presento fallas, por lo que se debió realizar un diagnóstico del equipo, en el que se indicó que la tarjeta interna del variador de frecuencia presento un fallo y que no se puede reparar, por lo cual se colocó otro variador de frecuencia con las mismas características que el anterior, en el cual el técnico específico que no se recomienda trabaja a velocidades muy bajas, puesto que esto generara daños en el variador y en el motor.

4.14.2. Medición de fuerza

Inicialmente para la medición de fuerzas se han seleccionado dos celdas de carga de 10 Kg de capacidad, pero en los ensayos de prueba se determinó que las celdas se encontraban desniveladas, lo cual dio paso al fallo de las mismas al realizar el corte en 8 probetas. Por lo que en la selección de sensores se optó por utilizar 2 celdas de carga de 20 Kg de capacidad. Además, de cambiar el apoyo de las celdas por un apoyo continuo, es decir un apoyo en el cual las celdas se encuentren niveladas, y por medio de láminas de alzas en cada extremo de las celdas se permite la deflexión de la celda teniendo así el valor de la fuerza.

En las pruebas de fuerza con las celdas de carga de 20 Kg se determinó que el número máximo de probetas a utilizar sean de 6 láminas, puesto que al superar este valor en las celdas de carga se generan deformaciones, por efecto del impacto, que dañan las galgas extensiométricas internas de la celda de carga.

CAPÍTULO V

ANÁLISIS DE RESULTADOS

5.1. Tabulación de resultados

Los resultados obtenidos de los ensayos realizados se encuentran tabulados en las siguientes tablas para cada parámetro de prueba con los respectivos gráficos de los ensayos realizados.

5.1.1. Ensayos en condiciones isostáticas (0 RPM)

Para tener un parámetro con el cual se pueda determinar la energía de deformación cuando la energía cinética es cero, para ello se realizará como un ensayo isostático el corte de una lámina de PET en el cual se irá aplicando una fuerza progresiva hasta que se rompa la probeta, verificando que la fuerza no sobrepase los valores críticos de las celdas de carga. Con en el ensayo realizado los resultados se muestran en la Tabla 16.

Tabla 16

Ensayo de energía de deformación estático

Ensayo	Espesor (mm)	fuerza de corte (Kg)
1	0	0
2	0.3	34.0235756
3	0.55	71.1366535
4	0.751	108.7241867
5	0.966	144.9758895
6	1.207	180.5432739
7	1.761	219.2581812

5.1.1.1. Gráfica de los resultados obtenidos

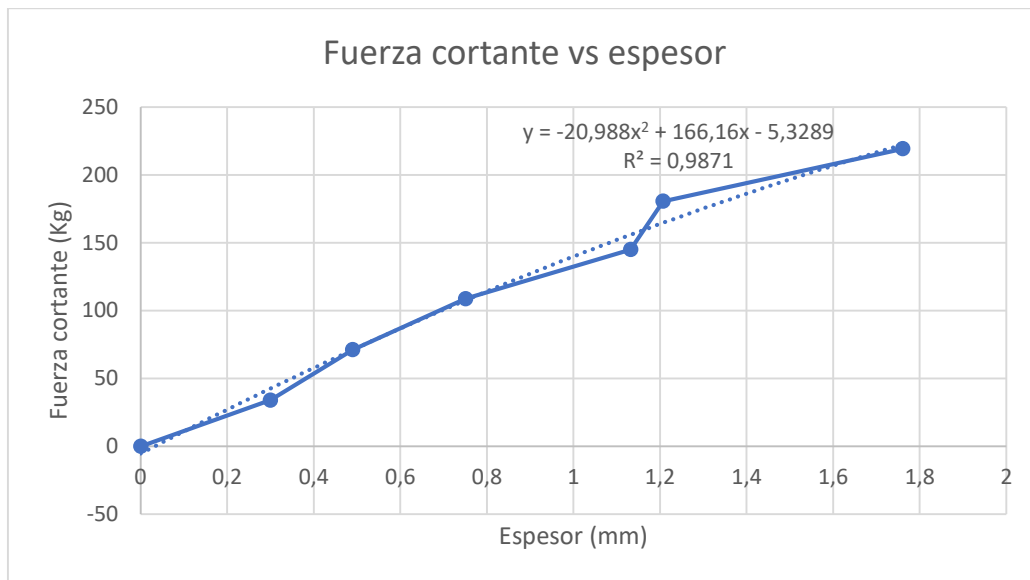


Figura 55 Gráfica de resultados a 0 RPM

Mediante el análisis de la Figura 55 se puede apreciar que la fuerza de corte en estático (0 RPM), las fuerzas tienen una tendencia creciente y la cual se ajusta a una curva polinómica de grado 2, y cuya ecuación es la siguiente:

$$F_c(x) = -20.988x^2 + 166.16x - 5.3289$$

5.1.2. Ensayo a 60 RPM

Para obtener un valor medio en la comparación de las fuerzas de corte entre el valor estático y el valor dinámico se optó por realizar el corte de 1 probeta de dimensiones de 0.221 mm de espesor y 22.2 mm de ancho, a 60 RPM, esta prueba se realizó con la finalidad tener una idea del incremento de la fuerza conforme se disminuye la velocidad de rotación del eje de corte, pero se la realizó una vez para no exponer los instrumentos electrónicos a fallos como en el caso del variador de frecuencia y del motor. Los resultados obtenidos en este ensayo son los que se muestra en la Tabla 17.

Tabla 17

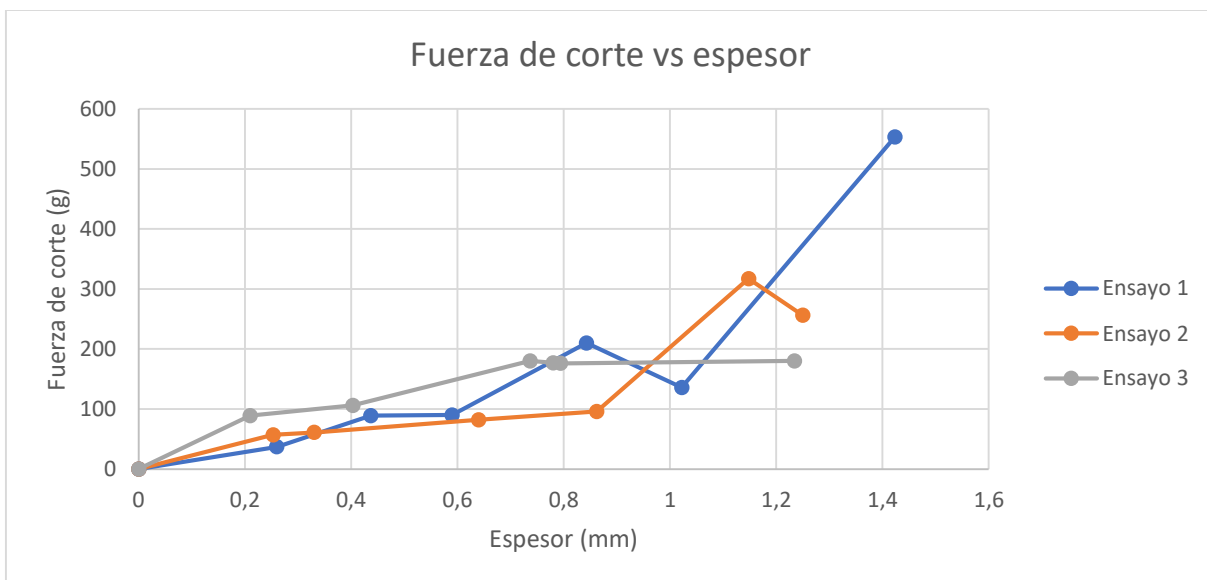
Resultados de la fuerza de corte a 60 RPM

espesor (mm)	fuerza (Kg)
0.21	5.942

5.1.3. Ensayos a 400 RPM**Tabla 18**

Resultados de las pruebas en el banco de pruebas a 400 rpm

ensayo 1		ensayo 2		ensayo 3		media	
espesor (mm)	fuerza (g)	espesor (mm)	fuerza (g)	espesor (mm)	fuerza (g)	espesor (mm)	fuerza (g)
0	0	0	0	0	0	0	0
0.26	37	0.253	57	0.21	89	0.241	61
0.55	89	0.418	61	0.403	106	0.457	85.333
0.59	90	0.64	82	0.737	180	0.6556	117.333
0.843	210	0.862	96	0.78	177	0.8283	161
1.022	136	1.148	317	0.794	176	0.988	209.666
1.423	553	1.25	256	1.234	180	1.3023	329.666

5.1.3.1. Gráfica de los resultados obtenidos**Figura 56** Resultado de los 3 ensayos a 400 rpm

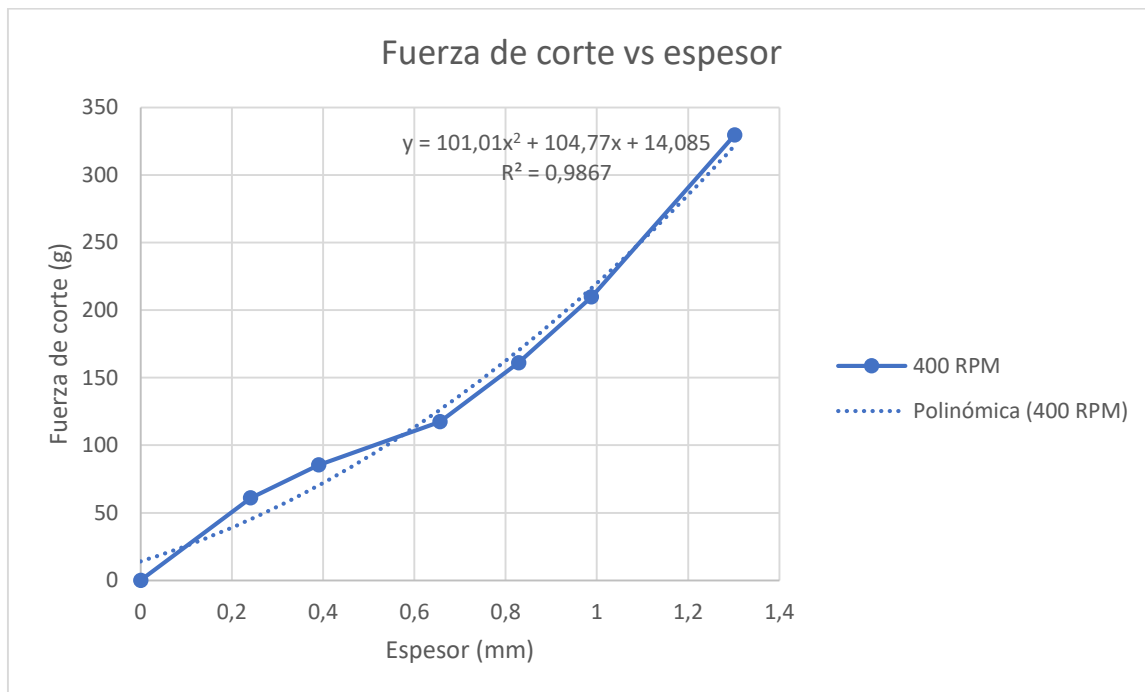


Figura 57 Gráfica de la media de los resultados a 400 RPM

Mediante el análisis de la Figura 57 se muestra una tendencia creciente y la ecuación que se ajusta a estos valores es la siguiente:

$$F_c(x) = 101.01x^2 + 104.77x + 14.085$$

5.1.4. Ensayos a 500 RPM

Tabla 19

Resultados de las pruebas en el banco de pruebas a 500 rpm

ensayo 1		ensayo 2		ensayo 3		media	
espesor (mm)	fuerza (g)	espesor (mm)	fuerza (g)	espesor (mm)	fuerza (g)	espesor (mm)	fuerza (g)
0	0	0	0	0	0	0	0
0.29	83	0.246	53	0.21	34	0.248	56.666
0.471	88	0.38	69	0.403	109	0.418	88.666
0.46	70	0.629	96	0.49	66	0.526	77.333
0.966	206	0.966	201	1.095	292	1.009	233
1.358	354	1.021	176	1.176	271	1.185	267
1.432	312	1.35	214	1.503	415	1.428	313.666

5.1.4.1. Gráfica de los resultados obtenidos

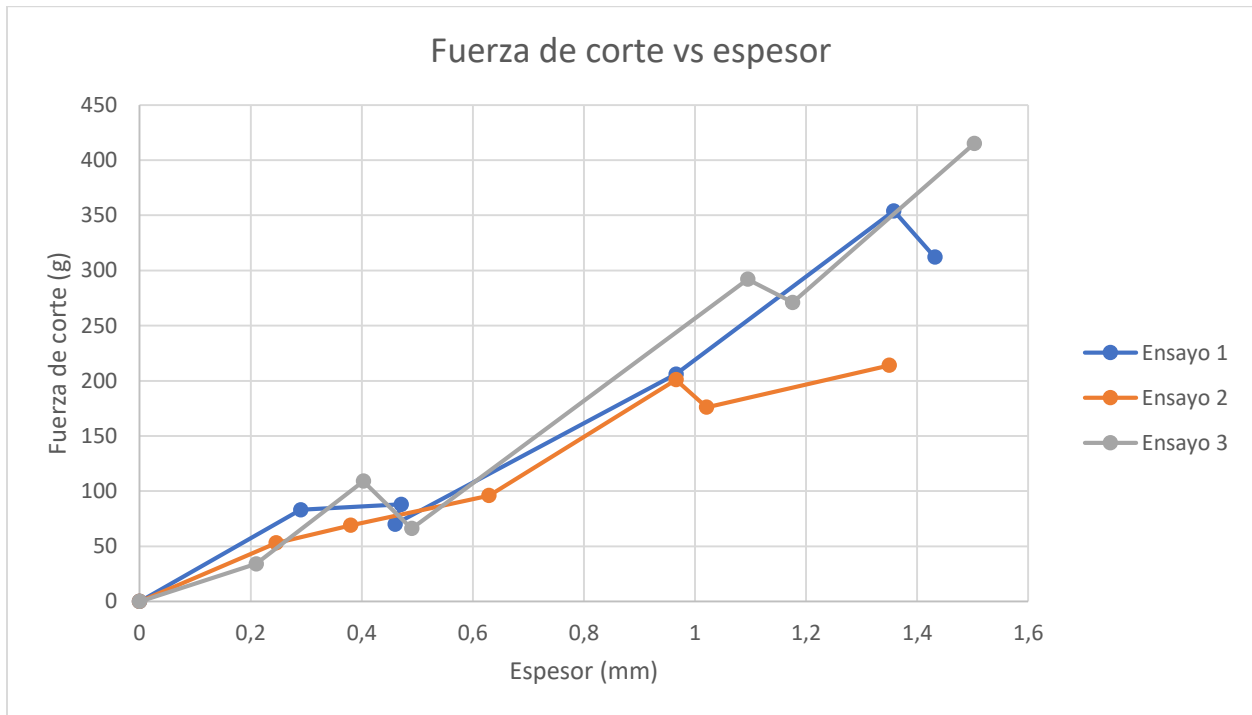


Figura 58 Gráfica de resultado de los 3 ensayos a 500 RPM

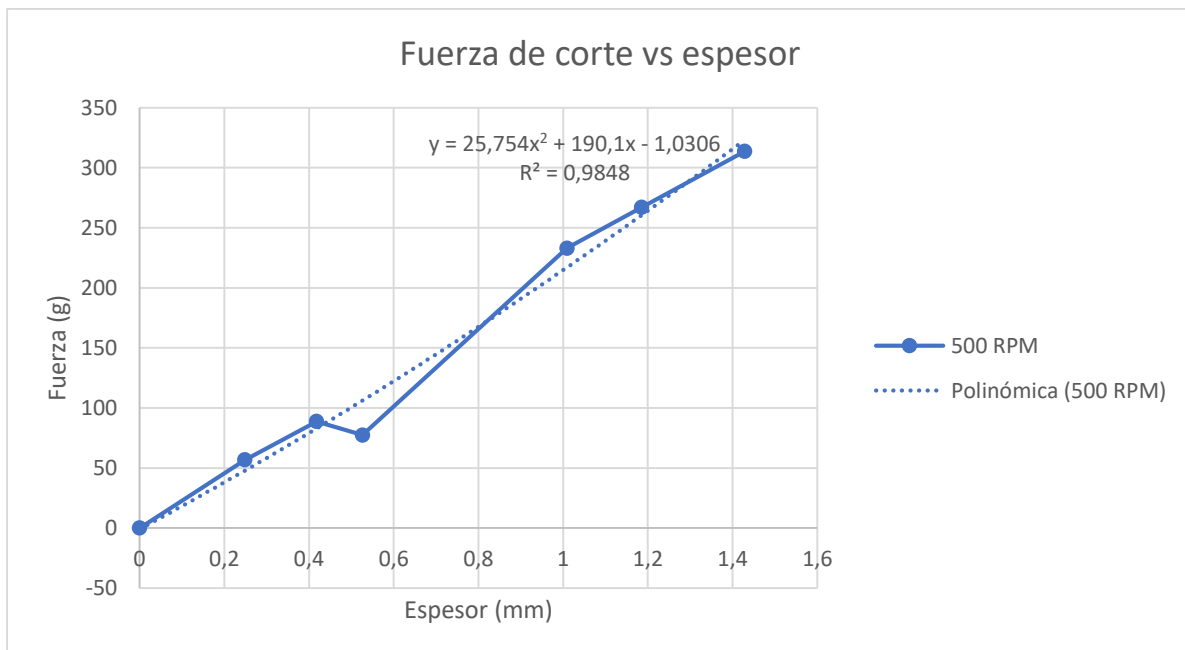


Figura 59 Gráfica de la media de los resultados a 500 RPM

Mediante el análisis de la Figura 59 se muestra una tendencia creciente y la ecuación que se ajusta a estos valores es la siguiente:

$$F_c(x) = 25.754x^2 + 190.1x - 1.0306$$

5.1.5. Ensayos a 600 RPM

Tabla 20

Resultados de las pruebas en el banco de pruebas a 600 rpm

ensayo 1		ensayo 2		ensayo 3		media	
espesor (mm)	fuerza (g)	espesor (mm)	fuerza (g)	espesor (mm)	fuerza (g)	espesor (mm)	fuerza (g)
0	0	0	0	0	0	0	0
0.298	64	0.253	57	0.2	28	0.250	49.666
0.456	137	0.437	95	0.437	101	0.443	111
0.86	174	0.809	162	0.611	135	0.76	157
0.809	100	0.878	132	0.818	143	0.835	125
1.176	239	1.01	79	1.238	203	1.141	173.666
1.479	289	1.294	242	1.7218	449	1.498	326.666

5.1.3.1 Gráfica de los resultados obtenidos

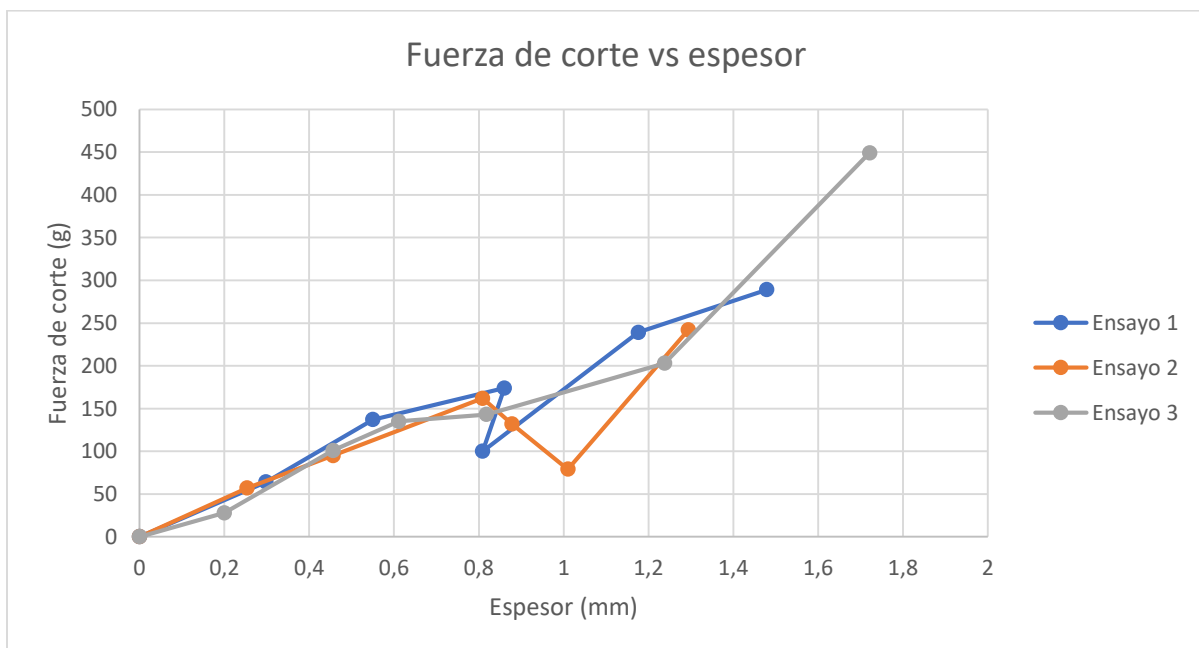


Figura 60 Gráfica de resultados de los 3 ensayos a 600 RPM

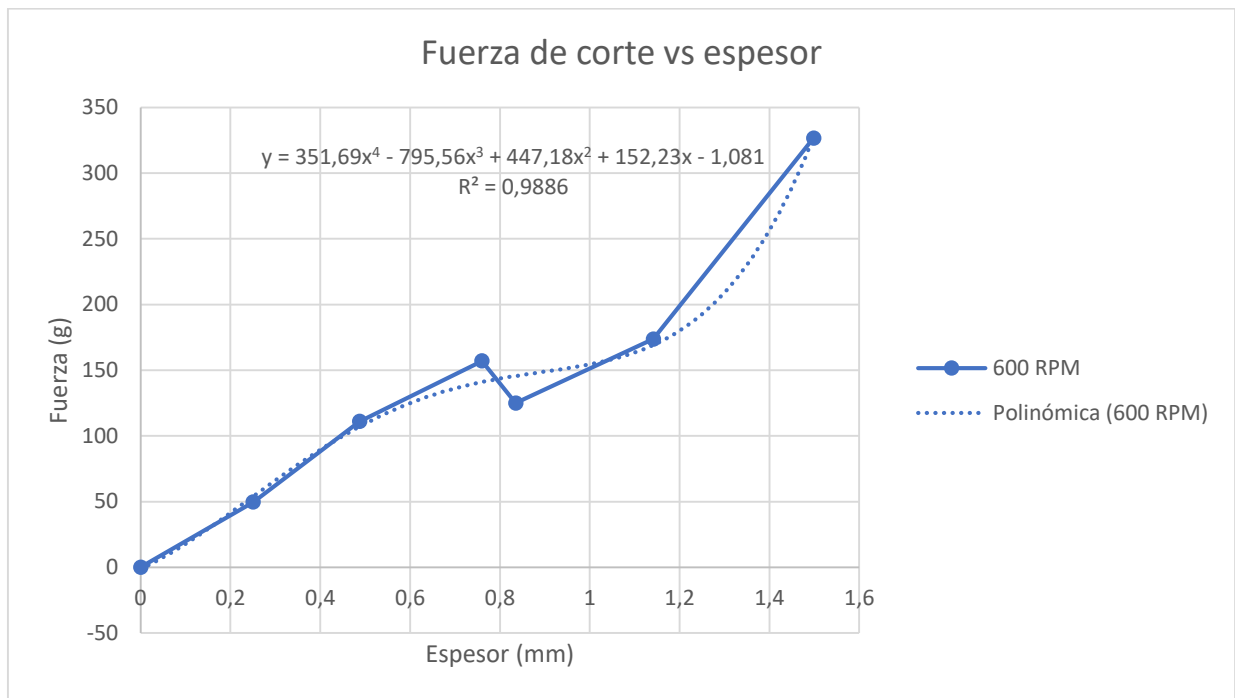


Figura 61 Gráfica de la media de los resultados a 600 RPM

Mediante el análisis de la Figura 61 se muestra una tendencia creciente y la ecuación que se ajusta a estos valores es la siguiente:

$$F_c(x) = 351.69x^4 - 765.56x^3 + 447.18x^2 + 152.23x - 1.081$$

5.1.6. Ensayos a 700 RPM

Tabla 21

Resultados de las pruebas en el banco de pruebas a 700 rpm

ensayo 1		ensayo 2		ensayo 3		media	
espesor (mm)	fuerza (g)	espesor (mm)	fuerza (g)	espesor (mm)	fuerza (g)	espesor (mm)	fuerza (g)
0	0	0	0	0	0	0	0
0.29	77	0.25	50	0.299	62	0.279	63
0.33	63	0.456	122	0.471	79	0.419	88
0.609	63	0.751	107	0.837	195	0.732	121.666
1.012	241	0.978	146	1.014	165	1.001	184
1.034	164	1.035	164	1.1172	167	1.062	165
1.65	332	1.343	163	1.339	229	1.444	241.333

5.1.6.1. Gráfica de los resultados obtenidos

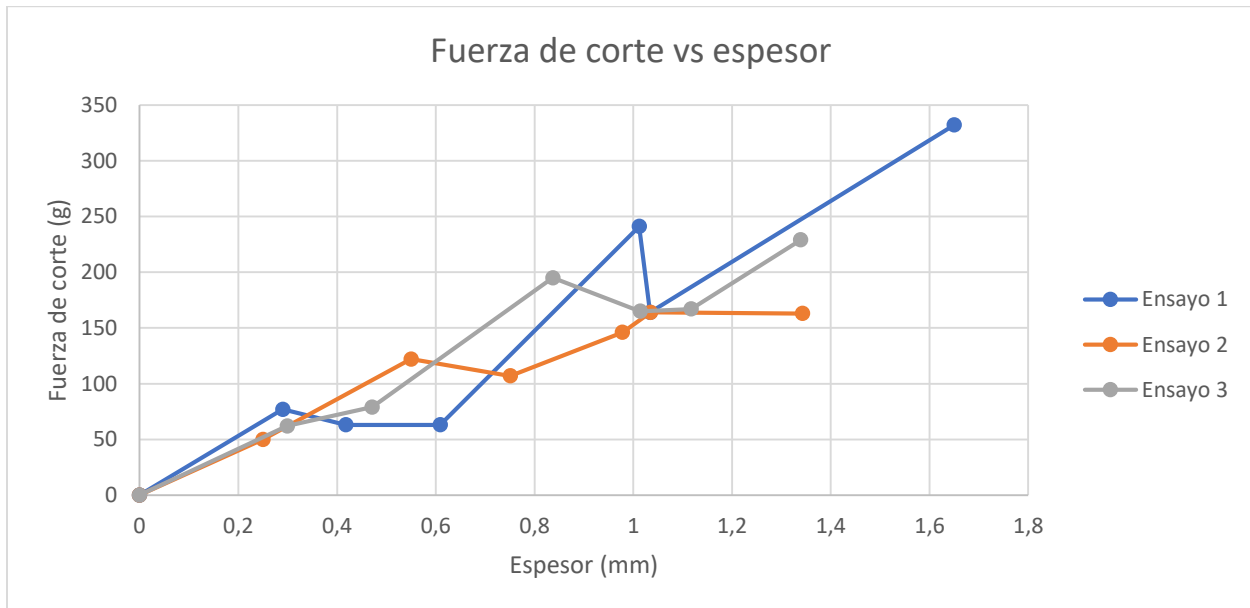


Figura 62 Gráfica de resultados de los 3 ensayos a 700 RPM

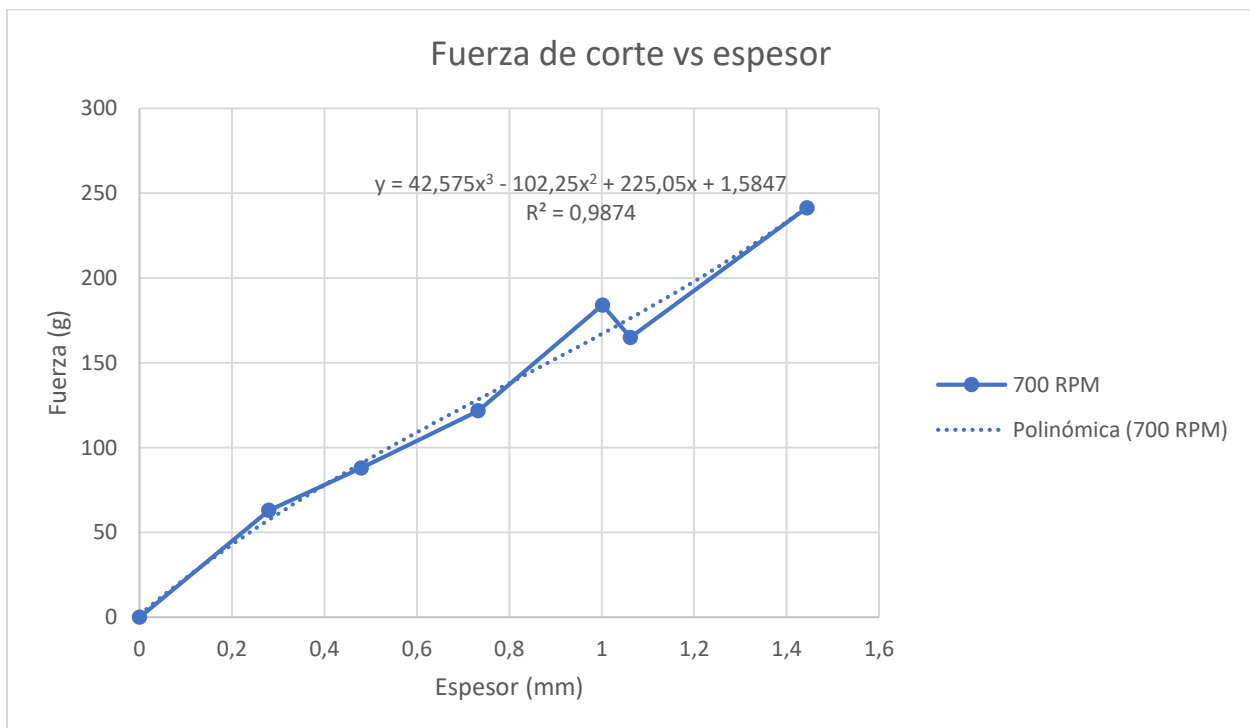


Figura 63 Gráfica de la media de los resultados a 700 RPM

Mediante el análisis de la Figura 61 se muestra una tendencia creciente y la ecuación que se ajusta a estos valores es la siguiente:

$$F_c(x) = 42.575x^3 - 102.25x^2 + 225.05x + 1.5847$$

5.1.7. Ensayos a 800 RPM

Tabla 22

Resultados de las pruebas en el banco de pruebas a 800 rpm

ensayo 1		ensayo 2		ensayo 3		media	
espesor (mm)	fuerza (g)	espesor (mm)	fuerza (g)	espesor (mm)	fuerza (g)	espesor (mm)	fuerza (g)
0	0	0	0	0	0	0	0
0.3	11	0.25	52	0.26	90	0.27	51
0.4	27	0.55	45	0.33	63	0.4266	45
0.712	102	0.751	119	0.629	100	0.697	107
0.988	143	1.017	173	1.132	230	1.045	182
1.207	208	1.207	229	1.307	161	1.24	199.333
1.667	307	1.783	359	1.496	250	1.648	305.333

5.1.7.1. Gráfica de los resultados obtenidos

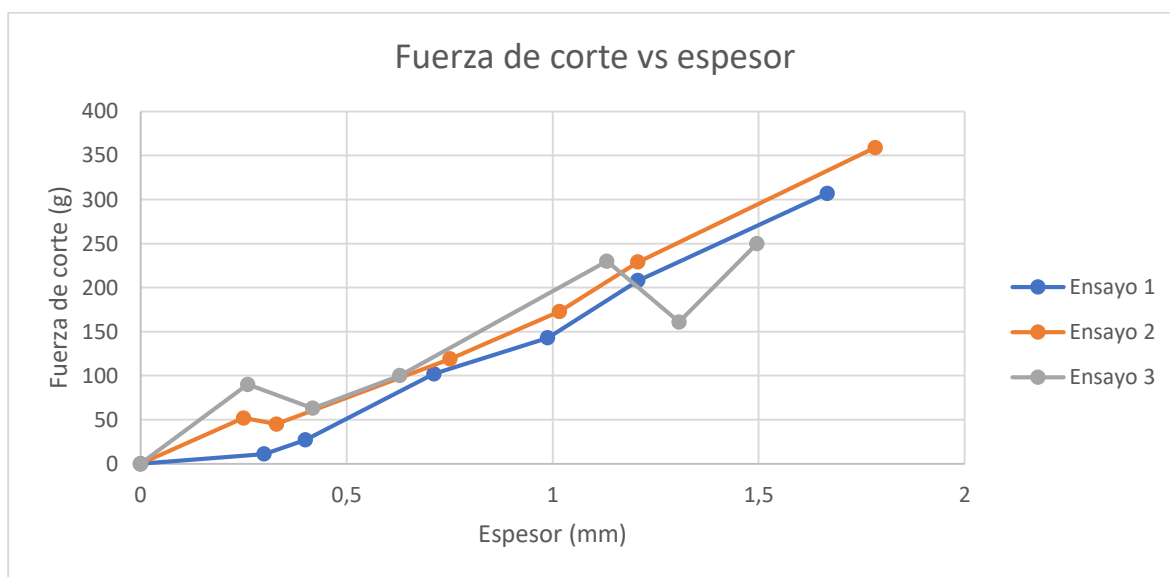


Figura 64 Gráfica de resultados de los 3 ensayos a 800 RPM

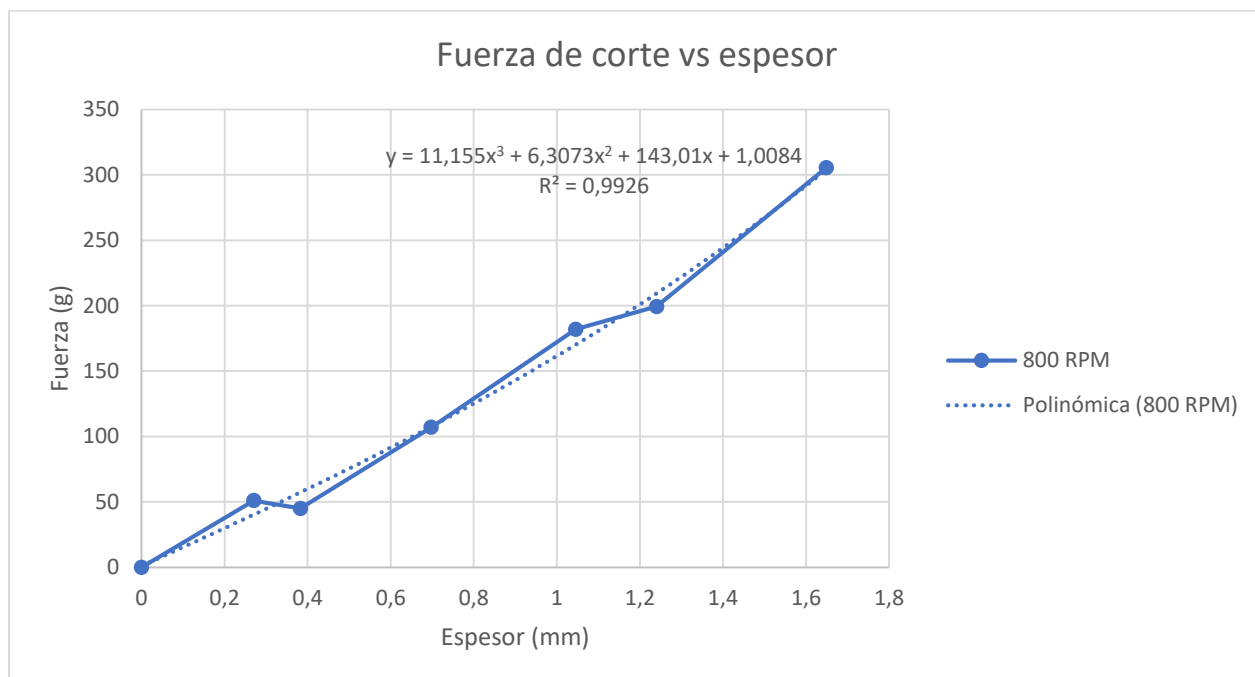


Figura 65 Gráfica de la media de los resultados a 800 RPM

Mediante el análisis de la Figura 65 se muestra una tendencia creciente y la ecuación que se ajusta a estos valores es la siguiente:

$$F_c(x) = 11.155x^3 + 6.3073x^2 + 143.01x - 1.0084$$

5.1.8. Ensayos a 900 RPM

Tabla 23

Resultados de las pruebas en el banco de pruebas a 900 rpm

ensayo 1		ensayo 2		ensayo 3		media	
espesor (mm)	fuerza (g)	espesor (mm)	fuerza (g)	espesor (mm)	fuerza (g)	espesor (mm)	fuerza (g)
0	0	0	0	0	0	0	0
0.21	35	0.246	56	0.252	30	0.236	40.333
0.418	91	0.49	44	0.38	69	0.429	68
0.739	71	0.739	73	0.786	148	0.755	97.333
0.866	97	0.98	147	1.029	127	0.958	123.666
1.034	117	1.238	182	1.057	119	1.111	139.333
1.53	252	1.753	520	1.762	502	1.682	424.667

5.1.8.1. Gráfica de los resultados obtenidos

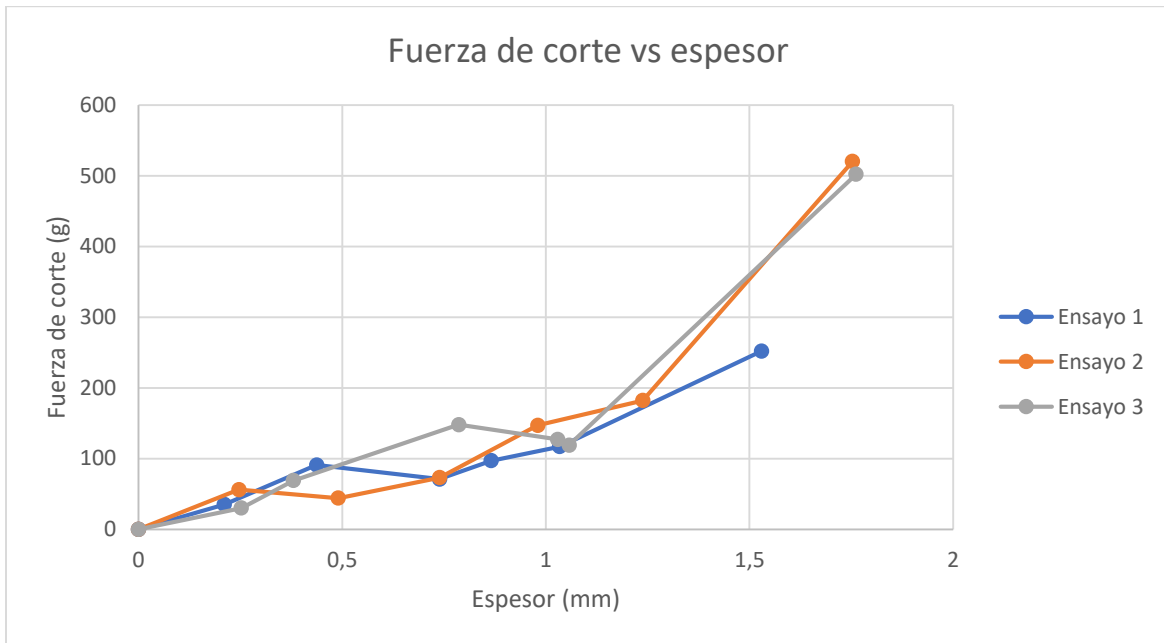


Figura 66 Gráfica de resultados de Fuerza vs espesor a 900 RPM

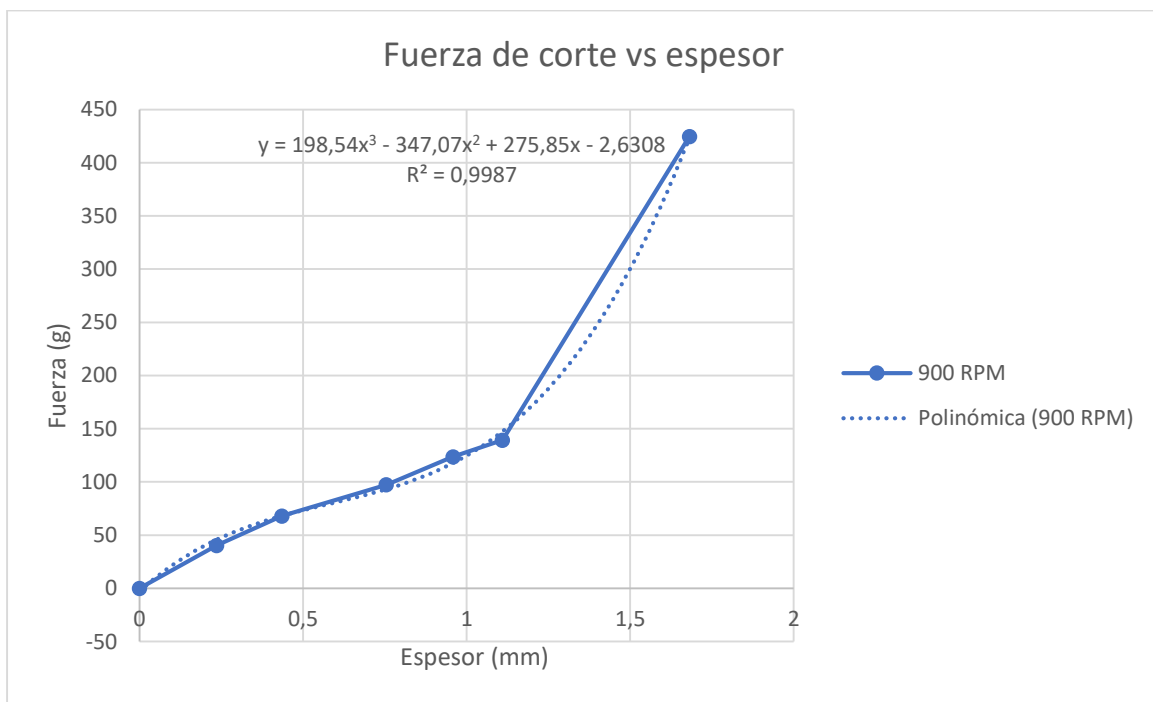


Figura 67 Gráfica de la media de los resultados a 900 RPM

Mediante el análisis de la Figura 67 se muestra una tendencia creciente y la ecuación que se ajusta a estos valores es la siguiente:

$$F_c(x) = 198.54x^3 - 347.07x^2 + 275.85x - 2.6308$$

5.2. Relación de las fuerzas a diferentes velocidades

En la Figura 68 se muestra la gráfica de la media de todos los resultados obtenidos, para cada una de las velocidades de prueba, en la que se realizaron los ensayos.

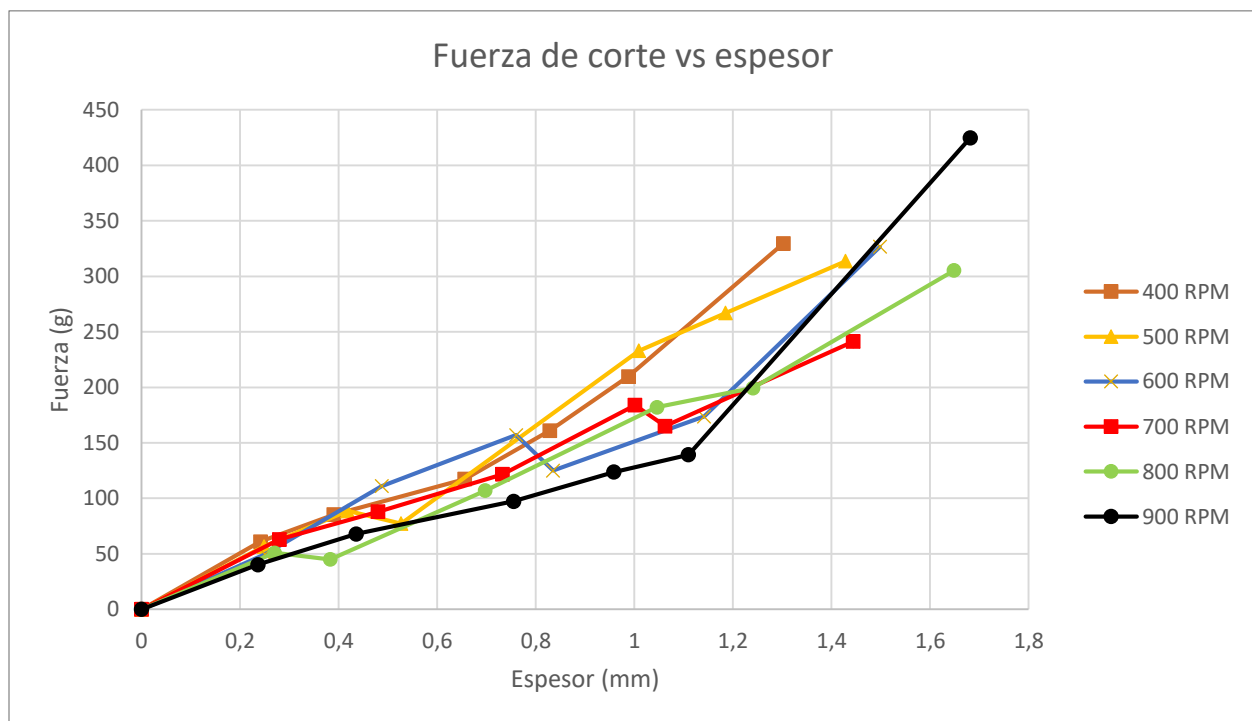


Figura 68 Gráfica de resultados en diferentes velocidades

Como se puede apreciar en la Figura 68, los resultados obtenidos en diferentes velocidades tienen la misma tendencia creciente, es decir conforme el número de probetas aumenta, también aumenta la fuerza de corte requerida, además, se puede evidenciar que conforme los espesores van

umentando, las fuerzas de corte requerida van distanciándose entre sí, estas gráficas tomarán mayor coherencia en los siguientes análisis.

5.3. Esfuerzo cortante a diferentes velocidades

Según los resultados obtenidos en la experimentación y en el análisis de resultados se muestra que los esfuerzos cortantes tienen valores asemejados entre ellos, por lo tanto, para realizar la gráfica del esfuerzo cortante frente a los espesores, se ha optado por utilizar la media de los valores obtenidos.

5.3.1. Esfuerzos cortantes en condiciones isostáticas (0 RPM)

Los valores del esfuerzo cortante a velocidad de 0 RPM o estático se muestran en la

Tabla 24

Esfuerzo cortante 0 RPM

espesor (mm)	esfuerzo cortante (Kg/mm ²)
0.3	4.20
0.55	4.40
0.837	5.03
1.132	4.53
1.358	4.95
1.7218	4.51

Ejemplo de cálculo:

Para obtener el esfuerzo cortante se aplica la ecuación (19).

$$\tau = \frac{34.023 \text{ Kg}}{(0.3 \text{ mm})(27.00 \text{ mm})}$$

$$\tau = 4.20 \frac{\text{Kg}}{\text{mm}^2}$$

Gráfica de esfuerzo cortante vs espesor a 0 RPM.

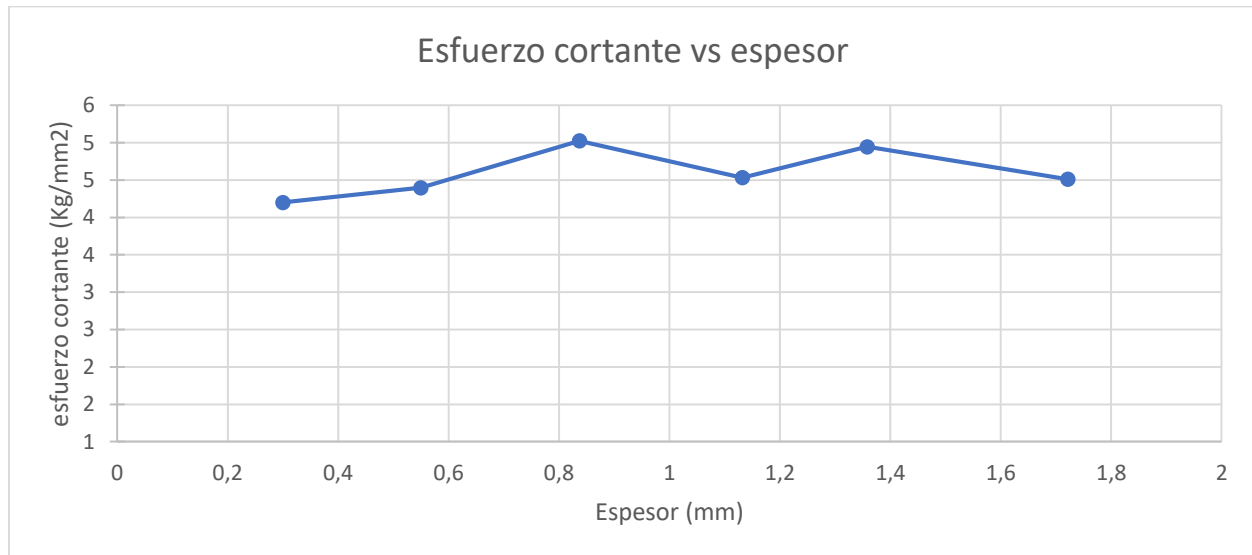


Figura 69 Esfuerzo cortante vs espesor a 0 RPM

5.3.2. Velocidad a 400 RPM

Tabla 25

Esfuerzo cortante a 400 rpm a diferentes espesores

Nº Probeta	1	2	3	4	5	6
Esfuerzo cortante						
1 (Kg/mm²)	0.012	0.011	0.012	0.011	0.011	0.016
2 (Kg/mm²)	0.009	0.008	0.011	0.011	0.010	0.008
3 (Kg/mm²)	0.007	0.009	0.009	0.007	0.009	0.009
Media (Kg/mm²)	0.010	0.009	0.010	0.009	0.010	0.011

Ejemplo de cálculo :

$$\tau = \frac{(90 \text{ g}) \left(\frac{1 \text{ Kg}}{1000 \text{ g}} \right)}{(0.26 \text{ mm})(28.1 \text{ mm})}$$

$$\tau = 0.0122 \frac{\text{Kg}}{\text{mm}^2}$$

Gráfica esfuerzo cortante vs espesor a 400 RPM.

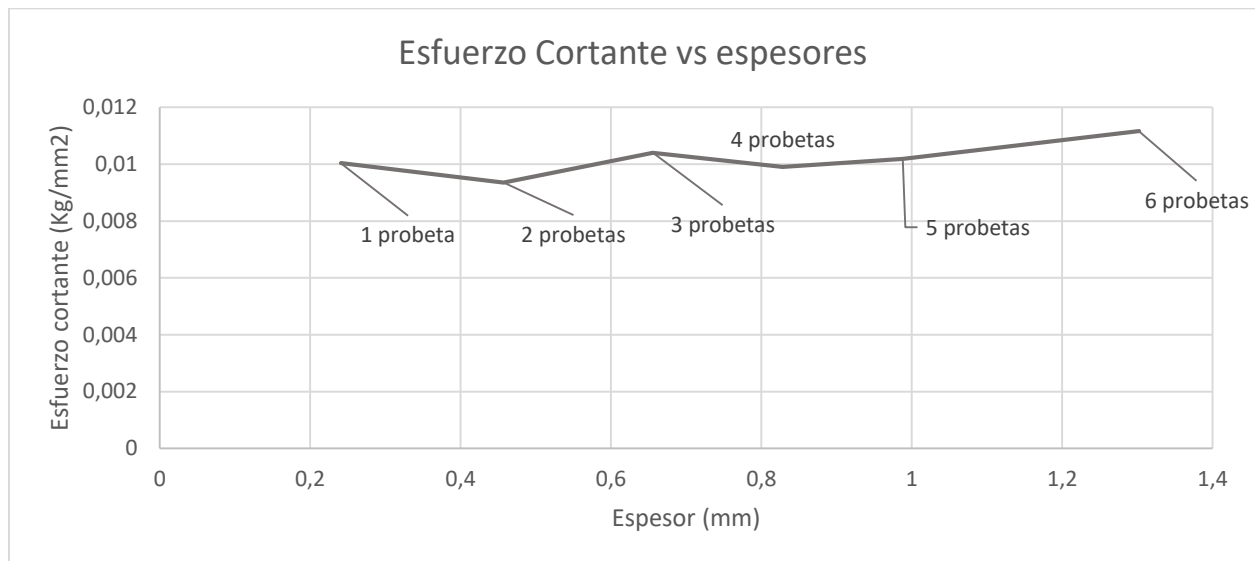


Figura 70 Esfuerzo cortante respecto a los diferentes espesores a 400 RPM

5.3.3. Velocidad a 500 RPM

Tabla 26

Esfuerzo cortante a 500 rpm a diferentes espesores

Nº Probeta	1	2	3	4	5	6
Esfuerzo cortante						
1 (Kg/mm²)	0.009	0.012	0.008	0.01	0.009	0.011
2 (Kg/mm²)	0.009	0.008	0.009	0.009	0.09	0.009
3 (Kg/mm²)	0.008	0.008	0.009	0.009	0.009	0.007
Media (Kg/mm²)	0.009	0.009	0.0085	0.009	0.009	0.009

Ejemplo de cálculo:

$$\tau = \frac{(206 \text{ g}) \left(\frac{1 \text{ Kg}}{1000 \text{ g}} \right)}{\left((0.25)(24.35) \right) + \left((0.226)(23.55) \right) + \left((0.234)(23.57) \right) + \left((0.256)(24.29) \right)}$$

$$\tau = 0.00890102 \frac{\text{Kg}}{\text{mm}^2}$$

Gráfica esfuerzo cortante vs espesor a 500 RPM:

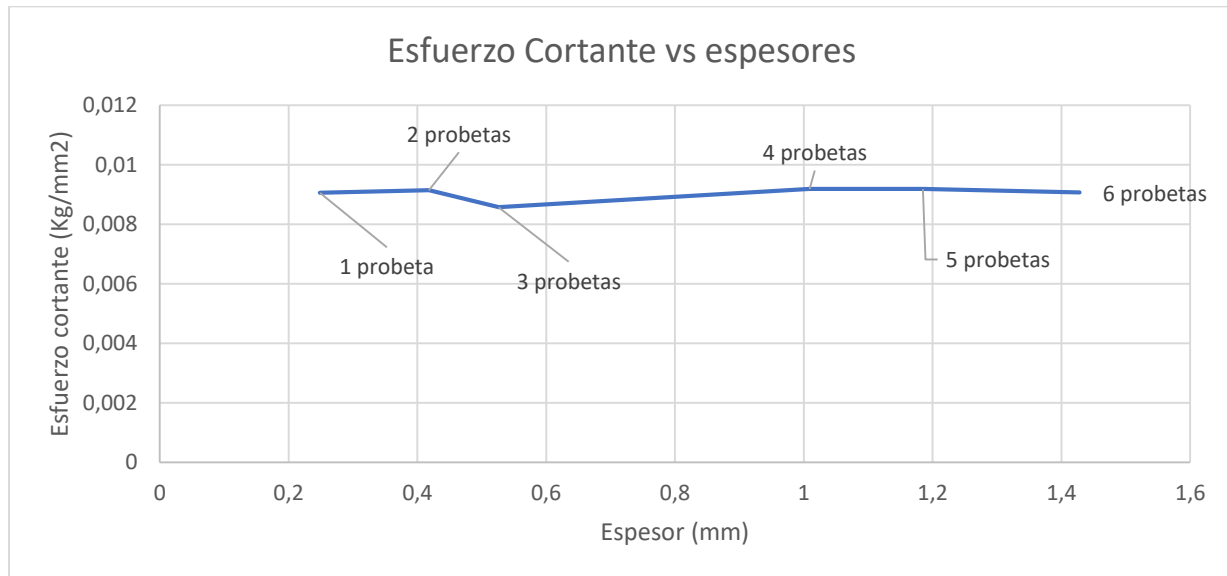


Figura 71 Esfuerzo cortante respecto a los diferentes espesores a 500 RPM

5.3.4. Velocidad a 600 RPM

Tabla 27

Esfuerzo cortante a 600 rpm a diferentes espesores

Nº Probeta	1	2	3	4	5	6
Esfuerzo cortante						
1 (Kg/mm²)	0.008	0.008	0.007	0.008	0.008	0.009
2 (Kg/mm²)	0.008	0.009	0.008	0.007	0.007	0.008
3 (Kg/mm²)	0.008	0.008	0.008	0.006	0.0067	0.008
Media (Kg/mm²)	0.008	0.009	0.008	0.007	0.007	0.008

Ejemplo de cálculo:

$$\tau = \frac{(95g) \left(\frac{1 \text{ Kg}}{1000 \text{ g}} \right)}{\left((0.251)(23.45) \right) + \left((0.205)(23.35) \right)}$$

$$\tau = 0.0089012 \frac{\text{Kg}}{\text{mm}^2}$$

Gráfica esfuerzo cortante vs espesor a 600 RPM.

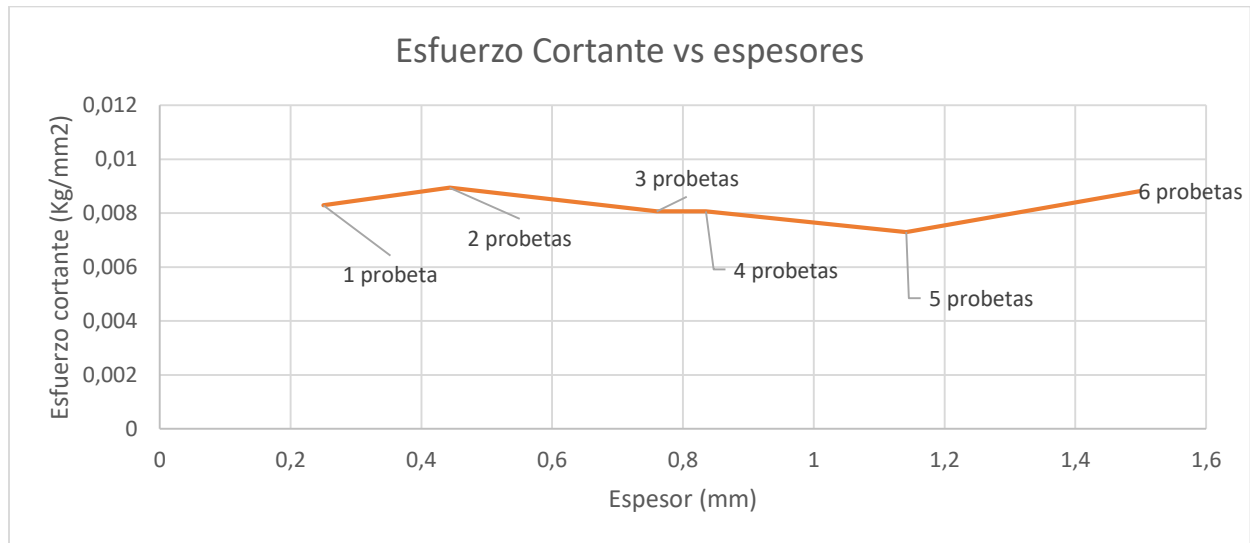


Figura 72 Esfuerzo cortante respecto a los diferentes espesores a 600 RPM

5.3.5. Velocidad a 700 RPM

Tabla 28

Esfuerzo cortante a 700 rpm a diferentes espesores

Nº Probeta	1	2	3	4	5	6
Esfuerzo cortante						
1 (Kg/mm²)	0.009	0.008	0.009	0.009	0.007	0.007
2 (Kg/mm²)	0.007	0.007	0.007	0.006	0.007	0.006
3 (Kg/mm²)	0.007	0.007	0.005	0.006	0.007	0.006
Media (Kg/mm²)	0.008	0.007	0.007	0.007	0.007	0.006

Ejemplo de cálculo:

$$\tau = \frac{(164g) \left(\frac{1 Kg}{1000 g} \right)}{((0.208)(22.01)) + ((0.208)(22.20)) + ((0.203)(21.84)) + ((0.212)(22.07)) + ((0.204)(22.63))}$$

$$\tau = 0.007 \frac{Kg}{mm^2}$$

Gráfica esfuerzo cortante vs espesor a 700 RPM:

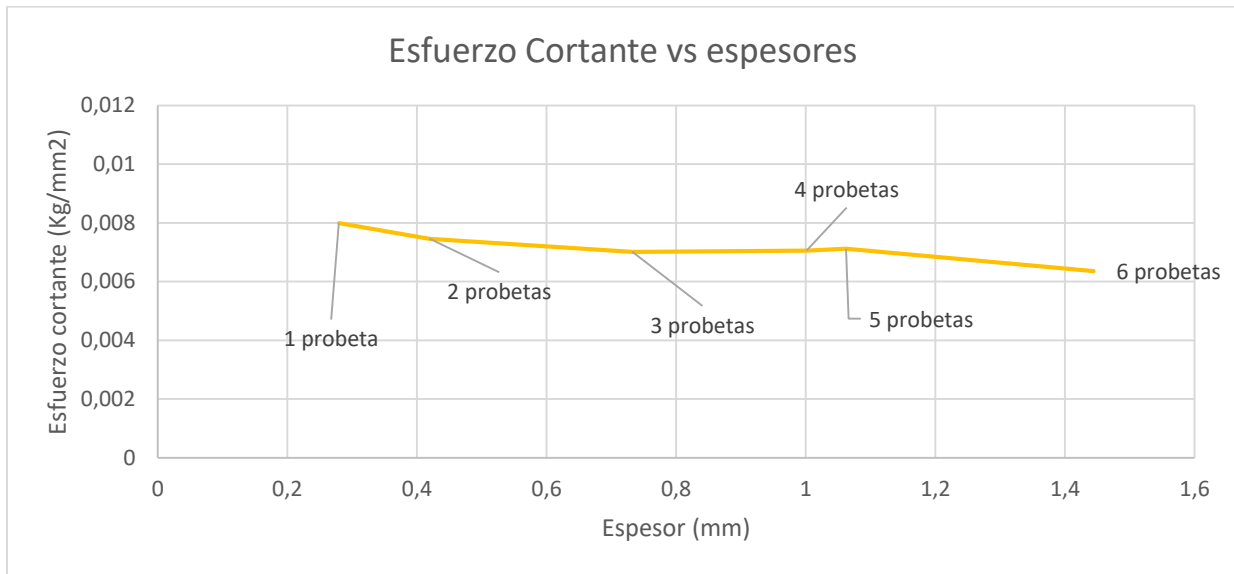


Figura 73 Esfuerzo cortante respecto a los diferentes espesores a 700 RPM

5.3.6. Velocidad a 800 RPM

Tabla 29

Esfuerzo cortante a 800 rpm a diferentes espesores

Nº Probeta	1	2	3	4	5	6
Esfuerzo cortante						
1 (Kg/mm²)	0.01	0.007	0.006	0.007	0.007	0.007
2 (Kg/mm²)	0.009	0.007	0.006	0.006	0.007	0.006
3 (Kg/mm²)	0.001	0.002	0.007	0.006	0.005	0.007
Media (Kg/mm²)	0.007	0.006	0.007	0.007	0.0067	0.007

Ejemplo de cálculo

$$\tau = \frac{(63) \left(\frac{1 \text{ Kg}}{1000 \text{ g}} \right)}{((0.2)(20.12)) + ((0.218)(21))}$$

$$\tau = 0.007 \frac{\text{Kg}}{\text{mm}^2}$$

Gráfica esfuerzo cortante vs espesor a 800 RPM:

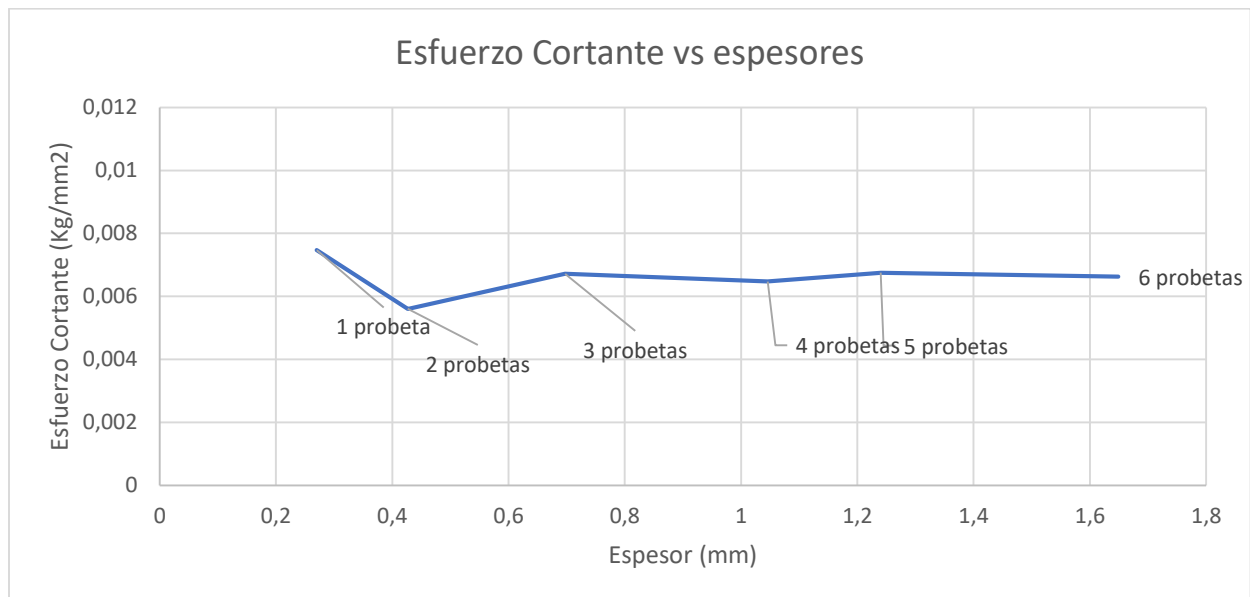


Figura 74 Esfuerzo cortante respecto a los diferentes espesores a 800 RPM

5.3.7. Velocidad a 900 RPM

Tabla 30

Esfuerzo cortante a 900 rpm a diferentes espesores

Nº Probeta	1	2	3	4	5	6
Esfuerzo cortante						
1 (Kg/mm²)	0.009	0.008	0.010	0.006	0.006	0.006
2 (Kg/mm²)	0.007	0.008	0.004	0.005	0.006	0.006
3 (Kg/mm²)	0.005	0.004	0.004	0.004	0.006	0.007
Media (Kg/mm²)	0.007	0.007	0.006	0.005	0.006	0.007

Ejemplo de cálculo:

$$\tau = \frac{(127g) \left(\frac{1 \text{ Kg}}{1000 \text{ g}} \right)}{((0.261)(24.08)) + ((0.255)(25.33)) + ((0.252)(24.7)) + ((0.261)(24.25))}$$

$$\tau = 0.005 \frac{\text{Kg}}{\text{mm}^2}$$

Gráfica esfuerzo cortante vs espesor a 900 RPM.

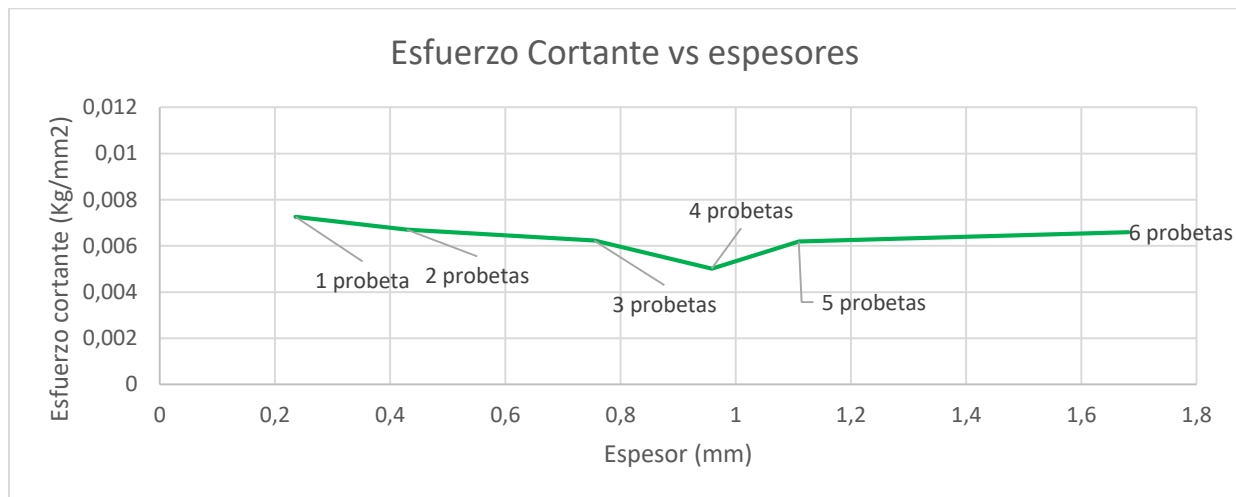


Figura 75 Esfuerzo cortante respecto a los diferentes espesores

Gráfica esfuerzo cortante vs espesor para diferentes velocidades

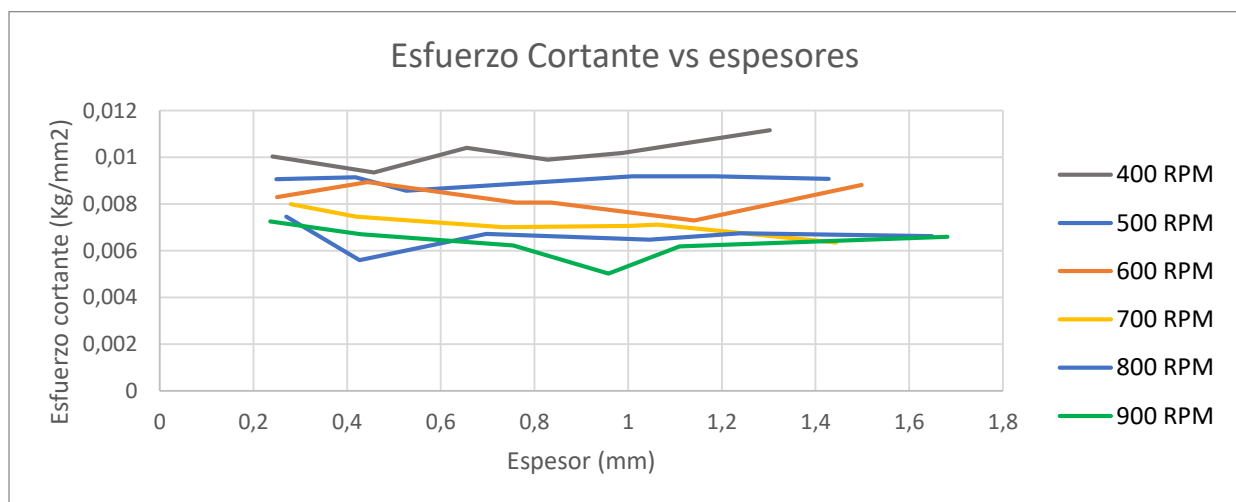


Figura 76 Esfuerzo cortante respecto a los diferentes espesores con todas las velocidades

En la Figura 76 se puede apreciar la tendencia de los esfuerzos cortantes conforme los espesores van cambiando, los esfuerzos cortantes tienden a mantenerse constantes, pero conforme la velocidad va aumentando, los esfuerzos cortantes van disminuyendo, hasta que en un punto

determinado de a gráfica los esfuerzos cortantes de las velocidades de 700, 800 y 900 RPM tienden a igualarse, por lo que se puede concluir que los esfuerzos cortantes a partir de 700 RPM van a ser muy similares, y se puede suponer que conforme las velocidades aumenten más de 900 RPM los esfuerzos cortantes van a ser iguales.

5.4.Esfuerzo cortante a diferentes números de probetas

En las siguientes gráficas se tiene la variación del esfuerzo cortante respecto de la variación de la velocidad de rotación del eje de corte, considerando el número de probetas.

5.4.1. Una probeta

5.4.1.1. Esfuerzo cortante respecto de la velocidad en dinámico y en estático para 1 probeta

Tabla 31

Valores del esfuerzo cortante dinámico y estático para 1 probeta

Velocidad (RPM)	Esfuerzo cortante (Kg/mm²)
0	4.20
60	1,27
400	0.01
500	0.009
600	0.008
700	0.008
800	0.007
900	0.007

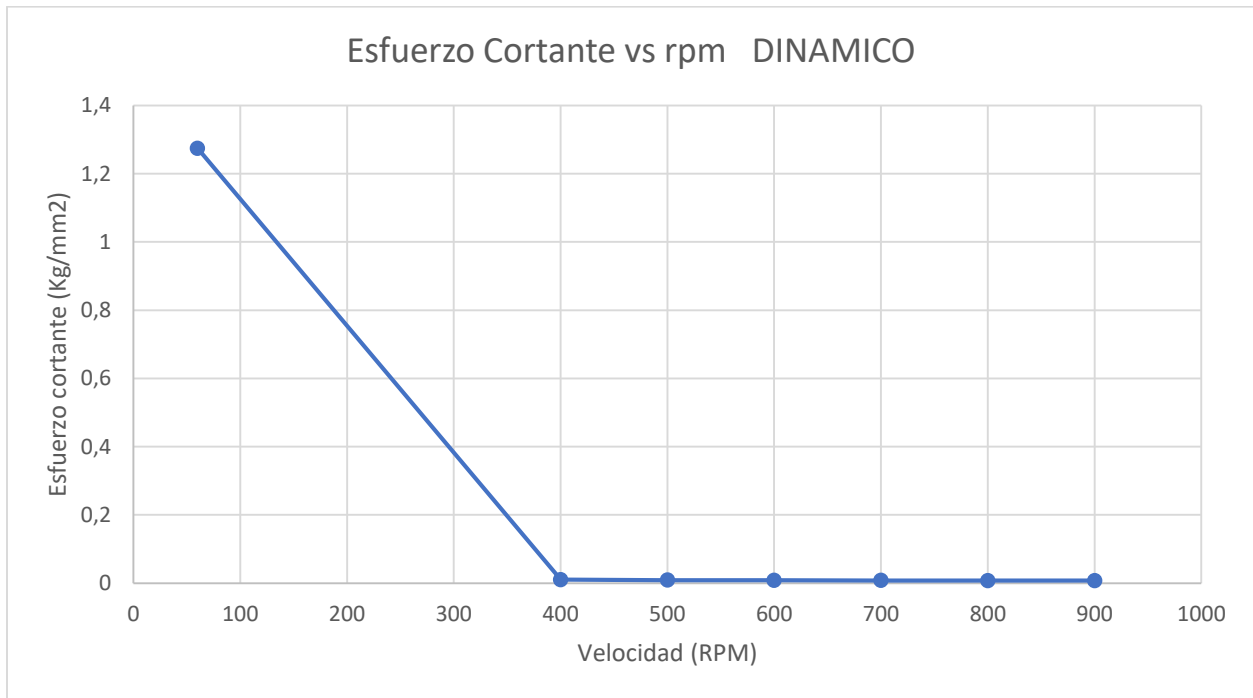


Figura 77 Gráfica del esfuerzo cortante vs velocidad en 1 probeta en dinámico

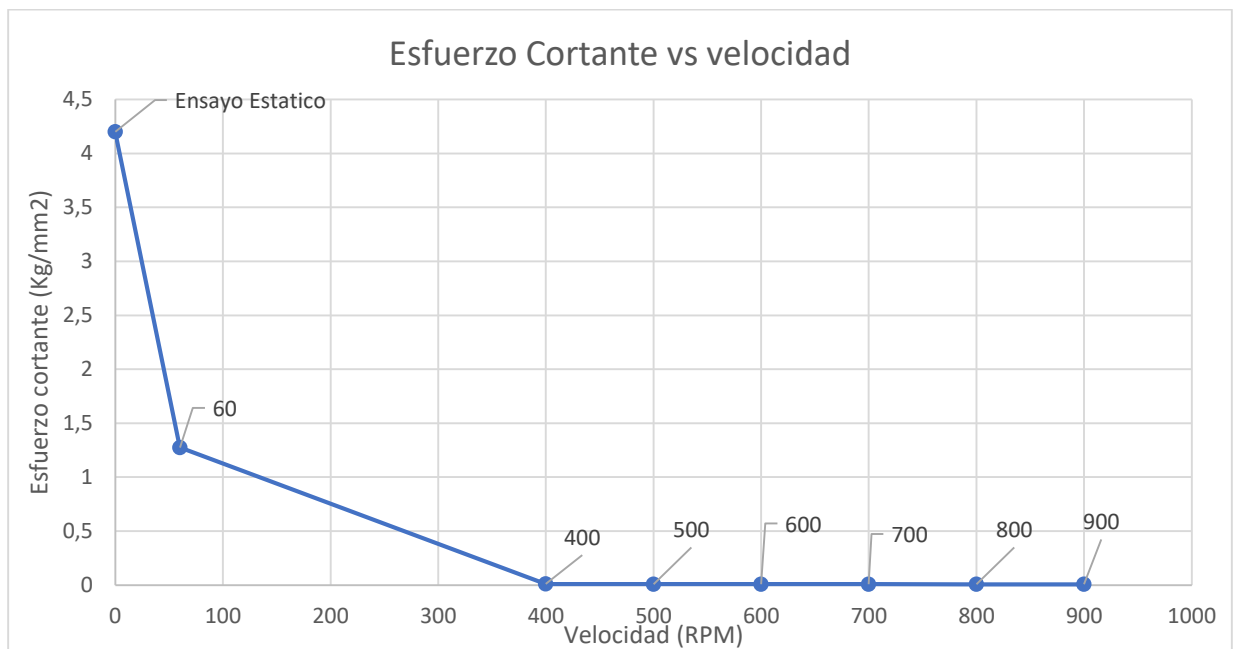


Figura 78 Gráfica del esfuerzo cortante vs velocidad en 1 probeta

Como se puede apreciar en la Figura 78, mediante el esfuerzo cortante en 60 RPM y el esfuerzo cortante a 0 RPM, se tiene una visión más acertada de la tendencia del esfuerzo cortante respecto de la velocidad, en la cual se puede concluir que decrece de manera exponencial respecto de la velocidad a la cual se realizó el ensayo.

5.4.2. Dos probetas

5.4.2.1. Esfuerzo cortante respecto de la velocidad en dinámico y en estático para 2 probetas

Tabla 32

Valores del esfuerzo cortante dinámico y estático para 2 probetas

Velocidad (RPM)	Esfuerzo cortante (Kg/mm ²)
0	4.395
400	0.009
500	0.009
600	0.009
700	0.007
800	0.007
900	0.007

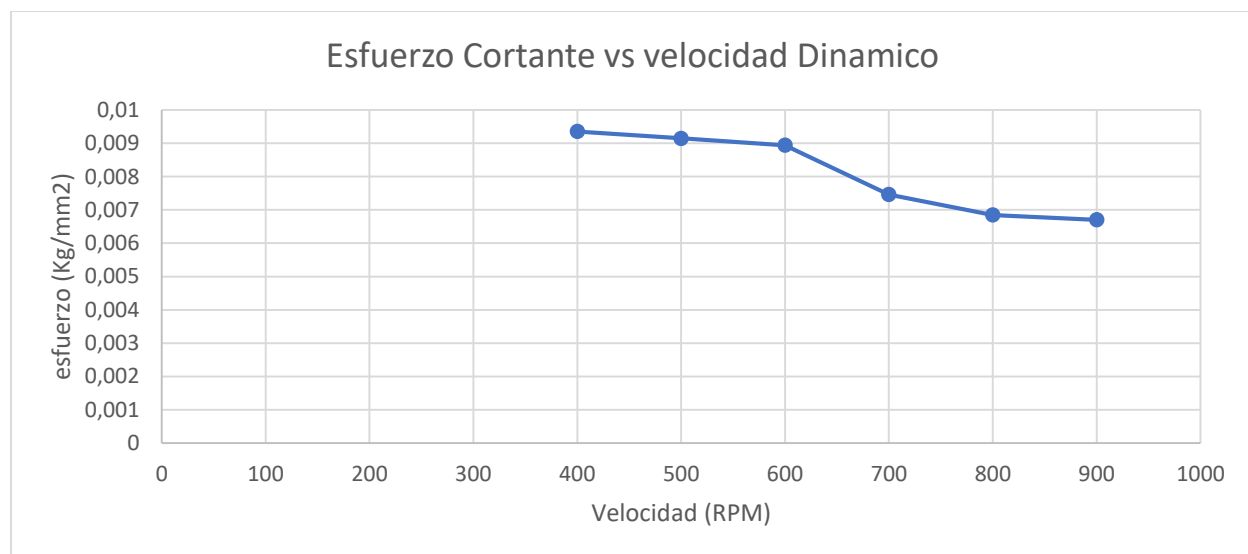


Figura 79 Gráfica del esfuerzo cortante vs velocidad con 2 probetas en dinámico

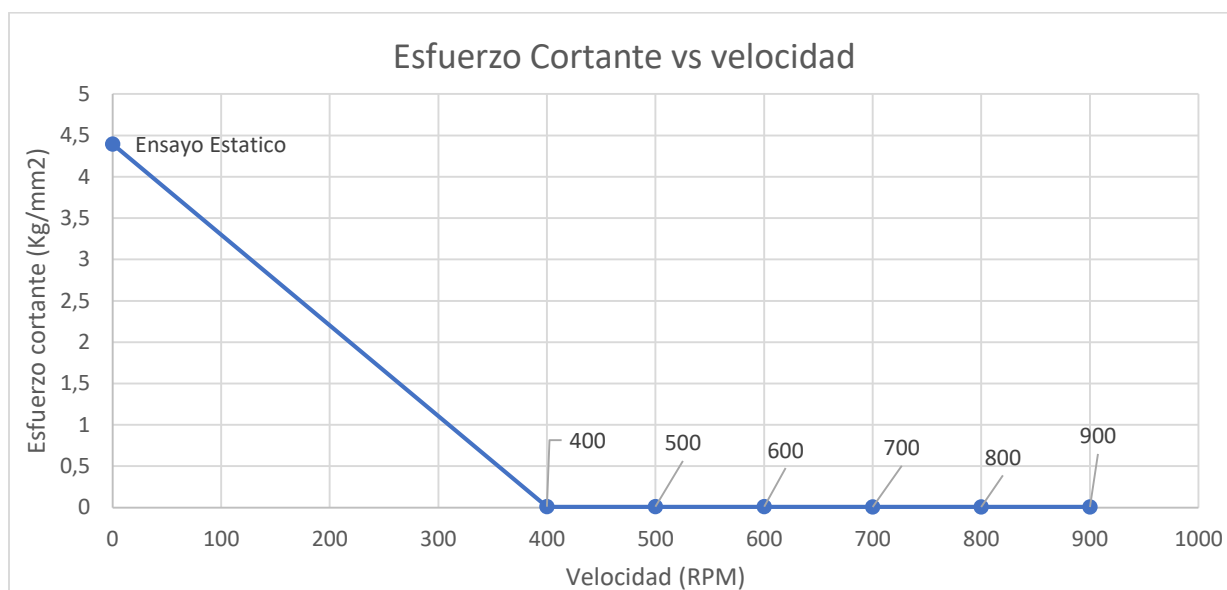


Figura 80 Gráfica del esfuerzo cortante vs velocidad con 2 probetas

5.4.3. Tres probetas

5.4.3.1. Esfuerzo cortante respecto de la velocidad en dinámico y en estático para 3 probetas

Tabla 33

Valores del esfuerzo cortante dinámico y estático para 3 probetas

Velocidad (RPM)	Esfuerzo cortante (Kg/mm2)
0	5.02
400	0.010
500	0.009
600	0.008
700	0.007
800	0.007
900	0.006

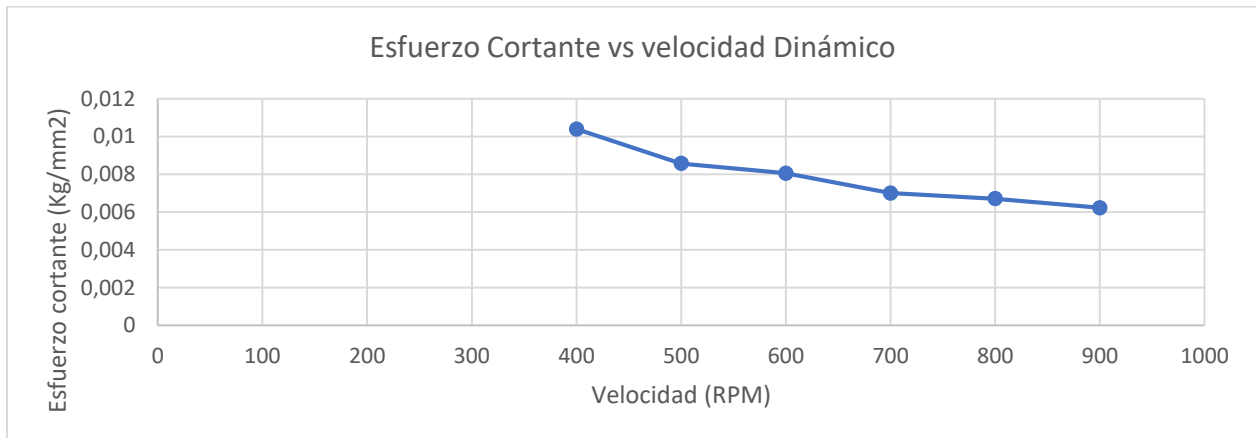


Figura 81 Gráfica del esfuerzo cortante vs velocidad con 3 probetas en dinámico

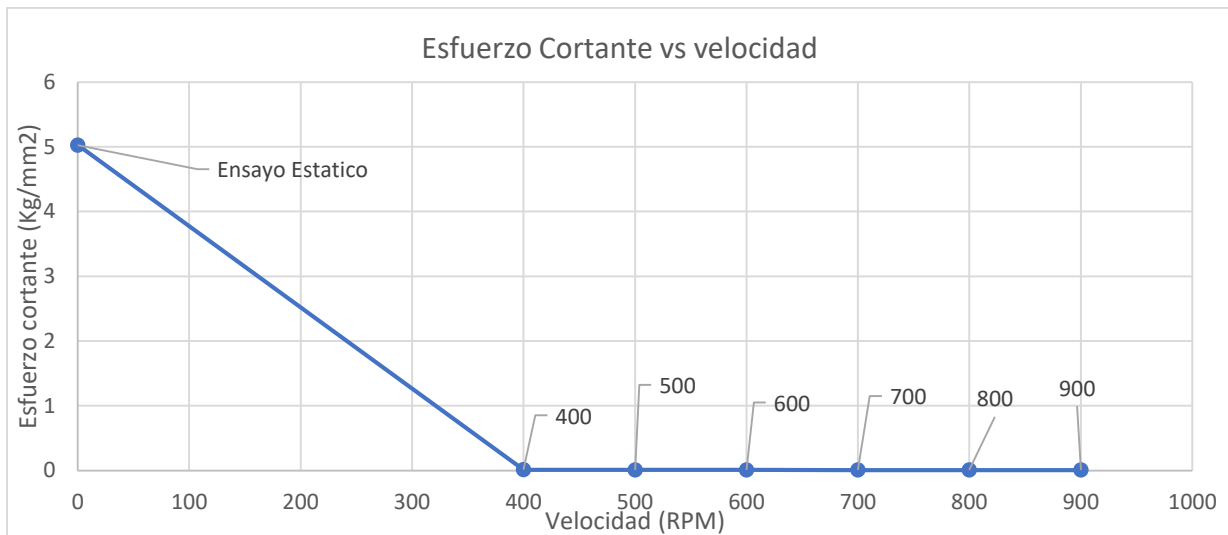


Figura 82 Gráfica del esfuerzo cortante vs velocidad en 3 probetas

5.4.4. Cuatro probetas

5.4.4.1. Esfuerzo cortante respecto de la velocidad en dinámico y en estático para 4 probetas

Tabla 34

Valores del esfuerzo cortante dinámico y estático para 4 probetas

Velocidad (RPM)	Esfuerzo cortante (Kg/mm ²)
0	4.532
400	0.009
500	0.009
600	0.008
700	0.007
800	0.006
900	0.005

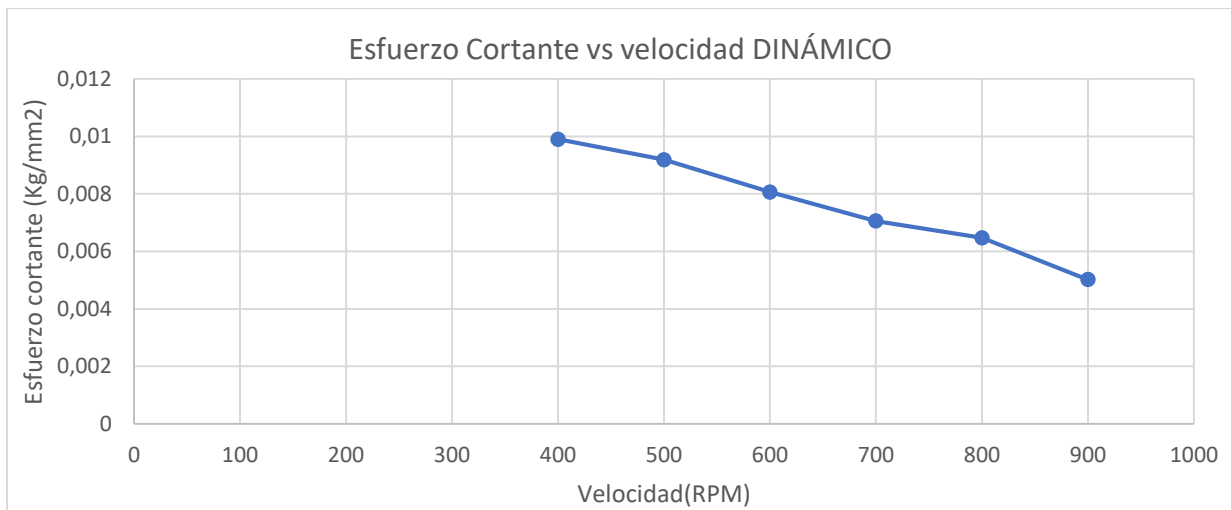


Figura 83 Gráfica del esfuerzo cortante vs velocidad con 4 probetas en dinámico

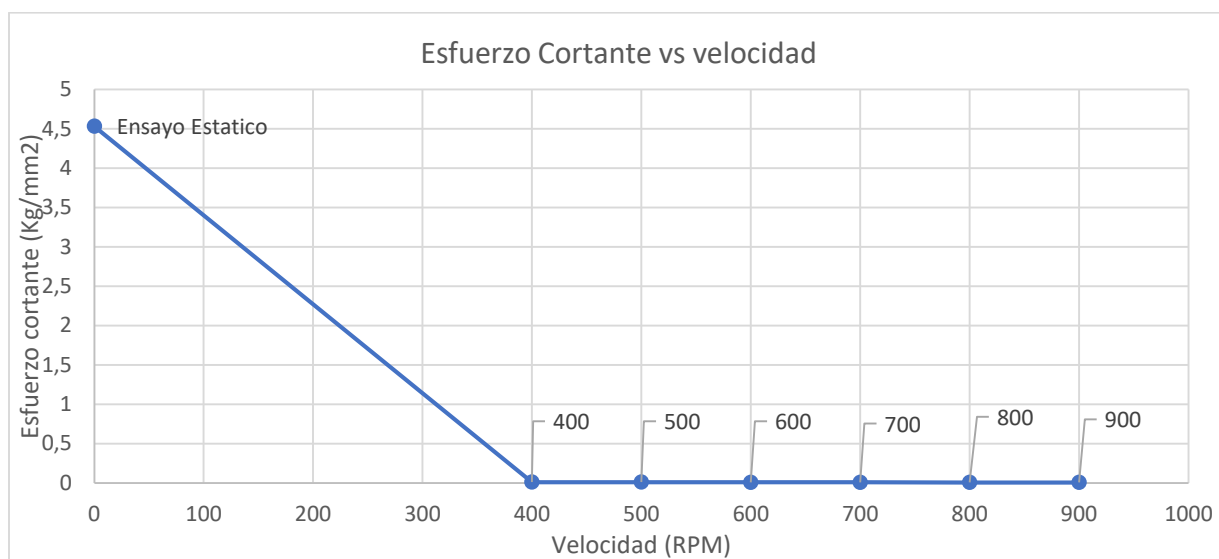


Figura 84 Gráfica del esfuerzo cortante vs velocidad con 4 probetas

5.4.5. Cinco probetas

5.4.5.1. Esfuerzo cortante respecto de la velocidad en dinámico y en estático para 5 probetas

Tabla 35

Valores del esfuerzo cortante dinámico y estático para 5 probetas

Velocidad (RPM)	Esfuerzo cortante (Kg/mm ²)
0	4.945
400	0.01
500	0.009
600	0.007
700	0.007
800	0.007
900	0.006

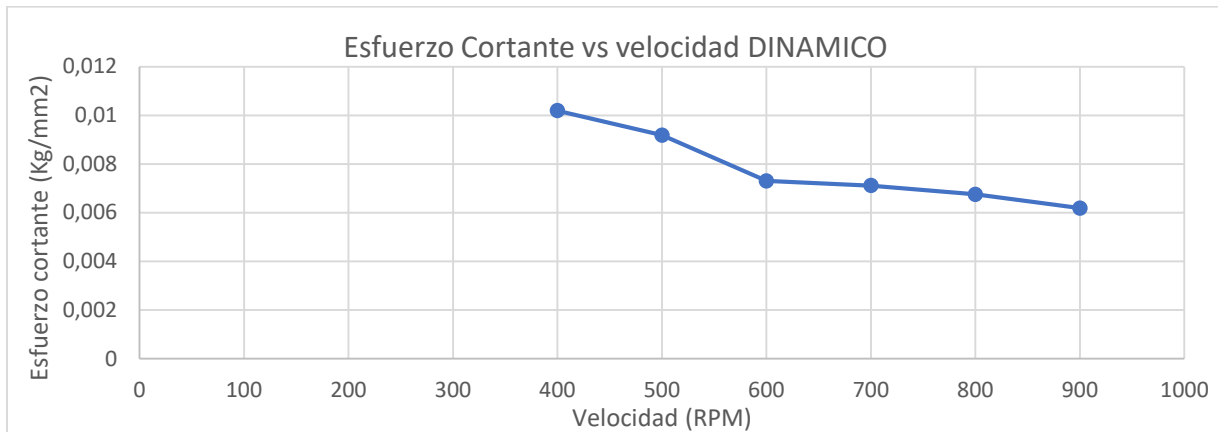


Figura 85 Gráfica del esfuerzo cortante vs velocidad con 5 probetas en dinámico

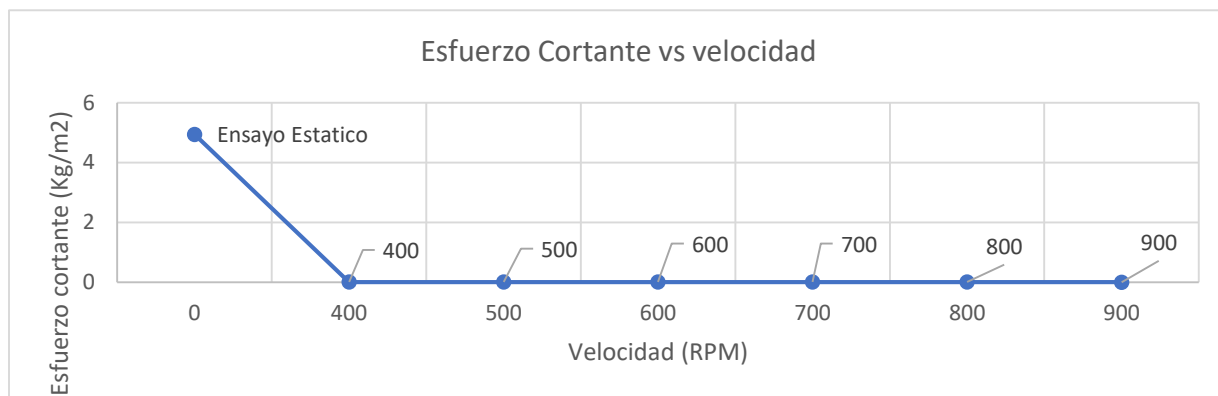


Figura 86 Gráfica del esfuerzo cortante vs velocidad con 5 probetas

5.4.6. Seis probetas

5.4.6.1. Esfuerzo cortante respecto de la velocidad en dinámico y en estático para 6 probetas

Tabla 36

Valores del esfuerzo cortante dinámico y estático para 6 probetas

Velocidad (RPM)	Esfuerzo cortante (Kg/mm ²)
0	4.511
400	0.011
500	0.009
600	0.009
700	0.007
800	0.006
900	0.006

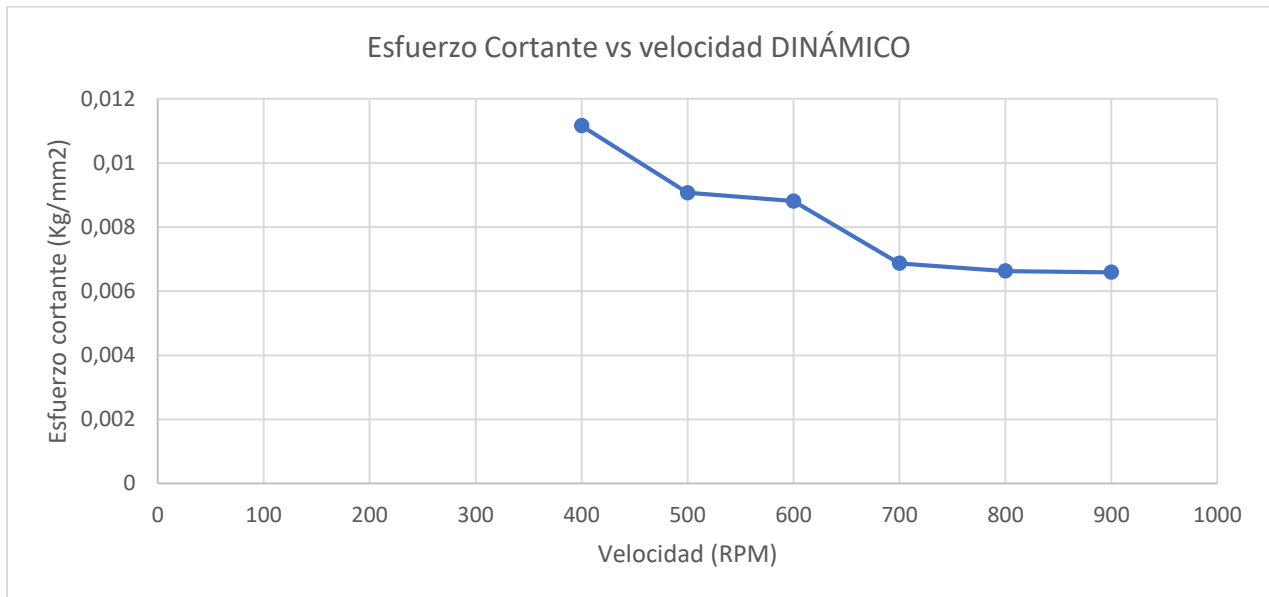


Figura 87 Gráfica del esfuerzo cortante vs velocidad con 6 probetas en dinámico

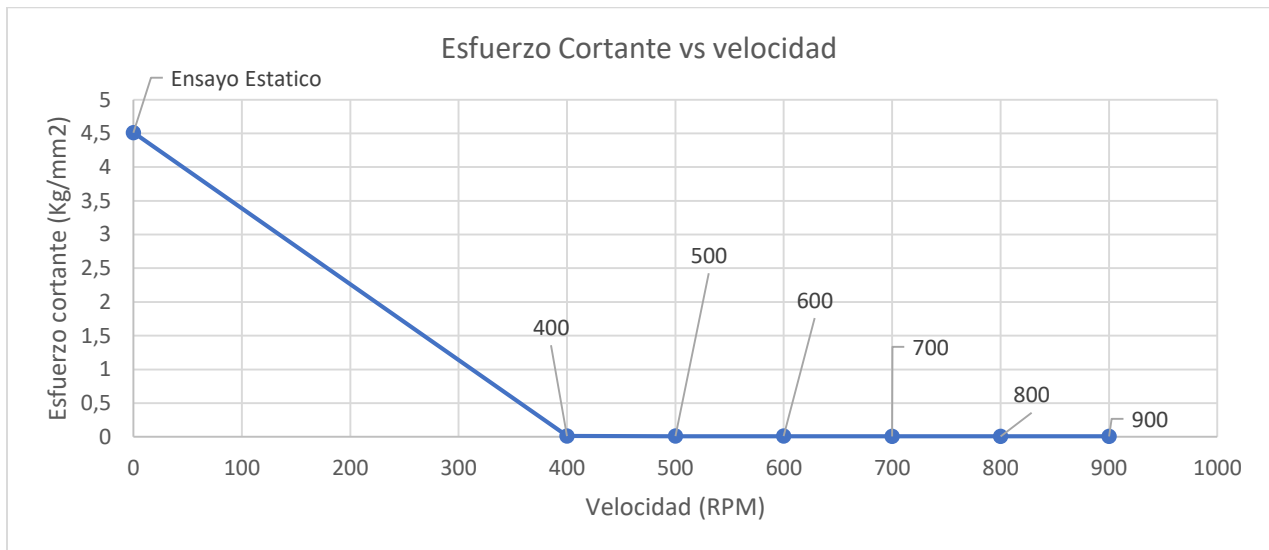


Figura 88 Gráfica del esfuerzo cortante vs velocidad con 6 probetas

5.4.7. Análisis de los resultados

Mediante las gráficas de esfuerzo cortante respecto de la velocidad se puede apreciar que los valores del esfuerzo cortante tienden a disminuir conforme la velocidad aumenta, pero existe un punto en el que los valores del esfuerzo cortante aumentan exponencialmente hasta llegar al valor

del esfuerzo cortante en estático, por lo que se puede concluir que en la gráfica de esfuerzo en relación a la velocidad, existe una asíntota para los ensayos dinámicos, es decir que por más que el valor de la velocidad angular tienda a 0 el valor de la fuerza va a tender a valores más altos.

5.4.7.1. Relación porcentual entre el esfuerzo cortante estático y dinámico

En las siguientes tablas se muestra la relación existente entre los esfuerzos cortantes estáticos y los esfuerzos cortantes dinámicos tomados a diferentes velocidades.

Tabla 37

Relación porcentual del esfuerzo cortante dinámico y estático a 400 RPM

400 rpm			
Ensayo	esfuerzo cortante estático (Kg/mm ²)	esfuerzo cortante dinámico (Kg/mm ²)	Relación porcentual (%)
1	4.201	0.010	0.241
2	4.398	0.009	0.212
3	5.026	0.01	0.207
4	4.533	0.009	0.218
5	4.945	0.010	0.206
6	4.512	0.010	0.247

Tabla 38

Relación porcentual del esfuerzo cortante dinámico y estático a 500 RPM

500 rpm			
Ensayo	esfuerzo cortante estático (Kg/mm ²)	esfuerzo cortante dinámico (Kg/mm ²)	Relación porcentual (%)
1	4.201	0.009	0.219
2	4.398	0.009	0.208
3	5.026	0.009	0.171
4	4.537	0.009	0.203
5	4.945	0.009	0.189
6	4.512	0.009	0.201

Tabla 39*Relación porcentual del esfuerzo cortante dinámico y estático a 600 RPM*

600 rpm			
Ensayo	esfuerzo cortante estático (Kg/mm2)	esfuerzo cortante dinámico (Kg/mm2)	Relación porcentual (%)
1	4.201	0.008	0.197
2	4.398	0.009	0.203
3	5.026	0.008	0.161
4	4.533	0.007	0.157
5	4.945	0.007	0.147
6	4.512	0.009	0.195

Tabla 40*Relación porcentual del esfuerzo cortante dinámico y estático a 700 RPM*

700 rpm			
Ensayo	esfuerzo cortante estático (Kg/mm2)	esfuerzo cortante dinámico (Kg/mm2)	Relación porcentual (%)
1	4.201	0.008	0.190
2	4.398	0.008	0.169
3	5.026	0.007	0.139
4	4.533	0.007	0.156
5	4.945	0.007	0.144
6	4.511	0.0064	0.141

Tabla 41*Relación porcentual del esfuerzo cortante dinámico y estático a 800 RPM*

800 rpm			
Ensayo	esfuerzo cortante estático (Kg/mm2)	esfuerzo cortante dinámico (Kg/mm2)	Relación porcentual (%)
1	4.201	0.008	0.178
2	4.398	0.006	0.128
3	5.026	0.007	0.134
4	4.533	0.007	0.143
5	4.945	0.007	0.137
6	4.511	0.007	0.147

Tabla 42*Relación porcentual del esfuerzo cortante dinámico y estático a 900 RPM*

900 rpm			
Ensayo	esfuerzo cortante estático (Kg/mm ²)	esfuerzo cortante dinámico (Kg/mm ²)	Relación porcentual (%)
1	4.201	0.007	0.173
2	4.398	0.007	0.152
3	5.026	0.006	0.124
4	4.53	0.005	0.111
5	4.945	0.006	0.125
6	4.512	0.007	0.146

Con los resultados mostrados en las tablas, se concluye la relación porcentual existente entre el esfuerzo de deformación dinámico con el esfuerzo de deformación estático está comprendido entre el 0.24% al 0.11%, lo que indica que existe un diferencia de más de la mitad entre los esfuerzos cortantes a velocidades bajas y los esfuerzos cortantes a velocidades altas, analizadas respecto del esfuerzo cortante estático.

5.4.8. Análisis de la velocidad adecuada para el corte

Para realizar el análisis de la velocidad apropiada para el corte se parte de la tendencia de la gráfica de esfuerzo cortante respecto de la velocidad, como se muestra en la Figura 89, se parte de esta gráfica, puesto que en esta gráfica se tiene el valor intermedio a 60 RPM, el cual ayuda a definir la curva de mejor manera.

Como se explicó anteriormente no se obtuvo más datos respecto de velocidades bajas, puesto que a estas velocidades de rotación el equipo no está diseñado, ya que el motor es de alta velocidad, y al trabajar en estas velocidades se generan daños en los equipos.

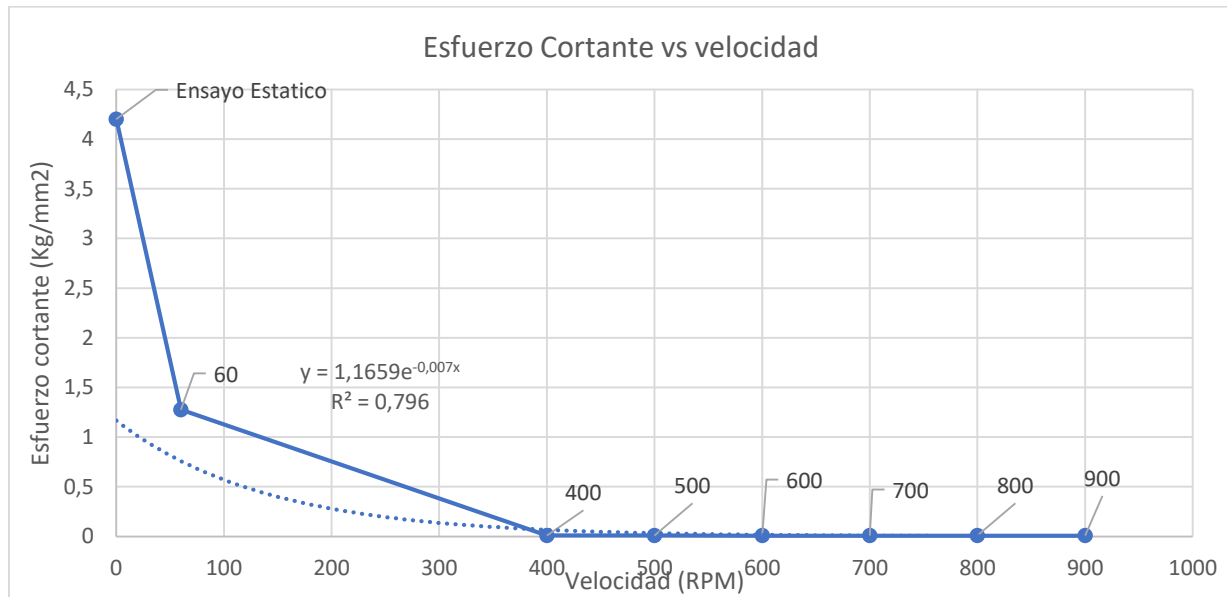


Figura 89 Gráfica esfuerzo cortante vs velocidad con su tendencia

Como se muestra en la Figura 89, la línea de tendencia no abarca en su totalidad los valores en los cuales se encuentra la tendencia decreciente del esfuerzo cortante (y al reemplazar por una línea de tendencia polinómicas de 6 orden la ecuación entregada por el Excel tenía una gráfica diferente a la que se requería), por lo tanto, para suavizar la curva y evidenciar de mejor manera el cambio que se produce en el esfuerzo cortante.

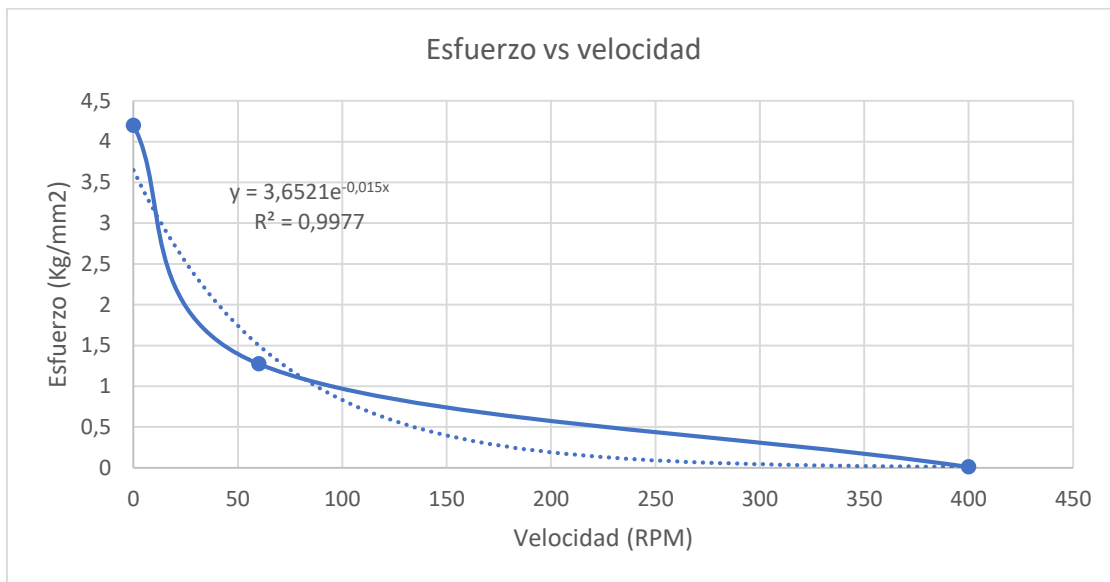


Figura 90 Gráfica de esfuerzo cortante vs velocidad y su línea de tendencia

En Figura 90 se puede apreciar la tendencia de la curva, la cual se ajusta de mejor manera a los datos obtenidos tendiendo un valor de $R^2 = 0,997$. Partiendo de la ecuación de la línea de tendencia entregada por el Excel se obtiene el gráfico de la curva en el software “Scientific Workplace”, esto se realiza con la finalidad de comprobar que la ecuación dada ($\tau(x) = 3,6521e^{-0,015x}$), coincida realmente con la tendencia mostrada en el Excel.

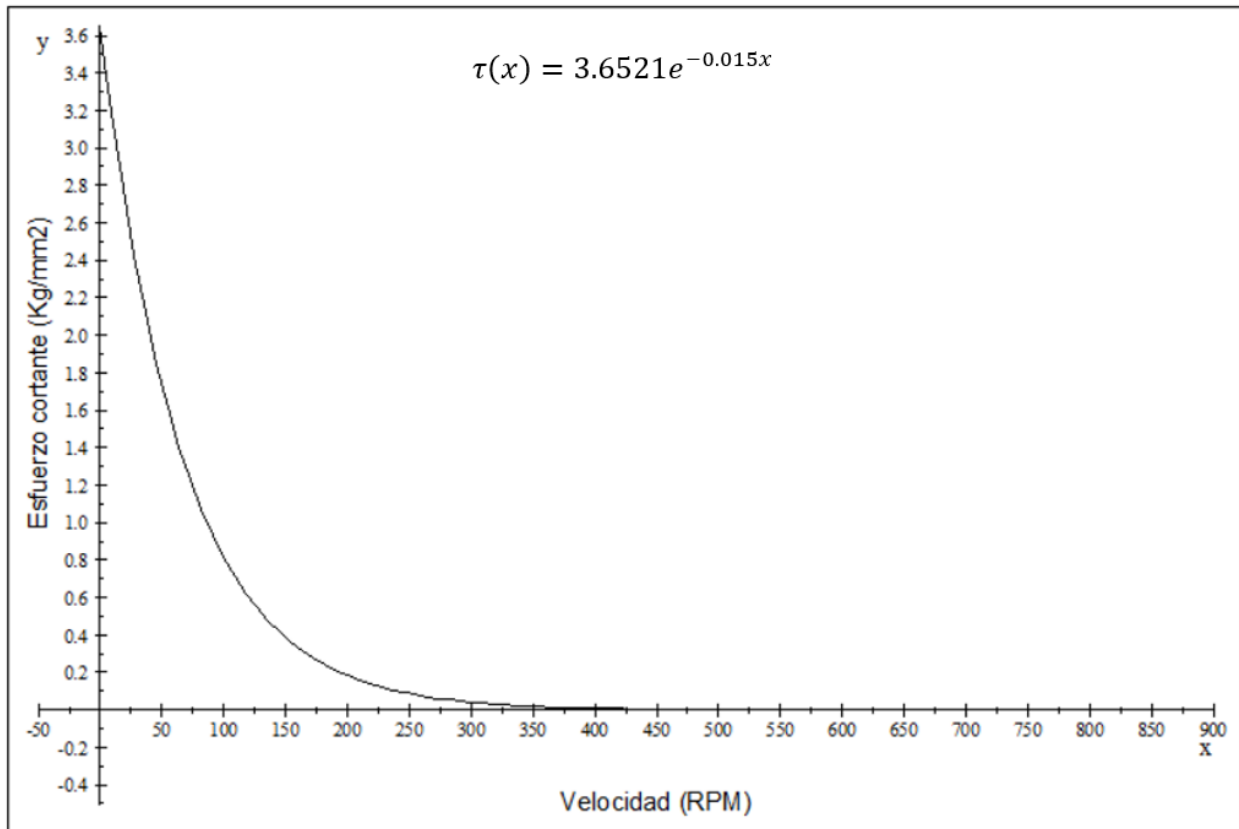


Figura 91 Línea de tendencia del esfuerzo respecto de la velocidad

En la gráfica de Figura 91, se puede verificar que la ecuación planteada por el Excel tiene la tendencia mostrada en la Figura 90, siendo esta la gráfica la cual se ajusta de mejor manera a los resultados obtenidos, para mejorar la visualización de la gráfica y de los valores de análisis en el eje “x” se han tomado desde 0 a 400 RPM como se muestra en la Figura 92.

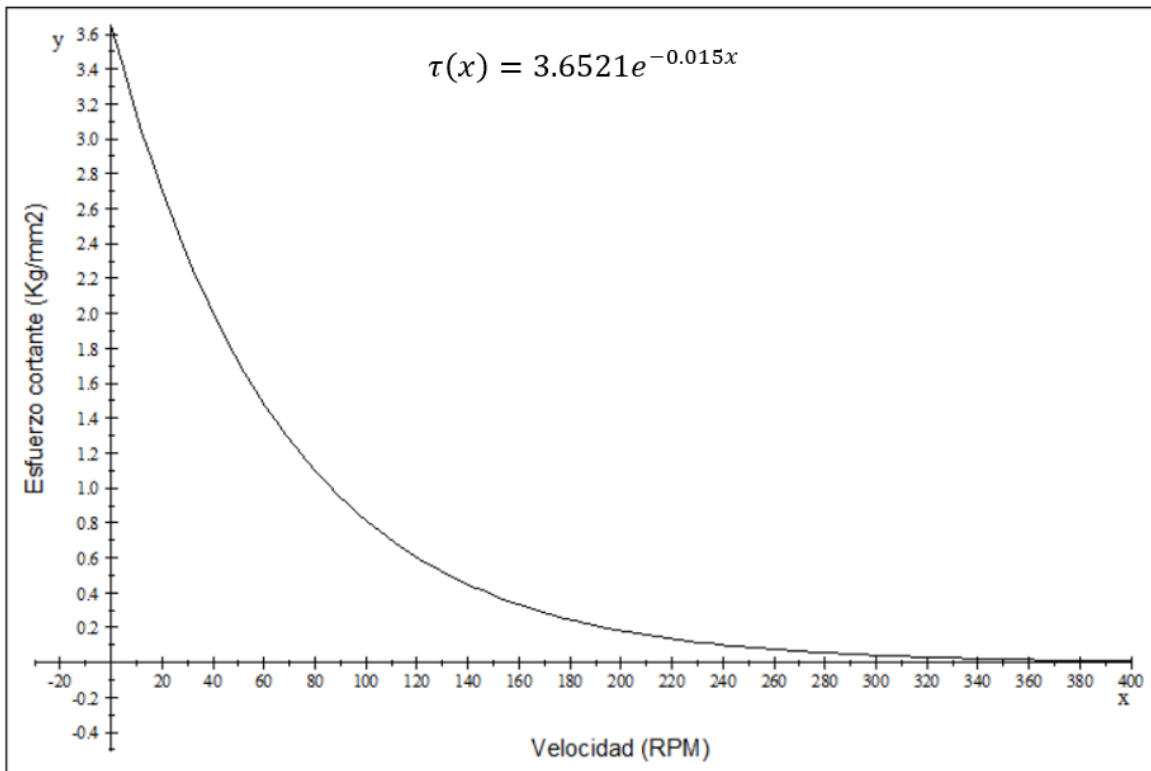


Figura 92 Función tendencia del esfuerzo cortante respecto de la velocidad

Por medio de la Figura 92 anterior se concluye que la transición en la que el esfuerzo cortante disminuye en mayor proporción es en el rango de 100 a 300 RPM, por lo tanto, entre este rango se procede a realizar el análisis con una variación de 40 RPM, con lo cual se obtendrá el esfuerzo cortante en dicha velocidad.

- Ejemplo de cálculo a 100 RPM:

$$\tau_{100} = 3.6521e^{-0.015x}$$

Evaluando la ecuación en 100 RPM:

$$\tau_{100} = 3.6521e^{-0.015(100)}$$

$$\tau_{100} = 0.815 \frac{\text{Kg}}{\text{mm}^2}$$

Relación porcentual del esfuerzo cortante dinámico con el estático.

$$\% = \frac{\tau_{100}}{\tau_0}$$

$$\% = \frac{0.81489 \frac{\text{Kg}}{\text{mm}^2}}{4.2004 \frac{\text{Kg}}{\text{mm}^2}} * 100\%$$

$$\% = 19.4\%$$

Se ha obtenido los valores de los esfuerzos cortantes mediante el software ya mencionado anteriormente, los resultados se pueden apreciar en la Figura 93.

$$\begin{aligned} [3.6521e^{-0.015x}]_{x=100} &= 0.81489 \\ [3.6521e^{-0.015x}]_{x=140} &= 0.44722 \\ [3.6521e^{-0.015x}]_{x=180} &= 0.24544 \\ [3.6521e^{-0.015x}]_{x=220} &= 0.1347 \\ [3.6521e^{-0.015x}]_{x=280} &= 5.4765 \times 10^{-2} \\ [3.6521e^{-0.015x}]_{x=300} &= 4.0571 \times 10^{-2} \end{aligned}$$

Figura 93 Ecuación de la tendencia de la gráfica esfuerzo vs velocidad

Con los valores mostrados se obtiene los valores correspondientes a la relación porcentual entre el esfuerzo cortante estático y el dinámico, los cuales se encuentran registrados en la Tabla 43.

Tabla 43*Resultados de la evaluación de la ecuación de la curva*

velocidad (RPM)	esfuerzo de análisis (Kg/mm ²)	esfuerzo cortante estático (Kg/mm ²)	Relación porcentual (%)
100	0.815	4.20	19.40
140	0.447	4.20	10.65
180	0.245	4.20	5.84
220	0.135	4.20	3.21
280	0.055	4.20	1.30
300	0.041	4.20	0.97

Con los resultados obtenidos se concluye que a partir de la velocidad de 180 RPM en adelante la relación porcentual entre los esfuerzo es menor al 2.63%, mientras que los valores de la relación porcentual para las velocidades bajo los 180 RPM va aumentando como se puede apreciar entre la velocidad de 180 y 140 RPM la diferencia de la relación porcentual es de 4.81%, mientras que la diferencia de la relación porcentual entre 140 y 100 RPM es de 8.74%, por lo tanto se concluye que la velocidad adecuada de corte es a 180 RPM, en la cual se obtiene una relación del esfuerzo cortante dinámico y estático del 5.84%.

5.4.9. Análisis de la potencia respecto a la velocidad y la fuerza

Para obtener el valor de la potencia se parte de la ecuación (69).

$$P_o = \tau_{eje} \omega \quad (69)$$

Operando en la ecuación anterior se determina la potencia en función de la fuerza de corte y de la distancias desde el centro del eje hasta el filo de la cuchilla.

$$P_o = F_c r \omega$$

El valor de la distancia desde el centro del eje hasta el filo de la cuchilla es de 91.92 mm, este valor se lo obtuvo mediante en ensamblaje del eje y las cuchillas en el software SolidWorks, el cual coincide de mejor manera al valor real que se tiene en el banco de pruebas.

El análisis de esta potencia se lo realizara para el ensayo con 1 probeta.

En primer lugar, se obtiene la ecuación de la tendencia de la fuerza de corte en función de la potencia, para tener un valor alto que se pueda comparar se ha considerado trabajar la velocidad angular en RPM.

Para obtener la ecuación se parte de un valor conocido, en este caso se utilizará la fuerza de corte a 400 RPM.

$$P_o = F c_{400}(g)(r)\omega$$

$$P_o = (0.061 \text{ Kg}) \left(9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right) (0.0919\text{m})(400\text{RPM}) \left(\frac{2\pi}{60}\right)$$

$$P_o = 2.3035 \text{ W}$$

Se obtiene el valor de la potencia para las mismas condiciones en diferentes velocidades y con estos valores obtener la media de la potencia para obtener una gráfica de la tendencia de la potencia

$$F_c = \frac{P_m}{(r)(g)\omega}$$

$$F_c = \frac{3.30 \text{ W}}{(0.0919 \text{ m}) \left(9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right) (\omega) \left(\frac{2\pi}{60}\right)}$$

$$F_c = \frac{33.93}{\omega}$$

La gráfica de esta ecuación se la obtiene utilizando el Software Scientific Workplace, como se muestra en la Figura 94.

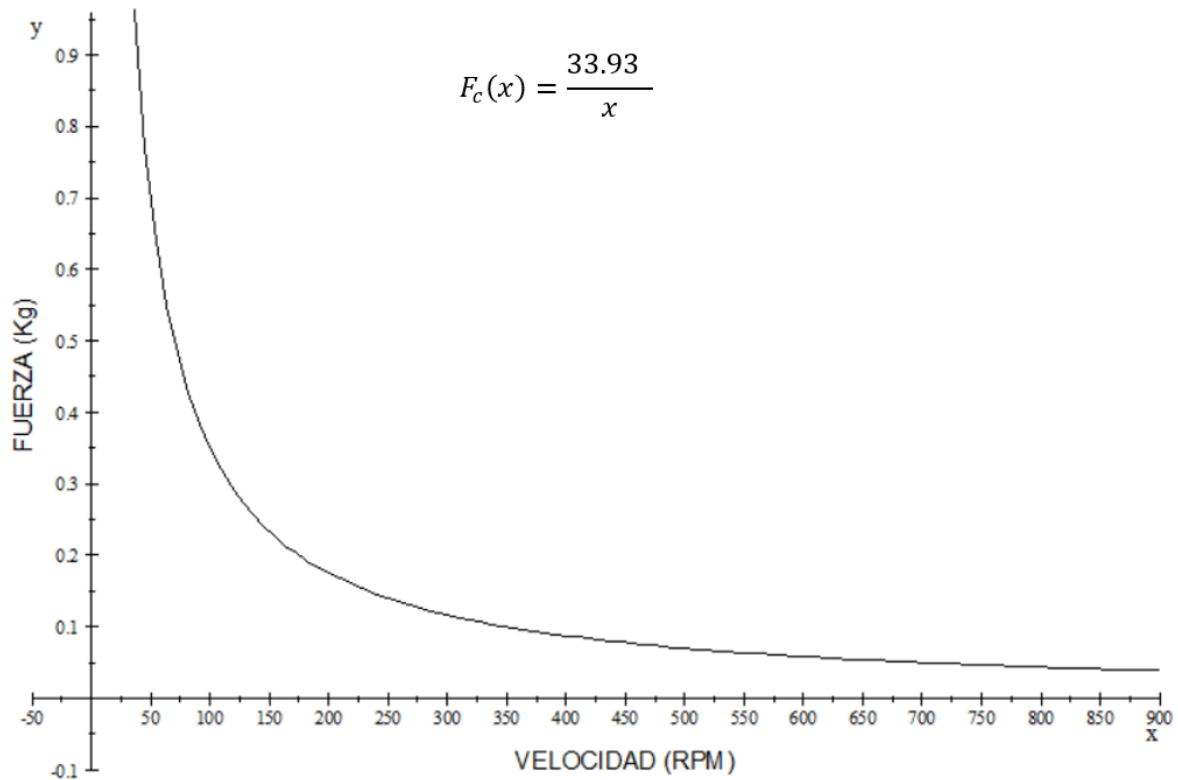


Figura 94 Gráfica de la Fuerza de corte respecto de la velocidad

Como se puede apreciar en la Figura 94, la fuerza de corte respecto de la velocidad, son inversamente proporcionales, por lo se puede apreciar que la potencia tiende a tener un valor estable. Mediante la ecuación de la gráfica se procede a evaluar a diferentes velocidades para determinar el margen de separación entre los valores de la fuerza de corte.

$$\left[\frac{33.93}{x}\right]_{x=400} = 8.4825 \times 10^{-2}$$

$$\left[\frac{33.93}{x}\right]_{x=500} = 0.06786$$

$$\left[\frac{33.93}{x}\right]_{x=600} = 0.05655$$

$$\left[\frac{33.93}{x}\right]_{x=700} = 4.8471 \times 10^{-2}$$

$$\left[\frac{33.93}{x}\right]_{x=800} = 4.2413 \times 10^{-2}$$

$$\left[\frac{33.93}{x}\right]_{x=900} = 0.0377$$

Figura 95 Ecuación de la fuerza respecto de la velocidad evaluada a diferentes velocidades

En la Tabla 44 se puede apreciar la diferencia porcentual existente entre los valores de la fuerza tomados en el banco de pruebas y el calculado por medio de la ecuación.

Tabla 44

Diferencia porcentual entre las fuerzas evaluadas por la ecuación obtenida

Fuerza medida (Kg)	Fuerza calculada (Kg)	Variación porcentual (%)	Potencia (W)
0.061	0.085	28.10	2.30
0.056	0.068	16.61	2.67
0.04966	0.057	12.31	2.81
0.063	0.048	29.94	4.16
0.051	0.042	20.22	3.85
0.04	0.038	6.87	3.42

Como se puede apreciar la variación porcentual entre los valores de la fuerza que se calculó con la ecuación y la obtenida en los ensayos en el banco de pruebas se encuentran entre un 6% y 30%. Las variaciones porcentuales altas tienden a tener este valor por que la potencia varia ligeramente

en cada caso, es decir que la fuerza que se obtuvo en cada caso genera una potencia diferente, y esta variación en la potencia es la que genera que la ecuación utilizada para el cálculo de las fuerzas de corte tengan altas variaciones.

5.4.10. Relación del esfuerzo cortante con la resistencia última a la tracción

Por medio de los ensayos realizados para tracción y para corte, se han obtenidos los valores de los esfuerzos máximos. Para el caso del ensayo de corte el esfuerzo máximo corresponde al corte de las 8 láminas de PET, mientras que para el ensayo de tracción el esfuerzo máximo corresponde al esfuerzo último. Los valores del esfuerzo cortante se encuentran registrados en la Tabla 45.

Tabla 45

Esfuerzos cortantes máximos

Esfuerzo cortante (Mpa)
26.494
26.060
26.928

Y los valores del esfuerzo último a la tracción se encuentran registrados en la Tabla 46.

Tabla 46

Esfuerzo último a la tracción del PET

Esfuerzo último (Mpa)
96.86
106.19
107.52
117.82

Estos valores del esfuerzo último a la tracción se los tomo de las probetas de la misma marca que se utilizaron en el ensayo de corte.

Como se puede observar, los valores del esfuerzo cortante tienden a tener un valor igual, por lo tanto, para obtener una relación con el esfuerzo último a la tracción se obtiene un promedio de los esfuerzos cortantes, los cuales se los van a comparar con los esfuerzos últimos a la tracción.

Tabla 47

Relación porcentual entre el esfuerzo cortante y el esfuerzo último a la tracción

Esfuerzo cortante (Mpa)	Esfuerzo último (Mpa)	Relación porcentual (%)
26.494	96.86	27.35
26.494	106.19	24.95
26.494	107.52	24.64
26.494	117.82	22.49

Como se puede observar en la Tabla 47, el esfuerzo cortante en el PET se encuentra entre el 27% y el 22% del esfuerzo último a la tracción.

5.4.11. Relación entre esfuerzos cortantes isostáticos

Se determina la relación porcentual existente entre los esfuerzos cortantes, obtenidos en condiciones isostáticas, de los ensayos realizados en el banco de pruebas universal y en el banco de pruebas diseñado.

Tabla 48

Relación porcentual entre esfuerzos cortantes en condiciones isostáticas

Esfuerzo cortante 1 (Mpa)	Esfuerzo cortante 2 (MPa)	Relación porcentual (%)
26.494	4.2	15.85
26.494	4.4	16.61
26.494	5.03	18.99
26.494	4.53	17.10
26.494	4.95	18.68
26.494	4.51	17.02

Como se puede apreciar en la Tabla 48, la relación porcentual existente entre el esfuerzo cortante obtenido en el banco de pruebas diseñado se encuentra entre el 15.85 al 18.99 por ciento.

5.5. Energía de deformación en corte dinámico

La energía de deformación se la define como la que se genera en el área bajo la curva de la gráfica de esfuerzo vs deformación para este caso el espesor de cada una de las probetas se considera la deformación generada por la cuchilla móvil, por lo cual esta energía se la obtiene al determinar el área bajo la curva en las gráficas de fuerza vs espesor, de los ensayos realizados, para ello se realizó el ajuste de curvas por método polinomial (del software office Excel), el cual permite obtener un polinomio que ajusta de mejor manera a los datos que se han obtenido, puesto que permite cambiar el grado del polinomio, ajustando así de mejor manera la ecuación a los valores experimentales obtenidos, esto se puede realizar porque cada gráfica fue tomada a diferentes velocidades, lo que puede resultar en una variación de la tendencia la fuerza para cada una de las velocidades, pero para el instante en el que se está analizando se ha determinado que tienen una misma tendencia. Las ecuaciones obtenidas se muestran en las gráficas de Fuerza vs espesor en el ítem de la tabulación de resultados.

5.5.1. Energía de deformación a 0 RPM

Como se ha explicado anteriormente, se realizó un ensayo en el banco de pruebas en condiciones isostáticas, con la cual se obtuvo la gráfica de fuerza vs espesor (como se muestra en la Figura 55), además se obtuvo la ecuación de la tendencia de la gráfica.

$$F_c(x) = -20.988x^2 + 166.16x - 5.3289$$

Por lo tanto, se obtiene la energía de deformación al obtener el área bajo la curva, por lo tanto, se integra la ecuación entre los límites de 0 a 1.3 mm. Estos límites se los tomara para las demás áreas bajo la curva, puesto que es el mínimo espesor que se obtuvo en los ensayos.

$$A_0 = \int_0^{1.3} -20.988x^2 + 166.16x - 5.3289 dx$$

$$A_0 = 118.107 \text{ Kgmm}$$

Con el área bajo la curva se obtiene el valor de la energía de deformación a 0 RPM.

$$U_0 = A_0 \left(9.81 \frac{m}{s^2} \right) \left(\frac{1 m}{1000 mm} \right)$$

$$U_0 = 1.159 Nm$$

5.5.2. Energía de deformación a 400 RPM

Partiendo de la ecuación (70), se integra entre los límites de 0 hasta el espesor límite de 1.3 mm.

$$F_c(x) = 101.01x^2 + 104.77x + 14.085 \quad (70)$$

$$A_{400} = \int_0^{1.3} 101.01x^2 + 104.77x + 14.085 dx$$

$$A_{400} = 180.814 gmm$$

Con el valor del área bajo la curva se obtiene la energía de deformación dinámica.

$$U_{400} = A_{400} \left(9.81 \frac{m}{s^2} \right) \left(\frac{1 m}{1000 mm} \right) \left(\frac{1 Kg}{1000 g} \right)$$

$$U_{400} = 1.77 \times 10^{-3} Nm$$

5.5.3. Energía de deformación a 500 RPM

$$F_c(x) = 25.754x^2 + 190.1x - 1.0306$$

$$A_{500} = \int_0^{1.3} 25.754x^2 + 190.1x - 1.0306 dx$$

$$A_{500} = 178.155 \text{ gmm}$$

$$U_{500} = A_{500} \left(9.81 \frac{m}{s^2}\right) \left(\frac{1 m}{1000 mm}\right) \left(\frac{1 Kg}{1000 g}\right)$$

$$U_{500} = 1.748 \times 10^{-3} Nm$$

5.5.4. Energía de deformación a 600 RPM

$$F_c(x) = 351.69x^4 - 765.56x^3 + 447.18x^2 + 152.23x - 1.081$$

$$A_{600} = \int_0^{1.3} 351.69x^4 - 765.56x^3 + 447.18x^2 + 152.23x - 1.081 dx$$

$$A_{600} = 169.171 \text{ gmm}$$

$$U_{600} = A_{600} \left(9.81 \frac{m}{s^2}\right) \left(\frac{1 m}{1000 mm}\right) \left(\frac{1 Kg}{1000 g}\right)$$

$$U_{600} = 1.66 \times 10^{-3} Nm$$

5.5.5. Energía de deformación a 700 RPM

$$F_c(x) = 42.575x^3 - 102.25x^2 + 225.05x + 1.5847$$

$$A_{700} = \int_0^{1.3} 42.575x^3 - 102.25x^2 + 225.05x + 1.5847 dx$$

$$A_{700} = 147.746 \text{ gmm}$$

$$U_{700} = A_{700} \left(9.81 \frac{m}{s^2}\right) \left(\frac{1 m}{1000 mm}\right) \left(\frac{1 Kg}{1000 g}\right)$$

$$U_{700} = 1.449 \times 10^{-3} Nm$$

5.5.6. Energía de deformación a 800 RPM

$$F_c(x) = 11.155x^3 + 6.3073x^2 + 143.01x - 1.0084$$

$$A_{800} = \int_0^{1.3} 11.155x^3 + 6.3073x^2 + 143.01x - 1.0084 dx$$

$$A_{800} = 132.039 \text{ gmm}$$

$$U_{800} = A_{800} \left(9.81 \frac{m}{s^2}\right) \left(\frac{1 m}{1000 mm}\right) \left(\frac{1 Kg}{1000 g}\right)$$

$$U_{800} = 1.295 \times 10^{-3} Nm$$

5.5.7. Energía de deformación a 900 RPM

$$F_c(x) = 198.54x^3 - 347.07x^2 + 275.85x - 2.6308$$

$$A_{900} = \int_0^{1.3} 198.54x^3 - 347.07x^2 + 275.85x - 2.6308 dx$$

$$A_{900} = 117.265 \text{ gmm}$$

$$U_{900} = A_{900} \left(9.81 \frac{m}{s^2}\right) \left(\frac{1 m}{1000 mm}\right) \left(\frac{1 Kg}{1000 g}\right)$$

$$U_{900} = 1.15 \times 10^{-3} Nm$$

5.5.8. Energía de deformación dinámica y estática respecto a la velocidad

En la Tabla 49, se pueden apreciar los valores de la energía de deformación dinámica en cada velocidad de rotación del eje de corte.

Tabla 49

Energía de deformación dinámica respecto de la velocidad

Velocidad (RPM)	Energía deformación (J)
0	1.159
400	0.001774
500	0.001748
600	0.00166
700	0.001449
800	0.001295
900	0.00115

Con los resultados mostrados en la tabla anterior se obtiene la Figura 96, en la cual se muestra la relación existente entre la velocidad de rotación del eje de corte y la energía de deformación dinámica.

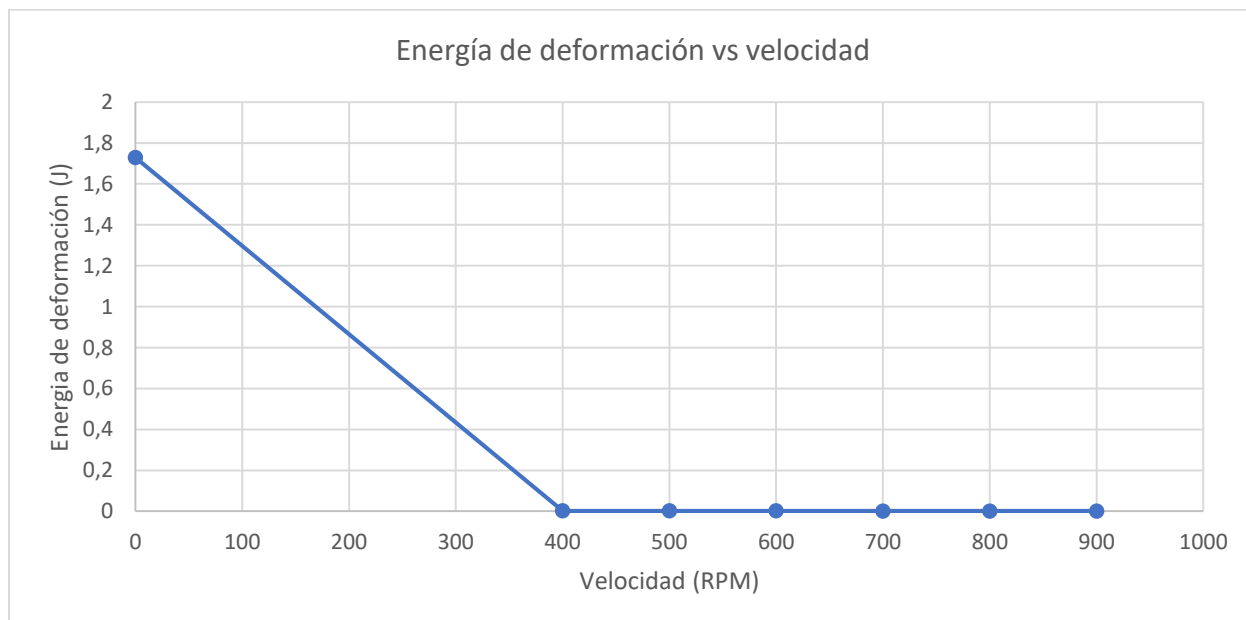


Figura 96 Energía de deformación dinámica vs velocidad de rotación

En esta figura se visualiza, la energía de deformación dinámica tiende a disminuir conforme la velocidad de rotación del eje corte aumenta, lo que indica que la energía de deformación dinámica es inversamente proporcional a la velocidad de rotación del eje.

Para tener un análisis más preciso se hace una analogía entre la velocidad de rotación y la energía de deformación la cual, al multiplicar el valor de la velocidad por la energía de deformación, debe darnos un valor, el cual es constante en todo momento, entonces se puede comprobar que mientras uno de los valores sube, sea la velocidad o la energía de deformación, el otro valor tiende a bajar. Sabiendo esto encontramos con dos asíntotas, las cuales son cuando la velocidad vale 0, la energía de deformación tiene que tener un valor infinito y viceversa. Por lo cual se demuestra que existe la conservación de la energía, por lo cual, al ingresar un valor de energía de deformación estática, es decir a 0 RPM, esta sea mucho más alta que las demás energías.

5.5.9. Deformación dinámica y estática respecto a la velocidad para una probeta

Para tener una mejor visualización de la conclusión a la que se llegó en el ítem anterior, se utiliza el valor de la energía de deformación para 60 RPM con lo cual se tienen los siguientes valores:

Tabla 50

Valores de la energía de la deformación a 60 RPM con una probeta

Velocidad (RPM)	Energía de deformación (J)
0	0.032
60	0.007
400	0.00007
500	0.00006
600	0.00006
700	0.00007
800	0.00004
900	0.00006

Con los datos mostrados se obtiene la siguiente gráfica.

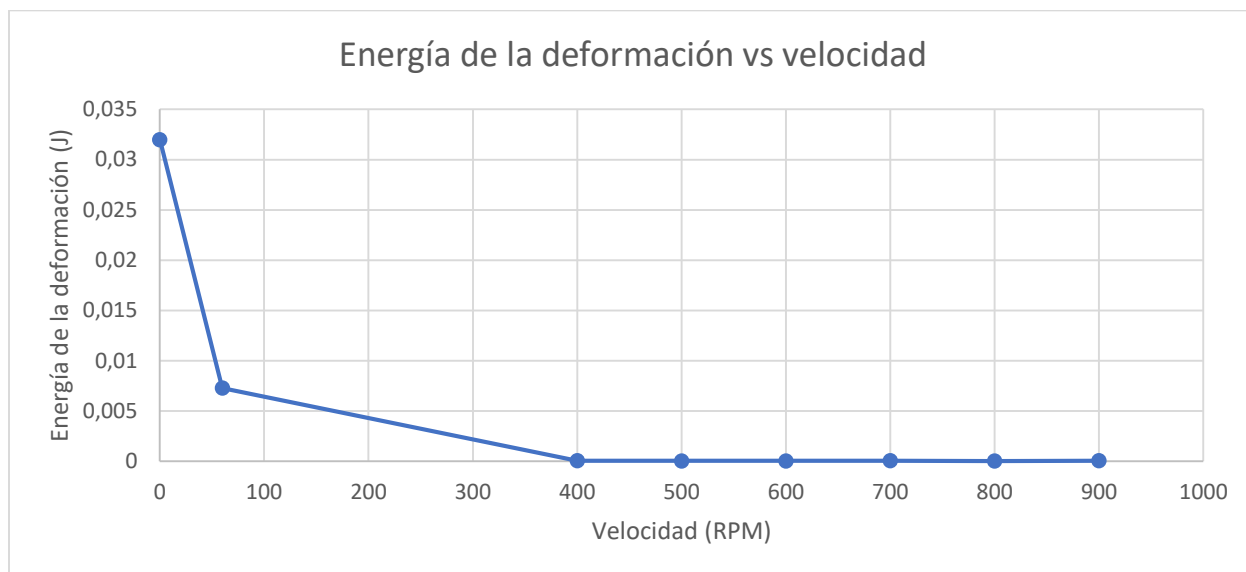


Figura 97 Energía de la deformación respecto de la velocidad, a 60 RPM y con una probeta.

Como se puede apreciar en la figura anterior, se cumple lo que la conclusión a la que se ha llegado, en esta gráfica se puede apreciar de mejor manera que tiende a una curva exponencial, siendo a su vez asíntotas en el eje “x” y en el eje “y”, esto significa que conforme la velocidad de rotación aumente, la energía de deformación va a disminuir hasta tender a 0.

5.6. Energía de deformación estática

De los resultados obtenidos en el ensayo de corte para probetas de PET se han obtenidos las gráficas de fuerza vs desplazamiento que se encuentran en el Anexo B. De las gráficas se consigue la ecuación de la curva mediante la aplicación de ajuste de curvas polinomiales, obteniendo así un polinomio que se ajuste adecuadamente a los valores experimentalmente, con los cuales se puede determinar la energía de deformación estática al corte en PET.

5.6.1. Energía de deformación estática ensayo 1

Partiendo de la ecuación (71) se integra la ecuación entre los límites de 0 a 1.5 mm, estos límites se han seleccionado por el espesor de las probetas utilizadas en el ensayo dinámico, con la finalidad de poder comparar los valores obtenidos.

$$k559.92x^4 + 2036.6x^3 - 2602.6x^2 + 1638.9x - 26.611 \quad (71)$$

$$A_1 = \int_0^{1.5} -559.92x^4 + 2036.6x^3 - 2602.6x^2 + 1638.9x - 26.611 dx$$

$$A_1 = 603.114 \text{ Kgmm}$$

Con el valor del área bajo la curva se obtiene la energía de deformación.

$$U_1 = A_1 \left(9.81 \frac{m}{s^2} \right) \left(\frac{1 m}{1000 mm} \right)$$

$$U_1 = 5.911 \text{ Nm}$$

5.6.2. Energía de deformación estática ensayo 2

$$-267.95x^4 + 1274.9x^3 - 21022x^2 + 1594.6x - 12.15$$

$$A_2 = \int_0^{1.5} -267.95x^4 + 1274.9x^3 - 21022x^2 + 1594.6x - 12.15 dx$$

$$A_2 = 613.946 \text{ Kgmm}$$

Con el valor del área bajo la curva se obtiene la energía de deformación.

$$U_2 = A_2 \left(9.81 \frac{m}{s^2} \right) \left(\frac{1 m}{1000 mm} \right)$$

$$U_2 = 6.017 Nm$$

5.6.3. Energía de deformación estática ensayo 3

$$-233.94x^4 + 1204.2x^3 - 2065.8x^2 + 1621.8x - 26.373$$

$$A_3 = \int_0^{1.5} -233.94x^4 + 1204.2x^3 - 2065.8x^2 + 1621.8x - 26.373 dx$$

$$A_3 = 629.71 Kgmm$$

Con el valor del área bajo la curva se obtiene la energía de deformación.

$$U_3 = A_3 \left(9.81 \frac{m}{s^2} \right) \left(\frac{1 m}{1000 mm} \right)$$

$$U_3 = 6.171 Nm$$

5.6.4. Energía de deformación estática total

Se obtiene un valor medio de los valores de la energía de deformación estática.

$$U_{Total} = \frac{U_1 + U_2 + U_3}{3}$$

$$U_{Total} = \frac{5.91 Nm + 6.017 Nm + 6.171 Nm}{3}$$

$$U_{total} = 6.032 Nm$$

Para obtener el valor de la energía de deformación estática respecto a otras áreas se deja la energía total obtenida en función del área, para ello se calcula el área perimetral de las probetas cortadas.

$$A_{perimetral} = 2\pi r t n$$

Los valores de cada parámetro se encuentran en el anexo T.

$$A_{perimetral} = 2.3 \times 10^{-4} m^2$$

Con este valor se obtiene la energía por unidad de área.

$$U_{area} = \frac{U_{total}}{A_{perimetral}}$$

$$U_{area} = \frac{6.032 Nm}{2.3 \times 10^{-4} m^2}$$

$$U_{area} = 2.085 \times 10^4 \frac{J}{m^2} = 0.021 \frac{J}{mm^2}$$

5.6.5. Relación de la energía de deformación estático y dinámica

Para poder tener valores de energía de deformación estática con los cuales comparar con la energía de deformación dinámica, se calcula la energía de deformación estática con el área de la sección transversal de las probetas utilizadas para los ensayos de corte dinámico. Los resultados obtenidos se presentan en la Tabla 51.

Tabla 51

Energía de deformación estática en área de las probetas usadas en los ensayos de corte dinámico

Espesor de la probeta (mm)	Área (mm ²)	Energía deformación estática (J)
0	0	0
0.2	6.25	0.131
0.5	12.5	0.263
0.75	18.75	0.394
1	25	0.525
1.25	31.25	0.656
1.5	37.5	0.788

Para determinar la relación de la energía de deformación estática con la dinámica, se plantea la ecuación (72).

$$\% = \frac{U_{dinámica}}{U_{estática}} * 100\% \quad (72)$$

Esta ecuación indica que la energía de deformación estática es proporcional a la energía de deformación dinámica. La relación entre estas dos energías se las obtiene al reemplazar los valores obtenidos en la experimentación, aplicadas a un mismo espesor de probeta, en este caso 1.25 mm.

Se puede asumir que las dos energías son proporcionales entre si porque conforme el espesor de la probeta aumenta, las dos energías también aumentan, pero la relación entre estas es diferente para cada velocidad de ensayo de corte dinámico.

Como ejemplo de cálculo se tiene lo siguiente:

Para la velocidad de 400 RPM

$$\% = \frac{U_{dinamico}}{U_{estatico}} * 100\%$$

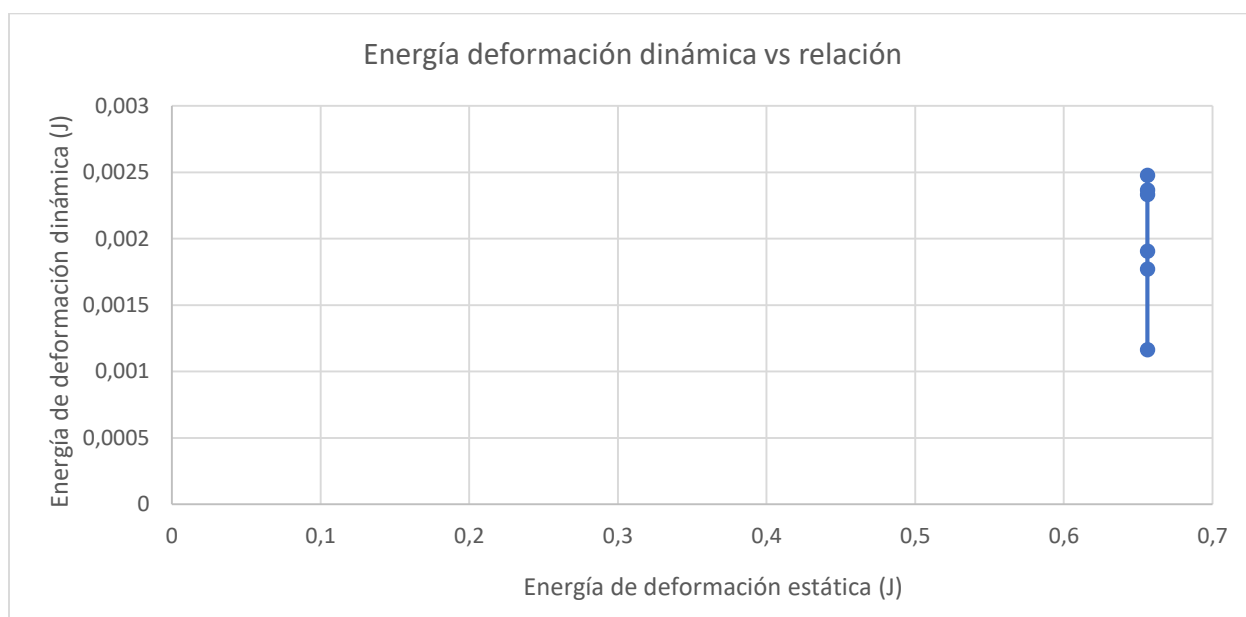
$$\% = \frac{0.00177}{0.65625}$$

$$\% = 0.269 \%$$

Tabla 52*Energía de deformación estática con la energía de deformación dinámica*

velocidad de rotación (rpm)	Energía deformación dinámica (J)	Energía deformación estática (J)	relación (%)
400	0.003	0.656	0.3776
500	0.002	0.656	0.361
600	0.002	0.656	0.356
700	0.002	0.656	0.291
800	0.002	0.656	0.269
900	0.001	0.656	0.177

Como se aprecia en la tabla anterior, la relación porcentual entre ambas energías esta alrededor del 0.3776% al 0.177%, es decir que conforme la velocidad aumenta la relación entre la energía de deformación dinámica y estática disminuye.

**Figura 98** Energía de deformación dinámica respecto la energía de deformación estática

Como se puede observar en la Figura 98, mientras la energía de deformación estática permanece constante, la energía de deformación dinámica va disminuyendo.

5.7. Energía cinética rotacional

5.7.1. Energía cinética del sistema (Rotacional)

La energía cinética en el caso a analizar depende directamente de la inercia del eje de rotación con la porta cuchillas, las cuchillas el eje y la polea, tal como se muestra en la Figura 99, y de la velocidad de rotación.

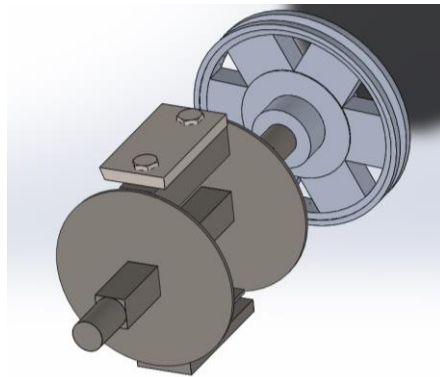


Figura 99 Eje de rotación

Las propiedades físicas del ensamble se encuentran en la Figura 100, donde se puede apreciar que el valor de la inercia del sistema es de $62003516.53 \text{ gmm}^2$, la inercia que se toma es la que se encuentra en el centro de masas y es paralela al eje de rotación.

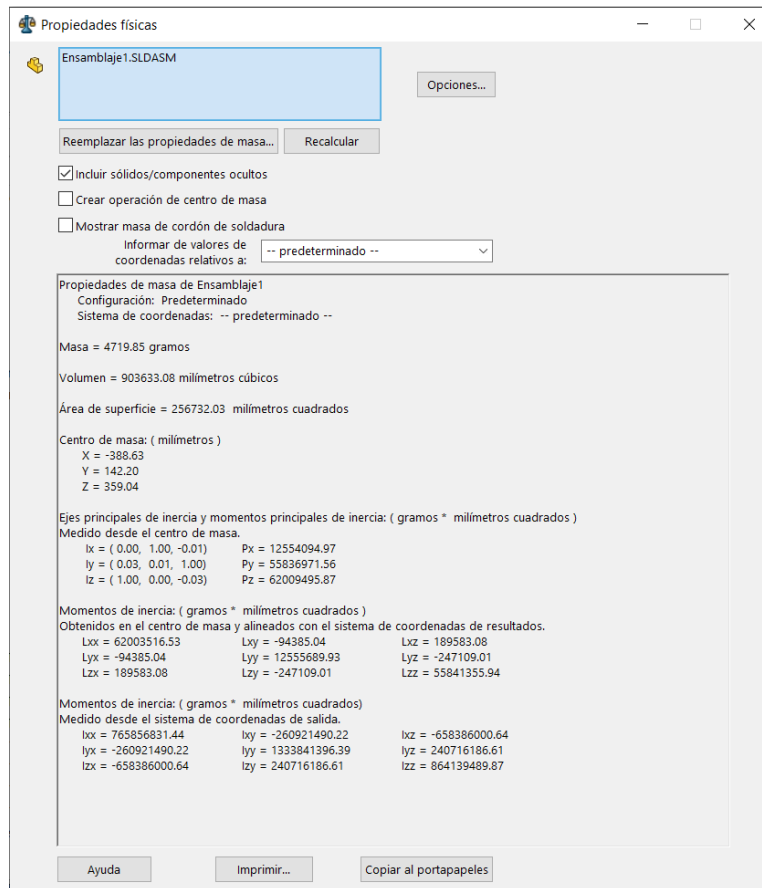


Figura 100 Propiedades físicas del sistema eje polea

5.8. Energía cinética rotacional y energía de deformación dinámica

Para realizar la relación de la energía de deformación dinámica con la energía cinética, se parte de un balance de energía en donde se toma como un volumen de control a la probeta de PET. La probeta de PET almacena energía en el momento en el que la cuchilla impacta contra ella y produce el corte, esta energía almacenada es la energía de deformación dinámica y se la define como el área bajo curva del diagrama de fuerza-desplazamiento (en este caso de la gráfica fuerza-espesor). Al definir el volumen de control solo se considera la energía que se transforma de energía cinética en energía de deformación, es decir que la energía cinética que proporciona el filo de la cuchilla se transforma en energía de deformación para producir el corte del PET, pero a su vez se sabe que

el eje de rotación mantiene todavía el movimiento por efecto de la energía cinética, la cual se recupera por el torque constante que genera el motor sobre el mecanismo. Por tanto, solo una parte de la energía cinética de la cuchilla se transforma en energía de deformación.

Tabla 53

Relación de la energía cinética y la energía de deformación dinámica

velocidad (RPM)	velocidad (rad/s)	Inercia (gmm²)	Energía cinética (J)	energía deformación (J)
0	0	0.062	0	1.159
400	41.89	0.062	54.396	0.002
500	52.36	0.062	84.993	0.002
600	62.83	0.062	122.390	0.002
700	73.30	0.062	166.586	0.002
800	83.78	0.062	217.582	0.001
900	94.25	0.062	275.378	0.001

En la Figura 101 se puede apreciar de mejor manera la relación entre la energía cinética y la energía de la deformación, tal como se analizó anteriormente la gráfica tiene la misma tendencia cuando se relacionó la energía de deformación dinámica y la velocidad de rotación.

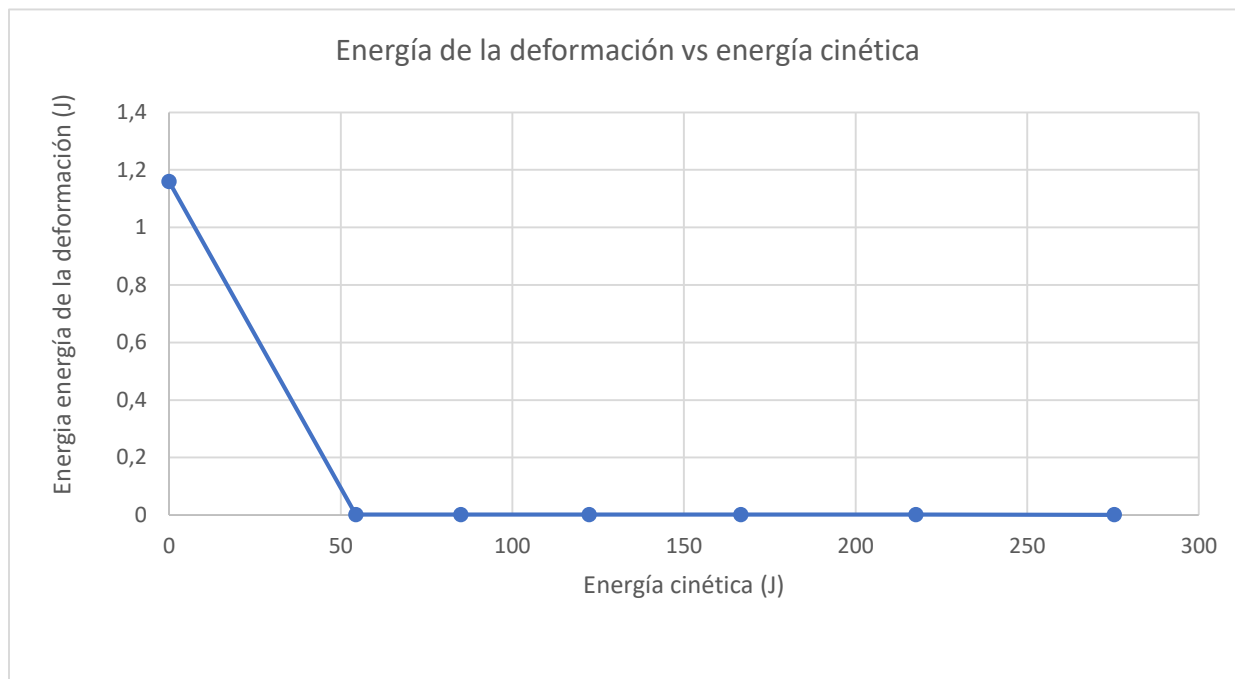


Figura 101 Relación de la energía cinética respecto de la energía de deformación dinámica

5.9. Energía cinética rotacional y esfuerzo cortante

Para determinar una relación existente entre la fuerza de corte o fuerza de impacto y la energía cinética, se recurre al esfuerzo cortante producido por la fuerza de impacto. En la siguiente grafica se puede apreciar la tendencia del esfuerzo cortante respecto de la energía cinética, en el cual se puede concluir que al igual que el caso anterior el esfuerzo cortante disminuye conforme la energía cinética aumenta, dando así una relación inversamente proporcional. , considerando que el área de la sección transversal permanece constante, se concluye que la fuerza de impacto es inversamente proporcional a la energía cinética.

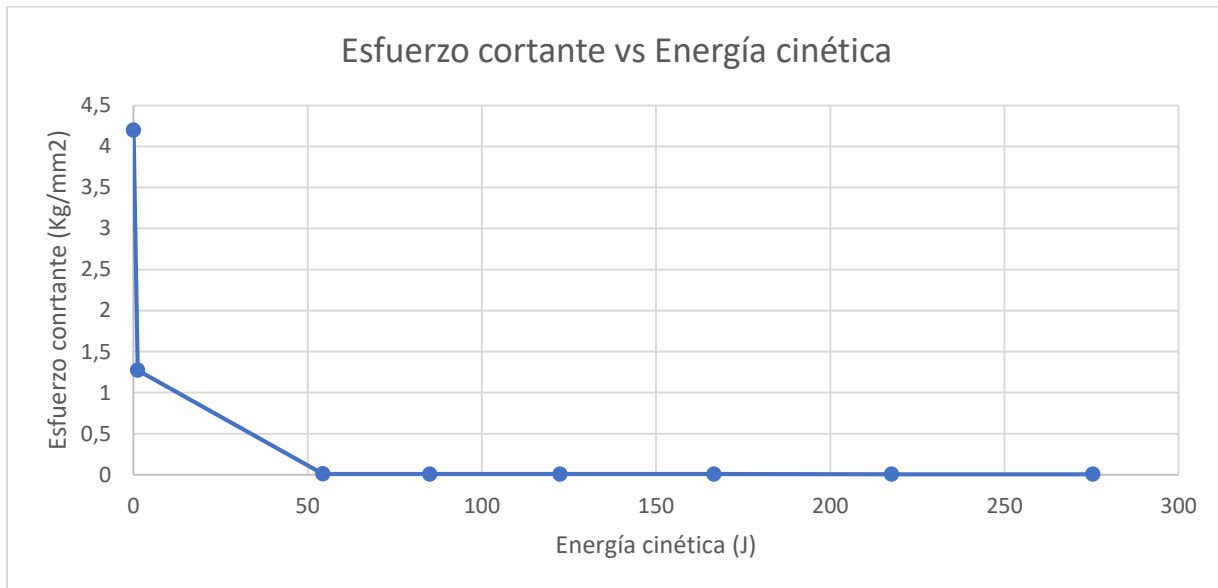


Figura 102 Esfuerzo cortante vs Energía cinética con una probeta

CAPÍTULO VI

ANÁLISIS ECONÓMICO Y FINANCIERO

6.1. Costos directos

6.1.1. Materiales

A continuación, se detallará los materiales tanto mecánicos como electrónicos para la construcción y puesta en marcha del banco de pruebas, todos estos materiales cumplen con los estándares de calidad que garantizan su buena operación y obtención de datos.

Tabla 54

Lista de materiales y costo de estos

Ítem	Cant.	Descripción	Valor Unitario (USD)	Valor total (USD)
1	1	Tubo estructural negro cuadrado 20x20x3 mm	35.00	35.00
2	2	Acero DF2	8.80	17.60
3	1	Eje cuadrado SAE 1045 1in	3.21	3.21
4	2	Chumacera de 1in	5.50	11.00
5	1	Porta chuchillas	15.00	\$15.00
6	1	Perfil en L 25X2	1.40	1.40
7	4	Pernos Allen M4	1.00	4.00
8	4	Pernos Allen M5	1.00	4.00
9	4	Pernos hexagonal 1in	0.25	1.00
10	8	Tuercas 1in	0.10	0.8
11	4	Arandela plana cincada DIN 125 M4	0.05	0.20
12	4	Arandela plana cincada DIN 125 M5	0.05	0.20
13	4	arandela presión zinc DIN 127 M4	0.07	0.280
14	1	Cilindro neumático / de doble efecto / ISO / redondo carrera 100 mm	0.07	0.280
15	1	Válvula de Solenoide Mindman Mvsc - 220-4E1 DC24V	36.00	36.00

→
continua

16	2	Celda De Carga tipo GL 20 kg	10.00	20.00
17	2	Módulo de carga HX711	3.00	6.00
18	1	Arduino UNO	15.00	15.00
19	1	Encoder $\varnothing 32$ mm	2.00	2.00
20	1	Arduino Nano	10.00	10.00
21	1	Plancha de tol galvanizado 1 mm de espesor	12.00	12.00
22	1	Sensor Encender Infrarrojo FC-03	4.50	4.50
23	1	Rollo De Cable De Timbre 2x23 Awg	36.00	36.00
24	1	Protección de Lámina de Acrílico de 2 mm	50.00	50.00
25	1	Polea 6 in	5.15	5.15
26	1	Polea 3 in	2.20	2.20
27	1	Correa Z 10x6	15.35	15.35
28	2	Pintura anticorrosiva negra	2.00	4.00
29	1	Gabinete metálico 20x20	11.64	11.64
30	1	VFD CV20-2S-0015G 1.5kW	175	175
31	5	Cable concéntrico 3x14 AWG	1.27	4.51
32	3	Manguera Poliuteratano 4x2.5	0.40	1.20
Subtotal 1				\$432.00

6.1.2. Remuneraciones

La tabla a continuación es la remuneración del trabajo profesional por parte del tutor y los estudiantes.

Tabla 55

Remuneración a profesional y estudiantes

NOMBRE	CARGO	TIEMPO HORAS	VALOR HORA	COSTO TOTAL
Ing. José Pérez	Tutor	70	\$20.00	\$1 400.00
Sr. Luis Paredes	Responsable del proyecto	420	\$8.00	\$3.360.00
Sr. Andrés Pulupa	Responsable del proyecto	420	\$8.00	\$3.360.00
SUBTOTAL2				\$8.120.00

6.1.3. Costo de mano de obra

La construcción fue conllevada con gente con experiencia en la construcción de molinos de cuchillas conjuntamente con los responsables del proyecto.

Tabla 56

Costo de manufactura del banco de pruebas

MATERIALES MECÁNICOS	COSTO UNITARIO	CANTIDAD	COSTO TOTAL
Hora Hombre Máquinas Herramientas	10.00	41	\$410.00
Hora Máquina Horno	4.50	1	\$4.50
Hora Máquina Soldadora	8.00	5	\$40.00
Hora Máquina Rectificadora	6.00	3	\$18.00
Asesoría técnica	10.00	10.00	\$100.00
SUBTOTAL 3			\$572.5

6.2. Costos indirectos

Estos costos, son los aquellos que no fueron directamente hacia el banco de pruebas, pero fueron parte de estos como es movilidad, compra de botellas para la realización de probetas, demás.

Tabla 57

Costos indirectos

DESCRIPCIÓN	VALOR
Internet, computadoras	\$6.00
Anillados, copias y útiles de escritorio	\$80.00
Servicios básicos	\$10.00
Transporte	\$40.00
SUBTOTAL	\$190.00

6.3. Costo Total

La suma de los costos directos conjuntamente con los indirectos son el costo que cubrió en su totalidad el proyecto, y se presenta en la Tabla 58.

Tabla 58*Costo total del proyecto*

Ítem	Descripción	Valor
1	Costo directos	\$1004.50
2	Costos Indirectos	\$190.00
	Total	\$1194.50

CAPÍTULO VII

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

7.1. Conclusiones

- A través del ensayo de tracción realizado al PET, considerando diferentes marcas de botellas, se concluye que el comportamiento del PET respecto de sus propiedades varia significativamente entre cada tipo de botella, estas variaciones se pueden deber a diversos factores que influyen en las características del material (PET), tales como el proceso de manufactura, la pureza del material, la composición química del material, entre otros.
- Por medio de la comparación entre los resultados obtenidos en la máquina de ensayos universal, en el ensayo a tracción en condiciones isostáticas y el ensayo de corte en condiciones isostáticas, se concluye que la relación porcentual entre el esfuerzo cortante en el PET y el esfuerzo último a la tracción en el PET se encuentra entre el 22% y el 27%.
- En el ensayo de tracción realizado los resultados obtenidos demuestran que existe un porcentaje de variación de los valores teóricos que van de 59 a 72 MPa, con los valores experimentales que se comprende entre 74.67 y 100.22 MPa, teniendo así una variación de entre 3% a 39%, dependiendo del tipo de utilidad que haya tenido la botella de la cual se han extraído las probetas, recalcando que todas las probetas se han obtenido en una misma dirección.
- Se realizó el diseño y simulación de los principales elementos que componen el banco de pruebas, se concluye que el diseño es el más adecuado, en el cual cabe destacar los principales parámetros que se deben manejar como la distancia entre cuchillas, las cuales deben tener una distancia menor al espesor de las probetas, para que exista un corte limpio.

- Realizando el análisis de los resultados obtenidos en los ensayos, se concluye que existe una relación inversamente proporcional entre la velocidad de rotación del eje y el esfuerzo cortante, según las gráficas obtenidas la tendencia de relación entre estos parámetros es exponencial, es decir que mientras la velocidad tienda a 0, el esfuerzo cortante se incrementara de igual manera hasta llegar a un valor referencia, el cual es el valor obtenido en el ensayo realizado sin velocidad, según estos resultados el esfuerzo cortante en rotación se comprende entre el 0.24% y el 0.11% del esfuerzo cortante sin velocidad.
- En el análisis realizado en la gráfica tendencia de la curva esfuerzo respecto a la velocidad, se han concluido que la relación porcentual más adecuada entre el esfuerzo cortante dinámico y estático es de 5.84% correspondiente a 180 RPM, bajo este valor las diferencias entre las relaciones porcentual disminuyen hasta tender a cero, es decir que a partir de una velocidad de 180 RPM en adelante el corte será mucho mejor y el esfuerzo cortante mínimo.
- En el análisis de los resultados de la relación de la energía de deformación estática obtenida la máquina de ensayos universales y la obtenida en los ensayos dinámicos se concluye que las energías de deformación dinámicas están comprendidas entre el 0.377% y el 0.177% de la energía de deformación estática.
- Con los resultados obtenidos al relacionar la energía de deformación y la energía cinética se concluye que el comportamiento de la energía de deformación respecto de la energía es exponencial, tal como en los otros casos analizados, además de que se concluye que la fuerza de corte o de impacto generada en el corte del PET es inversamente proporcional a la energía cinética, es decir que pasada una velocidad superior a 900 RPM la fuerza de corte tendera a disminuir.

- La potencia para cortar PET, es relativamente constante pues la fuerza de corte respecto de la velocidad, son inversamente proporcionales, ya que los valores de fuerza calculada en la ecuación de potencia y la fuerza obtenida a través del banco de pruebas es del 6%, indicándonos que la potencia que se calculó tiende ser igual para cada una de las velocidades, lo que varía es la relación entre la fuerza y la velocidad.
- Se diseñó un protocolo de pruebas en base a los requerimientos necesarios para el bando de pruebas previo investigación, para un funcionamiento apropiado, teniendo en cuenta la seguridad de aquellos que operen la máquina, indicando en este protocolo los pasos a seguir para que los ensayos a realizar sean verídicos y cumpla repetibilidad.
- Para la realización de los ensayos se debe tener en cuenta el tipo de material a utilizar, puesto que el PET en condiciones ambientales, de almacenamiento o de manufactura, generan cambios en las propiedades del PET, lo cual puede generar resultados con grandes variaciones respecto de los otros ensayos realizados y se los puede tomar como resultados no concluyentes.

7.2. Recomendaciones

- Es aconsejable no sobrepasar la capacidad de medida de las celdas de carga, considerando que, pese a que la fuerza de impacto registrada no es muy alta, el impacto producido sobre estas genera deformaciones plásticas muy imperceptibles, las cuales generan un daño en la galga de medición interna de la celda de carga.
- Se recomienda dar continuidad no solo realizar ensayos con un solo material, sino que se pueda aplicar a otros tipos de materiales, mejorando los recursos vigentes del banco de pruebas.
- Para realizar ensayos de comparación con otros bancos de pruebas debe existir reproducibilidad, con la finalidad que los datos que se obtenga, mantengan una correlación entre los datos de ambos bancos de prueba.
- Para futuros ensayos que se realicen en este tipo de máquinas, se debe considerar varios ángulos de corte, puesto que los ángulos que presentan las cuchillas pueden ofrecer otros resultados diferentes los que se han obtenido en el presente proyecto.
- Para la utilización del banco de pruebas, se deben considerar las condiciones en las cuales el banco de pruebas va a funcionar, puesto que al cambiar las condiciones en las cuales se esta trabajando, se puede tener datos diferentes.
- Cerciorarse el origen y procedimiento de elaboración del material que se va a trabajar, para que exista una uniformidad y semejanza en sus propiedades tanto físicas como químicas en todas las probetas, con el fin de evitar un excesivo GAP.

BIBLIOGRAFÍA

- Amidata S.A.U. . (2019, agosto 20). *es.rs-online*. From Pinza amperimétrica Fluke, 3985100, Corriente AC Máxima 400A ac, Tensión AC Máxima 600V ac: <https://es.rs-online.com/web/p/pinzas-amperimetricas/4227322/>
- Rodríguez , H. (2019, Agosto 22). *Ingemecánica*. From Correas de Transmisión: <https://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn121.htm>
- American Fasteners Corp. (2010, 5 14). *Amerifast*. From American Fasteners: <https://amerifast.com/wp-content/uploads/2019/06/American-Fasteners-CATALOG1.pdf>
- Cengel, Y., & Boles, M. (2012). *Termodinámica* . México DF: The McGraw-Hill.
- Cia. General de Aceros S.A. (2007). *SAE 1020 y SAE aceros ingenieria al carbono* . Bogota: Grafismo Digital.
- Colcha, M. (2010, 10 22). *SlideShare*. From Bandas de transmisión : <https://es.slideshare.net/MARTHYTAS/bandas-de-transmision>
- Gere, J. M., & Goodno, B. J. (2009). *Mécanica de materiales* . México : CENGAGE Learning .
- Giancoli, D. (2006). *FÍSICA Principios con aplicaciones*. México D.F.: PEARSON EDUCACIÓN.
- Hertig, R. R. (1978). *Mecánica teórica*. Buenos Aires: El Ateneo.
- Ivan Bohman C.A. (2019, Diciembre 06). *Catalogos de productos* . From <https://www.ivanbohman.com.ec/wp-content/uploads/2018/10/Catalogo-general-IBCA-2018-.pdf>
- La casa del perno . (2015, 10 24). *La casa del perno*. From La casa del perno : http://www.casadelperno.com/AyudaTecnica_Resistencia.html

- Lara , M. (2012). *Estrategia de comunicación de mercadeo con énfasis en la plataforma digital-redes sociales y geolocalización para Coca-Cola Zero*. Costa Rica : Universidad de Costa Rica.
- Lizárraga, A., Espinoza, P., & Nuñez, J. (2016). Desarrollo mecatrónico sustentable: Diseño de una máquina trituradora de PET. *Investigación aplicada de las Universidades Politécnicas en el marco del XV* .
- Lokensgard, & Richardson. (2007). *Industria del plástico: plástico industrial*. Madrid: Paraninfo.
- Mariano. (2019, agosto 26). *Tecnología de los plásticos* . From PET: <https://tecnologiadelosplasticos.blogspot.com/2011/05/pet.html>
- Meriam, J. L., & Kraige, L. G. (1999). *Mecánica para ingenieros ESTATICA*. Barcelona: Reverté, S.A.
- mezcladoras, V. m. (2013, Junio 16). *Molinos de cuchillas: Veyco molinos & mezcladoras*. From Veyco molinos & mezcladoras: <http://www.molinosymezcladoras.com/molinos3.html>
- Miñarro, R. J. (2019, Agosto 21). *Newton*. From Principio de conservación de la energía: http://newton.cnice.mec.es/materiales_didacticos/energia/conservacion.htm?3&1
- Muñoz, A., & Sanunga, G. (2015). *Diseño construcción e implementación de un molino triturador para producir de 50 a 100 kg/h de escama de hasta 20 mm*. Sangolquí .
- New Technology Network. (2004). *Rodamientos de Bolas y de Rodillos*. © NTN Corporation.
- Norton, R. L. (2011). *Diseño de máquina un enfoque integrado* . México .
- Paredes, J. (2018, febrero 6). Estudio de la relación entre la energía de deformación plástica por carga de impacto con respecto a carga estática en la falla de cigas de acero ASTM A36. (*Tesis de pregrado*). Sangolqui, Pichincha: Universidad de las Fuerzas Armadas-ESPE.
- Perez, J. (2011). *Mecánica de Materiales II*. Sangolqui: ESPE.
- QuimiNet. (2019, agosto 26). *Todo lo que quería saber del PET*. From QuimiNet: <https://www.quiminet.com/articulos/historia-del-pet-2561181.htm>

- Rossi, M. (1979). *Estampado en frío de la chapa*. Madrid: Dossat S.A. .
- Saldaña, E. C. (2019, diciembre 06). <https://www.slideshare.net/eduardocse/variadores-de-frecuencia-75398826>. From Variador de Frecuencia: <https://www.slideshare.net/eduardocse/variadores-de-frecuencia-75398826>
- SEDESOL. (2005, febrero 9). *Secretaria del Desarrollo Social*. From Manual técnico sobre generación, recolección y transferencia de residuos sólidos municipales. : http://www.sustenta.org.mx/3/wp-content/files/MT_ManualTecnicosobreGeneracionRecoleccion.pdf
- Serway, R. A. (2013). *Fundamentos de física*. México D. F: Cengage Learning.
- Shigley, J. (2012). *Diseño En Ingeniería Mecánica*. México: MC Graw Hill.
- Spotts , M. F., & Shoup, T. E. (1999). *Elementos de máquinas* . México: Prentice Hall.
- Suasnavas , D. F. (2017). *Degradación de materiales plásticos "PET" (polyethylene terephthalate), como alternativa para su gestión*. Quito: Pontificia Universidad Católica del Ecuador.
- Trelleborg. (2008). *Manual de diseño HP-E V-belts* . Brazil.
- Vidosic, J. (2007). *Machine design projects*. Michigan: Ronald Press Co.
- Westcott Company. (1995). *Mantenimiento de rodamientos y cojinetes*. SENA.
- Wittman . (2012). Reciclaje Optimo del Material. *Bancomext*, 3-4.

ANEXO

