

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA METROPOLITANA

UNIDAD AZCAPOTZALCO



Casa abierta al tiempo

LICENCIATURA EN INGENIERÍA MECÁNICA

MODALIDAD: PROYECTO TECNOLÓGICO

PROYECTO DE INTEGRACION EN INGENIERÍA MECÁNICA I

TITULO DEL PROYECTO:

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN TREN
PLANETARIO CON BRAZO DENTADO

PRESENTA:

GERARDO MONTESINOS CRUZ

MATRÍCULA: 207366506

ASESOR:

ING. ROMY PÉREZ MORENO

MÉXICO D.F. DICIEMBRE 2014

Yo, ROMY PÉREZ MORENO, declaro que aprobé el contenido del presente Reporte de Proyecto de Integración y doy mi autorización para su publicación en la Biblioteca Digital, así como en el Repositorio Institucional de UAM Azcapotzalco.

Yo, GERARDO MONTESINOS CRUZ, doy mi autorización a la Coordinación de Servicios de Información de la Universidad Autónoma Metropolitana, Unidad Azcapotzalco, para publicar el presente documento en la Biblioteca Digital, así como en el Repositorio Institucional de UAM Azcapotzalco.

RESUMEN

Un tren de engranes. Se llama a la transmisión en la que existen más de dos engranajes. Los trenes son todos aquellos mecanismos que se disponen en diversas combinaciones en serie y paralelo, de tal manera que el elemento impulsado de uno de los mecanismos es el impulsor de otro.

En este proyecto de integración en ingeniería mecánica se hace una caja de engranes didáctica para el laboratorio de mecanismos, esta caja fue fabricada con Nylamid así como los 6 engranes que la componen, el principal objetivo es que los alumnos de laboratorio conozcan el movimiento de cada uno de los engranes así como también midan las velocidades para cada uno. En este reporte se describirá a detalle todo lo correspondiente a los engranes, desde los antecedentes históricos, la información buscada en libros, revistas, internet, etc. Así como los cálculos para cada engrane, al término se darán a conocer los resultados obtenidos y la conclusión para esta caja de engranes.

CONTENIDO

Introducción	1
Antecedentes	2
Justificación	2
Objetivos	3
Capítulo I. Teoría de engranes	4
1.1 Antecedentes Históricos.....	4
1.2 Definición.....	6
1.3 Trenes de engranes.....	6
Capítulo II. Propiedades de los engranes	9
2.1 Cinemática de engranes.....	9
2.2 Tipos de engrane.....	9
2.3 Diseño de engranes rectos.....	10
2.4 Esfuerzos en el diente del engrane.....	10
Capítulo III. Geometría del engrane	11
3.1 Perfil de envolvente.....	11
3.2 Geometría de los engranes.....	12
3.3 Propiedades del diente del engrane.....	17
3.4 Engrane interno.....	26
Capítulo IV. Máquinas y Herramientas	28
4.1 Introducción.....	28
4.2 Maquinado.....	28
4.3 Fresado.....	29

4.4 Torneado.....	31
4.5 Taladrado.....	33
4.6 Cabezal divisor.....	34
Capítulo V. Cálculo de engranes.....	37
5.1 Cálculo del engrane 1.....	37
5.2 Cálculo del engrane 2.....	39
5.3 Cálculo del engrane 3.....	41
5.4 Cálculo del engrane 4.....	43
5.5 Cálculo del engrane 5.....	45
5.6 Cálculo del engrane 6.....	47
Capítulo VI. Planos de engranes y dibujos de detalle.....	49
6.1 Planos 1-12.....	50
Capítulo VII. Ensamblado de la caja de engranes.....	63
7.1 Ensamblaje.....	63
7.2 Enumeración de piezas.....	64
Capítulo VIII. Fabricación de piezas.....	65
8.1 Nylamid.....	65
8.2 Rodamientos.....	66
8.3 Descripción del maquinado de piezas.....	67
8.4 Armado de la caja de engranes.....	72
Capítulo IX. Análisis cinemático del tren de engranes.....	76
9.1 Tren planetario de engranes.....	76
9.2 Cálculos de la velocidad angular de salida en el engrane 6.....	77

9.3 Resultados.....	79
Conclusiones.....	80
Bibliografía.....	82
Figuras.	
Fig.1 Tren de engranes.....	6
Fig.2 Contacto epicíclico entre engranes.....	8
Fig.3 Tipos de engranes.....	9
Fig.4 Envolutas.....	11
Fig.5 Diámetros de paso entre engranes.....	12
Fig.6 Partes de un engrane.....	13
Fig.7 Diámetros de engranes.....	17
Fig.8 Ángulo de presión del diente.....	21
Fig.9 Ángulos de diente.....	22
Fig.10 Engrane interior.....	27
Fig.11 Herramienta.....	30
Fig.12 Fresadoras.....	31
Fig.13 Torno.....	32
Fig.14 Taladro.....	33
Fig.15 Cabezal divisor.....	34
Fig.16 Partes de cabezal divisor.....	35
Fig.17 Piezas de ensamble.....	62
Fig.18 Ensamblado.....	62
Fig.19 Prototipo.....	63
Fig.20 Piezas de la caja de engranes.....	64
Fig.21 Rodamientos.....	67
Fotografías.	
Fotografía.1 Nylamid blanco.....	65

Fotografía.2 Nylamid negro.....	66
Fotografía.4 Maquinado 1.....	68
Fotografía.5 Maquinado 2.....	69
Fotografía.6 Cabezal divisor.....	69
Fotografía.7 Tallado de engrane 1.....	70
Fotografía.8 Tallado de engrane 2.....	70
Fotografía.9 Fresado 1.....	71
Fotografía.10 Fresado 2.....	72
Fotografía.11 Maquinado en torno.....	73
Fotografía.12 Caja de engranes 1.....	74
Fotografía.13 Caja de engranes 2.....	75
Fotografía.14 Caja de engranes 3.....	76
Fotografía.15 Caja de engranes 4.....	77
Fotografía.16 Caja de engranes 5.....	78
Fotografía.17 Caja de engranes 6.....	79

Tablas.

Tabla.1 Pasos circulares.....	14
Tabla.2 Pasos diametrales.....	15
Tabla.3 Sistema de paso diametral.....	20
Tabla.4 Número de dientes del piñón.....	24
Tabla.5 Número de agujeros.....	35

INTRODUCCIÓN.

A través de la historia el ser humano ha desarrollado tecnologías, desde muy simples como la rueda, hasta muy complejas como el automóvil moderno para satisfacer sus necesidades. En el proceso de invención, el ser humano descubre cómo puede transmitir potencia de un elemento a otro, esto es, mediante los engranes que, por definición un engrane es una rueda dentada encargada de transmitir potencia.

La invención de los engranes ha favorecido a la fabricación de dispositivos mecánicos más complejos; precisamente por la complejidad de los mecanismos los engranes han evolucionado y se han presentado en distintos tipos de estos, por mencionar algunos ejemplos se tienen los engranes rectos, los engranes helicoidales, los engranes cónicos, los engranes de tornillo sin fin, etc. cada uno con su principal aplicación.

Dado el uso en los dispositivos mecánicos de los engranes se hace indispensable el diseño y fabricación de estos, esto es, que sean capaces de soportar las condiciones de trabajo a las que serán sometidos como pueden ser temperatura, carga que soportan, vida estimada, etc. Mediante el desarrollo de este trabajo se pretende dar un panorama amplio de cómo es el procedimiento para diseñar un engrane, especialmente un engrane recto, y no solo ello sino demostrar como con el uso de herramientas adicionales como es el uso de software, en este caso “Solid Works 2013”, el procedimiento para diseñar un engrane se simplifica de gran manera lo cual es muy importante en la actualidad ya que la rapidez es fundamental y requerida a la hora de presentar un engrane para ser aplicado en la industria.

ANTECEDENTES.

En el desarrollo de tesis realizada por Iván Esteban Villalón Turrubiates se diseñó y construyó un prototipo de una caja manual de engranes, y como resultado se obtuvo el análisis cinemático, donde también se calcula la relación de transmisión en función de los radios primitivos y del número de dientes para cada una de las velocidades.

Existe la tesis realizada por Rodrigo Reyes Serrano donde se hace un análisis cinemático de trenes planetarios, rectos, cónicos, helicoidales e hipoidales, y donde también se hace el diseño para cada uno de los engranes. Así mismo, también se hacen los cálculos correspondientes a las velocidades que toma cada uno.

En el prototipo realizado en la tesis de Jairo Javier Morales Espinoza se ha hecho un diseño que consiste de un eje que transfiere: potencia y velocidad del motor por medio de un sistema de enclavamiento por chaveta móvil que permite accionar al conjunto de engranajes por medio de un pistón en donde rota un conjunto de chavetas o sincronizados que se deslizan a lo largo del eje secundario a través de unas guías diseñadas para este propósito las cuales al desplazarse secuencial mente, se enclavan en cada engranaje de relación seleccionada.

JUSTIFICACIÓN.

El funcionamiento de los trenes de engranes no se puede analizar visualmente como se realiza con los trenes simples o compuestos debido a los movimientos relativos que se presentan en estos casos.

Para mejorar la experiencia de aprendizaje de los alumnos que cursan la UEA Laboratorio de mecanismos se requiere contar con diferentes tipos de trenes planetarios, que puedan ser manipulados por ellos mismos.

OBJETIVOS.

Objetivo General.

Diseñar y construir un tren de engranes planetario didáctico con brazo dentado para el Laboratorio de mecanismos.

Objetivos Particulares.

- Diseñar un tren planetario, con cinco engranes y un brazo dentado, considerando que se colocarán potenciómetros de precisión para medir posición de los ejes en movimiento.
- Diseñar y elaborar los dibujos de detalle normalizados de los engranes y piezas especiales. ^{[5] [6] [7] [8] [9] [10] [11] [12] [13]}.
- Maquinar los cinco engranes y el brazo dentado que integran el tren planetario con el fin de lograr el adecuado movimiento de cada pieza.
- Analizar el funcionamiento real del prototipo de transmisión para obtener el modelo matemático que describa la velocidad angular de cada engrane.

CAPITULO I. TEORIA DE ENGRANES

1.1 ANTECEDENTES HISTÓRICOS.

Todas las máquinas requieren de una fuerza motriz. En la antigüedad ésta venía de animales, seres humanos o los elementos, como el viento o corrientes de agua.

Hoy en día uno de los problemas principales de la Ingeniería Mecánica es la transmisión de movimiento, entre un conjunto motor y máquinas conducidas.

Desde épocas muy remotas se han utilizado cuerdas y elementos fabricados de madera para solucionar los problemas de transporte, impulsión, elevación y movimiento. Algunos de esos elementos, ya eran fabricados de aleaciones de algún metal, con el fin de mejorar sus prestaciones

El mecanismo de engranajes más antiguo de cuyos restos disponemos es el mecanismo de Antikythera. Se trata de una calculadora astronómica datada entre el 150 y el 100 a. C. y compuesta por al menos 30 engranajes de bronce con dientes triangulares.

Presenta características tecnológicas avanzadas como por ejemplo trenes de engranajes epicicloidales que, hasta el descubrimiento de este mecanismo, se creían inventados en el siglo XIX. Por citas de Cicerón, se sabe que el de Anticytera no fue un ejemplo aislado sino que existieron al menos otros dos mecanismos similares en esa época, construidos por Arquímedes y por Posidonio.

Por otro lado, a Arquímedes se le suele considerar uno de los inventores de los engranajes porque diseñó un tornillo sin fin.

La forma más básica de un engrane es una pareja de ruedas, una de ellas provistas de barras cilíndricas y la otra formada por dos ruedas unidas por barras cilíndricas.

En 1897, el inventor alemán Robert Hermann Pfauter (1885-1914), inventó y patentó una máquina universal de dentar engranajes rectos y helicoidales por fresa madre. A raíz de este invento y otros muchos inventos y aplicaciones que realizó sobre el mecanizado de engranajes, fundó la empresa Pfauter Company que, con el paso del tiempo, se ha convertido en un multinacional fabricante de todo tipo de máquinas-herramientas.

En 1906, el ingeniero y empresario alemán Friedrich Wilhelm Lorenz (1842-1924) se especializó en crear maquinaria y equipos de mecanizado de engranajes y en 1906 fabricó una talladora de engranajes capaz de mecanizar los dientes de una rueda de 6 m de diámetro, módulo 100 y una longitud del dentado de 1,5 m.

A finales del siglo XIX, coincidiendo con la época dorada del desarrollo de los engranajes, el inventor y fundador de la empresa Fellows Gear Shaper

Company, Edwin R. Fellows (1846-1945), inventó un método revolucionario para mecanizar tornillos sin fin glóbcos tales como los que se montaban en las cajas de dirección de los vehículos antes de que fuesen hidráulicas.

En 1905, M. Chambon, de Lyon (Francia), fue el creador de la máquina para el dentado de engranajes cónicos por procedimiento de fresa madre.

Aproximadamente por esas fechas André Citroën inventó los engranajes helicoidales dobles.

1.2 DEFINICIÓN.

Se denomina engranaje al mecanismo utilizado para transmitir potencia mecánica entre las distintas partes de una máquina. Los engranajes están formados por dos ruedas dentadas, de las cuales a la mayor se le denomina corona y al menor piñón. Un engranaje sirve para transmitir movimiento circular mediante contacto de ruedas dentadas. Una de las aplicaciones más importantes de los engranajes es la transmisión del movimiento desde el eje de una fuente de energía, como puede ser un motor de combustión interna o un motor eléctrico, hasta otro eje situado a cierta distancia y que ha de realizar un trabajo.

De manera que una de las ruedas está conectada por la fuente de energía y es conocido como engranaje motor y la otra está conectada al eje que debe recibir el movimiento del eje motor y que se denomina engranaje conducido. Si el sistema está compuesto de más de un par de ruedas dentadas, se denomina tren de engranajes.

1.3 TRENES DE ENGRANES.

Trenes de mecanismos son todos aquellos mecanismos que se disponen en diversas combinaciones en serie y paralelo, de tal manera que el elemento impulsado de uno de los mecanismos es el impulsor de otro.

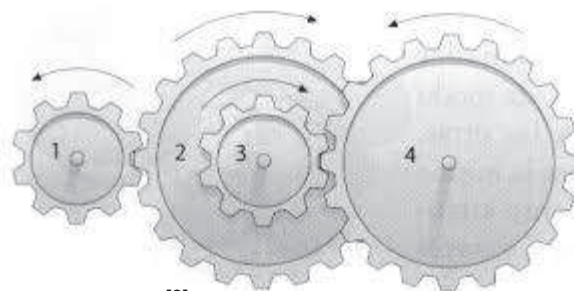


Fig.1 Tren de engranes. ^[9]

Los trenes de engranes se pueden clasificar en trenes simples, si existe sólo una rueda por eje; y compuestos, si en algún eje hay más de un engranaje.

También se puede diferenciar entre trenes reductores y multiplicadores, según que la relación de transmisión sea menor o mayor que la unidad.

La relación de transmisión entre el eslabón conductor y el conducido es que en los trenes de engranajes a la relación de transmisión se le atribuye signo positivo si los sentidos de giro de entrada y de salida son iguales, y negativo si son opuestos.

Además, en los trenes de engranajes los ejes de entrada y de salida pueden ser paralelos, cruzarse o cortarse en el espacio.

Los trenes de engranajes que se han considerado hasta ahora se caracterizan porque los ejes de todas las ruedas están fijos mediante cojinetes al bastidor; por eso, se dice que son trenes de engranajes ordinarios.

Pero existen trenes de otro tipo, en los que el eje de alguna rueda no está fijo al bastidor, sino que se puede mover. A esta clase de ruedas se las conoce como ruedas satélites, y a los trenes de engranajes que tienen alguna rueda de este tipo se les denomina trenes epicicloidales, planetarios o de ruedas satélites.

La relación entre la velocidad de giro (ω) del eje de entrada “motriz” y la de salida “impulsado” se conoce como “relación de transmisión” (RT).

$$R_T = \frac{\omega_{entrada}}{\omega_{salida}} \quad \text{Ec. 1}$$

$$R_T = \frac{\omega_{entrada}}{\omega_{salida}} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{\frac{V_p}{R_1}}{\frac{V_p}{R_2}} = \frac{D_2}{D_1} \quad \text{Ec. 2}$$

$$R_T = \frac{D_2}{D_1} \quad \text{Ec.3}$$

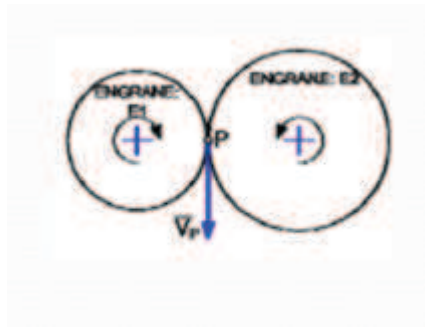


Figura.1 Contacto epicíclico entre engranes.

De manera que una de las ruedas está conectada por la fuente de energía y es conocido como engranaje motor y la otra está conectada al eje que debe recibir el movimiento del eje motor y que se denomina engranaje conducido. Si el sistema está compuesto de más de un par de ruedas dentadas, se denomina tren de engranajes.

CAPITULO II. PROPIEDADES DE LOS ENGRANES

2.1 CINEMÁTICA DE ENGRANES.

Los engranes son ruedas dentadas cilíndricas que se usan para transmitir movimiento y potencia desde un eje giratorio hasta otro. Los dientes de un engrane conductor encajan con precisión en los espacios entre los dientes del engrane conducido. Los dientes del impulsor empujan a los dientes del impulsado, lo cual construye una fuerza perpendicular al radio del engrane.

La principal ventaja que tienen las transmisiones por engranaje respecto de la transmisión por poleas es que no patinan como las poleas, con lo que se obtiene exactitud en la relación de transmisión.

2.2 TIPOS DE ENGRANES.

Se usan con frecuencia varios tipos de engranes que tienen distintas geometrías de diente como son: rectos, helicoidales, cónicos y conjuntos de tornillo sinfín y corona.



Fig.3 Tipos de engranes.

2.3 DISEÑO DE ENGRANES RECTOS.

No puede transmitir tanta potencia como un diente con un ángulo de presión mayor.

Otro tipo de engrane recto es el que es por cremallera el que por definición es un engrane recto que tiene un diámetro de paso infinitamente grande.

2.4 ESFUERZOS EN EL DIENTE DEL ENGRANE.

Para abordar el tema correspondiente a los esfuerzos que se presentan en un diente de un engrane, para este proyecto tratando de los engranes rectos, es necesario saber la teoría básica de este tipo de dientes, desde su nomenclatura hasta ecuaciones para determinar los parámetros adecuados en su diseño.

También es importante señalar que a la hora diseñar engranes, como en este caso es que existen parámetros ya establecidos por diversos organismos a nivel mundial como lo es AGMA; de esta se hará alusión en el capítulo siguiente.

CAPITULO III. GEOMETRIA DEL ENGRANE.

3.1 PERFIL DE ENVOLVENTE DEL DIENTE.

La envolvente es una de los tipos de curvas geométricas llamadas curvas conjugadas. Cuando dos dientes con esos perfiles engranan y giran, existe una relación constante de velocidad angular entre ellos. Desde el momento inicial hasta el desengrane, la velocidad del engrane motriz está en una proporción constante respecto a la del engrane conducido. La acción que resulta en los dos engranes es muy uniforme. Para entender de una manera más sencilla una curva de envolvente basta con visualizar un cilindro y enredarle un cordón alrededor de su circunferencia. [9]

Amarrar un lápiz en el extremo del cordón. Y empezar a desenredar el cordón, la curva trazada por el lápiz con el cordón, es una curva de envolvente también conocida como involuta.

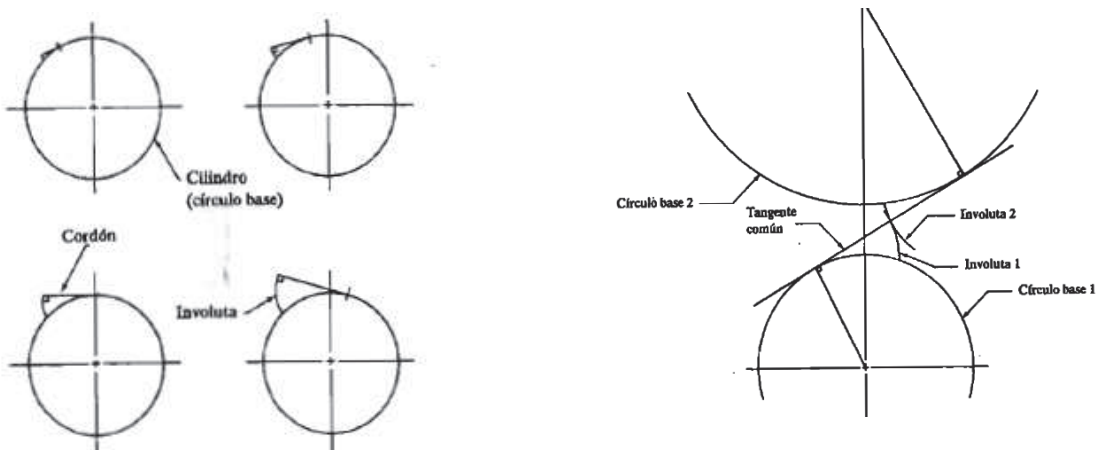


Fig.4 Envolutas. [9]

El círculo que representa al cilindro se llama círculo de base. Se observa que en cualquier posición de la curva (Fig.4), el cordón representa una línea tangente al círculo base, y al mismo tiempo el cordón es perpendicular a la envolvente. Si se dibuja otro círculo base en la misma línea de centro, en una posición tal que la envolvente que resulte sea tangente a la primera.

3.2 GEOMETRÍA DE LOS ENGRANES.

En esta sección se describen varias propiedades de los dientes individuales y en conjunto de engranes rectos. Los términos se apegan, en inglés, a las normas de la American Gear Manufacturers Association (AGMA)

Diámetro de paso:

La figura 5 muestra dientes engranados de 2 engranes, para demostrar sus posiciones relativas en varias etapas del engranado. Una de las observaciones más importantes que pueden hacerse es que durante el ciclo de engranado hay dos círculos, uno para cada engrane, que permanecen tangentes.

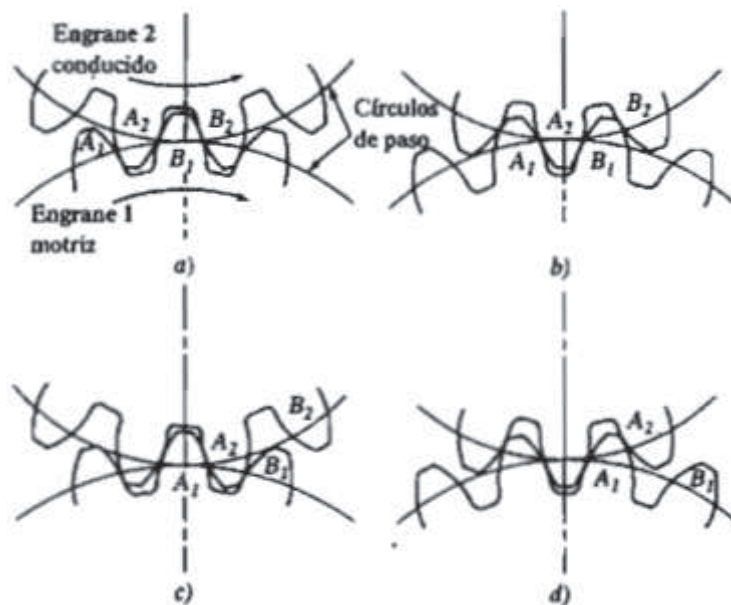


Fig.5 Diámetros de paso entre engranes. [9]

Son los llamados círculos de paso. El diámetro del círculo de paso de un engrane se llama diámetro de paso; el punto de tangencia es el punto de paso.

Cuando dos engranes engranan, al menor se le llama piñón y al mayor se le llama engrane. Se usará el símbolo D_p para indicar el diámetro de paso del piñón, y D_G para el diámetro de paso del engrane. Al referirse al número de dientes, se usará N_p para representar a los del piñón, y N_G a los del engrane.

En la figura 5 también se observa que el diámetro de paso está en algún lugar interior de la altura del diente por lo que no es posible medirlo de forma directa. Se debe calcular partiendo de otras propiedades conocidas; en este cálculo se

requiere comprender el concepto de paso, que se describirá en el siguiente apartado.

Paso:

La distancia entre dientes adyacentes y el tamaño de los dientes se controlan mediante el paso de los dientes. Existen 3 tipos de paso que son de uso común en los engranes: Paso circular, Paso diametral, Modulo métrico. [9]

Paso circular.

La distancia de un punto del diente de un engrane en el círculo de paso correspondiente del siguiente diente, medida a lo largo del círculo de paso, es el paso circular. [9]



Fig.6 Partes de un engrane. [10]

Se observa que es una longitud de arco, por lo general en pulgadas. Para calcular el valor del paso circular, se toma la circunferencia del círculo de paso y se divide en un número de partes iguales, que corresponde al número de dientes del engrane. Si N representa el número de dientes entonces:

$$p = \pi \frac{D}{N} \quad \text{Ec.4}$$

Cabe señalar que el tamaño del diente aumenta cuando aumenta el valor del paso circular, porque hay un paso mayor para la misma cantidad de dientes.

También hay que señalar que los tamaños básicos de los dientes que engranan deben ser iguales para que engranen de forma adecuada. Esta observación lleva a la siguiente regla muy importante:

El paso de 2 engranes engranados debe ser idéntico.

Esto se debe cumplir, sea que el paso se indique como circular, diametral o modulo métrico. De esta forma podemos reescribir la ecuación anterior en términos del diámetro del piñón o del engrane

$$p = \pi \frac{D_G}{N_G} \quad \text{Ec.5}$$

$$p = \pi \frac{D_p}{N_p} \quad \text{Ec.6}$$

En la actualidad se usa poco el paso circular. A veces es adecuado usarlo cuando se van a fabricar engranes grandes fundidos.

La siguiente tabla tiene los pasos circulares estándar recomendados para dientes de engranes grandes.

PASOS CIRCULARES NORMALIZADOS		
10	7.5	5
9.5	7	5.5
9	6.5	4
8.5	6	
8	5.5	

Tabla.1

Paso diametral:

Es el sistema de paso utilizado con más frecuencia en los Estados Unidos; igual al número de dientes por pulgada de diámetro de paso. Su definición básica es:

$$P_d = \frac{N_G}{D_G} \quad \text{Ec.7}$$

$$P_d = \frac{N_p}{D_p} \quad \text{Ec.8}$$

Como se ve, sus unidades son pulgadas⁻¹. Sin embargo, casi nunca se indican las unidades, y a los engranes se les indica como de paso 8 o paso 20.

Una de las ventajas del sistema de paso diametral es que hay una lista de pasos normalizados, y la mayor parte de los pasos tienen valores enteros.

La tabla 1 enlista los pasos normalizados recomendados; a los de paso 20 o mayor se les llama paso fino y los de paso 20 o menor, paso grueso.

PASOS DIAMETRALES NORMALIZADOS

PASO GRUESO (Menor a 20)				PASO FINO (Mayor a 20)	
1	2	5	12	20	64
1.25	2.5	6	16	24	72
1.5	3	8	16	32	80
1.75	4	10	18	48	96

Tabla.2

A veces, es necesario convertir el paso diametral a paso circular, o viceversa. Sus definiciones permiten contar con un método sencillo para hacerlo. Si se despeja el diámetro de paso de las ecuaciones anteriores se obtiene que:

$$D = \frac{N_p}{\pi} \quad \text{Ec.9}$$

$$D = \frac{N}{P_d} \quad \text{Ec.9}$$

Al igualar las ecuaciones se tiene que:

$$\frac{N}{P_d} = \frac{N_p}{\pi} \quad \text{Ec.10}$$

Módulo métrico:

En el SI, una unidad común de longitud es el milímetro. El paso de los dientes de los engranes en el sistema métrico se basa en esta unidad y se llama módulo, m .

Para determinar el módulo de un engrane, se divide el diámetro de paso del engrane, en milímetros entre el número de dientes esto es:

$$m = \frac{D_G}{N_G} = \frac{D_p}{N_p} \quad \text{Ec.11}$$

Rara vez se necesita pasar del sistema del módulo al paso diametral. Sin embargo, es importante tener una idea del tamaño físico de los dientes del engrane; si en algún momento se requiriera convertir del módulo al paso diametral esta es la siguiente relación:

$$m = \frac{25.4}{P_d} \quad \text{Ec.12}$$

3.3 PROPIEDADES DEL DIENTE DEL ENGRANE.

Al diseñar e inspeccionar dientes de engranes, se deben conocer varias propiedades especiales; la figura 7 señala dichas propiedades que se definirán a continuación.

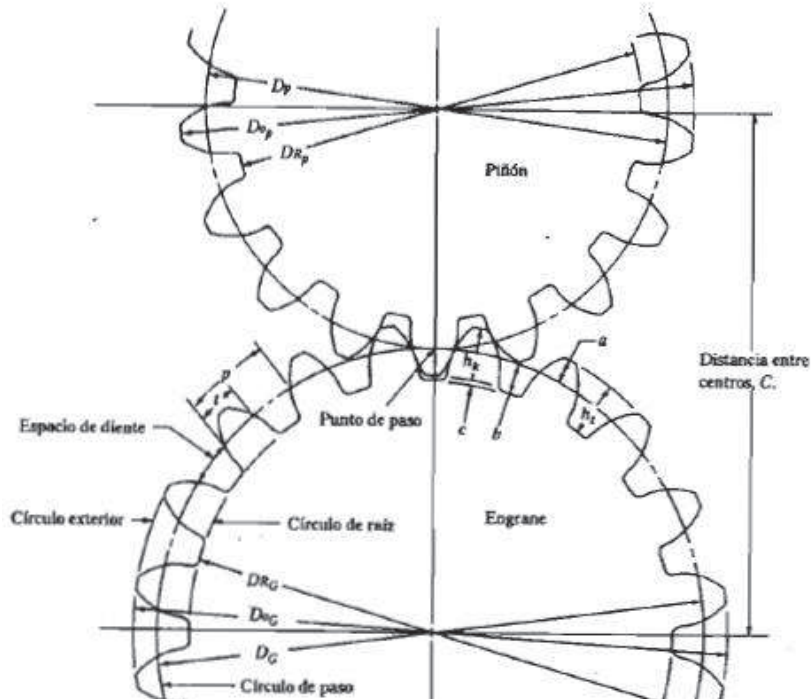


Fig.7 Diámetros de engranes.

Addendum, o altura de la cabeza: Representado por la letra “a” es la distancia radial desde el círculo de paso hasta la altura de un diente.

Dedendum, o altura del pie: Representado por la letra “c” es la distancia radial desde el círculo de paso hasta el fondo de espacio del diente.

Holgura: Representado por la letra “c” la distancia radial desde el exterior de un diente hasta el fondo del hueco entre dientes del engrane opuesto, cuando el diente es totalmente engranado; obsérvese que:

$$c = b - a \quad \text{Ec.13}$$

Diámetro exterior: Representado por “Do” es el diámetro del círculo que encierra el exterior de los dientes del engrane. Obsérvese que:

$$D_0 = D + 2a \quad \text{Ec.14}$$

También debe observarse que el diámetro de paso D, y el addendum o altura de la cabeza ha, se definieron en término del paso diametral Pd, se obtiene una ecuación muy útil para el diámetro exterior.

$$D = \frac{(N+2)}{P_d} \quad \text{Ec.15}$$

En el sistema del módulo métrico, se puede deducir una ecuación parecida:

$$D_0 = m(N + 2) \quad \text{Ec.16}$$

Diámetro de raíz: Representado DR, también se llama diámetro de fondo, y es el diámetro del círculo que contiene el fondo del espacio del diente, que es la circunferencia de raíz o círculo de raíz. Su relación es la siguiente:

$$D_R = D - 2b \quad \text{Ec.17}$$

Altura total: También se llama profundidad total, y es la distancia radial del exterior.

$$H_t = a + b \quad \text{Ec.18}$$

Profundidad del trabajo (h_k): Es la distancia radial que un diente de engrane se introduce en el espacio entre dientes del engrane correspondiente.

$$h_k = 2a \quad \text{Ec.19}$$

Espesor del diente: Representado “t” es la longitud del arco, medida en el círculo de paso, de un lado de un diente al otro lado. A veces a esto se le llama espesor circular y su valor teórico es la mitad del paso circular. Esto es:

$$t = \frac{p}{2} = \left(\frac{\pi}{2}\right)P_d \quad \text{Ec.20}$$

Espacio entre dientes: Es la longitud de arco, medida desde el lado derecho de un diente hasta el lado izquierdo del siguiente. Teóricamente, es igual al espesor del diente, pero por razones prácticas.

Juego: Si el espesor del diente se hiciera idéntico al valor del espacio entre dientes, como lo es en teoría, la geometría del diente debería tener una precisión absoluta para que funcionaran los dientes, y no habría espacio para lubricar las superficies de los dientes. Para resolver estos problemas, los engranes prácticos se fabrican con el espacio entre dientes, un poco mayor que el espesor del diente y la diferencia se llama juego.

Para proveer el juego, el corte que genera los dientes del engrane puede penetrar más en el modelo del engrane que el valor teórico, en alguno o ambos engranes compañeros. También, se puede crear el juego al ajustar la distancia entre centros a un valor mayor que el teórico.

La magnitud del juego depende de la precisión deseada en el par de engranes, y del tamaño y el paso de ellos. En realidad, es una decisión de diseño para balancear el costo de producción y el funcionamiento deseado. La American Gear Manufacturers Association (AGMA) emite recomendaciones del juego en sus normas. En la siguiente tabla se ven los intervalos recomendados para diversos valores de paso.

A. Sistema de paso diametral (juego en pulgadas)

P_d	Distancia entre centros, C (pulg)				
	2	4	8	16	32
18	0.005	0.006			
12	0.006	0.007	0.009		
8	0.007	0.008	0.010	0.014	
5		0.010	0.012	0.016	
3		0.014	0.016	0.020	0.028
2			0.021	0.025	0.033
1.25				0.034	0.042

B. Sistema de módulo métrico (juego en milímetros)

Módulo, m	Distancia entre centros, C (mm)				
	50	100	200	400	800
1.5	0.13	0.16			
2	0.14	0.17	0.22		
3	0.18	0.20	0.25	0.35	
5		0.26	0.31	0.41	
8		0.35	0.40	0.50	0.70
12			0.52	0.62	0.82
18				0.80	1.00

Tabla.3 ^[9]

Ancho de cara F: Se llama también longitud de diente o ancho del flanco. Es el ancho del diente, medido en dirección paralela al eje del diente.

Chaflán: También de llama filete. Es el arco que une el perfil de envolvente del diente con la raíz del espacio entre dientes.

Cara: Es la superficie del diente de un engrane, desde el círculo de paso hasta el círculo externo del engrane.

Flanco: Es la superficie del diente de un engrane, desde la raíz del espacio entre dientes, incluyendo el chaflán.

Distancia entre centros: Representada por “C”, es la distancia del centro del piñón al centro del engrane; es la suma de los radios de paso de los engranes engranados. Se obtiene su valor numérico de la siguiente expresión:

ó

$$C = \frac{(D_G + N_p)}{2}$$

$$C = \frac{(N_G + N_p)}{2P_d} \quad \text{Ec.21}$$

Se recomienda usar la segunda ecuación porque todos los términos suelen ser enteros y se obtiene mayor exactitud en el cálculo. En el sistema de modulo métrico se tiene una ecuación similar:

$$C = m \frac{(N_G + N_p)}{2} \quad \text{Ec.22}$$

Ángulo de presión: El ángulo de presión es el que forma la tangente a los círculos de paso y la línea trazada normal (perpendicular) a la superficie del diente del engrane. Vea la figura 8:

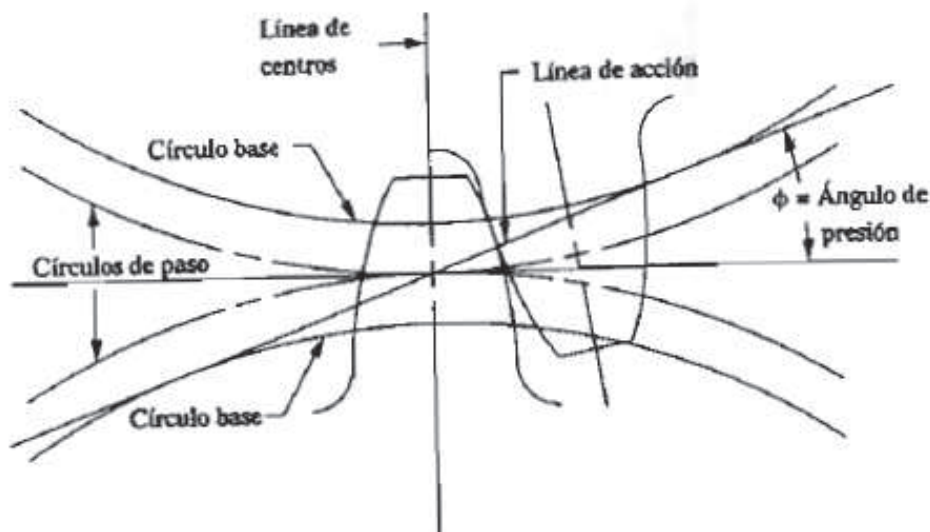


Fig.8 Ángulo de presión del diente. [9]

A veces, a esta línea normal se le llama línea de acción. Cuando los dientes están engranados, y transmiten potencia, la fuerza que pasa del diente del engrane motriz al del conducido actúa a lo largo de la línea de acción. También la forma real del diente del engrane depende del ángulo de presión como se muestra a continuación:

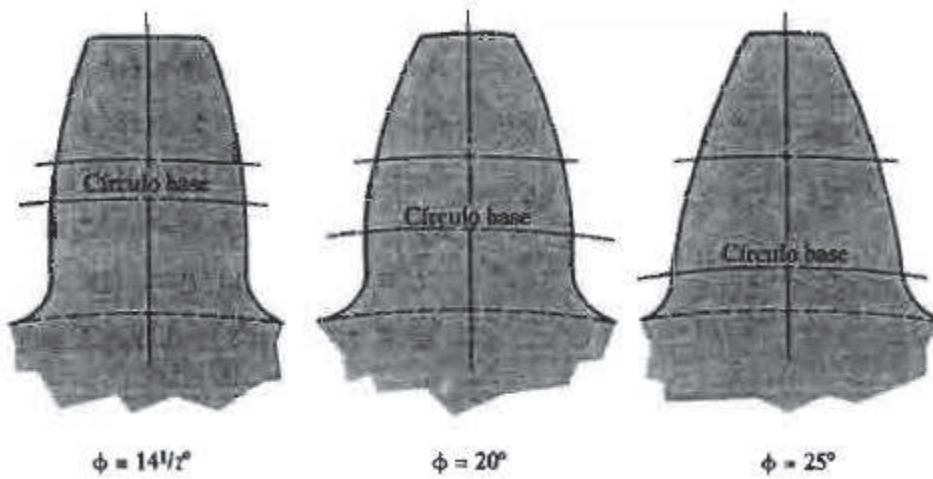


Fig.9 Ángulos de diente. [9]

Los tres dientes tienen el mismo espesor porque, como se indica en esta ecuación:

$$t = \frac{p}{2} = \frac{\pi}{2P_d} \quad \text{Ec.23}$$

El espesor a la tangente a los círculos de paso solo depende del paso. La diferencia que se va a encontrar entre los tres dientes se debe a los distintos ángulos de presión, porque el ángulo de presión determina el tamaño del círculo base. Recordar que el círculo de base es aquel a partir del cual se genera la envolvente. La línea de acción siempre es tangente al círculo de base. Por consiguiente, el diámetro del círculo base se puede calcular con:

$$D_b = D \cos \phi \quad \text{Ec.24}$$

Los fabricantes de engranes establecen valores normalizados del ángulo de presión, y los ángulos de presión de dos engranes deben ser iguales. La norma actual para los ángulos de presión son de 14.5, 20 y 25 grados. En realidad, hoy se considera que la forma de diente de 14.5 grados es obsoleta. Aunque todavía se consigue, debe evitarse en los nuevos diseños. La forma de diente de 20 grados es la que se consigue con más facilidad en la actualidad. Las ventajas y desventajas de los distintos valores de ángulo de presión se

relacionan con la resistencia de los dientes, la interferencia y la magnitud de las fuerzas que se ejercen sobre el diente.

Relación de contacto: Cuando dos engranes se acoplan, es esencial, para su funcionamiento uniforme, que haya un segundo diente que comience a hacer contacto antes de que determinado diente desengrane. El término relación de contacto se usa para indicar el número promedio de dientes en contacto durante la transmisión de potencia. Una relación mínima recomendada es de 1.2, y las combinaciones típicas de engranes rectos tienen valores de 1.5 o más, con frecuencia.

La relación de contacto se define como el cociente de la longitud de la línea de acción entre el paso base del engrane. La línea de acción es la trayectoria recta del punto de contacto en un diente, desde donde se encuentra con el diámetro exterior del engrane compañero, hasta el punto donde deja el engrane.

El paso base es el diámetro del círculo base dividido entre el número de dientes en el engrane. Una formula conveniente para calcular la relación de contacto “ m_f ” es:

$$m_f = \frac{\sqrt{R_{op}^2 - R_{bp}^2} + \sqrt{R_{oG}^2 - R_{bG}^2} - C \sin \phi}{p \cos \phi} \quad \text{Ec.25}$$

Dónde:

ϕ = Ángulo de presión.

R_{op} = Radio exterior del piñón.

R_{bp} = Radio del círculo base para el piñón.

R_{oG} = Radio exterior del engrane mayor.

R_{bG} = Radio del círculo base para el engrane mayor.

C = Distancia entre centros.

p = Paso circular.

Interferencia entre dientes de engranes rectos: Para ciertas combinaciones de números de dientes en un par de engranes, existe interferencia entre la punta del diente del piñón y el chaflán o raíz de los dientes del engrane mayor. Es obvio que esto no puede pasar desapercibido, porque simplemente los dientes no van a engranar. La probabilidad de que haya interferencia es máxima cuando un piñón pequeño impulsa a un engrane grande, y el peor de los casos es el de un piñón pequeño que impulse una cremallera.

La forma más segura para eliminar la interferencia es controlar el mínimo de dientes del piñón, a los valores límite que aparecen en el lado izquierdo de la tabla. Con este número de dientes o uno mayor, no habrá interferencia con una cremallera o con cualquier otro engrane.

El lado derecho de la tabla indica el número mínimo de dientes del engrane que se pueden usar para determinado número de dientes del piñón y así evitar la interferencia.

Número de dientes del piñón, para asegurar que no haya interferencia.

Para un piñón engranado con una cremallera.		Para un piñón de 20°, profundidad total, engranado con un engrane.	
Forma del diente.	Número mínimo de dientes.	Número de dientes del piñón.	Número máximo de dientes del engrane.
Envolvente 14°, profundidad total	32	17	1309
Envolvente 20°, profundidad total	18	16	101
Envolvente 45°, profundidad total	12	15	45
		14	26
		13	16

Tabla.4

Eliminación de interferencia: Si en un diseño propuesto hay interferencia, se puede hacer trabajo con varios métodos. Pero se debe tener cuidado porque se cambia la forma del diente, o el alineamiento de los dientes que engranan, y el análisis de esfuerzos y de desgaste se vuelven imprecisos. Con esto en mente, el diseñador del engrane puede especificar socavación, modificación del addendum del piñón o del engrane, o modificación de la distancia entre centros.

Socavación es el proceso de retirar material en el chaflán o raíz de los dientes del engrane para aliviar la interferencia. Para aliviar el problema de la interferencia, se aumenta el addendum o altura de la cabeza del piñón y se disminuye el dedendum o altura del pie de los dientes del engrane. La distancia entre centros puede quedar igual.

Relación de velocidades: La relación de velocidades “VR” se define como la relación de la velocidad angular del engrane de entrada a la del engrane de salida, para un solo par de engranes. Sin deslizamiento no existe movimiento relativo entre los dos círculos de paso en el punto de paso, en consecuencia, la velocidad lineal de un punto en cualquiera de los círculos de paso es la misma. Se usara el símbolo V_t para representar esta velocidad. La velocidad de un punto que gira a una distancia R desde su centro de rotación con una velocidad angular ω se calcula con:

$$V_t = R\omega \quad \text{Ec.26}$$

Con el subíndice p para indicar al piñón y G para indicar al engrane se tiene entonces que:

$$V_t = R_p\omega_p \quad \text{Ec.27}$$

Y

$$V_t = R_G\omega_{pG} \quad \text{Ec.28}$$

De este par de ecuaciones obtenemos la ecuación de relación de velocidades:

$$V_R = \frac{\omega_p}{\omega_G} = \frac{R_G}{R_p} \quad \text{Ec.29}$$

3.4 ENGRANE INTERNO.

Un engrane interno es aquel en el que los dientes se tallan en el interior de un anillo en lugar del exterior de un engrane modelo.

La figura que se mostrara a continuación es un esquema de un piñón externo que impulsa un engrane interno. Vale la pena señalar las siguientes consideraciones:

El engrane gira en la misma dirección que el Piñón. Es distinto del caso cuando un piñón externo impulsa un engrane externo.

1.- La distancia entre centros es:

Se prefiere la última forma, porque todos sus factores son enteros, en los trenes de engranes típicos

2.- Las descripciones de la mayor parte de las otras propiedades de los engranes internos son las mismas que para los engranes externos, que se describieron antes. Las excepciones para un engrane interno son las siguientes.

Se prefiere la última forma, porque todos sus factores son enteros, en los trenes de engranes típicos.

Las descripciones de la mayor parte de las otras propiedades de los engranes internos son las mismas que para los engranes externos, que se describieron antes. Las excepciones para un engrane interno son las siguientes.

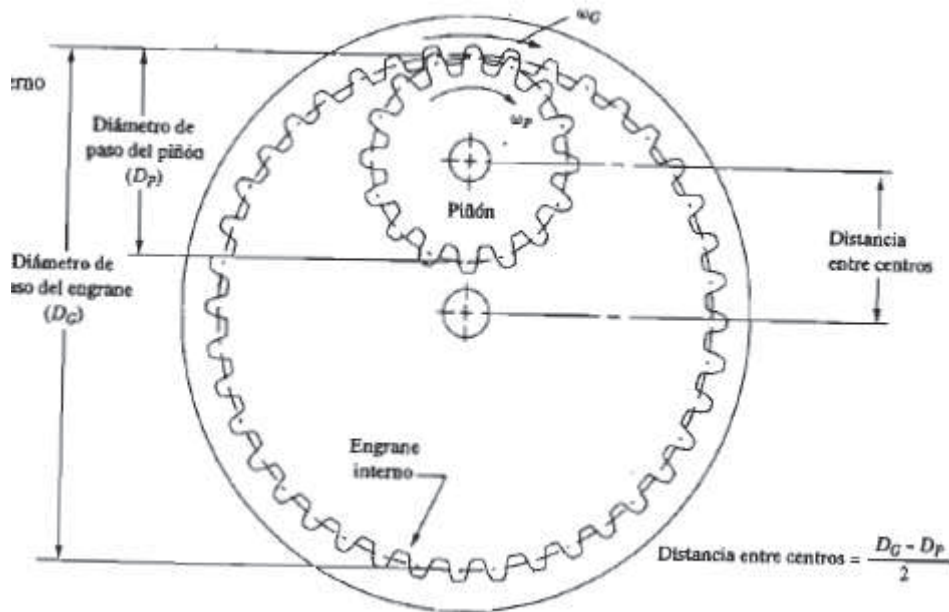


Fig.10 engrane interior.

El addendum o altura de la cabeza ha, es la distancia radial desde el círculo de paso hasta el interior de un diente.

El diámetro interior D_b es:

$$D_b = D - 2a \quad \text{Ec.30}$$

El diámetro de la raíz D_R , es:

$$D_R = D + 2b \quad \text{Ec.31}$$

Los engranes internos se usan cuando se desea tener la misma dirección de rotación en la entrada y la salida. También es importante señalar que se requiere menos espacio para que un engrane interno, engrane con un piñón externo, que para el engrando de dos engranes externos.

Hasta el momento se ha dado toda la teoría fundamental de engranes, de forma más específica su nomenclatura para entender cada parte del engranes así como su cinemática.

CAPITULO IV. MÁQUINAS Y HERRAMIENTAS.

4.1 INTRODUCCIÓN.

Mediante la aplicación de potencias considerables, las máquinas herramientas realizan el trabajo específico de modificación de la forma de los cuerpos o piezas sobre las cuales actúan, mediante el corte o arranque del material de las mismas.

Utilizan elementos especiales de gran resistencia llamados herramientas de corte, las cuales poseen filos cortantes en algunos de sus extremos, con los que se introducen en el material a cortar, arrancando trozos del mismo en formas de hojas, rizo, granillo, aguja, etc., el cual recibe el nombre de viruta. Según la cantidad de filos cortantes que posean, las herramientas pueden clasificarse como:

- a) Herramientas de corte de un solo ángulo de filo.
- b) Herramientas de corte con ángulos de filos múltiples.

Son varios los factores de los cuales depende el comportamiento de las herramientas de corte, como ser el tipo de filo de corte, ángulo de corte, velocidad de movimiento de la pieza o de la herramienta, enfriamiento, etc. Pero en forma fundamental depende del material del que está construida la herramienta de corte.

4.2 MAQUINADO.

Es un proceso de conformado por eliminación de material, denominado también proceso de mecanizado, se caracteriza por la obtención de la geometría final de la pieza mediante la eliminación del material sobrante de una preforma de partida. Existen dos procesos de mecanizado, según el método empleado en la eliminación del material, estos son:

Procesos Convencionales: La eliminación de material se realiza fundamentalmente por medios mecánicos. Los procesos de torneado, fresado, taladrado, etc., pertenecen a este grupo.

Procesos No convencionales: La eliminación de material se debe fundamentalmente a otros medios diferentes de los mecánicos (eléctricos, físico-químico, etc.). Procesos pertenecientes a este grupo es la electro-erosión y el fresado químico entre otros.

La operación de maquinado es necesaria o deseable en operaciones de manufactura debido a que:

- a) Es posible obtener una mayor exactitud dimensional por medio de maquinado que por fundición o procesos de deformación plástica.
- b) El proceso puede requerir geometrías externas o internas complicadas las cuales no pueden ser producidas en otros tipos de manufactura.
- c) Algunos productos requieren tratamientos térmicos para mejorar sus propiedades mecánicas; estas partes pueden sufrir distorsiones o decoloración de la superficie por lo que generalmente requieren de operaciones de maquinado.

4.3 FRESADO.

Al proceso para generar superficies maquinadas arrancando progresivamente pequeñas cantidades de material de la pieza a mecanizar, se denomina fresado, esto es posible avanzando lentamente la pieza hacia la herramienta de corte que gira a una velocidad relativamente alta. Por lo tanto la fresadora, es una máquina herramienta capaz de realizar un mecanizado por separación de viruta mediante una herramienta circular. En casi todos los casos se utiliza una herramienta de corte múltiple (formada por varios filos), de tal modo que la remoción de material es rápida.

Herramienta.

La herramienta de corte es conocida con el nombre de FRESA. Consiste usualmente en un cuerpo cilíndrico que gira sobre un eje y tienen dientes periféricos igualmente espaciados que intermitentemente engranan y remueve material de la pieza en cuestión. Debido a que con el principio del fresado se

obtiene una rápida remoción de material, y se puede obtener una superficie con muy buen acabado, se han desarrollado fresadoras excelentes y muy versátiles.



Fig.11 Herramienta.

PARTES FUNDAMENTALES DE LA FRESADORA

1. El Bastidor
2. La caja de los avances.
3. Ménsula o consola
4. El carro transversal
5. La mesa
6. Caja de Veloc. Del árbol principal
7. Caja de los avances
8. Árbol principal o árbol de trabajo

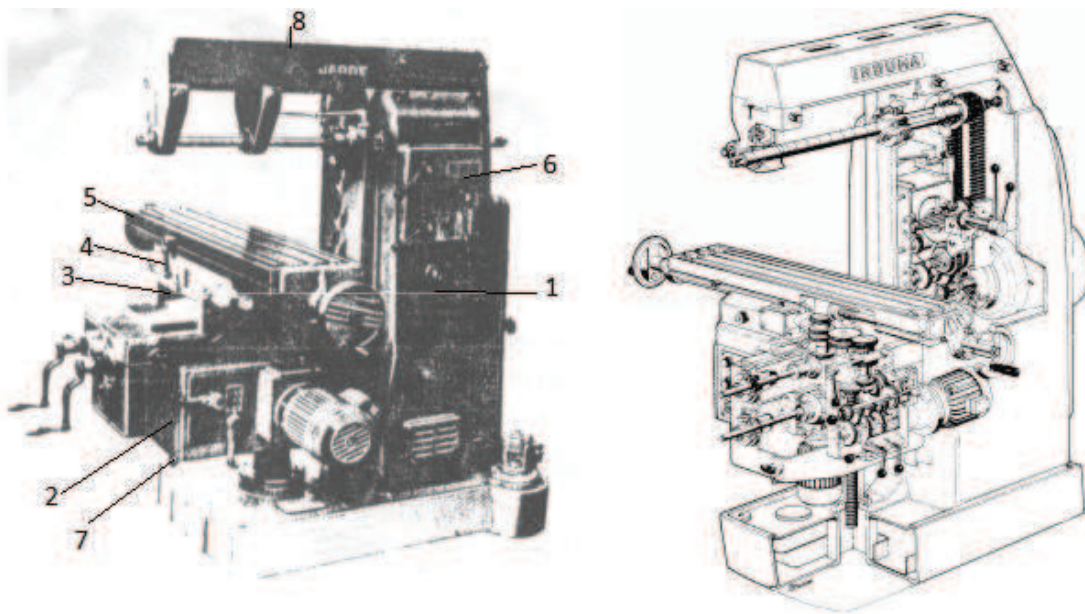


Fig.12 Fresadoras.

CLASIFICACIÓN DE LAS FRESADORAS.

División de las fresadoras por la disposición del eje principal. Este proporciona el movimiento de rotación a la fresa, según la posición del mismo, las fresadoras se pueden dividir en:

1. Máquina de Fresar horizontal: en las que el eje del árbol principal ocupa posición paralela a la superficie de la mesa.
2. Máquina de Fresar verticales: el árbol principal está perpendicular a la superficie de la mesa.
3. Máquina de Fresar Mixtas (horizontales y verticales): permiten que el árbol porta fresa tome las dos posiciones anteriores descritas.

4.4 TORNEADO.

Una de las máquinas-herramientas más utilizadas en los talleres industriales es el torno, su herramienta de corte posee dos grados de libertad, movimiento axial y transversal al eje de la pieza a maquinar. Es la pieza la que desarrolla el movimiento rotacional a diferentes revoluciones de acuerdo a lo requerido por el usuario.

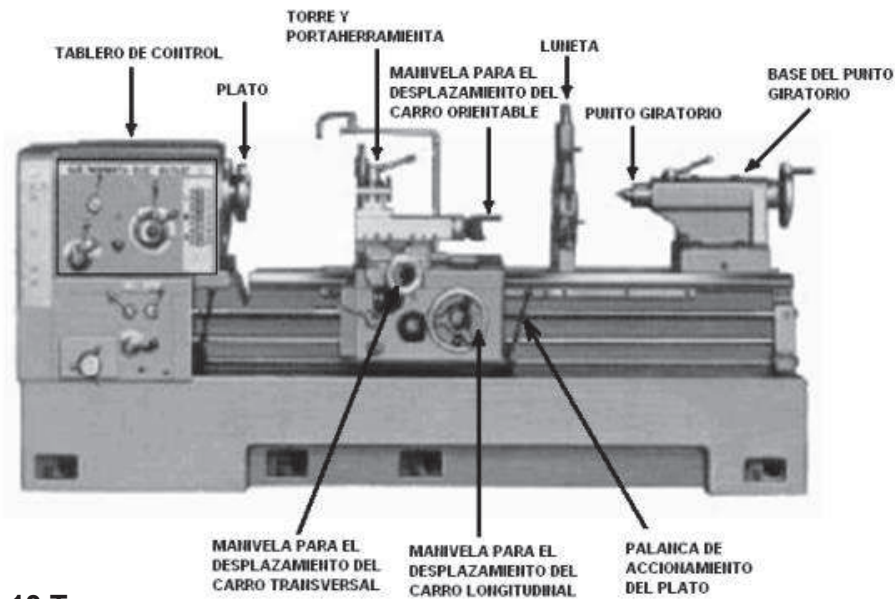


Fig.13 Torno

TORNO PARALELO:

Es una máquina-herramienta, en la cual se emplea una herramienta monofilos y la pieza que se ha de mecanizar, tiene un movimiento de rotación alrededor de un eje. Así, el torno permite el mecanizado de superficies en revolución con acabados superficiales suficientemente buenos si la elección de las condiciones de corte se realiza adecuadamente.

Permite la obtención de superficies planas perpendiculares al eje de rotación de la pieza y otra gama de trabajos como ranurado, tronzado, roscado exterior, roscado interior, moleteado, conicidad, esferas, etc.

La pieza desarrolla el movimiento rotacional a diferentes revoluciones dependiendo del requerimiento, es decir de ella depende la velocidad tangencial que pueda tener la herramienta con base en el tipo de material, o el tipo de acabado, en tanto, la herramienta produce el avance y el movimiento de profundidad de pasada, dicho de otra forma, el movimiento de la herramienta depende de la cantidad de material que se desee cortar ya sea en desbaste o acabado.

Cabe mencionar que de acuerdo a la dureza del material a maquinar y el tipo de trabajo que se planea realizar, se selecciona el tipo de material de la

herramienta, la forma de los filos y las variaciones de los ángulos de la misma.

4.5 TALADRADO.

El taladrado consiste en la ejecución de un agujero o cavidad cilíndrica en el material a trabajar. La operación la realiza una máquina herramienta denominada taladradora o agujereadora, la que emplea una herramienta llamada broca o mecha. Existen distintos tipos de agujereadoras como las portátiles, son las que se adecuan a trabajos por lo general en lugares fijos, cuando no son piezas transportables, las sensitivas o de palanca, que utilizan la fuerza del operario sobre una palanca y que siente la resistencia opuesta por el material de la pieza al realizar el trabajo, de accionamiento mecánico o hidráulico, de mando o control numérico de maquinado computarizado.

En la figura puede observarse una taladradora sensitiva llamada de columna o pedestal, siendo sus partes principales: la base o pedestal A, el cual sirve de apoyo o sustentación de la máquina, bastidor o columna B, que soporta el mecanismo de transmisión del movimiento y sujeción de la herramienta y dentro del cual se encuentra la cremallera H, con la que se logra el desplazamiento vertical de la mesa soporte de pieza F, en la que se coloca la pieza a taladrar, lo cual se realiza mediante el movimiento de rotación y avance de la mecha o broca I, la que está sujeta por el husillo o porta mecha D, quien recibe el movimiento de giro y la potencia para el corte del material del motor G a través del mecanismo de transmisión C, y el movimiento de avance vertical por el mecanismo de palanca y cremallera E.

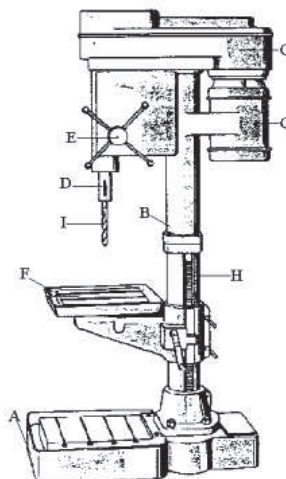


Fig.14 Taladro.

4.6 CABEZAL DIVISOR.

El divisor tiene como finalidad realizar ranuras equidistantes, algunas veces sobre piezas cilíndricas (piñones, ruedas dentadas, brocas, etc.) y otras sobre reglas (cremalleras, reglas graduadas, etc.)



Fig.15 Cabezal divisor.

Este aparato obtiene su movimiento angular del eje porta pieza, mediante de un sistema tornillo sin fin y rueda helicoidal. El tornillo sin fin suele ser de una sola entrada pero puede ser de dos o más. Cada aparato divisor posee su propia constante, que no es más que la relación entre el número de dientes de la rueda helicoidal y el número de entradas del tornillo sin fin, se suele representar por la letra K.

$$K = \frac{Z_1}{Z_2} \quad \text{Ec.32}$$

Z_1 = número de dientes de la rueda helicoidal

Z_2 = número de entradas del tornillo sin fin

Como consecuencia de esta relación se deduce que la constante del aparato divisor es igual al número de vueltas que se ha de dar a la manivela para que el eje porte piezas gire una vuelta completa sobre sí mismo. La constante del

aparato divisor suele ser de 40 ($K = 40$), sin embargo hay aparatos con constante de 30, 60, 80, 100 ó 120.

PARTES DE UN APARATO DIVISOR UNIVERSAL.

- (1) Tornillo sin fin
- (2) Manivela
- (3) Variación de radio, para hacer coincidir el pitón
- (4) Círculo de agujeros deseado, de los varios que tiene un plato o disco fijo
- (5) Cabezal
- (6) Plato de agujeros intercambiables, cada uno de ellos lleva varios círculos de agujeros. Discos o platos comunes.

En esta tabla se presenta el número de agujeros de lado derecho y de lado izquierdo el modulo del cortador que se desee utilizar.

N° 1	12 - 16- 17 - 18 -1 9 - 20
N° 2	21 - 23 - 27 - 29 - 31 - 33
N° 3	37 - 39 - 41 - 43 - 47 - 49

Tabla.5

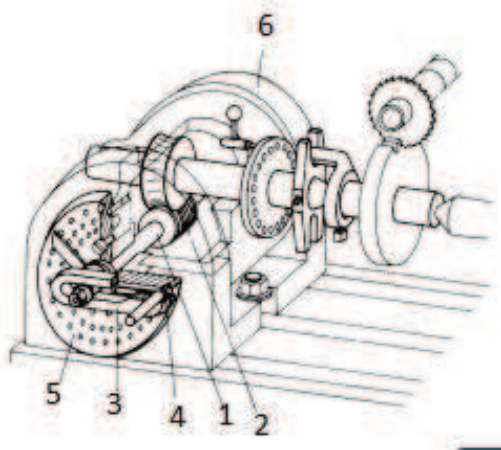


Fig.16 Partes de cabezal divisor.

DIVISIÓN SIMPLE

Para utilizar este procedimiento se sigue los siguientes pasos:

1. Se forma un quebrado que tenga por numerador la constante del aparato y por denominador el número de divisiones que se han de hacer. Si resulta un quebrado impropio se reduce a un número mixto o entero.
2. Si el quebrado se puede expresar como un número entero, se hace girar la manivela tantas vueltas completas como unidades tiene dicho número.
3. Si es un quebrado propio se coloca el índice sobre un círculo que tenga tantos agujeros como unidades tiene el numerador.
4. Si es igual a un número mixto, la parte entera indica el número de vueltas completas y la parte fraccionaria la fracción de vuelta tomada como en el punto
5. Cuando el denominador no corresponde con el número de agujeros de ningún círculo, se transforma la fracción en otra equivalente cuyo denominador coincida con el número de agujeros disponible.

Nota: Al cociente de la relación K y el número de divisiones a construir se le asigna la letra "M" y expresa el número de vueltas a realizar en la manecilla del divisor:

$$M = \frac{K}{Z} \qquad \text{Ec.33}$$

Dónde:

K = relación del aparato divisor.

z = número de divisiones a construir.

CAPITULO V. CÁLCULO DE ENGRANES.

En este capítulo se realiza el análisis cinemático del tren de engranes así como los cálculos y resultados para cada uno.

CÁLCULOS Y RESULTADOS DE ENGRANES.

5.1 CÁLCULO DEL ENGRANE 1.

Datos: m: modulo = 3, N_p : número de dientes = 12

Cálculos.

Diámetro de paso:

$$D_p = mN = (3)(12) = 36$$

Paso circular:

$$p = \pi \frac{D}{N} = \pi \frac{36}{12} = 9.42$$

Paso diametral:

$$P_d = \frac{N_p}{D_p} = \frac{12}{36} = 0.33$$

Addendum:

$$a = 1m = (1)(3) = 3$$

Dedendum:

$$b = 1.25m = (1.25)(3) = 3.75$$

Holgura:

$$c = b - a = 3.75 - 3 = 0.75$$

Diámetro exterior:

$$D_o = m(N + 2) = 3(12 + 2) = 42$$

Diámetro de raíz:

$$D_R = D - 2b = 36 - 2(3.75) = 28.5$$

Altura total del diente:

$$H_t = a + b = 3 + 3.75 = 6.75$$

Profundidad de trabajo:

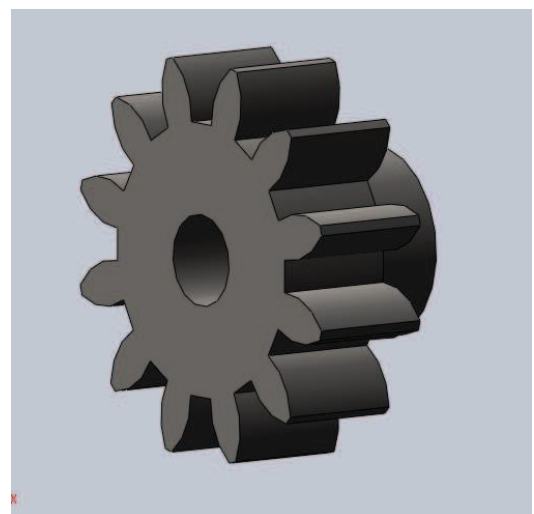
$$h_k = 2a = 2(3) = 6$$

Espesor del diente:

$$t = \frac{p}{2} = \left(\frac{\pi}{2}\right) P_d = \frac{9.42}{2} = 4.71$$

Tabla de resultados. Engrane 1.

ENGRANE 1		
modulo	m	3
numero de dientes	N_p	12
diametro depaso	D_p	36
paso circular	p	9,424777961
paso diametral	pd	0,333333333
addendum(altura de cabeza)	a	3
dedendum(altura de pie)	b	3,75
holgura	c	0,75
diametro exterior	D_o	42
diametro de raiz(interior)	D_R	28,5
altura total del diente	h_t	6,75
profundidad de trabajo	h_k	6
espesor del diente	t	4,71238898
distancia entre centros		
angulo de presion		20
diametro interior		12.7



5.2 CÁLCULO DEL ENGRANE 2.

Datos: m: modulo = 3, N_p : número de dientes = 66

Cálculos.

Diámetro de paso:

$$D_p = mN = (3)(66) = 198$$

Paso circular:

$$p = \pi \frac{D}{N} = \pi \frac{198}{66} = 9.42$$

Paso diametral:

$$P_d = \frac{N_p}{D_p} = \frac{66}{198} = 0.33$$

Addendum:

$$a = 1m = (1)(3) = 3$$

Dedendum:

$$b = 1.25m = (1.25)(3) = 3.75$$

Holgura:

$$c = b - a = 3.75 - 3 = 0.75$$

Diámetro exterior:

$$D_0 = m(N + 2) = 3(66 + 2) = 204$$

Diámetro de raíz:

$$D_R = D - 2b = 198 - 2(3.75) = 190.5$$

Altura total del diente:

$$H_t = a + b = 3 + 3.75 = 6.75$$

Profundidad de trabajo:

$$h_k = 2a = 2(3) = 6$$

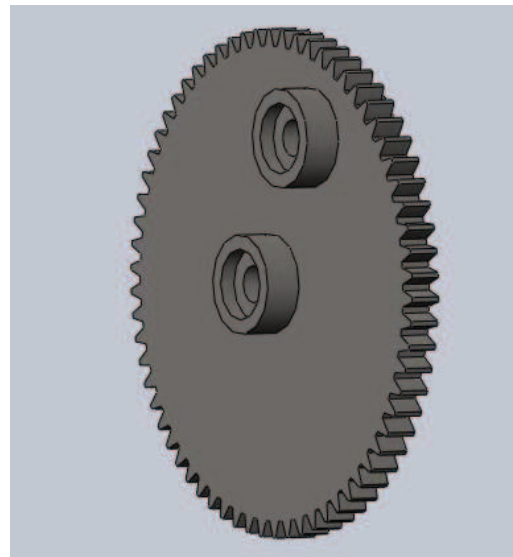
Espesor del diente:

$$t = \frac{p}{2} = \left(\frac{\pi}{2}\right) P_d = \frac{9.42}{2} = 4.71$$

Tabla de resultados. Engrane 2.

ENGRANE 2

modulo	m	3
numero de dientes	N_p	66
diametro de paso	D_p	198
paso circular	p	9,424777961
paso diametral	pd	0,333333333
addendum(altura de cabeza)	a	3
dedendum(altura de pie)	b	3,75
holgura	c	0,75
diametro exterior	D_o	204
diametro de raiz(interior)	D_R	190,5
altura total del diente	h_t	6,75
profundidad de trabajo	h_k	6
espesor del diente	t	4,71238898
distancia entre centros		
angulo de presion		20
diametro interior		19.049.999



5.3 CÁLCULO DEL ENGRANE 3.

Datos: m: modulo = 3, N_p : número de dientes = 20

Cálculos.

Diámetro de paso:

$$D_p = mN = (3)(20) = 60$$

Paso circular:

$$p = \pi \frac{D}{N} = \pi \frac{60}{20} = 9.42$$

Paso diametral:

$$P_d = \frac{N_p}{D_p} = \frac{20}{60} = 0.33$$

Addendum:

$$a = 1m = (1)(3) = 3$$

Dedendum:

$$b = 1.25m = (1.25)(3) = 3.75$$

Holgura:

$$c = b - a = 3.75 - 3 = 0.75$$

Diámetro exterior:

$$D_o = m(N + 2) = 3(20 + 2) = 66$$

Diámetro de raíz:

$$D_R = D - 2b = 60 - 2(3.75) = 52.5$$

Altura total del diente:

$$H_t = a + b = 3 + 3.75 = 6.75$$

Profundidad de trabajo:

$$h_k = 2a = 2(3) = 6$$

Espesor del diente:

$$t = \frac{p}{2} = \left(\frac{\pi}{2}\right) P_d = \frac{9.42}{2} = 4.71$$

Tabla de resultados. Engrane 3.

ENGRANE 3		
modulo	m	3
numero de dientes	N_p	20
diametro depaso	D_p	60
paso circular	p	9,424777961
paso diametral	pd	0,333333333
addendum(altura de cabeza)	a	3
dedendum(altura de pie)	b	3,75
holgura	c	0,75
diametro exterior	D_o	66
diametro de raiz(interior)	D_R	52,5
altura total del diente	h_t	6,75
profundidad de trabajo	h_k	6
espesor del diente	t	4,71238898
distancia entre centros		
angulo de presion		20
diametro interior		19.049.999



5.4 CÁLCULO DEL ENGRANE 4.

Datos: m: modulo = 3, N_p : número de dientes = 24

Cálculos.

Diámetro de paso:

$$D_p = mN = (3)(24) = 72$$

Paso circular:

$$p = \pi \frac{D}{N} = \pi \frac{72}{24} = 9.42$$

Paso diametral:

$$P_d = \frac{N_p}{D_p} = \frac{24}{72} = 0.33$$

Addendum:

$$a = 1m = (1)(3) = 3$$

Dedendum:

$$b = 1.25m = (1.25)(3) = 3.75$$

Holgura:

$$c = b - a = 3.75 - 3 = 0.75$$

Diámetro exterior:

$$D_o = m(N + 2) = 3(24 + 2) = 78$$

Diámetro de raíz:

$$D_R = D - 2b = 72 - 2(3.75) = 64.5$$

Altura total del diente:

$$H_t = a + b = 3 + 3.75 = 6.75$$

Profundidad de trabajo:

$$h_k = 2a = 2(3) = 6$$

Espesor del diente:

$$t = \frac{p}{2} = \left(\frac{\pi}{2}\right) P_d = \frac{9.42}{2} = 4.71$$

Tabla de resultados. Engrane 4.

ENGRANE 4			
modulo	m		3
numero de dientes	Nr		24
diametro depaso	Dr		72
paso circular	p		9,42477796
paso diametral	pd		0,33333333
addendum(altura de cabeza)	a		3
dedendum(altura de pie)	b		3,75
holgura	c		0,75
diametro exterior	Do		78
diametro de raiz(interior)	DR		64,5
altura total del diente	ht		6,75
profundidad de trabajo	hk		6
espesor del diente	t		4,71238898
distancia entre centros	C		
angulo de presion			20
diametro interior			19.049.999



5.5 CÁLCULO DE ENGRANE 5.

Datos: m: modulo = 3, N_p : número de dientes = 18

Cálculos.

Diámetro de paso:

$$D_p = mN = (3)(18) = 54$$

Paso circular:

$$p = \pi \frac{D}{N} = \pi \frac{54}{18} = 9.42$$

Paso diametral:

$$P_d = \frac{N_p}{D_p} = \frac{18}{54} = 0.33$$

Addendum:

$$a = 1m = (1)(3) = 3$$

Dedendum:

$$b = 1.25m = (1.25)(3) = 3.75$$

Holgura:

$$c = b - a = 3.75 - 3 = 0.75$$

Diámetro exterior:

$$D_o = m(N + 2) = 3(18 + 2) = 60$$

Diámetro de raíz:

$$D_R = D - 2b = 54 - 2(3.75) = 46.5$$

Altura total del diente:

$$H_t = a + b = 3 + 3.75 = 6.75$$

Profundidad de trabajo:

$$h_k = 2a = 2(3) = 6$$

Espesor del diente:

$$t = \frac{p}{2} = \left(\frac{\pi}{2}\right) P_d = \frac{9.42}{2} = 4.71$$

Tabla de resultados. Engrane 5.

ENGRANE 5		
modulo	m	3
numero de dientes	N_p	18
diametro depaso	D_p	54
paso circular	p	9,424777961
paso diametral	pd	0,333333333
addendum(altura de cabeza)	a	3
dedendum(altura de pie)	b	3,75
holgura	c	0,75
diametro exterior	D_o	60
diametro de raiz(interior)	D_R	46,5
altura total del diente	h_t	6,75
profundidad de trabajo	h_k	6
espesor del diente	t	4,71238898
distancia entre centros		
angulo de presion		20
diametro interior		19.049.999



5.6 CÁLCULO DE ENGRANE 6.

Datos: m: modulo = 3, N_p : número de dientes = 26

Cálculos.

Diámetro de paso:

$$D_p = mN = (3)(26) = 78$$

Paso circular:

$$p = \pi \frac{D}{N} = \pi \frac{78}{26} = 9.42$$

Paso diametral:

$$P_d = \frac{N_p}{D_p} = \frac{26}{78} = 0.33$$

Addendum:

$$a = 1m = (1)(3) = 3$$

Dedendum:

$$b = 1.25m = (1.25)(3) = 3.75$$

Holgura:

$$c = b - a = 3.75 - 3 = 0.75$$

Diámetro exterior:

$$D_o = m(N + 2) = 3(26 + 2) = 84$$

Diámetro de raíz:

$$D_R = D - 2b = 78 - 2(3.75) = 70.5$$

Altura total del diente:

$$H_t = a + b = 3 + 3.75 = 6.75$$

Profundidad de trabajo:

$$h_k = 2a = 2(3) = 6$$

Espesor del diente:

$$t = \frac{p}{2} = \left(\frac{\pi}{2}\right) P_d = \frac{9.42}{2} = 4.71$$

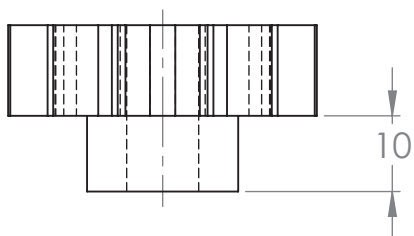
Tabla de resultados. Engrane 6.

ENGRANE 6		
modulo	m	3
numero de dientes	N_r	26
diametro depaso	D_r	78
paso circular	p	9,424777961
paso diametral	pd	0,333333333
addendum(altura de cabeza)	a	3
dedendum(altura de pie)	b	3,75
holgura	c	0,75
diametro exterior	D_o	84
diametro de raiz(interior)	D_R	70,5
altura total del diente	h_t	6,75
profundidad de trabajo	h_k	6
espesor del diente	t	4,71238898
distancia entre centros	C	
angulo de presion	α	20
diametro interior		19.049.999

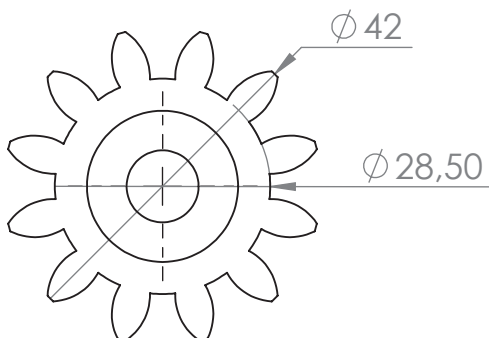


CAPITULO VI. PLANOS DE ENGRANES Y DIBUJOS DE DETALLE.

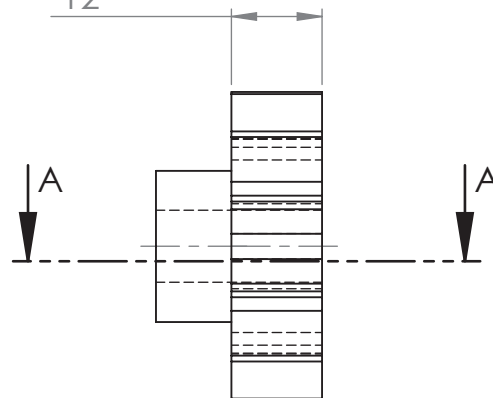
A



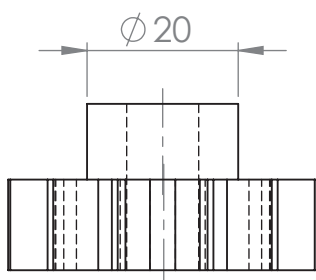
B



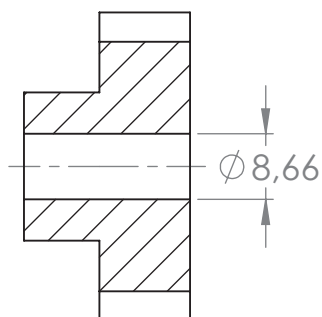
12



C



D



SECCIÓN A-A

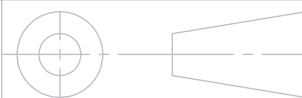
E

datos del engrane 1	
módulo	3
número de dientes	12
diámetro depaso	36
paso circular	9.42477796
paso diametral	0.33333333
ángulo de presión	20

F



UNIVERSIDAD AUTÓNOMA METROPOLITANA



Título: Engrane 1

Dibujante: Gerardo Montesinos Cruz

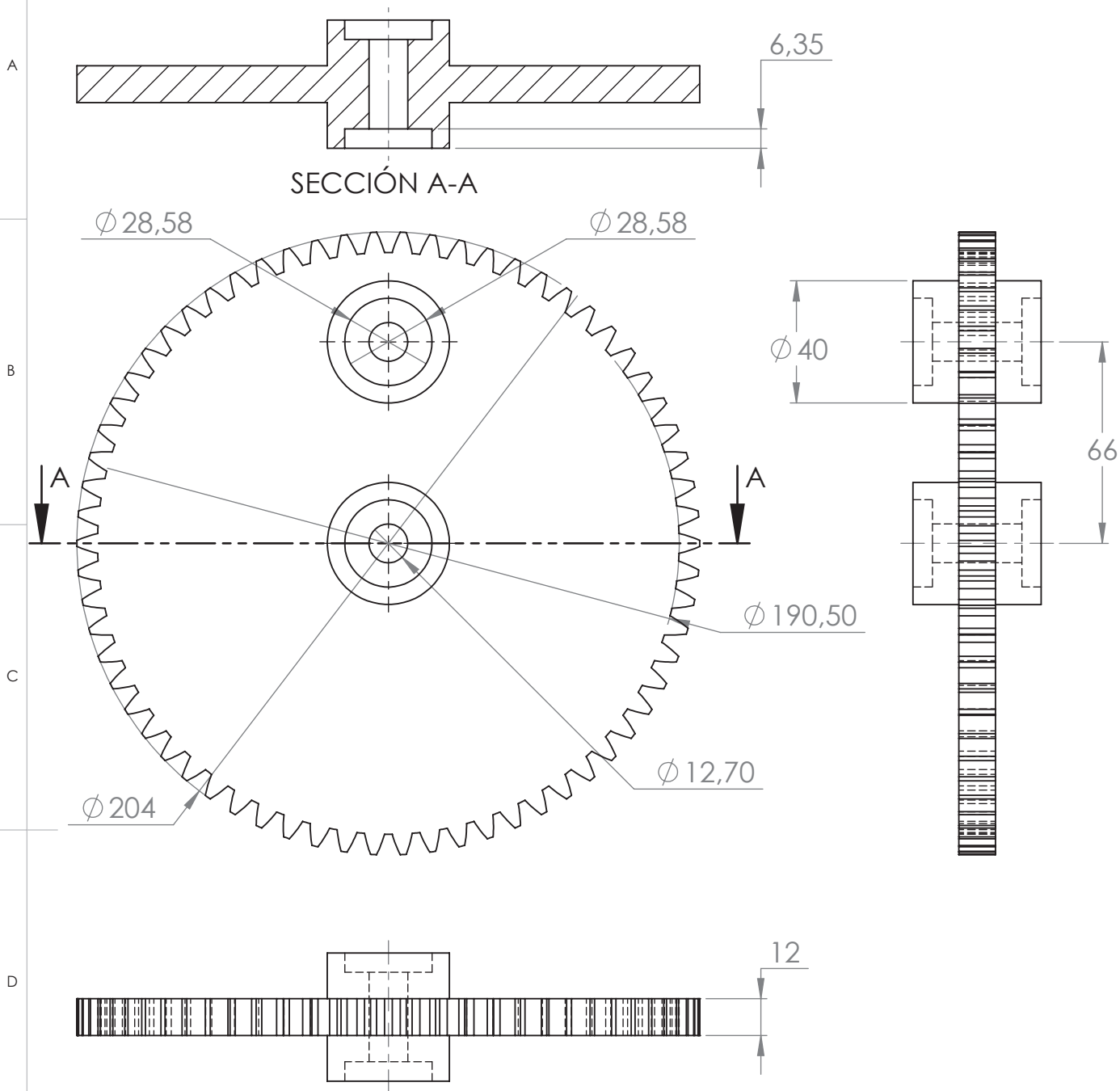
Revisor: Romy Pérez Moreno

Número: 1 Hoja: 1 de 14

Escala: 1:1

A4

Material: Nylamid Unidades: mm



datos del engrane 1	
módulo	3
número de dientes	64
diámetro depaso	192
paso circular	9.42477796
paso diametral	0.33333333
ángulo de presion	20



UNIVERSIDAD AUTÓNOMA METROPOLITANA

Título:
Engrane 2

Dibujante: Gerardo Montesinos Cruz

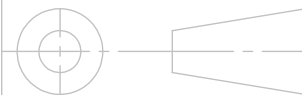
Revisor: Romy Pérez Moreno

Número: 2 Hoja: 2 de 14

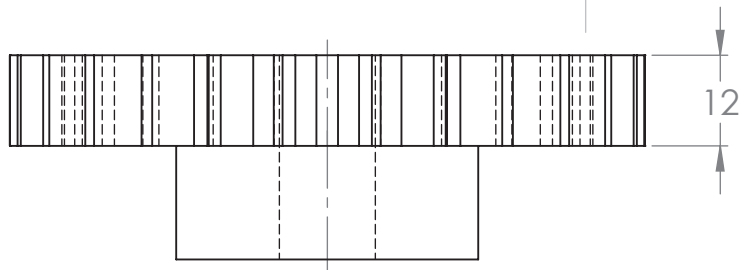
Escala: 1:2

A 4

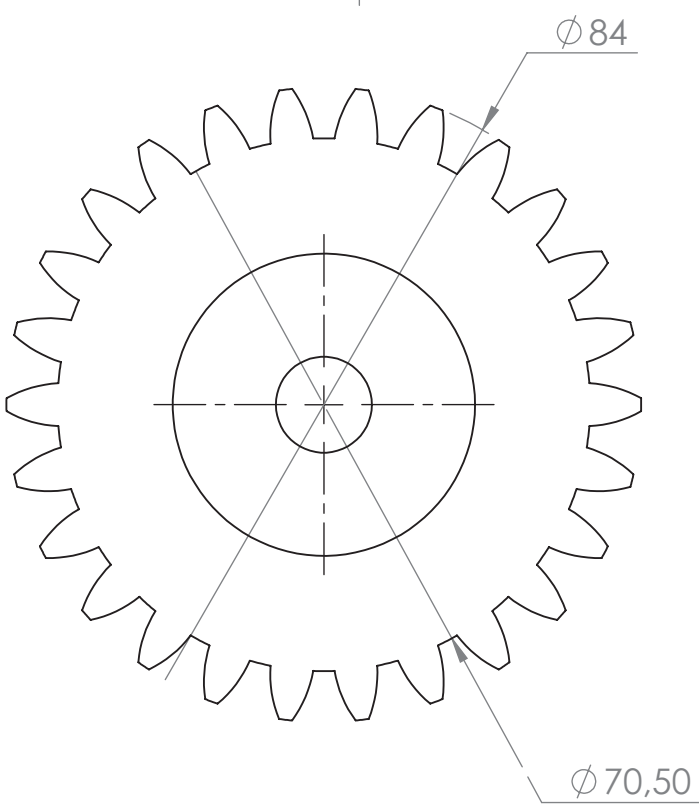
Material: Nylamid Unidades: mm



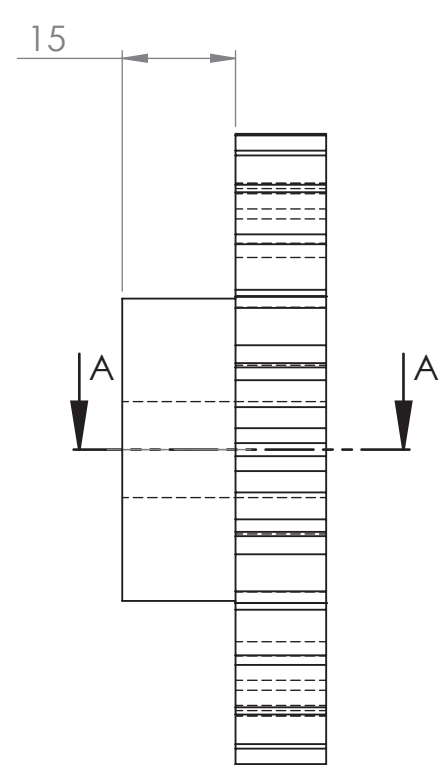
A



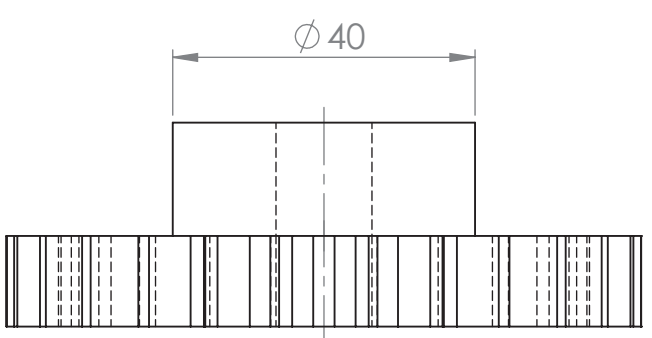
B



C

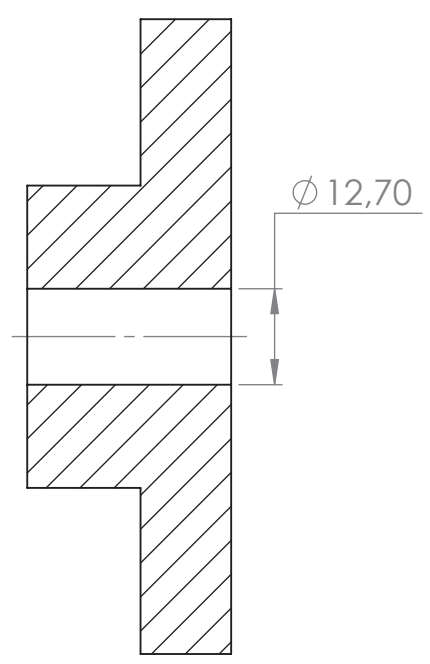


D



E

datos del engrane 1	
módulo	3
número de dientes	20
diámetro de paso	60
paso circular	9.42477796
paso diametral	0.33333333
ángulo de presión	20



SECCIÓN A-A

F



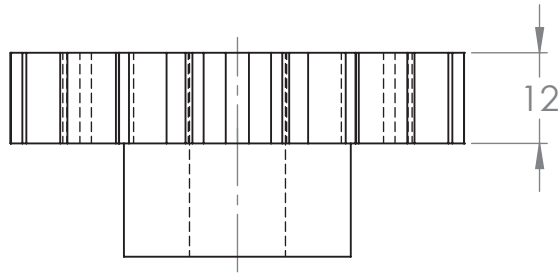
UNIVERSIDAD AUTÓNOMA METROPOLITANA



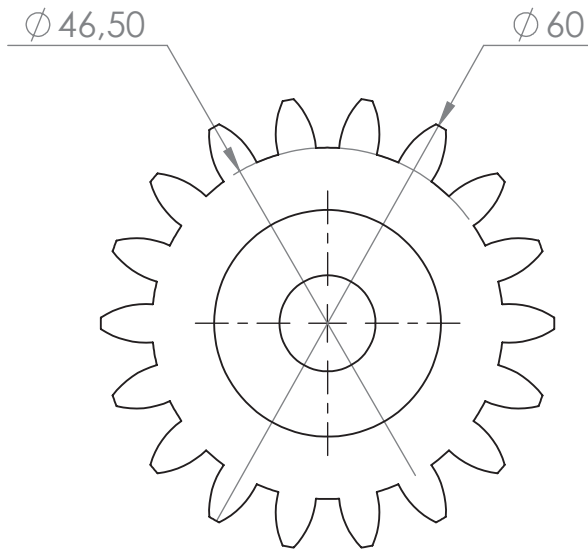
Título: Engrane 3	
Número: 3	Hoja: 3 de 14
Material: Nylamid Unidades: mm	

Dibujante: Gerardo Montesinos Cruz	A4
Revisor: Romy Pérez Moreno	
Escala: 1:1	

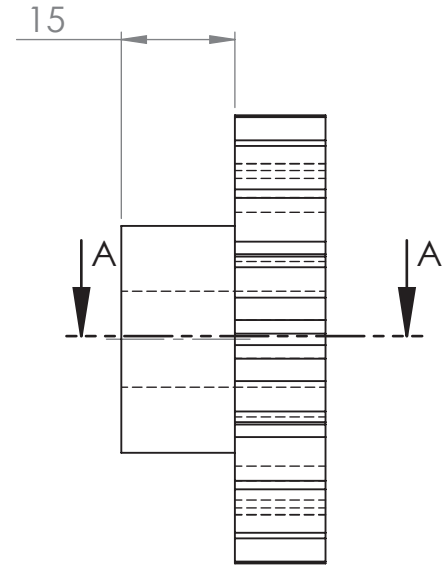
A



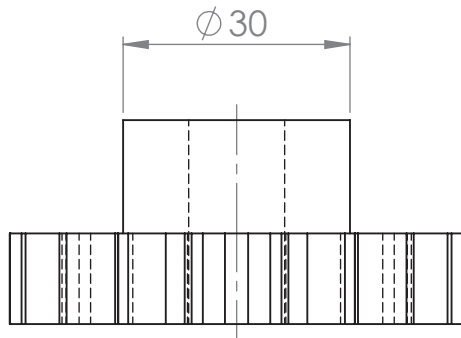
B



C

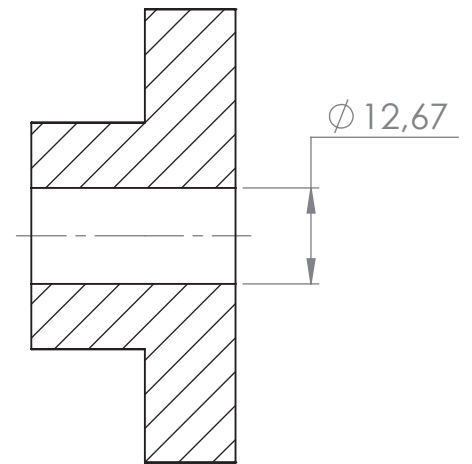


D



E

datos del engrane	
módulo	3
número de dientes	24
diámetro depaso	72
paso circular	9.42477796
paso diametral	0.33333333
ángulo de presion	20



SECCIÓN A-A

F



UNIVERSIDAD AUTÓNOMA METROPOLITANA



Título:
Engrane 4

Dibujante: Gerardo Montesinos Cruz

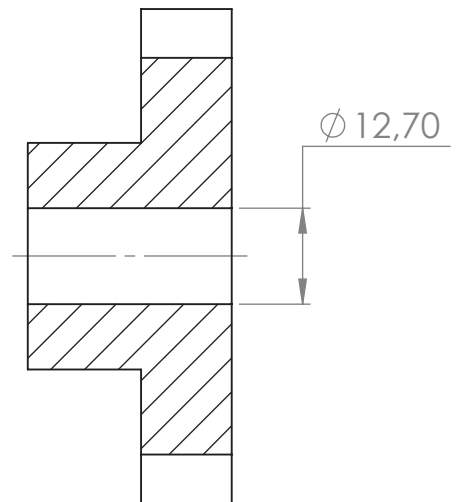
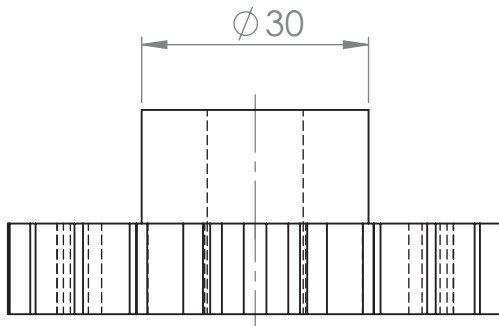
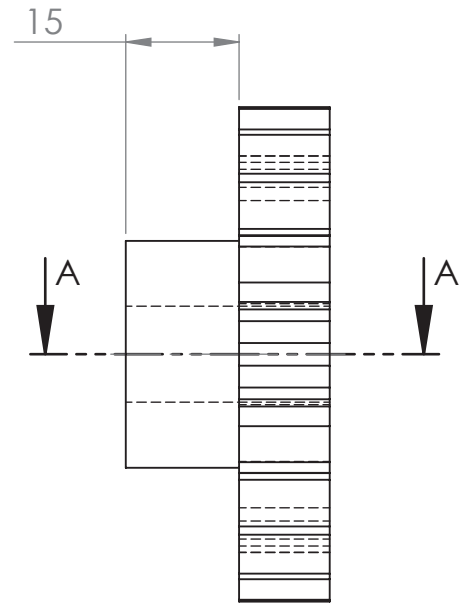
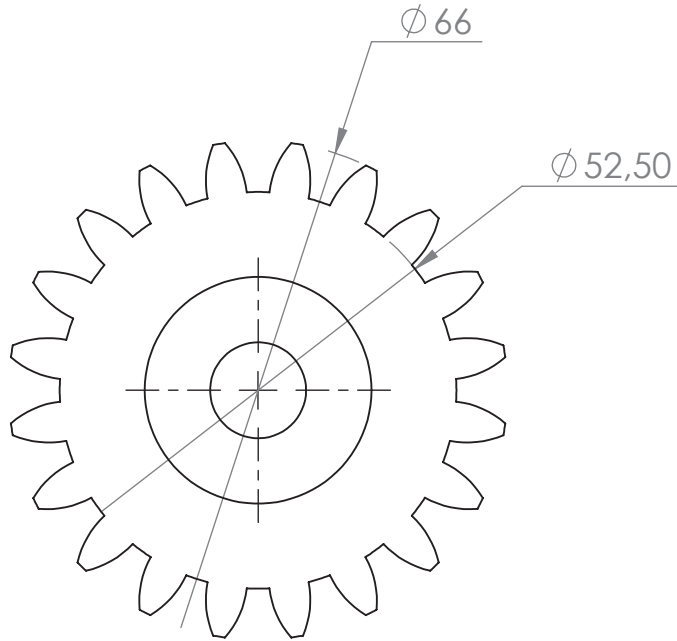
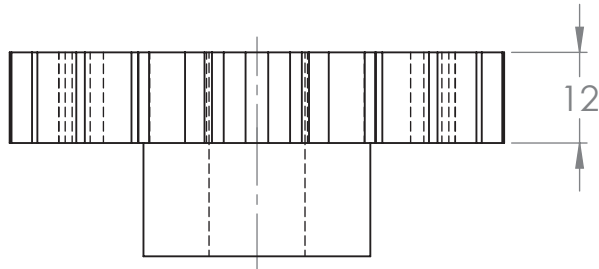
Revisor: Romy Pérez Moreno

Número: 4 Hoja: 4 de 14

Escala: 1:1

A4

Material: Nylamid Unidades: mm

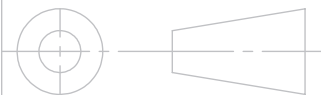


SECCIÓN A-A

datos del engrane	
módulo	3
número de dientes	24
diámetro depaso	72
paso circular	9.42477796
paso diametral	0.33333333
ángulo de presion	20



UNIVERSIDAD AUTÓNOMA METROPOLITANA



Título:
Engrane 5

Dibujante: Gerardo Montesinos Cruz

Revisor: Romy Pérez Moreno

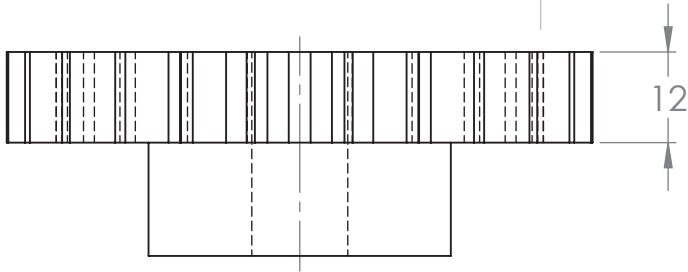
Número: 5 Hoja: 5 de 14

Escala: 1:1

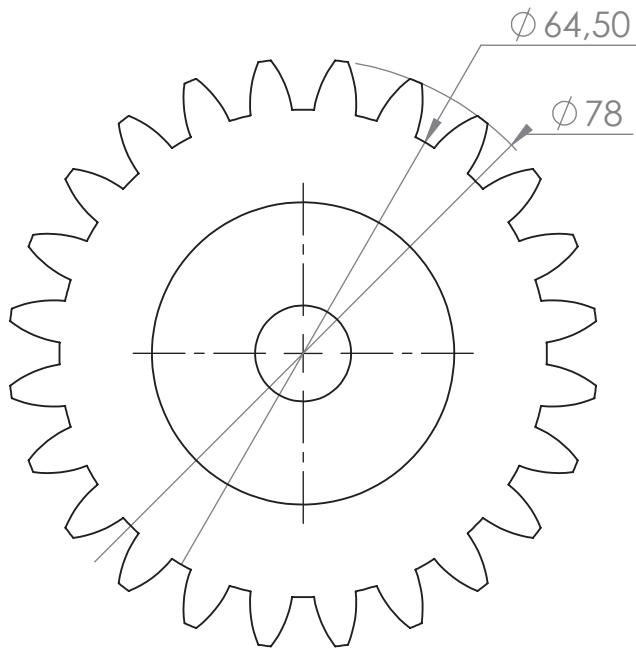
A 4

Material: Nylamid Unidades: mm

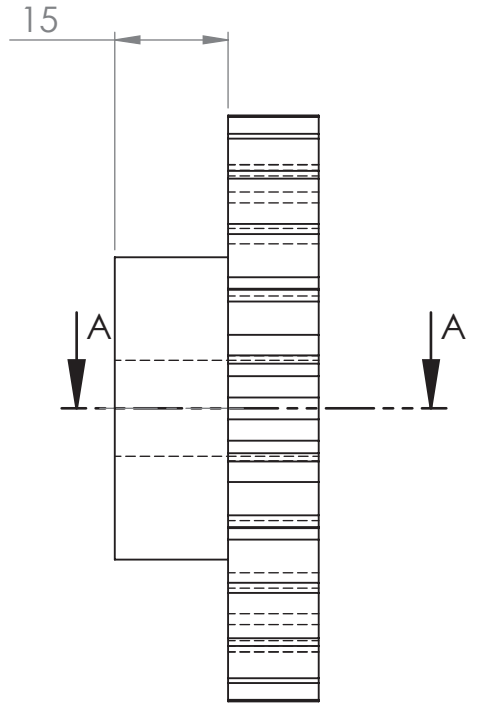
A



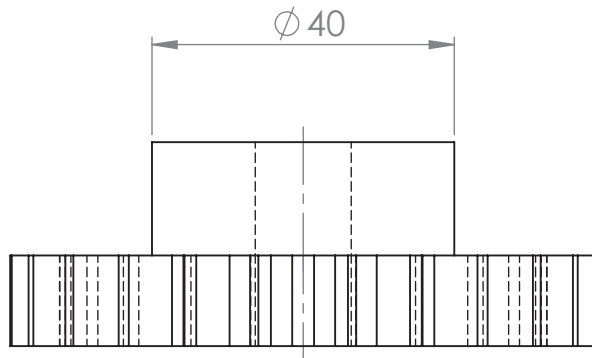
B



C

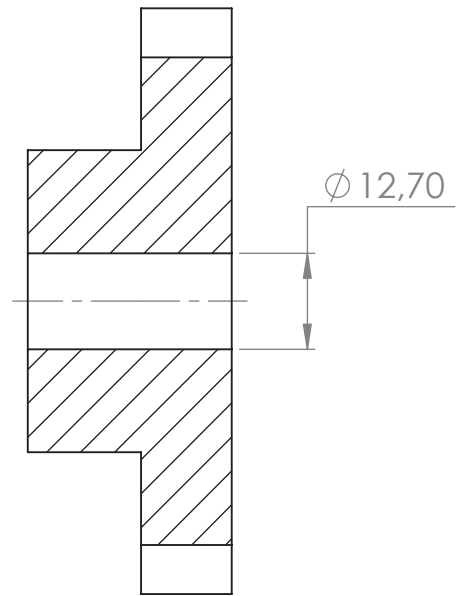


D



E

datos del engrane	
módulo	3
número de dientes	26
diámetro depaso	78
paso circular	9.42477796
paso diametral	0.33333333
ángulo de presión	20



SECCIÓN A-A

F



UNIVERSIDAD AUTÓNOMA METROPOLITANA



Título:
Engrane 6

Dibujante: Gerardo Montesinos Cruz

Revisor: Romy Pérez Moreno

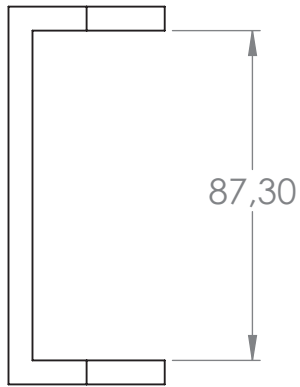
Número: 6 Hoja: 6 de 14

Escala: 1:1

A4

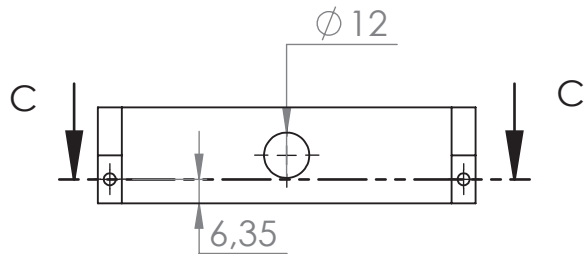
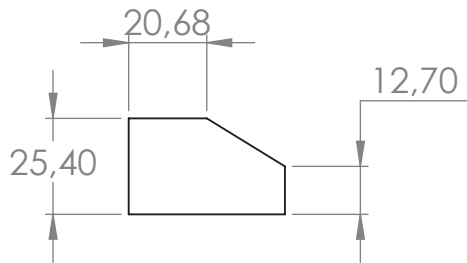
Material: Nylamid Unidades: mm

A

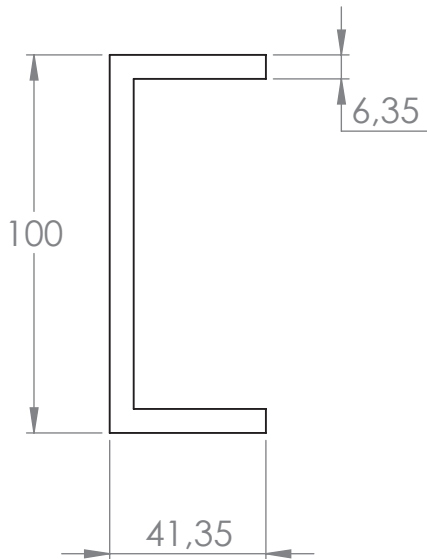


B

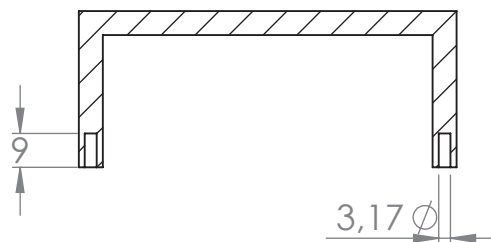
C



D



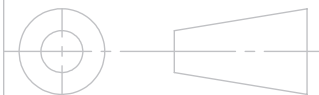
E



F



UNIVERSIDAD AUTÓNOMA METROPOLITANA



Título:
Soporte de potenciómetro

Dibujante:

Revisor:

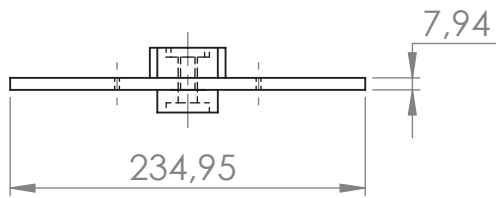
Número: 4 Hoja: 7 de 14

Escala: 1:1

A4

Material: Nylamid Unidades:mm

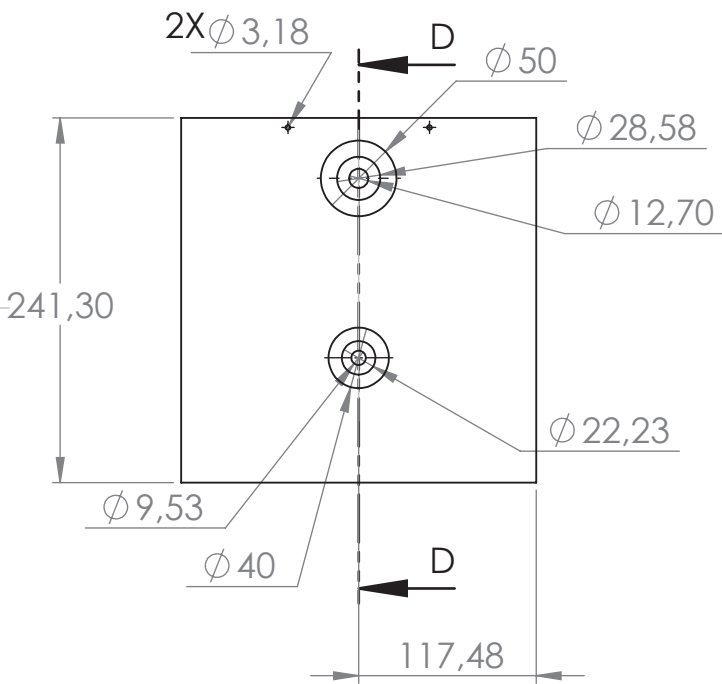
A



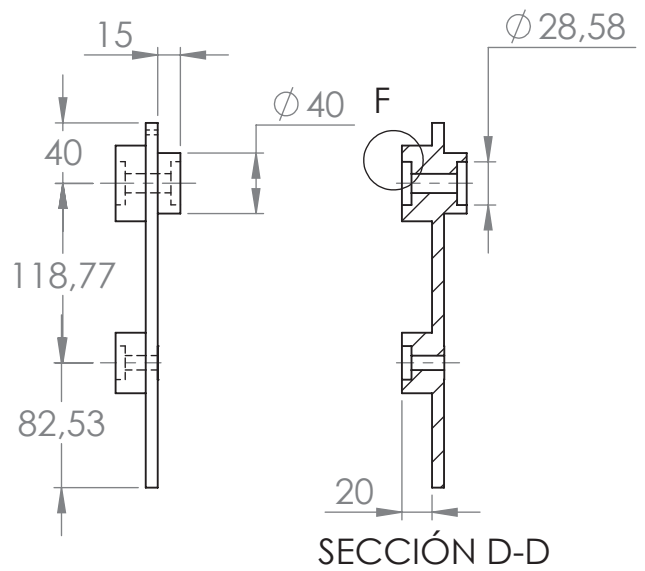
B



C



D

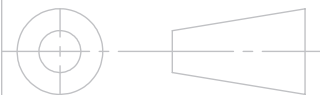


E

F



UNIVERSIDAD AUTÓNOMA METROPOLITANA



Título:
Soportes laterales

Dibujante: Gerardo Montesinos

Revisor: Romy Pérez Moreno

Número: 2 Hoja: 8 de 14

Escala: 1:5

A4

Material: Nylamid Unidades: mm

A

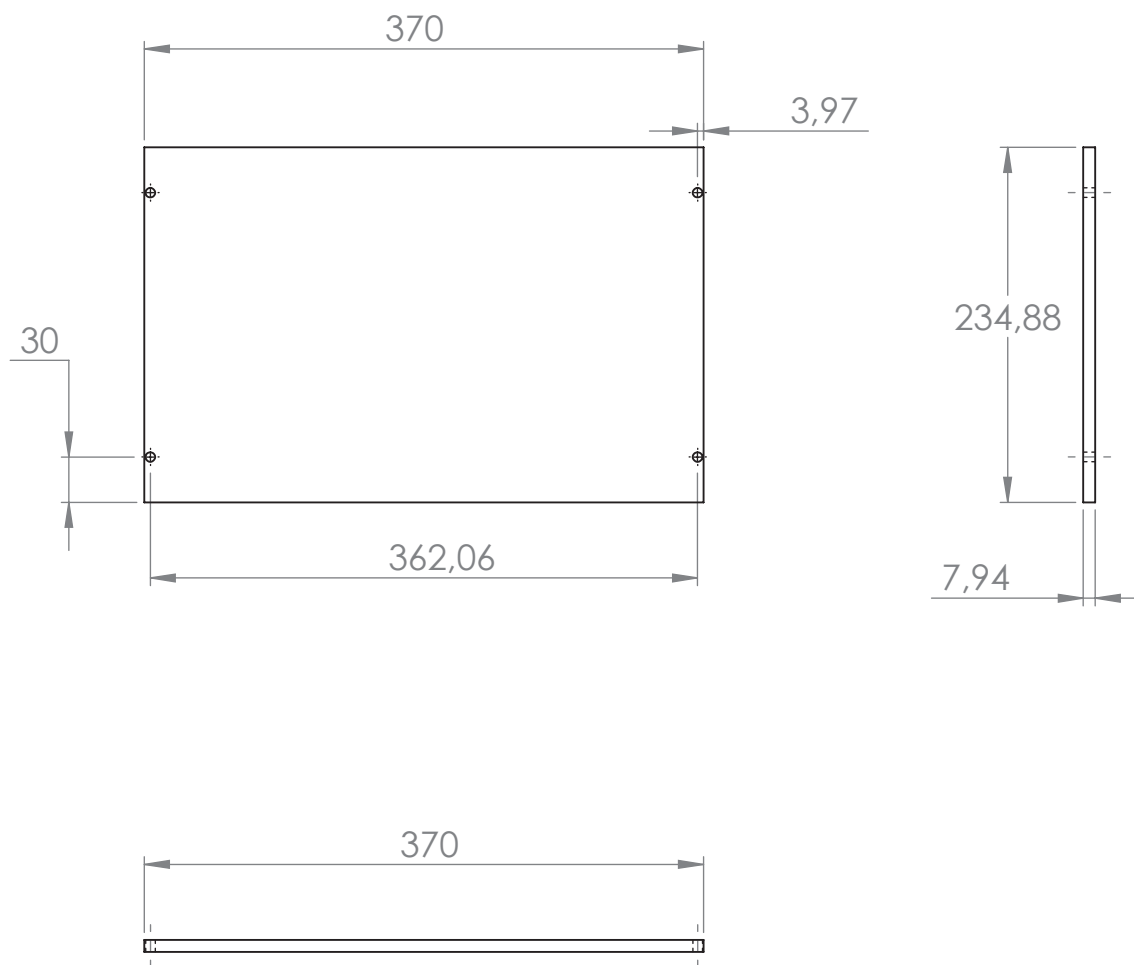
B

C

D

E

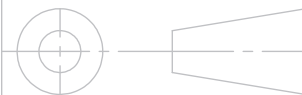
F



No. de barrenos	Diámetro
4	6.35



UNIVERSIDAD AUTÓNOMA METROPOLITANA



Título:
Base

Dibujante: Gerardo Montesinos

Revisor: Romy Pérez Moreno

Número: 1 Hoja: 9 de 14

Escala: 1:5

A 4

Material: Nylamid Unidades: mm

A

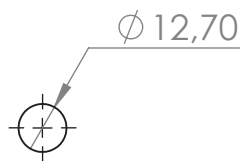
B

C

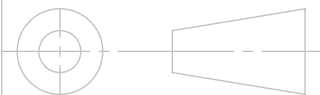
D

E

F



UNIVERSIDAD AUTÓNOMA METROPOLITANA



Título: Eje de 250

Dibujante: Gerardo Montesinos

Revisor: Romy Pérez Moreno

Número: 2 Hoja: 10 de 14

Escala: 1:2

A4

Material: Nylamid Unidades: mm

A

B

C

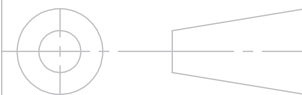
D

E

F



UNIVERSIDAD AUTÓNOMA METROPOLITANA



Título:
eje de 350

Dibujante: Gerardo Montesinos

Revisor: Romy Pérez Moreno

Número: 1 Hoja: 11 de 14

Escala: 1:2

A4

Material: Nylamid Unidades: mm

A

B

C

D

E

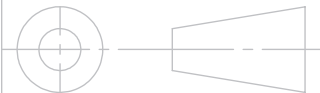
F



450

 $\phi 9,53$ 

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA METROPOLITANA



Título:
eje de 450

Dibujante: Gerardo Montesinos

Revisor: Romy Pérez Moreno

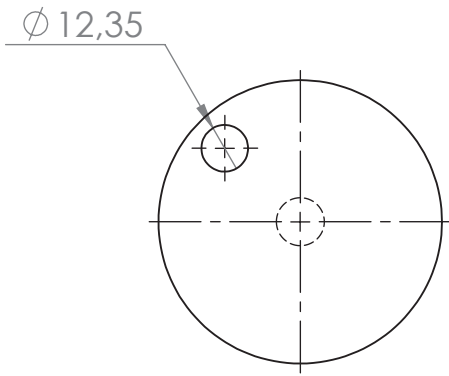
Número: 2 Hoja: 12 de 14

Escala: 1:5

A4

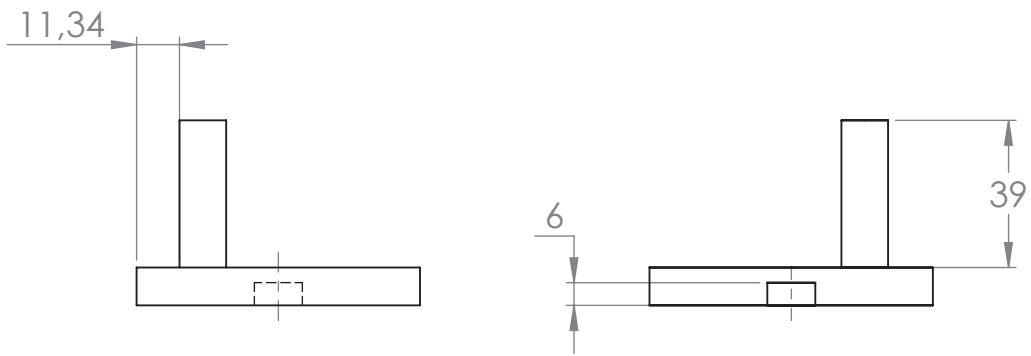
Material: Nylamid Unidades: mm

A

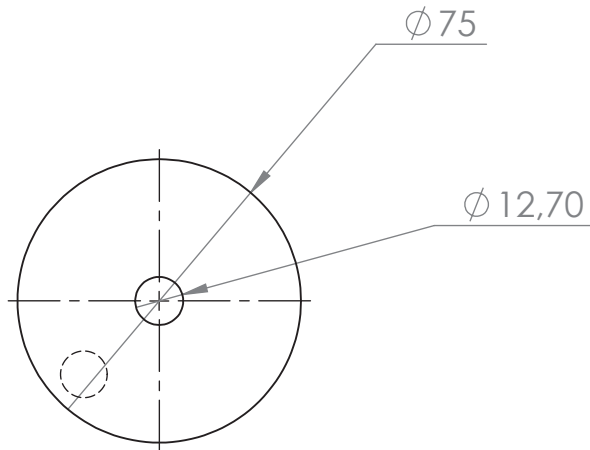


B

C



D

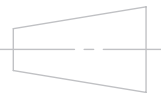


E

F



UNIVERSIDAD AUTÓNOMA METROPOLITANA



Título: manija de 1/2 in

Dibujante: Gerardo Montesinos Cruz

Revisor: Romy Pérez Moreno

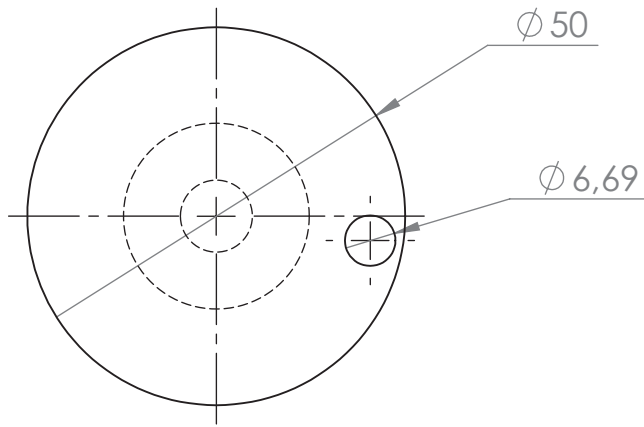
Número: 1 Hoja: 13 de 14

Escala: 1:1

A4

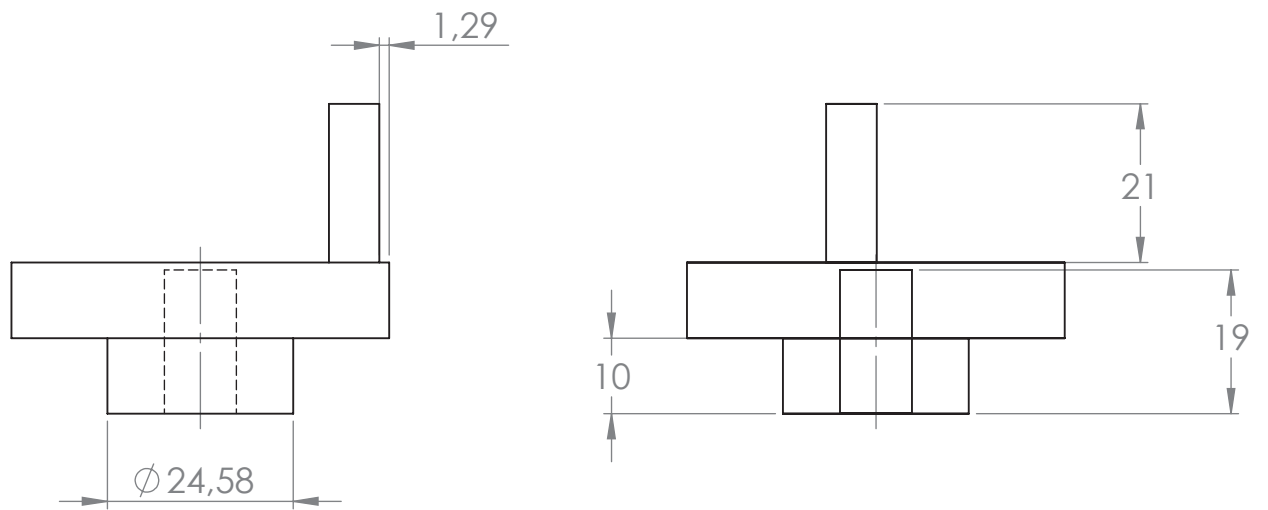
Material: Nylamid Unidades: mm

A

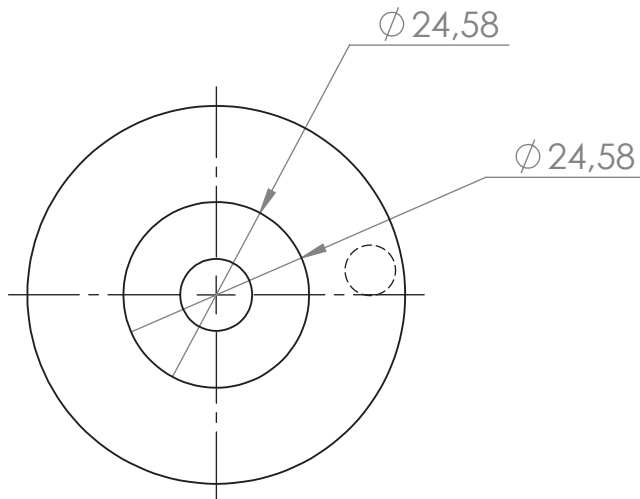


B

C



D

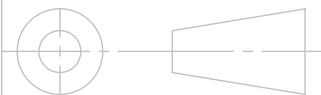


E

F



UNIVERSIDAD AUTÓNOMA METROPOLITANA



Título: manija de 1/4 in

Dibujante: Gerardo Montesinos Cruz

Revisor: Romy Pérez Moreno

Número: 1 Hoja: 14 de 14

Escala: 1:1

A4

Material: Nylamid Unidades: mm

CAPITULO VII. ENSAMBLADO DE CAJA DE ENGRANES.

A continuación se presenta el ensamblado la caja de engranes de acuerdo a los dibujos de detalle.

7.3 ENSAMBLAJE.

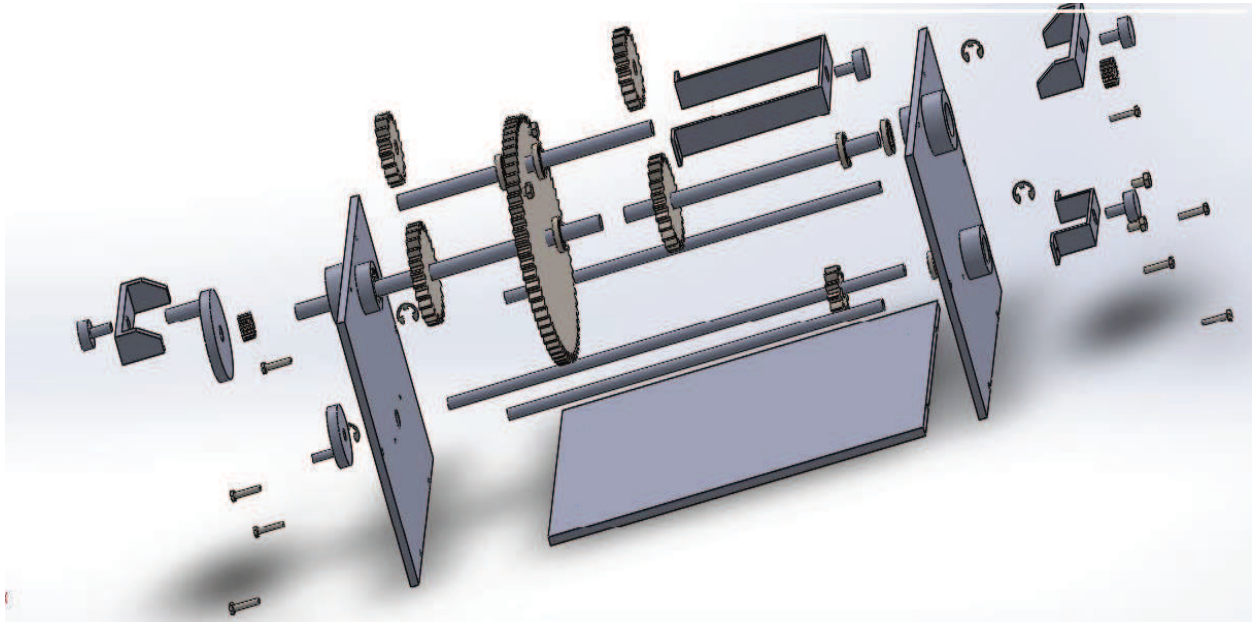


Fig.17 piezas de ensamble

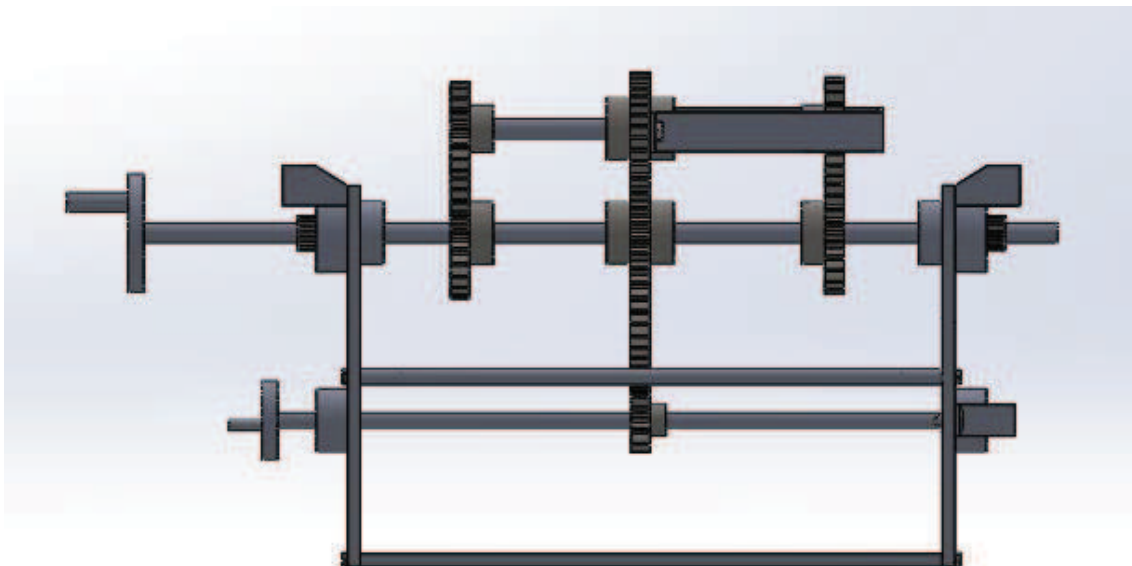


Fig. 18 Ensamblado

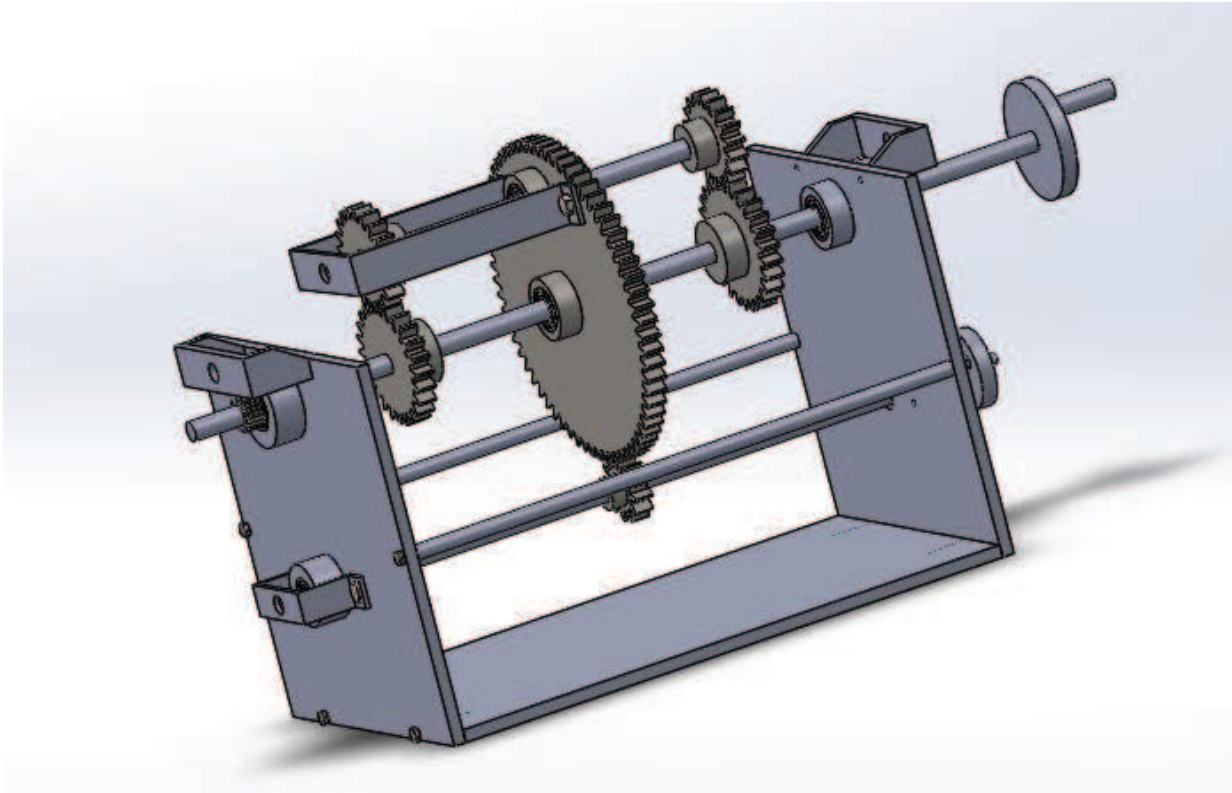


Fig.19 Prototipo.

7.4 ENUMERACIÓN DE PIEZAS.

Piezas de la caja de engranes.

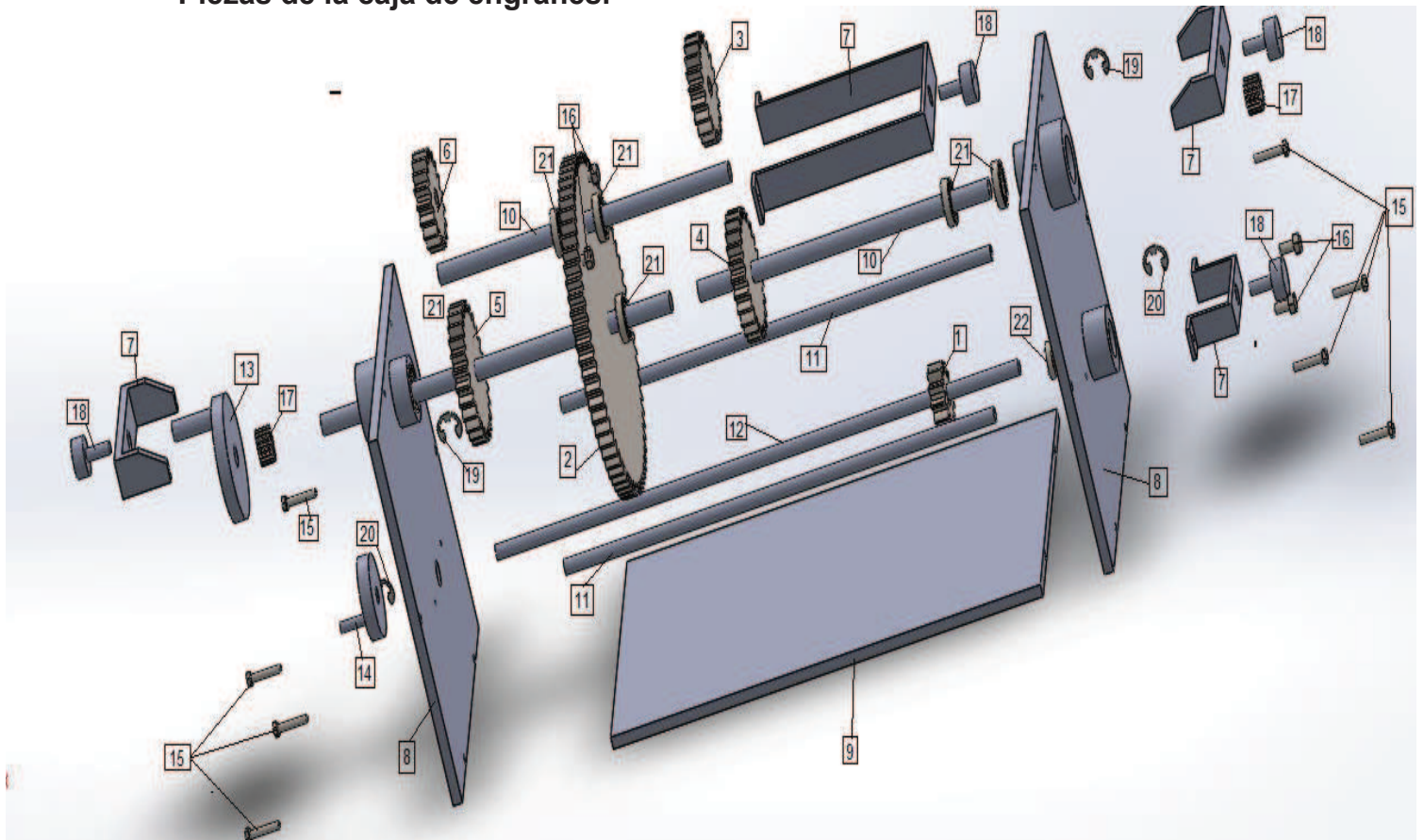


Fig. 20

No. De pieza	Nombre	Cantidad	No. De dibujo
1	Engrane 1	1	1
2	Engrane 2	1	2
3	Engrane 3	1	3
4	Engrane 4	1	4
5	Engrane 5	1	5
6	Engrane 6	1	6
7	Soporte de potenciómetro	4	7
8	Soportes laterales	2	8
9	Base	1	9
10	Eje de 250 mm	2	10
11	Eje de 350 mm	1	11
12	Eje de 450 mm	2	12
13	Manija de ½ in	1	13
14	Manija de ¼ in	1	14
15	Tornillo cabeza hexagonal 0.25x1.5 in	8	
16	Tornillo cabeza hexagonal 0.25x0.5 in	8	
17	Engranes para potenciómetro	4	
18	potenciómetro	4	
19	Seguros de ½ in marca HBOLT	6	
20	Seguros de ¼ in marca HBOLT	2	
21	Balero de ½ in marca ABFMA. Modelo 10,SI,NC,10	8	
22	Balero de ¼ in marca ABFMA. Modelo 10,SI,NC,10	2	
23			

CAPITULO VIII. FABRICACIÓN DE PIEZAS DEL PROTOTIPO DE LA CAJA DE ENGRANES.

A continuación se describirá el proceso en el cual se hizo la fabricación del prototipo de engranes, las máquinas y herramientas utilizadas.

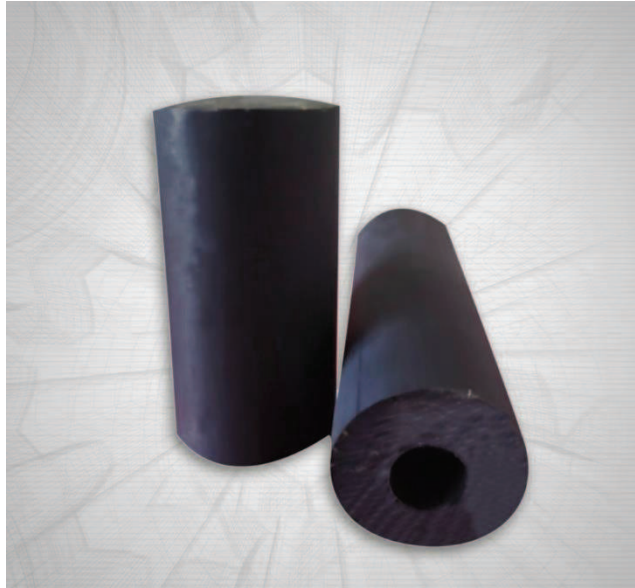
Antes se presenta una breve descripción del material que se utilizó para elaborarla.

8.1 NYLAMID:

Es un plástico de cadenas poliméricas muy resistente. Reemplaza a los metales de fricción. Su ventaja es que tiene una gran tolerancia a la cargas como las radiales, se lubrica con agua, su desventaja es que tiene una tolerancia menor a las altas temperaturas temperatura ya que se derrite.



Fotografía.1 Nylamid blanco.



Fotografía.1 Nylamid negro

8.2 RODAMIENTOS.

Es un tipo de cojinete, que es un elemento mecánico que reduce la fricción entre un eje y las piezas conectadas a éste por medio de rodadura, que le sirve de apoyo y facilita su desplazamiento.

El elemento rotativo que puede emplearse en la fabricación del rodamiento, pueden ser: de bolas, de rodillos o de agujas. En los rodamientos el movimiento rotativo, según el sentido del esfuerzo que soporta, pueden ser axiales, radiales y axiales-radiales, etc.

Un rodamiento radial es el que soporta esfuerzos radiales, que son esfuerzos de dirección normal a la dirección que pasa por el centro de su eje, como por ejemplo una rueda, es axial si soporta esfuerzos en la dirección de su eje, ejemplo en quicio, y axial-radial si los puede soportar en los dos, de forma alternativa o combinada.



Fig.21 Rodamientos.

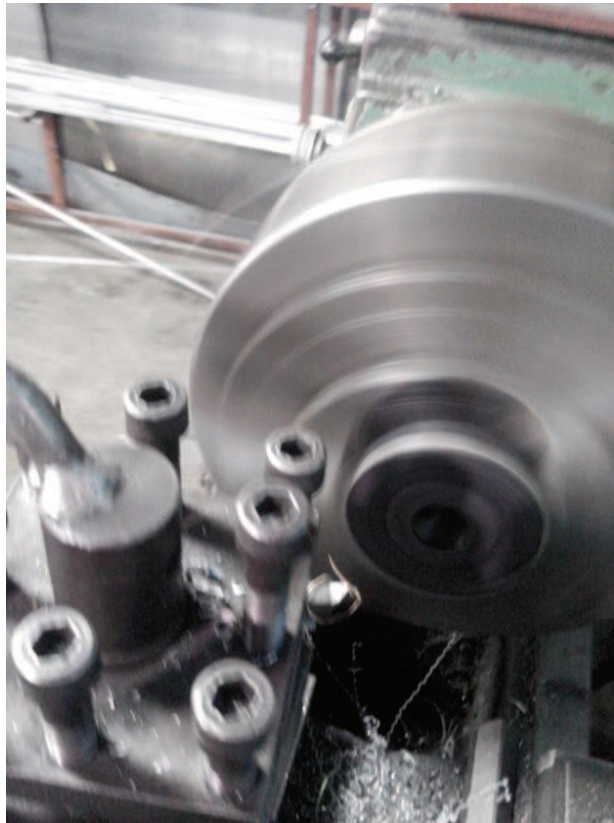
8.3 DESCRIPCIÓN DEL MAQUINADO DE LOS ENGRANES.

En el maquinado de los engranes el material que se utiliza es nylamid SL color negro donde se observa **(fotografía.4)** cómo se sujeta el material en el torno.



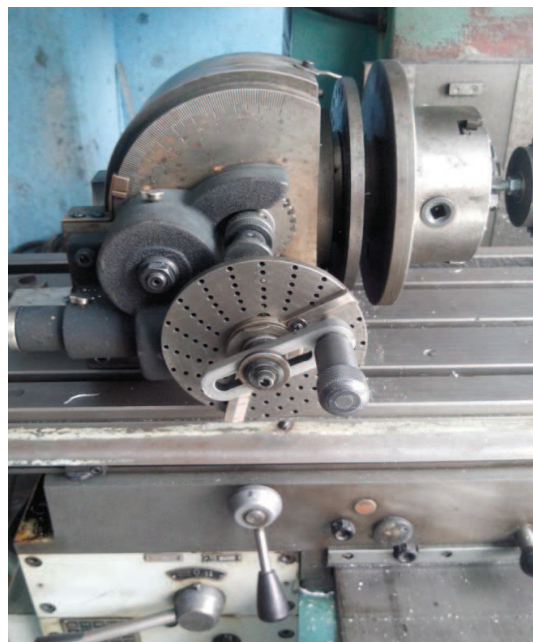
Fotografía.4

Ahora se muestra el maquinado **(fotografía.5)** del material en el torno para dar el dimensionamiento de los tejos de los engranes para cada uno de ellos.



Fotografía.5

Después del maquinado de los tejos en el torno el siguiente paso es hacer el tallado de los dientes en la maquina fresadora, para esto se monta el cabezal divisor para hacer el cálculo y girarlo para el numero de dientes que le corresponda a cada tejo como se observa **(fotografía.6)**.



Fotografía.6

Una vez colocado el material y el equipo se empieza hacer el tallado de los engranes mostrado **(fotografía.7)** y **(fotografía.8)** donde se observa como esta sujetado y con un cortador No.3 en la fresadora.



Fotografía.7



Fotografía.8

Ahora en la se observa **(fotografía.9)** y **(fotografía.10)** el maquinado de las hojas de Nylamid, donde se le da el dimensionamiento a las placas laterales y la base de la caja así como también los barrenos donde van sujetas cada una de ellas.

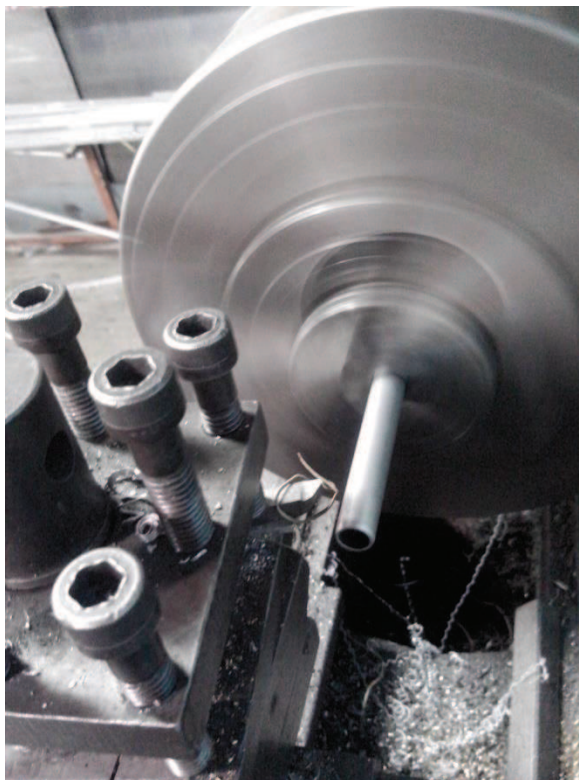


Fotografía.9



Fotografía.10

Por último se maquinan las flechas de aluminio (**fotografía.11**) donde van alojados los engranes es decir los ejes en movimiento esto se hace en el torno.

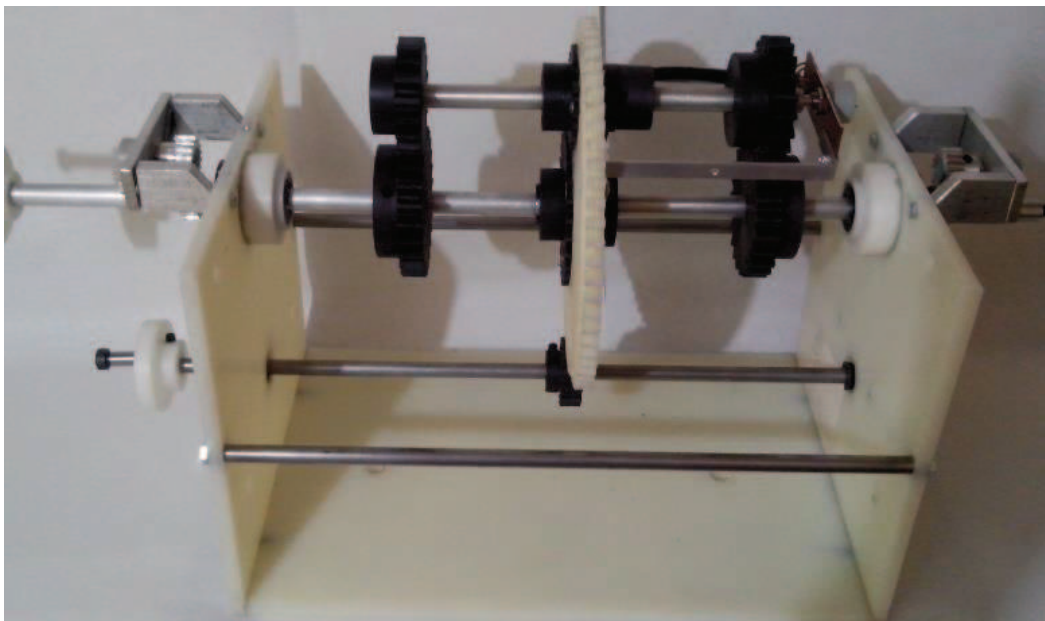


Fotografía.11

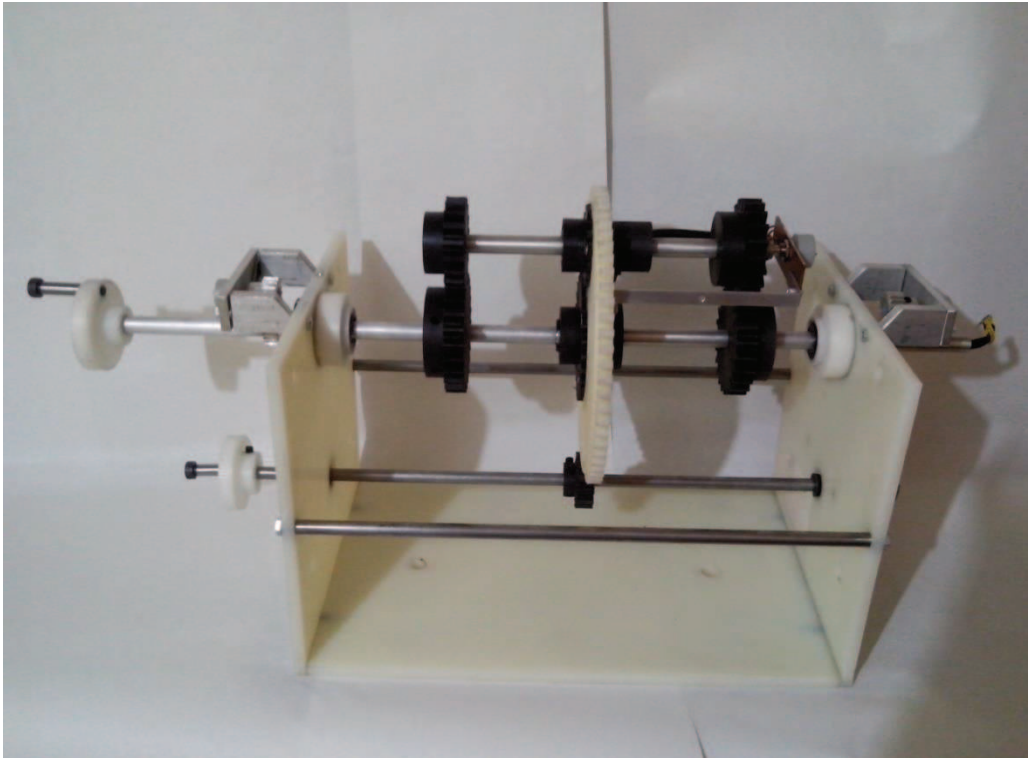
Después de hacer el maquinado de todo el conjunto de piezas, los engranes, las flechas y las placas, se sigue con el ensamblado de piezas.

8.4 ARMADO DE LA CAJA DE ENGRANES.

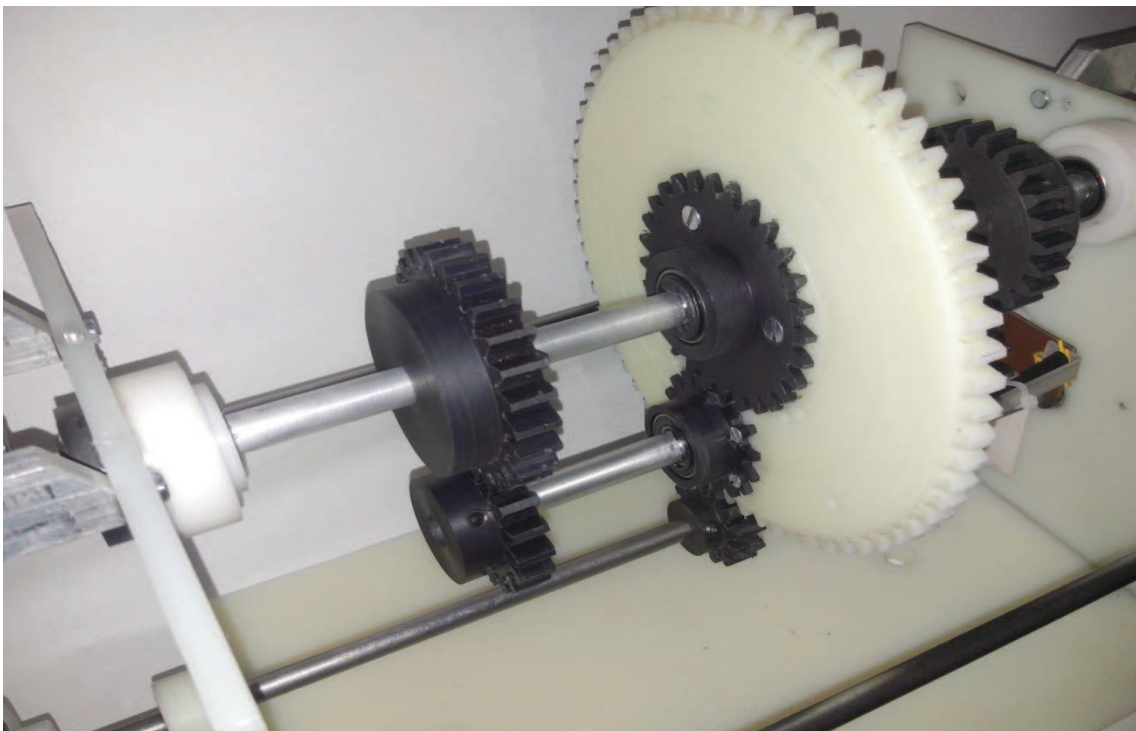
En las siguientes **(fotografía.12)**, **(fotografía.13)**, **(fotografía.14)**, **(fotografía.15)**, **(fotografía.16)** y **(fotografía.17)** se observa el ensamblado de la caja y su terminación de la misma, lista para realizar los cálculos correspondientes así como las pruebas necesarias para cualquier práctica en el laboratorio de mecanismos.



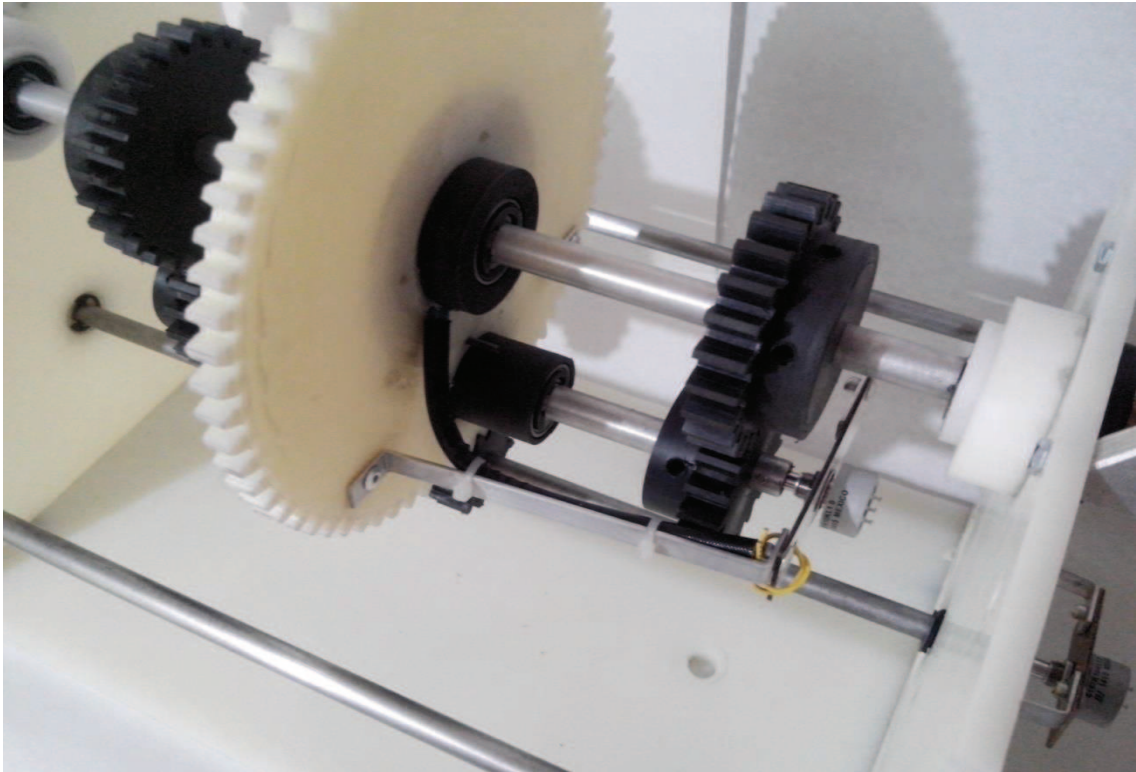
Fotografía.12



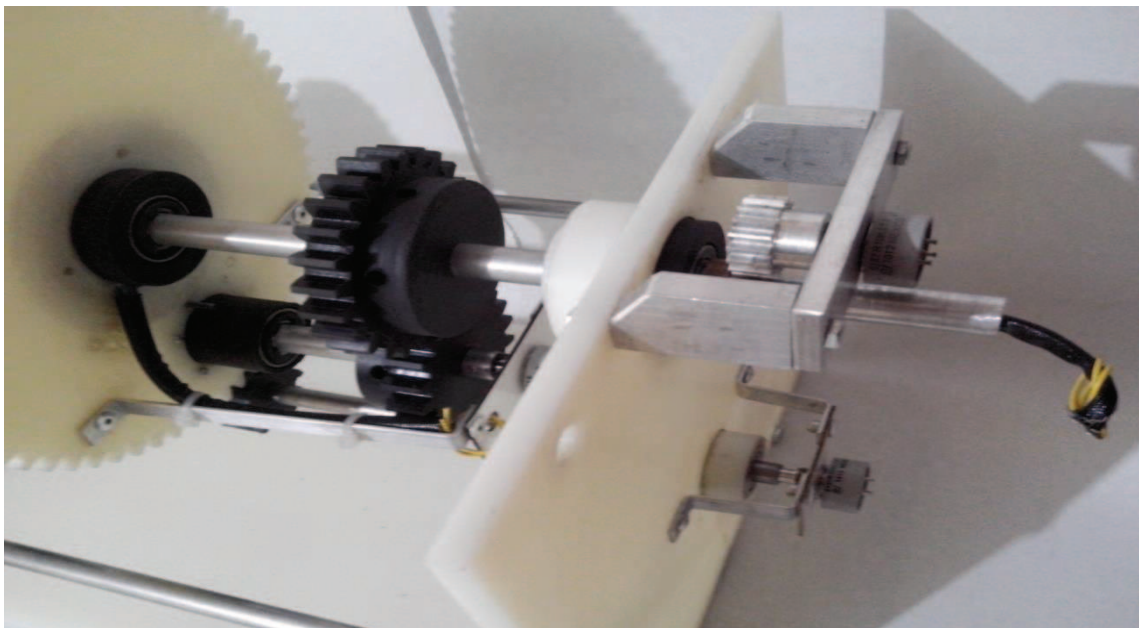
Fotografia.13



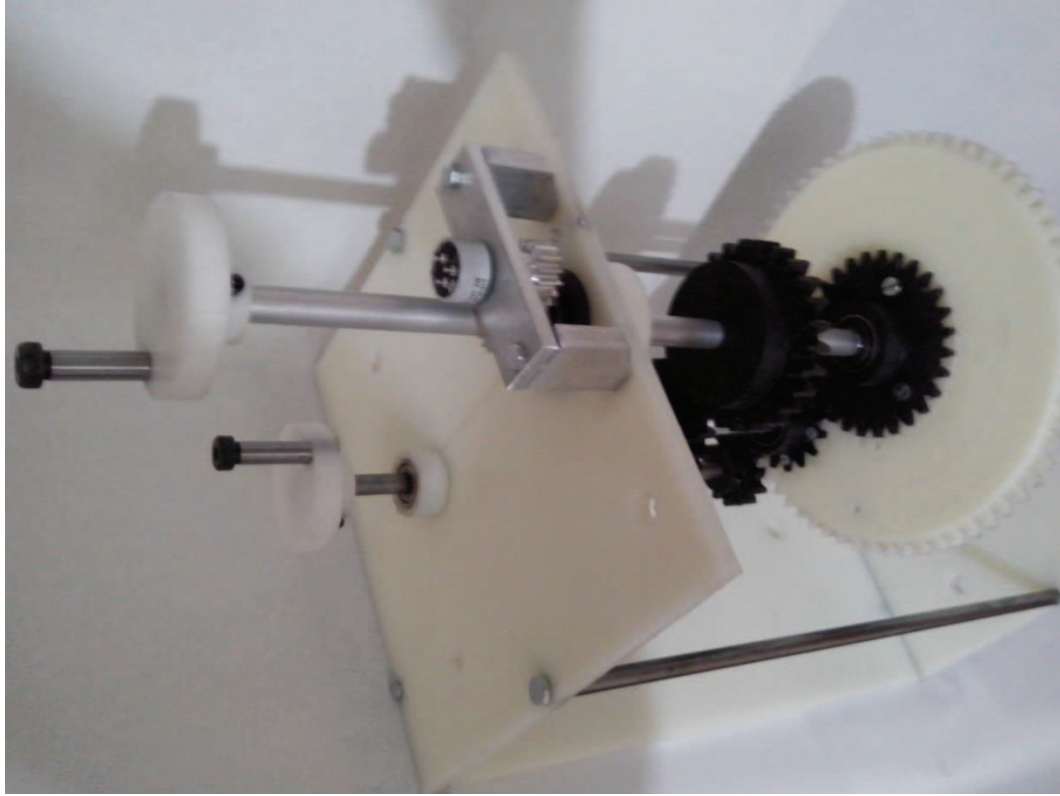
Fotografia.14



Fotografia.15



Fotografia.16

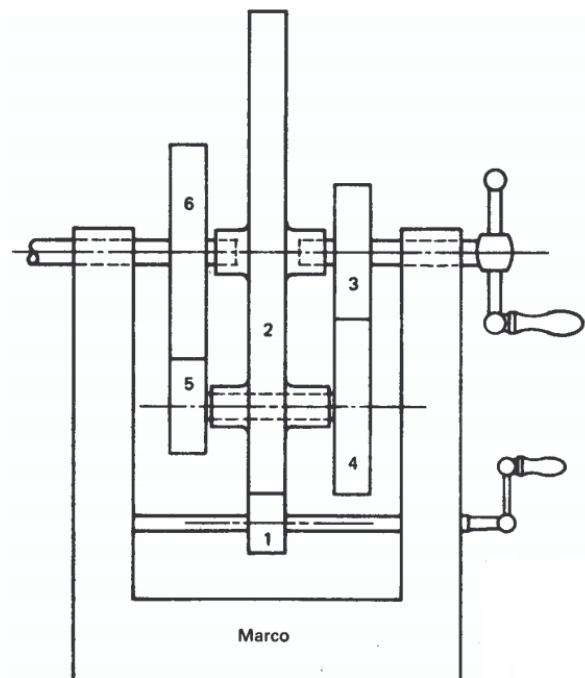


Fotografía. 17

CAPITULO IX. ANÁLISIS CINEMÁTICO DEL TREN DE ENGRANES.

9.1 TREN PLANETARIO DE ENGRANES.

Se muestra el tren planetario de engranes con dos grados de libertad, esta caja tiene 2 entradas de velocidad una a través del engrane 3 con una velocidad angular de entrada ω_3 y la otra a través del engrane 1 de velocidad angular ω_1 , a través de estas dos entradas de velocidad el objetivo principal es calcular la velocidad angular de salida ω_6 en el engrane 6.



Existen 2 trenes de engranes, uno es tren planetario y el otro es un tren simple, el tren planetario lo forman los engranes 3-4-5 y 6.

En el tren planetario la velocidad de entrada es a travez del primer eje con el engrane sol 3 rueda al engrane satelite 4, el engrane 4 hace rodar al engrane 5 a traves de un eje que los une, este eje lo soporta el brazo dentado 2 que forma parte del tren simple, y el engrane 5 impulsa al engrane sol 6 de salida.

Los ejes de los engranes 3 y 6 son diferentes, no son un mismo eje.

Ahora con el tren de engranes simple formado por los engranes 1 y 2

El engrane 1 es el impulsor e impulsa al brazo 2 este engrane impulsa a los engranes satélite 4 y 5.

9.2 CALCULOS DE LA VELOCIDAD ANGULAR DE SALIDA EN EL ENGRANE 6.

Las velocidades angulares: $\omega_1, \omega_2, \omega_3, \omega_4, \omega_5, \omega_6$

El número de dientes: $N_1=12, N_2=66, N_3=26, N_4=18, N_5=20$ y $N_6=24$

Las ecuaciones para determinar la velocidad de salida ω_6 son las siguientes:

Ecuación para determinar un tren simple de engranes.

$$\omega_{salida} = (-1)^k \frac{N_{impulsores}}{N_{impulsados}} \omega_{entrada} \quad \text{Ec.34}$$

Ecuación para determinar un tren planetario de engranes.

$$\frac{\omega_u - \omega_b}{\omega_p - \omega_b} = (-1)^k \frac{\pi N_{impulsores}}{\pi N_{impulsados}} \quad \text{Ec.35}$$

ω_b = velocidad angular del brazo

ω_u = velocidad angular ultima

ω_p = velocidad angular primera

k = este exponente es el número total de contactos epicíclicos entre pares de engranes que existan en la cadena seleccionada de engranes.

Los engranes 1 y 2 forman un tren simple y que debe ser analizado primero.

El engrane 1 será el de entrada $\omega_{entrada}$

El engrane 2 será el de salida ω_{salida}

El engrane 1 sera el impulsor y el engrane 2 sera el impulsado.

Hay un contacto epiciclico en el engrane 1 y 2, entonces $k = 1$

se sustituye en la Ec.34

$$\omega_{salida} = (-1)^k \frac{N_{impulsores}}{N_{impulsados}} \omega_{entrada}$$

$$\omega_{salida} = (-1)^1 \frac{N_1}{N_2} \omega_{entrada}$$

$$\omega_2 = (-1)^1 \frac{N_1}{N_2} \omega_1$$

Ahora se debe analizar el tren de engranes 3, 4, 5, 6.

El engrane 2 es el brazo y lo denotaremos con un subindice b asi ω_b

entonces:

$$\omega_b = \omega_2 = -\frac{N_1}{N_2} \omega_1$$

El engrane último es el engrane 6 ω_u

Ahora los engranes impulsores son: 3 y 5.

Y los impulsados son: 4 y 6.

Existen dos contactos epiciclicos entre los engranes 3-4 y 5-6, por lo tanto $k = 2$.

Se sustituyen los datos en la Ec.29

$$\frac{\omega_u - \omega_b}{\omega_p - \omega_b} = (-1)^2 \frac{(N_3)(N_5)}{(N_4)(N_6)}$$

$$\frac{\omega_u - \omega_b}{\omega_p - \omega_b} = \frac{(N_3)(N_5)}{(N_4)(N_6)}$$

$$\frac{\omega_6 - \left(-\frac{N_1}{N_2} \omega_1\right)}{\omega_3 - \left(-\frac{N_1}{N_2} \omega_1\right)} = \frac{(N_3)(N_5)}{(N_4)(N_6)}$$

$$\frac{\omega_6 + \frac{N_1}{N_2} \omega_1}{\omega_3 + \frac{N_1}{N_2} \omega_1} = \frac{(N_3)(N_5)}{(N_4)(N_6)}$$

$$\omega_6 + \frac{N_1}{N_2} \omega_1 = \frac{(N_3)(N_5)}{(N_4)(N_6)} \left(\omega_3 + \frac{N_1}{N_2} \omega_1\right)$$

$$\omega_6 + \frac{N_1}{N_2} \omega_1 = \frac{(N_3)(N_5)}{(N_4)(N_6)} \omega_3 + \frac{(N_3)(N_5) N_1}{(N_4)(N_6) N_2} \omega_1$$

$$\omega_6 = \frac{(N_3)(N_5)}{(N_4)(N_6)} \omega_3 + \frac{(N_3)(N_5) N_1}{(N_4)(N_6) N_2} \omega_1 - \frac{N_1}{N_2} \omega_1$$

$$\omega_6 = \frac{(N_3)(N_5)}{(N_4)(N_6)} \omega_3 + \left[\frac{(N_3)(N_5) (N_1)}{(N_4)(N_6) (N_2)} - \frac{N_1}{N_2} \right] (\omega_1)$$

9.3 RESULTADOS.

Ahora se muestra la ecuacion que da como resultado la velocidad de salida en el engrane 6.

$$\omega_6 = \frac{(N_3)(N_5)}{(N_4)(N_6)} \omega_3 + \left[\frac{(N_3)(N_5)(N_1)}{(N_4)(N_6)(N_2)} - \frac{N_1}{N_2} \right] (\omega_1) \quad \text{Ec.36}$$

Sustituyendo los valores por el número de dientes real que tiene la caja de engrane número de dientes se tiene:

$N_1=12$, $N_2=66$, $N_3=26$, $N_4=18$, $N_5=20$ y $N_6=24$

$$\omega_6 = \frac{(26)(20)}{(18)(24)} \omega_3 + \frac{(26)(20)}{(18)(24)} \left(\frac{12}{66} \omega_1 \right) - \frac{12}{66} \omega_1$$

$$\omega_6 = \frac{520}{432} \omega_3 + \frac{(520)}{(432)} \left(\frac{12}{66} \omega_1 \right) - \frac{12}{66} \omega_1$$

$$\omega_6 = \frac{520}{432} \omega_3 + \frac{65}{297} \omega_1 - \frac{12}{66} \omega_1$$

Se concluye con el resultado final para el cálculo de la velocidad teorica real de salida para la caja de engranes.

$$\omega_6 = \frac{65}{54} \omega_3 + \frac{1}{27} \omega_1 \quad \text{Ec.37}$$

CONCLUSIONES.

El proyecto que se desarrolló puede ser de gran utilidad para el mejor entendimiento del funcionamiento de un tren planetario de engranes, el visualizarlo puede ser de gran ayuda para tener un amplio conocimiento de lo que son trenes de engranes y la aplicación de sus ecuaciones.

El diseño está compuesto por elementos que se requiere de un equipo de maquinado como lo es básicamente un torno, fresadora y un dispositivo para determinar el número de dientes que se requiera, este prototipo puede ser elaborado de algún otro material y de bajo costo, con esto se concluye el objetivo del diseño que fue planteado en este proyecto.

En el análisis que se realizó se obtuvieron resultados favorables para este tren de engranes que fue compuesto básicamente por dos tipos de trenes; un tren simple que fueron los engranes 1-2 y el otro un tren planetario con los engranes 3-4-5-6, se aplicaron las ecuaciones necesarias para cada tren, se llegó a la ecuación final Ec.37 donde esta determina el valor de la velocidad final en el último engrane 6 del tren planetario.

Acerca de la generación de planos del prototipo fue una parte fundamental para el diseño de este proyecto, con esto se facilita el maquinado de las piezas que lo componen y ayuda a obtener mejores resultados.

BIBLIOGRAFÍA.

- [1] NORMA OFICIAL MEXICANA: NOM Z-3-1986 DIBUJO TECNICO – VISTAS.
- [2] NORMA OFICIAL MEXICANA: NOM Z-4-1986 DIBUJO TECNICO – LÍNEAS.
- [3] NORMA OFICIAL MEXICANA: NOM Z-5-1986 DIBUJO TECNICO – RAYADOS.
- [4] NORMA OFICIAL MEXICANA: NOM Z-6-1986 DIBUJO TECNICO – CORTES Y SECCIONES.
- [5] NORMA OFICIAL MEXICANA: NOM Z-23-1986 DIBUJO TECNICO – CLASIFICACIÓN DE LOS DIBUJOS SEGÚN SU PRESENTACIÓN.
- [6] NORMA OFICIAL MEXICANA: NOM Z-25-1986 DIBUJO TECNICO – ACOTACIONES.
- [7] NORMA OFICIAL MEXICANA: NOM Z-65-1986 DIBUJO TECNICO – ESCALAS.
- [8] NORMA OFICIAL MEXICANA: NOM Z-68-1986 DIBUJO TECNICO – DIMENSIONES Y FORMATOS DE LAS LÁMINAS DE DIBUJO.
- [9] Mott, Robert L. (2006) *Diseño de Elementos de Maquinas*. México: Prentice Hall, 4a edición.
- [10] Shigley, J. (2008) *Diseño en Ingeniería Mecánica*. New York: Mc Graw Hill, 8va edición.
- [11] Norton, Robert L. (2008) *Diseño de máquinas*. Pearson / Prentice-Hall, 3ra edición.
- [12] Chevalier, A. (2008) *Dibujo Industrial*. México: Limusa.
- [13] Pérez Moreno, R. (2006) *Análisis de Mecanismos y Problemas Resueltos*. México: Alfaomeg, 2da edición.