

DISEÑO DE UNA MÁQUINA MANUAL MULTIFUNCIONAL DESTRONCADORA Y
ABRILLANTADORA PARA PISOS EN MÁRMOL Y GRANITO

Autor

GERARDO ANTONIO FLÓREZ MARÍN

UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE PEREIRA

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

PEREIRA

2016

DISEÑO DE UNA MÁQUINA MANUAL MULTIFUNCIONAL DESTRONCADORA Y
ABRILLANTADORA PARA PISOS EN MÁRMOL Y GRANITO

Autor

GERARDO ANTONIO FLÓREZ MARÍN

Trabajo de grado presentado como requisito para optar al título de

Ingeniero Mecánico

Director

M.Sc. LUIS CARLOS FLÓREZ GARCIA

UNIVERSIDAD TECNOLÓGICA DE PEREIRA

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

PEREIRA

2016

Dedicatoria

El presente trabajo de grado está dedicado a mis padres, María del Socorro Marín y Gerardo Flórez Muñoz, gracias por su apoyo incondicional.

A mi hermano Manuel Alejandro Flórez que ha sido como un segundo padre para mí, por sus consejos y apoyo, gracias.

A Luis Carlos Flórez, por creer en mí y motivarme a seguir aprendiendo cada día, por su colaboración y apoyo al momento de realizar este trabajo de grado.

TABLA DE CONTENIDO

	Pág.
1. OBJETIVOS.....	6
1.1 OBJETIVO GENERAL	6
1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS	6
2. MARCO TEÓRICO	7
2.1 Mármol y granito:.....	7
2.2 Tipos de máquinas.....	9
2.3 Procesos de pulido para pisos en mármol y granito:	11
2.4 Análisis cinemático de una partícula abrasiva durante el proceso de pulido:	12
3. PROCESO DE EVALUACIÓN, APLICACIÓN Y SELECCIÓN DE LAS PARTES O ELEMENTOS MECÁNICOS MÍNIMOS DE LA MÁQUINA.....	13
3.1 Proceso de evaluación y selección:	13
4. SELECCIÓN DEL MOTOR, MATERIALES Y DIMENSIONAMIENTO BÁSICO DE LOS COMPONENTES MECÁNICOS.....	18
4.1 Calculo de la potencia y selección del motor:.....	18
4.2 Selección del arrancador eléctrico:	20
4.3 Diseño previo de los arboles:	20
4.4 Selección de acoplamiento:.....	22
4.5 Diseño de los engranajes para la transmisión mecánica:	22
5. VERIFICACIÓN DE LOS ELEMENTOS MECÁNICOS	24
5.1 Diseño de árboles por análisis de cargas pico y teoría de fatiga por von mises:	24
5.1.1 Dimensiones del árbol 1:.....	24
5.1.2 Análisis por cargas pico para el árbol 1:	28

5.1.3 Análisis por fatiga para el árbol 1:	28
5.1.4 Dimensiones del árbol 2:	32
5.1.5 Análisis por cargas pico para el árbol 2:	35
5.1.6 Análisis por fatiga para el árbol 2:	36
5.2 Simulación en CAD de la Máquina:	40
5.2.1 Introducción:	40
5.2.2 Análisis estático inicial de la Máquina:.....	40
5.2.3 Análisis estático final de la Máquina:	42
6. ANÁLISIS CINEMÁTICO DE UNA PARTÍCULA ABRASIVA DURANTE EL PROCESO DE PULIDO DE PISOS EN MÁRMOL Y GRANITO.	45
6.1 Introducción:	45
6.2 Análisis cinemático:	46
7. CONCLUSIONES	54
8. BIBLIOGRAFÍA.....	56
ANEXOS.....	60

1. OBJETIVOS

1.1 OBJETIVO GENERAL

Diseñar una máquina multifuncional destroncadora y abrillantadora de operación manual para pisos de mármol y granito, con un asiento de reposo para el usuario, facilitando la operación del equipo.

1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Seleccionar la configuración de la transmisión mecánica y de los discos de pulido.
- Determinar la potencia requerida por la máquina.
- Analizar la cinemática de una partícula abrasiva durante el proceso de pulido.
- Diseñar el esquema de las partes del equipo y diseño resistivo de la pulidora.
- Verificar por medio de elementos finitos y por hipótesis de esfuerzo cortante octaédrico.

2. MARCO TEÓRICO

Dado que este trabajo se centra en el diseño de una máquina manual multifuncional destroncadora y abrillantadora para pisos en mármol y granito, se hace necesario plantear algunos parámetros conceptuales para la lectura interpretativa de este documento. Para empezar, se hablara de las propiedades físicas del mármol y granito como rocas ornamentales. Posteriormente se darán a conocer algunos tipos de máquinas multifuncionales, con sus respectivas características y accesorios, se entenderán algunos conceptos sobre el pulido de pisos elaborados en mármol y granito. Finalmente se hablara sobre el análisis cinemático de una partícula abrasiva durante el proceso de pulido de pisos en mármol y el granito.

2.1 Mármol y granito:

El mármol y el granito como rocas ornamentales han sido utilizados durante muchos siglos en la construcción debido a sus cualidades estéticas y su durabilidad. *“La durabilidad se puede definir como la medida de su capacidad a resistir y mantener su tamaño original, forma, propiedades mecánicas y aspecto estético a lo largo del tiempo”*. [1].

En la actualidad el mármol y el granito como elementos individuales se utilizan en el recubrimiento de columnas, en fachadas, encimeras de cocinas, monumentos y pisos, ver Figura 1. Una vez pulidos los pisos en mármol y granito se obtiene una superficie de alta durabilidad, con excelentes cualidades estéticas y escasa porosidad que impide la absorción de líquidos. Se pueden clasificar de diferentes maneras, las cuales son por: color, tamaño, composición y porosidad. [2].

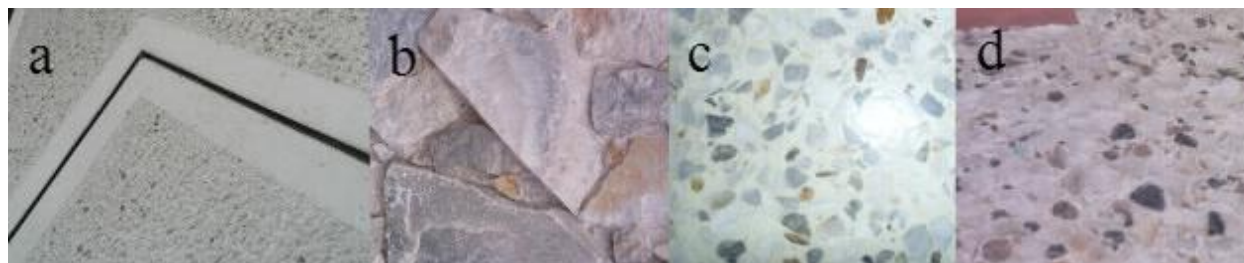


Figura 1.a) Fachada en granito con acabado abujardado, b) fachada en mármol, c) piso en granito superficie pulida, d) piso en granito lavado.

El mármol está conformado en un 90% por carbonato de calcio y el 10% restante son consideradas impurezas, las cuales le dan gran variedad de colores. [3].

El granito está conformado por tres minerales esenciales los cuales son: Cuarzos, feldespatos y micas en sus distintas variedades y porcentajes variables, dando lugar a una gama de granitos de aspecto y propiedades diferentes. [4].

En la Tabla 1. Se presentan diferentes propiedades y características para el mármol y el granito de forma independiente como rocas ornamentales. [1]

Característica o propiedad	Dureza (Mohs)	Densidad (g/cm ³)	Resistencia a la compresión (Mpa)	Resistencia a la tracción (Mpa)	Resistencia a la flexión (Mpa)	Módulo de Poisson
Mármol	3.0-4.0	2.6-2.8	52	±(10-15%)*52	10.34	0.25-0.33
Granito	5.5-7.0	2.56	131	±(10-15%)*131	7	0.25-0.33

Tabla 1. Características y propiedades para el mármol y el granito [1].

Anteriormente se habló del mármol y el granito como elementos individuales ahora se hará énfasis cuando se emplean en la elaboración de pisos como elementos que conformaran una superficie uniforme, cabe resaltar que en Colombia son muy utilizados, ya que se elaboran de manera artesanal por lo tanto hay pocas especificaciones técnicas y más conocimiento práctico, ver Figura 2.

A continuación se presenta la Tabla 2 con la cantidad de materiales para la realización de un piso en mármol y granito de un metro cuadrado (1 m²) por un centímetro (1 cm) de ancho. Cabe resaltar que estos valores pueden cambiar dependiendo del espesor de las placas de mármol como de su área.

Material	Cantidad
Mármol	1/2 metro ²
Granito	15 Kg
Marmolina	3 KG
Cemento blanco	7 KG

Tabla 2. Cantidad de materiales necesarios para elaboración de un piso en mármol y granito. [5].



Figura 2. a) piso de mármol y granito, b) piso de mármol y granito y c) piso de mármol y granito con figuras decorativas en bronce.

2.2 Tipos de máquinas.

Para hablar de los diferentes tipos de máquina multifuncional destronadora y abrillantadora de operación manual, se debe aclarar que algunos fabricantes las llaman máquinas pulidoras para pisos, además los mayores fabricantes son del continente europeo y no tienen conceptos unificados sobre el nombre y en algunos equipos no especifican si pueden realizar las operaciones de destronado y abrillatado con dicha máquina. Estas operaciones se pueden realizar por separado con una máquina destronadora y una máquina abrillantadora, a este último tipo de equipos la mayoría de empresas las conocen por el nombre de brilladoras, cuando la palabra correcta según el diccionario de la lengua española es abrillantar.

Se presenta la Tabla 3 con algunos modelos de máquinas multifuncional, destronadora y abrillantadora, para entender el funcionamiento y características de estos equipos.

Modelo	Motor (HP)	Volt (V)	Amp (A)	velocidad utensilios (rpm)	tanque agua (Lts)	medidas LxAxP (cm)	peso (Kg)
Levighetor 645 TOP	4	220	16	1000	18	65x135x49	112
Hercules 800 Vs	15	380-480	32	400-1300	46	214x130x86	385
Expander 1000 TOP	25	340-480	35	300-1300	46	170x150x105	1347

Tabla 3. Características de diferentes maquinas multifuncionales destronadoras y abrillantadoras, ver Figura 3.



Figura 3. a) Máquina pulidora modelo Levighetor 645 top de operación manual, b) Máquina pulidora modelo Hercules 800 vs de operación manual y c) Máquina pulidora modelo Expander 1000 top operada por control remoto. [6].

Modelo	Motor (HP)	Volt (V)	velocidad utensillos (rpm)	tanque agua (Lts)	medidas LxAxP (cm)	peso (Kg)
RT 310	4	220	520	50	92.5x109x51	-
RT 500	4	220	300-1400	30	92x70x50	100
Tornado	4	220	1200-1500	8	85x125x53	67

Tabla 4. Características para dos máquinas destronadoras y una abrillantadora respectivamente, ver Figura 4.



Figura 4. a) Máquina destronadora modelo RT 310 de operación manual. [7], b) Máquina destronadora RT 500 de operación manual. [7]. c) Máquina abrillantadora tornado de operación manual. [6].

2.3 Procesos de pulido para pisos en mármol y granito:

El brillo es el criterio estético fundamental en los acabados de pisos en mármol y granito, por lo tanto se hace necesario obtener el mayor valor de brillo en la superficie y para ello se deben implementar dos operaciones: destroncado y abrillantado. Son dos etapas de pulido por desgaste abrasivo. “la norma ASTM G40-92 define el desgaste abrasivo como la pérdida de masa resultante de la interacción entre partículas o asperezas duras que son forzadas contra una superficie y se mueven a lo largo de ella”. [8].

El destroncado (desbaste) se realiza con unos abrasivos los cuales son discos diamantados y se refrigera la superficie de trabajo con agua. Se coloca el primer juego de diamantes bajo la rotativa y en contacto con el suelo, ver Figura 5. Hay que trabajar con pasadas lentas y cruzadas sobre una superficie pequeña de aproximadamente 2 por 2 metros, periódicamente habrá que ir añadiendo agua si es necesario y una vez repasada toda la superficie del suelo se recoge la pasta formada. Se repite la misma operación pero colocando un juego de diamantes con los granos más finos. [2].

El abrillantado (brillado) se realiza con abrasivos los cuales son: discos diamantados con granos finos y de lana de acero. Se coloca el primer juego de diamantes de granulometría más fina bajo la rotativa y en contacto con el suelo. Hay que trabajar con pasadas rápidas. Se aplica una serie de productos sobre la superficie de trabajo con el fin de obtener un brillo natural y duradero y sellar los poros para impedir la absorción de líquidos. Una vez repasada toda la superficie del suelo, se repite la misma operación hasta llegar al disco de lana de acero. [2].

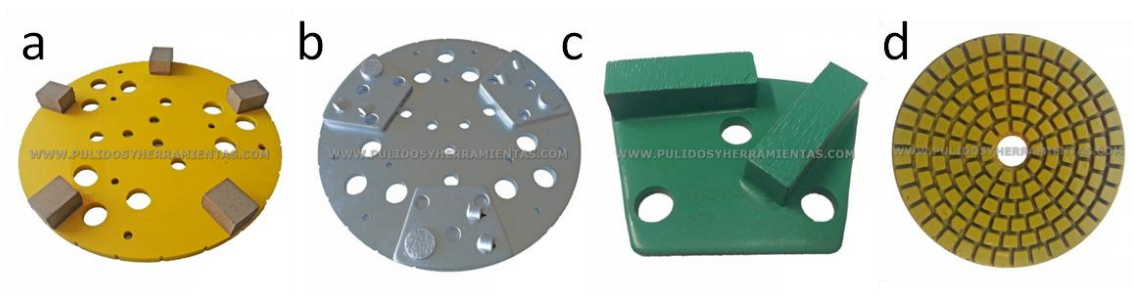


Figura 5. a) Disco diamantado de 200 mm de diámetro, b) Disco diamantado de acero de 200 mm de diámetro, c) Pastillas de diamante de acero, d) Disco diamantado de resina de 200 mm de diámetro.[7].

2.4 Análisis cinemático de una partícula abrasiva durante el proceso de pulido:

Algo interesante para mencionar es que las técnicas de simulación son herramientas que nos permiten optimizar procesos, por este motivo se hace importante hacer un análisis cinemático de las partículas abrasivas durante el proceso de pulido, determinando diferentes variables que ayudaran a conocer y entender el pulido mediante desgaste abrasivo con una máquina multifuncional destroncadora y abrillantadora de operación manual. Las principales variables a conocer serán: la trayectoria de la partícula abrasiva, su velocidad y aceleración. Para el proceso de pulido no hay especificaciones técnicas de los movimientos que deba hacer el operario con el equipo. Por esto es de gran ayuda conocer el comportamiento de la partícula abrasiva sometida a diferentes movimientos.

Este análisis se basara en una serie de artículos científicos que se encargan de analizar el proceso de pulido industrial a una superficie de gres de porcelana, en especial en el artículo “Cinemática de una partícula abrasiva durante el proceso de pulido industrial de baldosas de gres de porcelana”. [9, 10, 11,12 y 13].

3. PROCESO DE EVALUACIÓN, APLICACIÓN Y SELECCIÓN DE LAS PARTES O ELEMENTOS MECÁNICOS MÍNIMOS DE LA MÁQUINA.

3.1 Proceso de evaluación y selección:

Para poder seleccionar las partes o elementos mecánicos principales que debe tener el diseño de una máquina manual multifuncional destronadora y abrillantadora de pisos, se realiza una evaluación mediante puntajes la cual nos sirve como herramienta para poder seleccionar las partes más idóneas del equipo, con los siguientes criterios de evaluación: costo, movilidad, peso, ergonomía y área de pulido.

Cada criterio de evaluación tiene un valor de 1 a 5, donde 1 es el de menor importancia y 5 el de mayor importancia, en los elementos de conjunto que hacen parte de la máquina. Para evaluar cada elemento mecánico respecto a cada criterio de evaluación, se hará de 1 a 5, 1 es el valor mínimo y 5 el valor máximo, cada concepto de evaluación cambia dependiendo del criterio de evaluación al cual se quiera relacionar el elemento mecánico. Cada criterio se basara en las siguientes necesidades:

- **Costo:** Se busca que el precio de las partes del equipo sea bajo, ya que esto afecta el costo global de la máquina y se requiere que sea mínimo, para que el equipo sea de fácil acceso económico.
- **Movilidad:** Se requiere que el equipo sea de fácil movimiento para el operario durante el proceso de pulido, para ello se necesita que cada elemento mecánico aporte a la movilidad de la máquina.
- **Peso:** Se busca que las partes del equipo sean de bajo peso. Para tener una maquina la cual sea de fácil transporte.
- **Ergonomía:** Se pretende que todos los elementos mecánicos sean cómodos para el operario durante el funcionamiento del equipo, debido a que se está en una misma posición con movimientos repetitivos durante un largo periodo de tiempo.
- **Área de pulido:** Se busca que cada elemento mecánico aporte en el aumento del área de pulido para un mismo tiempo.

EVALUACIÓN DE LOS ELEMENTOS DEL EQUIPO		indicadores y grado de importancia de los elementos principales del equipo						
Elementos	Posibilidades	costo (\$)	movilidad	peso	ergonomía	área de pulido	total puntaje	
PESO		3	3	2	3	3	total sin su grado de importancia	total con su grado de importancia
Manubrio	1.a	4	2	2	2	3	13	37
	1.b	3	3	3	3	3	15	42
	1.c	3	3	3	4	4	17	48
tanque para el agua	2.a	3	3	3	2	3	14	39
	2.b	2	3	3	3	3	14	39
	2.c	3	3	3	3	3	15	42
Silla	3.a	3	3	2	2	3	13	37
	3.b	3	3	3	4	3	16	45
	3.c	3	4	3	2	3	15	42
	3.d	3	4	3	4	3	17	48
Base	4.a	3	3	3	3	3	15	42
	4.b	4	3	4	2	3	16	44
	4.c	3	3	4	3	3	16	44
Motor	5.a	2	3	4	3	2	14	38
	5.b	3	3	3	2	3	14	39
Ruedas	6.a	4	3	3	3	3	16	45
	6.b	3	3	2	4	3	15	43
	6.c	3	4	2	2	4	15	43
discos	7.a	3	3	3	3	4	16	45
	7.b	4	4	4	3	2	17	47
	7.c	2	3	3	3	5	16	45
transmisión	8.a	2	4	2	3	3	14	40
	8.b	3	3	3	3	3	15	42
	8.c	2	3	4	3	3	15	41

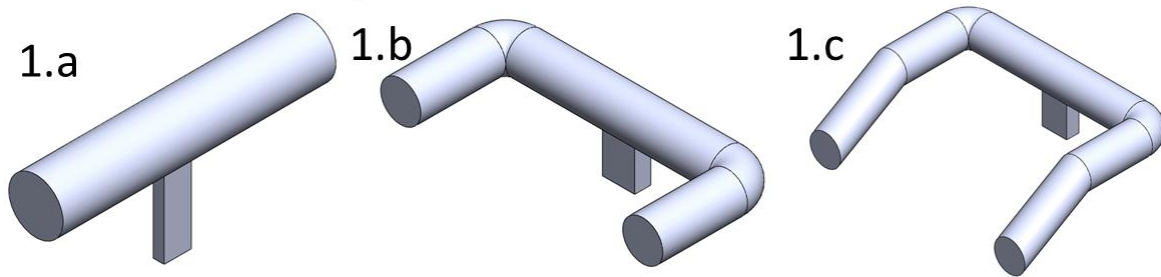


Figura 6. 1.a) manubrio recto, 1.b) manubrio curvado, 1.c) manubrio con apoyo para brazos.

Se selecciona el elemento 1.c por su alto aporte ergonómico, que contribuye a la fácil manipulación del equipo.

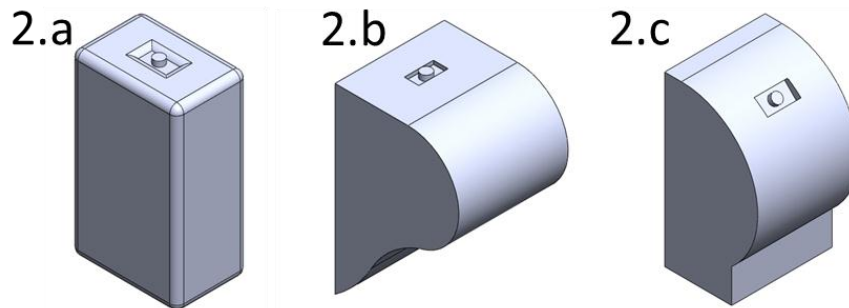


Figura 7. 2.a) tanque para el agua rectangular, 2.b) tanque para el agua con curvatura en el centro, 2.c) tanque para el agua con curvatura y base rectangular.

Se selecciona el elemento 2.c debido a la contribución en movilidad, costo y área para tener un proceso de pulido más óptimo.

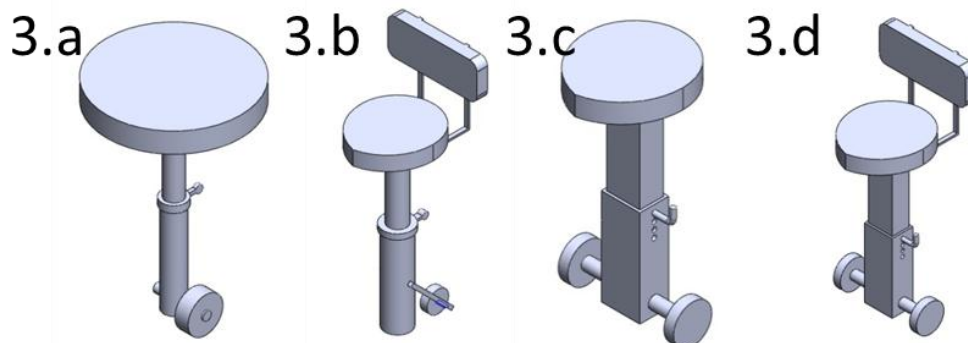


Figura 8. 3.a) silla con una rueda, 3.b) silla con espaldar y una rueda, 3.c) silla con dos ruedas, 3.d) silla con espaldar y dos ruedas.

Se selecciona la silla 3.d por su aporte a la movilidad y ergonomía, permitiendo tener una silla de reposo para el operario la cual permita un fácil desplazamiento y la buena postura del cuerpo.

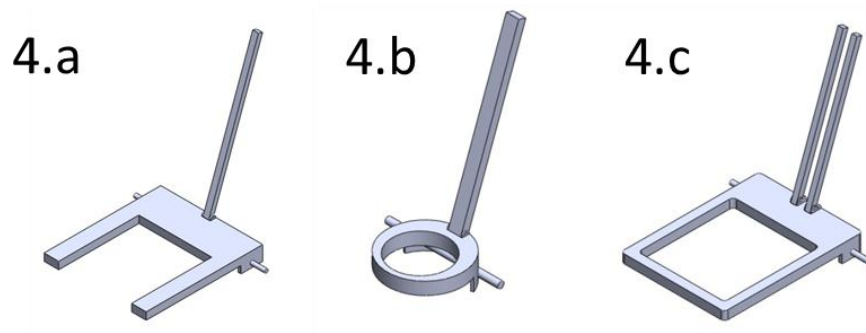


Figura 9. 4.a) base semi-rectangular, 4.b) base circular, 4.c) base rectangular

Se selecciona la base 4.c, por su aporte a la movilidad y ergonomía que permite un manejo más fácil para el operador.

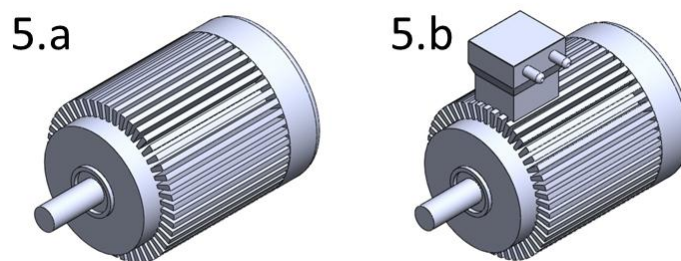


Figura 10. 5.a) motor monofásico, 5.b) motor trifásico.

Se elige un motor trifásico (5.b) debido a que tiene un costo menor que el monofásico y tiene la posibilidad de instalarse un variador de frecuencia para regular la velocidad del equipo, mejorando así el área de pulido.

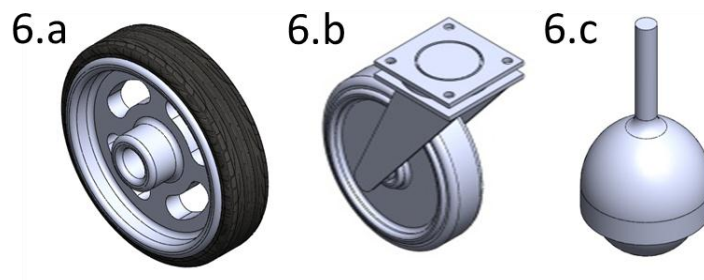


Figura 11. 6.a) rueda, 6.b) rodachin, 6.c) rotula.

Se elige la llanta (6.a) por su bajo costo y su buen funcionamiento cuando soporta cargas pesadas.

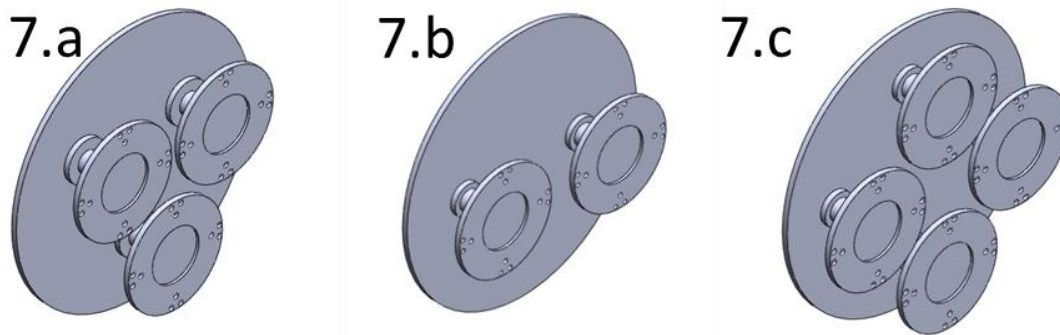


Figura 12. 7.a) 3 cabezales de pulido, 7.b) 2 cabezales de pulido, 7.c) 4 cabezales de pulido.

Se seleccionó el elemento 7.b debido a que tener dos cabezales de pulido es más económico y reduce el peso de la máquina, haciendo más fácil la rotación de los cabezales de pulido.

NOTA: El diseño de las diferentes transmisiones mecánicas se elaboró después de seleccionar el número de cabezales de pulido del equipo.

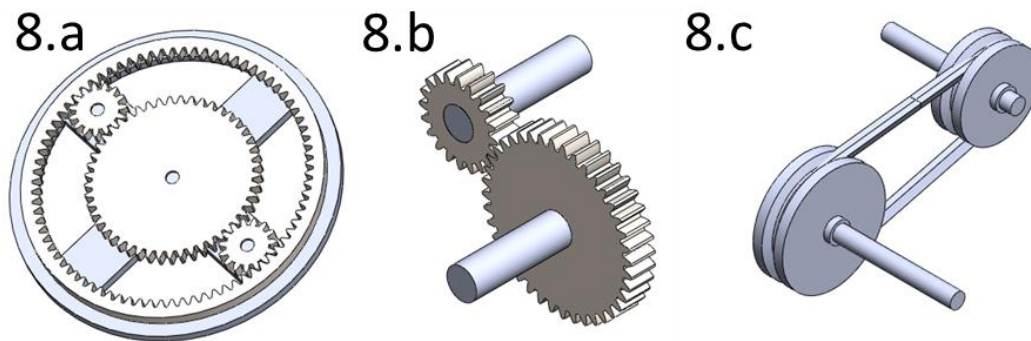


Figura 13. 8.a) transmisión tren planetario, 8.b) transmisión por engranajes, 8.c) transmisión por poleas.

Se selecciona la transmisión por engranajes ya que son elementos más apropiados para dos cabezales de pulido debido a su bajo costo y peso.

4. SELECCIÓN DEL MOTOR, MATERIALES Y DIMENSIONAMIENTO BÁSICO DE LOS COMPONENTES MECÁNICOS.

4.1 Calculo de la potencia y selección del motor:

Es la potencia con la cual la máquina manual multifuncional destroncadora y abrillantadora para pisos en mármol y granito, trabajara bajo diferentes condiciones por lo que se hace necesario calcular la potencia con los parámetros de pulido para la fase de destronado, debido a que esta etapa requiere más potencia que el abrillatado. Esta potencia se calcula mediante la siguiente expresión:

$$P = T \cdot \omega \quad [\text{EC. 1}]$$

Dónde:

$$T = F \cdot r \quad [\text{Torque en el cabezal de pulido}]$$

$$F = W \cdot \mu \quad [\text{Fuerza tangencial requerido para mover el cabezal de pulido}]$$

$$W = 100 \text{ Kg} \quad [\text{Peso de la maquina}]$$

$$\mu = 0,7 \quad [\text{Coeficiente de fricción entre el mármol y granito y una superficie sin pulir, [14]}]$$

$$F = 100 \text{ Kg} * 0,7 = 70 \text{ Kgf}$$

$$r = 0,25 \text{ m} \quad [\text{Radio máximo de un disco diamantado para la etapa de destronado}]$$

$$T = 70 \text{ Kgf} * 0,25 \text{ m} = 17,5 \text{ Kgf} \cdot \text{m}$$

$$N = 1200 \text{ rpm} \quad [\text{Revoluciones del cabezal de pulido}]$$

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi}{60} * 1200 \text{ rpm} = 125,66 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

$$P = 17,5 \text{ Kgf} \cdot \text{m} * 125,66 \frac{\text{rad}}{\text{s}} = 2199,05 \text{ Kgf} \cdot \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$P = 2,199 \text{ Kw} * 1,34 \frac{\text{HP}}{\text{Kw}} = 2,94 \text{ HP}$$

Para determinar la potencia nominal requerida por el motor se hace necesario incluir un factor de seguridad (FS), la potencia nominal se expresa así:

$$P_M = P \cdot FS \quad [\text{EC.2}]$$

Dónde:

$$FS = 1,3 \quad [\text{Factor de seguridad para el cálculo de la potencia nominal del motor}]$$

Es decir que:

$$P_M = 2,94 \text{ HP} * 1,3 = 3,82 \text{ HP}$$

Después de calcular la potencia nominal del motor se procede a calcular las rpm del mismo, mediante la relación de transmisión y las rpm de los cabezales de pulido.

Los valores de transmisión recomendados para engranajes de dientes rectos son, [15]:

$$i = (3 - 5)$$

La frecuencia de rotación del motor está dada por la siguiente ecuación:

$$\omega_{motor} = \omega \cdot i \quad [\text{EC. 3}]$$

Para los valores de transmisión de menor magnitud:

$$\omega_{motor} = 1200 \text{ rpm} * 3 = 3600 \text{ rpm}$$

Para los valores de transmisión de mayor magnitud:

$$\omega_{motor} = 1200 \text{ rpm} * 5 = 6000 \text{ rpm}$$

Con la potencia determina y un rango de frecuencia de rotación del motor se procede a la selección del mismo.

Se selecciona un motor trifásico de propósito general marca siemens de referencia 1LA7 097-2YB60, 4 HP, velocidad nominal 3460 rpm, eficiencia de 84.5 %, peso de 16 Kg, 220/460 VAC, 3~, 60 Hz, aislamiento clase F, TEFC. Ficha técnica del motor eléctrico, ver Anexo 1.

4.2 Selección del arrancador eléctrico:

Para la selección del arrancador eléctrico, se toma como referencia la corriente nominal del motor eléctrico a 220 VAC, la cual es 11 A. como el motor seleccionado es de uso severo se requiere un arrancador de corriente eléctrica suave. Se selecciona un arrancador suave para prestaciones estándar del catálogo siemens de referencia SIRIUS 3RW3017-1BB14. Ficha técnica del arrancador eléctrico, ver **Anexo 3**.

4.3 Diseño previo de los arboles:

Como se conoce la potencia y frecuencia de giro del motor eléctrico se hace un diseño previo de los árboles para obtener dimensiones básicas que posteriormente serán verificadas.

Calculo de la velocidad de giro de los arboles:

El árbol 1 por donde entra el movimiento, gira a la velocidad del motor (ω_1); en este árbol se encuentra la rueda de entrada de movimiento y en el árbol 2 se encuentra la rueda de salida de movimiento.

$$N_I = 3460 \text{ rpm}$$

$$N_{II} = \frac{N_I}{i} = \frac{3460 \text{ rpm}}{3} = 1153 \text{ rpm} \quad [\text{EC .4}]$$

Calculo de los momentos torsores en los arboles:

El par de torsión se calcula en el área de interés. Mediante la siguiente ecuación tomada de las notas del profesor Libardo Vanegas [16].

$$T[N.m] = \frac{60.P[W]}{2.\pi.N[\text{rpm}]} \quad [\text{EC.5}]$$

$$P = \frac{1000 \text{ W}}{1,34 \text{ HP}} * 4 \text{ HP} = 2985 \text{ W}$$

Donde, el par torsor para cada árbol es:

$$T_I = \frac{60 * 2985 \text{ W}}{2 * \pi * 3460 \text{ rpm}} = 8,23 \text{ N.m}$$

$$T_{II} = \frac{60 * 2985 W}{2 * \pi * 1153 rpm} = 24,72 N.m$$

Calculo de los diámetros previos de los arboles:

Para la determinación de los diámetros previos de los árboles se utiliza la ecuación dado por Libardo Vanegas [16], la cual relaciona el esfuerzo cortante de diseño y el par torsor.

$$d \geq \left(\frac{16.T}{\pi.S_{sd}} \right)^{\frac{1}{3}} \quad [\text{EC. 6}]$$

Donde $S_{sd} = (20 \dots 25)MPa$,

En el árbol 1:

$$d_I \geq \left(\frac{16 * 8,23 N.m}{\pi * (25 \times 10^6 Pa)} \right)^{\frac{1}{3}} = 0,0118 m = 11,8 mm$$

En el árbol 2:

$$d_{II} \geq \left(\frac{16 * 24,72 N.m}{\pi * (25 \times 10^6 Pa)} \right)^{\frac{1}{3}} = 0,0171 m = 17,1 mm$$

En base a los diámetros previos calculados anteriormente, y por criterios de diseño se opta a que los diámetros de los arboles 1 y 2 sean iguales al diámetro del eje del motor (24 mm), donde este valor es superior a los diámetros mínimos calculados. Se selecciona un acero AISI 1045 como material de fabricación de los árboles. En el capítulo 5 se realiza la verificación de la resistencia mecánica de los ejes.

4.4 Selección de acoplamiento:

Para la selección del acople se seguirán los pasos indicados por el fabricante INTERMEC [17], los cuales son:

- **calculo del torque nominal (T_n):**Para determinar el torque nominal se utiliza la siguiente ecuación:

$$T_n[\text{lb} - \text{In}] = \text{HP} \cdot \frac{63025}{\text{RPM}} \quad [\text{EC. 7}]$$

$$T_n[\text{lb} - \text{In}] = 4 \text{ HP} * \frac{63025}{3460 \text{ rpm}} = 72,86 \text{ Lb} - \text{In}$$

- **Determinación del factor de servicio:** se determina mediante el Anexo 4. Se utiliza un F.S de 2,1 para tipo de trabajo de operación muy fluctuante con choques, utilizando un motor eléctrico con torque estándar.

- **Calculo del torque de diseño (T_d):** Para determinar el torque de diseño se utiliza la siguiente ecuación:

$$T_d = T_n \cdot FS \quad [\text{EC. 8}]$$

$$T_d = 72,86 \text{ Lb} - \text{In} * 2,1 = 153 \text{ Lb} - \text{In}$$

- **Selección del acople en catálogo:** Para seleccionar el acople en el catálogo se toma como referencia el torque de diseño y el nominal, los cuales deben ser superiores a los calculados anteriormente y que los diámetros para los ejes no sean inferiores a los requeridos. Se selecciona un acople flexible de torsión INTERFLEX de referencia GE 19, Ver Anexo 5.

4.5 Diseño de los engranajes para la transmisión mecánica:

Para el diseño de los engranajes primero se calcularan todos los parámetros del engranaje de entrada y posteriormente del engranaje de salida, ver Tabla 5.

Por criterio del diseñador se elige el número de dientes del engranaje 1 y el modulo normalizados.

$$Z_1 = 20 \text{ dientes} \quad [\text{Número de dientes del engranaje de entrada (1)}]$$

$$m = 3 \text{ mm} \quad [\text{Modulo diametral}]$$

$$D = m \cdot Z \quad [\text{Diámetro primitivo}] \quad [\text{EC. 9}]$$

$$D_e = D + 2 \cdot m \quad [\text{Diámetro exterior}] \quad [\text{EC.10}]$$

$$h = 2,1677 \cdot m \quad [\text{Altura del diente}] \quad [\text{EC.11}]$$

$$D_i = D_e - 2 \cdot h \quad [\text{Diámetro interior}] \quad [\text{EC.12}]$$

$$b = (10 \text{ a } 15) \cdot m \quad [\text{Espesor del diente}] \quad [\text{EC.13}]$$

$$i = \frac{Z_2}{Z_1} \quad [\text{Relación de transmisión}] \quad [\text{EC.14}]$$

Donde $i = 3$.

$$Z_2 = i \cdot Z_1 = 3 * 20 \text{ dientes} = 60 \text{ dientes} \quad [\text{Numero de dientes del engranaje 2}]$$

	Engranaje 1	Engranaje 2
Modulo (m)	3 mm	3 mm
Numero de dientes (Z)	20 dientes	60 dientes
Diámetro primitivo (D)	60 mm	180 mm
Diámetro exterior (D_e)	66 mm	186 mm
Altura del diente (h)	6,5 mm	6,5 mm
Diámetro interior (D_i)	53 mm	173 mm
Espesor (b)	30 mm	30 mm

Tabla 5. Parámetros de diseño para la fabricación de los engranajes 1 y 2.

5. VERIFICACIÓN DE LOS ELEMENTOS MECÁNICOS

5.1 Diseño de árboles por análisis de cargas pico y teoría de fatiga por von mises:

Se procede con el cálculo para determinar el diámetro de los arboles con la ecuación TECO/ Von Mises para cargas picos y la teoría de fatiga para esfuerzos combinados por Von Mises.

Se utiliza un acero de bajo carbono para los árboles 1 y 2, por su bajo costo y su capacidad de resistir cargas variables. En este caso se selecciona un acero AISI 1045 laminado en frío, ver Tabla 6.

Material		Resistencia de fluencia en tracción S_y (0.2%)		Esfuerzo último en tracción S_u		Elongación (en 2 in)	Dureza Brinell
SAE/AISI	Estado	ksi	MPa	ksi	MPa	%	HB
1045	Laminado en caliente	45	310	82	565	16	163
	Laminado en frío	77	531	91	627	12	179

Tabla 6. Propiedades mecánicas aproximadas de un acero AISI 1045

5.1.1 Dimensiones del árbol 1:

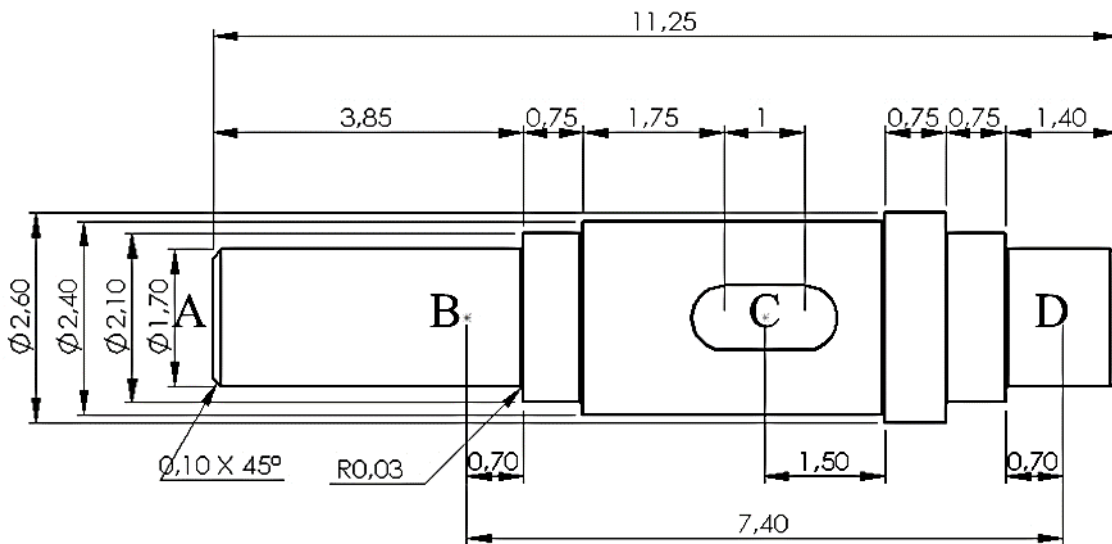


Figura 14. Dimensiones del árbol 1 en cm.

5.1.1.1 Calculo del par de torsión:

$$T[N.m] = \frac{60.P[W]}{2.\pi.n(rpm)}$$

$$T[N.m] = \frac{60 * 2985}{2 * \pi * 3460} N.m = 8,3 N.m$$

5.1.1.2 Calculo de fuerzas externas:

$$T = F_t \cdot \frac{D_B}{2}$$

$$F_t = \frac{2.T}{D_B}$$

$$F_t = \frac{2 * 8,3}{0,03} N = 552 N$$

$$F_r = 0,27.F_t$$

$$F_r = 0,27 * 552 N = 149 N$$

5.1.1.3 Diagramas de cuerpo libre:

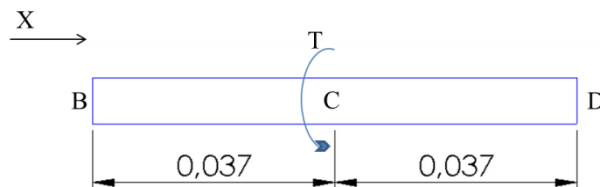


Figura 15. Diagrama de cuerpo libre en el eje X en el árbol 1.

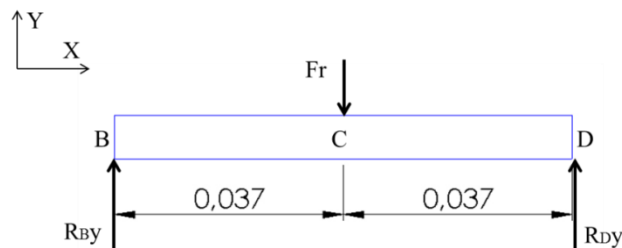


Figura 16. Diagrama de cuerpo libre en el plano YX en el árbol 1.

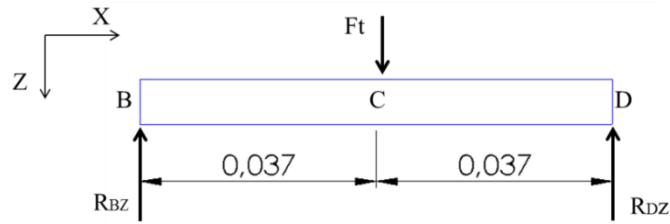


Figura 17. Diagrama de cuerpo libre en el plano ZX en el árbol 1.

5.1.1.4 Ecuaciones de equilibrio y reacciones:

$$\sum F_x = 0$$

$$\sum F_y = 0; \quad R_{By} + R_{Dy} + F_r = 0$$

$$\sum F_z = 0; \quad F_t - R_{Bz} - R_{Dz} = 0$$

$$\downarrow + \sum M_{Bxy} = 0; \quad 0,074 \cdot R_{Dy} - 0,037 \cdot F_r = 0$$

$$\downarrow + \sum M_{Bxz} = 0; \quad 0,074 \cdot R_{Dz} - 0,037 \cdot F_t = 0$$

$$R_{Dy} = 74,5 \text{ N} \quad R_{Dz} = 276 \text{ N}$$

$$R_{By} = 74,5 \text{ N} \quad R_{Bz} = 276 \text{ N}$$

5.1.1.5 Diagramas V_y y M_{xy} , diagramas V_z y M_{xz}

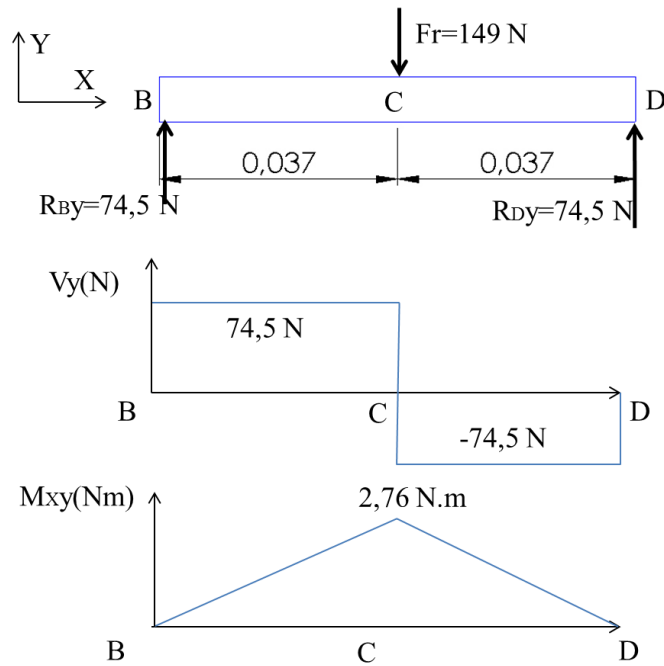


Figura 18. Diagrama de fuerzas cortantes y momento flector en el plano YX en el árbol 1.

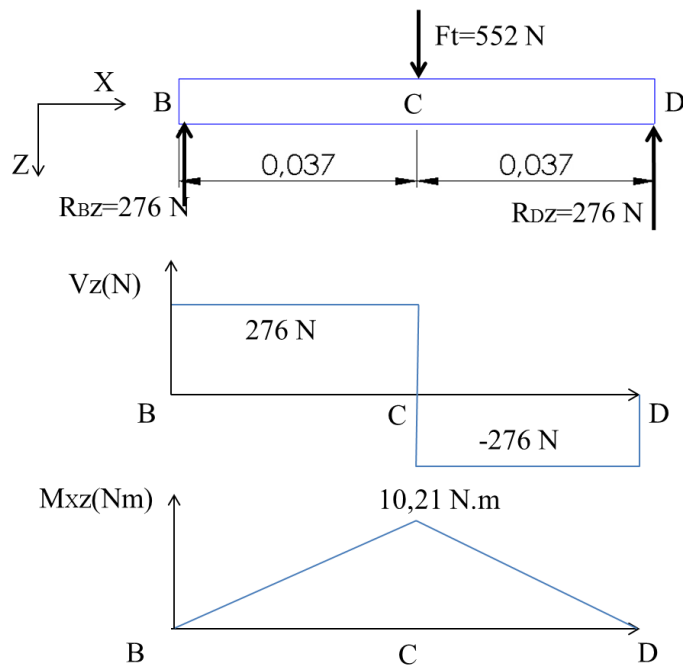


Figura 19. Diagrama de fuerzas cortantes y momento flector en el plano ZX en el árbol 1.

5.1.1.6 Diagramas T, Mr

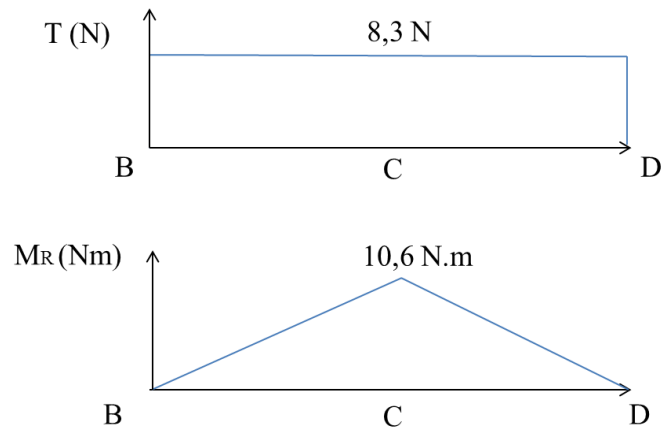


Figura 20. Diagrama de par torsor y momento flector resultante en el árbol 1.

5.1.2 Análisis por cargas pico para el árbol 1:

TECO/Von Mises sección C.

$$N = 2,0$$

$$S_y = 531 \text{ MPa}$$

$$M = 2 * 10,6 \text{ N.m} = 21,2 \text{ N.m}$$

$$T = 2 * 8,3 \text{ N} = 16,6 \text{ N}$$

$$F = 0 \text{ N}$$

$$\left(\frac{S_y \pi}{4 \cdot N}\right)^2 d^6 - (F^2)d^2 - (16MF)d - (64M^2 + 48T^2) = 0$$

$$\left(\frac{531 \times 10^6 \cdot \pi}{4 \cdot 2,0}\right)^2 d^6 - (0^2)d^2 - (16 * 21,2 * 0)d - (64 * 21,2^2 + 48 * 16,6^2) = 0$$

$$d = 0,00994 \text{ m} = 9,94 \text{ mm}$$

5.1.3 Análisis por fatiga para el árbol 1:

5.1.3.1 Esfuerzo nominales:

$$T = 8,3 \text{ N.m}, \quad M_R = 10,6 \text{ N.m}$$

Los esfuerzos cortantes están dados por:

$$S_{ms} = \frac{16 \cdot T_m}{\pi \cdot d^3}$$

$$S_{ms} = \frac{16 \cdot T_m}{\pi \cdot d^3} = \frac{16 * 8,3 \text{ N.m}}{\pi \cdot d^3}$$

$$S_{as} = \frac{16 \cdot T_a}{\pi \cdot d^3} = 0$$

Los esfuerzos normales están dados por:

$$S_{m(M)} = 0$$

$$S_{m(M)} = \frac{M_C}{I}$$

$$S_{a(M)} = \frac{32 \cdot M_R}{\pi \cdot d^3} = \frac{32 * 10,6 \text{ N.m}}{\pi \cdot d^3}$$

5.1.3.2 Propiedades del material:

$S_y = 531 \text{ MPa}$ y $S_U = 627 \text{ MPa}$, [Para acero 1045 laminado en frio]

$S_{ys} = 0,577 \cdot S_y = 0,577 * 531 \text{ MPa} = 306 \text{ MPa}$, [Usando TECO/Von mises, ecuación 4.35.capitulo 4, Blog de USECHE]

$\hat{S}_e = 0,5 \cdot S_U = 0,5 * 627 \text{ MPa} = 313,5 \text{ MPa}$, [Ecuación 5.2, capitulo 5. Blog de USECHE]

5.1.3.3 Factores que reducen la resistencia a la fatiga:

Se debe determinar el factor de reducción de fatiga general, ya que el momento flector es el único produce esfuerzos variables, para el posterior cálculo de la resistencia a la fatiga corregida (S_n).

$$S_n = K \cdot \hat{S}_e$$

Dónde:

$$K = K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot K_{car}$$

$K_a = 0,77$, Acero con $S_U = 627 \text{ MPa}$, asumiendo árbol mecanizado

$$K_b = 1,189 \cdot d_e^{-0,097}, \text{ si } 8 \text{ mm} < d_e \leq 250 \text{ mm}$$

$$K_b = 1,189 * (24 \text{ mm})^{-0,097} = 0,873$$

$K_c = 0,75$, Trabajando con una confiabilidad del 99.9 %, Tabla 5.2.

$K_d = 1$, La temperatura del árbol es menor a 450°, ecuación 5.26.

$K_e = 1$, No se prevé corrosión ni otros factores adicionales que reduzcan la resistencia.

$K_{car} = 1$, Flexión.

$$K = 0,77 * 0,873 * 0,75 * 1 * 1 * 1 = 0,504$$

Con este factor se calcula la resistencia a la fatiga corregida:

$$S_n = K \cdot S_e = 0,504 * 313,5 \text{ MPa} = 158 \text{ MPa}$$

5.1.3.4 Factores de concentración de esfuerzos:

Para obtener los coeficientes teóricos de concentración de esfuerzos de flexión y de torsión, se determinan mediante el grafico del apéndice 5 del blog de USECHE. Con $r/d=0,3\text{mm}/21\text{mm}=0,014$ y $D/d=24 \text{ mm}/21 \text{ mm}=1,142$.

$$K_{t(M)} \approx 2,7, \quad K_{t(T)} \approx 2,0,$$

$\sqrt{a_{(M)}} = 0,35 \text{ mm}^{0,5}$, $\sqrt{a_{(T)}} = 0,35 \text{ mm}^{0,5}$ [Constante de neuber, para flexión y torsión respectivamente. Acero con $S_U = 627 \text{ MPa}$]

Para determinar el factor de concentración de esfuerzos para fatiga (K_f) se utiliza la siguiente ecuación:

$$K_f = 1 + q \cdot (K_t - 1)$$

Dónde:

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}} \text{ [Sensibilidad a la entalla]}$$

$$q_{(T)} = \frac{1}{1 + \frac{0,28mm^{0.5}}{\sqrt{0,3mm}}} = 0,66$$

$$q_{(M)} = \frac{1}{1 + \frac{0,35mm^{0.5}}{\sqrt{0,3mm}}} = 0,61$$

$$K_{f(M)} = 1 + q_{(M)} \cdot (K_{t(M)} - 1) = 1 + 0,61 \cdot (2,7 - 1) = 2,037$$

$$K_{ff(M)} = K_{f(M)}, \text{ [Para vida infinita, } n_c > 10^6 \text{ ciclos]}$$

$$K_{f(T)} = 1 + q_{(T)} \cdot (K_{t(T)} - 1) = 1 + 0,66 \cdot (2,0 - 1) = 1,66$$

$$K_{fm(T)} = K_{f(T)}$$

5.1.3.5 Cálculo del diámetro por el método Von Mises:

Para el cálculo del diámetro de la sección a analizar (sección C) se utiliza la ecuación de Soderberg por el método Von Mises:

$$\frac{1}{N} = \frac{\sqrt{\sigma_m^2 + 3\tau_m^2}}{S_Y} + \frac{\sqrt{\sigma_a^2 + 3\tau_a^2}}{S_n}$$

Dónde:

$$N = 2,0 \text{ [Factor de seguridad]}$$

$$\tau_a = 0$$

$$\tau_m = K_{fm(T)} S_{ms}$$

$$\tau_m = \frac{1,66 \cdot 16 \cdot 8,3 \text{ N.m}}{\pi \cdot d^3} = \frac{70,17 \text{ N.m}}{d^3}$$

$$\sigma_m = 0$$

$$\sigma_a = K_{ff(M)} \cdot S_{a(M)}$$

$$\sigma_a = \frac{2,037 \cdot 32 \cdot 10,6 \text{ N.m}}{\pi \cdot d^3} = \frac{219,93 \text{ N.m}}{d^3}$$

Reemplazando en la ecuación de Soderberg:

$$\frac{1}{2} = \frac{\sqrt{3 * \left(\frac{70,17}{d^3}\right)^2}}{531 \times 10^6} + \frac{\sqrt{\left(\frac{219,93}{d^3}\right)^2}}{158 \times 10^6}$$

$$d = 0,0148 \text{ m} = 14,8 \text{ mm}$$

Se observa que el diámetro calculado para la sección C por un análisis de fatiga es de 14,8 mm un valor menor a los 24 mm que tiene como diámetro la sección C, por lo cual el árbol 1 soportara todas las cargas a las que se encuentra sometido.

5.1.4 Dimensiones del árbol 2:

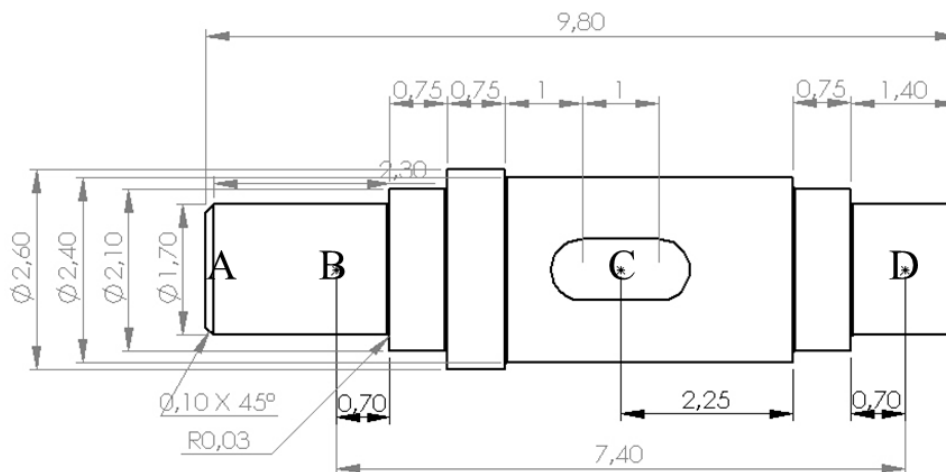


Figura 21. Dimensiones del árbol 2 en cm.

5.1.4.1 Calculo del par de torsión:

$$T[N.m] = \frac{60.P[W]}{2.\pi.n(rpm)}$$

$$T[N.m] = \frac{60 * 2985}{2 * \pi * 1153} N.m = 24,84 N.m$$

5.1.4.2 Cálculo de fuerzas externas:

$$T = F_t \cdot \frac{D_B}{2}$$

$$F_t = \frac{2 \cdot T}{D_B}$$

$$F_t = \frac{2 \cdot 24,82}{0,09} \text{ N} = 552 \text{ N}$$

$$F_r = 0,27 \cdot F_t$$

$$F_r = 0,27 \cdot 552 \text{ N} = 149 \text{ N}$$

5.1.4.3 Diagramas de cuerpo libre:

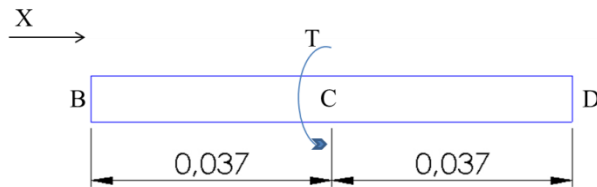


Figura 22. Diagrama de cuerpo libre en el eje X en el árbol 2.

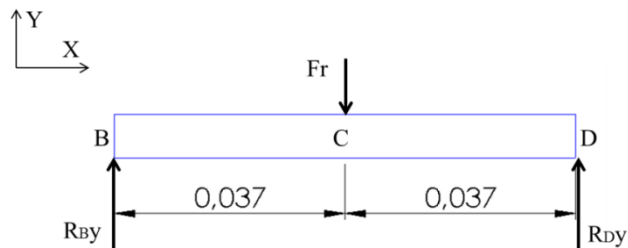


Figura 23. Diagrama de cuerpo libre en el plano YX en el árbol 2.

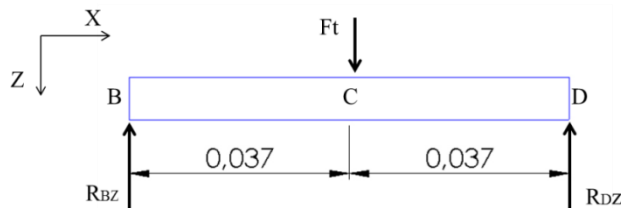


Figura 24. Diagrama de cuerpo libre en el plano ZX en el árbol 2.

5.1.4.4 Ecuaciones de equilibrio y reacciones:

$$\sum F_x = 0$$

$$\sum F_y = 0; \quad R_{By} + R_{Dy} + F_r = 0$$

$$\sum F_z = 0; \quad F_t - R_{Bz} - R_{Dz} = 0$$

$$\downarrow + \sum M_{Bxy} = 0; \quad 0,074 \cdot R_{Dy} - 0,037 \cdot F_r = 0$$

$$\downarrow + \sum M_{Bxz} = 0; \quad 0,074 \cdot R_{Dz} - 0,037 \cdot F_t = 0$$

$$R_{Dy} = 74,5 \text{ N} \quad R_{Dz} = 276 \text{ N}$$

$$R_{By} = 74,5 \text{ N} \quad R_{Bz} = 276 \text{ N}$$

5.1.4.5 Diagramas V_y y M_{xy} , diagramas V_z y M_{xz}

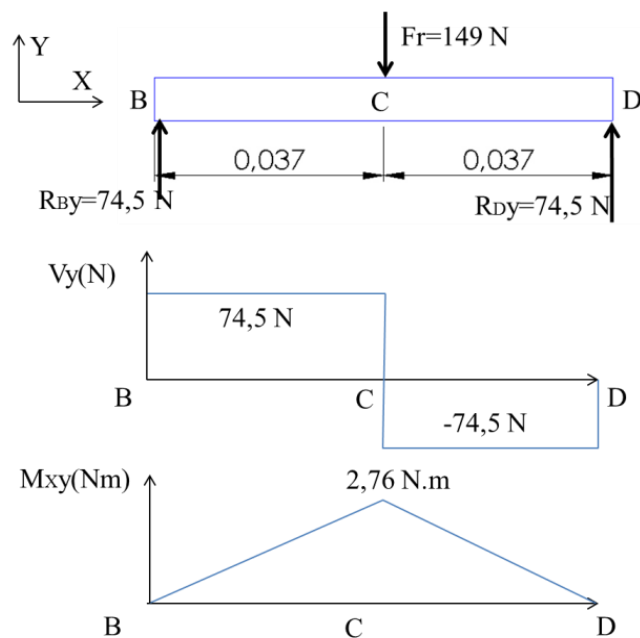


Figura 25. Diagrama de fuerzas cortantes y momento flector en el plano YX en el árbol 2.

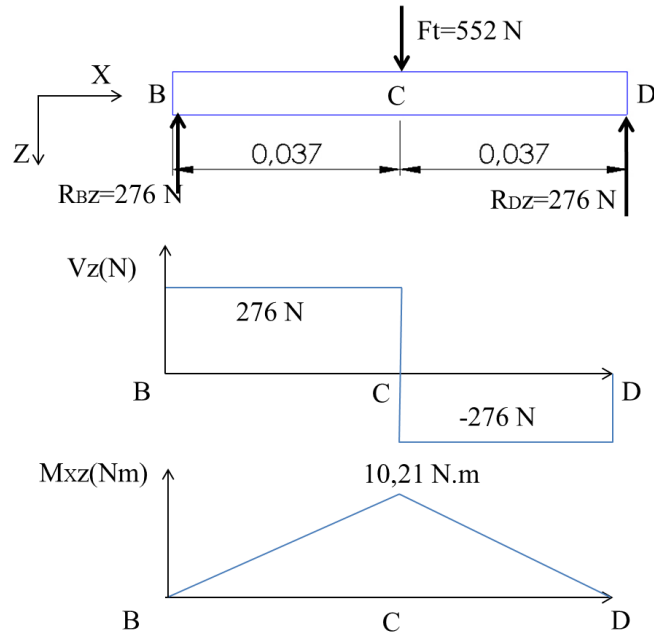


Figura 26. Diagrama de fuerzas cortantes y momento flector en el plano ZX en el árbol 2.

5.1.4.6 Diagramas T, Mr

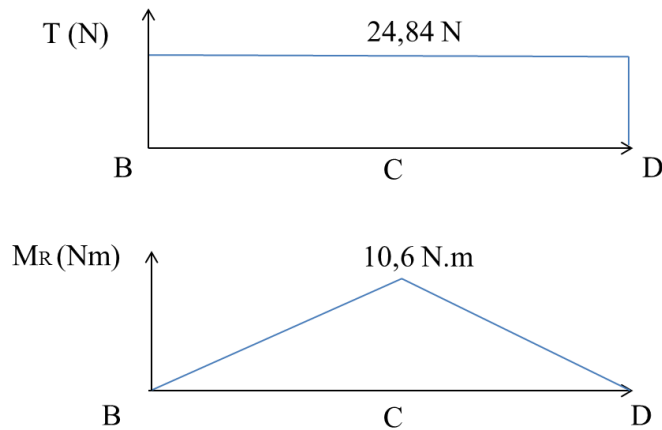


Figura 27. Diagrama de par torsor y momento flector resultante en el árbol 2.

5.1.5 Análisis por cargas pico para el árbol 2:

TECO/Von Mises para la sección C.

$$N = 2,0$$

$$S_y = 531 \text{ MPa}$$

$$M = 2 * 10,6 \text{ N.m} = 21,2 \text{ N.m}$$

$$T = 2 * 24,84 N = 49,7 N$$

$$F = 0 N$$

$$\left(\frac{S_Y \pi}{4 \cdot N}\right)^2 d^6 - (F^2)d^2 - (16MF)d - (64M^2 + 48T^2) = 0$$

$$\left(\frac{531 \times 10^6 \cdot \pi}{4 \cdot 2,0}\right)^2 d^6 - (0^2)d^2 - (16 * 21,2 * 0)d - (64 * 21,2^2 + 48 * 49,7^2) = 0$$

$$d = 0,001225 m = 12,25 mm$$

5.1.6 Análisis por fatiga para el árbol 2:

5.1.6.1 Esfuerzo nominales:

$$T = 24,84 N \cdot m, \quad M_R = 10,6 N \cdot m$$

Los esfuerzos cortantes están dados por:

$$S_{ms} = \frac{16 \cdot T_m}{\pi \cdot d^3}$$

$$S_{ms} = \frac{16 \cdot T_m}{\pi \cdot d^3} = \frac{16 * 24,84 N \cdot m}{\pi \cdot d^3}$$

$$S_{as} = \frac{16 \cdot T_a}{\pi \cdot d^3} = 0$$

Los esfuerzos normales están dados por:

$$S_{m(M)} = 0$$

$$S_{m(M)} = \frac{M_C}{I}$$

$$S_{m(M)} = \frac{32 \cdot M_R}{\pi \cdot d^3} = \frac{32 * 10,6 N \cdot m}{\pi \cdot d^3}$$

5.1.6.2 Propiedades del material:

$S_y = 531 \text{ MPa}$ y $S_U = 627 \text{ MPa}$, [Para acero 1045 laminado en frio]

$S_{ys} = 0,577 \cdot S_y = 0,577 * 531 \text{ MPa} = 306 \text{ MPa}$, [Usando TECO/Von mises, ecuación 4.35.capitulo 4, Blog de USECHE]

$\hat{S}_e = 0,5 \cdot S_U = 0,5 * 627 \text{ MPa} = 313,5 \text{ MPa}$, [Ecuación 5.2, capitulo 5. Blog de USECHE]

5.1.6.3 Factores que reducen la resistencia a la fatiga:

Se debe determinar el factor de reducción de fatiga general, ya que el momento flector es el único produce esfuerzos variables, para el posterior cálculo de la resistencia a la fatiga corregida (S_n).

$$S_n = K \cdot \hat{S}_e$$

Dónde:

$$K = K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot K_{car}$$

$K_a = 0,77$, Acero con $S_U = 627 \text{ MPa}$, asumiendo árbol mecanizado

$$K_b = 1,189 \cdot d_e^{-0,097}, \text{ si } 8 \text{ mm} < d_e \leq 250 \text{ mm}$$

$$K_b = 1,189 \cdot (24 \text{ mm})^{-0,097} = 0,873$$

$K_c = 0,75$, Trabajando con una confiabilidad del 99.9 %, Tabla 5.2.

$K_d = 1$, La temperatura del árbol es menor a 450°, ecuación 5.26.

$K_e = 1$, No se prevé corrosión ni otros factores adicionales que reduzcan la resistencia.

$K_{car} = 1$, Flexión.

$$K = 0,77 * 0,873 * 0,75 * 1 * 1 * 1 = 0,504$$

Con este factor se calcula la resistencia a la fatiga corregida:

$$S_n = K \cdot \hat{S}_e = 0,504 * 313,5 \text{ MPa} = 158 \text{ MPa}$$

5.1.6.4 Factores de concentración de esfuerzos:

Para obtener los coeficientes teóricos de concentración de esfuerzos de flexión y de torsión, se determinan mediante el gráfico del apéndice 5 del blog de USECHE. Con $r/d=0,3\text{mm}/21\text{mm}=0,014$ y $D/d=24\text{mm}/21\text{mm}=1,142$.

$$K_{t(M)} \approx 2,7, \quad K_{t(T)} \approx 2,0,$$

$\sqrt{a_{(M)}} = 0,35\text{mm}^{0,5}$, $\sqrt{a_{(T)}} = 0,28\text{mm}^{0,5}$ [Constante de neuber, para flexión y torsión respectivamente. Acero con $S_U = 627\text{MPa}$]

Para determinar el factor de concentración de esfuerzos para fatiga (K_f) se utiliza la siguiente ecuación:

$$K_f = 1 + q \cdot (K_t - 1)$$

Dónde:

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}} \quad [\text{Sensibilidad a la entalla}]$$

$$q_{(T)} = \frac{1}{1 + \frac{0,28\text{mm}^{0,5}}{\sqrt{0,3\text{mm}}}} = 0,66$$

$$q_{(M)} = \frac{1}{1 + \frac{0,35\text{mm}^{0,5}}{\sqrt{0,3\text{mm}}}} = 0,61$$

$$K_{f(M)} = 1 + q_{(M)} \cdot (K_{t(M)} - 1) = 1 + 0,61 \cdot (2,7 - 1) = 2,037$$

$$K_{ff(M)} = K_{f(M)}, \quad [\text{Para vida infinita, } n_c > 10^6 \text{ ciclos}]$$

$$K_{f(T)} = 1 + q_{(T)} \cdot (K_{t(T)} - 1) = 1 + 0,66 \cdot (2,0 - 1) = 1,66$$

$$K_{fm(T)} = K_{f(T)}$$

5.1.6.5 Cálculo del diámetro por el método Von Mises:

Para el cálculo del diámetro de la sección a analizar (sección C) se utiliza la ecuación de Soderberg por el método Von Mises:

$$\frac{1}{N} = \frac{\sqrt{\sigma_m^2 + 3\tau_m^2}}{S_Y} + \frac{\sqrt{\sigma_a^2 + 3\tau_a^2}}{S_n}$$

Dónde:

$$N = 2,0 \text{ [Factor de seguridad]}$$

$$\tau_a = 0$$

$$\tau_m = K_{fm(T)} S_{ms}$$

$$\tau_m = \frac{1,66 * 16 * 24,84 \text{ N.m}}{\pi \cdot d^3} = \frac{210 \text{ N.m}}{d^3}$$

$$\sigma_m = 0$$

$$\sigma_a = K_{ff(M)} \cdot S_{a(M)}$$

$$\sigma_a = \frac{2,037 * 32 * 10,6 \text{ N.m}}{\pi \cdot d^3} = \frac{219,93 \text{ N.m}}{d^3}$$

Reemplazando en la ecuación de Soderberg:

$$\frac{1}{2} = \frac{\sqrt{3 * \left(\frac{210}{d^3}\right)^2}}{531 \times 10^6} + \frac{\sqrt{\left(\frac{219,93}{d^3}\right)^2}}{158 \times 10^6}$$

$$d = 0,016 \text{ m} = 16 \text{ mm}$$

Se observa que el diámetro calculado para la sección C por un análisis de fatiga es de 16 mm un valor menor a los 24 mm que tiene como diámetro la sección C, por lo cual el árbol 2 soportara todas las cargas a las que se encuentra sometido.

5.2 Simulación en CAD de la Máquina:

5.2.1 Introducción:

Habiendo seleccionado las partes mínimas que requiere el equipo, el motor, los engranajes, árboles y demás elementos que conforman el equipo con sus respectivas dimensiones. Se procede a la construcción de todos los elementos en 3D mediante un software de diseño asistido por computadora CAD, el cual fue SOLIDWORKS versión 2015. Para realizar el análisis estático del equipo se utiliza la herramienta SIMULATION de SOLIDWORKS la cual nos permite conocer los desplazamientos y las tensiones para cada nodo habiendo aplicado una malla solida a todas las piezas de la máquina.

5.2.2 Análisis estático inicial de la Máquina:

Para realizar el análisis estático del equipo mediante la herramienta SIMULATION de SOLIDWORKS se requiere tener el ensamble de la máquina en 3D, en la cual se aplicaran las diferentes cargas que soporta el equipo, en este caso se aplicó una carga de 1000 N en la base de la silla para simular el peso de una persona de 100 kilos, una carga de 200 N en el espaldar de la silla correspondiente a la fuerza que ejerce una persona a recostarse, una carga de 200 N para simular la fuerza que ejerce el operario sobre el manubrio, una carga de 160 N correspondiente al peso del agua contenida en el tanque de 16 litros y la fuerza que ejerce la gravedad sobre el equipo. Posteriormente se crea una malla solida de carácter fino, ver Figura 28.

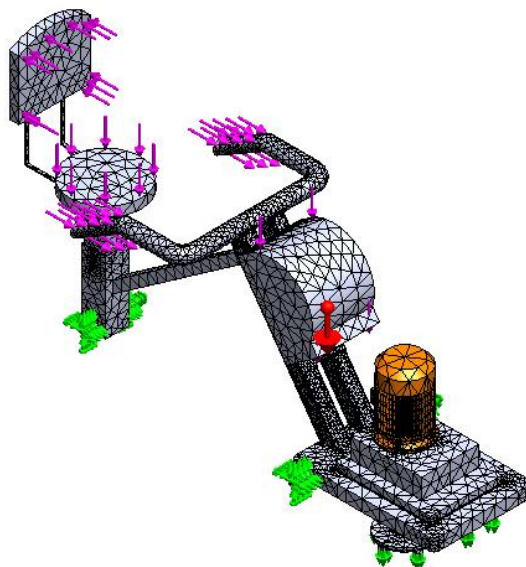


Figura 28. Mallado sólido y cargas aplicadas al equipo

Después de haber generado la malla la cual tiene como fin dividir el modelo en pequeños elementos simples conectados en puntos comunes llamados nodos, se ejecuta el análisis para obtener los valores de las tensiones en MPa y el desplazamiento en mm para cada nodo, ver Figura 29 y Figura 30.

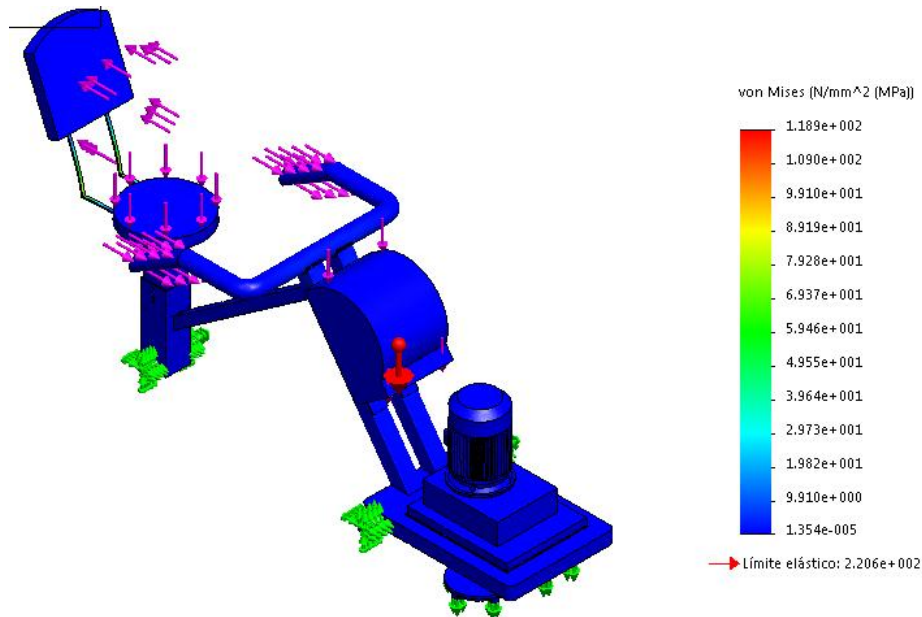


Figura 29. Análisis estático inicial, tensiones nodales en el equipo

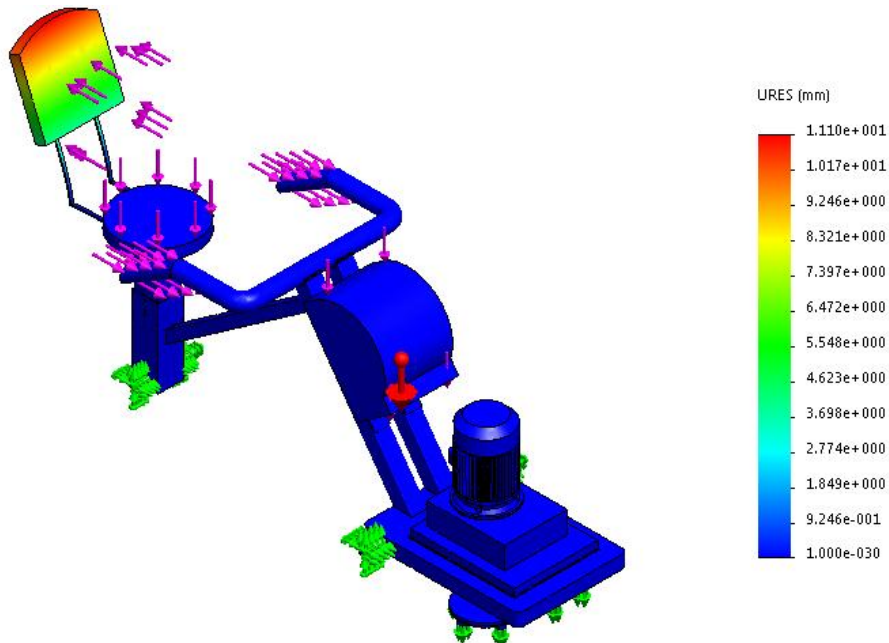


Figura 30. Desplazamientos estáticos del equipo

Después de haber realizado el análisis estático, con base a las tensiones y desplazamientos que presentan cada parte del equipo, se observa un valor $1,189 \times 10^2 \text{ MPa}$ para las tensiones presentes en el elemento que une el espaldar con la base de la silla y un desplazamiento de 11,1 mm para la parte más alta del espaldar, estos valores son aceptables pero con el objetivo de garantizar que no se supere el límite elástico independiente del peso que tenga el operador, se procede a modificar el elemento que mayores tensiones presenta el cual es el soporte del espaldar de la silla, para realizar nuevamente un análisis estático con la mismas cargas aplicadas a este análisis inicial.

5.2.3 Análisis estático final de la Máquina:

Habiendo realizado el análisis estático inicial del equipo para identificar que falencias presentan las partes del mismo, se procede a modificar los elementos que presentaron mayores tensiones y desplazamientos, además se agregó al diseño de la máquina otro soporte para la unión entre la silla y la base. El análisis se realizó con los mismos parámetros que el análisis inicial con el fin de obtener elementos que soporten mejor las cargas. Igualmente se creó la malla sólida y se ejecutó el análisis para determinar las tensiones en MPa y los desplazamientos en mm para cada nodo, ver Figura 31, Figura 32, Figura 33.



Figura 31. Mallado sólido y cargas aplicadas al equipo

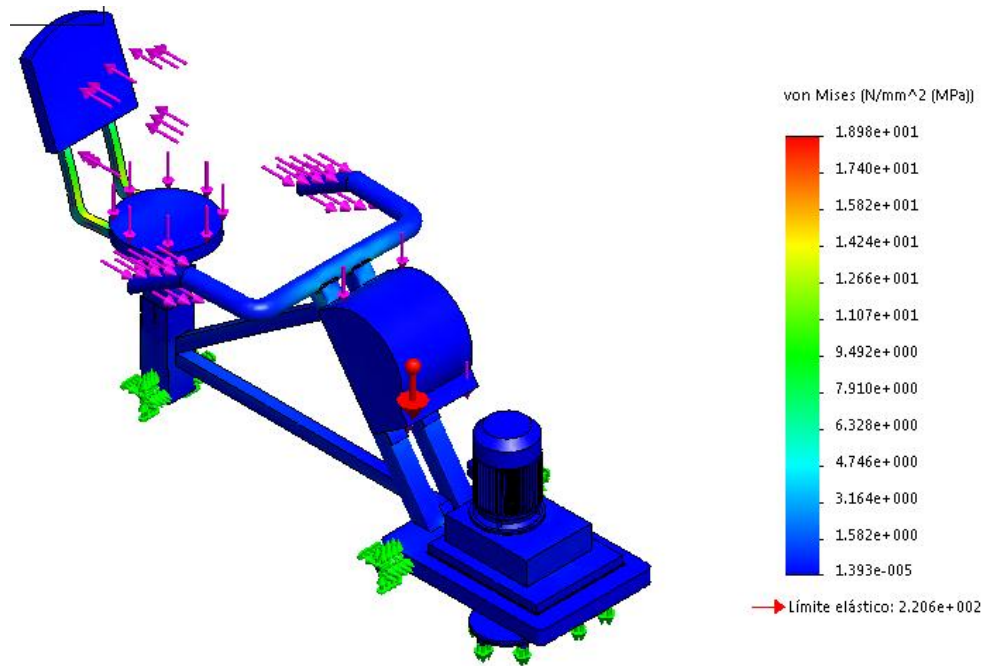


Figura 32. Análisis estático final, tensiones nodales en el equipo

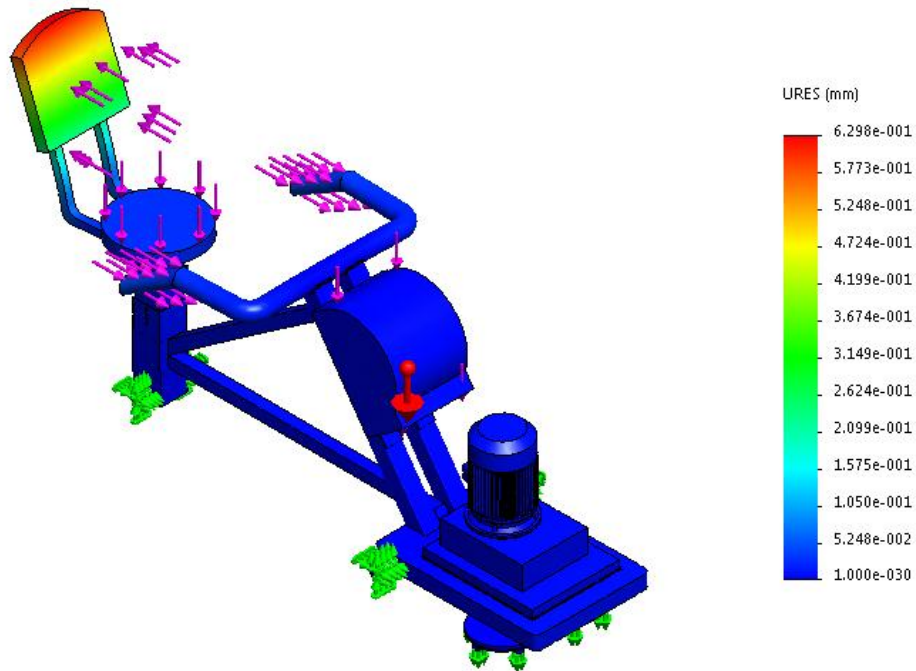


Figura 33. Desplazamientos estáticos del equipo

Se puede evidenciar que al hacer la modificación al elemento que une el espaldar con la base de la silla, se disminuye las tensiones de $1,189 \times 10^2 \text{ MPa}$ a $1,898 \times 10^1 \text{ MPa}$ y el desplazamiento pasa de 11,1 mm a 0,6 mm, por lo cual ninguna de las partes del equipo va a sobrepasar el límite elástico y su resistencia es acorde con lo que se requiere para una actividad constante de la máquina.

Después de haber realizado la verificación de los elementos mecánicos se procede a sacar los planos del equipo, los cuales se consignan en los anexos. En la Figura 34 se presenta el ensamble de la máquina multifuncional destroncadora y abrillantadora para pisos en mármol y granito.

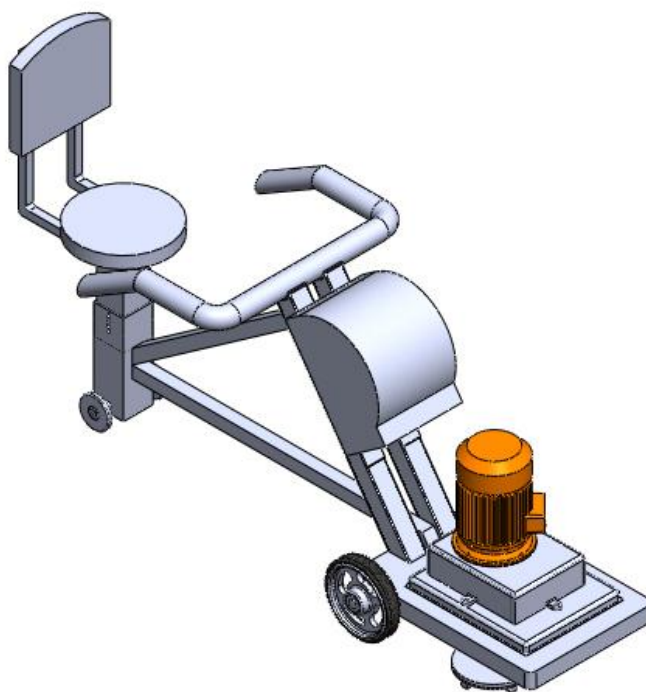


Figura 34. Ensamble de la máquina pulidora.

6. ANÁLISIS CINEMÁTICO DE UNA PARTÍCULA ABRASIVA DURANTE EL PROCESO DE PULIDO DE PISOS EN MÁRMOL Y GRANITO.

6.1 Introducción:

Los costos de las etapas de pulido son alrededor del 25% - 35% del costo total de la elaboración de una superficie en mármol y granito, ver Figura 35; por lo tanto este análisis pretende estudiar la cinemática que participa en el proceso de pulido para superficies en mármol y granito, ver Figura 2.

Como el pulido se realiza con la maquina multifuncional destroncadora y abrillantadora de operación manual. El procedimiento y la forma de pulir se basa en el conocimiento técnico del proceso, por esto la importancia de conocer la cinemática de este proceso, ya que se puede utilizar para optimizar las diferentes etapas del pulido y hacer de esta una labor más técnica y relacionar lo práctico con lo teórico.

Las operaciones de destroncado y abrillatado se realizan mediante un pulido por desgaste abrasivo, este análisis se centrara en el proceso de destroncado, ya que es la fase más exigente de pulido, la cual requiere más pasadas sobre la superficie de trabajo con el equipo y por lo tanto un mayor tiempo para tener una superficie uniforme y con brillo.

Se eligieron diferentes recorridos para la trayectoria de la partícula abrasiva, esto se debe a que los movimientos que hace el operario con la máquina no son repetitivos y además hay partes de la superficie que se encuentran disperejas (diferente nivel entre la placa de mármol y el granito) lo que requiere pasadas más lentas o más rápidas con diferentes movimientos del equipo realizados por el operario, por lo tanto se escogieron unos recorridos básicos los cuales el operario es capaz de realizar durante un periodo de tiempo.

El análisis cinemático sea hace para un solo cabezal de pulido, independiente de los cabezales de pulido que posea la máquina, ya que estos tienen la misma velocidad de rotación, sus características son iguales y el análisis se enfoca en una sola partícula y no en el abrasivo en general.

Este tipo de análisis está basado en el estudio realizado para baldosas de gres de porcelana. [9, 10, 11, 12 y 13]. La simulación se hizo mediante el software Matlab 2015, en el cual se programaron las diferentes ecuaciones cinemáticas para la obtención de resultados.

6.2 Análisis cinemático:

La cinemática se ocupa del movimiento realizado por un cuerpo sin tener en cuenta las fuerzas que lo producen; Las principales variables a estudiar con las ecuaciones cinemáticas que intervienen en el proceso de pulido son: la trayectoria de la partícula abrasiva, la velocidad de la partícula y su aceleración.

La Figura 36 muestra el recorrido que realiza la máquina pulidora para los 4 movimientos básicos. Mientras que la Figura 37 muestra el desplazamiento del equipo en la dirección i en función del tiempo para los 4 movimientos básicos.

Las Figura 38, Figura 39, Figura 40, Figura 41 muestran el rayado de la partícula más interna del disco abrasivo sobre la superficie de mármol y granito para cuatro movimientos básicos. Esta trayectoria y la posición de las partículas abrasivas para cada instante ($t[s]$), pueden ser determinadas analíticamente mediante los siguientes parámetros de funcionamiento: velocidad de rotación del disco abrasivo ($w[rpm]$), la velocidad de avance ($V[cm/s]$), frecuencia de oscilación lateral ($f[1/s]$), la amplitud lateral ($A[cm]$) y la distancia desde el centro del disco diamantado hasta la partícula elegida ($r[cm]$).

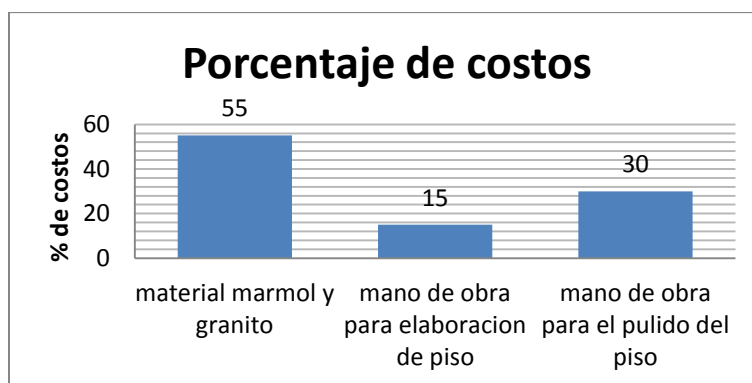


Figura 35. Porcentaje de costos aproximados para la elaboración y pulido de pisos elaborados en mármol y granito, se incluye la mano de obra. [5]

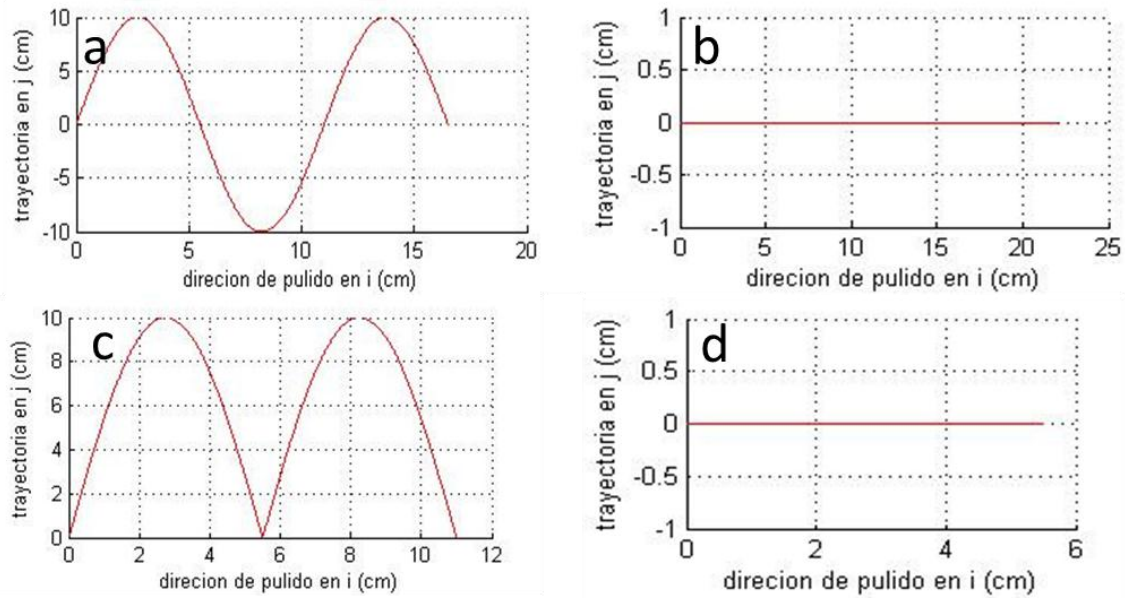


Figura 36. a) Trayectoria del equipo en forma de seno, b) Trayectoria del equipo en forma lineal, c) Trayectoria del equipo en forma de valor absoluto de seno, d) Trayectoria del equipo en forma lineal con un movimiento hacia delante y hacia atrás.

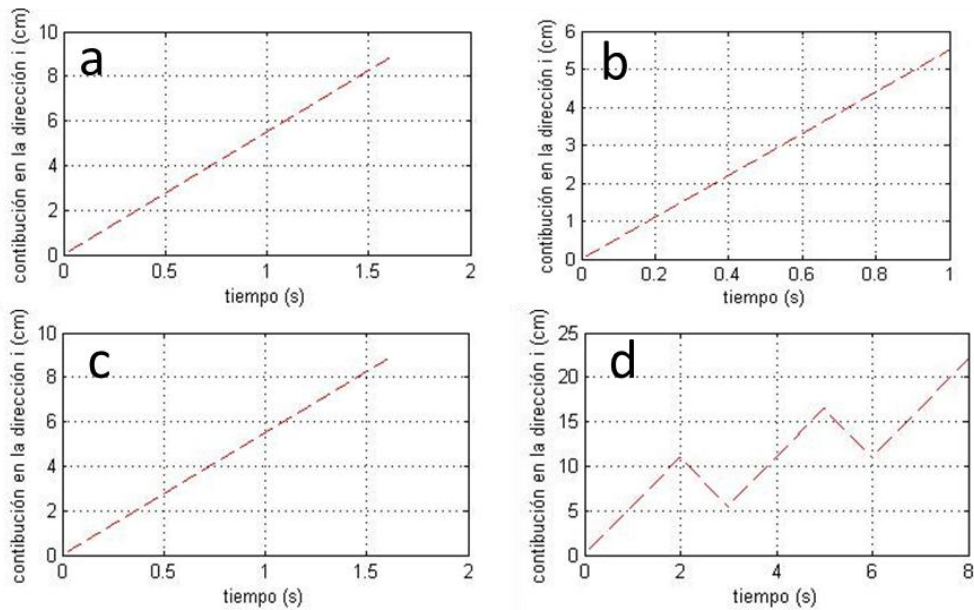


Figura 37. Desplazamiento del equipo en la dirección (i) en función del tiempo para los recorridos en forma de a) seno, b) lineal, c) valor absoluto de seno, d) lineal con movimientos hacia delante y hacia atrás.

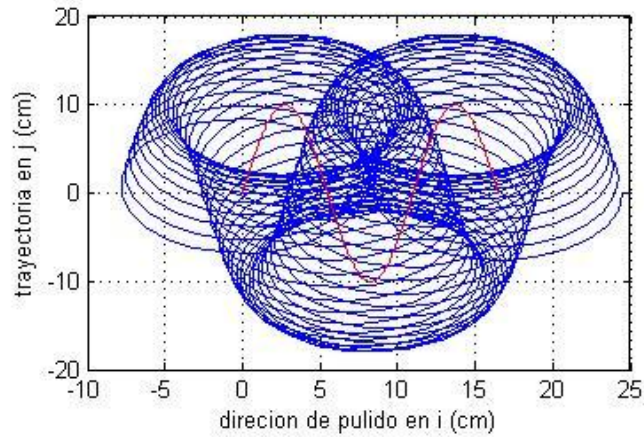


Figura 38. Trayectoria de la partícula abrasiva para un recorrido en forma de seno.

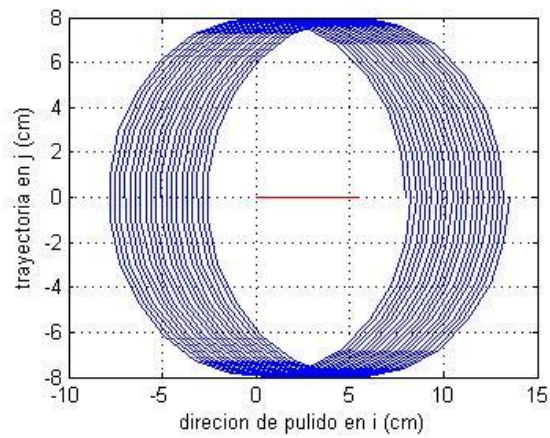


Figura 39. Trayectoria de la partícula abrasiva para un recorrido en forma lineal.

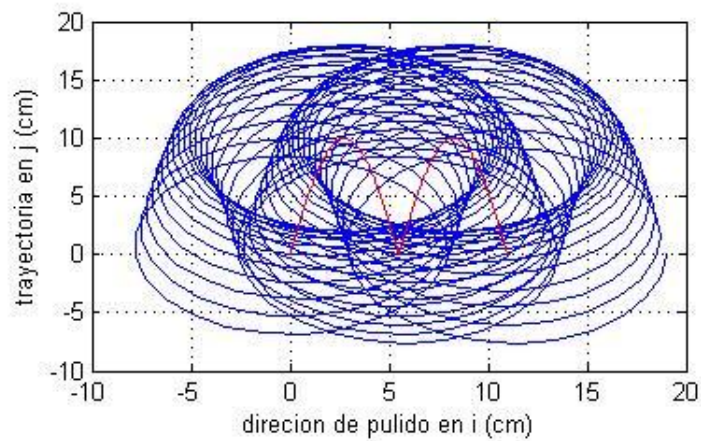


Figura 40. Trayectoria de la partícula abrasiva para un recorrido en forma de valor absoluto de seno.

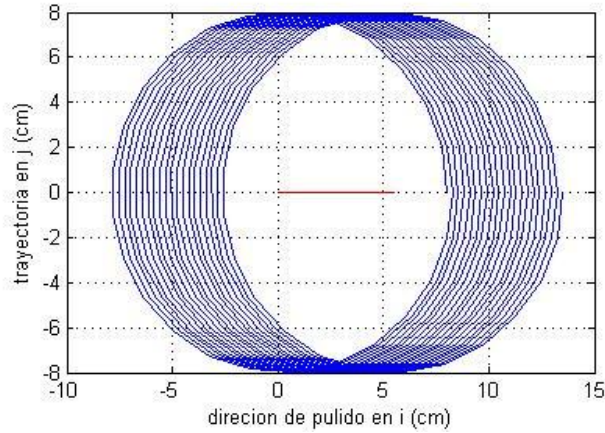


Figura 41. Trayectoria de la partícula abrasiva para un recorrido en forma lineal con movimientos hacia delante y hacia atrás.

Para conocer el desplazamiento de la partícula primero se adopta un sistema de referencia (i, j), en el que el vector unitario i es paralelo a la dirección de avance de la máquina pulidora y el vector unitario j representa la dirección de la oscilación lateral del equipo. El vector de desplazamiento (\bar{D}) del abrasivo en cada instante t_0 , se divide en tres componentes para simplificar el análisis los cuales son: avance del disco abrasivo (\bar{DE}), rotación (\bar{DR}) y oscilación lateral del disco abrasivo (\bar{DOL}), ver Figura 42.

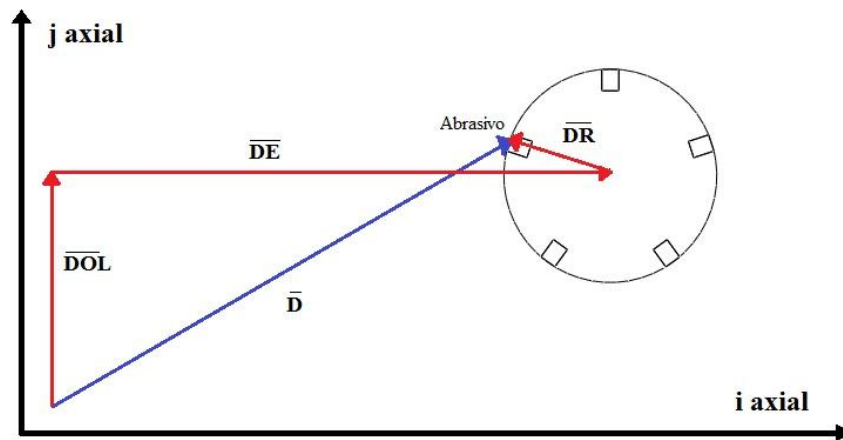


Figura 42. Resultante del vector desplazamiento y sus componentes para un disco abrasivo en el instante t_0 .

El vector de desplazamiento (\bar{D}) puede expresarse como:

$$\bar{D} = f(w, r, A, f, V, t) = \bar{DE} + \bar{DR} + \bar{DOL} \quad [\text{EC 6.2.1}]$$

Dónde:

$$\bar{DE} = f(V, t) = \{V \cdot t\}i + \{0\}j [\text{EC 6.2.2}]$$

$$\bar{DR} = f(w, r, t) = \{r \cdot \cos(wt)\}i + \{r \cdot \sin(wt)\}j [\text{EC 6.2.3}]$$

$$\bar{DOL} = f(A, f, t) = \{0\}i + \left\{\frac{A}{2} \cdot \sin(2\pi ft)\right\}j [\text{EC 6.2.4}]$$

Resultando:

$$\bar{D} = \{V \cdot t + r \cdot \cos(wt)\}i + \left\{r \cdot \sin(wt) + \frac{A}{2} \cdot \sin(2\pi ft)\right\}j \quad [\text{EC 6.2.5}]$$

Los parámetros de funcionamiento son variables ya que estos dependen de como el operario realice la operación de pulido, donde las condiciones del mármol y el granito influyen al momento de iniciar el pulido, por estos motivos se da un rango de valores para los diferentes parámetros los cuales pueden variar dependiendo del operario a excepción de la velocidad de rotación del disco de pulido que es constante para cualquier operación : $w = 1200 \text{ rpm}$, $V = (4,8 - 6,5) \frac{\text{cm}}{\text{s}}$, $f = (0,4 - 0,6) \frac{1}{\text{s}}$, $A = (20 - 25) \text{ cm}$, $r = (7,5 - 10) \text{ cm}$.

Para el análisis se toma un valor promedio los cuales son: $w = 1200 \text{ rpm}$, $V = 5,5 \frac{\text{cm}}{\text{s}}$, $f = 0,5 \frac{1}{\text{s}}$, $A = 20 \text{ cm}$, $r = 8 \text{ cm}$.

Para conocer de manera más detallada el recorrido y el movimiento de la partícula abrasiva, se genera un gráfico en el cual se observa el comportamiento de los vectores $((DE)\vec{)}, ((DR)\vec{)}, ((DOL)\vec{)}$, de manera individual y con respecto a la dirección i y j . ver Figura 43, Figura 44, Figura 45, Figura 46.

Para el recorrido en forma lineal y con un movimiento hacia delante y hacia atrás la Figura 13.a permite visualizar como es el comportamiento y el recorrido de la partícula abrasiva.

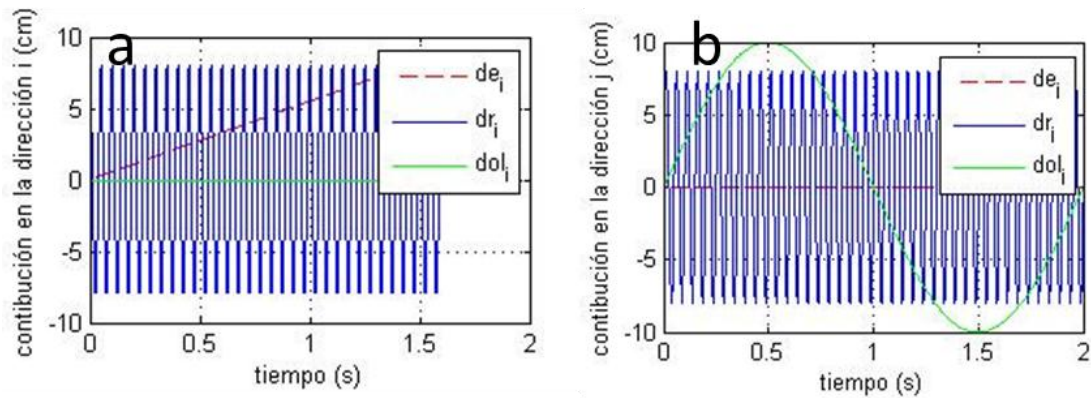


Figura 43. Los valores de los vectores DR, DOL y DE a lo largo del tiempo con respecto a la direcciones a) i, b) j. para un recorrido en forma de seno.

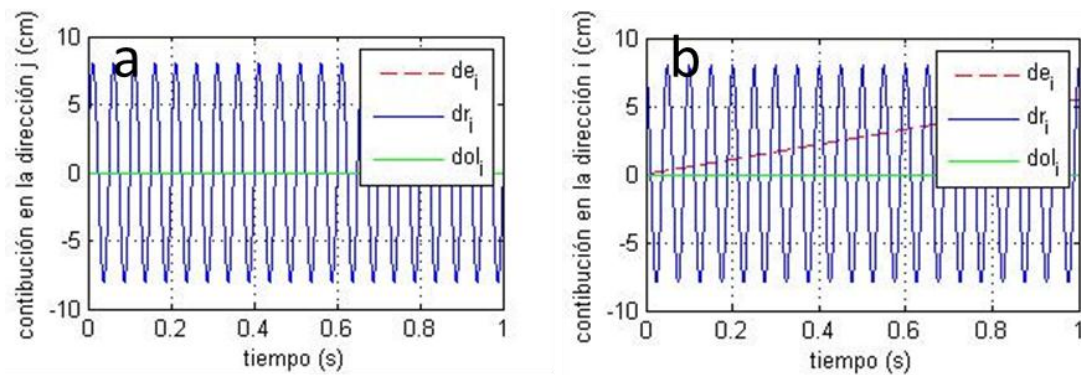


Figura 44. Los valores de los vectores DR, DOL y DE a lo largo del tiempo con respecto a la direcciones a) i, b) j. para un recorrido en forma lineal.

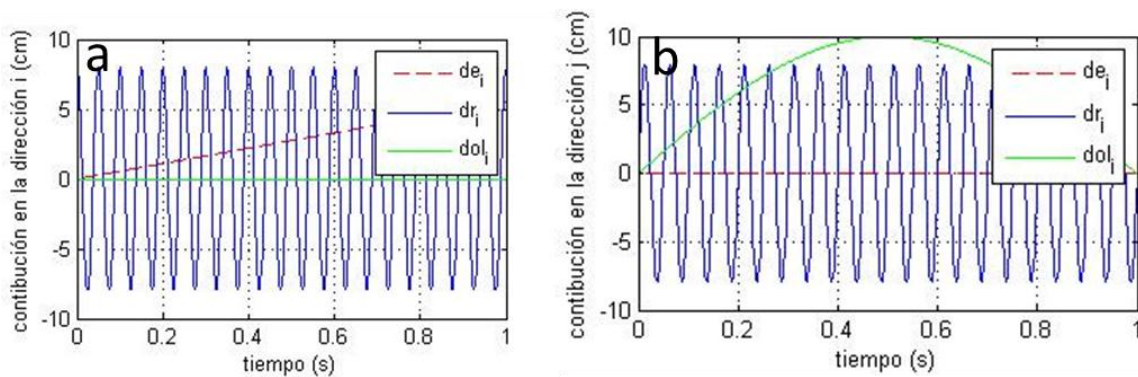


Figura 45. Los valores de los vectores DR, DOL y DE a lo largo del tiempo con respecto a la direcciones a) i, b) j. para un recorrido en forma de valor absoluto de seno.

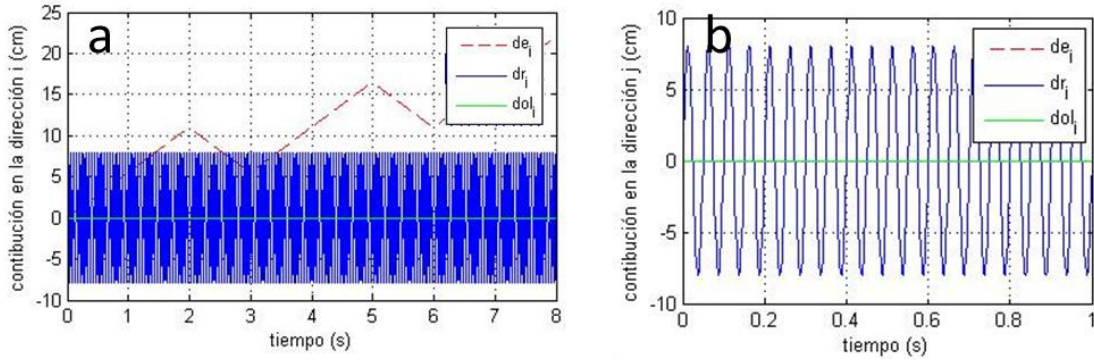


Figura 46. Los valores de los vectores DR, DOL y DE a lo largo del tiempo con respecto a la direcciones a) i, b) j. para un recorrido en forma lineal con un movimiento hacia adelante y hacia atrás.

La velocidad de la partícula abrasiva cuando pule la superficie de mármol y granito se puede determinar derivando la ecuación 6.2.5 respecto al tiempo (t), obteniendo la velocidad en forma vectorial (ecuación 6.2.6). Para lo cual se saca el modulo obteniendo la velocidad como un escalar, ver Figura 47.

$$\vec{v} = \frac{d\vec{D}}{dt} = \{V - r \cdot \omega \cdot \sin(\omega \cdot t)\}i + \{r \cdot \omega \cdot \cos(\omega \cdot t) + A \cdot f\pi \cdot \cos(2 \cdot \pi \cdot f \cdot t)\}j \quad [\text{EC 6.2.6}]$$

$$v = |\vec{v}| = |\{V - r \cdot \omega \cdot \sin(\omega \cdot t)\}i + \{r \cdot \omega \cdot \cos(\omega \cdot t) + A \cdot f\pi \cdot \cos(2 \cdot \pi \cdot f \cdot t)\}j| \quad [\text{EC 6.2.7}]$$

Para obtener la aceleración de la partícula abrasiva en función del tiempo se determina mediante la derivada de la velocidad con respecto al tiempo, obteniendo la aceleración de la partícula (ecuación 6.2.8). La cual se observa en la Figura 48.

$$\vec{a} = \frac{d\vec{v}}{dt} = -\{r \cdot \omega^2 \cdot \cos(\omega \cdot t)\}i - \{r \cdot \omega^2 \cdot \sin(\omega \cdot t) + 2 \cdot A \cdot f^2 \cdot \pi^2 \cdot \sin(2 \cdot \pi \cdot f \cdot t)\}j \quad [\text{EC 6.2.8}]$$

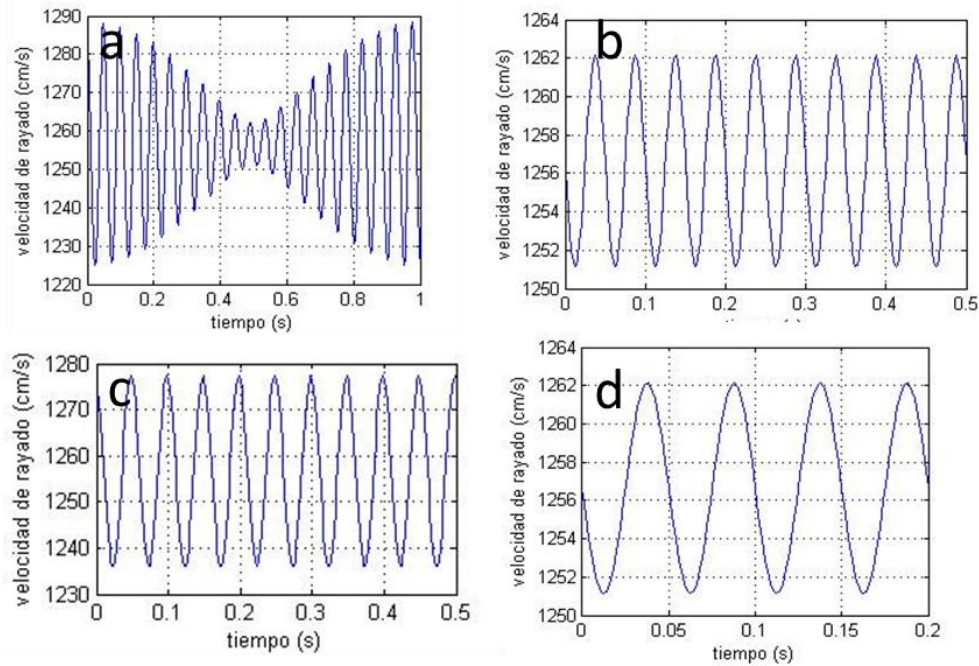


Figura 47. Velocidad de la partícula abrasiva para los recorridos en forma de a) seno, b) lineal, c) valor absoluto de seno y c) lineal con movimiento hacia adelante y hacia atrás.

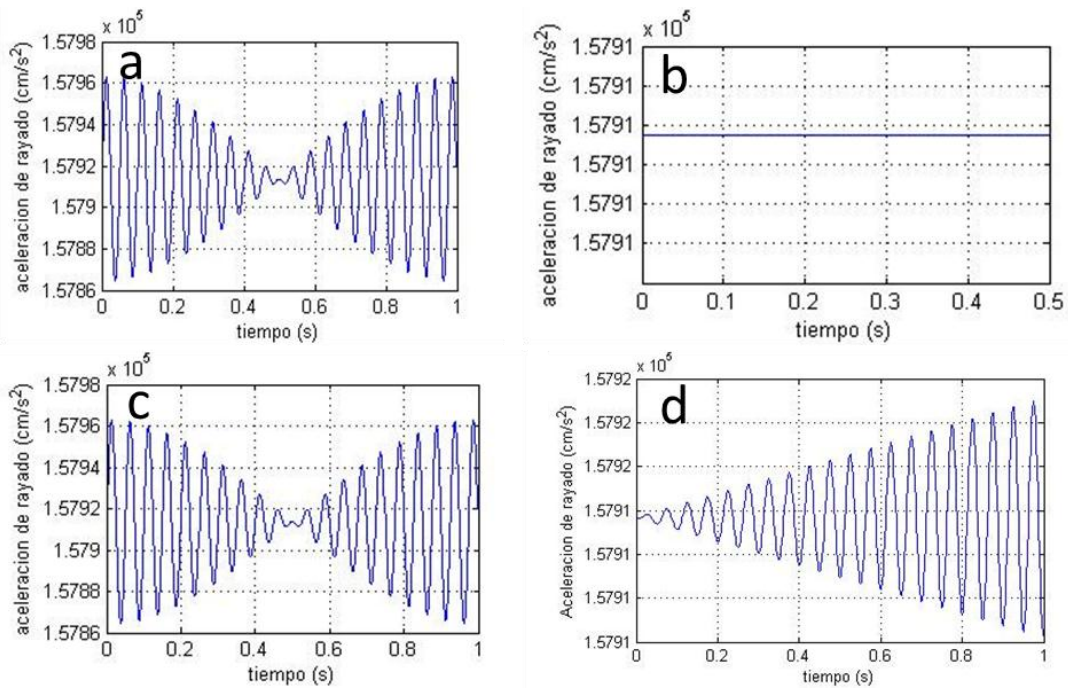


Figura 48. Aceleración de la partícula abrasiva para los recorridos en forma de a) seno, b) lineal, c) valor absoluto de seno y c) lineal con movimiento hacia adelante y hacia atrás.

7. CONCLUSIONES

Se compararon las similitudes y características entre los diferentes equipos de pulido y los equipos para realizar las operaciones de destroncado y abrillantado de manera individual, en base a esto se determinaron las partes mínimas que componen la máquina pulidora.

Se seleccionó la configuración y tipo de transmisión mecánica, mediante un proceso de evaluación por medio de puntajes, tomando como referencia el número de cabezales de pulido que tendría el equipo.

Para el cálculo de la potencia del motor y posterior selección, se evidencia que el peso del equipo y la velocidad de giro de los discos de pulido son las variables que más influyen al momento de determinar la potencia requerida por la máquina.

Se comprobó el diámetro mínimo que deben tener los arboles 1 y 2, mediante el método de esfuerzos combinados por Von Mises con la ecuación de Soderberg, los cuales fueron 14,8 mm y 16 mm respectivamente, estos valores sirven como referencia para la determinación de los diámetros definitivos de los árboles, que tienen un diámetro de 24 mm cada uno.

Se aplicaron y adaptaron las diferentes ecuaciones cinemáticas que describen la cinemática de pulido industrial para baldosas de gres de porcelana a un análisis con un equipo de pulido de operación manual para pisos elaborados en mármol y granito.

Se analizaron cuatro diferentes recorridos para maquinas pulidoras de operación manual, en la que se presentó el desplazamiento del equipo, el recorrido, velocidad y aceleración de la partícula abrasiva para cada instante de tiempo.

De acuerdo al estudio realizado de los movimientos prescritos se observa que existen múltiples recorridos que se pueden efectuar con el equipo y combinarse entre ellos, pero estos movimientos dependen únicamente del operador de la máquina.

Basados en la velocidad y aceleración de la partícula abrasiva el recorrido óptimo para pulir una superficie de mármol y granito es aquel con forma de seno, pero no es el más recomendable ya que al momento de analizar los recorridos se observó que el operario no podría realizar este

movimiento durante un largo periodo de tiempo. Por lo cual se recomienda el recorrido en forma de valor absoluto de seno ya que su velocidad y aceleración son similares y más sencillo de repetir este movimiento para el operador del equipo en un periodo de tiempo más extenso.

Este análisis sirve como base para futuras investigaciones en las cuales se pueda analizar cada recorrido de forma independiente y variar los parámetros de funcionamiento de acuerdo al rango determinado durante la toma de datos para obtener un conocimiento más amplio de como intervienen en el proceso de pulido.

Para conocer más acerca del pulido de pisos en mármol y granito se hace necesario realizar un análisis de la distribución de la presión durante el pulido, en donde intervienen las fuerzas presentes en el proceso sirviendo como guía para entender el pulido de pisos y como debe ser el diseño del equipo.

8. BIBLIOGRAFÍA

[1] BENAVENTE GARCÍA. David. Propiedades físicas y utilización de rocas ornamentales. Laboratorio de Petrología Aplicada. Unidad Asociada CSIC-UA. Departamento de Ciencias de la Tierra y del Medio Ambiente. Universidad de Alicante. España, 2006; p. 123-156.

[2] Pulido, Abrillantado y Cristalizado de todo tipo de Suelos y Pavimentos. [En línea] página web. Procesos y etapas del pulido. [Citado 8 de febrero de 2016]. Disponible en:

< <http://www.picanton.com/pulido-abrillantado-cristalizado-suelos-pavimentos.html> >

[3] LEVANTINA. [En línea] página web. España. El mármol. [Citado el 13 de febrero de 2016]. Disponible en:

< <http://www.levantina.com/es/> >

[4] CLUSTER DEL GRANITO. [En línea] página web. España. El granito. [Citado 16 de febrero de 2016]. Disponible en:

<<http://www.clustergranito.com/> >

[5] Entrevistas con Gerardo Flórez Muñoz, maestro de obra encargado de elaborar pisos en mármol y granito, poseedor y operador de maquina pulidora para pisos. Santa Rosa de Cabal, 1 de febrero a 29 de abril de 2016.

[6] KLINDEX. [En línea] página web. ITALIA. Máquinas pulidoras; pulidoras para pisos discos diamantados. [Citado 10 de marzo de 2016]. Disponible en:

< <http://www.klindex.it/> >

[7] PULIDOS Y HERRAMIENTAS. [En línea] página web. Máquinas pulidoras y accesorios. [Citado 9 de diciembre de 2015]. Disponible en:

< <http://www.pulidosyherramientas.com/> >

[8] Mesa Grajales, Darío Hernán. Desgaste abrasivo. Facultad de ingeniería mecánica. Universidad Tecnológica de Pereira. Colombia, p. 1-11.

[9] SOUSA, Fábio y AURICH, Jan. Kinematics of a single abrasive particle during the industrial polishing process of porcelain stoneware tiles. ScienceDirect. 28 de febrero de 2007; p. 1-8.

[10] SOUSA, Fábio y Ahryman S.B. Distribution of contact pressure over the surface of ceramic floor tiles during the polishing process. ScienceDirect. 21 de abril de 2014; p. 1-7.

[11] Hutchings, I.M, Adachi, K y Xu, Y. Analysis and laboratory simulation of an industrial polishing process for porcelain ceramic tiles. ScienceDirect. 11 de septiembre de 2004; p. 1-6.

[12] SOUSA, Fábio. Alarcon, Orestes y Vazquez, Maria. Evaluation of texture distribution during the industrial polishing process of porcelain stoneware tiles ScienceDirect. 1 de Julio de 2013; p. 1-10.

[13] Jisheng, Pan. Quisheng, Yan y Xinpeng, Xu. Abrasive Particles Trajectory Analysis and Simulation of Cluster Magnetorheological Effect Plane Polishing. ScienceDirect. 2012; p. 1-9.

[14] CREIXELL M. José. Estabilidad de las construcciones. 1. ed. México: Reverte ediciones, 1992, p. 191-192.

[15] OCAMPO GIL, Luis Fernando. Diseño de accionamientos y transmisiones de máquinas. Facultad de ingeniería mecánica. Universidad Tecnológica de Pereira, Colombia, 1993.

[16] VANEGAS USECHE, Libardo. Blog UTP. [En línea] página web. Facultad de ingeniería mecánica. Universidad Tecnológica de Pereira, Disponible en:

< <http://blog.utp.edu.co/lvanegas/> >

[17] INTERMEC. [En línea] página web. Colombia. Acoples INTERFLEX. [Citado el 4 de abril de 2016]. Disponible en:

< <http://www.intermec.com.co/> >

[18] SKF. [En línea] página web. Colombia. Selección de rodamientos. [Citado el 18 de abril de 2016]. Disponible en:

< <http://www.skf.com/co/index.html> >

[19] SIEMENS. [En línea] página web. Colombia. Selección de motor y arrancador eléctrico con sus respectivos costos. [Citado el 12 marzo de 2016]. Disponible en:

< <http://www.siemens.com/entry/co/es/>>

[20] CODIACERO. [En línea] página web. Colombia. Catálogos de tuberías y perfiles. [citado el 17 de mayo de 2016]. Disponible en:

< <http://codiacero.com> >

[21] INSTITUTO COLOMBIANO DE NORMAS TÉCNICAS Y CERTIFICACIÓN. Ingeniería civil y arquitectura. Baldosa con superficie de grano terrazo. ICONTEC, 1997. (NTC 2849).

[22] Ramírez Valencia, Andrés Felipe. Tutoriales de Matlab. Universidad Nacional de Colombia sede Manizales. Manizales, 2014. [Citado 16 de febrero de 2016]. Disponible en:

<<http://www.youtube.com>>

[23] F. Bell. Durability of carbonate rock as building stone with comments on its preservation. *Environmental Geology*, vol. 21, pp. 187-200, 1993.

[24] YANG, Ning y ZONG, Wenjun. Wear process of single crystal diamond affected by sliding velocity and contact pressure in mechanical polishing. *ScienceDirect*. 10 de junio de 2015; p. 1-8.

[25] RAMIREZ, Antonio y GALLEGO, Juan. Development of New laboratory equipment for measuring the accelerated polishing of asphalt mixes. *ScienceDirect*. 18 de noviembre de 2014; p. 1-8.

[26] PINLÝ, Lukás y BISSACO, Giuliano. Development of on the machine process monitoring and control strategy in Robot Assisted Polishing. *ScienceDirect*. 2015; p. 1-4.

[27] WANG, Dawey, y CHEN, Xianhua . A study of the laboratory polishing behavior of granite as road surfacing aggregate. *ScienceDirect*. 22 de abril de 2015; p. 1-11.

[28] CRUZ, F, CHEVOIR, F y ROUX, JN. Macroscopic friction of dry granular materials. Elsevier B.V. 2004; p. 1-9.

[29] VENNEN, C, POPOVICI, G y WIJNANT, Y. Contact Dynamics of EHL Contacts with Time Varying Operating Conditions. Elsevier B.V. 2004; p. 1-12.

[30] WILLIAM, A, GODDARG III, TAHIR, Cagin y QI, Yue. First Principles Multiscale Modeling of Physico-Chemical Aspects of Tribology. Elsevier B.V. 2001; p. 1-19.

[31] PAUSCHITZ, Andreas, ROY, Manish y FRANEK, Friederich. Identification of the Mechanisms of Wear during Sliding of Metallic Materials at Elevated Temperature Using an Optical Interferometer. Elsevier B.V. 2004; p. 1-10.

[32] FILLOT, N, IORDANOFF, I y BERTHIER, Y. Kinetics of particle detachment: contribution of a granular model. Elsevier B.V. 2004; p. 1-11.

[33] HAMROCK, B, JACBSON, B y SCHMID, S. The Role of Tribology in the Design of Machine Elements. Elsevier B.V. 2000; p. 1-11.

[34] Moler, C. (1984). MATLAB (Version 2015a). Massachusetts, U.S.A.: MathWorks.

ANEXOS

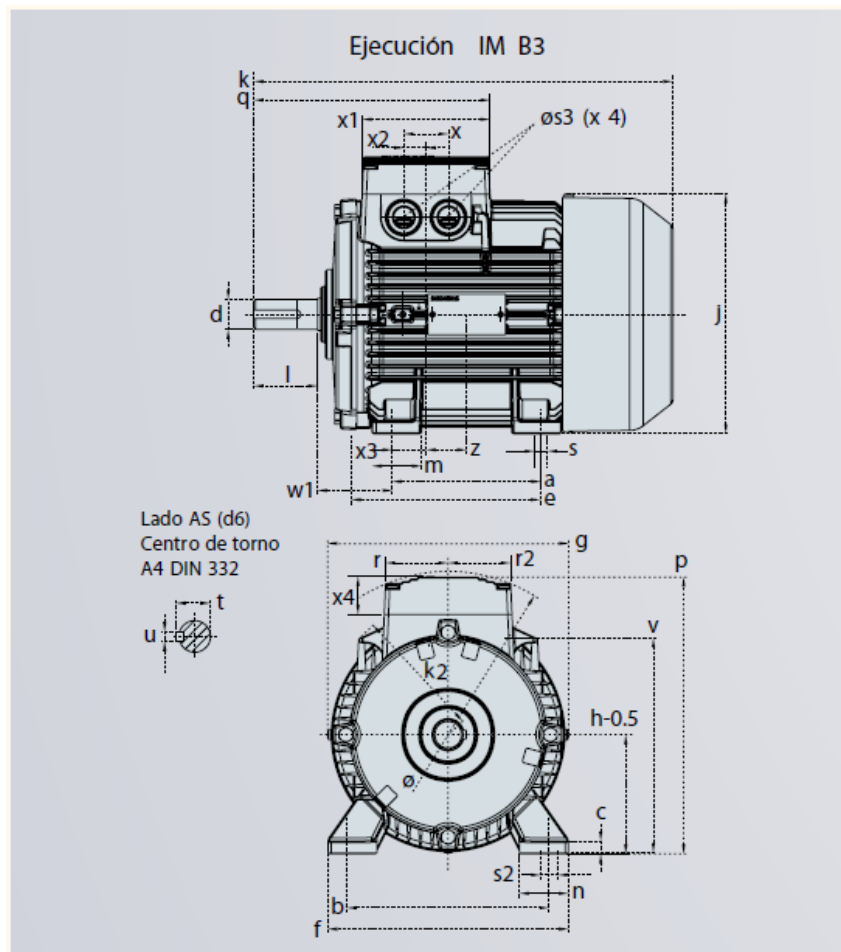
Anexo I. Selección del motor. Ficha técnica del motor marca siemens.

Datos técnicos														www.motores.siemens.com	
ESPECIFICACIONES NOMINALES PARA MOTORES TRIFÁSICOS ESTÁNDAR 1LA7 Y 1LA5 60Hz															
Tipo	Frame IEC	Potencia		Factor de Servicio		Corriente Nominal [A]		Eficiencia η	Factor de Potencia	Velocidad Nominal	Torque Nominal	Torque de Arranque	Corriente de Arranque	Peso Neto IMB3	Rodamientos
		HP	Kw	440V	220V	(%)	$\cos \varphi$	(rpm)	[Nm]	(Ta/Tn)	(Ia/In)	[kg]	AS/BS		
MOTORES DE 2 POLOS, 3600 RPM															
1LA7 070-2YA60	71	0.8	0.6	1.15	2.4	1.2	77.4	0.79	3430	1.56	2.7	6	6.0	6202 2Z C3 / 6202 2ZC3	
1LA7 073-2YA60	71	1	0.7	1.15	3.5	1.75	62.8	0.89	3320	2.15	2.5	4.7	6.0	6202 2Z C3 / 6202 2ZC3	
1LA7 080-2YA60	80	2	1.1	1.15	5.3	2.65	69.2	0.80	3370	3.17	1.8	3.7	8.4	6004 2Z C3 / 6004 2ZC3	
1LA7 083-2YA60	80	2	1.5	1.15	6.2	3.1	73.4	0.86	3410	4.18	3.3	6.3	10	6004 2Z C3 / 6004 2ZC3	
1LA7 090-2YB60	90 L	2.4	1.8	1.15	3.5	7	81.0	0.82	3460	4.9	2.4	5.5	11.7	6205 2Z C3 / 6004 2Z C3	
1LA7 093-2YB60	90 L	3	2.2	1.1	4.5	9	82.3	0.79	3450	6.2	2.7	5.7	14.6	6205 2Z C3 / 6004 2Z C3	
1LA7 097-2YB60	90 L	4	3.0	1.15	5.5	11	84.5	0.84	3460	8.2	2.4	5.9	16.4	6205 2Z C3 / 6004 2Z C3	
1LA7 113-2YB60	112 M	5	3.7	1.15	7	14	85.2	0.82	3508	10.2	2.7	7.8	26.6	6206 2Z C3 / 6205 2Z C3	
1LA7 113-2YC60	112 M	6	4.5	1.25	8.5	17	84.6	0.81	3492	12.3	2.6	7.5	26.6	6206 2Z C3 / 6205 2Z C3	
1LA7 115-2YB60	112 M	7.5	5.6	1.15	9.5	19	86.0	0.89	3480	15.3	2.0	5.8	30	6206 2Z C3 / 6205 2Z C3	
1LA7 132-2YB70	132 S/M	10	7.5	1.15	13.3	26.6	88.1	0.83	3525	20.5	2.7	6.8	52,8	6208 2Z C3 / 6208 2Z C3	
1LA7 132-2YC70	132 S/M	12	9.0	1.05	15.2	30.4	87.5	0.88	3500	24.6	2.7	6.8	53,3	6208 2Z C3 / 6208 2Z C3	

Anexo 2. Selección del motor. Ficha técnica con las dimensiones del motor marca siemens.

Dimensiones (en mm.)

Motor Tamaño	Medidas comunes (IM B3, IM B5)								Medidas de la forma constructiva IM B3						Medidas de la forma constructiva IM B5 / IM B35							
	l	d	t	u	g	g ₁	p/p ₂	k	a	b	h	w ₁	s	e	f	a ₁	b ₁	c ₁	e ₁	f ₁	s ₁	k
071	30	14	16.1	5	148	-	178.5	240	90	112	71	45	7	107.5	132	160	110	5.5	130	3.5	10.5	231
080	40	19	21.5	6	163	-	193.5	273.5	100	125	80	50	9.5	119.5	150	200	130	8	165	3.5	13	283
090S	50	24	26.9	8	181	-	211.5	331	100	140	90	56	10	114.5	165	200	130	7	165	3.5	13	324
090L	50	24	26.9	8	181	-	211.5	331	125	140	90	56	10	144.5	165	200	130	7	165	3.5	13	324
112M	60	28	31.0	8	227	-	260	393	140	190	112	70	12	176	226	250	180	11	215	4	14.5	388
132S	80	38	41.3	10	264.5	-	315	481	140	216	132	89	12	1218	256	300	230	14	265	4	15	481
132M	80	38	41	10	266	-	299	491	178	216	132	89	12	218	226	300	230	12	265	4	4.5	491
160M	110	42	45.0	12	320	-	365.5	629	210	254	160	109	15	300	300	350	250	20	300	5	18	628
160L	110	42	45.0	12	320	-	365.5	629	254	254	160	109	15	300	300	350	250	20	300	5	18	628
180M	110	48	51.5	14	357	499	410	653	241	279	180	121	16	301	339	350	250	13	300	5	18	653
180L	110	48	51.5	14	357	499	410	691	279	279	180	121	16	339	339	350	250	13	300	5	18	691
200L	110	55	59.0	16	403	534	460	743	305	318	200	133	20	385	398	400	300	15	350	5	18	743
225S	*140	*60	*64	18	447	-	569	*830	286	356	225	149	19	361	436	450	350	16	400	5	17.5	*830
225M	*140	*60	*64	18	447	-	569	*830	311	356	225	149	19	361	436	450	350	16	400	5	17.5	*830
250M	140	*65	*69	18	520	-	680	930	349	406	250	168	24	409	506	550	450	18	500	5	17.5	930



Anexo 3. Ficha técnica del arrancador eléctrico SIRIUS referencia 3RW3017-1BB14

SIRIUS - Aparatos de maniobra,
protección y control de motores

3RW30 - Arrancadores Suaves para Prestaciones Simples/Estándar

N° Almacén	Descripción del producto	Código	
SIRIUS 3RW30	 <p>Arrancador Suave para Prestaciones Simples Función de parada suave Hasta 1.1kW, Tamaño 22,5mm</p>		
	100035407	Arrancador Suave p/Prestaciones Simples, Ancho 22.5mm, In:3A, 1.1kW / 1.5HP	3RW3003-1CB54
	 <p>Arrancador Suave para Prestaciones Estándar Contactor de Bypass BALANCEO de POLARIDAD Hasta 7.5kW, Tamaño S00</p>		
	100018252	Arrancador Suave p/Prestaciones Estándar, S00, In:3.6A, 1.5kW / 2HP	3RW3013-1BB14
	100018254	Arrancador Suave p/Prestaciones Estándar, S00, In:6.5A, 3kW / 4HP	3RW3014-1BB14
	100018256	Arrancador Suave p/Prestaciones Estándar, S00, In:9A, 4kW / 5.5HP	3RW3016-1BB14
	100018258	Arrancador Suave p/Prestaciones Estándar, S00, In:12.5A, 5.5kW / 7.5HP	3RW3017-1BB14
100018260	Arrancador Suave p/Prestaciones Estándar, S00, In:17.6A, 7.5kW / 10HP	3RW3018-1BB14	

Anexo 4. Selección del acople, tabla para la determinación del factor de servicio (Fs.)

TIPO DE TRABAJO O MÁQUINA	Motor Eléctrico		Motor Eléctrico			
	Torque estándar	Alto torque	4 o más cilindros	3 cilindros	2 cilindros	1 cilindro
Operación uniforme: Ejemplo: Bombas hidráulicas y centrifugas, generadores livianos, ventiladores, sopladores, transportadores de banda y tornillo	1.0	1.25	1.5	1.7	2.0	2.7
Operación uniforme con fluctuación moderada: Maquinas para el trabajo de la madera, molinos, maquinaria textil, mezcladores	1.6	1.8	2.0	2.3	2.5	3.0
Operación fluctuante: Hornos rotativos, maquinas litográficas y de impresión, generadores, bombas para líquidos viscosos.	1.8	1.9	2.2	2.5	2.7	3.1
Operación fluctuante con choques: Mescladoras de concreto, martinetes, molinos para papel, bombas de compresión, bombas de propela, entorchadoras de cable, centrifugas.	1.8	2.0	2.5	2.7	3.0	3.4
Operación muy fluctuante con choques: Excavadoras, molinos de bolas, bombas de pistón, prensas de forja y estampado	2.1	2.3	2.7	3.0	3.4	3.8
Trabajo pesado, muy fluctuante con choque fuertes: Compresores y bombas de pistón, movimiento de rodillos pesados, extrusoras de ladrillo, prensas de mandíbula para moler piedra.	2.5	3.1	3.3	3.6	4.0	4.5

Anexo 5. Selección del acople, catálogo de acoples INTERFLEX.



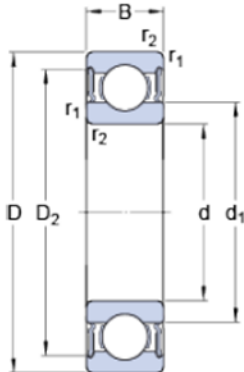
INTERFLEX No.	Dimensiones mm				Torque nominal (Tn) lb-in	Torque de diseño (Tn) lb-in	Hueco máximo manzana escalonada	Hueco máximo manzana liza	RPM Máximas permisibles
	L	A	B	M					
GE14	34	30	30	23	66	133	-	16	19.000
GE19	64	40	30	39	89	177	19	24	14.000
GE24	76	55	40	46	310	620	24	32	10.600
GE28	88	65	50	56	841	1.682	28	38	8.500
GE38	111	78	66	66	1.682	3.363	38	45	7.100
GE42	123	94	75	73	2.345	4.691	42	55	6.000
GE48	137	104	85	81	2.744	5.487	48	60	5.600
GE55	156	118	98	92	3.319	6.638	55	70	4.750
GE65	180	134	115	115	3.761	7.523	65	75	4.250
GE75	205	160	135	120	8.629	17.257	75	90	3.550
GE90	240	200	160	140	21.240	42.480	90	100	2.800

Anexo 6. Selección de rodamientos para árboles. Dimensiones y características de una rodamiento de bolas SKF.



63003-2RS1

Dimensions



d		17	mm
D		35	mm
B		14	mm
d ₁	≈	23	mm
D ₂	≈	31.2	mm
r _{1,2}	min.	0.3	mm

Calculation data

Basic dynamic load rating	C	6	kN
Basic static load rating	C ₀	3.2	kN
Fatigue load limit	P _u	0.137	kN
Limiting speed		13000	r/min
Calculation factor	k _r	0.025	
Calculation factor	f ₀	14	

Mass

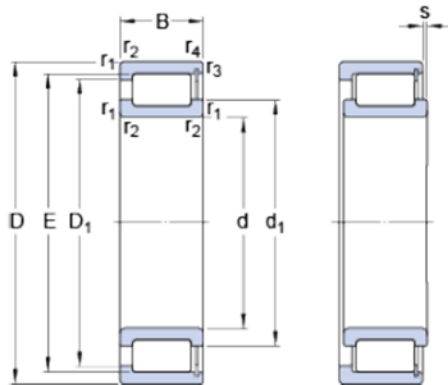
Mass bearing		0.052	kg
--------------	--	-------	----

Anexo 7. Selección de rodamientos para llantas. Dimensiones y características de una rodamiento de rodillos SKF.



NCF 3005 CV

Dimensions



d		25	mm
D		47	mm
B		16	mm
d ₁	≈	34	mm
D ₁	≈	39	mm
E		42.51	mm
s		1.5	mm
r _{1,2}	min.	0.6	mm
r _{3,4}	min.	0.3	mm

Calculation data

Basic dynamic load rating	C	31.9	kN
Basic static load rating	C ₀	35.5	kN
Fatigue load limit	P _u	3.8	kN
Reference speed		7000	r/min
Limiting speed		9000	r/min
Calculation factor	k _r	0.3	
Calculation factor	e	0.3	
Calculation factor	Y	0.4	

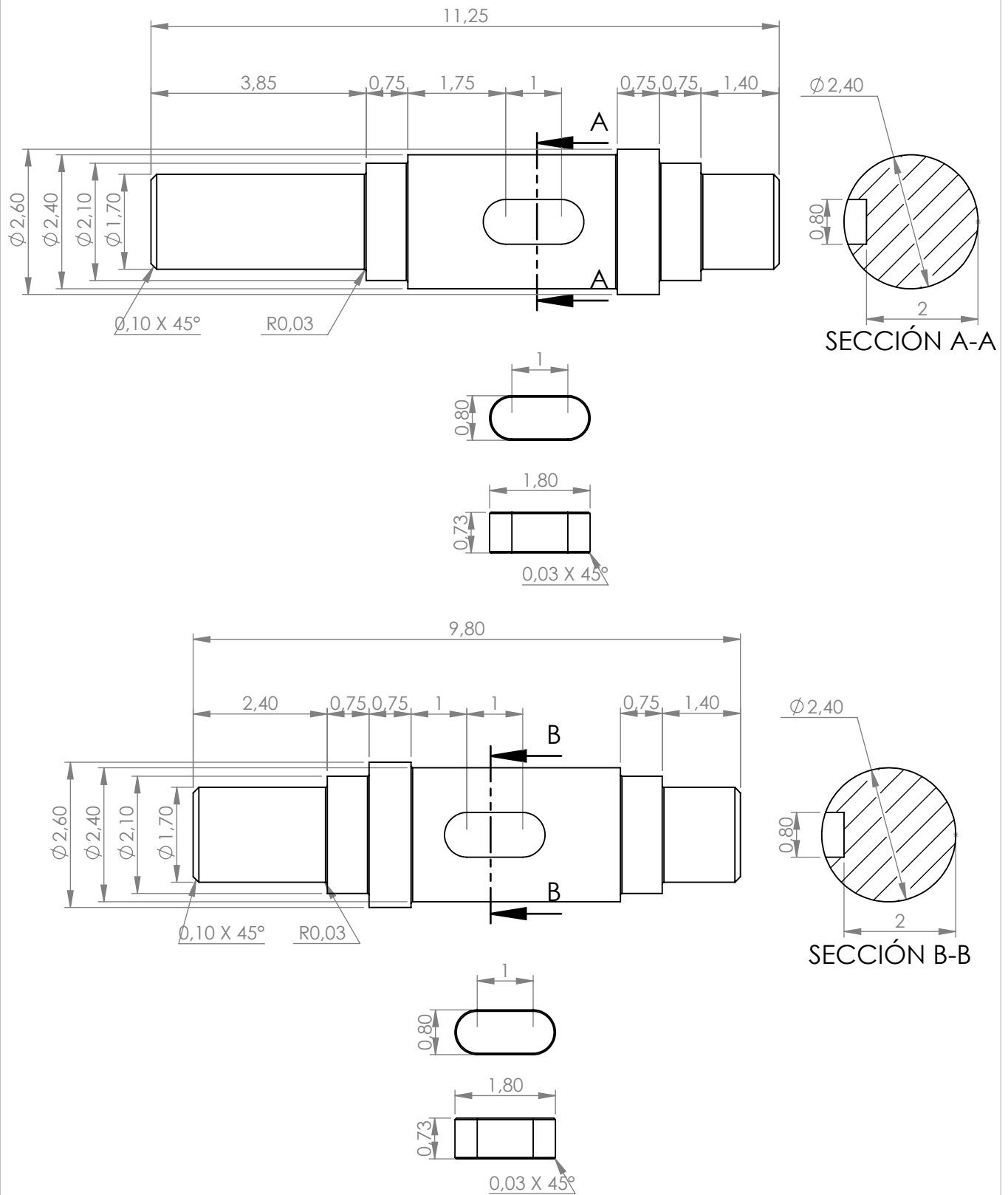
Mass

Mass bearing		0.12	kg
--------------	--	------	----

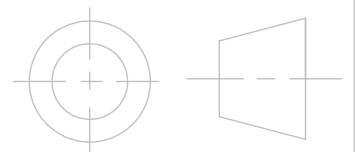
Anexo 8. Costos aproximados para la construcción de una maquina manual multifuncional destroncadora y abrillantadora para pisos en mármol y granito.

CANTIDAD	DESCRIPCIÓN	PROVEEDOR	VALOR UNITARIO (\$)	VALOR TOTAL (\$)
1	Motor trifásico de propósito general marca siemens de referencia 1LA7 097-2YB60, 4 HP,	SIEMENS COLOMBIA	947.000,00	947.000,00
1	Arrancador suave para prestaciones estándar de la siemens de referencia SIRIUS 3RW3017-1BB14.	SIEMENS COLOMBIA	685.000,00	685.000,00
1	Acople flexible de torsión INTERFLEX de referencia GE 19.	CASA SUECA S.A	140.592,00	140.592,00
4	Rodamiento de bolas SKF de referencia 63003-2RS1, para arboles 1 y 2.	LUGO HERMANOS	36.000,00	144.000,00
2	Rodamiento de bolas SKF de referencia 63003-2RS1, para las llantas de la silla.	LUGO HERMANOS	36.000,00	72.000,00
2	Rodamiento de rodillos SKF de referencia NCF 3005 CV, para las llantas del equipo.	LUGO HERMANOS	173.800,00	347.600,00
2	llanta para sillín con borde de goma	LA COLMENA	11.000,00	22.000,00
2	llanta para máquina con borde de goma	LA COLMENA	22.000,00	44.000,00
1	material para árbol 1, macizo de acero AISI 1045	TALLER DE PRECISION	18.000,00	18.000,00
1	material para árbol 2, macizo de acero AISI 1045	TALLER DE PRECISION	15.000,00	15.000,00
1	mecanizado del árbol 1	TALLER DE PRECISION	50.000,00	50.000,00
1	mecanizado del árbol 2	TALLER DE PRECISION	50.000,00	50.000,00
2	chavetas para arboles 1 y 2, acero AISI 1045	TALLER DE PRECISION	3.000,00	6.000,00
1	material para engranaje 1, diámetro exterior 66 mm, acero AISI 1020	TALLER DE PRECISION	14.000,00	14.000,00
1	material para engranaje 2, diámetro exterior 186 mm, acero AISI 1020	TALLER DE PRECISION	26.000,00	26.000,00
1	Fabricación engranaje 1, 20 dientes.	TALLER DE PRECISION	65.000,00	65.000,00
1	Fabricación engranaje 2, 60 dientes.	TALLER DE PRECISION	36.000,00	36.000,00
1	tanque para el agua en plástico, con capacidad de 16 litros	DARIO MARÍN	95.000,00	95.000,00
1	Carcasa superior para caja de transmisión de potencia, aluminio fundido.	FUNDICION LUIS CARLOS	55.000,00	55.000,00

1	Carcasa inferior para caja de transmisión de potencia, aluminio fundido.	FUNDICION LUIS CARLOS	55.000,00	55.000,00
4	tapa para rodamiento ubicada en la caja de transmisión de potencia, en acero AISI 1020	METALICAS LA 8	2.000,00	8.000,00
6	tornillo de cabeza hexagonal M 7x1, para caja de transmisión de potencia	INDUSTRIAS EL FIERRO	250,00	1.500,00
4	tornillo de cabeza hexagonal M 10x1,50 ,para anclar el motor	INDUSTRIAS EL FIERRO	300,00	1.200,00
4	tornillo de cabeza hexagonal M , para anclar la base que soporta el motor con la caja de transmisión de potencia	INDUSTRIAS EL FIERRO	280,00	1.120,00
1	Tubo de acero para manubrio de 6 cm de diámetro exterior, por 6 metros.	ARMETALES	54.000,00	54.000,00
1	doblado de tubo para manubrio	METALICAS LA 8	23.000,00	23.000,00
1	tubo cuadrado de acero para soporte del tanque y unión entre el manubrio y la base soporte de 6x6 cm, por 6 m	HOMCENTER	87.050,00	87.050,00
1	Tubo cuadrado de acero para unión entre la silla y la base soporte de 4x4 cm, por 6 metros.	HOMCENTER	17.900,00	17.900,00
1	Tubo cuadrado de acero para base cabezales de pulido de 3x3 cm, por 6 metros.	ARMETALES	15.000,00	15.000,00
1	platina de acero para cabezal de pulido de 1 cm de espesor	ARMETALES	59.700,00	59.700,00
1	Ángulos de lados iguales de 5x5 cm para la base soporte	ARMETALES	106.000,00	106.000,00
1	tubo cuadrado de acero para silla de 10x10 cm, por 6 metros	ARMETALES	117.000,00	117.000,00
1	tubo cuadrado de acero para silla de 9x9 cm, por 6 metros	ARMETALES	106.000,00	106.000,00
1	fabricación de asiento y espaldar para la silla elaborado en madera con forro sintético y colchón de espuma	SAN ALEJO	145.000,00	145.000,00
1	ensamble del equipo	TALLER DE PRECISION	120.000,00	120.000,00
TOTAL				3.749.662,00



**MÁQUINA MANUAL MULTIFUNCIONAL
DESTRONCADORA Y ABRILLANTADORA PARA
PISOS EN MÁRMOL Y GRANITO**



UTP

CONTIENE:

ARBOLES 1 Y 2

ESCALA: 1:1

MEDIDAS: cm

NOMBRE: GERARDO ANTONIO FLÓREZ MARIN

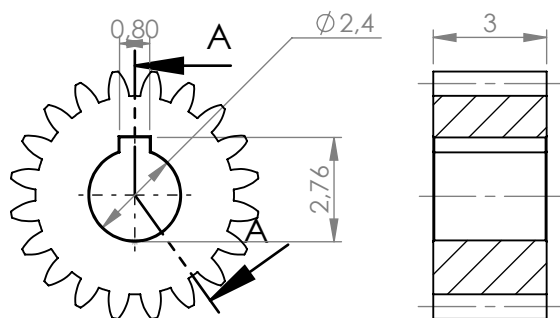
FECHA: 27/05/2016

CODIGO: 1093222499

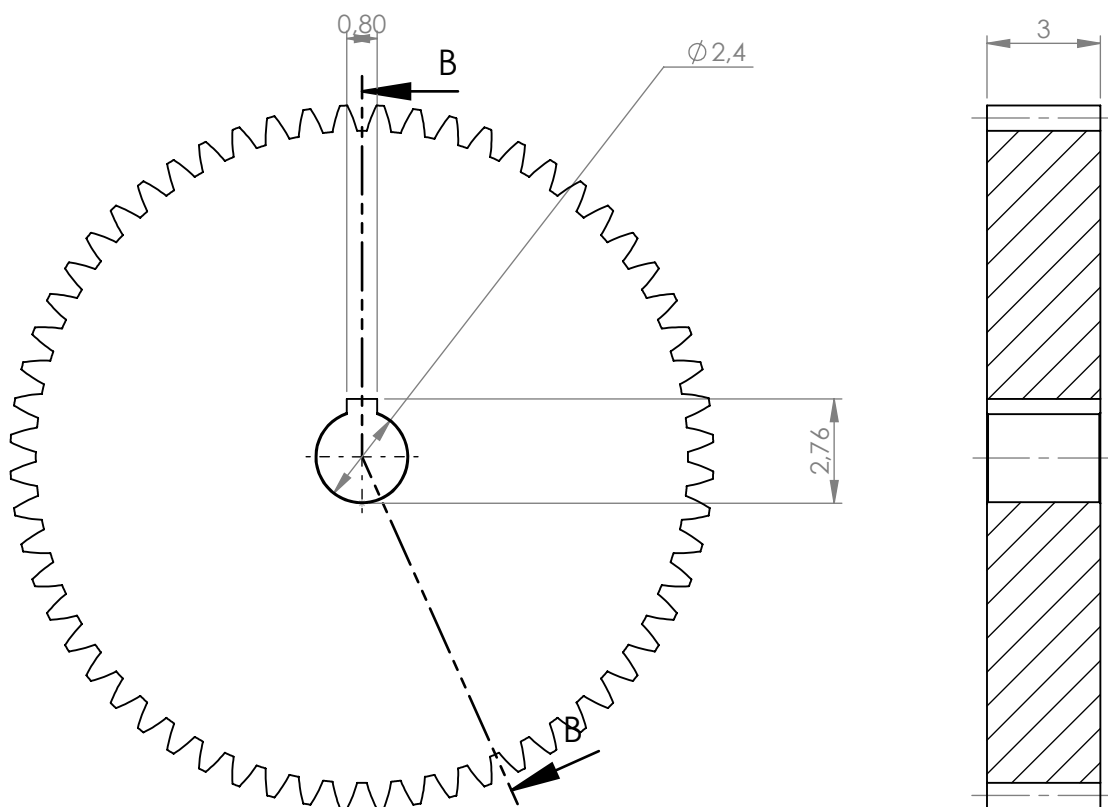
FACULTAD DE INGENIERIA MECÁNICA

MATERIAL: AISI 1045

DATOS DEL CORTE		
CARACTERISTICA	ENGRANAJE 1	ENGRANAJE 2
Modulo (m)	0,3	0,3
Angulo de presion	20°	20°
Diametro primitivo (D)	6	18
Numero de dientes (Z)	20	60
Diametro exterior (De)	6,6	18,6
Diametro interior (Di)	5,3	17,3
Altura del diente (h)	0,65	0,65

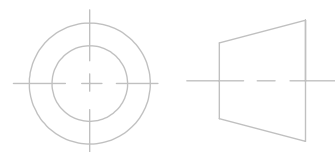


SECCIÓN A-A



SECCIÓN B-B

MÁQUINA MANUAL MULTIFUNCIONAL
DESTRONCADORA Y ABRILLANTADORA PARA
PISOS EN MÁRMOL Y GRANITO



UTP

CONTIENE:
ENGRANAJES 1 Y 2

NOMBRE: GERARDO ANTONIO FLÓREZ MARIN

CODIGO: 1093222499

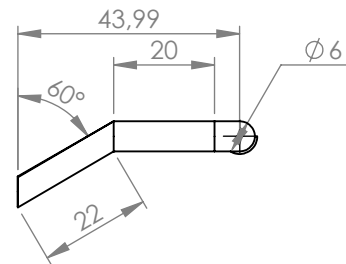
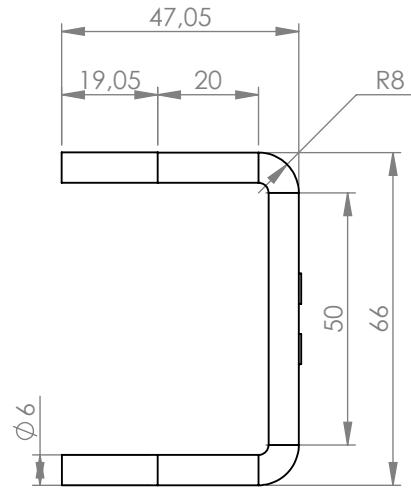
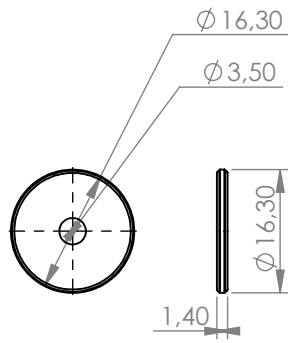
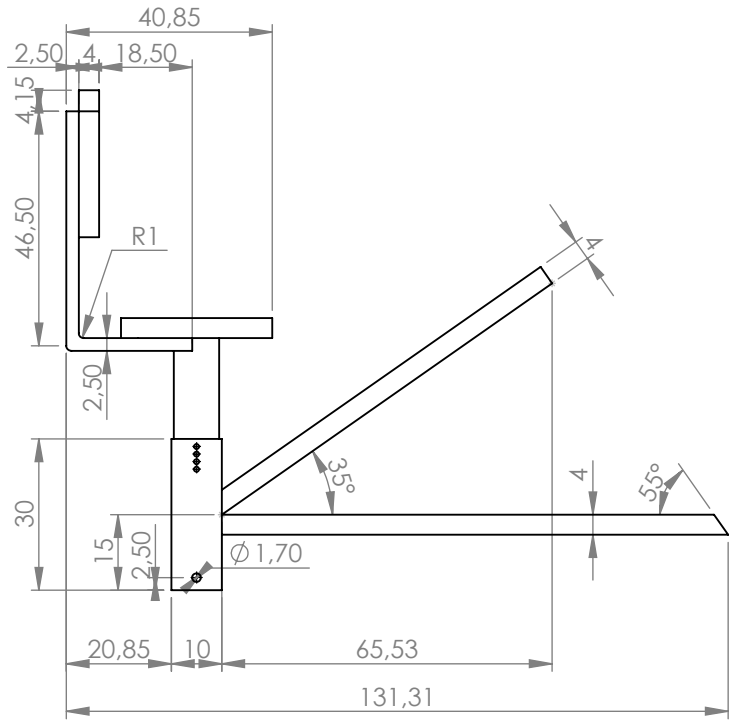
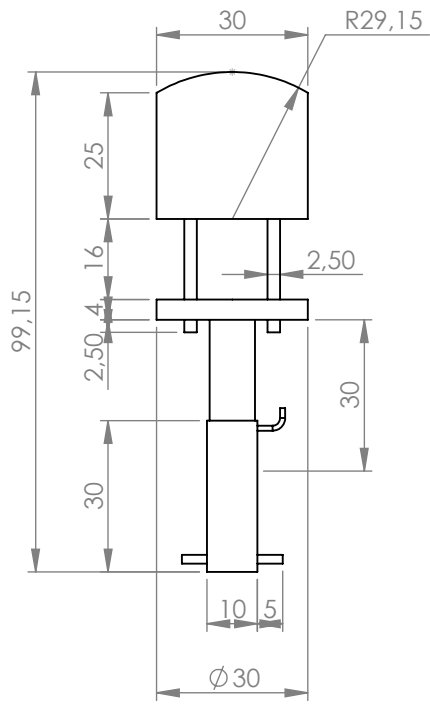
FACULTAD DE INGENIERIA MECÁNICA

ESCALA: 1:2

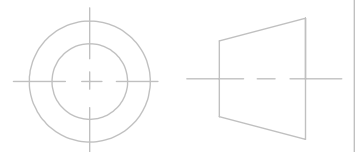
MEDIDAS: cm

FECHA: 27/05/2016

MATERIAL: AISI 1020



**MÁQUINA MANUAL MULTIFUNCIONAL
DESTRONCADORA Y ABRILLANTADORA PARA
PISOS EN MÁRMOL Y GRANITO**



UTP

CONTIENE:

SILLA Y MANUBRIO

ESCALA: 1:15

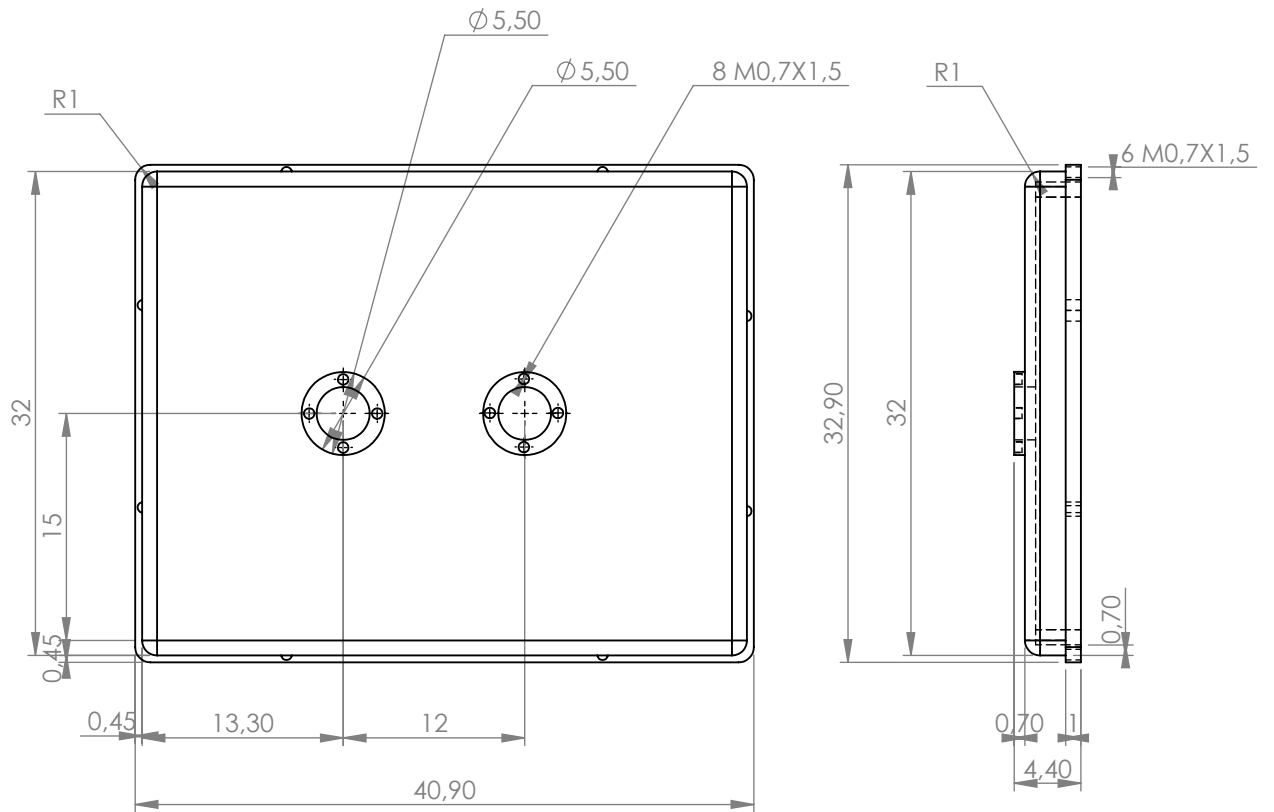
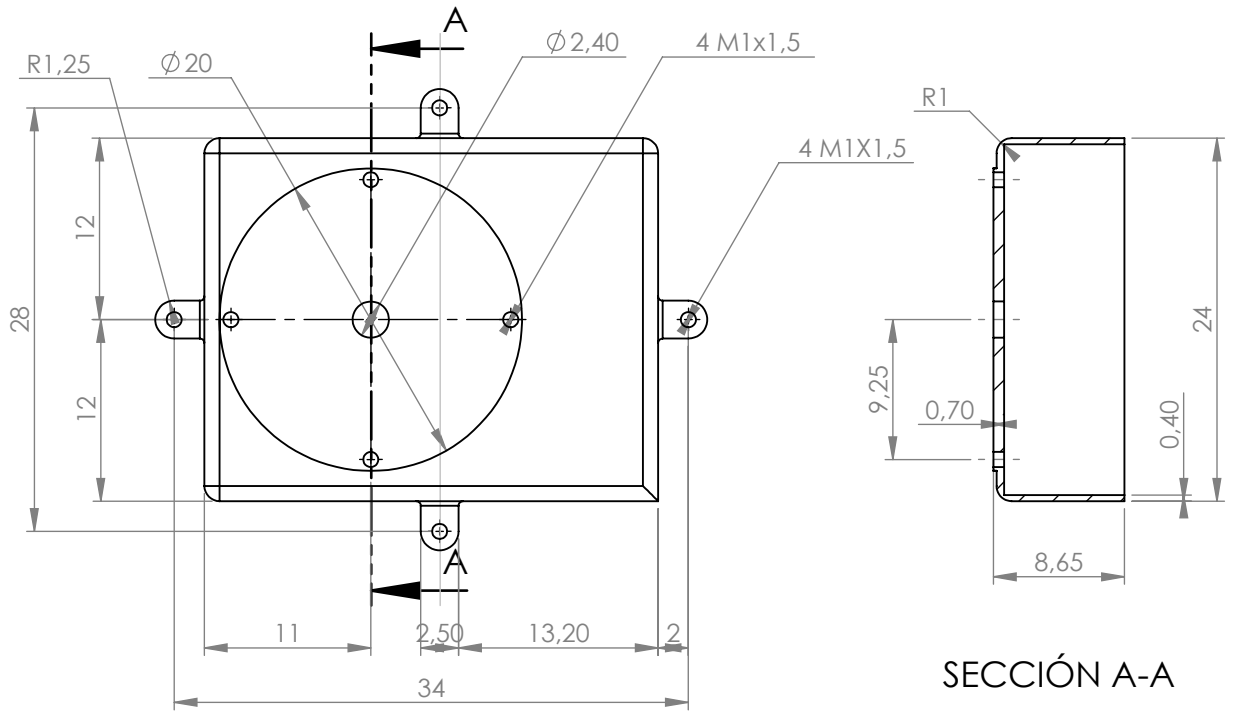
MEDIDAS: cm

NOMBRE: GERARDO ANTONIO FLÓREZ MARIN

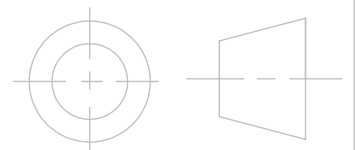
FECHA: 27/05/2016

CODIGO: 1093222499

FACULTAD DE INGENIERIA MECÁNICA



**MÁQUINA MANUAL MULTIFUNCIÓN
DESTRONCADORA Y ABRILLANTADORA PARA
PISOS EN MÁRMOL Y GRANITO**



UTP

CONTIENE:
BASE SOPORTE MOTOR Y CARCASA CAJA REDUCTORA

NOMBRE: GERARDO ANTONIO FLÓREZ MARIN

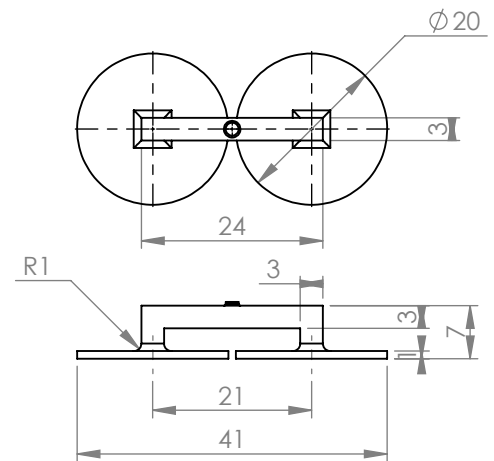
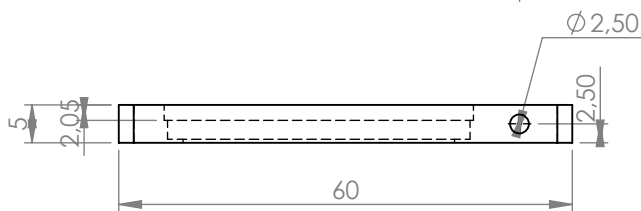
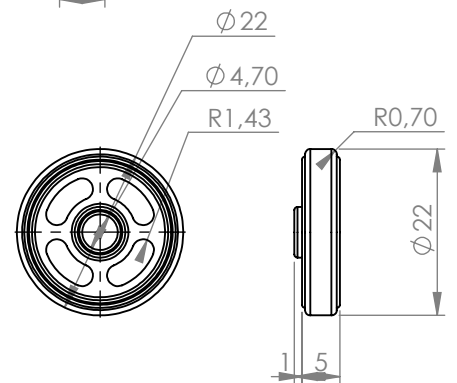
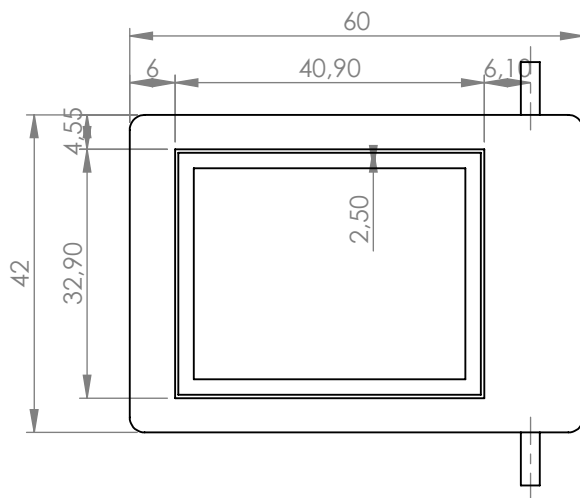
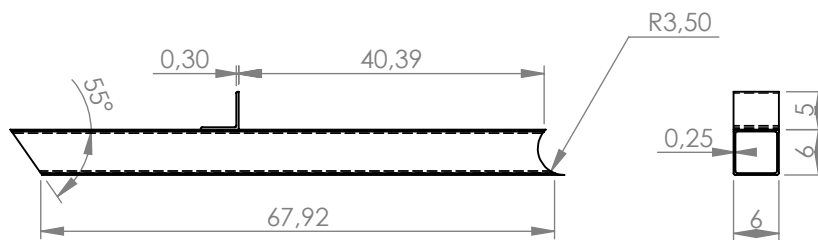
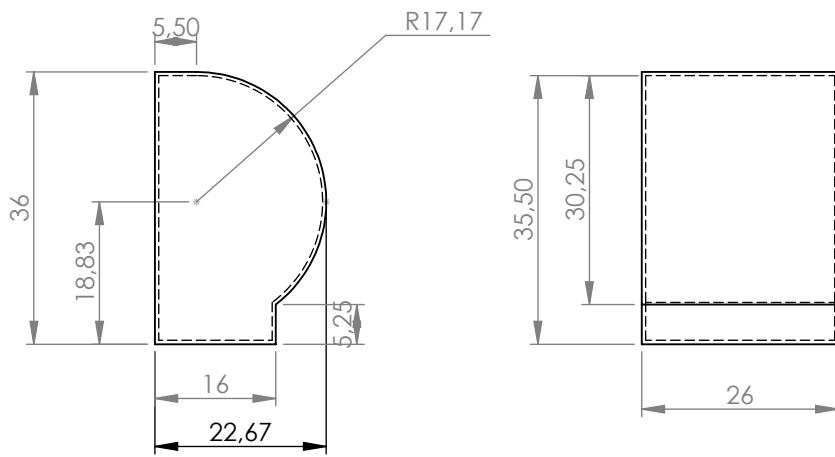
CODIGO: 1093222499

FACULTAD DE INGENIERIA MECÁNICA

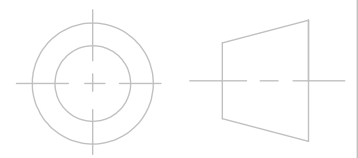
ESCALA: 1:5

MEDIDAS: cm

FECHA: 27/05/2016



**MÁQUINA MANUAL MULTIFUNCIÓN
DESTRONCADORA Y ABRILLANTADORA PARA
PISOS EN MÁRMOL Y GRANITO**



UTP

CONTIENE:
**TANQUE PARA EL AGUA, BASE SOPORTE Y
CABEZAL DE PULIDO**

NOMBRE: GERARDO ANTONIO FLÓREZ MARIN

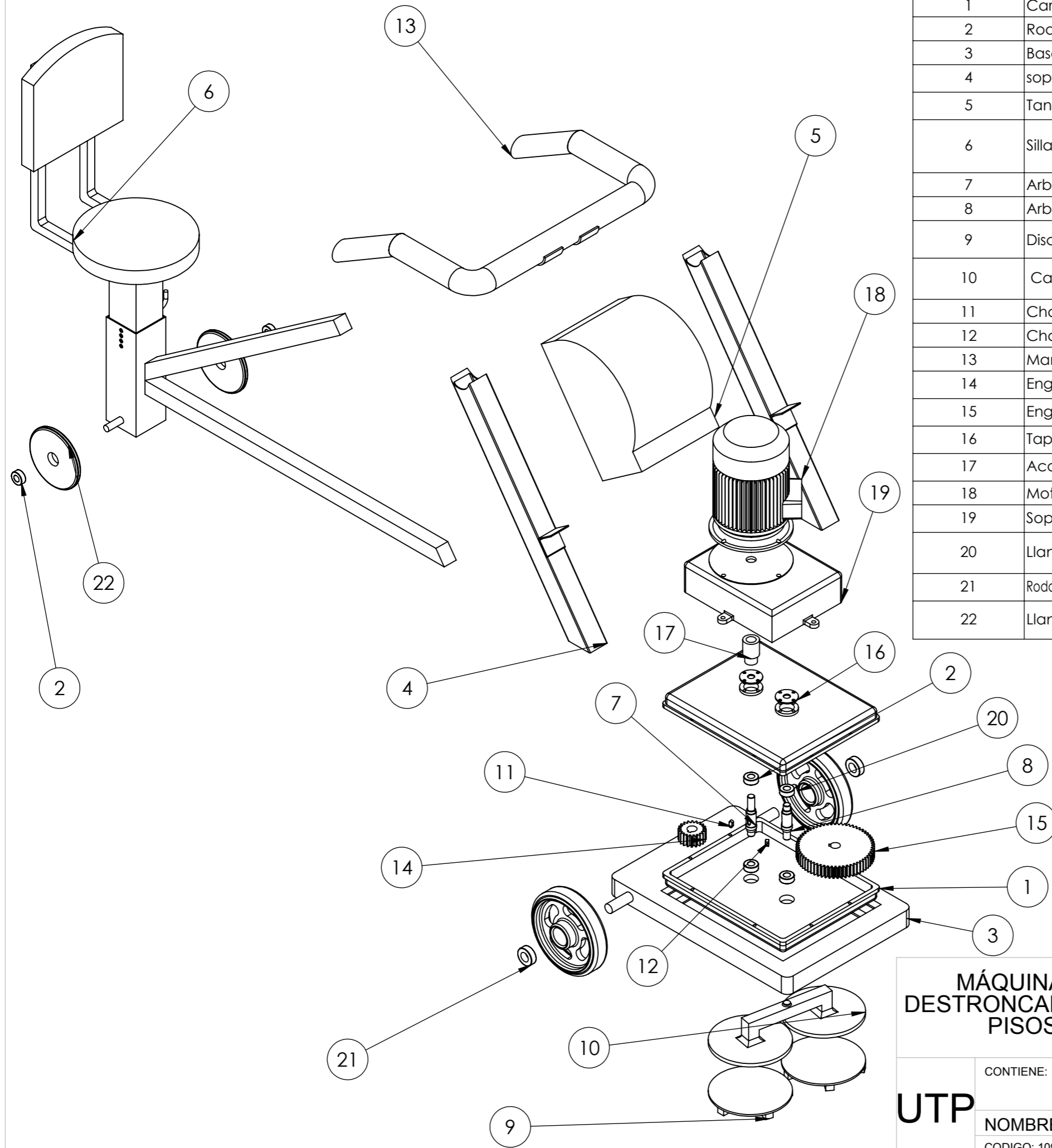
CODIGO: 1093222499

FACULTAD DE INGENIERIA MECÁNICA

ESCALA: 1:10

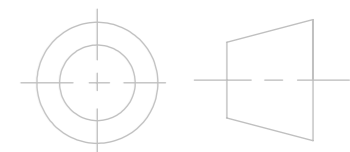
MEDIDAS: cm

FECHA: 27/05/2016



N.º DE ELEMENTO	NOMBRE DE LA PIEZA	ESPECIFICACIÓN / MATERIAL	CANTIDAD
1	Carcasa	Aluminio fundido	2
2	Rodamiento arboles	Rodamiento de bolas SKF 63003-2RS1	6
3	Base	Acero 1020	1
4	soporte	Tubo cuadrado 6x6cm de acero	2
5	Tanque para el agua	Capacidad 16 litros de polimero (plastico)	1
6	Silla	Asiento y espaldar en madera, con colchon de espuma y forro sintetico, estructura tubo cuadrado de acero	1
7	Arbol 1	AISI 1045 laminado en frio	1
8	Arbol 2	AISI 1045 laminado en frio	1
9	Disco diamantado	corona metalica de acero de 200mm de diametro	2
10	Cabezal de pulido	Tubo cuadrado de 3x3cm de acero y platina de acero	1
11	Chaveta arbol 1	AISI 1045 laminado en frio	1
12	Chaveta arbol 2	AISI 1045 laminado en frio	1
13	Manubrio	Tubo de 6cm de diametro en acero	1
14	Engranaje 1	20 dientes, modulo 3mm y acero 1020	1
15	Engranaje 2	60 dientes, modulo 3mm y acero 1020	1
16	Tapa ciega para arboles	Acero 1020	4
17	Acople flexible	Acople de torsion INTERFLEX GE-19	1
18	Motor trifasico	SIEMENS 1LA7097-2YB60 de 4 HP	1
19	Soporte motor	Acero 1020	1
20	Llantas máquina	Plastico con bordes de goma de 22cm de diametro	2
21	Rodamiento llantas máquina	Rodamiento de rodillos SKF NCF 3005 CV	2
22	Llantas silla	Plastico con bordes de goma de 16 cm de diametro	2

**MÁQUINA MANUAL MULTIFUNCIONAL
DESTRONCADORA Y ABRILLANTADORA PARA
PISOS EN MÁRMOL Y GRANITO**



UTP

CONTIENE: **PLANO DE CONJUNTO**

NOMBRE: GERARDO ANTONIO FLÓREZ MARIN

CODIGO: 1093222499

FACULTAD DE INGENIERIA MECÁNICA

ESCALA: 1:20

MEDIDAS: cm

FECHA: 27/05/2016