

UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA

FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA



**DISEÑO DE UNA MÁQUINA PARA ENSAYO DE
ABRASION DE ELASTOMEROS TIPO TAMBOR
ROTATIVO**

TESIS

**PARA OPTAR EL TÍTULO PROFESIONAL DE:
INGENIERO MECANICO**

GENESIS INGA NARVAEZ

PROMOCION 2009- I

LIMA-PERU

2015

**DISEÑO DE UNA MAQUINA PARA ENSAYO DE
ABRACION DE ELASTOMEROS TIPO TAMBOR
ROTATIVO**

INDICE

PROLOGO	1
CAPITULO 1: INTRODUCCION	
1.1 ANTECEDENTES	4
1.2 OBJETIVOS	5
1.3 JUSTIFICACIÓN	5
1.4 ALCANCES	7
CAPITULO 2: FUNDAMENTO TEORICO	
2.1 ELASTOMEROS	8
2.1.1 Clasificación de los elastómeros	10
2.1.1.1 Elastómeros termoestables	10
2.1.1.2 Elastómeros termoplásticos	10
2.1.2 Principales propiedades de los elastómeros	11
2.1.3 Aplicaciones de los elastómeros	14
2.2 ABRASION	15
2.2.1 Fricción en elastómeros	16
2.2.2 Movimiento stick-slip durante el deslizamiento en elastómeros	18
2.2.3 Patrones de abrasión	19
2.3 ENSAYO DE ABRASION	21
2.3.1 Finalidad	21
2.3.2 Procedimiento	22

2.3.3	Ensayo de abrasión de elastómeros	23
2.4	ESTADO DE LA TECNOLOGIA	25
2.4.1	Máquina giratoria de eje vertical	26
2.4.2	Máquina tipo tambor rotativo horizontal	27
2.4.3	Máquina de Los Ángeles	31
2.4.4	Máquina de Martindale	32
2.4.5	Máquina NBS	33
2.4.6	Máquina arena seca/rueda de caucho	34

CAPITULO 3: PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

3.1	IDENTIFICACION DEL PROBLEMA	36
3.2	PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	38
3.3	HIPOTESIS	38

CAPITULO 4: DESARROLLO DEL DISEÑO

4.1	ESPECIFICACIONES DEL DISEÑO	40
4.1.1	Identificación de las especificaciones (variables) de entrada y salida con sus limitaciones	40
4.1.2	Identificación de las variables de diseño y sus restricciones	42
4.1.3	Identificación de los criterios y sus limitaciones	44
4.2	BUSQUEDA DE SOLUCIONES	48
4.2.1	Método de la matriz morfológica	48
4.2.1.1	Identificación de funciones	48
4.2.1.2	Definición de subsoluciones	50
4.2.1.3	Generación de las alternativas de solución	51
4.2.2	Análisis de las alternativas de solución	52
4.3	FASE DE DECISION	56

4.4	IMPLEMENTACION DE LA SOLUCION	61
-----	-------------------------------	----

CAPITULO 5: CALCULOS Y RESULTADOS

5.1	CALCULOS PRELIMINARES	64
5.1.1	Velocidad lineal de ensayo de la probeta	64
5.1.2	Velocidad angular de ensayo de la probeta	65
5.1.3	Carrera de ensayo de la probeta	65
5.2	CALCULO DEL TORQUE TOTAL DE LA MAQUINA	66
5.2.1	Torque resistivo	68
5.2.2	Torque de aceleración	69
5.2.3	Selección de accesorios	72
5.2.3.1	Selección del motorreductor	72
5.2.3.2	Selección del variador de velocidad	74
5.3	CALCULO DEL EJE DEL TAMBOR	76
5.3.1	Calculo por resistencia	76
5.3.1.1	Diagrama de momento torsor y flector	79
5.3.1.2	Análisis del tambor	81
5.3.1.3	Análisis del eje	82
5.3.1.4	Cálculo de la deflexión lateral	83
5.3.2	Cálculo por fatiga	84
5.3.3	Selección de accesorios	87
5.3.3.1	Selección de las chumaceras en los apoyos	87
5.3.3.2	Selección de la faja síncrona	89
5.3.3.3	Selección de la polea dentada	91
5.4	CALCULO DEL HUSILLO Y LA TUERCA	92
5.4.1	Calculo del husillo y tuerca	92
5.4.1.1	Carga axial del husillo	94
5.4.1.2	Velocidad crítica del husillo	96

5.4.1.3 Carga crítica del husillo	97
5.4.2 Selección de los accesorios	100
5.4.2.1 Selección de la polea dentada del husillo	100
5.4.2.2 Selección de los rodamientos del husillo	100
5.5 CALCULO DEL PORTAPROBETAS	102
5.5.1 Selección de los accesorios	103
5.5.1.1 Rodamientos del portaprobetas	103
 CAPITULO 6: ANALISIS ECONOMICO	
6.1 ESTRUCTURA DE COSTOS	104
6.1.1 Costos fijos	104
6.1.2 Costos variables	106
6.1.3 Costo unitario de fabricación y precio de venta de la maquina	107
6.2 FLUJO DE CAJA DEL PROYECTO (PRIMEROS 5 AÑOS)	109
6.3 CALCULO DE LA INVERSION INICIAL	109
6.4 CALCULO DEL VAN, TIR Y PERIODO DE RECUP.	110
6.5 ANALISIS DE SENSIBILIDAD	111
 CONCLUSIONES	113
RECOMENDACIONES	115
BIBLIOGRAFIA	116
PLANOS	120
APENDICE	
Apéndice A: UNE 53-527-91	
Apéndice B: ASTM D5963-04	
Apéndice C: Cálculo de la bancada	
Apéndice D: Cálculo del brazo batiente	

LISTA DE FIGURAS

- Fig. 2.1 Elasticidad de las moléculas de caucho
- Fig. 2.2 Vulcanización del caucho
- Fig. 2.3 Curva maestra WLF. Fuente: Investigating the mechanicsm of elastomer abrasion, Liang, 2007
- Fig. 2.4 Iniciación de los patrones de abrasión. Fuente: Investigating the mechanicsm of elastomer abrasion, Liang, 2007
- Fig. 2.5 Desarrollo del patrón de abrasión. Fuente: Investigating the mechanicsm of elastomer abrasion, Liang, 2007
- Fig. 2.6 Comparación de la velocidad de abrasión entre un ensayo con probeta en una sola dirección y con rotación. Fuente: Investigating the mechanicsm of elastomer abrasion, Liang, 2007
- Fig. 2.7 Maquina giratoria de eje vertical
- Fig. 2.8 Maquina tipo tambor rotativo.
- Fig. 2.9 Maquina del fabricante Prolific Engineers (India)
- Fig. 2.10 Maquina del fabricante Hung Ta Instrument (Taiwán)
- Fig. 2.11 Maquina del fabricante Zwick (USA)
- Fig. 2.12 Maquina del fabricante Qualitest (USA)
- Fig. 2.13 Maquina del fabricante Gibitre Instruments (Italia)
- Fig. 2.14 Maquina del fabricante Benz (USA)
- Fig. 2.15 Maquina de los ángeles
- Fig. 2.16 Maquina Martindale
- Fig. 2.17 Maquina NBS
- Fig. 2.18 Maquina ASTM G65
- Fig. 4.1 Concepción elemental de la maquina a diseñar

- Fig. 4.2 Izquierda: Máquina de abrasión según ISO 4649. Derecha: Máquina de abrasión según UNE 53527
- Fig. 4.3 Modelado de la alternativa de solución seleccionada
- Fig. 5.1 Esquema simplificado de la máquina de abrasión
- Fig. 5.2 Movimiento relativo de la probeta respecto del tambor
- Fig. 5.3 Motorreductor SA37DR63M2. Fuente: Catalogo online Sew Eurodrive
- Fig. 5.4 Características del variador de frecuencia MC07B0003-2A3-00
- Fig. 5.5 Torque del husillo y del tambor
- Fig. 5.6 Diagrama de cuerpo libre del eje del tambor
- Fig. 5.7 Descomposición de las fuerzas de la polea del tambor
- Fig. 5.8 Modelado de eje en SAP 2000
- Fig. 5.9 DMT del eje del tambor
- Fig. 5.10 DMF del eje del tambor
- Fig. 5.11 Deflexiones absolutas en el tambor mediante SAP 2000. Izquierda: Deflexión absoluta en XZ. Derecha: Deflexión absoluta en XY
- Fig. 5.12 Selección del tipo de faja síncrona
- Fig. 5.13 Tipos de mecanismos husillo-tuerca
- Fig. 5.14 Sistema husillo-tuerca de posicionamiento preciso. Fuente: Friction-induced vibration in lead screw systems, Orang Varid Araghi, 2009.
- Fig. 5.15 Factores de soporte fv. Fuente: Catálogo de husillos trapezoidales, Technopower
- Fig. 5.16 Factores de soporte fp. Fuente: Catálogo de husillos trapezoidales, Technopower
- Fig. 6.1 Grafica VAN vs Tasa de oportunidad

LISTA DE TABLAS

Tabla 2.1	Escalas de dureza Shore. Fuente: Dureza de plásticos y gomas, Kansert S.L.
Tabla 3.1	CITEccal – Ensayo de elastómeros. Fuente: Pagina web Indecopi
Tabla 4.1	Variables de entrada y salida y sus limitaciones.
Tabla 4.2	Variables de solución y sus restricciones
Tabla 4.3	Lista general de criterios de diseño
Tabla 4.4.	Criterios de diseño y sus limitaciones
Tabla 4.5	Funciones consideradas para nuestro diseño
Tabla 4.6	Funciones y sus subsoluciones del diseño de la maquina
Tabla 4.7	Matriz de soluciones
Tabla 4.8	Ponderación de los criterios de diseño
Tabla 4.9	Grados de satisfacción de las alternativas de solución
Tabla 4.10	Comparación de las alternativas de solución
Tabla 4.11	Funciones de la alternativa de solución seleccionada
Tabla 5.1	Resumen de los cálculos preliminares
Tabla 5.2	Datos para el cálculo del torque resistivo de la máquina
Tabla 5.3	Datos para el cálculo de la inercia total de la máquina
Tabla 5.4	Datos para el cálculo del torque de aceleración de la máquina
Tabla 5.5	Selección del variador de frecuencia. Fuente: Catalogo Online SEW EURODRIVE
Tabla 5.6	Datos para el cálculo de las fuerzas de la polea
Tabla 5.7	Datos para el cálculo del esfuerzo permisible del tambor
Tabla 5.8	Datos para el cálculo del esfuerzo permisible del eje

Tabla 5.9	Valores de los factores a y b para el cálculo de Ka
Tabla 5.10	Selección de la chumacera SKF tipo pared para el eje del tambor
Tabla 5.11	Selección de la chumacera SKF tipo pedestal para el eje del tambor
Tabla 5.12	Selección de la longitud de la faja
Tabla 5.13	Verificación de la potencia de la faja seleccionada
Tabla 5.14	Especificaciones de la polea dentada
Tabla 5.15	Datos para el cálculo de la carga axial del husillo
Tabla 5.16	Datos para el cálculo del esfuerzo de aplastamiento
Tabla 5.17	Datos para el cálculo de la velocidad crítica del husillo
Tabla 5.18	Tabla de datos para el cálculo de la carga crítica del husillo.
Tabla 5.19	Especificaciones del husillo
Tabla 5.20	Selección del rodamiento del husillo (Apoyo cercano a la polea)
Tabla 5.21	Selección del rodamiento del husillo (Extremo opuesto a la polea)
Tabla 5.22	Composición del aluminio 6061. Fuente: Catalogo SanMetal S.A.
Tabla 5.23	Propiedades mecánicas del aluminio 6061 T6. Fuente: SanMetal S.A.
Tabla 6.1	Costo fijo mensual
Tabla 6.2	Costo variable unitario
Tabla 6.3	Determinación del precio de venta
Tabla 6.4	Flujo de caja (5 primeros años)
Tabla 6.5	Inversión inicial del proyecto
Tabla 6.6	Cálculo del VAN, TIR y periodo de recuperación
Tabla 6.7	Análisis de sensibilidad

PROLOGO

La presente tesis de grado denominada **Diseño de una Máquina para Ensayo de Abrasión de Elastómeros Tipo Tambor Rotativo** es un trabajo motivado por la relevancia inadecuada que se brinda hoy al estudio de los elastómeros en nuestro país, y por la carencia de equipos nacionales disponibles para estos estudios. A lo largo de la tesis se emplean métodos y técnicas que canalizan los esfuerzos del diseñador a la obtención de un diseño óptimo de la máquina.

La tesis está conformada por 6 capítulos:

- Capítulo 1: Introducción
- Capítulo 2: Fundamento teórico
- Capítulo 3: Planteamiento del problema
- Capítulo 4: Desarrollo del diseño
- Capítulo 5: Cálculos y resultados
- Capítulo 6: Análisis económico

El capítulo 1 se refiere a la parte introductoria de la tesis. Se menciona los antecedentes, los objetivos que se lograrán al final del trabajo, la descripción de la problemática actual que motivó el desarrollo de la investigación y por último los alcances del proyecto.

En el capítulo 2 se resume el fundamento teórico cuya finalidad es aclarar los términos y conceptos utilizados a lo largo del trabajo. Consta de la teoría de los elastómeros (definición, clasificación, propiedades y principales aplicaciones) y los conceptos de fricción y abrasión en estos materiales poliméricos. Al final del capítulo se describe el estado tecnológico de las máquinas de abrasión comerciales.

El capítulo 3 trata sobre el planteamiento del problema. Un análisis previo permite identificar el problema basándose en el estudio de la problemática que se ha percibido y que motivó la investigación. Una vez analizada la problemática e identificado el problema se procede a su planteamiento, es decir, expresarlo en los términos adecuados de tal manera que guíe al autor a encontrar la solución. Al final del capítulo se plantea la hipótesis del proyecto la cual será aceptada o rechazada según los resultados de la tesis.

El capítulo 4 describe el proceso de diseño y sus etapas. Este capítulo comienza con la determinación de las especificaciones del diseño, es decir, las variables de entrada, de salida y de la máquina. Además se determinan los criterios o consideraciones más importantes del diseño. Luego se utiliza el método de la matriz morfológica para buscar las soluciones posibles al objetivo planteado, y mediante el método del criterio de clasificación y ponderación se elige la mejor alternativa de solución.

El capítulo 5 trata sobre el cálculo de los elementos de la maquina diseñada, el análisis de los resultados obtenidos y la selección los materiales, accesorios y procesos de fabricación involucrados.

En el capítulo 6 se realiza el análisis económico del proyecto. Se determina la estructura de costos donde se cuantifica los costos fijos, variables y se define el costo de venta de la maquina tomando en consideración además, la demanda y la competencia. Luego se hace el cálculo del Valor Actual Neto (VAN), La Tasa Interna de Retorno (TIR), el periodo de recuperación del capital y finalmente se hace un análisis de sensibilidad del proyecto.

Al final de la tesis se mencionan las conclusiones y recomendaciones. Además se adjuntan la bibliografía, los planos del proyecto y el apéndice.

CAPITULO 1

INTRODUCCION

1.1 ANTECEDENTES

En estas últimas décadas, las empresas de vanguardia están buscando constantemente mejorar su competitividad mediante la optimización de procesos y la reducción de costos. Han implementado sistemas de monitoreo más rigurosos para los materiales de sus procesos de producción, y adecuados sistemas de control de calidad del producto final que garanticen el cumplimiento de los estándares mínimos.

La industria de los elastómeros se ha desarrollado notablemente en estos últimos tiempos gracias a las innumerables aplicaciones que se le ha encontrado y que ha hecho posible que puedan reemplazar incluso al acero comúnmente utilizado.

Gracias al avance tecnológico se han ido desarrollando elastómeros de propiedades mejoradas dirigidas a aplicaciones que involucren desgaste de material por rozamiento o abrasión (ámbito de la Tribología). Sin embargo, es necesario conocer con mayor detalle las propiedades relacionadas al desgaste por abrasión tales como la dureza, resistencia al desgaste y resistencia al rayado. Esto se logra con la

experimentación en laboratorios utilizando equipos y procedimientos basados en las normas técnicas vigentes.

1.2 OBJETIVOS

Diseñar una máquina tipo tambor rotativo para el ensayo de abrasión de elastómeros en laboratorio. El diseño se desarrollará conforme a las normas técnicas internacionales.

1.3 JUSTIFICACION

Actualmente las máquinas de abrasión del tipo tambor rotativo son las más utilizadas por la industria para la realización de ensayos de abrasión a elastómeros. Esto debido a la rigurosidad de la prueba ya que la probeta es sometida a 40m continuos de desgaste por abrasión sobre un papel abrasivo estándar. Además, hasta hoy es el método que mejor representa la resistencia a la abrasión de los materiales elastoméricos. Es muy utilizada para el análisis de elementos sometidos a abrasión tales como neumáticos, plantas de calzados, fajas (bandas) transportadoras, fajas de transmisión, etc.

El consumo mundial de elastómeros es cada vez mayor empleándose en solucionar problemas ingenieriles cada vez más diversos. Esto hace necesario garantizar la calidad de su obtención y manufacturación mediante controles rigurosos y conforme a las normas técnicas. A pesar que tales requerimientos no están muy arraigadas en la industria nacional, no podemos ser ajenos a estos conceptos por su

gran importancia. Adicionalmente, se puede mencionar que el desgaste por abrasión es uno de los mayores fenómenos mecánicos que generan a las empresas grandes costos de mantenimiento por el recambio constante de piezas y máquinas. Con este trabajo se busca incentivar el estudio de la abrasión en los elastómeros impulsando los controles de calidad estandarizados y además facilitando los trabajos de investigación y la generación de conocimiento en el país.

Actualmente las empresas peruanas están obligadas a importar las maquinas de ensayo de abrasión directamente del fabricante porque no existen tiendas importadoras de equipos nuevos en el país. Los proveedores – americanos y europeos principalmente – fabrican las máquinas a pedido, generando tiempos largos de entrega y costos altos. Con el presente trabajo se brinda a los grupos de interés una alternativa adicional: La de disponer de un equipo de procedencia nacional fabricado conforme a norma y a precio inferior a los equipos americanos y europeos. El hecho de elaborarlo en el país trae ventajas adicionales como la facilidad de mantenimiento y plazos de entrega más cortos.

Los grupos de interés que se beneficiarán con este trabajo van desde investigadores dedicados a trabajos en laboratorio, laboratorios que brindan servicios a la industria, fabricantes de máquinas para ensayos, y empresas industriales del rubro que requieran complementar el control de calidad de sus productos. Entre estos últimos se pueden mencionar a las empresas industriales de producción de materiales elastoméricos así como empresas consumidoras de elastómeros del sector automotriz, minería y agroindustria.

1.3 ALCANCES

El alcance de la presente tesis comprende el diseño de una máquina tipo tambor rotativo para el ensayo de abrasión de elastómeros en laboratorio. El diseño está basado en la norma técnica americana ASTM D5963 y la norma española UNE 53527.

La máquina de abrasión está proyectada para el ensayo de materiales pertenecientes al grupo de los elastómeros termoplásticos y los cauchos termoestables.

Las etapas de fabricación, instalación y calibración no son parte del alcance de este proyecto. Se considera estrictamente el diseño mecánico de la maquina, aunque se brindará sugerencias para el control eléctrico y electrónico de acuerdo a los lineamientos seguidos durante la etapa del diseño de la maquina.

CAPITULO 2

FUNDAMENTO TEORICO

2.1 ELASTOMEROS

Son polímeros que poseen propiedades elásticas. Es decir, sometidos a tracción pueden estirarse varias veces su longitud inicial y luego recuperarse completamente. El caucho, el neopreno y la silicona son algunos ejemplos de elastómero.

Los polímeros son moléculas de gran tamaño y de alta masa molecular (llamados macromoléculas) formados por la repetición de uno o varios tipos de moléculas pequeñas (llamados monómeros) a partir de un proceso denominado polimerización, mediante la cual se generan largas cadenas de las más diversas configuraciones. Son generalmente orgánicos; es decir, están constituidos mayoritariamente por estructuras de carbono. Los polímeros se clasifican en plásticos (Propiedades plásticas) y elastómeros (Propiedades elásticas).

La unión entre las moléculas de los elastómeros se da por los aditivos que se le añade permitiendo la formación de enlaces de entrecruzamiento intermoleculares,

los cuales se alinean cuando son sometidos a tracción (estiramiento) y tienden a retornar a su estado inicial cuando cesa el estiramiento dándole las propiedades de un elástico. Casi no presentan fluencia al someterse a cargas de tracción por tiempos prolongados.



Fig. 2.1 Elasticidad de las moléculas de caucho.

En la vulcanización del caucho natural, los átomos de azufre forman enlaces covalentes intermoleculares.

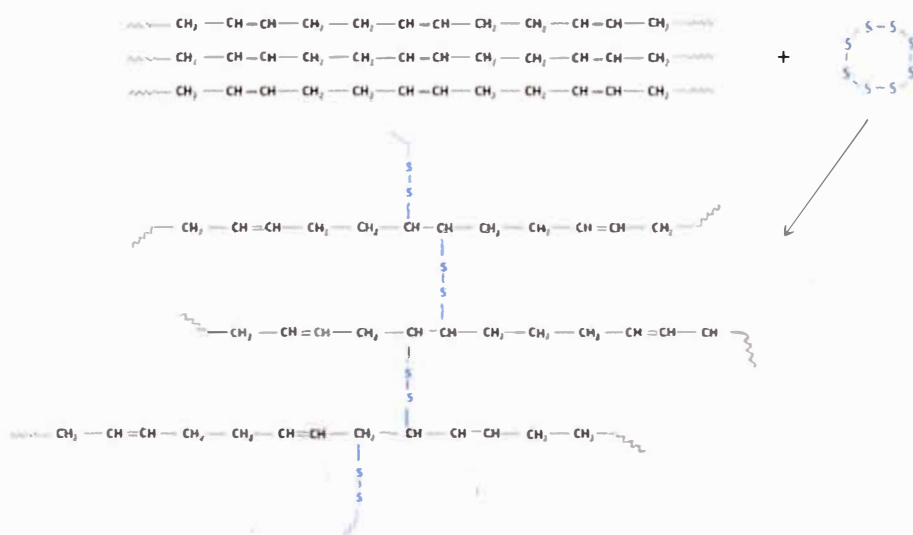


Fig. 2.2 Vulcanización del caucho.

2.1.1 Clasificación de los elastómeros

De acuerdo a su capacidad térmica los elastómeros se clasifican en

2.1.1.1 Elastómeros termoestables

Cuando son sometidos a calentamiento no se funden debido al entrecruzamiento formado por enlaces covalentes que no deja fluir las moléculas. A altas temperaturas los enlaces covalentes se rompen produciéndose la descomposición y pérdida de propiedades. El entrecruzamiento es más pronunciado en estos elastómeros lo que los hacen los más elásticos. La materia prima de fabricación es más barato, y son más resistentes química y térmicamente.

2.1.1.2 Elastómeros termoplásticos

Son generalmente una mezcla de un plástico y un caucho. Los enlaces iónicos y puente de hidrogeno que unen a las moléculas de estos elastómeros son vencidos a altas temperaturas permitiendo a las moléculas fluir. Sin embargo estos enlaces intermoleculares son reversibles por lo que pueden formarse nuevamente al enfriarse. Esto hace a los elastómeros termoplásticos materiales reciclables y pueden ser moldeados varias veces sin perder sus propiedades.

2.1.2 Principales propiedades de los elastómeros

Elasticidad: La elasticidad es la capacidad de un material de recuperar completamente su forma original una vez que haya desaparecido la fuerza que le causó la deformación. Todos los elastómeros son elásticos aunque difiere el grado de elasticidad de acuerdo al tipo de elastómero. Las condiciones externas extremas como exposición a la luz, al ozono, etc. hacen que también se pierda paulatinamente las propiedades elásticas. Todos los elastómeros pierden elasticidad en cierto grado cuando son sometidos a deformaciones constantes.

Resistencia a la abrasión: Los elastómeros son muy buenos resistentes al desgaste por abrasión (Por frotamiento entre dos superficies) y en muchas aplicaciones a desplazado a los metales en esta área. La resistencia a la abrasión se mide mediante la máquina de abrasión según ASTM D5963.

Resistencia mecánica: El concepto de resistencia mecánica está referido principalmente a la resistencia a la tracción, compresión, flexión, torsión y tenacidad.

Las propiedades mecánicas de los elastómeros dependen de su composición, estructura y proceso de fabricación. Además de la temperatura y la velocidad con que se aplica las cargas durante los ensayos. Posee un modulo de elasticidad entre 100 a 10000 veces menor al del acero.

Baja densidad: En general los elastómeros poseen un bajo peso por unidad de volumen en comparación con los metales y otros materiales convencionales.

Esto se debe a que están conformados por átomos ligeros como el hidrogeno y carbono, en algunos casos con adición de oxígeno, nitrógeno y algún halógeno. Además la distancia entre sus moléculas es relativamente grande.

Baja reactividad química.- Los materiales elastómeros al ser complementados por moléculas de cloro y azufre adquieren propiedades de resistencia a la acción de ácidos y bases.

Dureza: La dureza de los elastómeros se mide normalmente en la escala Shore. El durómetro Shore mide la dureza presionando un indentador con una carga determinada sobre la superficie del elastómero. El valor de la dureza es inversamente proporcional a la profundidad de penetración del indentador. Los tipos de durezas Shore A para materiales blandos y Shore D para materiales duros son los más usados en elastómeros aunque la norma ASTM D2240 provee 8 escalas de medición.

Tabla 2.1 Escalas de dureza Shore. Fuente: Dureza de plásticos y gomas, Kansert S.L.

DUROMETRO	PENETRADOR	CARGA
TIPO A (ASTM D2240) Gomas blandas, plásticos y elastómeros, rodillos de impresión	Cono truncado Angulo 35°	822g
TIPO D (ASTM D2240) Gomas duras y plásticos tipo termoplásticos, paltafomas y boliches	Cono en punta Angulo 30°	4536g
TIPO B (ASTM D2240) Elastómeros y plásticos duros. Papel y materiales fibrosos. Dureza>93 Shore A	Cono en punta Angulo 30°	822g
TIPO C (ASTM D2240) Elastómeros y plásticos de dureza media. Evita marcas en las superficie de la pieza	Cono truncado Angulo 35°	4536g
TIPO DO (ASTM D2240) Materiales granulares densosBobinas textiles	Bola 3/32"	4536g
TIPO O (ASTM D2240) Elastómeros muy blandos, bobinas textiles, materiales granulares blandos. Dureza < 20 Shore A	Bola 3/32"	822g
TIPO OO (ASTM D2240) Espumas ligeras, esponjas, tejidos animales	Bola 3/32"	113g
TIPO OOO (ASTM D2240) Geles y esponjas	Bola 1/2"	113g

Resiliencia: En un sentido intuitivo es la capacidad de un elastómero de recuperar rápidamente (Velocidad de recuperación) su forma original una vez sea liberado de la carga que lo deformó. Los elastómeros poseen elevada resiliencia. Cuando un elastómero es deformado, se genera una energía asociada a la deformación producida por el agente deformante. Al ser liberado, el elastómero recupera su forma original sin usar toda la energía que fue proporcionada. La energía restante es liberada internamente como calor. La relación de la energía devuelta respecto de la energía entregada durante la deformación es llamada la resiliencia del material.

Resistividad eléctrica: Son considerados malos conductores de la electricidad. Su alta resistencia hace que puedan ser usados en la fabricación de aislantes eléctricos (reemplazando a la porcelana y al vidrio) y en la fabricación de cables y conductores eléctricos.

Resistividad térmica: Los polímeros son malos conductores térmicos debido a que no poseen electrones libres en su cuerpo. Los metales por ejemplo pueden llegar a tener una conductividad hasta 2000 veces mayor que los polímeros. Sin embargo, tener una conductividad térmica baja trae algunas desventajas debido a que los polímeros al momento de calentarse absorben el calor con lentitud, lo mismo sucede al momento de enfriarse, lo que hace más costoso el proceso de obtención. Entre las ventajas se puede mencionar que se utiliza en la fabricación de aislantes térmicos.

2.1.3 Aplicaciones de los elastómeros

Cauchos:

- Tienen buena resistencia a ácidos y sustancias alcalinas.
- Buena elasticidad.
- Aislante térmico y eléctrico.
- Impermeable.
- Sellante (Hermetizante)

Utilizado para la fabricación de neumáticos, mangueras y tubos, juntas de estanqueidad, bandas transportadoras y correas de transmisión, recubrimiento de cables, etc.

Neopreno:

- Aislante térmico.
- Elasticidad y flexibilidad.
- Mayor resistencia química.

Utilizado para la fabricación de mangueras especiales, cierres, correas, aislamiento eléctrico, trajes impermeables, etc.

Siliconas:

- Baja reactividad.
- Resistente a altas temperaturas.

- Elemento sellador.

Utilizado para la fabricación de juntas de cierre hermético, aislamiento eléctrico y térmico, prótesis, sondas y tubos de uso médico, etc.

Poliuretanos:

- Pueden modificar su densidad y elasticidad.

Utilizado para la fabricación de goma espuma, piel artificial, recubrimientos de protección, etc.

2.2 ABRASION

El desgaste de una pieza o elemento es la disminución de su volumen por la pérdida de partículas de material debido a fuerzas externas que las arrancan de su superficie. El desgaste puede ser por erosión, corrosión, abrasión, etc. Abrasión es un tipo de desgaste producto de la fricción entre dos superficies en contacto y movimiento relativo.

La abrasión, en general, es producida por una falla mecánica causada por esfuerzos de tracción generados por las fuerzas de fricción al momento de interactuar dos superficies.

La literatura existente concluye que en estos últimos años el fenómeno de la abrasión en elastómeros ha sido un tema muy estudiado, sin embargo hace falta mayor profundización para entender más el fenómeno. La información existente proviene mayormente de estudios experimentales específicos.

Investigadores como Schallamach (1958), Fukahori y Yamazaki (1994) han estudiado el fenómeno de la abrasión en elastómeros.

2.2.1 Fricción en elastómeros

El modelo matemático de Amontons-Coulomb es la teoría más usada actualmente para explicar la fricción entre sólidos. Esta teoría expresa que si se tiene un bloque en reposo apoyado sobre un plano horizontal bajo una fuerza normal N , al aplicarle progresivamente una fuerza horizontal aparecerá entre las superficies en contacto una fuerza crítica F_r tangencial al plano la cual una vez vencida producirá el movimiento del bloque. Esta fuerza F_r es proporcional a la fuerza normal N y la constante de proporcionalidad es llamado el coeficiente de fricción μ .

$$\mu = \frac{F_r}{N}$$

En los elastómeros no se cumple esta proporcionalidad por tener un bajo modulo de elasticidad y altos valores de coeficiente de fricción (bordean la unidad) que lo hacen variable. La fuerza de fricción en los elastómeros depende (además de la fuerza normal) del área de contacto, la velocidad de deslizamiento y dado su carácter visco elástico depende en gran medida de la temperatura.

Esta diferencia entre los sólidos rígidos y los elastómeros se podría explicar por la aparición de dos componentes de fuerzas durante el deslizamiento de un elastómero sobre una superficie abrasiva (Grosch, 1963).

$$F = F_{\text{def}} + F_{\text{ad}}$$

F_{def} : Fuerza de deformación, proviene de la pérdida de energía producto de las deformaciones.

F_{ad} : Fuerza de adhesión, proviene de la adhesión con la otra superficie.

Si el abrasivo es de gran rugosidad, la fuerza de adhesión será menor por la disminución del área efectiva de contacto entre las superficies. Sin embargo, esto incrementará la fuerza de deformación aumentando la disipación por deformación debido al carácter visco elástico del elastómero.

Por ser los elastómeros materiales visco elásticos, la fricción está influenciada por los cambios de temperatura en las superficies de contacto. Grosch (1963) realizó un experimento muy completo sobre la variación del coeficiente de fricción en el caucho acrilonitrilobutadieno en función de la velocidad de deslizamiento a varias temperaturas, obteniendo graficas las cuales fueron representadas en una curva maestra mediante la ecuación WLF (Williams Et. Al. 1955). La curva maestra se muestra a continuación.

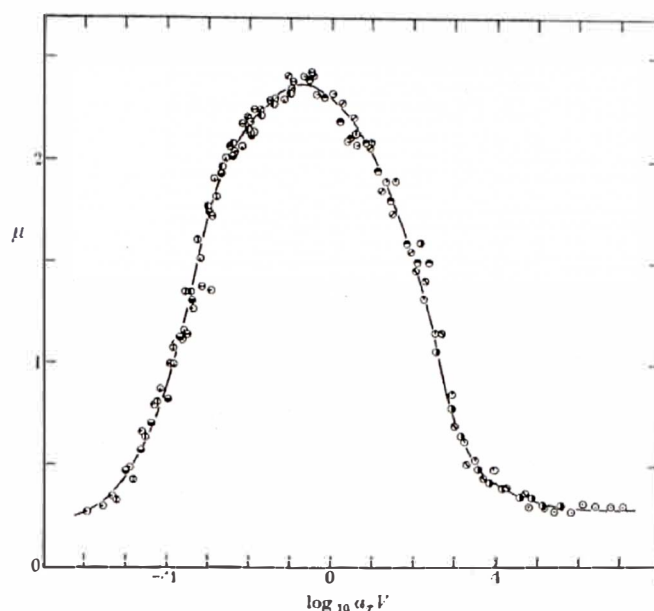


Fig. 2.3 Curva maestra WLF. Fuente: Investigating the mechanism of elastomer abrasion, Liang, 2007

La grafica muestra que para velocidades de deslizamiento bajas y muy altas el coeficiente de fricción es muy pequeño. Sin embargo, Barkins and Robert (1986) mostraron que para el caucho nitrilo, el ancho del pico de la grafica es mucho mayor. Ellos encontraron un coeficiente de fricción constante para velocidades de deslizamiento entre 0.01 a 100 mm/s.

2.2.2 Movimiento stick-slip durante el deslizamiento de elastómeros

La fricción en elastómeros puede ser explicada como un movimiento de stick-slip; es decir, como una serie alternada de deslizamientos y adhesiones entre las superficies en movimiento relativo cuando son impulsados por una fuerza constante. Este fenómeno fue conceptualizado por

primera vez en la década de 1950 para explicar las diferencias entre los coeficientes de fricción estático (μ_s) y cinético (μ_k). Roberts y Thomas (1975) concluyeron que μ_s puede ser mayor que μ_k debido al tiempo de interacción de las superficies de contacto.

Hancheng Liang (2007) explica de esta manera el evento: “consideremos un abrasivo rígido deslizándose con una velocidad constante sobre la superficie de una probeta de elastómero. En el instante inicial el abrasivo y el elastómero están adheridos y se moverán sin una velocidad relativa. Después que la fuerza de fricción ha alcanzado el valor de la fricción estática F_s , el deslizamiento se iniciará y el valor de la fuerza caerá al cinético F_k . Este mecanismo puede ser considerado del tipo movimiento vibratorio forzado con una frecuencia forzada W_f (Rorrer, 2000)”.

El fenómeno stick-slip puede generar ruido y vibraciones excesivas si se presenta en forma recurrente.

2.2.3 Patrones de abrasión

La superficie de un elastómero al ser rasgado (con un material abrasivo por ejemplo) en una misma dirección, presentará en un principio grietas muy pequeñas en la dirección perpendicular a la que se realiza el lijado. A medida que se repiten los ciclos de abrasión estas grietas se van acentuando formándose crestas y aparecen los denominados patrones de abrasión. El tamaño y separación de crestas van creciendo con el aumento del

lijado hasta un punto en que se estabilizan y prácticamente se mantiene la configuración.

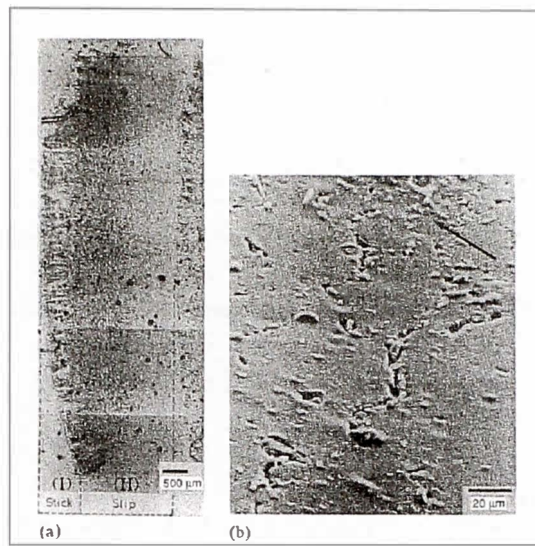


Fig. 2.4 Iniciación de los patrones de abrasión. Fuente: Investigating the mechanism of elastomer abrasion, Liang, 2007

A este tipo de configuración final de la superficie desgastada del elastómero se llama patrón de abrasión.



Fig. 2.5 Desarrollo del patrón de abrasión. Fuente: Investigating the mechanism of elastomer abrasion, Liang, 2007

Pero si en el ejemplo anterior no mantenemos el lijado en una sola dirección sino que vamos girando 90° cada intervalo constante de ciclos de desgaste, entonces se forma otro patrón de abrasión en donde no se distinguirá claramente la configuración de las crestas en la superficie del elastómero.

Estudios realizados demostraron que el patrón de abrasión de lijado unidireccional produce mayor desgaste (Ratio de abrasión) que el que se obtiene al girar 90° la dirección de lijado.

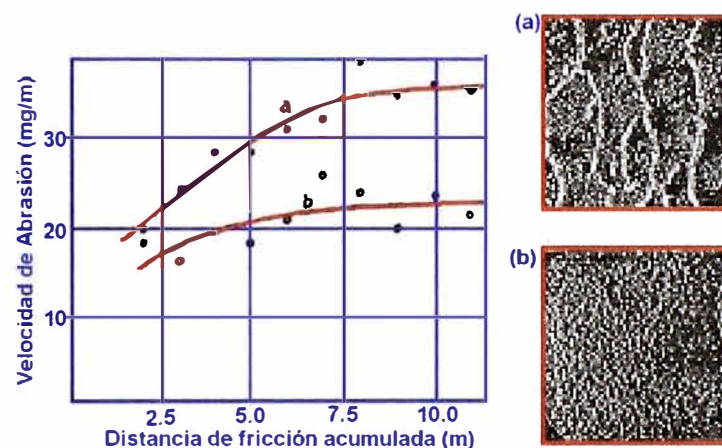


Fig. 2.6 Comparación de la velocidad de abrasión entre un ensayo con probeta en una sola dirección y con rotación.

Fuente: Investigating the mechanism of elastomer abrasion, Liang, 2007

2.3 ENSAYO DE ABRASION

2.3.1 Finalidad

En general, la finalidad de todo ensayo de abrasión es obtener el grado de desgaste de una muestra de material sometido a condiciones

estandarizadas de abrasión con una superficie o sustancia abrasiva. Los resultados obtenidos son expresados ya sea como la relación entre el peso o volumen perdido por la probeta con respecto a una probeta patrón, la relación entre el peso perdido por la probeta al final del ensayo respecto al de inicio del ensayo, por la comparación de las condiciones de la superficie de la muestra al final del ensayo con una muestra estándar, o simplemente el peso perdido por la probeta al final del ensayo. Si bien la información obtenida en los laboratorios es de carácter referencial pues no se simula el desempeño real del material en servicio, estos ayudan a predecir el comportamiento de los diferentes materiales.

2.3.2 Procedimiento

Un ensayo de abrasión consiste en hacer interactuar la superficie de una probeta del material a ensayar con otra superficie más dura (normalmente un abrasivo) para obtener un desgaste por abrasión. El tipo de interacción entre las superficies puede ser por rodadura, deslizamiento puro, deslizamiento y giro simultáneo, o por frotación cíclica.

Se emplea un equipo adecuado dependiendo del material de ensayo, y su función es lograr el desgaste de la probeta mientras se controla los parámetros de control del ensayo tales como la carga de prueba, duración de ensayo y rugosidad del equipo de abrasión.

Secuencia de ensayo:

- Obtener la probeta a analizar.
- Tomar los datos iniciales de la probeta.
- Ensayar la probeta. Controlar los parámetros del ensayo.
- Tomar los datos de la probeta ensayada.
- Calcular la resistencia a la abrasión del material.

2.3.3 Ensayo de abrasión de elastómeros

Se describirá el ensayo de abrasión según UNE 53-527-91. La norma UNE está basada en la norma ISO 4649.

Factores que influyen en el ensayo:

- Calidad de la lija.- Preferible usar lija estándar (Ver apéndice A: Norma técnica UNE 53-527-91)
- Condición de la lija: Se verifica la condición mediante una comparación con los elastómeros de referencia (patrones). Hay dos patrones de referencia para los dos métodos de ensayo respectivamente.

El resultado del ensayo: Se expresa de 2 maneras:

- 1 Perdida de volumen relativa: Expresada en mm³

ensayo es la temperatura del laboratorio. Antes de cada ensayo limpiar la lija con brocha o cepillo de nylon. Se debe ensayar los elastómeros de referencia (también tres determinaciones) antes y después de una serie de ensayo de elastómeros. En una serie de elastómeros debe haber como máximo tres tipos de elastómeros.

Métodos de ensayo: La norma describe dos métodos

- Método A: Con Probeta fija.
- Método B: Con probeta giratoria. Aunque también se puede usar probeta fija.

Pérdida de masa de la probeta: Dependiendo de la carga de prueba:

- 180-200 mg: Referencia de pérdida de masa en las probetas de referencia (Recorrido 40m).
- 400 mg: Perdida severa de peso. A los 20m extraer la probeta 2mm respecto del porta probetas.
- 600 mg: Solo ensayar 20m. Multiplicar el resultado por 2 para obtener los 40m de ensayo.

- 2 Índice de resistencia a la abrasión (IRA): Relación entre la pérdida de volumen del elastómero de referencia y la probeta a ensayar bajo condiciones idénticas. Normalmente es expresado en porcentaje,

Procedimiento:

Se realizan 3 determinaciones para cada material. La temperatura de

Expresión de los resultados:

Se obtienen los promedios de las pérdidas de masa tanto del elastómero de referencia como del elastómero a ensayar:

Método A (Probeta fija): Si la pérdida de masa del elastómero de referencia respectivo está entre 180-200 mg entonces:

$$V=V_t*200/m_s$$

V: Pérdida de volumen relativo

V_t: Pérdida del volumen del elastómero a ensayar (mm³)

M_s: Pérdida de masa del elastómero de referencia. (mg)

Método B (Probeta fija o rotativa):

$$IRA=100*V_s/V_t$$

V_s: Pérdida de volumen del elastómero de referencia respectivo (mm³)

V_t: Pérdida de volumen del elastómero de ensayo (mm³)

2.4 ESTADO DE LA TECNOLOGIA

Actualmente existen máquinas para el ensayo de abrasión de diferentes materiales tales como metales, materiales civiles, materiales para decoración de interiores, elastómeros, materiales para la industria del calzado, etc. A continuación enumeremos las máquinas más comercializadas en el mercado.

2.4.1 Maquina giratoria de eje vertical

Consiste de un plato porta muestras circular giratorio sobre la cual se fija una muestra de 4" de diámetro. El desgaste es generado por dos ruedas abrasivas fijas que pueden girar sobre su respectivo eje. Las ruedas abrasivas se ubican en lados diametralmente opuestos de la superficie de la muestra y ruedan sobre ella arrastrados por el giro del plato porta muestras. El equipo tiene una configuración que permite variar el peso de ensayo sobre cada rueda. La prueba se realiza bajo estándares que regulan el número de revoluciones del plato porta muestras, tiempo de ensayo y el peso sobre las ruedas abrasivas.

La huella que se obtiene por la abrasión de las ruedas sobre la superficie de la muestra tiene la forma de un anillo circular. El desgaste se realiza por la rodadura de las ruedas lo que representa una acción de abrasión en todas las direcciones de la estructura granulométrica de la superficie de la muestra.

El resultado del ensayo representa la cantidad de masa perdida por la muestra por cada 1000 revoluciones de la porta muestras.

Aplicación: Superficies de baldosas, cauchos, cueros, papel, telas, plásticos, vidrios, cerámicos, etc.

Normas: ASTM D4157, DIN 53754

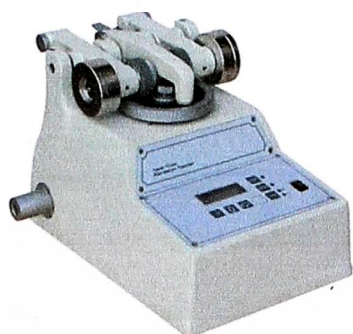


Fig. 2.7 Máquina giratoria de eje vertical

Fabricantes: Qualitest

(www.worldoftest.com)

Abrasivo: Ruedas abrasivas a base de arcillas vitrificadas y de asperezas variables de acuerdo a la aplicación.

2.4.2 Máquina tipo tambor rotativo horizontal

Consiste de un tambor cilíndrico horizontal rotatorio (Diámetro 150 mm) cubierto en toda su periferia por una tela abrasiva normalizada. Una probeta cilíndrica de elastómero de diámetro 16mm sujeta a un portaprobetas batiente es desplazada desde un extremo al otro y por encima del tambor mientras este está girando produciéndose la abrasión. La probeta está en contacto con el tambor con una fuerza estándar especificada por las normas. La distancia total que recorre la probeta es de 40m equivalente a 84 revoluciones de tambor.

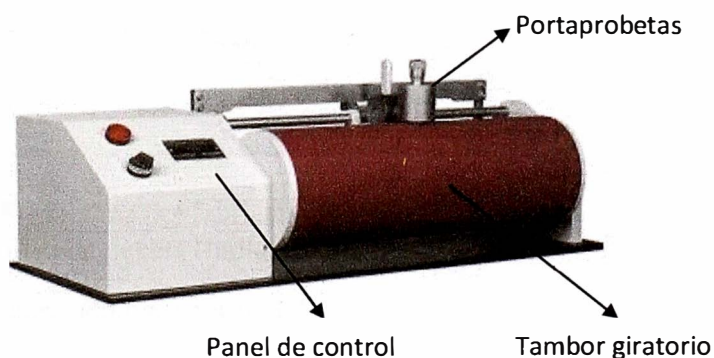


Fig. 2.8 Máquina tipo tambor rotativo.

El valor de la resistencia a la abrasión está definido por la pérdida de volumen de la probeta expresado en mm^3 .

Este método es el más aceptado actualmente para el ensayo de elastómeros.

Aplicación: Elastómeros para fajas transportadoras, fajas de transmisión, suelas de zapatos, neumáticos, mangueras, empaquetaduras, etc.

Norma: ASTM D5963 "Standard test method for rubber property- Abrasion resistance (Rotary Drum Abrader), DIN 53516 "Determination of Abrasion Resistance", ISO 4649" Rubber -Determination of Abrasion Resistance Using a Rotating Cylindrical Drum Device", UNE 53527 "Elastómeros. Determinación de la Resistencia a la abrasión por el método del cilindro giratorio con tela abrasiva".

Fabricantes:

A) Prolific Engineers (India) www.prolific-test-equipment.com



Fig. 2.9 Maquina del fabricante Prolific Engineers (India)

Equipo fabricado bajo norma DIN, ISO y la Indian Standard. Utiliza

un mecanismo de reducción Tornillo sin fin-rueda dentada y la transmisión de movimiento al tambor y portaprobetas es por fajas en "V" y poleas. Provee accesorios extras como el molde para probetas, cortador de probetas, telas abrasivas y adhesivos para la tela.

B) Hung Ta Instrument (Taiwan) www.hungta.com



Fig. 2.10 Maquina del fabricante Hung Ta Instrument (Taiwán)

Equipo fabricado acorde a la norma DIN 53516.

C) Zwick (USA) www.zwick.com



Fig. 2.11 Maquina del fabricante Zwick (USA)

Diseñado acorde a ISO 4649. Una particularidad de este es que tiene paro automática cuando la cubierta del tambor se apertura o cuando finaliza la carrera del portaprobetas.

D) Qualitest (USA) www.worldoftest.com

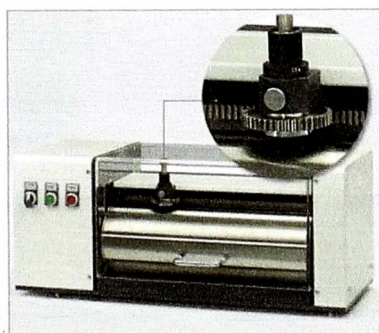


Fig. 2.12 Maquina del fabricante Qualitest (USA)

Equipo manufacturado acorde a las normas DIN e ISO. Además de equipo, provee el cortador de probetas, la balanza de precisión y un Kit de telas abrasivas y adhesivos para su montaje.

E) Gibitre Instruments (Italia) <http://www.gibitre.it/>



Fig. 2.13 Maquina del fabricante Gibitre Instruments (Italia)

Está fabricado según las normas ISO, DIN y ASTM. La particularidad del equipo es que posee un mecanismo de sujeción del tambor que permite su retiro fácil para el cambio de tela abrasiva. Además posee una bandeja debajo del tambor para capturar los residuos de abrasión.

F) Benz (USA): www.benztesters.com



Fig. 2.14 Maquina del fabricante Benz (USA)

maquinas, tiene un seteador de velocidad de rotación y un seteador de la longitud de prueba. Está dirigido para trabajos en laboratorio, ingenieros e investigadores.

Abrasivo: Oxido de aluminio (Corindón) grano 60 estandarizado.

La máquina de abrasión BENZ a diferencia de las otras

2.4.3 Máquina de los ángeles

Consiste de un tambor hueco giratorio de acero (Diámetro 710mm) el cual tiene una tapa lateral por donde ingresa el material de ensayo y las bolas de acero que actuarán como abrasivo. Antes del ensayo la distribución de tamaños del material y sus cantidades exactas es seleccionada mediante pasos sucesivos por tamices. El tambor con material de ensayo y las bolas de acero es girado por un periodo de tiempo, numero de revoluciones constante y carga de bolas de acero produciéndose la abrasión. Finalizado el ensayo el material es retirado del tambor y tamizado.

El valor de la resistencia a la abrasión se calcula como el porcentaje del peso perdido en el tamiz final respecto del peso inicial antes del ensayo.

Aplicaciones: Ensayo de agregados en general, fragmentos de rocas, escoria, muestras de grava, etc.

Fabricantes: Forney USA www.forneyonline.com

Normas: ASTM C131, ASTM C535.

Abrasivo: Bolas de acero. La cantidad y tamaño de las bolas de acero dependerá del grado de ensayo (A, B, C, o D). Las bolas de acero tiene un promedio de 46.8 mm de diámetro y pesos entre 390 a 445 gramos.

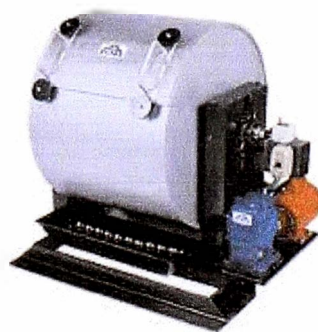


Fig. 2.15 Máquina de los ángeles

2.4.4 Máquina de Martindale

Consiste de una maquina especialmente diseñada para sujetar muestras circulares de tejido en unas plataformas circulares horizontales fijas. Se ensayan varias muestras a la vez. Al momento de la instalación se garantiza que el tejido esté totalmente extendido sobre la plataforma mediante la utilización de pesas de base plana.

Un mecanismo permite frotar la muestra con una tela abrasiva estándar o lija a una presión considerable y por un periodo determinado. El movimiento inicial es de trayectoria circular en un solo sentido y se va cerrando siguiendo trayectoria elíptica hasta hacerse recta para luego comenzar a abrirse en el sentido contrario hasta hacerse nuevamente circular. Los ciclos se van repitiendo durante el ensayo con la particularidad que las trayectorias rectas no coinciden en una misma dirección sino que se van alternando uno perpendicular al anterior.

La finalidad del ensayo es determinar la resistencia del tejido. Los resultados obtenidos, que va desde el cambio de aspecto, pilling (bolas en el tejido) hasta la fractura del mismo, son comparados con los parámetros estándar.

Aplicaciones: Ensayo de textiles, tejidos, telas

Fabricantes: Jarp España, TST instrument (Fujian)

Normas: ASTM D4966, ISO 5470



Fig. 2.16 Máquina Martindale

2.4.5 Máquina NBS

Las siglas NBS proviene de "National Bureau of standards" (Oficina Nacional de Normalización) dado que esta máquina fue propuesto por tal institución.

La máquina para ensayo de abrasión NBS bajo norma consiste de un tambor giratorio de eje horizontal (Diámetro 6") recubierto por un papel abrasivo y sobre el cual se apoyan las probetas a analizar. Cuenta con tres brazos pivotantes los cuales en uno de sus extremos llevan la probeta y en el otro extremo se sujetan las cargas de prueba (pesas) (Tomado de la NTP). Las probetas son cuadradas de 25mmx25mm y 6mm de espesor.

La resistencia a la abrasión se expresa como el índice de abrasión. El índice de abrasión es la relación (expresada en porcentaje) entre el número de revoluciones necesarias para desgastar 2.5mm de espesor de probeta de ensayo respecto de una probeta patrón estandarizada.

Aplicaciones: Ensayo de cauchos para la industria del calzado: Suelas, tacones

Normas: ASTM D1630

Fabricantes: Qualitest

(www.worldoftest.com)

Abrasivo: Papel granate de grano 40 en presentación de láminas. El granate es un tipo de silicato mineral de propiedades abrasivas.

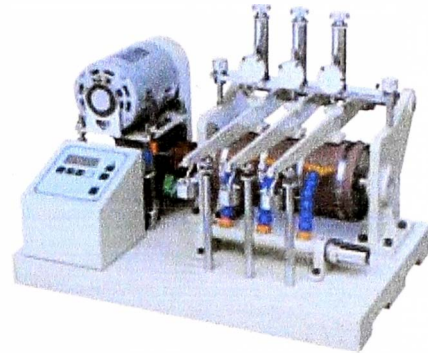


Fig. 2.17 Maquina NBS

2.4.6 Maquina de abrasión de mecanismo arena seca/rueda de caucho

Consiste de un brazo tipo escuadra pivotante en su vértice de ángulo recto. En el otro vértice se coloca la carga de prueba y en el último vértice la probeta de ensayo de tal manera que esta es presionada contra la superficie rodante de una rueda de caucho. Durante el ensayo, se deja caer en todo momento arena seca a la superficie de contacto produciéndose la abrasión.

El valor de la resistencia a la abrasión se calcula como el peso perdido por la probeta para las condiciones estandarizadas de carga y numero de revoluciones totales del disco de goma. El resultado es expresado en gramos (g) o miligramos (mg).

Aplicaciones: Ensayo de materiales metálicos principalmente.

Norma: ASTM G65

Fabricante: Koehler Instrument Company, www.koehlerinstrument.com

Abrasivo: Arena seca de granos de cuarzo redondeado tipo AFS 50/70 que es de origen de material minero. La AFS es la American foundry society (Sociedad americana de fundidores).



Fig. 2.18 Maquina ASTM G65

CAPITULO 3

PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

3.1 IDENTIFICACION DEL PROBLEMA

El control de calidad de los elastómeros utilizados como materia prima o como producto final por parte de las empresas del rubro es aún incipiente en nuestro país. Particularmente para el ensayo de abrasión, existen muchas empresas nacionales, incluso con más de 20 años de experiencia en la fabricación y utilización de los elastómeros para el sector minero e industrial, que no cuentan con laboratorio propio de ensayo de materiales. En muchos de los casos los ensayos son derivados a laboratorios particulares o de universidades los cuales no cuentan aún con certificación de Indecopi y tienen que ser validados mediante testificaciones por una empresa homologada. Todo esto trae costos adicionales por la contratación del servicio a terceros.

Según la página web del Instituto Nacional de defensa de competencia y de la propiedad intelectual (INDECOPI) existe un solo laboratorio que brinda el servicio de ensayo de abrasión para elastómeros que está certificado por el Servicio Nacional de Acreditación SNA-INDECOPI.

Tabla 3.1 CITEccal - Ensayo de elastómeros. Fuente: Pagina web Indecopi

1.- EMPRESA :CITEccal

Código de Acreditación :57

Fecha de Actualización :2011-08-23

N°	Tipo de Ensayo	Norma	Año	Título
1	DETERMINACIÓN DE DENSIDAD (MÉTODO A)	ISO 2781:2008/Amd 1:2010	2008	Rubber, vulcanized or thermoplastic – Determination of density
2	RESISTENCIA A LA ABRASIÓN (MÉTODO A - PÉRDIDA DE VOLUMEN RELATIVO)	ISO 4649:2010	2010	Rubber, vulcanized or thermoplastic – Determination of abrasion resistance using a rotating cylindrical drum device

Las maquinas para ensayo de abrasión provienen de importación desde Norteamérica y Europa principalmente. La gestión de compra se realiza directamente con el fabricante al no existir empresas distribuidoras en el país. El fabricante inicia la fabricación una vez acordado la compra y realizado un primer depósito. Los trámites de compra y transporte incluso pueden alcanzar periodos mayores a un mes hasta que el producto sea entregado al cliente. Sin embargo también es común la importación de equipos de segunda mano. Estos equipos son utilizados por las empresas para fines específicos y no para brindar servicios a terceros, por tener incertidumbres o inexactitudes fuera de lo aceptado por las normas.

Los laboratorios de materiales con menos implementación realizan ensayos de abrasión utilizando dispositivos adaptados a maquinas herramientas para aprovechar el movimiento de rotación e inclusive con aplicación de cargas de forma manual. Esta forma de trabajo genera problemas de uniformidad en la aplicación de la carga, inadecuado control de los tiempos, inadecuado ensayo de la superficie a analizar por el movimiento propio de la fricción entre el abrasivo y la probeta.

3.2 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

¿Es factible diseñar una máquina de abrasión tipo tambor rotativo para el ensayo de elastómeros en laboratorio que sea económica y cumpla con los requisitos mínimos de las normas internacionales?

3.3 HIPOTESIS

Si es posible diseñar una máquina tipo tambor rotativo para ensayo de abrasión de elastómeros cuya funcionalidad este acorde a las normas técnicas internacionales, y el costo de fabricación esté por debajo del precio de venta de las máquinas existentes en el mercado.

CAPITULO 4

DESARROLLO DEL DISEÑO

En este capítulo se detallará las etapas del proceso diseño de una maquina de ensayo de abrasión del tipo tambor rotativo para elastómeros.

La máquina de abrasión a diseñar en su concepción más elemental (la cual fue tomada de las normas técnicas como punto de partida para el proceso de diseño) consiste de un tambor horizontal giratorio apoyado en cada extremo de su eje. El tambor está cubierto por una tela abrasiva alrededor de toda su superficie lateral. Una probeta cilíndrica de dimensiones normadas ubicada por encima del tambor hará contacto con este bajo una carga determinada. El proceso de abrasión se da cuando la probeta se desplaza (o se desplaza y gira simultáneamente) a lo largo del tambor mientras este gira a una velocidad angular constante.

En la siguiente figura (Fig. 4.1) se muestra el esquema básico de la máquina de abrasión.

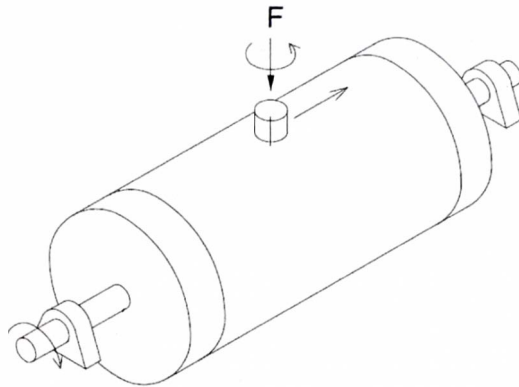


Fig. 4.1 Concepción elemental de la máquina a diseñar

Si bien en el mercado existen máquinas de abrasión tipo tambor rotativo de diversas calidades y precios, la finalidad de la presente tesis también es analizar y evaluar *nuevas alternativas de solución simples y económicas*, teniendo como referencia básica nuestra realidad tecnológica, es decir, basados en los materiales y procesos usados en el país.

4.1 ESPECIFICACIONES DEL DISEÑO

4.1.1 Identificación de las especificaciones (variables) de entrada y salida con sus limitaciones

Para fines prácticos se considerará a la máquina como un sistema representado por una caja hermética en cuyo interior ocurren todas las funciones. Entonces la entrada de la caja será la probeta nueva de material elastomérico (lo que se va a procesar) y la salida será la probeta desgastada.

Sin embargo las probetas de elastómero que ingresarán al sistema pueden diferenciarse por su espesor, tamaño, forma, tipo de material, temperatura, humedad, dureza, etc. los cuales influirán en el desempeño de la máquina. Estos parámetros son las *variables de entrada* de la máquina o del sistema.

Seguramente algunos tipos de materiales de probeta (principalmente los elastómeros de baja dureza) harán que la maquina sea más propenso a la aparición de vibraciones no deseadas durante el ensayo, y también se requerirá un espesor de probeta mínimo que garantice la correcta sujeción al portaprobetas para poder lograr el éxito de la prueba. A estas y demás solicitaciones de las variables de entrada se les llaman *las limitaciones de las variables de entrada* que limitan los valores que puedan adoptar estas variables.

Al salir de la máquina las probetas habrán perdido peso por abrasión dependiendo de su capacidad de resistencia al desgaste, por lo que tendrán un espesor final de probeta. Este y otros parámetros son llamados *las variables de salida* y tendrán sus propias *limitaciones de variable de salida*.

En el siguiente cuadro (Tabla 4.1) se muestra las variables de entrada y salida consideradas para el diseño de la máquina, y sus respectivas limitaciones (Referencia: normas ASTM D5963 y UNE 53527).

Tabla 4.1 Variables de entrada y salida y sus limitaciones.



Variables de entrada	Limitaciones de entrada	Variables de salida	Limitaciones de salida
Forma	Cilíndrica	Espesor final	$E_f \geq 5\text{mm}$
Tamaño	Día. 16mm	Masa perdida	$M \leq 15\text{mg/m}$. En otro caso hacer solo ensayo en 20m.
Espesor inicial	$E_i \geq 6\text{mm}$		
Material	Elastómeros		
Temperatura	Temp. Laborat.		

4.1.2 Identificación de las variables de diseño y sus restricciones

Las variables de diseño o de solución son las variables independientes de la maquina. Al modificar al menos una de ellas propiciará una nueva alternativa de solución. Como analogía se puede decir que las variables de entrada y salida hacen referencia a lo que se va a procesar, mientras que las variables de diseño se refiere a los parámetros de la maquina misma.

La importancia de identificar las variables de diseño y sus restricciones radica en que permitirá mostrar los campos en donde se tiene la totalidad de libertad para abordar posibles soluciones de la máquina. Esto ayuda a evitar las “restricciones ficticias” (suposiciones no especificadas para un diseño pero que el diseñador los adopta inconscientemente) que comúnmente aparecen en todo proceso de diseño.

Para N variables de diseño (V) se puede considerar:

$$\text{Solucion} = f(V_1, V_2, V_3, \dots, V_n)$$

En la siguiente tabla se muestra las variables de solución del diseño y sus respectivas restricciones. Los datos fueron tomados de las norma técnicas.

Tabla 4.2 Variables de solución y sus restricciones

Variables de solución	Restricciones
Material	-
Fuente de energía	-
Estructura	-
Método	Abrasión por Frotamiento traslacional y traslacional/rotacional
Mecanismo	<p>Tambor cilíndrico giratorio horizontal</p> <p>W tambor= 40 +/- 1 rpm</p> <p>D tambor: 150 +/- 0.2 mm</p> <p>Tambor cubierto por tela abrasiva estándar.</p> <p>Alojamiento para probetas: Diámetro entre 15.5mm y 16.3mm</p> <p>W porta probeta= 1rev/50 Rev. del tambor</p> <p>Portaprobetas fijo y/o giratorio respecto de su eje.</p> <p>Ubicación porta probeta: Sobre el tambor a 3° de desfase</p> <p>Carga de contacto entre probeta y tambor: 5N y 10N, 15N, 20N y 25N.</p> <p>Recorrido total de probeta: 40m (General), y 20m (materiales muy blandos)</p>

La variable “mecanismo” es la más importante de nuestro diseño y está restringido parcialmente tal como se aprecia en la tabla anterior. Esto quiere decir que, fuera de esas restricciones listadas, se tiene toda la libertad para asignarle cualquier solución preliminar.

El “material” y la “fuente de energía” son variables sin restricciones. Por lo que se está en toda la libertad de elegir cualquier solución.

La variable “método” se encuentra totalmente restringido por las normas técnicas de referencia las cuales son la base del diseño en este trabajo. El método utilizado es la abrasión por deslizamiento (o deslizamiento-rotación simultáneos) de una probeta de elastómero sobre papel abrasivo.

La estructura de la maquina también se considera como una variable de solución porque es variable constitutiva del equipo. Los valores seleccionados influirán en la elección de las alternativas de solución del diseño.

En la etapa denominada desarrollo del diseño que se verá más adelante se determinarán los valores de cada una de las variables de diseño, a las que llamaremos subsoluciones.

4.1.3 Identificación de los criterios de selección y sus limitaciones

Los criterios son los requisitos del diseño y son utilizados para elegir la alternativa de solución más óptima. Los criterios son los mismos para la mayoría de diseños pero varían de proyecto en proyecto de acuerdo a la

importancia que se les asigne. Por ejemplo, para proyectos orientados a la fabricación en serie; el criterio de “volumen de producción” será muy importante en comparación con otros proyectos orientados a producción de poco volumen o a pedido del cliente. Entonces el diseño orientado a grandes volúmenes de producción tendrá especial interés en lograr una buena manufacturabilidad (diseño sencillo y de fácil fabricación) priorizando los procesos más eficientes y de alta productividad.

Las limitaciones de los criterios son las restricciones de los mismos. Por ejemplo para el caso supuesto del criterio “peso” se podría establecer que la maquina no sobrepase los 50 kg ($\text{Peso} < 50\text{Kg}$), de tal manera que pueda ser trasladada manualmente por 2 operarios sin la ayuda de algún elemento de izaje.

Los criterios mostrados en la tabla siguiente son los más utilizados en los procesos de diseño:

Tabla 4.3 Lista general de criterios de diseño

Ítem	Criterio	Ítem	Criterio
1	Costo de producción	9	Funcionalidad
2	Mantenibilidad	10	Manufacturabilidad
3	Facilidad de operación	11	Ruido
4	Peso	12	Estética
5	Tamaño	13	Confiabilidad
6	Vida útil	14	Frecuencia de uso
7	Seguridad	15	Volumen de producción
8	Vibración	16	Rigidez/deflexión

La finalidad de identificar los criterios y sus limitaciones de un diseño es orientar los esfuerzos en satisfacer los requerimientos que se hayan considerado los más relevantes.

El objetivo principal del presente trabajo es lograr un *diseño funcional y económico*, es decir, que el equipo mantenga una funcionalidad lineal durante toda su vida útil y sea capaz de competir con los precios del mercado. Además, para lograr la sencillez del diseño se priorizarán los criterios de *manufacturabilidad y mantenibilidad*.

A continuación se muestra la tabla de Criterios y sus limitaciones considerados para el proyecto.

Tabla 4.4. Criterios de diseño y sus limitaciones

CRITERIO	LIMITACION DE CRITERIO
Costo de producción	$COSTO_{maq.} < COSTO_{maq. existente}$
Mantenibilidad	<p>Revisión de lubricación cada 2000 horas(c/año)</p> <p>Vida de engranajes y cojinetes > 20000 horas (> 10 años)</p> <p>Vida de los ejes infinita</p> <p>Calibración sencilla del equipo</p> <p>Engranajes poleas, cojinetes y ejes reemplazables</p> <p>Marcas para facilidad de ensamblaje</p> <p>Accesos a la revisión y rellenado de lubricantes sin desensamblar o abrir las juntas empaquetadas</p> <p>Fusible mecánico para protección del mecanismo</p>
Funcionalidad	<p>Evitar vibración de probeta durante ensayo</p> <p>Instalación correcta de probeta.</p> <p>Funciones acorde a las normas técnicas.</p>
Manufacturabilidad	<p>Elementos de máquina y accesorios estándar.</p> <p>Tolerancias mínimas para buen desempeño.</p> <p>Forma sencilla de piezas.</p> <p>Fabricación por maquinaria convencional: Torno paralelo, Fresadora, plegadora convencional, soldadura manual SMAW y GTAW.</p> <p>Procesos de fabricación sencillos</p> <p>Materiales económicos y comerciales en el país.</p> <p>Equipo compacto y robusto.</p> <p>Ensamblaje sencillo.</p>

4.2 BUSQUEDA DE LAS SOLUCIONES

Se utilizará el Método de la Matriz Morfológica para asignar la mayor cantidad de valores a las variables de diseño con el fin de obtener las alternativas de solución del problema. El método de la matriz morfológica busca “ampliar el campo de investigación para un problema de diseño”. Luego se utilizaran métodos adicionales para determinar la mejor alternativa de solución la cual se convertirá en la solución elegida.

4.2.1 Método de la Matriz Morfológica

4.2.1.1 Identificación de las funciones

Las funciones de la maquina se definen bajo las siguientes consideraciones:

- ✓ Deberán ser independientes entre sí.
- ✓ Deberán involucrar a todas las funciones esenciales de la maquina (Las funciones esenciales son aquellas que toda solución aceptable es capaz de ejecutar)
- ✓ Deberán servir para cualquier solución aceptable que se pueda concebir.

Para definir las funciones es necesario establecer una secuencia del funcionamiento de la maquina basado en los procedimientos estándar de las normas técnicas, la cual se expone a continuación:

La probeta cilíndrica a ensayar deberá fijarse manualmente al portaprobetas sobresaliendo 2mm de este, luego se le colocará en la posición de inicio de ensayo y se añadirá la carga de prueba correspondiente. Al encender la máquina, el tambor debe iniciar su giro mientras que la probeta comenzará a trasladarse desde su posición de inicio de ensayo sin ponerse aun en contacto con el tambor; para luego recién ponerse en contacto automáticamente iniciándose el ensayo. Adicionalmente debe existir un mecanismo que permita el giro de la probeta respecto de su eje durante el ensayo cuando se requiera. Al final de carrera del portaprobetas, la probeta y el tambor deben de separarse automáticamente.

Tabla 4.5 Funciones consideradas para nuestro diseño

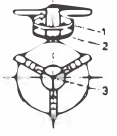

ÍTEM	FUNCION
1	Energizar sistema
2	Sujetar probeta
3	Girar tambor
4	Trasladar probeta
5	Girar probeta

En esta etapa del diseño se debe buscar las soluciones a las funciones en un espectro lo más amplio posible. Esto implica evitar la búsqueda constante de nuevas soluciones alrededor de las ya encontradas, que puede traer como consecuencia la obtención de muchas alternativas parecidas al final de la búsqueda. Por el contrario, se deben buscar las soluciones diferentes incluyendo aquellas que se consideren extravagantes o fuera de

cuadro. En los pasos posteriores se verificará la competencia de todas las soluciones que se hayan encontrado.

4.2.1.2 Definición de subsoluciones

Tabla 4.6 Funciones y sus subsoluciones del diseño de la maquina

FUNCION	SUBSOLUCIONES					
Energizar	Motor eléctrico	Motor hidráulico				
Sujetar probeta	Tipo chuck de torno 	Mandril manual de sujeción 	Tuerca de ajuste	Agujero y prisionero		
Girar tambor	Faja síncrona	Cadena de rodillos	Engranaje cilíndrico	Sin fin-rueda dentada	Acople rígido	
Trasladar probeta	Biela-manivela	Leva cilíndrica-seguidor	Husillo-tuerca	Poleas-cable	Piñón-cremallera	Pistón hidráulico /neumát.
Girar probeta	Biela-manivela	Tambor-cable	Piñón-cremallera	Sin fin-Rueda dentada	Motor de pasos DC	Eje flexible

4.2.1.3 Generación de las alternativas de solución

Basándonos en el cuadro anterior podríamos afirmar que en total se tienen $2 \times 4 \times 5 \times 6 \times 5 = 1200$ posibles alternativas de solución del problema. Sin embargo muchas de estas serán descartadas.

Por simple inspección se descartan algunas posibles subsoluciones. Por ejemplo, para nuestra aplicación de cargas ligeras y relaciones de transmisión exactas es preferible las fajas síncronas que las cadenas de rodillos porque ambas cumplen la misma función y adoptan configuraciones de montaje parecidos, pero las fajas síncronas tienen un funcionamiento más suave, libre de ruido y son más eficientes.

El eje flexible no admite cambios de dirección considerables por lo que en estos casos no es aplicable dada la longitud de las carreras de ida y vuelta del portaprobetas; a pesar de ser un sistema interesante de transmisión de movimiento para ejes desalineados y a distancias relativamente grandes.

Asimismo el mecanismo de leva seguidor (específicamente el tipo de leva cilíndrica) producirá un mecanismo muy complicado y voluminoso. Además será de manufactura costosa.

Estas y otras consideraciones hacen que las alternativas de solución se reduzcan considerablemente. En una primera etapa se busca representar de una forma sencilla (Bosquejos o enunciados) a las alternativas de solución seleccionadas, evitándose entrar en el detalle; esto con la finalidad de mantener una visión amplia de aceptación para las otras posibles alternativas.

Las alternativas descartadas quedan relegadas temporalmente con la posibilidad de que en pasos posteriores puedan ser tomados en cuenta. Además en el transcurso del diseño podrían aparecer nuevas ideas.

Luego de realizado las primeras etapas de filtro se han obtenido las siguientes alternativas de solución:

Tabla 4.7 Matriz de soluciones

FUNCION	ALT. 1	ALT. 2	ALT. 3	ALT. 4	ALT. 5
Energizar	Motor eléctrico	Motor eléctrico	Motor eléctrico	Motor hidráulico	Motor eléctrico
Sujetar probeta	Agujero y prisionero	Tuerca de ajuste	Agujero y prisionero	Tuerca de ajuste	Tuerca de ajuste
Girar tambor	Faja sincrona	Sin fin-rueda dentada	Faja sincrona	Engranaje cilindrico	Sin fin-rueda dentada
Trasladar probeta	Husillo-tuerca	Husillo-tuerca	Poleas-cable	Pistón hidráulico	Biela-manivela
Girar probeta	Tambor-polea	Piñón-cremallera	Tambor-polea	Servomotor	Piñón-cremallera

4.2.2 Análisis de las alternativas de solución

En esta etapa del diseño se realizará un análisis más profundo de las alternativas de solución seleccionadas hasta el momento. Las alternativas más coherentes con los criterios de funcionalidad, manufacturabilidad, mantenibilidad y costo de fabricación (los más importantes del proyecto) serán tomados en cuenta en esta nueva etapa de filtro. En estas instancias se requiere más detalle de las alternativas llegando a ser preponderante el análisis cinemático y dimensional.

Alternativa 1:

El mecanismo polea-faja utilizado para transmitir la potencia desde el motor hacia el tambor y husillo, es un sistema sencillo y de bajo costo. El mecanismo husillo-tuerca permite obtener desplazamientos lineales pequeños y precisos cuando se le aplica velocidades de rotación relativamente altas (condiciones de nuestro trabajo) al husillo, por lo que no se requiere de una reducción adicional de transmisión para llevar la potencia desde el tambor.

Sin embargo el mecanismo de tambor-cables empleado para girar la probeta no es un mecanismo preciso, y requerirá de mantenimiento más regular.

Alternativa 2:

El empleo secuencial del mecanismo husillo-tuerca y el mecanismo Piñón-cremallera se amoldan muy bien a las características de movimiento que se está buscando, ya que con solo la rotación del husillo se obtiene directamente un movimiento de traslación y rotación de la probeta. Además analizada la cinemática del mecanismo, la velocidad de rotación requerida por el husillo durante los ensayos es muy aproximada a la del tambor, por lo que se pueden acoplar sin la necesidad de una reducción adicional. Esto los hace un mecanismo muy sencillo y liviano. Podemos agregar que el motor y la reducción tornillo sin fin-rueda dentada podría ser reemplazada por un motor reductor de eje ortogonal acoplado directamente al eje del tambor, simplificándose aun más el mecanismo, dado que se tendrá una sola unidad compacta y robusta.

Entre las desventajas de esta alternativa podría mencionarse la baja eficiencia mecánica de los mecanismos de tornillo sin fin-rueda dentada y husillo-tuerca. Además, dada la naturaleza de fricción por deslizamiento entre los componentes de los mecanismos mencionados, se requiere tener especial cuidado en la lubricación que garantice en todo momento una película de lubricante entre las piezas en rozamiento, sobre todo en el mecanismo tornillo sin fin-rueda dentada.

Alternativa 3:

El mecanismo poleas-tambor está constituido por elementos muy sencillos y fáciles de fabricar por procesos convencionales. Esta constituido por muy pocas piezas que lo hace de fácil instalación.

Sin embargo el sistema se hace muy complejo cuando se quiere obtener movimientos simultáneos de traslación y rotación de la probeta. Adicionalmente requiere de una etapa de reducción de tipo tornillo sin fin-rueda dentado en el acople al tambor motriz de cables para obtener velocidades muy bajas de traslación de la portaprobetas.

Alternativa 4:

Es la alternativa de enfoque completamente diferente a las demás. Está formado por dispositivos que realizan las funciones de la maquina independientemente: El cilindro hidráulico para el desplazamiento de la probeta, el motor DC para el giro de la probeta, y un motor hidráulico para el

giro del tambor. Todo esto hace que sea un mecanismo sencillo de conceptualizar.

Sin embargo, posee desventajas respecto a los elementos que la conforman y la interconexión entre ellos. En general es un sistema costoso por el valor de compra de los dispositivos, el mantenimiento y la instalación. Además, colocar el motor DC en el brazo batiente obliga a que el portaprobetas sea demasiado liviano; o en todo caso, se requiere de un contrapeso para equilibrar el peso del motor y obtener las cargas de prueba solicitados por las normas.

Alternativa 5:

El mecanismo biela manivela es muy interesante por el hecho que se obtienen movimientos de ida y vuelta del portaprobetas sin la necesidad de invertir el giro del motor. Además la rueda dentada del mecanismo tornillo sin fin-rueda dentada se puede acondicionar como la manivela del mecanismo biela-manivela obteniéndose un mecanismo más elaborado y útil.

Sin embargo, el mecanismo biela-manivela requiere de una biela conformada por dos barras cuya unión debe describir una trayectoria definida para poder conseguir un movimiento lineal uniforme en el extremo de la biela. Entonces es necesario colocar en la unión un pin que se desplace por una ranura guía cuya geometría es complicada y solo puede ser fabricada por fresado en una máquina herramienta de control numérico. Además se requerirá más labores de mantenimiento por tener muchas piezas en movimiento, y por lo tanto en fricción, disminuyendo su manufacturabilidad

y mantenibilidad. El mecanismo biela-manivela requiere necesariamente de un reductor tornillo sin fin-rueda dentado adicional, ya que es necesario tener velocidades de rotación muy bajas en la manivela para obtener velocidades lineales bajas en la biela durante los ensayos de la maquina.

4.3 FASE DE DECISION

Finalmente las alternativas serán evaluadas teniendo en consideración los criterios de selección definidos anteriormente. Elegir la alternativa de solución más óptima del problema no es una tarea directa por la cantidad de variables que se deben tomar en cuenta. En muchos casos se requiere el empleo de métodos de selección que permiten una visualización más clara enfocándose en la obtención de datos cuantitativos que sustenten la elección. El *método de clasificación y ponderación* es una herramienta útil en estos casos.

El método de la clasificación y ponderación permite comparar series alternativas de diseño utilizando una escala común de medición. Como primer paso se realiza la ponderación de los criterios más importantes del diseño: Los criterios de costo de fabricación y funcionalidad son los más importantes del diseño. Los criterios de manufacturabilidad y mantenibilidad son también considerados relevantes.

Tabla 4.8 Ponderación de los criterios de diseño

Ítem	Criterio	Ponderación
1	Costo	0.3
2	Funcionalidad	0.3
3	Manufacturabilidad	0.2
4	Mantenibilidad	0.2

Ahora, es necesario valorar el grado de satisfacción que producirán las alternativas de solución sobre los criterios y se expresan por los valores mostrados en la siguiente tabla.

Tabla 4.9 Grados de satisfacción de las alternativas de solución

GRADO DE SATISFACCION	VALOR
Muy bueno	40
Bueno	30
Regular	20
Pobre	10

Se procede a realizar la comparación de las alternativas de solución según cada criterio:

Costo de fabricación: El indicador a considerar será *el costo de fabricación del equipo*.

Las alternativas 1 y 3 tienen MUY BUENA ventaja referida a los costos de producción ya que están formados por pocas piezas que son baratas para fabricar. Las alternativas 2 y 5 tienen solo BUENA ventaja dado que los mecanismos de

tornillo sin fin-rueda dentada son más caros. La alternativa 4 tiene REGULAR ventaja de costo debido a que los accesorios que posee son más costosos.

Funcionalidad:

La funcionalidad es el grado de predisposición que posee un mecanismo de realizar las funciones para la cual fue diseñada. Al utilizar el método de la matriz morfológica en donde a partir de las funciones de la maquina se han obtenido las alternativas de solución, se ha asegurado que las alternativas cumplan con las funciones generales que deben realizar. Entonces, los indicadores de comparación de la funcionalidad para valorar las alternativas serán *la capacidad de mantener las funciones proyectas hasta su materialización final, y también durante su tiempo de vida útil.*

La alternativa 2 tiene MUY BUENA funcionalidad por estar constituido por mecanismos confiables y comprobados. La alternativa 4 tiene BUENA funcionalidad basada en la energía hidráulica, los accesorios que conforman los mecanismos serán proveídos por los fabricantes que brindarán las garantías correspondientes. Las alternativas 1, 3 y 5 tienen REGULAR funcionalidad; esto porque los tambores de cables no son mecanismos fiables así como la configuración modificada del mecanismo biela-manivela.

Manufacturabilidad:

Los indicadores a considerar serán *la cantidad de piezas, la simplicidad de las piezas, la disponibilidad de los procesos a utilizar en la fabricación y la facilidad de montaje.*

La alternativa 4 tiene una MUY BUENA manufacturabilidad debido a que la mayoría de sus piezas serán de compra por lo que tiene muy pocas piezas para fabricar. La alternativa 1 y 2 tienen BUENA manufacturabilidad por poseer pocas piezas y son sencillas de fabricar y de ensamblar. La alternativa 3 y 5 tiene REGULAR mantenibilidad debido a que poseen una segunda etapa de reducción, que aumenta las piezas.

Mantenibilidad:

Para el análisis de la mantenibilidad se tomarán en cuenta *el tiempo de diagnóstico y reparación de posibles fallas, la facilidad de acceso a las partes dañadas, Facilidad de reemplazar las piezas y la calidad de mano de obra necesaria.*

La alternativa 2 posee MUY BUENA mantenibilidad porque las piezas que la conforman son fáciles de reemplazar. La alternativa 1 y 3 tiene BUENA mantenibilidad ya que requieren revisiones periódicas de los cables y la lubricación. Las alternativas 4 y 5 tienen REGULAR mantenibilidad. La alternativa 4 requiere de inspecciones constantes y mano de obra calificada. La alternativa 5 al tener muchas piezas en contacto, requiere especial cuidado de la lubricación.

Luego, se procede a contabilizar los valores asignados a las alternativas.

Tabla 4.10 Comparación de las alternativas de solución

	Costo	Funcionalidad	Manufacturabilidad	Mantenibilidad	Total
Alt. 1	40 (0.3)	20 (0.3)	30 (0.2)	30 (0.2)	30
Alt. 2	30 (0.3)	40 (0.3)	30 (0.2)	40 (0.2)	35
Alt. 3	40 (0.3)	20 (0.3)	20 (0.2)	30 (0.2)	28
Alt. 4	20 (0.3)	30 (0.3)	40 (0.2)	20 (0.2)	27
Alt. 5	30 (0.3)	20 (0.3)	20 (0.2)	20 (0.2)	23

Las alternativas 1 y 2 son las más idóneas según el cuadro anterior. Cabe resaltar que el método de la clasificación y ponderación es referencial y no concluyente sobre todo cuando los resultados son cercanos. Sin embargo, haciendo un análisis más minucioso entre ambas alternativas, se puede apreciar que la alternativa 2 posee mejor funcionalidad teniendo casi los mismos costos de fabricación, además de una buena mantenibilidad. Entonces se elige a la alternativa 2 como la más idónea.

4.4 IMPLEMENTACION DE LA SOLUCION

Tabla 4.11 Funciones de la alternativa de solución seleccionada

FUNCION	SUBSOL. SELECCIONADA
Seleccionar probeta fija/Rotatoria	Rueda dentada del portaprobetas deslizante de abajo hacia arriba
Juntar y separar automáticamente probeta-tambor	Plano inclinado sobre cremallera
Parada automática al final de ensayo y en la posición de inicio de ensayo durante el retroceso	Sensores que controlan la posición de la tuerca del husillo.
Detener automáticamente la probeta a los 20m de ensayo	Control mediante variador de frecuencia
Aplicar peso a probeta	Pesas
Regular saliente de probeta	Regulador mediante tornillo de rosca fina
Recolectar residuos	Bandeja
Nivelar maquina	4 niveladores mediante tornillos
Mantener elevado el portaprobetas para el cambio de probeta	Sujetador mecánico a presión manual.
Prender motor	Botonera
Parada de emergencia	Botonera
Sujetar probeta	Mediante tornillo prisionero
Soportar mecanismo	Bancada fabricada con perfiles estructurales.
Mover tambor	Acople directo
Mover probeta	Mecanismo Husillo-tuerca
Girar probeta	Mecanismo Piñón-cremallera
Energizar sistema	Motor eléctrico
Retroceder portaprobetas a mayor velocidad	Controlado por el variador de velocidad.

NOTA: Las normas técnicas ISO 4649 y UNE 53-527-91 no especifican textualmente que el ensayo en la máquina de abrasión solo sea en un sentido (De izquierda a derecha). Por simple inspección se podría predecir que si la portaprobetas se desplaza de ida y de vuelta sin variar el sentido de giro del tambor, se tendría siempre las mismas condiciones de ensayo.

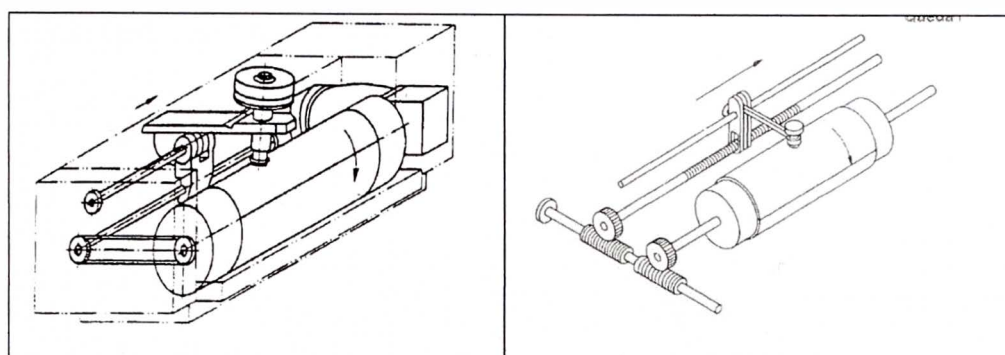


Fig. 4.2 Izquierda: Máquina de abrasión según ISO 4649. Derecha: Máquina de abrasión según UNE 53527

Sin embargo los esquemas de la máquina de abrasión a la que hacen referencia las normas técnicas (Ver Fig. 4.2) indican que ésta tiene un solo sentido para el ensayo, ya que en el caso que se varié el sentido de movimiento del portaprobetas, también se invertiría el sentido de giro del tambor lo cual no es aceptable para la norma, Por razones de sencillez del diseño se considerará que la maquina realiza el ensayo solo de izquierda a derecha y luego retorna con el portaprobetas elevado hasta su posición de inicio de ensayo. Además el tambor permanecerá girando mientras el portaprobetas retorna. Esto se acepta debido a que la energía consumida en la fase de retorno es mucho menor al gasto energético durante el ensayo. Se podría evitar el giro del tambor en el momento del retorno colocando un mecanismo que independice el tambor y el husillo; esto se puede lograr

mediante una caja selectora o por embragues hidráulicos, aunque de todas maneras estos últimos consumirán energía cuando se encuentren activados.

Finalmente se obtiene el modelado final de la máquina de abrasión en el software SOLIDWORKS. Este diseño será utilizado en la siguiente sección para los cálculos del proyecto, la selección de los tipos de materiales y accesorios, y los procesos finales de fabricación.

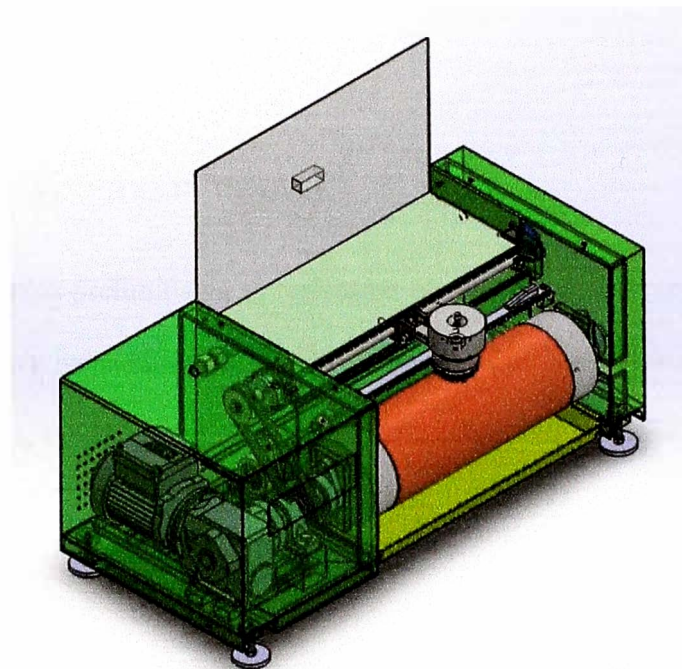


Fig. 4.3 Modelado de la alternativa de solución seleccionada

CAPITULO 5

CALCULOS Y RESULTADOS

5.1 CALCULOS PRELIMINARES

Los cálculos preliminares se realizaron en la etapa de diseño para determinar las dimensiones y capacidades de las alternativas de solución y seleccionar la más adecuada. Ahora, los parámetros calculados serán el punto de partida para el cálculo de la maquina.

5.1.1 Velocidad lineal de ensayo de la probeta

La norma ASTM D5963 recomienda un valor de 4.2mm de avance lineal de la probeta ($A_{probeta}$) por cada revolución del tambor.

En 40 revoluciones del tambor la probeta se habrá desplazado $4.2 \cdot 40 = 168$ mm. Como el tambor realiza las 40 revoluciones en un minuto, entonces la velocidad lineal de la probeta será:

$$V_{probeta} = 168 \text{ mm} / \text{min}$$

5.1.2 Velocidad angular de ensayo de la probeta (Caso probeta giratoria)

La norma ASTM D5963 recomienda la siguiente relación:

$$\frac{W_{\text{tambor}}}{W_{\text{probeta}}} = 50$$

Como la velocidad angular del tambor es de 40 RPM, entonces la velocidad angular de la probeta es:

$$W_{\text{probeta}} = 40 / 50 = 0.8 \text{ RPM}$$

5.1.3 Carrera de ensayo de la probeta

De acuerdo a la norma ASTM D5963, el avance lineal de la probeta por cada vuelta del tambor es de 4.2mm. Además la norma mencionada estipula que el recorrido total de la probeta durante cada ensayo debe ser de 40m equivalente a 84 vueltas del tambor.

Por lo tanto:

$$L_{\text{probeta}} = 4.2 * 84 = 352.8 \text{ mm}$$

Tabla 5.1 Resumen de los cálculos preliminares

W_{tambor}	40 RPM
$V_{probeta}$	168 mm/min
$A_{probeta}$	4.2 mm/rev.tambor
$W_{probeta}$	0.8 RPM
$L_{probeta}$	352.8 mm
$D_{probeta}$	16mm
D_{tambor}	150mm

5.2 CALCULO DEL TORQUE TOTAL DE LA MAQUINA DE ABRASION

El torque total de la maquina se calcula mediante la expresión:

$$T_{total} = T_{resist} + T_{accel}$$

Donde:

T_{accel} : Torque de aceleración

T_{resist} : Torque resistivo

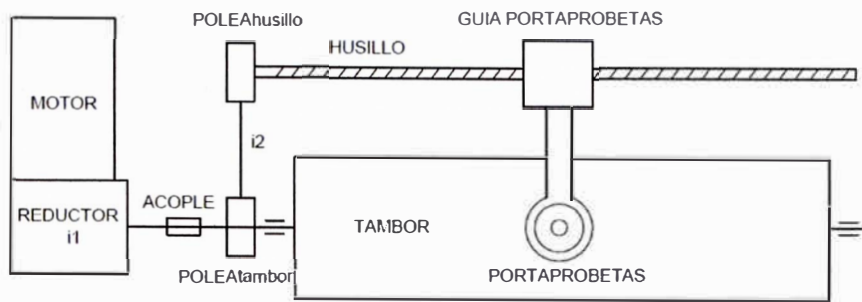


Fig. 5.1 Esquema simplificado de la máquina de abrasión

Para simplicidad, en el cálculo se obviará el efecto del componente de la fricción sobre la probeta a lo largo del tambor. Esto debido a que la velocidad tangencial relativa de la probeta respecto del tambor es sustancialmente mayor.

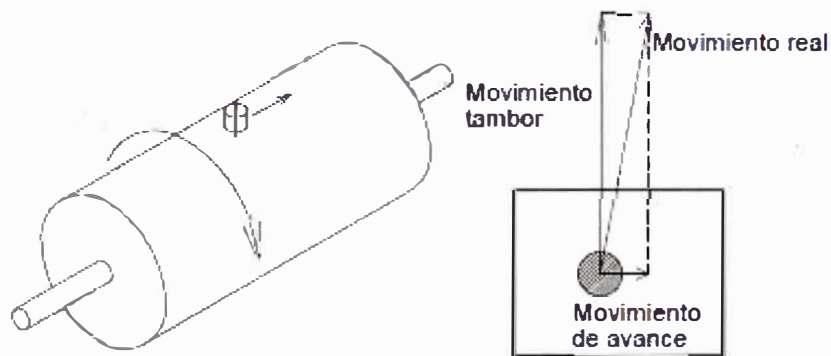


Fig. 5.2 Movimiento relativo de la probeta respecto del tambor

En una vuelta del tambor la probeta se ha desplazado transversalmente: $3.14 \cdot 150 = 471 \text{ mm}$ y ha avanzado 4.2 mm .

$\Phi = \arctan(4.2/471) = 0.009^\circ$. El desplazamiento total es prácticamente vertical.

Φ : Angulo entre la dirección del movimiento real y el movimiento transversal al tambor (Fig. 5.2).

5.2.1 Torque resistivo

Es el torque necesario para vencer los momentos de las cargas de trabajo y la fricción de la maquina.

$$T_{resist} = \frac{\left(\frac{F_{total}}{2\pi * p} + T_{precarga} \right)}{i_1 * i_2 * e * e^2_{rod.husillo} * e_{faja}} + \frac{T_{probeta}}{i_1 * e^2_{rod.tambor} * e_{reductor}}$$

$$F_{total} = F_{ext} + F_{friccion} + F_{gravedad}$$

Donde:

- F_{total} : Fuerza total resistiva (N)
- p : Paso Pitch del husillo (Rev./m)
- $T_{precarga}$: Torque de precarga (N*m)
- $T_{probeta}$: Torque de la probeta (N*m)
- e : Eficiencia mecánica del husillo
- $e_{rod.husillo}$: Eficiencia del rodamiento del husillo
- $e_{rod.tambor}$: Eficiencia del rodamiento del tambor
- e_{faja} : Eficiencia de la faja
- $e_{reductor}$: Eficiencia del reductor
- i_1 : Relación de transmisión de la caja reductora
- i_2 : Relación de transmisión entre las poleas dentadas
- F_{ext} : Fuerzas externas resistivas en la dirección del movimiento de la carga (N)
- $F_{friccion}$: Fuerza de fricción entre la carga y las varillas guía (N)
- $F_{gravedad}$: Componente de la gravedad en la dirección del movimiento de la carga (N)

Tabla 5.2 Datos para el cálculo del torque resistivo de la máquina

Parámetro	Valor	Observaciones
F_{ext}	0 N	
$F_{friccion}$	2.21 N	$F_{friccion} = u * W * 9.81$, $u=0.15$
$F_{gravedad}$	0 N	Caso: Husillo horizontal
$T_{precarga}$	0 N	
e	0.4	
$e_{fajadentadi}$	0.99	
$e_{rod.husillo}$	0.99	
$e_{rod.tambor}$	0.99	
$e_{reductor}$	0.5	

→ $T_{resist} = 0.31 \text{ N*m}$ (Se agrega 10% adicional para imprevistos)

5.2.2 Torque de aceleración

Además del torque necesario para vencer las cargas de trabajo y fricción cuando la maquina está en funcionamiento, se requiere de un torque adicional en el momento del arranque que permita vencer la inercia de todas las piezas de la maquina y los acelere hasta su velocidad de operación en un intervalo de tiempo. A este torque adicional se le llama *Torque de aceleración* (T_{accel}).

$$T_{\text{aceleracion}} = J_{\text{total}} * \left(\frac{2\pi}{60} \right) * \frac{\Delta\omega}{\Delta t}$$

$$J_{\text{total}} = J_{\text{motor}} + J_{\text{reductor}} + \frac{1}{i_1} \left[J_{\text{acople}} + J_{\text{polealadomotor}} + J_{\text{tambor}} + \frac{1}{i_2} (J_{\text{polealadohusillo}} + J_{\text{husillo}} + J_{\text{carga}}) \right]$$

$$J_{\text{carga}} = \frac{W}{(2\pi * p)^2 * e}$$

Donde:

- J_{total} : Inercia total del sistema reflejada al eje del motor ($N - m^2$)
- $\Delta\omega$: Incremento de la velocidad angular del eje del motor (RPM)
- Δt : Intervalo de tiempo de aceleración (s)
- J_{motor} : Inercia del motor ($N - m^2$)
- J_{reductor} : Inercia del reductor ($N - m^2$)
- J_{acople} : Inercia del acople al motor ($N - m^2$)
- $J_{\text{polealadomotor}}$: Inercia de la polea dentada sobre el eje del tambor ($N - m^2$)
- J_{tambor} : Inercia del tambor ($N - m^2$)
- $J_{\text{polealadohusillo}}$: Inercia de la polea dentada sobre el eje del husillo ($N - m^2$)
- J_{husillo} : Inercia del husillo ($N - m^2$)
- J_{carga} : Inercia de toda la carga que acelera el husillo ($N - m^2$)
- i_1 : Relación de transmisión de la caja reductora
- i_2 : Relación de transmisión entre las poleas dentadas.
- W : Carga total a acelerar (Kg)

Tabla 5.3 Datos para el cálculo de la inercia total de la máquina

Parámetro	Valor	Observaciones
J_{motor}	0.00036 Kg*m ²	Catálogo Sew Eurodrive
$J_{reductor}$	0.00001 Kg*m ²	
J_{acople}	0	Acople directo
$J_{polealadomotor}$	0.0004 Kg*m ²	Calculo analítico
J_{tambor}	0.0348 Kg*m ²	Calculo analítico
$J_{polealadohusillo}$	0.0004 Kg*m ²	Calculo analítico
$J_{husillo}$	0.00005 Kg*m ²	Calculo analítico
J_{carga}	1.677x10 ⁶ Kg*m ²	Para W=1.5Kg, p=238rev/m y e=0.4
i_1	15.53	Catalogo Sew Eurodrive
i_2	1	

$$\rightarrow J_{total} = 0.0005 \text{ Kg*m}^2$$

Además:

Tabla 5.4 Datos para el cálculo del torque de aceleración de la máquina

Parámetro	Valor	Observaciones
$\Delta\omega$	621.2 RPM	Para 40 RPM del tambor
Δt	3 s	

$$\rightarrow T_{acel} = 0.0123 \text{ N*m (Se agrega 10% adicional para trasladar la carga)}$$

$$\Rightarrow T_{total} = 0.64 \text{ N*m}$$

NOTA: Algunos fabricantes de sistemas de posicionamiento lineal facilitan programas de función similar al cálculo realizado del torque total de la maquina en sus páginas web. Por ejemplo, el fabricante Oriental Motor provee un software sencillo para el cálculo básico de un sistema de posicionamiento horizontal para husillos de bolas. (<http://www.orientalmotor.com/support/ballLeadScrew.html>).

5.2.3 Selección de accesorios

5.2.3.1 Selección del motorreductor

Nuestra aplicación requiere de un motor eléctrico que mantenga constante las velocidades de ida y retorno de la portaprobetas; y además que el sistema se detenga automáticamente en los extremos de carrera. Esto se puede conseguir con un motor trifásico de jaula de ardilla controlado por un variador de frecuencia.

El fabricante SEW EURODRIVE provee motorreductores AC de inducción por jaula de ardilla y variadores de frecuencia para el control de la velocidad de salida del motor. Seleccionaremos la unidad que más se acomode a las solicitudes de Potencia y torque calculados anteriormente.

De acuerdo a la disposición de montaje en la máquina, se requiere que el motorreductor sea de ejes ortogonales. SEW EURODRIVE provee 2 tipos de motorreductores con esa configuración:

- Motorreductores de engranajes cónicos
- Motorreductores de tornillo sin fin

Si bien los motorreductores con reducción de tornillo sin fin son de menor eficiencia que los de engranajes cónicos, lo seleccionaremos por su menor tamaño y peso; por tal razón ocuparán menos espacio y serán más livianos. Además son de menor precio, funcionamiento más silencioso y dado que el mecanismo de tornillo sin fin no es reversible, el tambor siempre se encontrará trabado evitándose movimientos involuntarios del portaprobetas.

Estos motorreductores tienen la ventaja de tener eje de salida macizo o eje hueco. Seleccionaremos el eje hueco que evitará el uso de acople flexible. La opción con eje hueco tiene el código: SA37DR63M2.

The screenshot displays the 'Driveconfigurator' software for the 'SA37DR63M2' motor. The interface includes a navigation bar at the top with steps: Volver, Siguiente, Inicio, 1. Búsqueda, 2. Variantes, 3. Opciones, 4. Resultado, and 5. Añadir a la oferta. The main area is divided into a left sidebar with technical data and a right main area with a 3D model of the motor and user input fields.

Producto: SA37DR63M2

Datos técnicos:

Características	Valor	Unidad
Velocidad nominal del motor	3260	1/min
Velocidad de salida	210	1/min
Índice de reducción total	15.53	
Par de salida	104	Nm
Factor de servicio CEV-F5	3.90	
Patillaje de montaje: IM	M1A	
Pintura imprimación	7031 Gris Azul (23370310)	
Posición de conexión caja de bornas	0°	
Strapado de cable: Posición del conector	X	
Eje hueco	20	mm
Carga permitida con carga radial n=1300	2360	N
Cambio de lubricante por reductor	0.25	Litro
Potencia del motor	0.28	kW
Factor de duración	51-100%	
Marca CE	CE	
Tensión del motor	220-230	V
Esquema de conexión	DT13	
Frecuencia	60	Hz
Corriente nominal	1.18 / 0.66	A
Cos Phi	0.86	
Clase de aislamiento	F	
Tipo protección del motor	IP55	
Peso neto	10.5	kg

The right side of the interface shows a 3D model of the motor and a section for user input, including 'Entradas del usuario', 'Documentación', and 'Definición de datos CAD'. A link 'Definición de datos CAD' is visible, with a note: 'Definición de datos CAD de las opciones de usuario para introducir el modelo CAD directamente en su sistema CAD'.

Fig. 5.3 Motorreductor SA37DR63M2. Fuente: Catalogo online Sew Eurodrive

El motor seleccionado es de 3260 RPM y 0.25 KW de potencia. El conjunto motorreductor tiene una salida de 210 RPM, adecuado para la velocidad de retorno de la probeta (velocidad de retorno es 5.25 veces mayor que la velocidad de ensayo).

Entonces el torque en el eje del motor es de:

$$T = \frac{P}{\omega} * \frac{60}{2 * \pi}$$

$$\Rightarrow T = \frac{0.25 * 1000}{3260} * \frac{60}{2 * \pi} = 0.73 \text{ N} * \text{m} > 0.64 \quad \text{OK!}$$

5.2.3.2 Selección del variador de velocidad

El variador de frecuencia tendrá la función de hacer girar el tambor a 40 RPM durante el ensayo de la probeta. Luego deberá elevar la velocidad a 210 RPM para el regreso de la probeta a su posición de inicio de ensayo. Además deberá detener automáticamente el portaprobetas en los finales de carrera. Seleccionaremos el variador MC07B0003-2A3-4-00 que es compatible con el voltaje y la potencia del motorreductor seleccionado.

Tabla 5.5 Selección del variador de frecuencia. Fuente: Catalogo Online SEW EURODRIVE

Driveconfigurator MC07B0003-2A3-4-00 Opciones del usuario


Volver Siguiente Inicio 1. Búsqueda 2. Opciones 3. Resultado 4. Añadir a la oferta

Búsqueda

Tensión nominal: 3 x 230 V 50/60Hz

Corriente nominal / potencia típica del motor: Todo

Versión Unidad: Versión estándar



Resultados de la búsqueda

Denominación	ref n..	Potencia motor recomendada [kW]	Corriente nominal de salida[A]	Potencia nominal [kW]	Variador actual máximo [A]
MC07B0003-2A3-4-00	08284997	0,25	1,7	0,7	2,55
MC07B0004-2A3-4-00	08285004	0,37	2,5	1	3,75
MC07B0005-2A3-4-00	08285012	0,55	3,3	1,4	4,95
MC07B0006-2A3-4-00	08285020	0,75	4,2	1,7	6,3
MC07B0011-2A3-4-00	08285039	1,1	5,7	2,3	8,55
MC07B0015-2A3-4-00	08285047	1,5	7,3	3	10,95
MC07B0022-2A3-4-00	08285055	2,2	8,6	3,5	12,9
MC07B0037-2A3-4-00	08285063	3,7	14,5	5,8	21,75
MC07B0055-2A3-4-00	08285071	5,5	22	8,8	33
MC07B0075-2A3-4-00	08285088	7,5	29	11,6	43,5


14 Resultados de la búsqueda Nº de líneas 10

Driveconfigurator MC07B0003-2A3-4-00 Opciones del usuario

Volver Siguiente Inicio 1. Búsqueda 2. Opciones 3. Resultado 4. Añadir a la oferta

Producto: MC07B0003-2A3-4-00

Entradas del usuario Documentación



[Descarga de datos CAD](#)

Seleccionar su sistema CAD de las opciones de usuario para introducir el modelo CAD directamente en su sistema CAD

Su nº de material

Su mensaje

Datos técnicos

Descarga Español (España)

Características	Valor	Unidad
Ref. de pieza variador	08284997	
Tamaño	0XS	
Filtro de red integrado	C2	
Potencia nominal	0,25	kW
Potencia nominal [HP]	0,4	HP
Tensión	3x230V	
Corriente nominal de entrada	1,6	A
Tensión de salida	3x0,4/1V	
Corriente nominal de salida	1,7	A
Rango de velocidad	0-5500	1/min
Temperatura de ambiente mínima	-10	
Temperatura de ambiente máx.	+50	
Grado de protección IP	20	
Peso	1,3	kg

Fig. 5.4 Características del variador de frecuencia MC07B0003-2A3-4-00

5.3 CALCULO DEL EJE DEL TAMBOR

5.3.1 Cálculo por resistencia (Análisis estático)

Se seleccionará un eje de material acero inoxidable AISI 304 cuya soldabilidad y maquinabilidad es buena. Además se requiere evitar la corrosión en la superficie del tambor que permita una fuerte adhesión con la tela abrasiva.

Separando las sollicitaciones de potencia del tambor y del husillo se tiene:

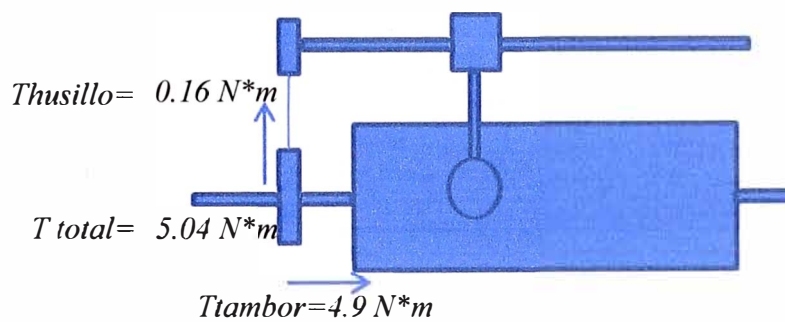


Fig. 5.5 Torque del husillo y del tambor

Analizando el eje:

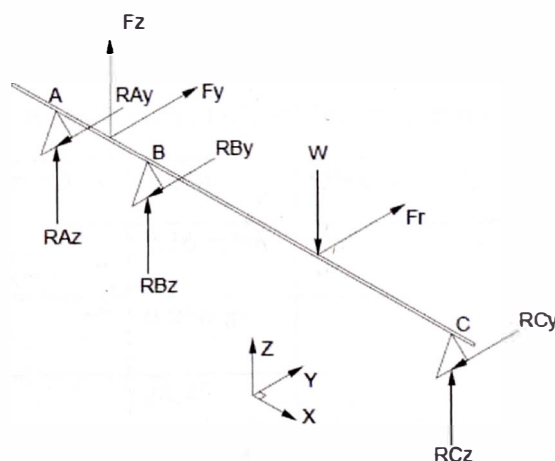


Fig. 5.6 Diagrama de cuerpo libre del eje del tambor

Las fuerzas F_y y F_z representan la interacción de la polea con el eje del tambor.

En la polea:

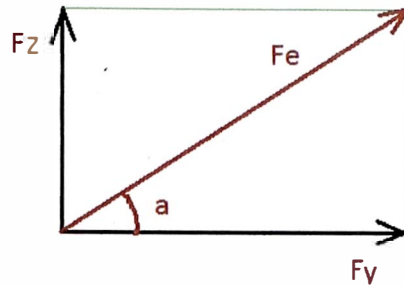


Fig. 5.7 Descomposición de las fuerzas de la polea del tambor

$$F_e = \frac{T_{\text{husillo}} * 2}{D_{\text{polea}}}$$

$$F_y = F_e * \cos(\alpha)$$

$$F_z = F_e * \text{sen}(\alpha)$$

Donde:

F_e : Fuerza equivalente de la polea sobre el eje

T_{husillo} : Torque en el husillo

D_{polea} : Diámetro primitivo de la polea

Tabla 5.6 Datos para el cálculo de las fuerzas de la polea

Parámetro	Valor	Observaciones
T_{husillo}	0.16 N*m	
D_{polea}	0.056 m	
α	34.4°	

$$\Rightarrow F_y = 0.5 \text{ Kg}, F_z = 0.4 \text{ Kg}$$

Se observa que el eje es estáticamente indeterminado. Los apoyos A, B y C (considerados de tipo bisagra) generan 6 incógnitas en total (Se obviará las cargas axiales), mientras que solo se puede conseguir 4 ecuaciones de la estática: Equilibrio de fuerzas en los ejes Y y Z, y equilibrio de momentos en los ejes Y y Z.

Una manera de solucionar el sistema es empleando el método de la superposición. Para esto se debe considerar la reacción en B como dato y plantear el equilibrio en los ejes Y y Z. Se debe encontrar la deflexión en B que producen todas las cargas por separado. Luego se suman el efecto de todas las cargas sobre el apoyo B y se iguala a cero porque este es un apoyo inmóvil. De esta manera se obtienen las reacciones en B. Hecho esto, nuevamente se resuelve el sistema para encontrar las reacciones en A y C.

Por sencillez, se utilizará el Software SAP 2000 v.14.1.0 para obtener las reacciones en los apoyos, los momentos y las deflexiones en el eje. Además se configura al programa para tomar en cuenta en el cálculo el peso propio de los elementos.

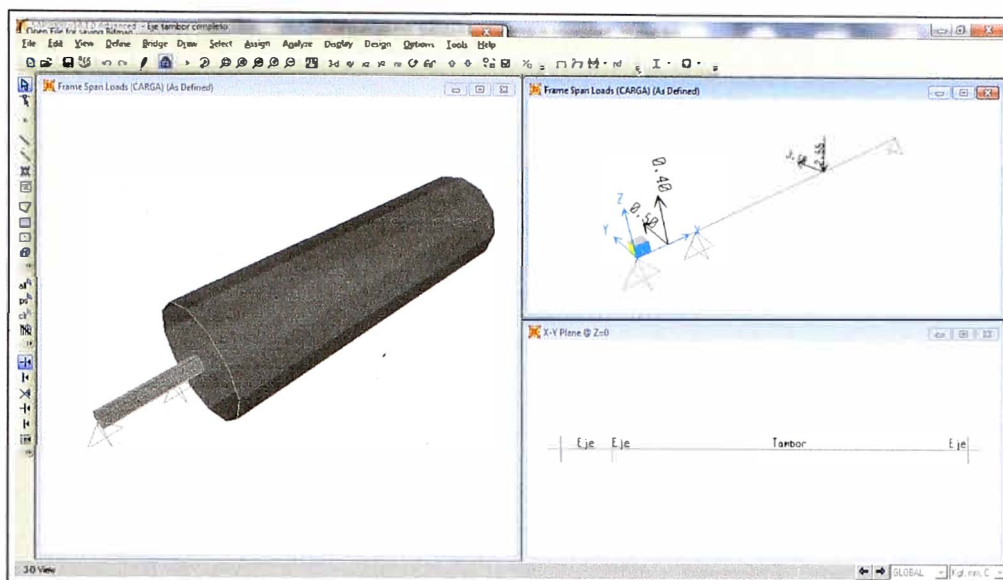


Fig. 5.8 Modelado de eje en SAP 2000

Al lado izquierdo de la figura 5.8 se observa el modelado en 3D del eje y el tambor. En la zona superior derecha se observa las fuerzas ejercidas por la polea dentada y la probeta. En la zona inferior derecha se observa los tipos de sección utilizados para el modelado (Sección circular maciza para el eje y sección circular hueca para el tambor).

5.3.1.1 Diagramas de momento torsor y flector

Diagrama de momento torsor (DMT):

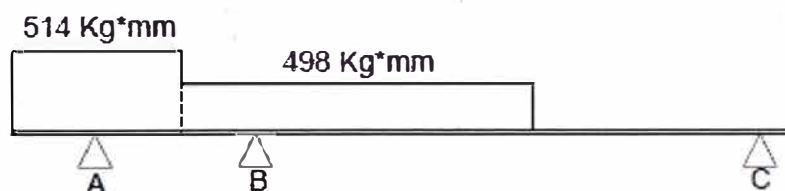


Fig. 5.9 DMT del eje del tambor

Diagrama de momento flector (DMF):

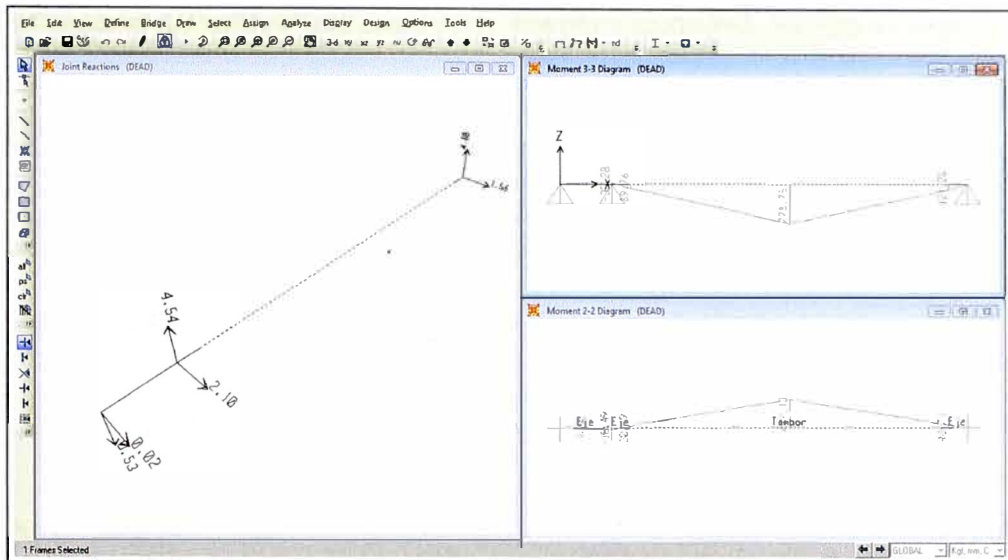


Fig. 5.10 DMF del eje del tambor

Al lado izquierdo de la figura 5.10 se observa las reacciones en los apoyos del eje notando que B y C son los más cargados. En la zona superior derecha se muestra los momentos flectores en el plano XZ observándose el máximo momento a la mitad del tambor. En la zona inferior derecha se observa el diagrama de momento flector en el plano XY donde se aprecia el momento máximo también en la mitad del tambor.

Por lo tanto el punto más crítico es la zona media del tambor. Adicionalmente analizaremos la unión del tambor y la polea donde ocurre los momentos máximos en la zona del eje.

5.3.1.2 Análisis del tambor

El material del tambor será acero AISI 304 ($S_y=30000$ PSI, $S_u=74987$ PSI)

El esfuerzo permisible es el menor valor de $S_{sd} = 0.3 * S_y = 9000$ PSI y

$$S_{sd} = 0.18 * S_u = 13497.66 \text{ PSI}$$

$$\Rightarrow S_{sd} = 9000 \text{ PSI} = 6.32 \text{ Kg} / \text{mm}^2 \text{ (No hay canal chavetero)}$$

De la grafica de momentos (Fig.5.10), el momento flector resultante es:

$$M = \sqrt{778.75^2 + 439.13^2} = 894 \text{ Kg} * \text{mm}$$

Utilizaremos la formula de la ASME para el cálculo de ejes:

$$S_{sd} = \frac{16}{\pi d_o^3 (1 - K^4)} \sqrt{\left[K_m M + \frac{\alpha F d_o (1 + K^3)}{8} \right]^2 + (K_r T)^2}$$

Donde:

S_{sd} : Esfuerzo permisible a corte

K : Relación D_i / D_o

α : Factor de carga axial

K_m : Factor de carga de momento flector

K_r : Factor de carga de torsión

M : Momento flector

T : Momento torsor

D_i : Diámetro interior del eje

D_o : Diámetro exterior del eje

F : Carga axial

Tabla 5.7 Datos para el cálculo del esfuerzo permisible del tambor

Parámetro	Dato	Observaciones
d_0	150mm	
K	0.96	Eje hueco
K_m	1.5	Para cargas aplicadas gradualmente
M	894 Kg/mm ²	Del DMF
α	0	
F	0	No se considera
K_t	1	Para cargas aplicadas gradualmente
T	498 Kg*mm	Del DMT

$$S_{sd\text{ tambor}} = 0.01 \text{ Kg/mm}^2 < S_{sd} \quad \text{OK!}$$

5.3.1.3 Análisis del eje

De la grafica de momentos (Fig. 5.10) se obtiene el momento flector resultante en la unión entre el eje y el tambor (lado apoyo B).

$$M = \sqrt{30.19^2 + 89.76^2} = 94.7 \text{ Kg} * \text{mm}$$

$$\Rightarrow S_{sd} = 6.32 \text{ Kg/mm}^2 \text{ (Sin canal chavetero en la unión tambor-eje)}$$

Utilizamos nuevamente la formula de la ASME para ejes:

$$S_{sd} = \frac{16}{\pi d_0^3 (1 - K^4)} \sqrt{\left[K_m M + \frac{\alpha F d_0 (1 + K^3)}{8} \right]^2 + (K_t T)^2}$$

Tabla 5.8 Datos para el cálculo del esfuerzo permisible del eje

Parámetro	Dato	Observaciones
d_0	25 mm	Para acople directo con el motorreductor
K	0	Eje macizo
K_m	1.5	Para cargas aplicadas gradualmente
M	94.7 Kg/mm ²	Del DMF
α	0	
F	0	No se considera
K_t	1	Para cargas aplicadas gradualmente
T	498 kg*mm	Del DMT

$$S_{sd\ eje} = 0.17 \text{ Kg/mm}^2 < S_{sd} \quad \text{OK!}$$

Los factores de seguridad son elevados en el análisis por resistencia ya que se ha considerado a la deflexión como el criterio más importante de diseño. Con esto se garantiza un diseño robusto y confiable.

5.3.1.4 Calculo de la deflexión lateral

La deflexión máxima ocurre en la zona media del tambor.

Utilizaremos los resultados del SAP 2000.

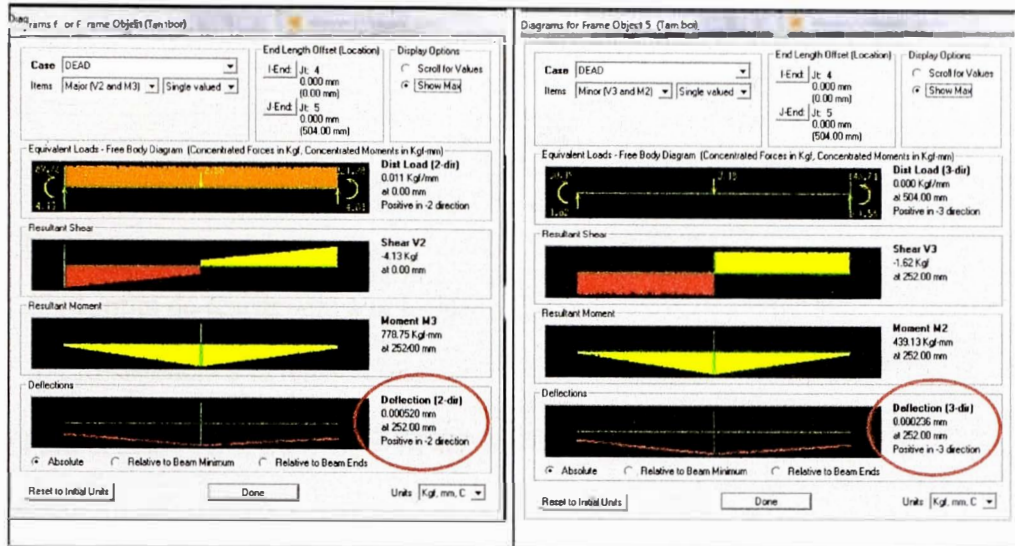


Fig. 5.11 Deflexiones absolutas en el tambor mediante SAP 2000. Izquierda: Deflexión absoluta en XZ. Derecha: Deflexión absoluta en XY

Por lo tanto la deflexión total es:

$$Deflexion_{tambor} = \sqrt{0.00052^2 + 0.00023^2} = 0.00056 \text{ mm} < 0.001 (\text{ejes de maquinas}) \text{ OK!}$$

5.3.2 Calculo por fatiga

Utilizaremos el método de fatiga-vida (“Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley”, 8va edición, pág. 265) para estimar el ciclo de vida de las zonas críticas del tambor. Este criterio es el más utilizado por su sencillez, ha sido el más estudiado por los investigadores por lo que se puede encontrar mucha información, y además es conveniente para casos de altos ciclos (mayores a 10^3 ciclos). De acuerdo a los criterios de nuestro diseño, el eje y el tambor deben tener vida infinita (ciclos mayores a 10^6 ciclos).

Para aceros con $S_u < 200 \text{ Kpsi}$

$$S'_e = 0.5S_u$$

Donde:

S' : Límite de resistencia a la fatiga

S_u : Resistencia a la tensión

Para el acero AISI 304: $S_u = 74987 \text{ psi}$

$$S'_e = 0.5 * 74987 = 37493.5 \text{ psi} = 26.36 \frac{\text{Kg}}{\text{mm}^2}$$

En la práctica, el límite de la resistencia a la fatiga de un material está influenciado por factores que dependen de las características propias de cada componente mecánico que se analiza.

$$S_e = K_a * K_b * K_c * K_d * K_e * K_f * S'_e$$

Donde:

S_e : Resistencia a la fatiga.

K_a : Factor de modificación de la condición superficial.

K_b : Factor de modificación del tamaño.

K_c : Factor de modificación de la carga.

K_d : Factor de modificación de la temperatura

K_e : Factor de confiabilidad

K_f : Factor de modificación de efectos varios

S' : Límite de resistencia a la fatiga

Calculo de Ka:

La expresión para el cálculo del factor de modificación de la condición superficial es:

$$K_a = a * S_u^b$$

De la siguiente tabla se seleccionan las constantes a y b. El tambor se obtendrá por proceso de maquinado.

Tabla 5.9 Valores de los factores a y b para el cálculo de Ka

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

Reemplazando en la expresión para K_a y con $S_u = 74.987 \text{ Kpsi}$

$$\Rightarrow K_a = 0.86$$

Calculo de Kb:

Para diámetros $51 < d < 254$ (Ejes rotativos sometidos a flexión y torsión)

$$K_b = 1.51 * d^{-0.157}$$

Como $d=150\text{mm}$

$$\Rightarrow K_b = 0.69$$

Calculo de Kc.

Kc=1 (Eje sometido a flexión y torsión)

Calculo de Kd:

Kd=1 La temperatura de trabajo es la temperatura ambiente de laboratorio

Calculo de Ke:

Ke=0.753 (Para una confiabilidad de 99.9%)

Calculo de Kf:

Kf=1

$$\Rightarrow S_e = 0.86 * 0.69 * 1 * 1 * 0.753 * 1 * 26.36 = 11.78 \frac{Kg}{mm^2} > S_y \quad ok!$$

El eje tendrá vida infinita.

5.3.3 Selección de los accesorios

5.3.3.1 Selección de las chumaceras en los apoyos

Para facilidad de montaje se utilizarán dos chumaceras tipo pared con rodamiento Y para los apoyos B y C, y una chumacera tipo pedestal con rodamiento Y para el apoyo A. Los rodamientos tipo Y tienen la ventaja de permitir al eje acomodarse en su posición final de montaje. Una vez realizado el montaje y asegurado las fijaciones el eje quedará totalmente fijo. La sujeción de las chumaceras al eje será por doble tornillo de fijación

(prisioneros). Las chumaceras son de material hierro fundido para evitar problemas de corrosión.

Tabla 5.10 Selección de la chumacera SKF tipo pared para el eje del tambor

Dimensiones principales						Capacidades de carga básica		Referencias		
d	A ₁	J	L	T	C	dinámica	estática	Unidad de rodamientos	Soporte	Rodamiento
mm							C ₀			
20	29,5	90	60,5	37,3	12,7		6,55	FYTB 20 TF	FYTB 504 M	YAR 204-2F
20	29,5	90	60,5	37,3	12,7		6,55	FYTB 20 TR	FYTB 504 M	YAR 204-2RF
20	25,5	90	60	33,3	12,7		6,55	FYTJ 20 TF	FYTJ 504	YAR 204-2F
20,6375	30	98,8	70	38,8				FYT 13/16 TF	FYT 505 U	YAR 205-013-2F
22,225	30	98,8	70	38,8				FYT 7/8 TF	FYT 505 U	YAR 205-014-2F
22,225	30	98,8	70	38,8	14		7,8	FYT 7/8 RM	FYT 505 U	YAT 205-014
23,8125	30	98,8	70	38,8	14		7,8	FYT 15/16 RM	FYT 505 U	YAT 205-015
23,8125	30	98,8	70	38,8	14		7,8	FYT 15/16 TF	FYT 505 U	YAR 205-015-2F
25	27	99	68	35,8	14		7,8	FYTJ 25 TF	FYTJ 505	YAR 205-2F
25	30	99	70	38,8	14		7,8	FYTB 25 TR	FYTB 505 M	YAR 205-2RF
25	30	99	70	38,8	14		7,8	FYTB 25 TF	FYTB 505 M	YAR 205-2F
25,4	30	98,8	70	38,8	14		7,8	FYT 1. TF	FYT 505 U	YAR 205-100-2F
25,4	30	98,8	70	38,8	14		7,8	FYT 1. RM	FYT 505 U	YAT 205-100
25,4	27	99	68	35,8	14		7,8	FYTJ 1. TF	FYTJ 505	YAR 205-100-2F

Tabla 5.11 Selección de la chumacera SKF tipo pedestal para el eje del tambor

Dimensiones principales					Capacidades de carga básica		Referencias			
d	A	H	H ₁	L	C	dinámica	estática	Unidad de rodamientos	Soporte	Rodamiento
mm							C ₀			
20	32	65	33,3	127	12,7		6,55	SY 20 TF	SY 504 M	YAR 204-2F
20	32	65	33,3	127	12,7		6,55	SY 20 TR	SY 504 M	YAR 204-2RF
20	34	65	33,3	127	12,7		6,55	SYJ 20 TF	SYJ 504	YAR 204-2F
20,6375	36	70	36,5	130				SY 13/16 TF	SY 505 U	YAR 205-013-2F
20,6375	36	66,9	33,35	130				SYH 13/16 TF	SYH 505 U	YAR 205-013-2F
22,225	36	70	36,5	130	14		7,8	SY 7/8 RM	SY 505 U	YAT 205-014
22,225	36	70	36,5	130				SY 7/8 TF	SY 505 U	YAR 205-014-2F
22,225	36	66,9	33,35	130	14		7,8	SYH 7/8 RM	SYH 505 U	YAT 205-014
22,225	36	66,9	33,35	130				SYH 7/8 TF	SYH 505 U	YAR 205-014-2F
23,8125	36	70	36,5	130	14		7,8	SY 15/16 RM	SY 505 U	YAT 205-015
23,8125	36	70	36,5	130	14		7,8	SY 15/16 TF	SY 505 U	YAR 205-015-2F
23,8125	36	66,9	33,35	130	14		7,8	SYH 15/16 RM	SYH 505 U	YAT 205-015
23,8125	36	66,9	33,35	130	14		7,8	SYH 15/16 TF	SYH 505 U	YAR 205-015-2F
25	36	70,5	36,5	130	14		7,8	SY 25 TF	SY 505 M	YAR 205-2F
25	36	70,5	36,5	130	14		7,8	SY 25 TR	SY 505 M	YAR 205-2RF
25	38	70,5	36,5	140	14		7,8	SYJ 25 TF	SYJ 505	YAR 205-2F
25,4	36	70	36,5	130	14		7,8	SY 1. RM	SY 505 U	YAT 205-100
25,4	36	70	36,5	130	14		7,8	SY 1. TF	SY 505 U	YAR 205-100-2F

Las cargas ligeras de ensayo y las bajas velocidades de los mecanismos permitirán que los rodamientos resistan sin problemas las cargas de trabajo garantizando su larga vida útil, por lo que se obviará su verificación.

5.3.3.2 Selección de la faja síncrona

Se seleccionará una faja síncrona (dentada) para lograr una transmisión eficiente de la potencia desde el eje del tambor hacia el husillo. Las fajas síncronas mantienen una relación exacta de transmisión, alta eficiencia por la imposibilidad de que ocurran resbalamientos, no requiere algún tipo de lubricación ni mucho tensado. Se utilizará una faja de sección redonda que distribuye mejor los esfuerzos en los dientes en comparación con la faja trapezoidal, aumentando la vida útil de la transmisión.

Emplearemos el catalogo SKF "Power transmission belts" para seleccionar el tamaño de la sección de la faja síncrona.

Potencia a transmitir= $(2 \cdot 0.16) \cdot 210 \cdot 2 \cdot \pi / 60000 = 0.007$ KW (Agregamos un factor de 2 a la potencia a transmitir para imprevistos)

Factor de servicio: 1.3 (Arranque suave con el variador de frecuencia y cargas ligeras)

Potencia de diseño: $0.007 \cdot 1.3 = 0.01$ KW. La velocidad de rotación mayor será de 210 RPM en la fase de retorno de la porta probetas. En la siguiente tabla seleccionamos la sección de la faja.

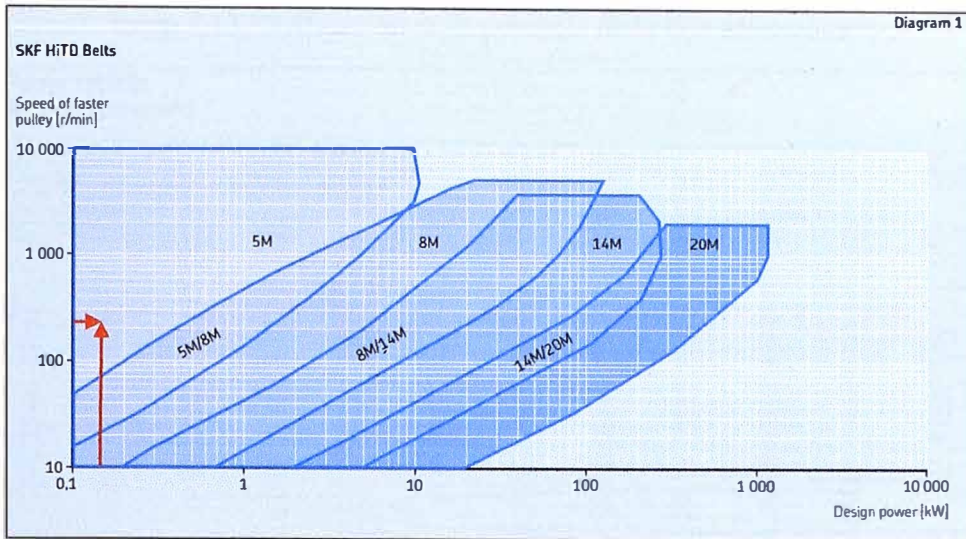


Fig. 5.12 Selección del tipo de faja síncrona

Seleccionamos la faja 5M que es de 15mm de ancho

Tabla 5.12 Selección de la longitud de la faja

Centre distances
Section 5M

Table 4a

Speed ratio	Driver Number of teeth	Pitch diameter	Driven Number of teeth	Pitch diameter	Belt length												
					350	375	400	425	450	475	500	535	565	600	635		
					mm												
1.00	72	114.59	72	114.59	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	137.5
1.00	68	108.23	68	108.23	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	147.5
1.00	64	101.86	64	101.86	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	122.5	130.0
1.00	60	95.49	60	95.49	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	132.5	140.0
1.00	56	89.13	56	89.13	-	-	-	-	-	-	-	-	-	110.0	117.5	125.0	150.0
																	160.0
1.00	52	82.76	52	82.76	-	-	-	-	95.0	107.5	120.0	137.5	152.5	170.0	187.5	170.0	187.5
1.00	48	76.39	48	76.39	-	-	-	92.5	105.0	117.5	130.0	147.5	162.5	180.0	197.5	180.0	197.5
1.00	44	70.03	44	70.03	-	-	90.0	102.5	115.0	127.5	140.0	157.5	172.5	190.0	207.5	190.0	207.5
1.00	40	63.66	40	63.66	75.0	87.5	100.0	112.5	125.0	137.5	150.0	167.5	182.5	200.0	217.5	200.0	217.5
1.00	38	60.48	38	60.48	80.0	92.5	105.0	117.5	130.0	142.5	155.0	172.5	187.5	205.0	222.5	205.0	222.5
1.00	36	57.30	36	57.30	85.0	97.5	110.0	122.5	135.0	147.5	160.0	177.5	192.5	210.0	227.5	210.0	227.5
1.00	34	54.11	34	54.11	90.0	102.5	115.0	127.5	140.0	152.5	165.0	182.5	197.5	215.0	232.5	215.0	232.5
1.00	32	50.93	32	50.93	95.0	107.5	120.0	132.5	145.0	157.5	170.0	187.5	202.5	220.0	237.5	220.0	237.5
1.05	38	60.48	40	63.66	77.5	90.0	102.5	115.0	127.5	140.0	152.5	170.0	185.0	202.5	220.5	202.5	220.5
1.06	68	108.23	72	114.59	-	-	-	-	-	-	-	-	125.0	-	-	125.0	142.5
1.06	64	101.86	68	108.23	-	-	-	-	-	-	117.5	135.0	-	-	-	135.0	152.5
1.06	36	57.30	38	60.48	82.5	95.0	107.5	120.0	132.5	145.0	157.5	175.0	190.0	207.5	225.0	207.5	225.0

Distancia entre centros: 210 mm. Entonces la faja será de 600mm de longitud.

Los factores de corrección de la potencia que puede transmitir la faja seleccionada (el factor por el largo de la faja y el factor por el número de dientes engranados) toman el valor de la unidad. Por lo que Pot. Faja >= Pot. Diseño.

Tabla 5.13 Verificación de la potencia de la faja seleccionada

Power ratings
Section 5M (15 mm wide)

Table B1

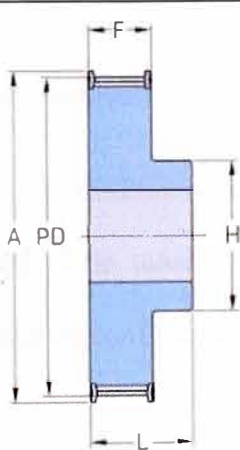
Faster shaft speed	Rated power per belt for small pulley pitch diameter [mm]										
	30	32	34	36	38	40	44	48	56	60	64
Number of teeth	30	32	34	36	38	40	44	48	56	60	64
Pitch diameter [mm]	47.74	50.92	54.11	57.29	60.47	63.66	70.02	76.39	89.12	95.49	101.85
r/min	kW										
100	0.14	0.17	0.22	0.27	0.31	0.36	0.47	0.58	0.74	0.83	0.91
200	0.21	0.27	0.34	0.42	0.49	0.57	0.74	0.92	1.18	1.33	1.45
300	0.30	0.39	0.50	0.61	0.71	0.82	1.07	1.33	1.73	1.95	2.13
400	0.39	0.52	0.67	0.82	0.96	1.11	1.47	1.83	2.41	2.74	2.98
500	0.47	0.63	0.82	1.00	1.18	1.37	1.83	2.29	3.05	3.46	3.76
600	0.55	0.74	0.96	1.18	1.40	1.63	2.17	2.72	3.59	4.07	4.43
700	0.63	0.85	1.10	1.34	1.58	1.83	2.46	3.09	4.07	4.62	4.96
720	0.65	0.88	1.14	1.39	1.64	1.89	2.51	3.14	4.12	4.66	4.99
800	0.71	0.96	1.24	1.51	1.78	2.05	2.76	3.39	4.47	5.00	5.32
900	0.79	1.07	1.37	1.66	1.95	2.24	3.03	3.66	4.83	5.35	5.66
960	0.83	1.11	1.43	1.73	2.03	2.33	3.11	3.74	4.91	5.42	5.73
1000	0.86	1.15	1.48	1.79	2.09	2.39	3.17	3.80	4.97	5.47	5.78
1100	0.94	1.24	1.58	1.90	2.20	2.50	3.28	3.91	5.08	5.57	5.88
1200	1.01	1.32	1.67	2.00	2.30	2.60	3.38	4.01	5.18	5.67	5.98
1400	1.16	1.50	1.87	2.21	2.51	2.81	3.59	4.22	5.39	5.88	6.19
1440	1.18	1.53	1.91	2.25	2.55	2.85	3.63	4.26	5.43	5.92	6.23
1600	1.30	1.67	2.07	2.42	2.72	3.02	3.80	4.43	5.60	6.09	6.40
1800	1.44	1.84	2.27	2.63	2.93	3.23	4.01	4.64	5.81	6.30	6.61
2000	1.57	1.99	2.45	2.82	3.12	3.42	4.20	4.83	6.00	6.49	6.80

$P_{faja} = 0.26 \text{ kW} > \text{Pot diseño}$. Ok!

5.3.3.3 Selección de la polea dentada

La polea dentada será de acero inoxidable AISI 304. Se sujetará al eje por una chaveta estándar y para evitar el desplazamiento axial se colocará anillos de retención Seager a cada lado.

Tabla 5.14 Especificaciones de la polea dentada

	No. of teeth	36
	Pitch diameter (mm)	57.3
	Outside diameter (mm)	56.16
	Pulley type	1F
	Min. bore (mm)	8
	Max. bore (mm)	26
	Flange A (mm)	60
	H	38
	F	20.5
	L	28
M	-	
Weight (kg)	0.52	

5.4 CALCULO DEL MECANISMO HUSILLO-TUERCA

5.4.1 Cálculo del husillo y tuerca

En el mercado existen 3 tipos de mecanismo Husillo-tuerca: Husillos trapecoidales, husillos a bolas y Husillos a barras.

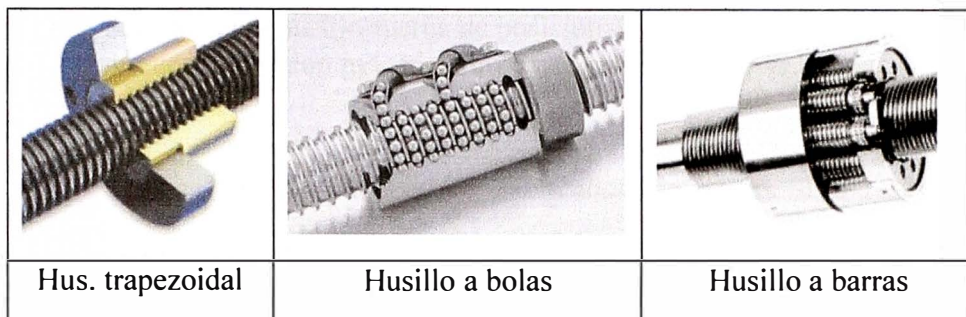


Fig. 5.13 Tipos de mecanismos husillo-tuerca

En general, los husillos trapecoidales son utilizados tanto para aplicaciones de movimiento de cargas pesadas (Tornillos de potencia o *Power Screw*) como para aplicaciones de posicionamiento preciso (*Lead screw*). Este último es el caso de aplicación para este trabajo.

Seleccionaremos el husillo trapecoidal porque tiene buenas prestaciones funcionales a bajas velocidades y cargas livianas. Además es de fabricación sencilla y barata en comparación con los otros tipos de husillos, es de funcionamiento más silencioso y requiere poco mantenimiento.

Los husillos no trabajan bajo cargas radiales, por lo que el peso que trasladan debe tener su propio soporte, tal como se aprecia en el caso particular de configuración mostrado en la siguiente figura.

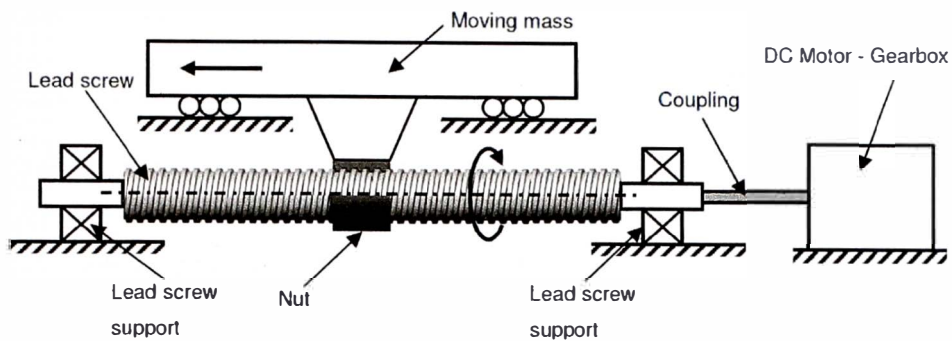


Fig. 5.14 Sistema husillo-tuerca de posicionamiento preciso. Fuente: Friction-induced vibration in lead screw systems, Orang Varid Araghi, 2009.

Los husillos pueden ser fabricados de acero al carbono, acero inoxidable o plástico. Elegiremos el material acero AISI 4340 que es un acero de baja aleación muy usado en husillos y además posee buena resistencia y rigidez durante la operación. También son fáciles de maquinarse y son de gran disponibilidad en el mercado peruano. Al husillo luego del desbaste, se le practicará un alivio de tensiones para finalmente realizar el maquinado de acabado. Finalmente se le aplicará un proceso de endurecimiento por nitruración.

Las tuercas para husillos de acero inoxidable disponibles en el mercado son de material plástico o de bronce. Las tuercas de plástico se utilizan usualmente para cargas livianas y altas velocidades mientras que las tuercas de bronce se emplean generalmente para cargas elevadas y bajas velocidades.

Optaremos por la tuerca de bronce que es perfectamente compatible con los husillos de aceros de baja aleación. Además dada las condiciones de trabajo de la máquina de abrasión (cargas ligeras y bajas velocidades) se

asegura un periodo largo de vida útil del mecanismo husillo-tuerca, se evita problemas de elevación de la temperatura por la fricción y es posible utilizar el mecanismo con altos ciclo de trabajo.

Seleccionaremos la tuerca de bronce SAE 43, bronce de alta resistencia comercial en Lima, tiene excelente resistencia al desgaste.

Asumiremos una longitud de tuerca de 50mm que corresponde al ancho del brazo batiente. Además tentativamente seleccionaremos un diámetro del husillo de 18mm.

5.4.1.1 Carga axial del husillo

La fuerza axial existente sobre el husillo está dada por la expresión:

(Fuente: Ball & Acme lead screw technical information, SDP-SI).

$$F_a = \frac{2 * \pi * T * e}{A}$$

Donde:

T : Torque aplicado al husillo ($N * m$)

e : Eficiencia mecánica del husillo – tuerca

A : Avance (m)

Tabla 5.15 Datos para el cálculo de la carga axial del husillo

Parámetro	Valor	Observación
T	0.16 N*m	
e	0.4	Caso husillo lubricado
A	0.004 m	

$$\Rightarrow F_a = 100.5 N = 10.25 Kg$$

Para fines de cálculo del tornillo, consideraremos un esfuerzo de aplastamiento admisible en los flancos de la rosca de **5 N/mm²** dado que la velocidad en el diámetro medio del husillo para 210 RPM es media (0.1-0.2 m/s) y el material proyectado para la tuerca es bronce.

$$\sigma_a = \frac{W}{\pi * d_m * h * N}$$

Donde:

σ_a : Esfuerzo de aplastamiento

W : Carga que desplaza el husillo

d_m : Diámetro medio del husillo

h : Altura de la rosca del husillo ($p/2$)

N : Numero de roscas del husillo que soportan la carga

Tabla 5.16 Datos para el cálculo del esfuerzo de aplastamiento

Parámetro	Valor	Observaciones
W	100.5 N	Fuerza axial del tornillo
h	2 mm	Paso= 4mm
D_m	16mm	Asumido
N	12	Largo de tuerca: 50mm.

$$\sigma_a = 0.083 N / mm^2 < \sigma_a \text{ admisible Ok!}$$

5.4.1.2 Velocidad crítica

Altas velocidades de rotación pueden generar vibraciones en el husillo al alcanzar las frecuencias armónicas naturales.

$$n_{critica} = \frac{f_v * 4.76 * 10^6 * d_r}{L_v^2}$$

Donde:

f_v : Factor de soporte en extremos

0.36 para fijo – libre (Caso 1)

1.00 para ambos extremos con soporte simple (Caso 2)

1.47 para fijo – simple (Caso 3)

2.23 para ambos extremos fijos (Caso 4)

d : Diametro de raiz del husillo (in)

L_v : Distancia entre soportes (in)

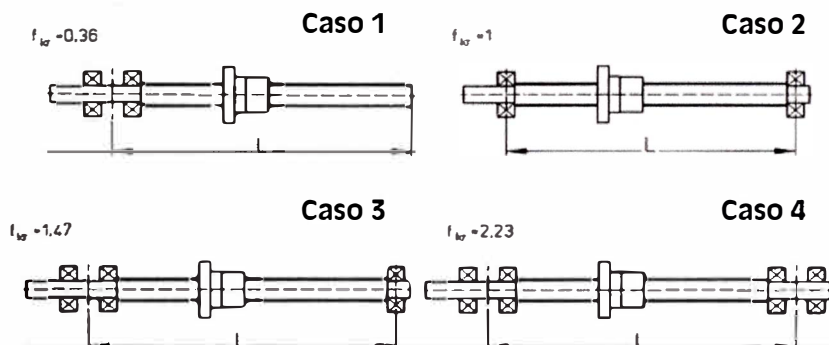


Fig. 5.15 Factores de soporte f_v . Fuente: Catálogo de husillos trapecoidales, Technopower.

Tabla 5.17 Datos para el cálculo de la velocidad crítica del husillo

Parámetro	Valor	Observación
fv	1.00	Se considera soportes simples
dr	0.551 pulg.	Diámetro de raíz de husillo
Lv	22.52 pulg.	Longitud entre soportes

$$\Rightarrow n_{critica} = 5172 \text{ rpm}$$

Observamos que no existirá ningún problema con la velocidad crítica del husillo debido a que el sistema trabajará con un máximo de 210 RPM.

5.4.1.3 Carga crítica del husillo

Es la carga axial estática máxima que puede soportar el husillo si se le considerase como una columna sometida a compresión. Es uno de los parámetros más importantes en la selección de husillos el cual verifica la posibilidad de alguna falla por deflexión o pandeo.

$$P_{crit} = \frac{f_p * 14.03 * 10^6 * d_r^4}{L_p^2}$$

Donde:

f_p : Factor debido a soporte en extremos

0.25 para fijo – libre (Caso1)

1.00 para ambos extremos con soporte simple (Caso 2)

2.05 para fijo – simple (Caso3)

4.00 para ambos extremos fijos (Caso4)

d_r : Diámetro de raíz de husillo (in)

L_p : Distancia entre soporte y la tuerca (in)

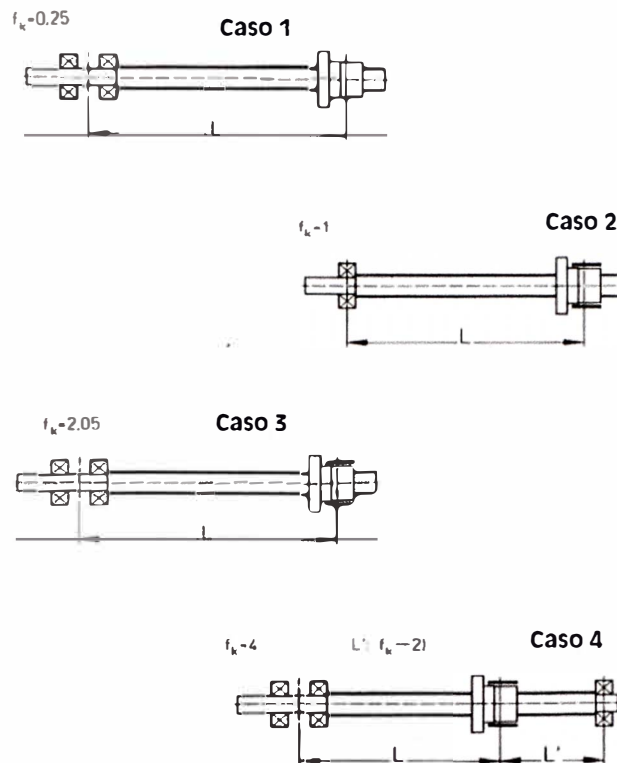


Fig. 5.16 Factores de soporte f_p . Fuente: Catálogo de husillos trapezoidales, Technopower

Tabla 5.18 Datos para el cálculo de la carga crítica del husillo.

Parámetro	Valor	Observación
f_p	1.00	Se considera soportes simples
d_r	0.551 pulg.	Diámetro de raíz de husillo
L_p	18.7 pulg.	Distancia entre soporte y tuerca

$$\Rightarrow P_{crítica} = 3698 \text{ lb} = 1680 \text{ Kg}$$

Observamos que la carga crítica es mucho mayor a la carga axial sobre el husillo.

Por lo tanto seleccionamos la tuerca 18x4 para darle mayor factor de seguridad al diseño. Por lo que el husillo tiene 18mm de diámetro exterior y tiene una entrada con paso 4mm.

DATOS DEL HUSILLO:

Tabla 5.19 Especificaciones del husillo

Diámetro exterior	18 mm
Diámetro primitivo	16 mm
Diámetro de raíz	14 mm
Paso	4 mm
Rosca	Trapezoidal ISO
Material	AISI 4340

El juego axial producto del espacio entre las roscas del husillo y la tuerca (Backlash) juega un papel importante en la precisión del movimiento lineal. Un backlash mínimo permitirá un posicionamiento más exacto pero incrementara el torque que debe proporcionar el motor. El fabricante Thomson en su publicación técnica "Why lead screws are the best fit for many linear motion applications" sugiere que el backlash debe estar en el intervalo de 0.05-0.25mm. Para nuestra aplicación consideraremos que el valor sea como máximo 0.15mm dado que no se requiere un posicionamiento preciso pero un backlash muy holgado podría favorecer la aparición de vibraciones.

En lo que respecta a la lubricación entre el husillo de acero y la tuerca de bronce. El fabricante Thomson sugiere una grasa espesa de amortiguación (TriGEL-600SM).

Las varillas guías de la guía porta probetas serán de acero AISI 4140 endurecido por nitrurado (Dureza mínima: 55 HRC). El acero AISI 4140 es tenaz y de fácil maquinado.

5.4.2 Selección de los accesorios

5.4.2.1 Selección de la polea dentada del husillo

Similar a la polea del eje del tambor. La sujeción al husillo será por canal chavetero. Para evitar el movimiento axial de la polea, por un extremo tendrá como tope una pestaña del eje del husillo y por el otro extremo estará sujeta por un perno hexagonal y arandela.

5.4.2.2 Selección de los rodamientos del husillo

El apoyo del husillo cercano a la polea es el más crítico por recibir la potencia mecánica desde el tambor. Los husillos generan fuerzas axiales considerables por lo que se utilizara rodamiento de bolas de contacto angular de doble hilera que permite soportar muy bien las fuerzas axiales en ambos sentidos además de fuerzas radiales.

Tabla 5.20 Selección del rodamiento del husillo (Apoyo cercano a la polea)

Dimensiones principales			Capacidades de carga básica		Velocidades nominales		Designación
d	D	B	dinámica	estática	Velocidad de referencia	Límite de velocidad	
mm			C	C ₀	rpm		* rodamiento SKF Explorer
20	47	20,6	20	12	14000	14000	3204 ATN9 *
20	47	20,6	20	12	14000	14000	3204 A-2ZTN9/MT33 *
20	47	20,6	20	12	-	10000	3204 A-2RS1TN9/MT33 *
20	47	20,6	20	12	14000	14000	3204 A *
20	47	20,6	20	12	-	10000	3204 A-2RS1 *
20	47	20,6	20	12	14000	14000	3204 A-2Z *
20	47	20,6	20	12	14000	14000	E2.3204 A-2Z
20	52	22,2	23,6	14,6	13000	13000	E2.3304 A-2Z
20	52	22,2	23,6	14,6	13000	13000	3304 A-2Z *
20	52	22,2	23,6	14,6	-	9000	3304 A-2RS1 *
20	52	22,2	23,6	14,6	13000	13000	3304 A *
20	52	22,2	23,6	14,6	-	9000	3304 A-2RS1TN9/MT33 *
20	52	22,2	23,6	14,6	13000	13000	3304 A-2ZTN9/MT33 *
20	52	22,2	23,6	14,6	13000	13000	3304 ATN9 *
25	52	20,6	21,6	14,3	12000	12000	3205 ATN9 *
25	52	20,6	21,6	14,3	12000	12000	3205 A-2ZTN9/MT33 *
25	52	20,6	21,6	14,3	-	8500	3205 A-2RS1TN9/MT33 *
25	52	20,6	21,6	14,3	12000	12000	3205 A *
25	52	20,6	21,6	14,3	-	8500	3205 A-2RS1 *

Al extremo opuesto se instalara una chumacera tipo pared con rodamiento Y y con manguito de sujeción.

Tabla 5.21 Selección del rodamiento del husillo (Extremo opuesto a la polea)

Dimensiones principales					Capacidades de carga básica		Referencias		
d	A ₁	J	L	T	dinámica	estática	Unidad de rodamentos	Soporte	Rodamiento
mm					C	C ₀			
12	26	76,5	57	32,9	9,56	4,75	FYTB 12 TF	FYTB 503 M	YAR 203/12-2F
12,7	23,42	76,2	54	30,6	9,56	4,75	FYT 1/2 TF	FYT 503 U	YAR 203-008-2F
12,7	23,42	76,2	54	30,6			FYT 1/2 RM	FYT 503 U	YAT 203-008
15	26	76,5	57	32,9	9,56	4,75	FYTB 15 TF	FYTB 503 M	YAR 203/15-2F
15,875	23,42	76,2	54	30,6	9,56	4,75	FYT 5/8 TF	FYT 503 U	YAR 203-010-2F
15,875	23,42	76,2	54	30,6	9,56	4,75	FYT 5/8 RM	FYT 503 U	YAT 203-010
17	26	76,5	57	32,9	9,56	4,75	FYTB 17 TF	FYTB 503 M	YAR 203-2F
19,05	24,61	89,7	60,3	32,6	12,7	6,55	FYT 3/4 TF	FYT 504 U	YAR 204-012-2F
19,05	29,5	90	60,5	37,3	12,7	6,55	FYTB 3/4 TF	FYTB 504 M	YAR 204-012-2F
19,05	24,61	89,7	60,3	32,6	12,7	6,55	FYT 3/4 RM	FYT 504 U	YAT 204-012
19,05	25,5	90	60	33,3	12,7	6,55	FYTJ 3/4 TF	FYTJ 504	YAR 204-012-2F
20	25,5	90	60	33,3	12,7	6,55	FYTJ 20 TF	FYTJ 504	YAR 204-2F
20	29,5	90	60,5	37,3	12,7	6,55	FYTB 20 TF	FYTB 504	YAR 204-2F

Se puede apreciar que los valores de las cargas radiales y axiales de trabajo son bajas en comparación a la capacidad de los rodamientos seleccionados por lo que se obviará la verificación.

5.5 CALCULO DEL PORTAPROBETAS

Se requiere que el portaprobetas sea muy liviano para obtener una fuerza de ensayo de 5N sobre la probeta sin la aplicación de peso adicional. Con la aplicación de pesas adicionales debe obtenerse hasta los 25N de carga de ensayo. Seleccionaremos el material aluminio por ser muy ligero (tres veces más liviano que el acero), resistente a la corrosión, no toxico y reciclable.

Seleccionaremos el aluminio 6061. Es soldable y maquinable además tiene buena resistencia mecánica y a la corrosión. El proveedor Furukawa provee perfiles de aluminio con las características descritas. Todas las piezas se fabricarán por maquinado.

Tabla 5.22 Composición del aluminio 6061. Fuente: Catalogo SanMetal S.A.

<i>Composición Química</i>										
Aleación	Silicio	Fierro	Cobre	Manganeso	Magnesio	Cromo	Zinc	Titanio	Otros	Aluminio
AA6061	0,4 - 0,8	0,70	0,15 - 0,4	0,15	0,80 - 1,2	0,25	0,15	0,15	0,15	Resto
AA6063	0,2 - 0,6	0,35	0,10	0,10	0,45 - 0,9	0,10	0,10	0,10	0,15	Resto

Para mayores alcances del cálculo del brazo batiente y la bancada de la maquina, ver el apéndice 3 y 4.

Tabla 5.23 Propiedades mecánicas del aluminio 6061 T6. Fuente: SanMetal S.A.

<i>Características Mecánicas Mínimas</i>						
Tratamiento	Tracción		Límite elástico a compresión kg/cm ²	Fuerza constante		Aplastamiento Rotura kg/cm ²
	Rotura kg/cm ²	Elástico (2%)kg/cm ²		Rotura kg/cm ²	Límite elástico kg/cm ²	
6061 T4	1830	1125	1125	1124	705	3655
6061 T6	2670	2460	2460	1617	1475	5625
6061 Soldadura	1690	1125	1125	1055	705	---
6063 T5	1475	1195	1195	845	705	2955
6063 T6	2110	1760	1760	1055	915	3655
6063 Soldadura	1195	775	775	705	420	---

El sufijo T6 significa tratado térmicamente y luego envejecida en forma artificial para aumentar la dureza.

5.5.1 Selección de los accesorios

5.5.1.1 Rodamiento del portaprobetas

Se requiere que el conjunto del porta probetas sea rígido para evitar holguras de montaje que puedan fomentar la aparición de vibraciones y por lo tanto inexactitudes durante los ensayos.

Las cargas de trabajo son ligeras y el funcionamiento es a bajas velocidades Por lo tanto se seleccionará un rodamiento rígido de bolas de 2 hilera que soporta mejor las cargas axiales y de volteo que el rodamiento de 1 hilera. Para facilitar el montaje de los ejes y la protección contra la corrosión por contacto, se sugiere untar con pasta de montaje la unión del eje y rodamiento.

CAPITULO 6

ANALISIS ECONOMICO

6.1 ESTRUCTURA DE COSTOS:

El proyecto ha sido desarrollado como una pequeña empresa (MYPE) cuyo giro es la fabricación y comercialización de maquinas de abrasión tipo tambor rotativo para laboratorios. La empresa no contará con una planta de producción propia sino que todo el proceso de fabricación se enviará a terceros considerándose como servicio. Sin embargo se contará con un local alquilado de 2 ambientes con un área total mínima de 20 m² para el ensamblaje, embalaje y almacenamiento de los equipos y para una pequeña oficina. La empresa prevé la fabricación en base a los pedidos del cliente. EL tiempo de entrega proyectado del producto es de 2 semanas.

6.1.1 Costos fijos

El proyecto estará conformado por un único personal fijo (Ingeniero Mecánico) quien será el encargado de visitar a las empresas consideradas

como posibles clientes y dar conocimiento del producto a comercializar. Durante la etapa de fabricación, será el encargado de la compra de materiales, transporte a los centros de producción y supervisión de la etapa de montaje y pruebas durante las dos semanas que dura el proceso. Por la cantidad de unidades a vender, se proyecta que los costos fijos mensuales deben ser los mínimos. Dado que el ingeniero Mecánico se avocará principalmente a dar a conocer el producto a los posibles clientes mediante las visitas a los locales de dichas empresas, su sueldo neto será de S/.2500 mensuales, y comisiones adicionales de acuerdo a las unidades vendidas.

El local del proyecto debe estar ubicado en el distrito de Cercado de Lima por su cercanía a los locales de los principales proveedores de la materia prima. El costo de alquiler del local será en promedio S/. 500 soles mensuales. El costo del alquiler debe incluir los impuestos públicos del predio, así como los costos de agua y energía eléctrica.

Tabla 6.1 Costo fijo mensual

COSTO FIJO MENSUAL	MONTO (S/.)
Ing. Mecánico	2500
Local	500
Servicio telefonía móvil	40
Costo fijo mensual	3040

6.1.2 Costos variables

Se considera a la mano de obra directa, la materia prima directa e indirecta, así como otros costos indirectos de fabricación.

Todos los procesos de maquinado, galvanizado, pintado y tratamientos superficiales serán enviados a servicio de terceros y se considerará como costos indirectos de fabricación.

Se contratará un técnico mecánico y su ayudante durante el periodo de montaje y pruebas de la maquina. El técnico mecánico percibirá S/.30 por hora, y el ayudante S/.10 por hora.

Tabla 6.2 Costo variable unitario

COSTO VARIABLE UNITARIO	MONTO (S/.)
Materia prima directa	4966
Materia prima indirecta	200
Mano de obra directa	640
Otros costos indirectos de fabricación	3192
Costo variable unitario	8998

En el costo de la materia prima directa se ha adicionado un 5% que considera a los costos de las fijaciones y posibles variaciones de precios. La materia prima indirecta está conformada por los insumos tales como la grasa, pasta anticorrosiva, etc.

Los costos indirectos están constituidos por los insumos de montaje (líquidos limpiadores, lijas, trapos industriales, etc.), materiales de embalaje

del producto, los servicios de maestranza, servicios de tratamientos térmicos y el costo de transporte.

6.1.3 Costo unitario de fabricación y precio de venta de la máquina

El costo unitario de la maquina es la suma del costo fijo unitario y costo variable unitario. De los datos anteriores, ya se tiene el costo variable unitario, sin embargo se tiene el costo fijo por periodo de tiempo (mensual) y se requiere asignarle un costo unitario a cada producto. Se procederá a calcular el costo fijo acumulado durante un año y se dividirá por la cantidad de equipos que se ha proyectado fabricar en ese periodo. Además se proyectará las unidades que se venderán anualmente durante los 5 primeros años del proyecto.

Para definir el precio de venta de un producto se requiere definir el margen de utilidad que se busca obtener por cada producto vendido. Si bien para determinar la utilidad se requiere considerar los costos totales además de los gastos operacionales (Gastos administrativos y de ventas), una buena aproximación consiste en asignar al proyecto altos porcentajes de ganancia bruta unitaria buscando contrarrestar los gastos no considerados y así obtener márgenes de ganancia neta adecuados. Consideraremos un porcentaje de ganancia bruta unitaria de 30% del costo total unitario de fabricación.

Tabla 6.3 Determinación del precio de venta

PERIODO	AÑO 1	AÑO 2	AÑO 3	AÑO 4	AÑO 5
Unidades vendidas	2	3	3	4	4
Costo fijo unitario	18 240	12 160	12 160	9 120	9 120
Costo variable unitario	8 998	8 998	8 998	8 998	8 998
COSTO TOTAL UNITARIO	27 238	21 158	21 158	18 118	18 118
Ganancia bruta (30%)	8 171	6 347	6 347	5 435	5 435
PRECIO DE VENTA (S/.)	35 410	27 506	27 506	23 554	23 554
PRECIO DE VENTA (US\$)	11 423	8 873	8 873	7 598	7 598

La estructura de costos brinda una referencia importante para la determinación del precio de venta de un producto. Sin embargo es necesario tomar en cuenta otros aspectos de mercado también importantes como la demanda y la competencia.

Dados la tendencia actual de la industria nacional y los inconvenientes logísticos para la compra, las maquinas de abrasión no son muy demandadas en el país. Por lo que se determinará un precio de venta que sea conveniente tanto para el comprador como para el empresario que quiera fabricar los equipos.

Se definirá el precio de venta a **US\$ 7800.**

6.2 FLUJO DE CAJA DEL PROYECTO (PRIMEROS 5 AÑOS)

Por razones prácticas asumiremos que las ganancias equivalentes al 10% del costo de producción unitario cubrirán los gastos operacionales y financieros, por lo que el 20% restante será la utilidad neta unitaria y será utilizada para calcular el flujo de caja del proyecto. Entonces los ingresos anuales estarán conformados por la diferencia entre las ventas totales (Precio de venta del producto multiplicado por el número de unidades anuales vendidas) y los costos y gastos totales en ese periodo (1.10 veces los costos totales de producción).

Tabla 6.4 Flujo de caja (5 primeros años)

PERIODO	AÑO 0	AÑO 1	AÑO 2	AÑO 3	AÑO 4	AÑO 5
Flujo	Inversión inicial	-11 564	2 718	2 718	16 999	16 999

6.3 CALCULO DE LA INVERSION INICIAL

La inversión inicial involucra todos los trámites requeridos para la creación de una MYPE. Además será necesario el registro del diseño realizado como un modelo de utilidad ante INDECOPI. En esta sección se considera además el costo total del diseño, esto es el sueldo promedio del tesista durante todo el periodo de elaboración de la tesis.

Tabla 6.5 Inversión inicial del proyecto

INVERSION	MONTO (S/.)
Creación de la empresa	500
Registro del modelo de utilidad a INDECOPI	3850
Costo de diseño	6300
Equipos y herramientas	1500
TOTAL INVERSION INICIAL	12150

6.4 CALCULO DEL VAN, TIR Y EL PERIODO DE RECUPERACION

Se considera la tasa de oportunidad (T.O.) del 11%

Tabla 6.6 Cálculo del VAN, TIR y periodo de recuperación

AÑO	UND. VEND.	INGRE.	EGRE.	FLUJO NETO	FLUJO NETO A VALOR ACTUAL	ACUMULADO CON T.O.
0			-12 150	-12 150	-12 150	
1	2	-11 564		-11 564	-10 418	-22 568
2	3	2 718		2 718	2 206	-20 363
3	3	2 718		2 718	1 987	-18 376
4	4	16 999		16 999	11 198	-7 177
5	4	16 999		16 999	10 088	2 911

VAN=	2 911 Soles
TIR=	15%

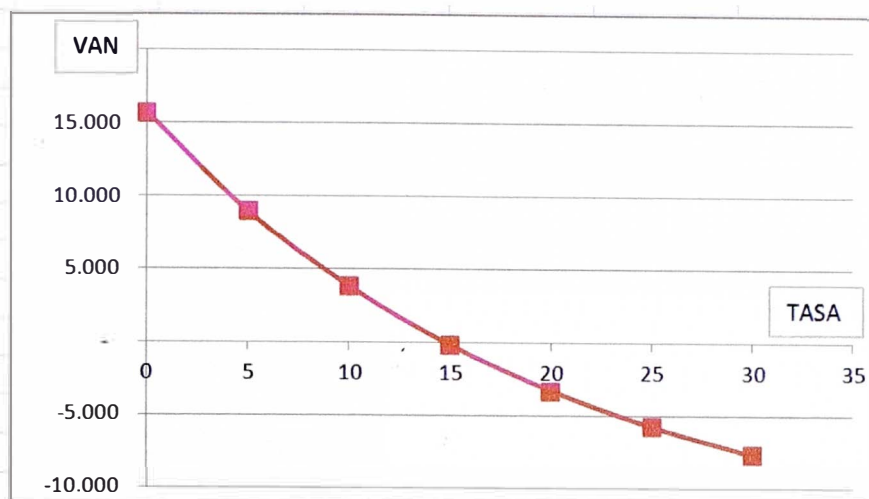


Fig. 6.1 Grafica VAN vs Tasa de oportunidad

Se puede ver que:

$VAN > 0$, $TIR > \text{tasa de oportunidad}$

El proyecto es viable con las condiciones consideradas. De la tabla anterior se puede ver que el periodo de recuperación es de 4,7 años. Esto está muy estrechamente ligado a la cantidad de unidades vendidas, para lograr un menor periodo de recuperación se prevé aumentar las ventas incursionando primero solo al mercado de lima, luego al de provincias. Además, posteriormente es posible evaluar la viabilidad de la apertura de un área de servicio de mantenimiento a las unidades vendidas.

6.5 ANALISIS DE SENSIBILIDAD DEL PROYECTO

El análisis de sensibilidad del proyecto se realizará haciendo fluctuar los valores de las principales variables del proyecto hasta que el valor del VAN sea

negativo. Las variables consideradas serán el precio de venta, el costo de oportunidad, los costos variables, los costos fijos mensuales, las unidades vendidas y el monto de la inversión inicial.

Entonces, el VAN del proyecto se hará negativo cuando:

Tabla 6.7 Análisis de sensibilidad

VARIABLES CONSIDERADAS	SENSIBILIDAD
Precios estimados	Disminuye 1,0%
Costo de oportunidad	Aumenta 36,3%
Costo variable unitario	Aumenta 2,5%
Costo fijo mensual	Aumenta 2%
Unidades vendidas	disminuye 6%
Inversiones	Aumenta 24%

Del cuadro anterior podemos concluir que el precio de venta del producto y la cantidad de unidades vendidas son las variables críticas del proyecto, debido a que a bajas fluctuaciones de esas variables hacen que el VAN se haga negativo.

CONCLUSIONES

- 1 Se ha cumplido el objetivo de la presente tesis que consiste en diseñar una maquina de abrasión del tipo tambor rotativo que es económica y está acorde a las normas técnicas internacionales.
- 2 Los aportes de la presente tesis consisten en el desarrollo de una metodología de diseño innovador orientada a equipos mecánicos, y la obtención de un producto final sencillo y accesible para el ensayo de elastómeros en laboratorio.
- 3 La falta del desarrollo tecnológico del país, la falta de implementación de procesos de fabricación modernos y económicos, y la poca disponibilidad de materiales de última generación dificultan el diseño de nuevas maquinas tornándose el proceso en un círculo vicioso. Si se quiere producir una maquina nacional de alto acabado o alta precisión, se requiere de materiales, procesos y bienes de capital modernos para poder fabricarlos a la tecnología deseada. Sin embargo muchos de estos requerimientos no es posible encontrarlos en el mercado nacional lo que obliga a importarlos volviéndonos dependientes de la tecnología de los países desarrollados.

- 4 La industria de los elastómeros en el Perú es aún incipiente y la producción orientada al consumo interno es de baja calidad, por lo que es necesario mejorar los estándares de fabricación de estos materiales.
- 5 La máquina de abrasión diseñada en la presente tesis tiene un precio de venta en el mercado de US\$7800 que es hasta 40% menor al precio de venta de maquinas americanas. Sin embargo, una maquina fabricada en nuestro país tendrá la mitad de tiempo de entrega (15 días) y mejor mantenibilidad por estar fabricada de materiales y procesos comunes en nuestro medio. Además no se requiere personal logístico ni costos adicionales por trámites arancelarios de importación.

RECOMENDACIONES

1. Para la operación de la máquina se recomienda que el operario este instruido adecuadamente. Es necesario tener el manual de mantenimiento al alcance. Además debe conocer los procedimientos estandarizados para obtener resultados acorde a norma. La máquina debe ser calibrada de acuerdo a los requerimientos del ente certificador INDECOPI.
2. Para la fabricación del prototipo de la máquina y la realización de las pruebas de funcionamiento, se recomienda solo fabricar la bancada y los mecanismos además de comprar sus accesorios y fijaciones. Esto sin la necesidad de fabricar las cubiertas y accesorios adicionales.
3. Se puede mejorar la rentabilidad del proyecto asociándose con una empresa metalmecánica para la fabricación de la maquina diseñada. La empresa metalmecánica deberá ampliar su giro a la fabricación y comercialización de nuestra maquina. Con esto se reducirá cuantiosamente los costos fijos ya que estos se distribuirán con los otros servicios que realice el taller y se reducirán los costos indirectos referidos al mecanizado de las piezas.

BIBLIOGRAFIA

1. J. Christopher Jones, Métodos de Diseño, Editorial Gustavo Gili S.A, 2da edición, 1978, Barcelona-España.
2. E.V. Krick, Introducción a la Ingeniería y al Diseño en la Ingeniería, Editorial Limusa, 1986, México.
3. Richard G. Budynas y J. Keith Nisbett, Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley, Editorial MacGraw-Hill, 8va edición, 2008, México.
4. Heinrich Gerling, Alrededor de las máquina herramientas, Editorial Reverté S.A., 5ta edición, 2013, España.
5. Fortunato Alva Dávila, Diseño de elementos de maquinas I, Editorial Grupo Universitario, 1era edición, 2002, Lima-Perú
6. Fortunato Alva Dávila, Diseño de elementos de maquinas II, Editorial Pool producciones SRL, 1era edición, 2005, Lima-Perú
7. Mikell P. Groover, Fundamentos de manufactura moderna, Editorial MacGraw-Hill, 3ra edición, 2007, México.

8. Nicolás Larburu Arrizabalaga, Máquinas Prontuario, Editorial Paraninfo, 9na edición, 1997, España.
9. Beer-Johnston-DeWolf-Mazurek, Mecánica de Materiales, Editorial McGraw-Hill, 5ta edición, 2010, México.
10. Rimbaud-Layes-Moulin, Fresado, Editorial Edicial Técnica, 1era edición, 1993, Argentina.
11. TECSUP, Variadores de velocidad de motores, Programa de capacitación continua, 2011, Lima-Perú.
12. Norma técnica NTP300.021 Caucho vulcanizado. Determinación de la resistencia a la abrasión-2011
13. Norma técnica UNE 53-527-91, Elastómeros-Determinación de la resistencia a la abrasión por el método del cilindro giratorio con tela abrasiva.
14. Norma técnica ASTM D5963, Standard test method for rubber property- Abrasion resistance (Rotary drum abrader).

INFORMACION EXTRAIDA DE INTERNET

1. Abrasion of selected Rubber compounds with a Din Abrader, Korea Polymer Journal, 1999. (<http://asiatec2013.spekorea.org/PDF/KPJ/KP07/KP07-2-0116.pdf>)

2. Tyre-road friction modeling, R. Van Der Steen, Eindhoven-Netherlands, 2007. (<http://www.mate.tue.nl/mate/pdfs/8147.pdf>)
3. Investigating the mechanics of elastomer abrasion, Hancheng Liang, London-UK, 2007.

(<https://www.sems.qmul.ac.uk/research/honours/doc.php?id=246>).
4. Friction-induced Vibration in Lead Screw Systems, Orang Vahid Araghi, Waterloo-Canada, 2009.

(https://uwspace.uwaterloo.ca/bitstream/.../PhD_Thesis_Orang_Vahid.pdf)
5. Which screw? Picking the right technology, Tolomatic.

(http://www.tolomatic.com/library/resource_detail.cfm?resource_id=727)
6. Why Lead screws are the best fit for many linear motion applications and how to rightly apply them, Thomson.

(http://www.thomsonlinear.com/downloads/articles/Why_Lead_Screws_Best_Fit_Linear_Motion_Applications_tae.pdf)
7. Advanced Rubber testing technologies, Qualitest, 2014.

(<http://www.worldoftest.com/pdf/rubber.pdf>)
8. Estudio, análisis y clasificación de los elastómeros termoplásticos, 3Ciencias, 2012.

(<http://www.3ciencias.com/wp-content/uploads/2012/08/2.clasificacion-elastomeros.pdf>)
9. Dureza de plásticos y gomas, KANSERT SL

(<http://www.kansert.es/Shore.swf>)

10. Elastomer engineering guide, James Waker.
(https://www.jameswalker.biz/de/pdf_docs/148-elastomer-engineering-guide)
11. Diseño para la fabricación y ensamble, Fundación Prodintec, Asturias-España.
http://www.prodintec.es/catalogo/ficheros/aplicaciones/fichero_15_4333.pdf
12. The Rubber economist Ltd.
http://www.therubbereconomist.com/The_Rubber_Economist/Home.html
13. Buscador de laboratorios certificados por el INDECOPI:
(<http://sistemas.indecopi.gob.pe/crtacre/>)
14. El acero inoxidable en contacto con otros metales – Euroinox.
(http://www.euro-inox.org/pdf/map/Contact_with_Other_SP.pdf).
15. Catálogo Taber Industries.
(www.neurtek.com/documentacion/protegido.php?Codigo=es11)
16. Catálogo de husillos trapezoidales – Technopower.
(http://www.mecapedia.uji.es/catalogos/tornillo_de_potencia/tecnopower.1.pdf)
17. Catalogo línea Sew Eurodrive - Motorreductores y variadores.
(<https://www.drivegate.biz/es/>)
18. Catalogo productos SKF. (<http://www.skf.com/es/products/index.html>)
19. Catalogo perfiles de aluminios SanMetal S.A.
(<http://www.sanmetal.es/docs/1246450322.pdf>)

PLANOS

Nº DE PLANO	NOMBRE DE PLANO	FORMATO
ME-MA-E-01	Máquina ensayo de abrasión	A0
ME-MA-E-02	Sub-ensamble portaprobetas	A3
ME-MA-E-03	Sub-ensamble tensor de faja	A4
ME-MA-D-01	Rueda dentada	A4
ME-MA-D-02	Portaprobetas	A4
ME-MA-D-03	Brazo batiente	A4
ME-MA-D-04	Tapa portaprobetas	A4
ME-MA-D-05	Regulador saliente probeta	A4
ME-MA-D-06	Pesa	A4
ME-MA-D-07	Tuerca portaprobetas	A4
ME-MA-D-08	Separador	A4
ME-MA-D-09	Protector	A4
ME-MA-D-10	Cubierta lateral izquierda	A4
ME-MA-D-11	Cubierta lateral derecha	A4
ME-MA-D-12	Cubierta superior	A4
ME-MA-D-13	Bancada	A2

N° DE PLANO	NOMBRE DE PLANO	FORMATO
ME-MA-D-14	Bandeja de residuos	A4
ME-MA-D-15	Husillo	A4
ME-MA-D-16	Guía portaprobetas	A4
ME-MA-D-17	Varilla guía	A4
ME-MA-D-18	Pin de varilla guía	A4
ME-MA-D-19	Sujetador de brazo batiente	A4
ME-MA-D-20	Arandela antifricción	A4
ME-MA-D-21	Tapa rodamiento husillo	A4
ME-MA-D-22	Tambor	A4
ME-MA-D-23	Cremallera	A4
ME-MA-D-24	Base de tensor	A4
ME-MA-D-25	Anillo exterior de tensor	A4
ME-MA-D-26	Arriostre de bancada	A4

APENDICE A

Imprime y edita: Asociación Española de Normalización y Certificación (AENOR) - Fernández de la Hoz, 52 - 28010 Madrid - Teléfono 4 10 49 61 - Reproducción prohibida

NORMA ESPAÑOLA	ELASTÓMEROS DETERMINACIÓN DE LA RESISTENCIA A LA ABRASIÓN POR EL MÉTODO DEL CILINDRO GIRATORIO CON TELA ABRASIVA	UNE 53-527-91
---------------------------	--	--------------------------

"Copyright documento autorizado"
Realizado por INDECOPI
con autorización de AENOR
Queda Prohibida su Reproducción.

1 OBJETO Y CAMPO DE APLICACIÓN

Esta norma especifica el método de determinación de la resistencia a la abrasión de los elastómeros, utilizando el abrasímetro de cilindro giratorio con tela abrasiva.

No existe una relación exacta entre los resultados obtenidos en este ensayo de abrasión y el comportamiento de los elastómeros en la práctica.

2 NORMAS PARA CONSULTA

UNE 53-509 - *Elastómeros. Temperatura, humedades y duraciones normalizadas para el acondicionamiento y ensayos.*

UNE 53-521 - *Elastómeros. Determinación de la plasticidad de los cauchos y de sus mezclas no vulcanizadas.*

UNE 53-522 - *Elastómeros. Preparación de muestras para ensayos físicos en artículos de goma.*

UNE 53-526 - *Determinación de la densidad y del peso específico del caucho vulcanizado.*

UNE 53-607 - *Elastómeros. Guía para el almacenamiento de artículos de caucho vulcanizado.*

3 FUNDAMENTO DEL MÉTODO

El método consiste en determinar la pérdida de volumen de una probeta cilíndrica de elastómero, sometida a una acción abrasiva por frotamiento sobre una tela abrasiva contrastada, bajo una presión de contacto prefijada y sobre una superficie determinada.

La abrasión se produce sobre una de las superficies planas de la probeta cilíndrica, estando la tela abrasiva fijada sobre la superficie de un cilindro giratorio, sobre el que se apoya la probeta, que se desplaza a lo largo de dicho cilindro.

Se determina la pérdida de masa de la probeta y se calcula la pérdida de volumen, conocida la densidad del material.

Teniendo en cuenta que factores tales como la calidad de las partículas abrasivas y del adhesivo utilizado en la fabricación de la tela, así como la contaminación y el desgaste ocasionado con ensayos anteriores, pueden conducir a variaciones en los valores absolutos de la pérdida por abrasión, los ensayos son comparativos, y es conveniente utilizar elastómeros de referencia (patrones) para que los resultados puedan ser expresados, bien como la pérdida relativa de volumen (véase apartado 4.2), o por el índice de resistencia a la abrasión (véase 4.3).

Continúa en páginas 2 a 13

Secretaría del CTN ANAIP Y COFACO	Esta norma anula y sustituye a la norma EXPERIMENTAL UNE 53-527 de fecha Septiembre de 1980 Las observaciones relativas a la presente norma deben ser dirigidas a AENOR - Fernández de la Hoz, 52 - 28010 Madrid	Equivalente a: ISO 4649:1985
--	---	---------------------------------

UNE 53-527-91

Rubber. Determination of abasion resistance using a rotating cylindrical drum device.

© AENOR 1991

Caoutchouc. Determination de la resistance a l'abrasion a l'aide d'un dispositif a tambour tournant.

Depósito legal: M 4792-91

Grupo 7

AENOR AUTORIZA EL USO DE ESTE DOCUMENTO A INDECOPI PARA VENTA A CLIENTES

La iniciación del contacto entre la probeta y la tela abrasiva y la retirada de la probeta una vez efectuado un recorrido de 40 m sobre la tela abrasiva (equivalente a 84 revoluciones) deben ser totalmente automáticos. En algunos casos especiales de muy elevada pérdida de volumen de la probeta, se puede efectuar un recorrido de sólo 20 m (equivalente a 42 revoluciones). Cuando el recorrido es de 20 m, se debe conectar al cilindro un cuentarrevoluciones o un dispositivo de paro automático.

Para proteger la tela abrasiva de cualquier desperfecto que pudiera ocasionarle el porta-probetas, es recomendable disponer de un sistema para desconectar el aparato justo antes de que el borde inferior del porta-probetas toque la tela abrasiva.

5.2 Tela abrasiva

Debe usarse una tela abrasiva de corindón con un grano de tamaño 60, de al menos 400 mm de anchura, 473 mm de longitud y espesor medio de 1 mm.

En un ensayo en que se utilice la probeta descrita en el anexo B, capítulo B1, sin giro del porta-probetas, la tela abrasiva debe causar una pérdida de masa entre 180 mg y 220 mg para un recorrido de 40 m.

Cuando se use por vez primera una tela abrasiva, hay que procurar que en todos los ensayos vaya en la misma dirección, y por lo tanto es necesario indicar el sentido en que va a girar. En el anexo A se da información sobre las telas apropiadas.

5.3 Troquel giratorio (véase figura 2)

Para la preparación de la probeta puede ser necesario un troquel giratorio, que debe tener la forma y dimensiones que se indican en la figura 2. La frecuencia de rotación del troquel debe ser de al menos $1\ 000\ \text{min}^{-1}$ para la mayoría de los elastómeros e incluso superior para elastómeros con durezas inferiores a 50 IRHD.

5.4 Balanza

Balanza capaz de determinar la pérdida de masa con una precisión de 1 mg.

5.5 Elastómeros de referencia

Las especificaciones concernientes a los elastómeros de referencia se indican detalladamente en el anexo B.

6 PROBETA

6.1 Forma y preparación

Las probetas deben tener forma cilíndrica, con $16 \pm 0,2$ mm de diámetro y como mínimo 6 mm de altura.

De ordinario las probetas se preparan por corte con el troquel giratorio (véase apartado 5.3). Durante la operación de corte, el borde cortante debe ser lubricado con agua, a la que se le ha añadido un agente humectante. No está permitido troquelar las probetas por golpe o presión.

También se pueden preparar las probetas por vulcanización en un molde.

Si no se dispone de ninguna probeta con el espesor mínimo requerido, se puede conseguir el espesor necesario pegando la placa de elastómero a ensayar sobre una base de dureza no inferior a 80 IRHD. El espesor de la placa de elastómero a ensayar no debe ser inferior a 2 mm.

6.2 Número de determinaciones

Se deben efectuar tres determinaciones, lo que de ordinario requiere tres probetas, pero se puede utilizar una misma probeta en las tres determinaciones cuando la pérdida de masa en cada una de ellas es muy baja.

6.3 Intervalo de tiempo entre la vulcanización y el ensayo

Debe estar en conformidad con la norma UNE 53-509.

6.4 Acondicionamiento

Las probetas se deben acondicionar a temperatura normalizada de laboratorio (véase la norma UNE 53-509) por un período mínimo de 16 h antes de realizar el ensayo.

NOTA – Para algunos elastómeros sensibles a la humedad, se debe controlar también ésta.

7 TEMPERATURA DE ENSAYO

El ensayo se debe realizar a la temperatura normalizada de laboratorio (véase la norma UNE 53-509).

Durante el ensayo puede producirse un aumento considerable de la temperatura en la zona de fricción, lo que puede conducir a aumentos de temperatura en la probeta. Estos aumentos de temperatura, no se tienen en cuenta para los fines de esta norma, debiendo considerarse como temperatura de ensayo la temperatura ambiente y la de la probeta al comienzo del ensayo.

Cuando se repitan los ensayos con una misma probeta, éstos deben espaciarse entre sí, de forma que la probeta retorne a la temperatura inicial del laboratorio.

8 PROCEDIMIENTO OPERATORIO

8.1 Procedimiento general de ensayo

Antes de cada ensayo, cualquier residuo de elastómero que haya quedado sobre la tela abrasiva se debe eliminar por medio de un cepillo o brocha, o con aire comprimido exento de agua y aceite. En algunos casos, el ensayo preliminar con el elastómero patrón puede servir para limpiar la tela abrasiva.

El ensayo puede efectuarse con portaprobetas giratorio o fijo. Para el método A (véase apartado 9.1) debe utilizarse la probeta fija. En el método B (véase 9.2) es preferible usar la probeta giratoria, pero puede también usarse la fija.

En el informe se debe indicar qué tipo de porta-probetas se ha usado, puesto que puede haber diferencias en los resultados obtenidos por ambos procedimientos. Para medidas comparativas, deben usarse las mismas condiciones.

Se pesa la probeta con una precisión de 1 mg y se coloca en el porta-probetas de tal forma que sobresalga $2,0 \pm 0,1$ mm.

Se somete la probeta a una fuerza vertical de $10 \pm 0,2$ N. Si para algunos casos especiales la fuerza vertical tiene que reducirse a $5 \pm 0,1$ N, se debe especificar en el informe del ensayo, puesto que éste es menos severo.

El brazo basculante con el porta-probetas se lleva a la posición de comienzo del ensayo y se pone en movimiento el cilindro. Se comprueba la ausencia de vibraciones en el porta-probetas, ya que si hay vibraciones anormales los resultados no son significativos. El ensayo se para automáticamente después de un recorrido de abrasión de 40 m. Cuando se producen pérdidas de masa relativamente grandes (generalmente más de 400 mg en 40 m), se puede parar el ensayo después de un recorrido de 20 m, se ajusta de nuevo a $2,0 \pm 0,2$ mm la parte sobresaliente de la probeta y se reanuda el ensayo hasta su terminación. La altura de la probeta no debe ser inferior a 5 mm en ningún momento. Si la pérdida de masa es superior a 600 mg en 40 m, el ensayo se debe llevar a cabo sólo hasta la mitad del recorrido (es decir, 20 m), haciéndolo constar así en el informe. En tal caso los resultados han de multiplicarse por dos, al objeto de que la pérdida de masa se refiera siempre a 40 m de recorrido.

Después del ensayo se pesa la probeta con una precisión de 1 mg. A veces, antes de la pesada hay que arrancar una delgada película que queda colgando del borde posterior de la probeta, esto ocurre sobre todo cuando se ha utilizado un porta-probetas fijo.

Con cada elastómero a ensayar se deben efectuar tres determinaciones. Normalmente se efectúa una sola determinación por probeta, pero si la pérdida de masa es relativamente pequeña, se pueden efectuar hasta tres determinaciones con la misma probeta. En tal caso, entre cada ensayo sucesivo se debe dejar transcurrir un tiempo suficiente para que la temperatura de la probeta vuelva a igualar la temperatura normalizada de laboratorio. En el caso de utilizar portaprobetas no giratorio, se debe tener cuidado de colocarlas siempre en la misma posición en el porta-probetas. Si se va a ensayar una serie de elastómeros, las tres determinaciones con cada uno de ellos se deben efectuar consecutivamente.

8.2 Densidad

Se determina la densidad del material a ensayar según la norma UNE 53-526.

8.3 Comparación con los elastómeros de referencia

En esta norma, los elastómeros a ensayar se comparan con elastómeros de referencia.

En el anexo B se especifican dos elastómeros que se deben utilizar con los dos métodos de expresión de resultados (véase apartado 9). El especificado en el capítulo B1 está previsto para el método A, donde la resistencia a la abrasión va expresada por la pérdida relativa de volumen (véase 9.1). El especificado en el capítulo B2 está previsto para el método B, donde la resistencia a la abrasión va expresada como índice de resistencia a la abrasión, IRA (véase 9.2).

La pérdida de masa de un elastómero de referencia debe ser determinada ensayando un mínimo de tres probetas, antes y después de cada serie de ensayos, siguiendo el método operativo descrito en el apartado 8.1. En cada serie de ensayos debe haber como máximo tres elastómeros a ensayar.

NOTA - Cuando se ha efectuado un ensayo de resistencia a la abrasión con probetas que tienen un contenido de plastificantes muy alto, los procedimientos indicados para la limpieza de la tela abrasiva pueden ser ineficaces, y por lo tanto puede ser conveniente y hasta necesario efectuar una pasada completa por la tela abrasiva de una probeta de goma sin plastificantes, con cargas no reforzantes y de una resistencia a la abrasión muy baja, que actúa como absorbente del plastificante depositado en el aparato por la probeta ensayada anteriormente.

9 EXPRESIÓN DE LOS RESULTADOS

Los resultados pueden expresarse bien como pérdida relativa de volumen (método A) o como índice de resistencia a la abrasión (método B).

Se calcula el valor medio de pérdida de masa del elastómero de ensayo, m , y del elastómero de referencia, m_s , a partir de 3 y 6 determinaciones diferentes, respectivamente.

Se calcula la pérdida de volumen del elastómero a ensayar, V_t , y del elastómero de referencia V_s , (método B solamente) a partir de las pérdidas de masa y de las densidades, respectivamente.

9.1 Método A - Pérdida relativa de volumen

En este método, se utiliza el elastómero de referencia especificado en el anexo B, capítulo B1. Debe utilizarse la probeta fija, tanto para el caucho de ensayo como para el elastómero de referencia. La pérdida de masa del elastómero de referencia, medida utilizando una probeta no rotatoria, debe estar comprendida entre 180 mg y 220 mg.

La pérdida de volumen relativo (véase apartado 3.2) se da por la siguiente expresión:

$$V = V_t \times \frac{200}{m_s}$$

donde

V_t es la pérdida de volumen del elastómero a ensayar, en mm^3 , y m_s es la pérdida de masa, en mg, del elastómero de referencia (capítulo B1) utilizando la probeta fija.

NOTA - Se utiliza la probeta fija por la considerable experiencia adquirida anteriormente con este método utilizando dicha probeta.

9.2 Método B - Índice de resistencia a la abrasión, IRA

En este método se usa el elastómero de referencia indicado en el capítulo B2 del anexo B. Debe usarse el mismo tipo de probeta (giratoria o fija) para el elastómero a ensayar y para el elastómero de referencia.

El índice de resistencia a la abrasión (véase 4.3) se da por la expresión:

$$\text{IRA} = \frac{V_s}{V_t} \times 100$$

donde

V_s es la pérdida de volumen del elastómero de referencia, en mm^3 (capítulo B2);

V_t es la pérdida de volumen, en mm^3 , del caucho ensayado.

NOTA - Para este ensayo es preferible utilizar la probeta giratoria, pues la abrasión es más uniforme sobre la totalidad de la superficie en contacto con la tela abrasiva.

10 EXPRESIÓN DE LOS RESULTADOS

El Informe debe incluir los puntos siguientes:

- a) Descripción de la muestra
 - 1) descripción completa y origen;
 - 2) composición, tiempo de vulcanización y temperatura, si se conoce;
 - 3) método de preparación de la probeta a partir de la muestra, si ha sido cortada o moldeada.
- b) Método de ensayo. Referencia a esta norma.
- c) Descripción o detalles del ensayo
 - 1) temperatura de laboratorio usada;
 - 2) si se ha empleado probeta giratoria o fija;
 - 3) tipo de elastómero de referencia usado;
 - 4) especificar cualquier desviación del ensayo, especialmente si se ha usado la mitad de la distancia de abrasión o si se ha empleado la mitad de la fuerza utilizada.
- d) Resultados del ensayo
 - 1) bien la pérdida relativa de volumen o el índice de resistencia a la abrasión;
 - 2) desviación típica del resultado del ensayo;
 - 3) densidad.
- e) Fecha del ensayo.

11 CORRESPONDENCIA CON OTRAS NORMAS

Esta norma es equivalente a la norma ISO 4649:1985.

ANEXO A

NOTAS REFERENTES A LA TELA ABRASIVA

(Este anexo forma parte integrante de la norma)

Esta tela debe constar de partículas de corindon de grano 60, es decir, que pasen por un tamiz de 212 μm (malla 60), adheridas a la tela con una resina fenólica.

La tela abrasiva así fabricada provoca una pérdida por abrasión de más de 300 mg cuando se ensaya el elastómero de referencia especificado en el anexo B, capítulo B1, utilizando una probeta fija.

Es necesario efectuar uno o dos ensayos con una probeta de acero para reducir la pérdida por abrasión a alrededor de 210 mg a 220 mg. La experiencia ha demostrado que con este tipo de tela abrasiva puede llevarse a cabo un mínimo de varios centenares de ensayos.

NOTA – Detalles para obtener la tela abrasiva se dan a título informativo en el anexo C.

ANEXO B (Normativo)
ELASTÓMEROS DE REFERENCIA

B0 Introducción

El empleo de un elastómero de referencia tiene como fin minimizar las diferencias de resistencia a la abrasión encontradas entre distintos laboratorios y entre aparatos que funcionan en condiciones, en principio, idénticas.

La composición y los métodos de fabricación descritos aquí no se dan más que a título informativo. Pueden usarse otras fórmulas, siempre que cumplan las condiciones dadas en los apartados B1.4 y B2.4. El elastómero de referencia descrito en el apartado B1, debe ser utilizado para el calibrado de la tela abrasiva (véase apartado 5.2) y para determinar la pérdida relativa de volumen (véase 9.1). El elastómero de referencia descrito en el apartado B2 debe ser utilizado para determinar el índice de resistencia a la abrasión (véase 9.2).

B1 Elastómero de referencia para la determinación de la pérdida relativa de volumen

B1.1 Fórmula del elastómero de referencia

Ingredientes	Partes en peso
Caucho natural (SMR 5)	100,0
Disulfuro de dibenzotiacilo	1,2
N-isopropil-N'-fenil-p-fenilendiamina	1,0
Óxido de cinc	50,0
Negro de carbono (N 330-HAF)	36,0
Azufre	2,5
TOTAL	190,7

B.1.2 Procedimiento de mezclado

Se recomienda el siguiente método operativo:

Se mastica el caucho natural hasta una viscosidad Mooney ML (1 + 4) a 100 °C, de 80 ± 5, utilizando un mezclador abierto que cumpla la especificación de la norma UNE 53-522. Se prepara a continuación la mezcla en mezclador interno. Se enfría el mezclador interno de manera que la temperatura se mantenga a 50 ± 5 °C.

	Tiempo en minutos
Añadir el caucho	0
Añadir el acelerante, el antioxidante, y el óxido de cinc	5
Añadir el negro de carbono y el azufre	8
Descarga	30

Se lleva la mezcla a un mezclador abierto y se lamina a 10 mm de espesor. Se comprueba el peso de la mezcla.

NOTA - Pueden usarse otros métodos operativos, a condición de que la calidad del elastómero de referencia preparado cumpla las exigencias del apartado B1.4.

B1.3 Vulcanización

Se calienta el molde a la temperatura de vulcanización y se coloca un pedazo de mezcla sin vulcanizar, que haya sido precalentada durante 20 min a 70 °C. Se recomienda un exceso de alrededor del 10%. Se vulcaniza en prensa cerrada a 150 °C ± 2 °C durante 30 min ± 1 min, utilizando una presión de moldeo de 3,5 MPa.

Con planchas de unas medidas aproximadas de 180 mm x 120 mm x 8 mm se deben obtener aproximadamente 65 probetas.

B1.4 Calidad

Cada mezcla de elastómero de referencia debe ser comparada con una "plancha de referencia".

NOTA 1 - Información sobre la plancha de referencia, se da a título informativo en el anexo C.

Se examina la calidad del elastómero de referencia determinando la resistencia a la abrasión de una probeta tomada de un borde de la plancha, efectuando la medición con una probeta fija, como se describe en esta norma, y comparando a continuación esta pérdida de masa con la pérdida de masa media de la "plancha de referencia", en una serie de ensayos consecutivos. Las diferencias entre las pérdidas de masa no deben sobrepasar 8 mg.

Una plancha de elastómero de referencia debe ser considerada como "plancha de referencia", si las pérdidas de masa, medidas en 6 puntos diferentes, (4 en los bordes y 2 en el centro) no difieren en más de 10 mg y si el valor medio no difiere más de 5 mg del valor de la media de 6 valores, obtenidos sobre otra "plancha de referencia".

NOTA 2 - Está permitido efectuar tres ensayos sobre la misma probeta.

B2 Elastómero de referencia para la determinación del índice de resistencia a la abrasión, IRA

B2.1 Formulación

Ingredientes	Partes por peso
Caucho natural (SMR 5)	100,0
Ácido esteárico	2,0
Óxido de cinc	5,0
Negro de carbono (N 330-HAF)	50,0
N-isopropil-N'-fenil-p-fenilendiamina	1,0
Ciclohexil-benzotiacil-sulfenamida	0,5
Azufre	2,5
	<hr/>
	161,0

En caso de litigio se recomienda utilizar el negro de carbono de referencia para la industria (IRB), pero este negro puede dar resultados ligeramente diferentes.

B2.2 Mezclado y vulcanización

Los aparatos o equipos y el procedimiento operativo utilizados para la preparación, el mezclado y la vulcanización deben estar en concordancia con las especificaciones correspondientes a la norma UNE 53-522.

Puede utilizarse un mezclador interno, en vez del mezclador abierto especificado en la norma UNE 53-522.

Las planchas deben ser vulcanizadas a 140 °C durante 60 min.

B2.3 Almacenamiento

Las planchas deben almacenarse en lugar fresco y oscuro y envolverse en materiales que las protejan del ataque del ozono (por ejemplo filme de polietileno).

B2.4 Calidad

Las pérdidas de masa entre los dos lotes de elastómero de referencia determinadas conforme al capítulo 9, deben tener como máximo una diferencia del 10%.

NOTA – Se ha observado que el elastómero de referencia da una pérdida a la abrasión de alrededor de 150 mg cuando se ensaya conforme al capítulo 8, usando una probeta giratoria.

ANEXO C (Informativo)
CENTROS SUMINISTRADORES

C1 Tela abrasiva

VEREINIGTE SCHMIRGEL-UND MACHINENFABRIKEM AG, HANNOVER-HAINHOLZ fabrica tela abrasiva bien contrastada llamada VITEX KK 23 N° 60 (KK indica Carborundo Koper; 23 indica la calidad de la cola; y N° 60 es el tamaño de grano del carborundo). De acuerdo con la especificación europea, un carborundo de tamaño de grano 60 indica que el tamaño de las partículas es tal que pasan a través del tamiz de 60 mallas por pulgada cuadrada.

La tela abrasiva se fabrica con un grado de abrasión de 240-250 mg, que es entonces pasada una o dos veces sobre una probeta de acero que deja a la tela abrasiva con un grado de 210 mg a 220 mg cuando se contrasta frente al caucho normalizado especificado en el capítulo B2 del Anexo B. Tela esmeril tratada de esta forma puede obtenerse del BUNDESANSTALT FÜR MATERIALPRUFUNG (BAM), 1 BERLIN 45, UNTEN DEN EICHEN 87, ALEMANIA OCCIDENTAL. La expresión ha demostrado que unos cuantos cientos de vueltas pueden llevarse a cabo con este tipo de papel.

NOTA - Se recomienda que esta tela sea empleada con fines comparativos si la tela abrasiva fabricada por esta compañía debe ser usada en los ensayos.

C2 Plancha de referencia

Esta plancha puede obtenerse del BUNDESANSTALT FÜR MATERIALPRUFUNG (BAM), 1 BERLIN 45, UNTEN DEN EICHEN 87, ALEMANIA OCCIDENTAL.

'Copyright documento autorizado'
 Realizado por INDECOPI
 con autorización de AENOR
 Queda Prohibida su Reproducción.

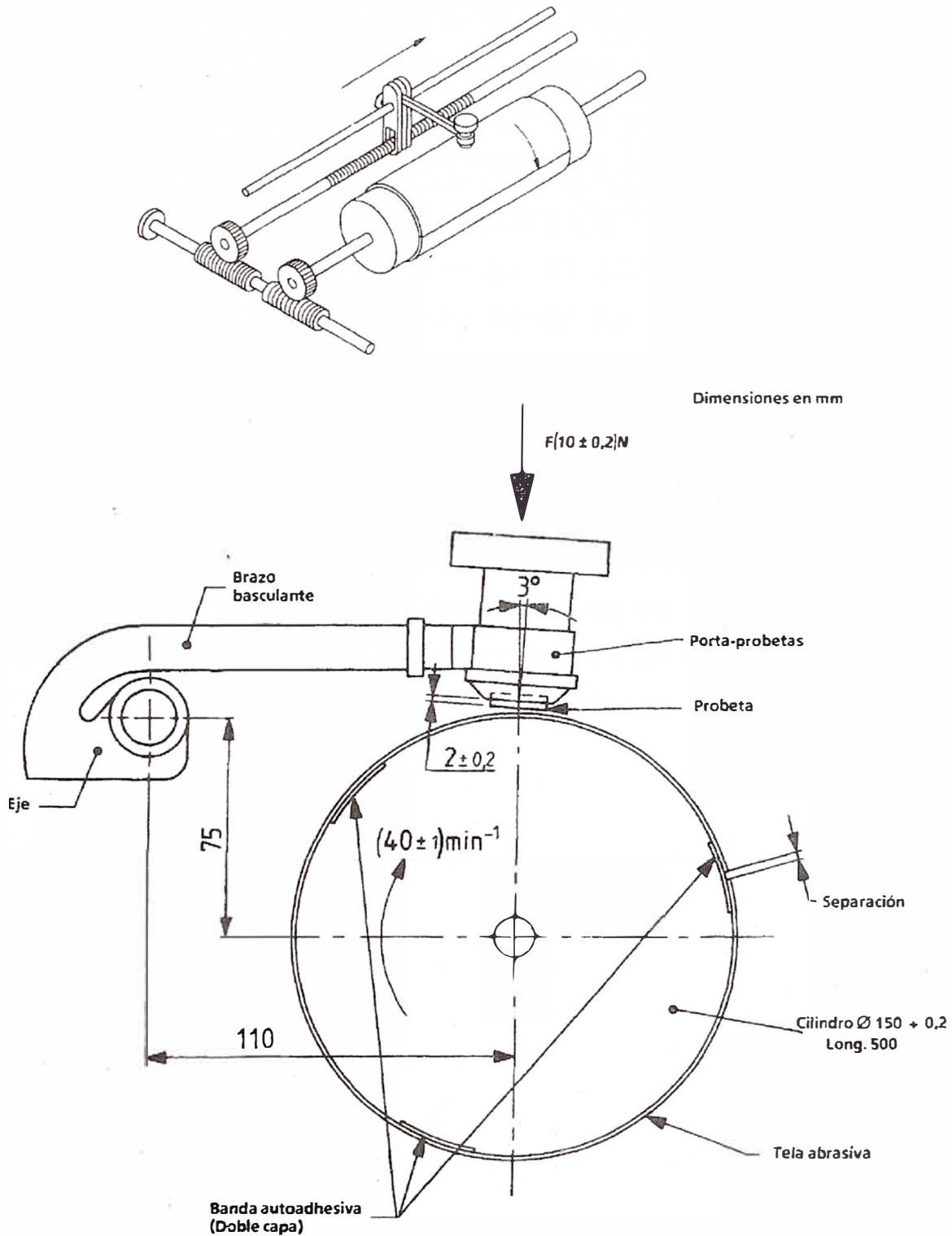


Fig. 1 - Ilustración esquemática del aparato

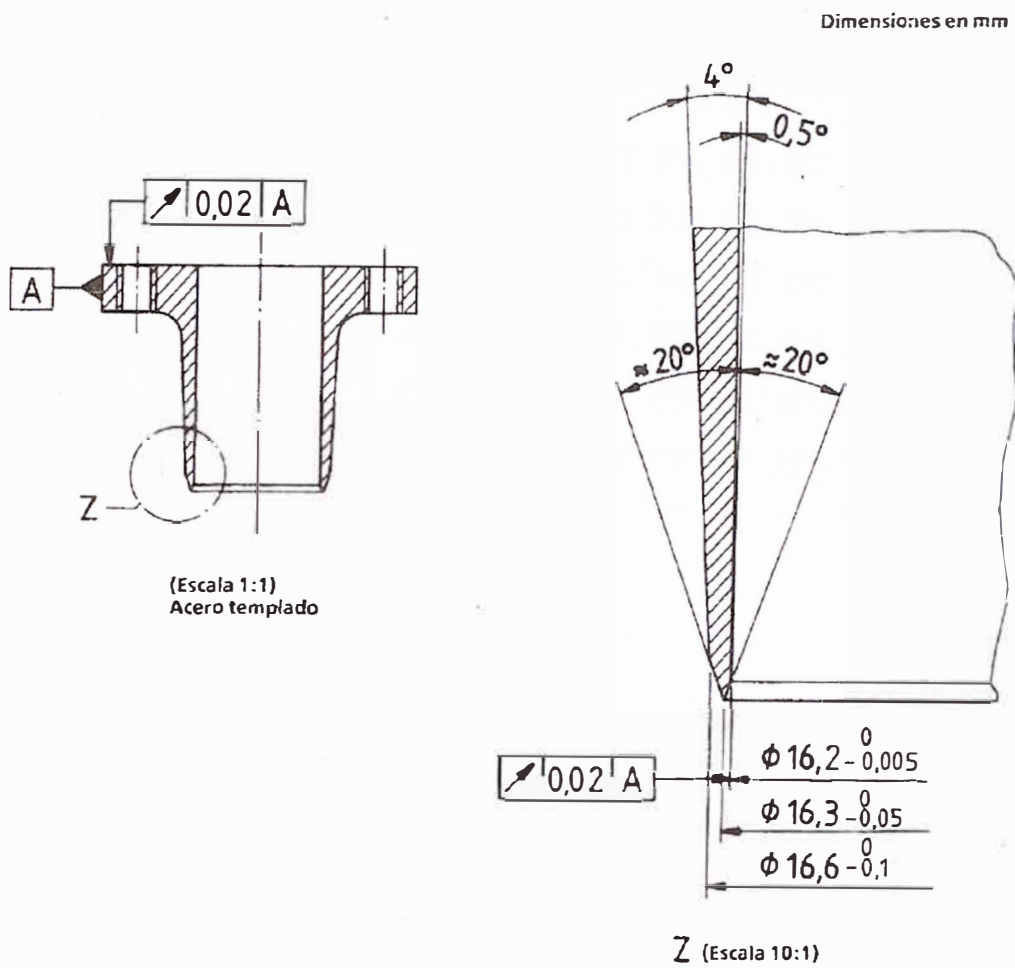


Fig. 2 - Cortaprobetas o troquel giratorio

APENDICE B



Designation: D 5963 – 04

Standard Test Method for Rubber Property—Abrasion Resistance (Rotary Drum Abrader)¹

This standard is issued under the fixed designation D 5963; the number immediately following the designation indicates the year of original adoption or, in the case of revision, the year of last revision. A number in parentheses indicates the year of last reapproval. A superscript epsilon (ϵ) indicates an editorial change since the last revision or reapproval.

1. Scope

1.1 This test method covers the measurement of abrasion resistance of rubbers (vulcanized thermoset rubbers and thermoplastic elastomers) that are subject to abrasive/frictional wear in actual service. The abrasion resistance is measured by moving a test piece across the surface of an abrasive sheet mounted to a revolving drum, and is expressed as volume loss in cubic millimetres or abrasion resistance index in percent. For volume loss, a smaller number indicates better abrasion resistance, while for the abrasion resistance index, a smaller number denotes poorer abrasion resistance.

1.2 Test results obtained by this test method shall not be assumed to represent the wear behavior of rubber products experienced in actual service.

1.3 The values stated in SI units are to be regarded as the standard. The values in parentheses are for information only.

1.4 *This standard does not purport to address all of the safety concerns, if any, associated with its use. It is the responsibility of the user of this standard to establish appropriate safety and health practices and determine the applicability of regulatory limitations prior to use.*

2. Referenced Documents

2.1 ASTM Standards:²

- D 297 Test Methods for Rubber Products—Chemical Analysis
- D 1765 Classification System for Carbon Blacks Used in Rubber Products
- D 2240 Test Method for Rubber Property—Durometer Hardness
- D 3182 Practice for Rubber—Materials, Equipment, and Procedures for Mixing Standard Compounds and Prepar-

ing Standard Vulcanized Sheets

D 4483 Practice for Evaluating Precision for Test Method Standards in the Rubber and Carbon Black Manufacturing Industries

2.2 Other Standards:

DIN 53516 Determination of Abrasion Resistance³

ISO 868 Plastics and Ebonite—Determination of Indentation Hardness by Means of a Durometer (Shore Hardness)⁴

ISO 2393 Rubber Test Mixes—Preparation, Mixing and Vulcanization—Equipment and Procedures⁴

ISO 2781 Rubber, Vulcanized—Determination of Density⁴

ISO 4649 Rubber—Determination of Abrasion Resistance Using a Rotating Cylindrical Drum Device⁴

ISO 5725 Precision of Test Methods—Determination of Repeatability and Reproducibility for a Standard Test Method by Interlaboratory Tests⁴

ISO 7619 Rubber—Determination of Indentation Hardness by Means of Pocket Hardness Meters⁴

ISO 9298 Rubber Compounding Ingredients—Zone Oxide Test Methods⁴

3. Terminology

3.1 *abrasion loss, A*, (mm^3), *n*—the volume loss of a defined rubber test piece determined by sliding the test piece under specified conditions over the surface of an abrasive sheet of “nominal abrasiveness” (S_0) mounted to a rotating drum of specified dimensions.

NOTE 1—This corresponds to the test method of DIN 53516 and to Method A (Relative volume loss) of ISO 4649:1985. The same calculation could be made for the other test methods if the proper value for the “nominal abrasiveness” (S_0) for the test method were known or assumed. (150 mg has been indicated as a possible value for Method D but its accuracy has not been established to the degree of the Method A value.)

3.1.1 *Discussion*—The designation A_A is used to indicate that the test was run in accordance with Method A.

3.2 *abrasion resistance index ARI (%)*, *n*—the ratio of the volume loss of a Standard Rubber to that of a test rubber

¹ This test method is under the jurisdiction of ASTM Committee D11 on Rubber and is the direct responsibility of Subcommittee D11.15 on Degradation Tests.

Current edition approved Dec. 1, 2004. Published January 2005. Originally approved in 1997. Last previous edition approved in 2001 as D 5963 - 97a (2001) ϵ^1 .

This test method is an adaptation of ISO Standard 4649 (1985 revision), Rubber—Determination of Abrasion Resistance Using a Rotating Cylindrical Drum Device, and is being coordinated with a current draft revision of that standard (see Appendix X1).

² For referenced ASTM standards, visit the ASTM website, www.astm.org, or contact ASTM Customer Service at service@astm.org. For *Annual Book of ASTM Standards* volume information, refer to the standard's Document Summary page on the ASTM website.

³ Available from Beuth Verlag GmbH (DIN-- DIN Deutsches Institut für Normung e.V.), Burggrafenstrasse 6, 10787, Berlin, Germany.

⁴ Available from American National Standards Institute (ANSI), 25 W. 43rd St., 4th Floor, New York, NY 10036.

expressed in percent, with the volume loss determined by sliding a defined rubber test piece under specified conditions over the surface of an abrasive sheet of known abrasiveness S (180 to 220 mg) mounted to a rotating drum of specified dimensions.

3.2.1 *Discussion*—The designations ARI_A , ARI_B , ARI_C , and ARI_D are used to indicate that the test was run in accordance with Method A, B, C, or D, respectively.

3.3 “nominal abrasiveness,” (S_0) of the abrasive sheet, (mg), n —a specified (theoretical) mass loss of 200 mg of a defined test piece of a Standard Rubber, obtained by sliding the test piece under specified conditions over the surface of the abrasive sheet mounted to a rotating drum of specified dimensions.

3.4 *abrasiveness, S of the abrasive sheet*, (mg), n —the actual mass loss, within a specified range of 180 to 220 mg, of a defined test piece of a Standard Rubber, obtained by sliding the test piece under specified conditions over the surface of the abrasive sheet mounted to a rotating drum of specified dimensions.

3.5 *Standard Rubber*—a natural rubber compound of specified composition, mixed and vulcanized under defined conditions.

3.5.1 *Discussion*—Standard Rubber # 1 is used to determine the abrasiveness (S) of the abrasive sheet and to ensure that S is within the specified range of 180 to 220 mg. The ratio of the “nominal abrasiveness” (S_0) and the actual abrasiveness (S) is used to correct the abrasion loss of a test rubber for any deviation of the abrasiveness of the abrasive sheet from the specified “nominal abrasiveness” (200 mg).

4. Summary of Test Method

4.1 This test method provides procedures for preparing cylindrical test pieces of specified dimensions from vulcanized thermoset rubbers or thermoplastic elastomers and for evaluating their abrasion resistance by sliding a test piece across the surface of an abrasive sheet attached to a rotating drum. It also describes the preparation and compliance testing of a Standard Rubber (see [Annex A1](#)).

4.2 The test is performed under specified conditions of contact pressure, sliding distance, and travel speed of the test piece, rotational speed of the drum, and degree of abrasiveness of the abrasive sheet.

4.3 The abrasiveness, S , of the abrasive sheet is defined by the mass loss in milligrams of a test piece prepared from Standard Rubber #1 when tested under the same specified conditions.

4.4 Four different methods may be used to test the abrasion resistance. Method A, uses a *non-rotating* test piece and Method B a *rotating* test piece, both utilizing Standard Rubber #1 as the reference. Methods C and D use Standard Rubber #2 as reference with a *non-rotating* and *rotating* test piece, respectively. The rotating test pieces provide, in many cases, a more uniform abrasion wear pattern.

4.5 The abrasion resistance, A_A , obtained in accordance with Method A is reported as abrasion (volume) loss in cubic millimetres, calculated from the mass loss of the test piece, density of the test rubber, and the abrasiveness of the abrasive sheet in relation to the “nominal abrasiveness” (S_0) defined by

a mass loss of 200 mg. A smaller number indicates a higher resistance to abrasion.

4.6 The abrasion resistance, ARI_{A-D} , obtained in accordance with Methods A, B, C, and D is reported as the abrasion resistance index in percent, calculated from the mass losses and densities of the Standard Rubbers and test rubbers. A smaller number indicates a lower resistance to abrasion.

4.7 The mass loss obtained by the different methods can differ and the same method shall therefore be used if mass (and volume) losses are to be compared directly.

5. Significance and Use

5.1 Abrasion resistance is a performance factor of paramount importance for many rubber products, such as tires, conveyor belts, power transmission belts, hoses, footwear, and floor covering. A test capable of measuring resistance to abrasion of rubber, including uniformity of wear behavior under abrasive/frictional service conditions is therefore highly desirable.

5.2 This test method may be used to estimate the relative abrasion resistance of different rubbers. Since conditions of abrasive wear in service are complex and vary widely, no direct correlation between this accelerated test and actual performance can be assumed.

5.3 This test method is suitable for comparative testing, quality control, specification compliance testing, referee purposes, and research and development work.

6. Limitations

6.1 Test pieces containing voids or porosity, or both, will yield unreliable test results.

6.2 Test pieces that bounce (chatter) over the surface of the abrasive sheet rather than running smoothly will produce inaccurate test results.

6.3 Test pieces that tend to extensively smear the surface of the abrasive sheet will provide meaningless test results.

6.4 Test results obtained under any of the above conditions shall not be used to reach conclusions regarding the relative abrasion resistance of rubbers.

7. Apparatus and Materials

7.1 Abrasion Tester:

7.1.1 The abrasion tester consists of a machine frame holding a laterally movable test piece holder, a rotary cylindrical drum to which an abrasive sheet can be fastened, and a drive system as shown in [Fig. 1](#). Dimensions are given in [Fig. 2](#).

7.1.2 The diameter of the cylindrical drum shall be 150.0 ± 0.2 mm (5.906 ± 0.008 in.) and its length approximately 500 mm (20 in.), operating at a rotational frequency of 0.11 ± 0.003 rad/s (40 ± 1 rpm).

7.1.3 The abrasive sheet shall be bonded tightly to the drum using three evenly spaced double-faced pressure-sensitive adhesive tapes, extending the full length of the drum. The tapes shall be about 50 mm (2 in.) wide and not more than 0.2 mm (0.008 in.) thick. The gap where the ends of the abrasive sheets meet on the adhesive tapes shall not exceed 2 mm (0.08 in.).

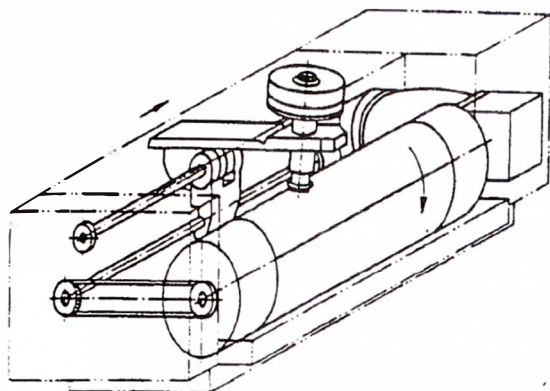


FIG. 1 Abrasion Tester

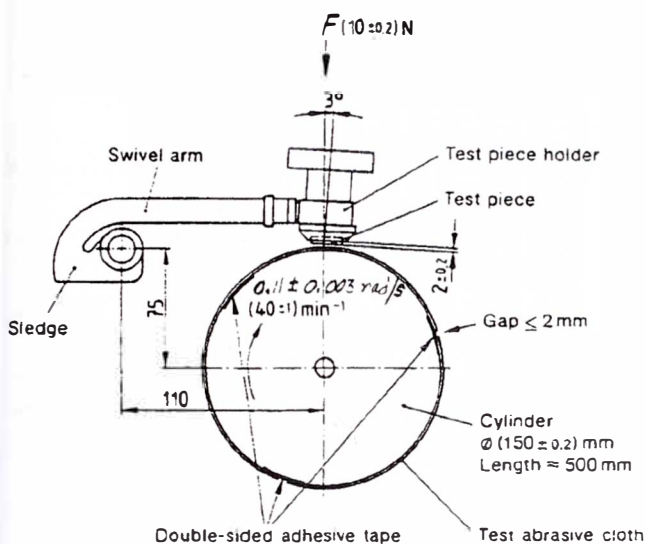


FIG. 2 Side View and Dimensions of Abrasion Tester

7.1.4 It is mandatory that the abrasive sheet is bonded to the drum in the direction of rotation marked on the surface or back of the sheet.

7.1.5 The test piece holder shall be mounted on a pivoted swivel arm, which can be swung into vertical position to insert and remove the test piece (see Note 2).

NOTE 2—It is recommended to install a device preventing the test piece holder and abrasive sheet from coming into contact and damaging each other.

7.1.6 Suitable attachments may be provided to rotate the test piece around its own axis during the test run by rotation of the test piece holder (Methods B and D). The test piece shall rotate at the rate of 1 revolution for each 50 revolutions of the cylindrical drum with the abrasive sheet fastened to the drum.

7.1.7 The center axis of the test piece holder shall have an angle of 3° to the perpendicular in the direction of rotation and the center of the test piece shall be within ±1 mm (±0.04 in.) directly above the longitudinal axis of the drum.

7.1.8 The design of the swivel arm and holder shall be such that the test piece is pressed against the abrasive sheet with a force of 10.0 ± 0.2 N (2.25 ± 0.04 lbf). Both swivel arm and holder shall be free from vibration during operation.

7.1.9 The test piece holder shall consist of a cylindrical opening with an adjustable diameter of at least 15.5 mm (0.610 in.) to 16.3 mm (0.642 in.) and a device for adjusting the length of the test piece protruding from the opening to 2.0 ± 0.2 mm (0.08 ± 0.008 in.).

7.1.10 The swivel arm with the test piece holder is connected to a worm gear that moves the holder on a guide rod laterally across the surface of the abrasive sheet attached to the cylindrical drum. The lateral displacement shall be approximately 4.2 mm (0.165 in.) per revolution of the drum, so that the test piece passes only four times across the same area of the sheet during one test cycle.

7.1.11 Placement of the holder with the test piece on the drum at the beginning of the test and removal at the end shall be automatic. The normal length of the abrasion path shall be 40.0 ± 0.2 m (131.2 ± 0.7 ft). This is equivalent to about 84 revolutions when allowing for the thickness of 1 mm (0.04 in.) for the abrasive sheet.

7.1.12 For special cases of very high volume loss, half the length of the abrasion path, that is, 20 ± 0.1 m (65.6 ± 0.3 ft), equivalent to roughly 42 revolutions, may be used.

7.1.13 The test machine may be equipped with a vacuum hose and a brush that contacts the drum and aids in the removal of debris.

7.2 Abrasive Sheet:

7.2.1 Corundum (aluminum oxide) of grit 60 bonded to a carrier sheet of at least 400 mm (15.8 in.) width, 474 ± 1 mm (18.66 ± 0.04 in.) length and an average thickness of 1 mm (0.04 in.) shall be used as the abrasive medium.

7.2.2 The sheets shall be of an abrasiveness as to cause a mass loss between 180 and 220 mg when tested over an abrasion path of 40 m (131.2 ft) using a non-rotating test piece (Method A) of Standard Rubber #1 specified in Section 8.

7.2.3 Since the abrasiveness of virgin abrasive sheets is usually higher than desired, it is necessary to blunt the sheets with one or two test runs using a steel test piece in place of the Standard Rubber to bring it into the desired range. The direction of rotation used for blunting shall be marked on the sheets.

7.2.4 After blunting, the abrasive sheets shall be thoroughly cleaned by brushing, blowing, or suction and two test runs with the Standard Rubber shall be made.

7.2.5 Test results obtained with abrasive sheets, thus calibrated, are more consistent, and it is normally possible to run several hundred single tests using the same sheet.

7.3 Rotating Test Specimen Cutting Die:

7.3.1 The rotating cutting die for specimen preparation is of a 'hollow drill' configuration, manufactured from A2 or P2 grade steel having a hardness of HRC 50, or above, of the dimensions shown in Fig. 3.

7.3.2 The rotational frequency of the circular cutting die should be approximately 2.65 rad/s (1000 rpm) and higher for rubbers (refer to 1.1) with a hardness of less than Type A 50/1 (see Test Method D 2240, ISO 868, or ISO 7619).

7.3.3 When obtaining test specimens using the rotating cutting die, a lubricant that does not negatively affect the integrity or character of the material shall be used to prevent deformation during the cutting process.

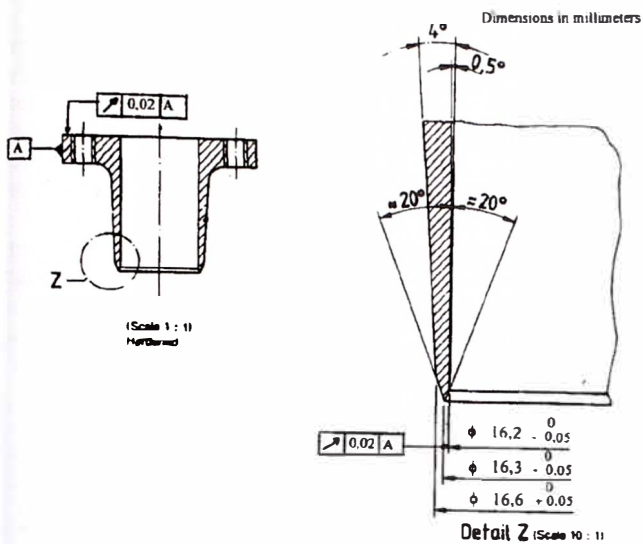


FIG. 3 Hollow Drill for Test Piece Preparation

8. Standard Rubber

8.1 Sheets of Standard Rubber may be obtained commercially or prepared in-house, following the directions given in Annex A1.

8.2 If prepared in-house, it is mandatory to test a commercially obtained reference sheet for comparison.

8.3 Standard Rubber sheets shall be stored under cool, dry, and dark conditions, and wrapped in a suitable protective covering such as polyethylene film, which protects the sheets from ozone attack (see Note 3).

NOTE 3—Sheets of Standard Rubber stored under the above conditions remain usable for at least three years.

8.4 Standard Rubber sheets of satisfactory quality shall meet the requirements of A1.3.1 in Annex A1.

8.5 Standard Rubber test pieces may be used for up to three test runs per test piece (see 11.3).

9. Preparation of Test Specimens

9.1 Test specimens are cylindrical in shape with a diameter of 16 ± 0.2 mm (0.630 ± 0.008 in.) and a minimum thickness of 6 mm (0.24 in.).

9.2 Test specimens are obtained from sheets, vulcanized or formed in an appropriate mold, of no less than 6 mm (0.24 in.) in thickness, using a rotating cutting die in accordance with 7.3.

9.3 Preparation of test specimens by the use of a 'punch type' cutting die is not permitted.

9.4 If test specimens of the required thickness are not available, the necessary thickness may be obtained by bonding specimen of at least 2 mm (0.08 in.) to a base piece having a durometer hardness of no less than Type A 80/1 (see Test Method D 2240, ISO 868, or ISO 7619).

9.4.1 Care shall be taken that test specimens prepared in this manner are not abraded to the bond line during the course of the testing procedure.

9.4.2 Exposing the bond during the test procedure invalidates the test determination.

9.5 When testing finished products, such as fabric-reinforced conveyor belts, test specimens shall be obtained directly, when possible, from the entire finished product, including the fabric or any integral layers. They may be obtained from test pieces, when necessary.

9.5.1 In this case, it is also important that test specimens (having been obtained from the finished product or sample) are not abraded to an adhesive layer, layer of fabric, or other integral, but heterogeneous material, and that only the rubber layer being tested for abrasion is subjected.

9.5.2 Exposing bonded or heterogeneous layers during the test procedure invalidates the test determination.

10. Procedure

10.1 The test shall be carried out at $23 \pm 5^\circ\text{C}$ ($73 \pm 9^\circ\text{F}$) and no sooner than 16 h after vulcanization or forming of the test compounds.

10.2 The density of the rubbers to be tested shall be determined using a hydrostatic method (see Test Methods D 297 or ISO 2781).

10.3 Method A—Test Run:

10.3.1 Method A is run with a non-rotating test piece, using Standard Rubber #1 as reference.

10.3.2 Prior to each test, any debris left on the abrasive sheet from a previous abrasion test shall be removed by vigorous brushing, blowing, or suction. If necessary, the sheet may be cleaned by running a blank test with the Standard Rubber in case the sheet has been smeared by a test piece from the previous test.

10.3.3 First, at least three test runs shall be made with the Standard Rubber, followed by a maximum of ten runs (see Note 4) with one or more rubbers to be tested (test series). This shall be followed by at least another three runs with the Standard Rubber.

NOTE 4—Do not split tests of one test rubber. Run nine tests, and so forth, if that completes the tests for a test rubber.

10.3.4 When more than one rubber is to be tested, the test runs for each rubber shall be carried out consecutively. Only one test run per test rubber piece is permitted.

10.3.5 At least three test pieces and, for referee purposes, ten test pieces shall be run. The results shall be expressed as the mean value.

10.3.6 The test pieces shall be weighed to the nearest 1 mg and firmly fixed into the holder so that it protrudes 2.0 ± 0.2 mm (0.08 ± 0.008 in.) from the opening of the holder. Turn the vacuum on if it is provided. The swivel arm is moved into starting position and the automatic test run is started (see Note 5).

NOTE 5—A preparatory run to hollow-grind the test piece is not necessary.

10.3.7 There shall be no vibration in the test piece holder during the run. After completing an abrasion path of 40 m (131.2 ft), the test piece shall automatically disengage from the abrasive sheet.

10.3.8 The test piece is reweighed to the nearest 1 mg. Test pieces that have heated up during testing shall be conditioned to room temperature prior to weighing. Any loose material shall be removed from the test piece prior to weighing.

10.3.9 If there is a considerable loss in mass (400 mg or more per 40 m (131.2 ft) abrasion path), the test may be run by stopping the abrasion drum approximately halfway through the test, readjusting the test piece to protrude 2.0 ± 0.2 mm (0.08 ± 0.008 in.) from the opening of the holder and then complete the run. Care shall be taken that the test piece does not abrade to a thickness of less than 5 mm (0.2 in.).

10.3.10 If very high mass losses are encountered (600 mg or more per 40 m (131.2 ft) abrasion path), it may be necessary to terminate the test after an abrasion path of 20 m (65.6 ft). This shall be noted in the test report and the volume loss reported for an abrasion distance of 40 m (131.2 ft) by multiplying the value by two.

10.4 Method B—Test Run:

10.4.1 Method B is run with a rotating test piece. This applies to the test rubber as well as the Standard Rubber. Standard Rubber #1 is used as reference.

10.4.2 All other test conditions are the same as described in 10.3.

10.5 Method C—Test Run:

10.5.1 Method C is run with a non-rotating test piece. This applies to the test rubber as well as the Standard Rubber. Standard Rubber #2 is used as reference.

10.5.2 All other test conditions are the same as described in 10.3.

10.6 Method D—Test Run:

10.6.1 Method D is run with a rotating test piece. This applies to the test rubber as well as the Standard Rubber. Standard Rubber #2 is used as reference.

10.6.2 All other test conditions are the same as described in 10.3.

11. Determination of Abrasiveness of the Abrasive Sheet

11.1 The abrasiveness, S , of the sheet used for the test (expressed as mass loss in mg) shall be determined with the aid of the Standard Rubber #1 in at least three, or, for referee purposes, at least five test runs, both before and after each test series. The test procedure described in 10.3 shall be followed (Method A, non-rotating test piece).

11.2 The abrasiveness is reported as the mean value of the individual mass losses before and after each test series.

11.3 Up to three runs may be carried out with the same test piece of Standard Rubber, making certain that the test piece is placed into the holder the same way each time.

11.4 For test rubbers that have a tendency to smear, it may be necessary to determine the abrasiveness after each test run.

12. Calculation of Test Results

12.1 Calculation of Abrasion Loss—Method A:

12.1.1 Calculate the abrasion loss, A_A , the loss in mass (mean value of 3 to 10 single tests) shall be converted into volume loss using the density (volume loss equals mass loss divided by density) of the test rubber (see Note 6). The volume loss is then corrected by using the ratio $\frac{S_0}{S}$ where S_0 is the "nominal abrasiveness" of the abrasive sheet and S that of the abrasive sheet used for the test. See Eq 1.

$$A_A = \frac{\Delta m_t \cdot S_0}{d_t \cdot S} \quad (1)$$

where:

- A_A = abrasion loss in mm^3 (non-rotating test piece),
- Δm_t = mass loss of the test piece in mg,
- d_t = density of the test rubber in mg/m^3 ,
- S_0 = "normal abrasiveness" = 200 mg, and
- S = abrasiveness in mg.

NOTE 6—The volume loss of non-porous test pieces may also be determined by forced immersion in a buoyant medium, such as water, before and after the test run, instead of weighing the loss in mass and converting this from the density. The volume for the test piece is then obtained by weighing the displaced mass of the buoyant medium.

12.2 Calculation of Abrasion Resistance Index—Method A:

12.2.1 To calculate the abrasion resistance index, ARI_A , the loss in mass (mean value of 3 to 10 single tests) shall be converted into volume loss using the density of the test rubber (see Note 6). The ratio of the volume loss of Standard Rubber #1 to that of the test rubber is then expressed in percent, as shown in Eq 2.

$$ARI_A = \frac{\Delta m_1 \cdot d_t}{\Delta m_t \cdot d_1} \cdot 100 \quad (2)$$

where:

- ARI_A = abrasion resistance index in percent (non-rotating test piece),
- Δm_1 = mass loss of the Standard Rubber #1 test piece in mg,
- d_1 = density of Standard Rubber #1 in mg/m^3 ,
- Δm_t = mass loss of the test rubber piece in mg, and
- d_t = density of the test rubber in mg/m^3 .

12.3 Calculation of Abrasion Resistance Index—Method B:

12.3.1 The abrasion resistance index, ARI_B , is calculated as described in 12.2.1 using Eq 3:

$$ARI_B = \frac{\Delta m_1 \cdot d_t}{\Delta m_t \cdot d_1} \cdot 100 \quad (3)$$

where:

- ARI_B = abrasion resistance index in percent (rotating test piece),
- Δm_1 = mass loss of the Standard Rubber #1 test piece in mg,
- d_1 = density of Standard Rubber #1 in mg/m^3 ,
- Δm_t = mass loss of the test rubber piece in mg, and
- d_t = density of the test rubber in mg/m^3 .

12.4 Calculation of Abrasion Resistance Index—Method C:

12.4.1 The abrasion resistance index, ARI_C , is calculated as described in 12.2.1 using Eq 4, except that Standard Rubber #2 is used instead of Standard Rubber #1.

$$ARI_C = \frac{\Delta m_2 \cdot d_t}{\Delta m_t \cdot d_2} \cdot 100 \quad (4)$$

where:

- ARI_C = abrasion resistance index in percent (non-rotating test piece),
- Δm_2 = mass loss of the Standard Rubber #2 test piece in mg, and
- d_2 = density of Standard Rubber #2 in mg/m^3 .

12.5 Calculation of Abrasion Resistance Index—Method D:

12.5.1 The abrasion resistance index, ARI_D , is calculated as described in 12.2.1 using Eq 5, except that Standard Rubber #2 is used instead of Standard Rubber #1.

TABLE 1 Type 1 Precision (Method A: Non-Rotating Test Piece)

Test Rubber Compound	Property Mean Abrasion Loss A (mm ³)	Within Laboratory			Between Laboratory		
		<i>S_r</i>	<i>r</i>	(<i>r</i>)	<i>S_R</i>	<i>R</i>	(<i>R</i>)
A (NR/BR)	68	2.3	6.5	9.6	6.6	18.8	27.6
B (NR/SBR)	106	3.8	10.8	10.2	7.6	21.4	20.2
C (NR)	160	8.2	23.2	14.5	10.7	30.4	19.0
D (IIR)	257	10.7	30.2	11.8	20.3	57.5	22.4
E (EPDM)	345	14.1	39.8	11.5	29.3	83.0	24.1

NOTE 1—*S_r* = repeatability standard deviation in measurement units; *r* = repeatability = 2.83 × *S_r* (in measurement units); (*r*) = repeatability in percent of the mean; *S_R* = reproducibility standard deviation in measurement units; *R* = reproducibility = 2.83 × *S_R* (in measurement units); and (*R*) = reproducibility in percent of the mean.

$$ARI_D = \frac{\Delta m_2 \cdot d_1}{\Delta m_1 \cdot d_2} \cdot 100 \quad (5)$$

where:

- ARI_D* = abrasion resistance index in percent (rotating test piece),
- Δm_2 = mass loss of the Standard Rubber #2 test piece in mg, and
- d₂* = density of Standard Rubber #2 in mg/m³.

13. Test Report

- 13.1 Report the following information:
 - 13.1.1 Type and identification of the product under test,
 - 13.1.2 Date and temperature of testing,
 - 13.1.3 Rubber compound details, if available (rubber type, vulcanization temperature, and time),
 - 13.1.4 Density of the test rubbers,
 - 13.1.5 Method of test piece preparation (cut or molded),
 - 13.1.6 Test method used: Method A, B, C, or D,
 - 13.1.7 The mean value of either the abrasion loss in mm³ or the abrasion resistance index in percent,
 - 13.1.8 The standard deviation of the test result (optional), and
 - 13.1.9 Any deviations from standard test methods, especially if the length of the abrasion path was reduced from the specified 40 m (131.2 ft) to 20 m (65.6 ft).

14. Precision and Bias

14.1 The precision and bias section deals with test results of Methods A, C, and D obtained in an international interlaboratory program organized in accordance with ISO 5725⁵. This

⁵ Supporting data have been filed at ASTM International Headquarters and may be obtained by requesting Research Report RR: D11-1079.

section has been prepared in accordance with Practice D 4483, which is equivalent to ISO 5725. Refer to this practice for terminology and other statistical calculation details.

14.2 The precision results in this section give an estimate of the precision of Methods A, C, and D using the materials of the particular interlaboratory test program as described below. The precision parameters should not be used for acceptance or rejection testing of any group of materials without documentation that the parameters are applicable to the group of materials and the specific testing protocols of the test method. Abrasion tests were conducted for each rubber in triplicate on each of two days, separated by three to four days. A test result was reported as the mean of three individual test runs (abrasion loss in mm³).

14.3 A Type 1 interlaboratory test program was conducted in 1986 with 16 participating laboratories, using five different vulcanized rubbers at different abrasion levels. The vulcanized rubbers were distributed in sheet form by one laboratory, and test pieces were cut from these sheets by each of the participating laboratories.

14.4 The precision is given in terms of *S_r*; *r*; (*r*), *S_R*, *R*, and (*R*) for the measured abrasion loss values.

14.5 The precision of the test method may be expressed in the format of the following statements, which use an "appropriate value" of *r*, *R*, (*r*), or (*R*), that is, that value to be used in decisions about test results obtained with this test method. The appropriate value is that value of *r* or *R* associated with the mean level in Tables 1-3 closest to the mean level under consideration (at any given time, for any given material) in routine testing operations.

14.6 *Repeatability*—The repeatability, *r*, of this test method has been established as the appropriate value tabulated in Tables 1-3. Two single test results obtained under normal test

TABLE 2 Type 1 Precision (Method C: Non-Rotating Test Piece)

Test Rubber Compound	Property Mean Abrasion Loss A (mm ³)	Within Laboratory			Between Laboratory		
		<i>S_r</i>	<i>r</i>	(<i>r</i>)	<i>S_R</i>	<i>R</i>	(<i>R</i>)
A (NR/BR)	157	10.9	30.8	19.6	21.1	59.6	38.0
B (NR/SBR)	102	5.3	15.0	14.7	6.7	19.1	18.7
C (NR)	67	3.2	9.1	13.6	4.8	13.6	20.3
D (IIR)	43	2.8	7.9	18.4	3.6	10.2	23.7
E (EPDM)	32	1.3	3.8	11.9	2.5	7.2	22.5

NOTE 1—*S_r* = repeatability standard deviation in measurement units; *r* = repeatability = 2.83 × *S_r* (in measurement units); (*r*) = repeatability in percent of the mean; *S_R* = reproducibility standard deviation in measurement units; *R* = reproducibility = 2.83 × *S_R* (in measurement units); and (*R*) = reproducibility in percent of the mean.

TABLE 3 Type 1 Precision (Method D: Rotating Test Piece)

Test Rubber Compound	Property Mean Abrasion Loss A (mm ³)	Within Laboratory			Between Laboratory		
		S _r	r	(r)	S _R	R	(R)
A (NR/BR)	144	7.1	20.2	14.0	16.2	45.8	31.8
B (NR/SBR)	101	3.4	9.6	9.5	5.6	15.9	15.7
C (NR)	71	2.5	7.0	9.9	3.9	11.0	15.5
D (IIR)	43	1.2	3.4	7.9	1.9	5.3	12.3
E (EPDM)	34	1.2	3.3	9.7	2.5	7.2	21.2

NOTE 1—S_r = repeatability standard deviation in measurement units; r = repeatability = 2.83 × S_r (in measurement units); (r) = repeatability in percent of the mean; S_R = reproducibility standard deviation in measurement units; R = reproducibility = 2.83 × S_r (in measurement units); and (R) = reproducibility in percent of the mean.

method procedures that differ by more than this tabulated r (for any given level) must be considered as derived from different or nonidentical sample populations.

14.7 *Reproducibility*—The reproducibility, R, of this test method has been established as the appropriate value tabulated in Tables 1-3. Two single test results obtained in two different laboratories under normal test method procedures that differ by more than the tabulated R (for any given value) must be considered to have come from different or nonidentical sample populations.

14.8 Repeatability and reproducibility expressed as percent of the mean level (r) and (R), have equivalent application statements as above for r and R. For (r) and (R) statements, the difference in the two single test results is expressed as a percent of the arithmetic mean of the two test results.

14.9 In test method terminology, bias is the difference between an average test value and the reference (or true) test property value. Reference values do not exist for this test method since the values of abrasion loss are exclusively defined by this test method. Bias, therefore, cannot be determined.

15. Keywords

15.1 abraded; abrasion; abrasion resistance; abrasion resistance index; abrasion test; abrasion tester; ARI; frictional wear; mass loss; rotary drum abraded; rotating drum abraded; volume loss; wear behavior

ANNEX

(Mandatory Information)

A1. STANDARD RUBBERS FORMULA, MIXING, VULCANIZATION, AND COMPLIANCE TESTING

A1.1 Preparation of Standard Rubber #1 for Method A and Method B

A1.1.1 The formula for Standard Rubber #1 is given in Table A1.1.

A1.1.2 *Mixing*:

A1.1.2.1 The following procedure is recommended in mixing the Standard Rubber:

NOTE A1.1—Other mixing procedures may be employed provided they yield good dispersion of the ingredients and produce a Standard Rubber in compliance with requirements set forth in A1.3.1.

A1.1.2.1.1 An internal mixer with a capacity to accommodate batch sizes of 3000 to 4000 g (6.6 to 8.8 lbs) has been found suitable to produce a Standard Rubber of acceptable quality.

A1.1.2.1.2 The internal mixer typically has a chamber volume of 4.6 l (measured with wheat grain) and is charged with 2000 g of natural rubber, bringing the fill factor of the finished compound to 65 ± 5 %. Mixing is carried out at a rotor speed of about 0.080 rad/s (30 rpm), with full cooling turned on and following the procedure outlined in Table A1.2.

A1.1.2.1.3 After dropping the stock from the internal mixer, it is homogenized on a two roll rubber mill at a nip setting of

TABLE A1.1 Standard Rubber #1

Ingredients	Parts by Mass
Natural rubber, SMR L	100.0
2,2'-Dibenzothiazyl disulfide ^A	1.8
N-Isopropyl-N'-phenyl-p-phenylene diamine ^B	1.0
Zinc oxide, ^C ISO 9298, Class B4c ^D	50.0
N 330 carbon black ^E	36.0
Sulfur	2.5
TOTAL	191.3

NOTE—If optimum reproducibility is desired, the following materials shall be used:

Vulkacit DM/C^A and Vulkanox 4010 NA/LG^B from Bayer Corporation, 2603 West Market Street, Akron, OH 44313 or Bayer AG, Rubber Business Group, D 51368 Leverkusen—Bayerwerk, Germany.

^CZinkweiss G9 available from Grillo Zinkoxid GmbH, Halberstädter Strasse 15, D 38644 Goslar, Germany.

^DZinc oxide, ISO 9298, Class B4c is an indirect (French process) type with the following typical properties: 99.0 % zinc oxide, 0.25 % lead, 0.05 % cadmium, surface area 9.0 m²/g, volatile matter 0.3 %, sieve residue (45 μm) 0.05 %, acidity 0.12 g sulfuric acid/100 g, copper 0.001 %, manganese 0.001 %, acid-insoluble 0.1 % and water-soluble 0.2 %.

^ECorax N 330 from Degussa Corporation, 3500 Embassy Parkway, Akron, OH 44333 or Degussa AG, Dept. AC-KP-AT, D 50354 Hürth—Werk Kalscheuren, Germany.

0.5 mm (0.02 in.) and a surface temperature of 50 ± 5°C (122



TABLE A1.2 Mixing Procedure

Addition	min
Rubber	0
Ingredients A, B, C—premixed	7.5
Carbon black	11
Sulfur	14
Dump at 100 to 110°C (212 to 230°F)	18

± 9°F), by making about four $\frac{3}{4}$ cuts from alternate end of the roll and crossblending for about 5 min. The rolled sheet is then passed endwise through the nip until it is sheeted from the mill at a nip setting of 5 mm (0.2 in.) after 10 min total mixing time. Final batch temperature shall be approximately 70°C (158°F).

A1.1.2.1.4 The two mill rolls shall have a nominal diameter of 250 mm (10 in.), a working width of 400 mm (16 in.), and a rotational frequency of about 0.032/0.048 rad/s (12/18 rpm), giving a friction ratio of 1:1.5.

A1.1.3 Vulcanization:

A1.1.3.1 Blanks are prepared by plying up milled sheets and weighing them to an excess mass of approximately 7%. The blank is inserted into a mold, preheated to 150 ± 2°C (302 ± 4°F).

A1.1.3.2 The mold is placed into the press, and after applying several bumping cycles, vulcanization is carried out for 20 ± 1 min under a pressure of at least 3.5 MPa (508 psi). It is recommended that the pressure be applied slowly.

A1.1.3.3 Recommended dimensions of the vulcanized sheets are 8 by 116 by 182 mm (0.32 by 4.57 by 7.17 in.), yielding approximately 60 test pieces.

A1.1.3.4 After vulcanization, sheets of the Standard Rubber shall be conditioned at ambient conditions for at least 16 h prior to use.

A1.1.3.5 The hardness in Shore A of each sheet shall be measured at a minimum of five different locations and the median reported. The mean of the median values of all sheets from one lot shall be 60 ± 3 Shore A.

A1.2 Preparation of Standard Rubber #2 for Method C and Method D

A1.2.1 The formula for Standard Rubber #2 is given in Table A1.3.

A1.2.2 Mixing and Vulcanization:

A1.2.2.1 Mixing shall be carried out with equipment and procedures described in Practice D 3182 or ISO 2393.

A1.2.2.2 Vulcanization of sheets for the preparation of test pieces shall be carried out in accordance with Practice D 3182 or ISO 2393 at 140 ± 2°C (284 ± 4°F) for 60 min.

TABLE A1.3 Standard Rubber #2

Ingredients	Parts by Mass
Natural rubber, SMR 5	100.0
Stearic acid	2.0
Zinc oxide	5.0
N 330 carbon black ^A	50.0
N-Isopropyl-N'-phenyl-p-phenylene diamine	1.0
Cyclohexyl benzothiazole sulfenamide	0.5
Sulfur	2.5
TOTAL	161.0

^A For referee purposes the current Industry Reference Black (IRB) should be used (see Classification D 1765); this may, however, generate different test results.

A1.2.2.3 The dimensions of the sheets shall meet the guidelines outlined in A1.3.3.

A1.3 Compliance Testing for Mass Loss

A1.3.1 Compliance testing for mass loss of Standard Rubbers shall be conducted no sooner than 16 hours and no later than seven days after vulcanization.

A1.3.2 One sheet is selected from each lot of Standard Rubber, prepared in accordance with A1.1 or A1.2. Fifteen test pieces are cut from each sheet in accordance with Section 9. If several lots are prepared under the same conditions by the same operator over a period of one or two days, one sheet shall be selected for every fifth lot.

A1.3.3 The mass losses of 15 test pieces of a (commercial) reference material (see 8.1) are determined first. Each test piece is run three times, the median reported and the mean calculated from the 15 median values. This mean serves as the reference value.

A1.3.4 The same procedure is repeated for the 15 test pieces of each sheet of Standard Rubber. The difference between the mean of the reference material and the mean of each lot (sheet) of Standard Rubber shall not exceed 15 mg.

A1.3.5 All compliance testing for mass loss shall be conducted with abrasive sheets especially conditioned and reserved for this purpose. The abrasiveness of these sheets, determined as the mean of 15 median values for the reference material, shall be between 200 and 220 mg for Standard Rubber #1, when tested in accordance with A1.3.3, using Method A (non-rotating test piece).

A1.3.6 It has been determined that Standard Rubber #2 yields an abrasion loss of about 150 mg when tested in accordance with Method D (rotating test piece).

A1.3.7 It is recommended to retain test pieces of a number of Standard Rubber sheets as references for future lots of Standard Rubber. The test pieces shall be stored in accordance with 8.3.

APPENDIX

(Nonmandatory Information)

XI. BACKGROUND INFORMATION

X1.1 The method described in this test method is in substantial agreement with a current draft revision of ISO 4649:1985, Rubber—Determination of Abrasion Resistance Using a Rotating Drum Device, with the minor exception noted below. Some elements of the German Standard DIN 53516, Determination of Abrasion Resistance, for forerunner of ISO

4649, have been retained in this test method.

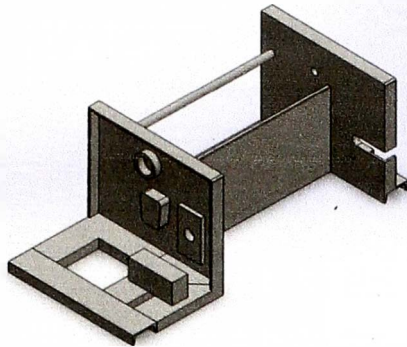
X1.2 This method specifies 10 N as the only force for pressing the test piece against the revolving abrasive drum (the same as in DIN 53516). ISO 4649 allows the use of an alternate force of 5 N.

ASTM International takes no position respecting the validity of any patent rights asserted in connection with any item mentioned in this standard. Users of this standard are expressly advised that determination of the validity of any such patent rights, and the risk of infringement of such rights, are entirely their own responsibility.

This standard is subject to revision at any time by the responsible technical committee and must be reviewed every five years and if not revised, either reapproved or withdrawn. Your comments are invited either for revision of this standard or for additional standards and should be addressed to ASTM International Headquarters. Your comments will receive careful consideration at a meeting of the responsible technical committee, which you may attend. If you feel that your comments have not received a fair hearing you should make your views known to the ASTM Committee on Standards, at the address shown below.

This standard is copyrighted by ASTM International, 100 Barr Harbor Drive, PO Box C700, West Conshohocken, PA 19428-2959, United States. Individual reprints (single or multiple copies) of this standard may be obtained by contacting ASTM at the above address or at 610-832-9585 (phone), 610-832-9555 (fax), or service@astm.org (e-mail); or through the ASTM website (www.astm.org).

APENDICE C



Simulación de la Bancada de la Máquina

Diseñador: Génesis Inga Narváez

Nombre de estudio: Estudio 1

Tipo de análisis: Análisis estático

Descripción

La bancada de la máquina es una estructura fabricada mediante soldadura y maquinado a partir de planchas y perfiles estructurales laminados en caliente. Su función es soportar a los mecanismos y las cargas de trabajo.

Consta de una base robusta plana formada por perfiles U laminados en caliente. Dos planchas cuadradas estructurales de $\frac{1}{4}$ " de espesor instaladas verticalmente y atiesadas entre sí por una varilla redonda lisa están unidas a la base. Planchas estructurales de $\frac{1}{2}$ " de espesor y de menores dimensiones están unidas a la estructura para lograr la sujeción de las chumaceras y rodamientos mediante uniones apernadas.

Table of Contents

Descripción	
Información de modelo	
Propiedades del estudio	
Unidades	
Propiedades de material	
Cargas y sujeciones	
Información de malla	
Fuerzas resultantes	
Resultados del estudio	
Conclusión	

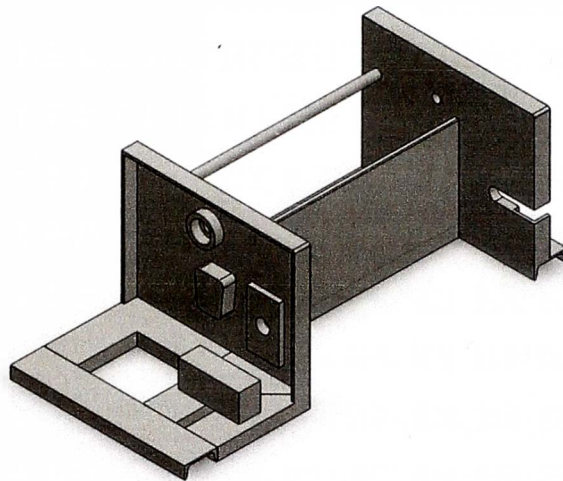


SOLIDWORKS

Analizado con SolidWorks Simulation

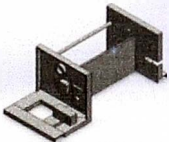
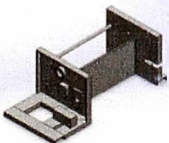
Simulación de Cálculo de la Ba

Información de modelo



Nombre del modelo: Bancada
Configuración actual: Predeterminado<Como mecanizada>

Sólidos

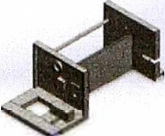
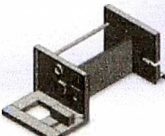

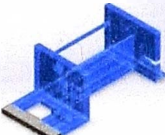
Nombre de documento y referencia	Tratado como	Propiedades volumétricas	Ruta al documento
 Saliente-Extruir33[4]	Sólido	Masa:0.129362 lb Volumen:0.456143 in ³ Densidad:0.283599 lb/in ³ Peso:0.129274 lbf	C:\Users\Genesis\Deskto p\Nueva carpeta\Ensayos solidworks\Cálculo de la Bancada.sldprt
 Saliente-Extruir33[3]	Sólido	Masa:0.129362 lb Volumen:0.456143 in ³ Densidad:0.283599 lb/in ³ Peso:0.129274 lbf	C:\Users\Genesis\Deskto p\Nueva carpeta\Ensayos solidworks\Cálculo de la Bancada.sldprt



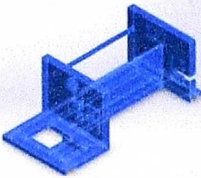
SOLIDWORKS

Analizado con SolidWorks
Simulation

Simulación de la Bancada de la Máquina 2

<p>Saliente-Extruir33[2]</p> 	<p>Sólido</p>	<p>Masa:0.129362 lb Volumen:0.456143 in³ Densidad:0.283599 lb/in³ Peso:0.129274 lbf</p>	<p>C:\Users\Genesis\Deskto p\Nueva carpeta\Ensayos solidworks\Cálculo de la Bancada.sldprt</p>
<p>Saliente-Extruir33[1]</p> 	<p>Sólido</p>	<p>Masa:0.129362 lb Volumen:0.456143 in³ Densidad:0.283599 lb/in³ Peso:0.129274 lbf</p>	<p>C:\Users\Genesis\Deskto p\Nueva carpeta\Ensayos solidworks\Cálculo de la Bancada.sldprt</p>
<p>Miembro estructural1[6]</p> 	<p>Sólido</p>	<p>Masa:4.48496 lb Volumen:15.8144 in³ Densidad:0.283599 lb/in³ Peso:4.48192 lbf</p>	<p>C:\Users\Genesis\Deskto p\Nueva carpeta\Ensayos solidworks\Cálculo de la Bancada.sldprt</p>
<p>Saliente-Extruir38</p> 	<p>Sólido</p>	<p>Masa:79.9818 lb Volumen:282.024 in³ Densidad:0.283599 lb/in³ Peso:79.9276 lbf</p>	<p>C:\Users\Genesis\Deskto p\Nueva carpeta\Ensayos solidworks\Cálculo de la Bancada.sldprt</p>

Propiedades de material

Referencia de modelo	Propiedades	Componentes
	<p>Nombre: ASTM A36 Acero</p> <p>Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal</p> <p>Criterio de error predeterminado: Desconocido</p> <p>Límite elástico: 36259.4 psi</p> <p>Límite de tracción: 58015.1 psi</p> <p>Módulo elástico: 2.90075e+007 psi</p> <p>Coefficiente de Poisson: 0.26</p> <p>Densidad: 0.283599 lb/in³</p> <p>Módulo cortante: 1.15015e+007 psi</p>	<p>Sólido 119(Saliente-Extruir33[4])(Frame final analisis con varillas),</p> <p>Sólido 121(Saliente-Extruir33[3])(Frame final analisis con varillas),</p> <p>Sólido 123(Saliente-Extruir33[2])(Frame final analisis con varillas),</p> <p>Sólido 124(Saliente-Extruir33[1])(Frame final analisis con varillas),</p> <p>Sólido 125(Miembro estructural1[6])(Frame final analisis con varillas),</p> <p>Sólido 127(Saliente-Extruir38)(Frame final analisis con varillas)</p>
Datos de curva:N/A		

Propiedades del estudio

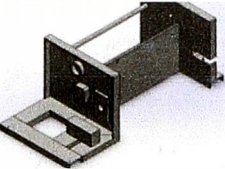
Nombre de estudio	Estudio 1
Tipo de análisis	Análisis estático
Tipo de malla	Malla sólida
Efecto térmico:	Activar
Opción térmica	Incluir cargas térmicas
Temperatura a tensión cero	298 Kelvin
Incluir los efectos de la presión de fluidos desde SolidWorks Flow Simulation	Desactivar

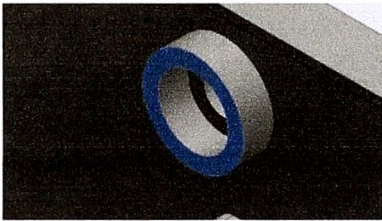
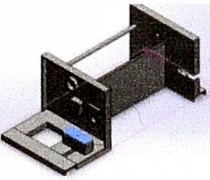
Tipo de solver	Direct sparse solver
Efecto de rigidización por tensión (Inplane):	Desactivar
Muelle blando:	Desactivar
Desahogo inercial:	Desactivar
Opciones de unión rígida incompatibles	Automática
Gran desplazamiento	Desactivar
Calcular fuerzas de cuerpo libre	Activar
Fricción	Desactivar
Utilizar método adaptativo:	Desactivar
Carpeta de resultados	Documento de SolidWorks (C:\Users\Genesis\Desktop\Nueva carpeta\ Análisis solidworks)

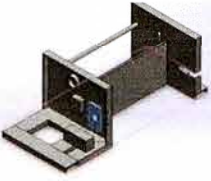
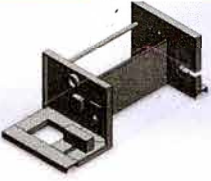
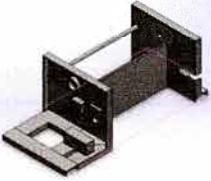
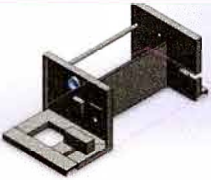
Unidades

Sistema de unidades:	Inglés (IPS)
Longitud/Desplazamiento	mm
Temperatura	Kelvin
Velocidad angular	Rad/seg
Presión/Tensión	psi

Cargas y sujeciones

Nombre de sujeción	Imagen de sujeción	Detalles de sujeción		
Fijo-1		Entidades: 4 cara(s) Tipo: Geometría fija		
Fuerzas resultants				
Componentes	X	Y	Z	Resultante
Fuerza de reacción(lbf)	-8.11301	-9.01691	-22.0107	25.1316
Momento de reacción(lbf·in)	0	0	0	0

Nombre de carga	Cargar imagen	Detalles de carga
Carga axial de husillo		Entidades: 1 cara(s) Tipo: Aplicar fuerza normal Valor: -100.53 N
Chumacera tipo pie de tambor		Entidades: 1 cara(s), 1 plano(s) Referencia: Planta Tipo: Aplicar fuerza Valores: 0.02, ---, -0.53 kgf

Chumacera tipo pared izq. de tambor		Entidades: 1 cara(s), 1 plano(s) Referencia: Planta Tipo: Aplicar fuerza Valores: 2.1, ---, 4.54 kgf
Chumacera Tipo pared der. de tambor		Entidades: 1 cara(s), 1 plano(s) Referencia: Planta Tipo: Aplicar fuerza Valores: 1.56, ---, 4.08 kgf
Peso de conjunto husillo lado der.		Entidades: 1 cara(s), 1 plano(s) Referencia: Planta Tipo: Aplicar fuerza Valores: ---, ---, -2 kgf
Peso de conjunto husillo lado izq.		Entidades: 1 cara(s), 1 plano(s) Referencia: Planta Tipo: Aplicar fuerza Valores: ---, ---, -2 kgf

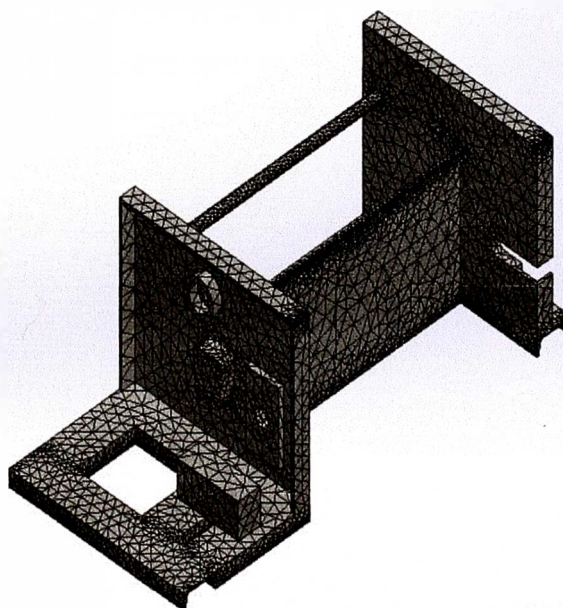
Información de malla

Tipo de malla	Malla sólida
Mallador utilizado:	Malla basada en curvatura
Puntos jacobianos	4 Puntos
Tamaño máximo de elemento	26.4713 mm
Tamaño mínimo del elemento	5.29426 mm
Calidad de malla	Elementos cuadráticos de alto orden

Información de malla - Detalles

Número total de nodos	105742
Número total de elementos	52669
Cociente máximo de aspecto	63.01
% de elementos cuyo cociente de aspecto es < 3	50.9
% de elementos cuyo cociente de aspecto es > 10	4.67
% de elementos distorsionados (Jacobiana)	0
Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss):	00:00:11
Nombre de computadora:	GENESIS-HP

Nombre de modelo: Cálculo de la Bancada
Nombre de estudio: Estudio 1
Tipo de malla: Malla de sólido



Fuerzas resultantes

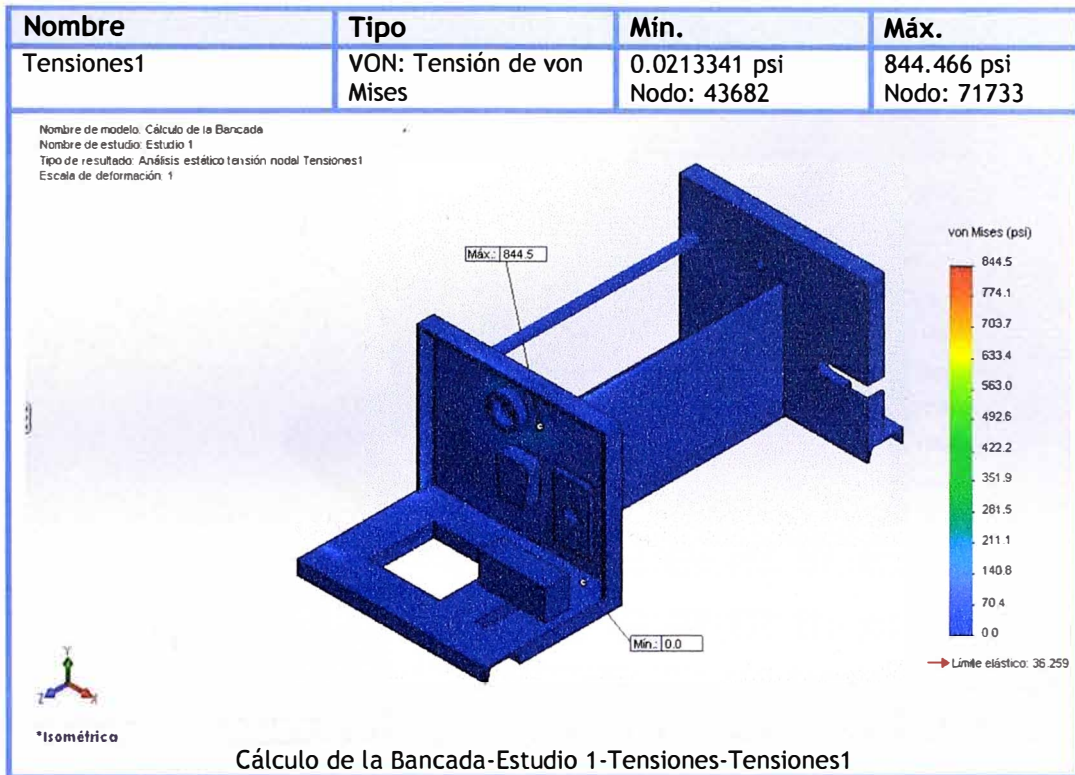
Fuerzas de reacción

Conjunto de selecciones	Unidades	Suma X	Suma Y	Suma Z	Resultante
Todo el modelo	lbf	-8.11301	-9.01691	-22.0107	25.1316

Momentos de reacción

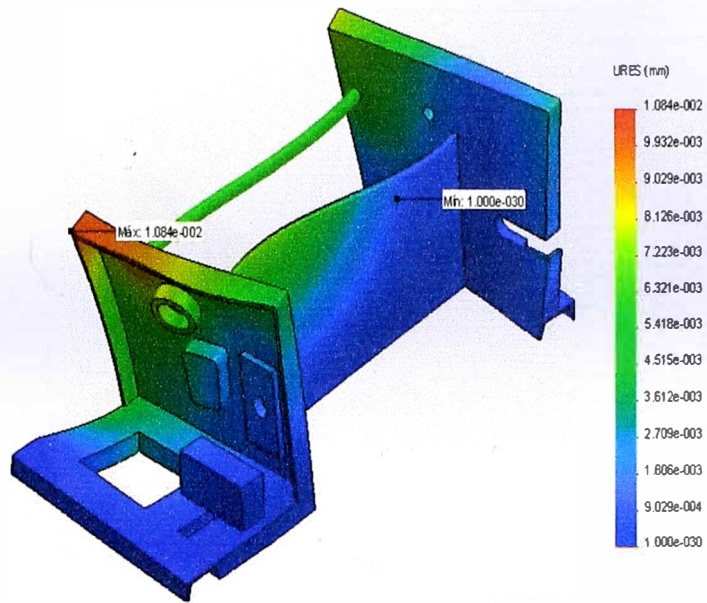
Conjunto de selecciones	Unidades	Suma X	Suma Y	Suma Z	Resultante
Todo el modelo	lbf·in	0	0	0	0

Resultados del estudio



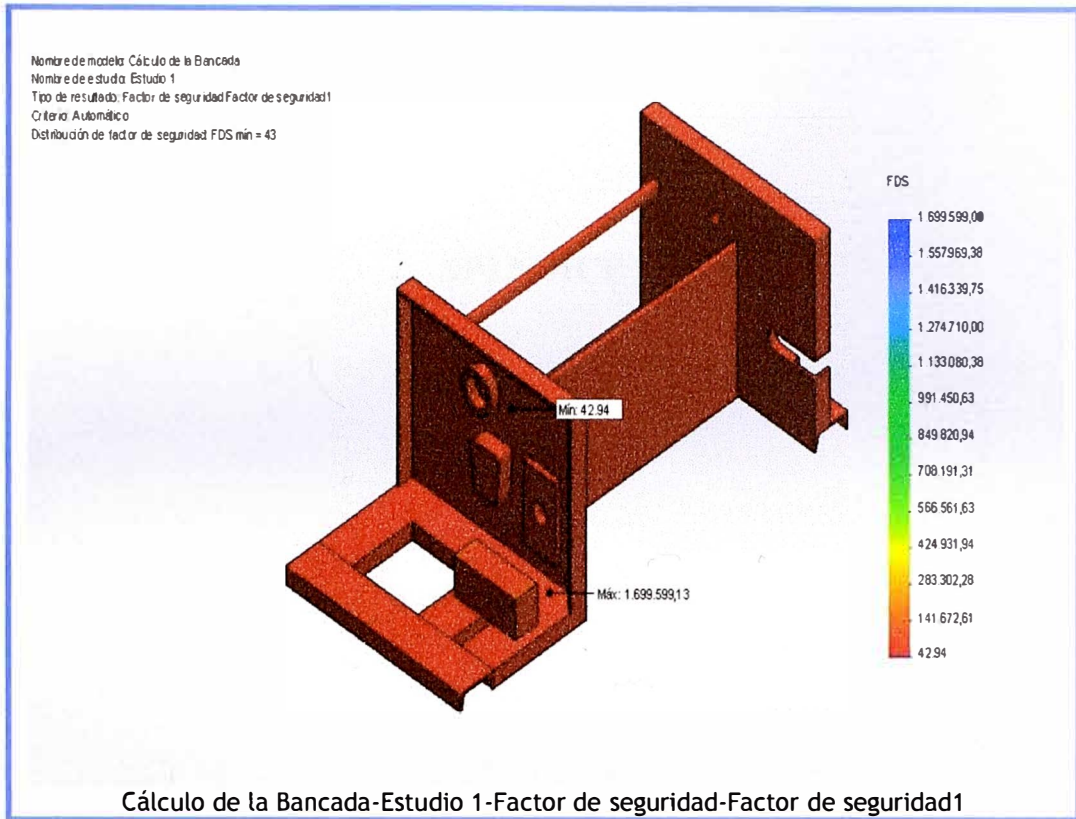
Nombre	Tipo	Min.	Máx.
Desplazamientos1	URES: Desplazamiento resultante	0 mm Nodo: 1	0.0108352 mm Nodo: 14612

Nombre de modelo: Cálculo de la Bancada
 Nombre de estudio: Estudio 1
 Tipo de resultado: Desplazamiento estático Desplazamientos1
 Estado de deformación: 10022.2



Cálculo de la Bancada-Estudio 1-Desplazamientos-Desplazamientos1

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Factor de seguridad1	Automático	42.9377 Nodo: 71733	1.6996e+006 Nodo: 43682



Conclusiones

- El modelo analizado está dentro de los valores permitidos de esfuerzos y deformaciones.
- El factor de seguridad mínimo es de 42.
- El desplazamiento absoluto máximo es de $1,084e-2$ mm y ocurre en la zona cercana a la ubicación de la varilla atiesadora.

APENDICE D

CALCULO DEL BRAZO BATIENTE


A. DESCRIPCION

El brazo batiente es un elemento fabricado por mecanizado a partir de perfiles estructurales laminados. Es un elemento de una sola pieza cuya función es permitir que la probeta pueda ponerse en contacto con el tambor durante el ensayo gracias a su movimiento pivotante respecto de su punto de unión con la guía porta probetas. Así mismo, finaliza el contacto tambor-probeta cuando finaliza el ensayo.

B. INFORMACION DEL MODELO

			
Nombre del modelo: Brazo batiente Configuración actual: Predeterminado			
Sólidos			
Nombre de documento y referencia	Tratado como	Propiedades volumétricas	Ruta al documento /Fecha de modificación
Taladro roscado M4x0.71 	Sólido	Masa: 0.369932 lb Volumen: 3.79247 in ³ Densidad: 0.0975437 lb/in ³ Peso: 0.369681 lbf	C:\Users\Genesis\Desktop\Modelado final Tesis\Brazo batiente final.SLDPRT

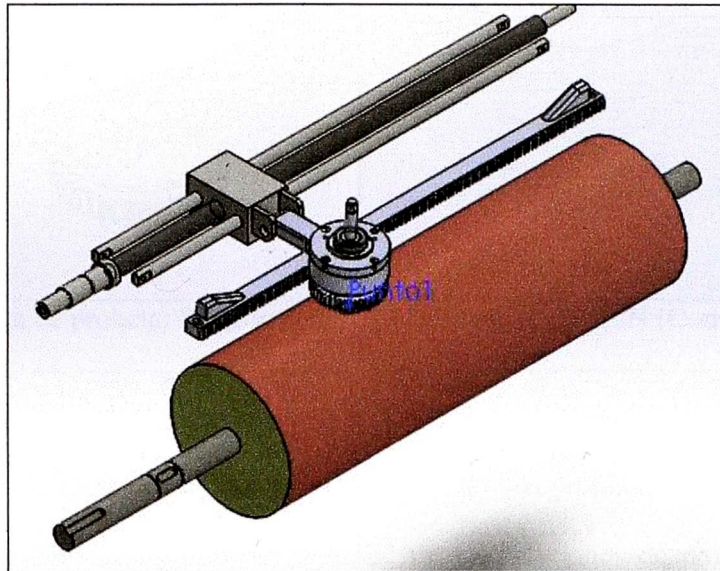
C. PROPIEDADES DEL MATERIAL

Referencia de modelo	Propiedades	Componentes
	<p>Nombre: 6061-T6 (SS)</p> <p>Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal</p> <p>Criterio de error predeterminado: Desconocido</p> <p>Límite elástico: 39885.4 psi</p> <p>Límite de tracción: 44961.7 psi</p> <p>Módulo elástico: 1.00076e+007 psi</p> <p>Coefficiente de Poisson: 0.33</p> <p>Densidad: 0.0975437 lb/in³</p> <p>Módulo cortante: 3.77098e+006 psi</p> <p>Coefficiente de dilatación térmica: /Fahrenheit</p>	<p>Sólido 1(Taladro roscado M4x0.71)(Brazo batiente final)</p>
<p>Datos de curva:N/A</p>		

D. PROPIEDADES DEL ESTUDIO

Se utilizará el software Solidworks Motion Simulation 2013 para realizar el análisis. El programa inicia realizando un análisis de movimiento de todo el mecanismo que gobierna el brazo batiente (los elementos que influyen en su comportamiento mecánico) en Solidworks Motion para calcular las cargas inerciales y de gravedad. Luego, los resultados obtenidos son utilizados por el Solidworks Motion Simulation (Herramienta del Solidworks Motion) para realizar una simulación del brazo batiente por el método de los elementos finitos. Finalmente se obtienen los esfuerzos de von mises, deformaciones y factores de seguridad de la pieza analizada.

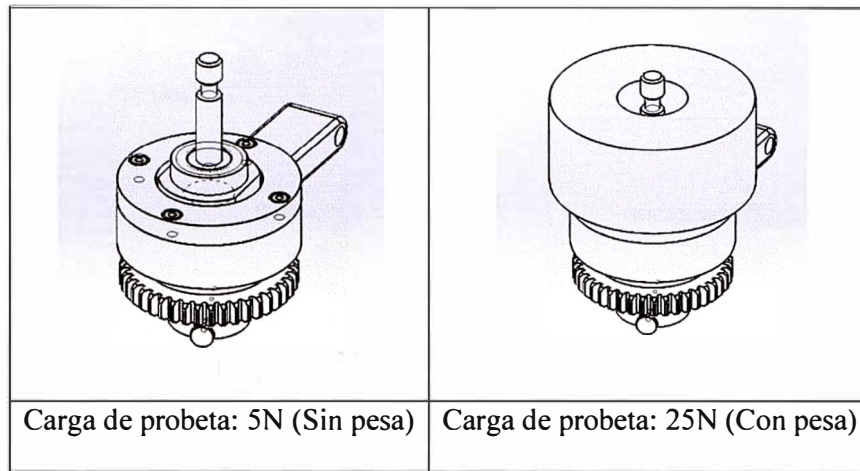
Modelo a utilizar:



E. VALIDACION DEL ANALISIS

Se realizará la validación en Solidworks Motion. Los parámetros que se deben comprobar en el modelo realizado son los siguientes:

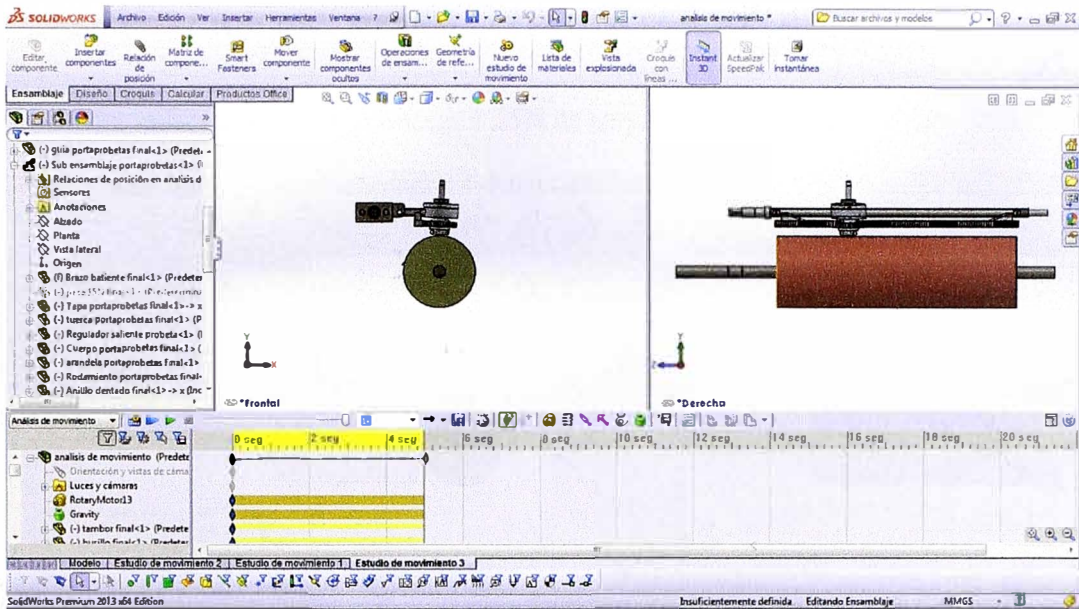
- Carga sobre la probeta (sin pesas): 5N
- Carga máxima de prueba sobre la probeta (con pesa incluida): 25N
- Velocidad lineal del porta probetas: $168 \text{ mm/min} = 2.8 \text{ mm/s}$
- Se incluye la gravedad en el análisis.



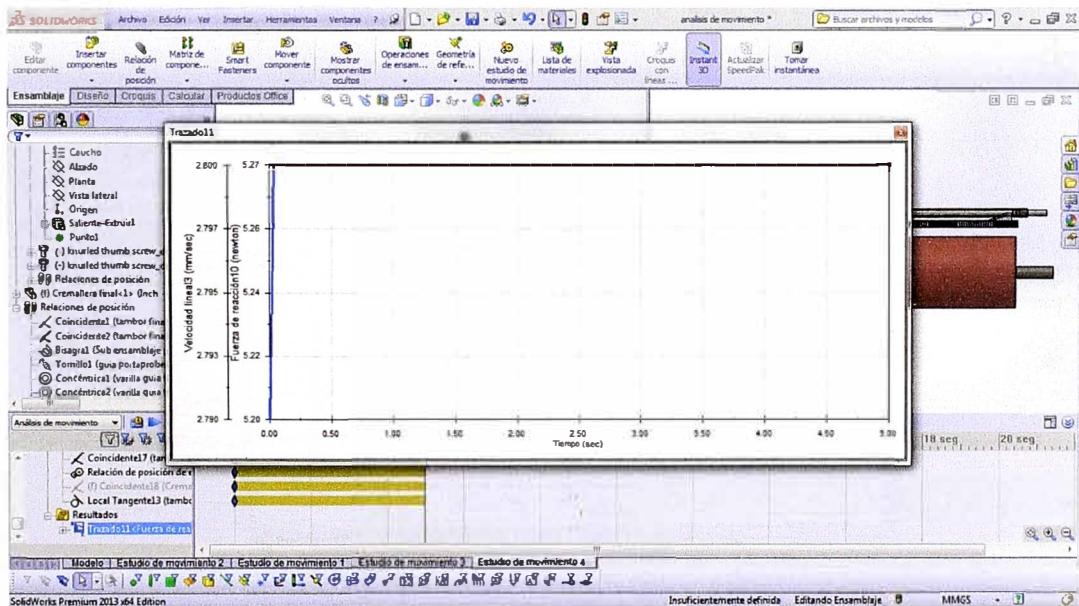
Para conseguir una mayor precisión en los resultados, se configurará adecuadamente los “parámetros de análisis” de las relaciones de posición definidas durante el ensamble del modelo. A la relación de posición “concéntrica” en la unión entre el brazo batiente y la guía porta probetas (tuerca del husillo), se le asignará fuerza de fricción (Contacto aluminio- aluminio sin lubricación) y también se considerará que las dos orejas de la guía soportan las cargas del brazo batiente.

COMPROBACION DEL SISTEMA SIN UTILIZACION DE PESAS:

Para calcular el valor de la carga sobre la probeta (porta probetas sin pesas) se realizó un análisis al modelo 3D realizado en Solidworks.



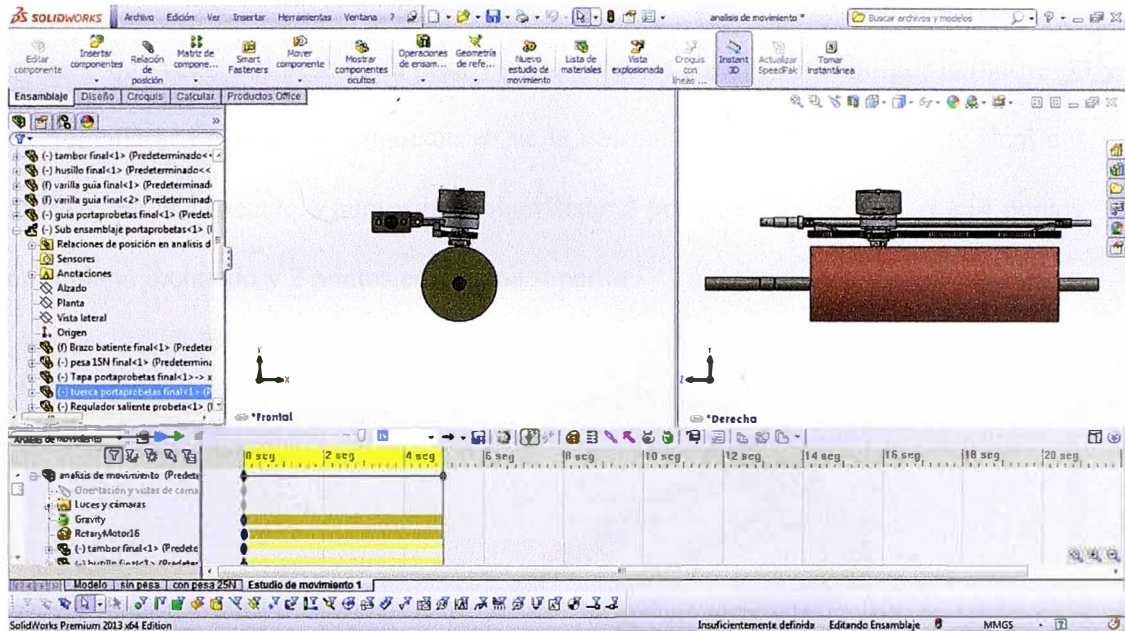
Al modelo se le asigna gravedad, un motor rotatorio de 40 rpm sobre el eje del tambor y una relación de posición de tangencia entre el tambor y la probeta. El análisis comienza con el tambor y probeta ya en contacto. Los resultados obtenidos son:



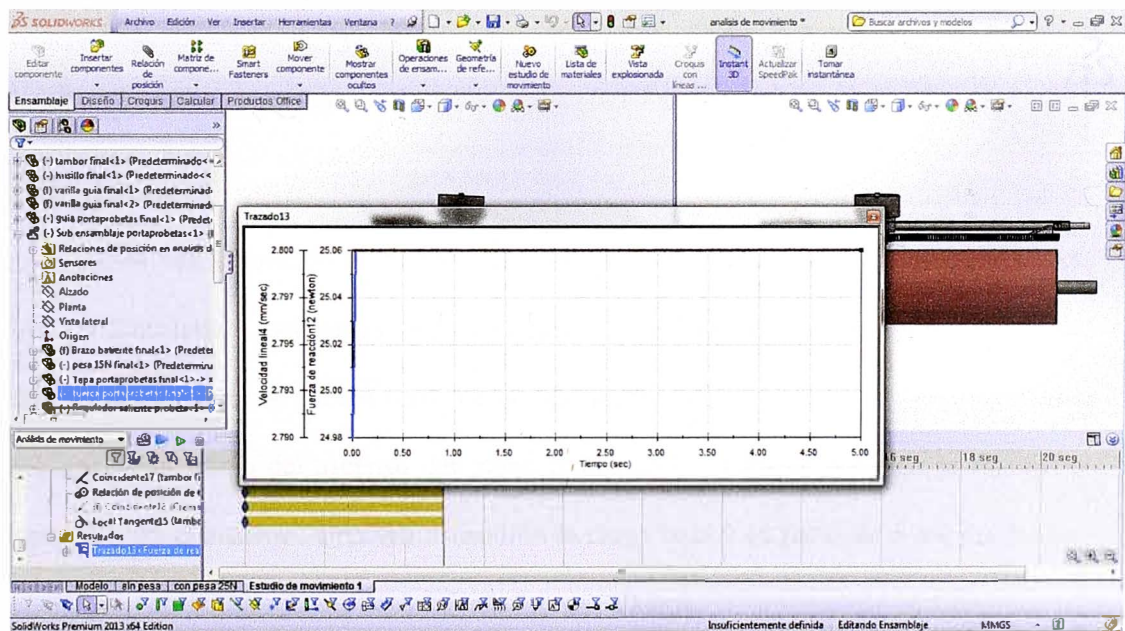
Se obtiene una fuerza resultante de 5N sobre la probeta. La velocidad es de 2,8 mm/s

COMPROBACION DEL SISTEMA CON UTILIZACION DE PESAS:

Se utiliza la pesa para conseguir 25N de carga de prueba en la probeta.

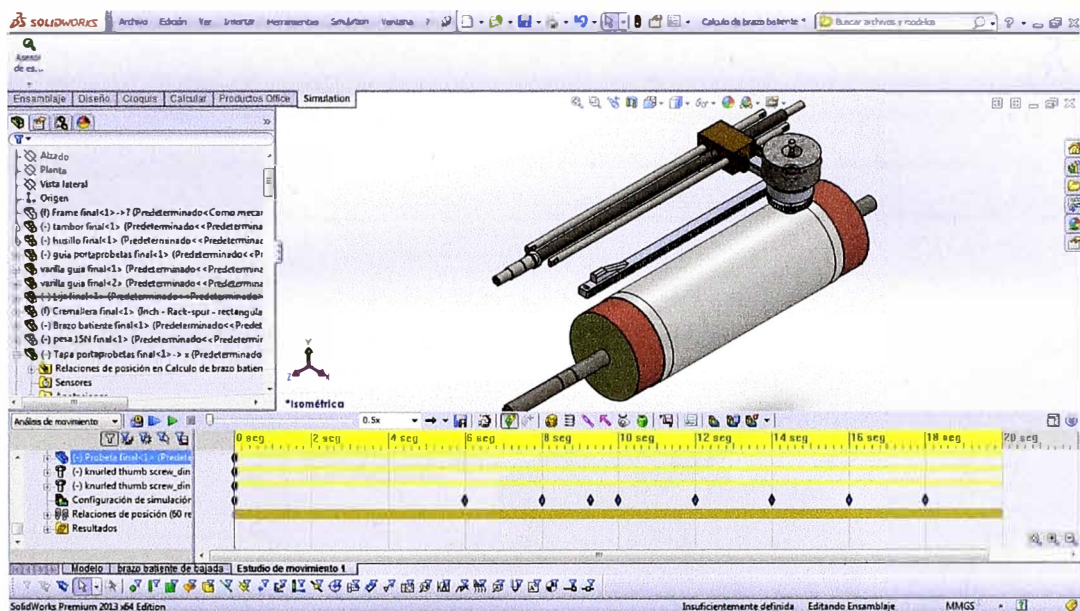


Se obtiene 25N de carga en la probeta y una velocidad lineal de 2,8mm/s en el eje Z.



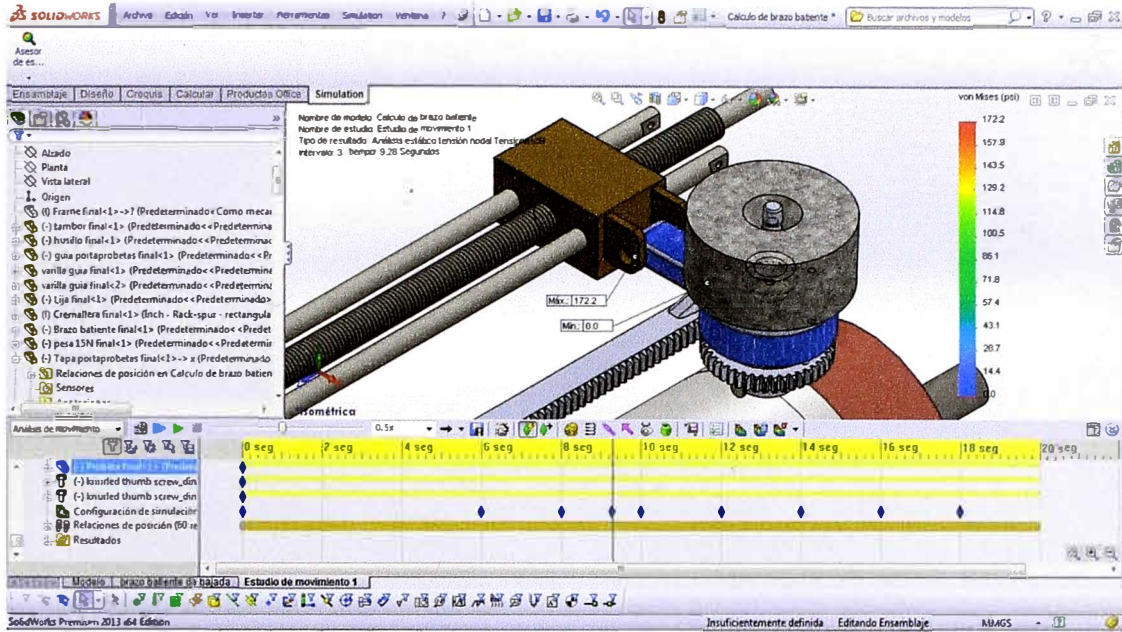
F. RESULTADOS

En esta etapa se procede al análisis del sistema verificado en Solidworks Motion. Los esfuerzos más desfavorables en el brazo batiente ocurren al final del ensayo, donde se tiene que vencer el peso de la pesa y porta probetas para poder subir por la rampa de la cremallera: En la figura siguiente se ve la ubicación del porta probetas al final del análisis. Se han tomado 8 puntos para el análisis: 2 puntos en la zona inferior, 4 puntos en el plano inclinado y 2 puntos en la zona superior.

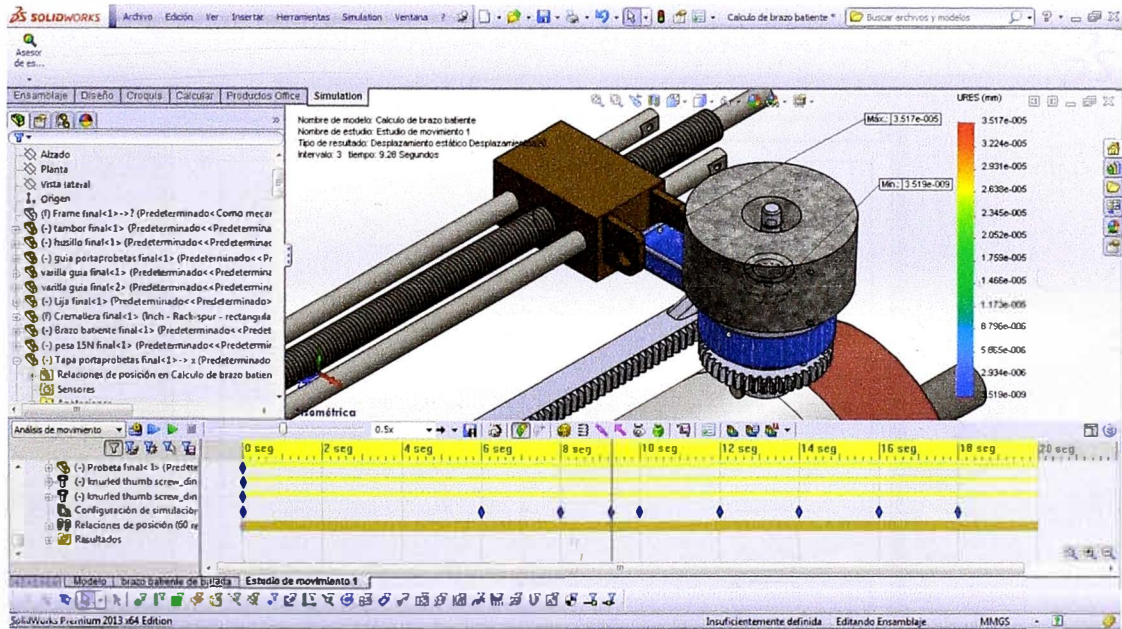


Una vez terminado el análisis en Solidworks Motion, se analiza en Solidworks Motion Simulation. Las cargas de ensayo obtenidas se mantienen constantes y similares en los análisis tanto de subida como de bajada (Aprox. 25 lbs). La carga máxima ocurre justamente al inicio del ascenso del plano inclinado (172 lbs) y la carga se mantiene durante todo el ascenso. Una vez ascendido la carga baja y es parecida a los resultados obtenidos con portaprobetas descendente (aprox. 80 lbs).

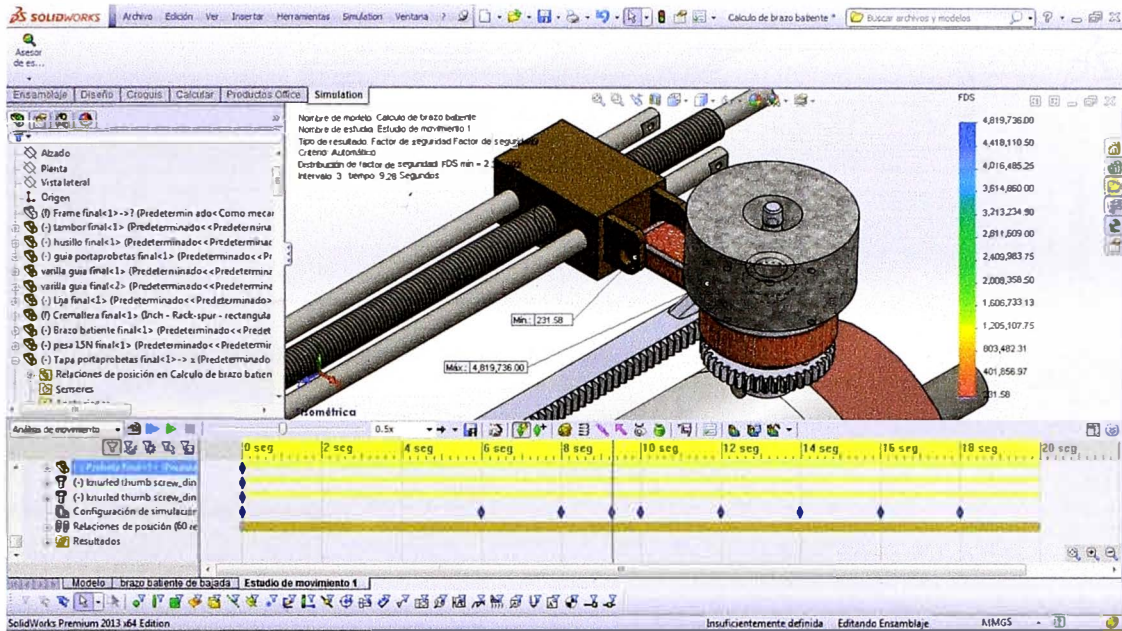
Esfuerzos máximos:



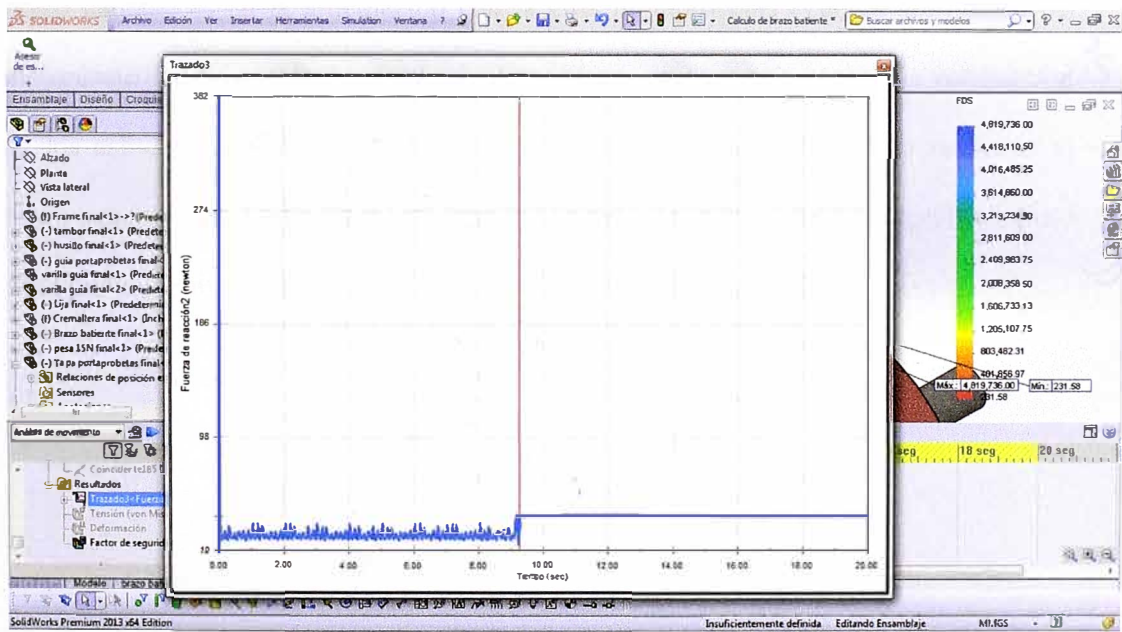
Deformación máxima:

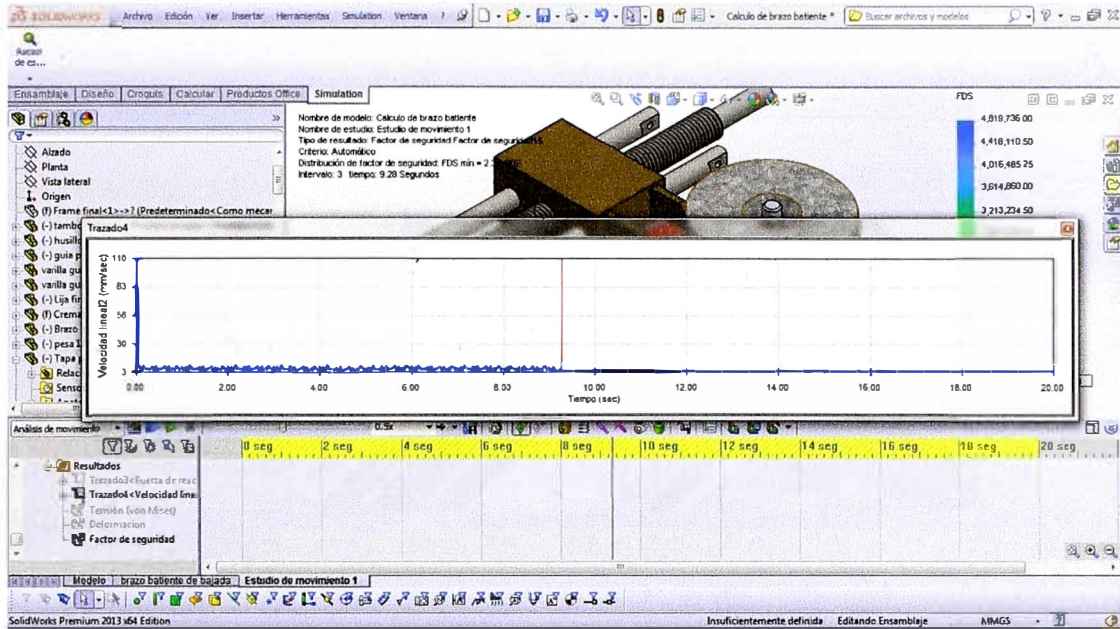


Factor de seguridad:



Verificando la velocidad de la probeta y la reacción en la articulación guía portaprobetas-brazo batiente

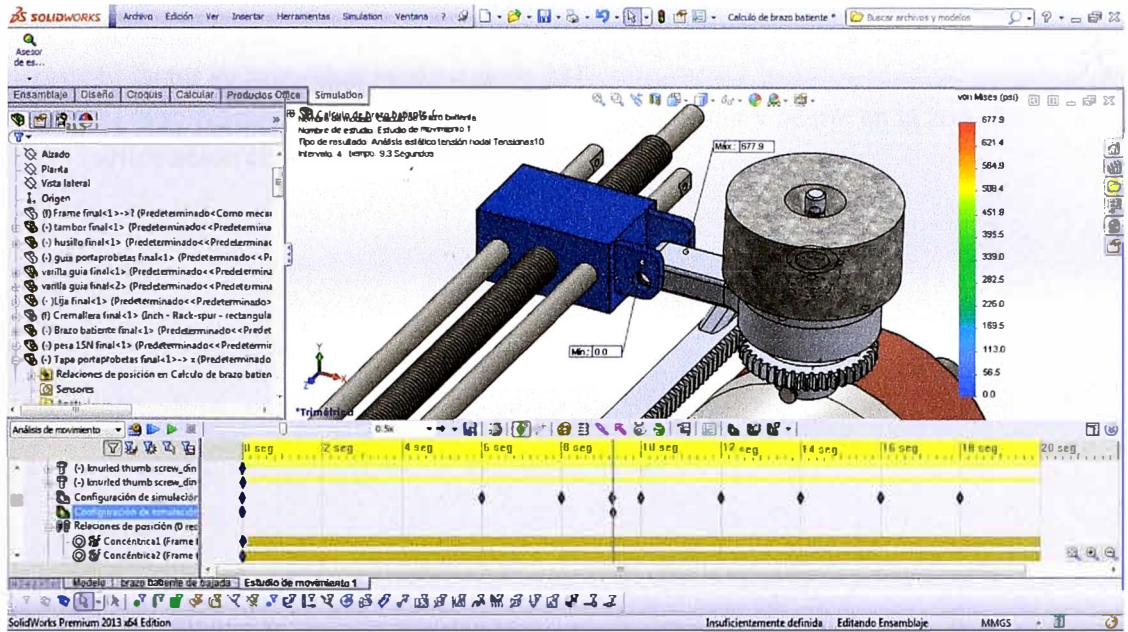




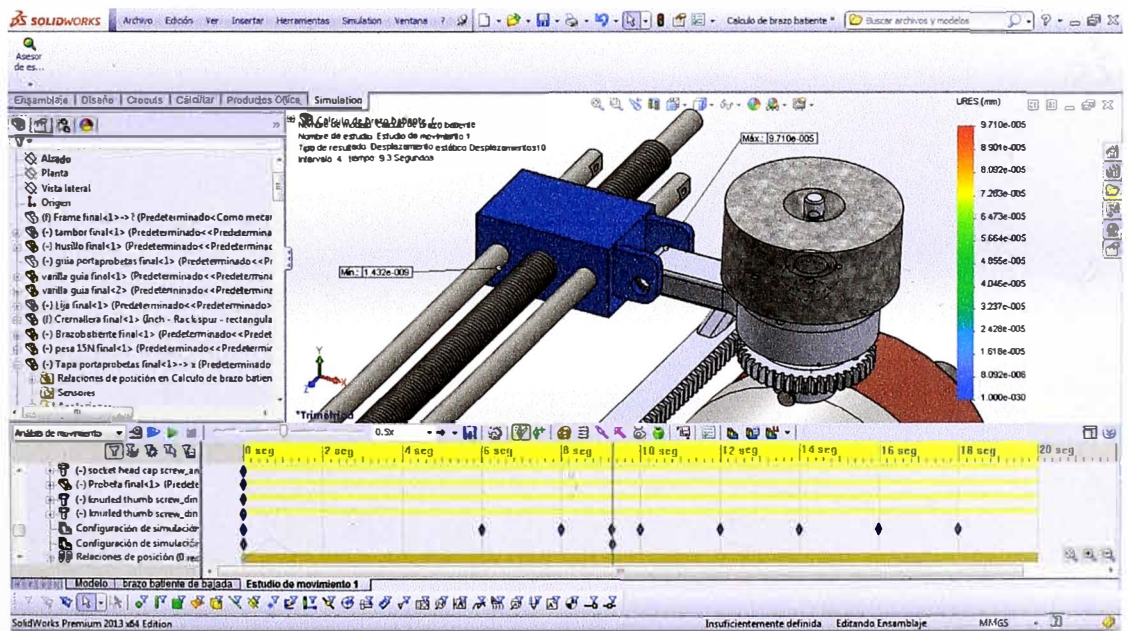
ANALISIS DE LA ARTICULACION EN LA GUIA PORTAPROBETAS

De los resultados anteriores se ha encontrado que la zona crítica de esfuerzos del brazo batiente es en la articulación con la guía portaprobetas (Tuerca del husillo del mecanismo husillo-tuerca de la máquina) por lo que es necesario hacer una verificación de los esfuerzos en ambas piezas. Se utilizará el mismo procedimiento realizado al brazo batiente para analizar los esfuerzos y deformaciones de la guía portaprobetas justo en el punto de pivote. Los esfuerzos de von misses obtenidos son los siguientes

Esfuerzos de Von Mises:



Deformaciones



G. CONCLUSIONES

- El modelo analizado esta dentro de los valores permitidos de esfuerzos y deformaciones.
- El factor de seguridad mínimo es de 231.
- El desplazamiento absoluto máximo es de $3,5e-5$ mm y ocurre en la zona de articulación con la guía portaprobetas.