

Proyecto de Integración en Ingeniería Mecánica I

Proyecto Tecnológico

Diseño, manufactura y construcción de un prototipo didáctico de una caja de velocidades planetaria

Para obtener el título en

Ingeniería Mecánica

Presenta

Juan Carlos Olayo Garay

Matrícula

210303143

Asesor

Ing. Romy Pérez Moreno

Trimestre

14-0

México D.F., Enero, 2015

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, **JUAN CARLOS OLAYO GARAY**, 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.



AUTORIZACIÓN DE INSCRIPCIÓN A PROYECTO DE INTEGRACIÓN EN INGENIERÍA MECÁNICA



PI-A-MEC

Trimestre en que se autoriza la propuesta: Fecha:

PI-A-MEC

DATOS DEL ALUMNO

Nombre: Matriculad:

Correo personal:

Firma

ASESOR RESPONSABLE / DATOS DE LA EMPRESA

Nombre del asesor/Empresa: Lic. Martha Serrano Flores
No. económico: Adscripción/Departamento/Sección:

Área de investigación:

Correo institucional:

Firma

COASESOR O ASESOR EXTERNO / JEFE O RESPONSABLE LEGAL DE LA EMPRESA

Nombre del asesor/Jefe o Responsable legal:

No. económica/Teléfono: Adscripción/Puesto:

Área de investigación/Departamento:

Correo electrónico:

Firma

MODALIDAD DEL PROYECTO

- Proyecto tecnológico Proyecto de investigación Estancia profesional Experiencia profesional

TÍTULO DEL PROYECTO

Diseño, manufactura y construcción de un prototipo didáctico de una caja de velocidades planetaria.

OBJETIVO GENERAL

Diseñar, manufacturar y construir un prototipo didáctico de una caja de velocidades integrada por engranes planetarios, con el fin de apoyar en la experimentación de los mismo en la UEA laboratorio de mecanismos.

UNIDADES DE ENSEÑANZA APRENDIZAJE QUE SE AUTORIZAN

Clave	UEA	Trimestre de inicio de vigencia	Trimestre de fin de vigencia
1100118	Proyecto de Integración en Ingeniería Mecánica I	<input type="text" value="14P"/>	<input type="text" value="14O"/>
1100128	Proyecto de Integración en Ingeniería Mecánica II	<input type="text"/>	<input type="text"/>
1100138	Introducción al Trabajo de Investigación en Ingeniería Mecánica	<input type="text"/>	<input type="text"/>

Nombre y firma del Coordinador de Estudios

Dr. Hilario Terres Peña



Originales: Coordinador de Estudios; Coordinación de Sistemas Escolares.
Copias: Alumno; Asesor(es).

Dedicatoria

Llegar a este punto de mi vida con el apoyo de mi familia hace que me sienta orgulloso de mis raíces, esto es para ustedes:

A ti padre, Alfonso Olayo Sánchez, gracias a tus consejos y regaños hiciste nacer en mí el anhelo por alcanzar mis sueños. Te amo, agradezco a Dios por tenerte.

A ti madre, Aurora Garay Solís agradezco tu incomparable cariño y tus atenciones, lograste impulsarme hacia delante en todo momento, hacia esta meta que no solo es mía si no también tuya.

A ti hermano, Víctor Alfonso Olayo Garay, que siempre me haces feliz bajo cualquier circunstancia, mi gran compañero de vida, esto también es para tí.

A ti Josabeth Villa Pérez, mi amiga, compañera y novia, me inspiraste para iniciar y concluir esto. Mi agradecimiento, siempre.

Agradecimientos

A lo largo de mi vida he conocido a muchas personas que han dejado una huella en mí sin duda una de ellas es usted, Armando Barbosa Fernández, porque junto con su familia me abrieron las puertas de su casa y me ayudaron en todo lo que pudieron a pesar de que no me conocían. Le estoy totalmente agradecido por la gran amistad que me ha otorgado, espero nunca decepcionarlo. Este proyecto es en su nombre y el de su familia, porque Don Armando: “¡¡por fin lo logre!!”. Le doy las gracias por estar conmigo en esta parte fundamental de mi vida.

Le agradezco al Ingeniero Romy Pérez Moreno, que me dio la oportunidad de construir este proyecto bajo su tutoría. Gracias Ingeniero por ayudarme a terminar mi carrera y sobre todo a demostrar que puedo construir con esfuerzo todo lo que me proponga

Gracias amigos por comenzar conmigo. Ahora nuestros destinos se han separado sin embargo seguimos estando en el mismo camino de ser grandes profesionistas. Siempre sean felices y alcancen sus metas.

Resumen

Uno de los descubrimientos más importantes que ha realizado el hombre es la rueda; la evolución de esta a engrane ha sido partidaria de que el hombre pueda desarrollarse tecnológicamente.

Este proyecto pretende desarrollar la cinemática y el cálculo para el diseño de engranes rectos, estos mecanismos que se encuentran en nuestro alrededor y que son parte importante de algunas máquinas por ejemplo en automóviles, relojes, trituradoras industriales, en México máquinas tortilladoras por mencionar algunas. Por lo cual este trabajo muestra en sus diversos capítulos el inicio y las transformaciones que han sufrido este tipo de mecanismos a los largo del tiempo y que ahora son indispensables en máquinas.

El propósito de realizar este trabajo, es generar un prototipo de caja de velocidades, el cual utilice engranes planetarios para su funcionamiento. Además este proyecto servirá como un medio didáctico donde los alumnos principalmente de la carrera de ingeniería mecánica puedan observar cómo funciona y comprobar experimentalmente lo aprendido en la UEA de mecanismos.

El desarrollo de este escrito se enmarca en 6 capítulos, que inicia con la teoría general de los engranes la cual es fundamental si se quiere hacer uso de estos mecanismos, ya que son los principios con los que se inició toda la construcción de este prototipo. Se espera que todo lo manejado aquí puede llegar a servir si se quisiera realizar el análisis cinemático o el diseño de este u otras cajas de velocidades.

Como ingeniero especialmente mecánico saber de este tipo de elementos de máquinas es indispensable para poder realizar el diseño o el arreglo de las mismas.

Contenido

Índice de figuras	X
Índice de tablas	XII
Índice de fotografías.....	XIII
Capítulo 1 Definición del proyecto	1
1.1 Introducción	1
1.2 Antecedentes.....	2
1.3 Justificación	3
1.4 Objetivos.....	4
1.4.1 Objetivo general	4
1.4.2 Objetivos particulares	4
Capítulo 2 Marco teórico	5
2.1 Historia y evolución.....	5
2.2 Definición de engranaje.....	8
2.3 Principio de los engranes	9
2.4 Tipos de engranajes	10
2.4.1 Engranés rectos.....	10
2.4.2 Engranés helicoidales	11
2.4.3 Engranés cónicos.....	12
2.4.4 Cremallera	13
2.4.5 Tornillo sinfín	13
2.5 Trenes de engranajes.....	14
2.6 Aplicaciones de los sistemas de engranes planetarios	16
2.6.1 Diferencial	17
2.6.2 Transmisión.....	18
2.6.3 Embrague.....	19
Capítulo 3 Fundamentos para el diseño de engranes rectos.....	21
3.1 Nomenclatura de dientes de engranaje	21
3.2 Sistema de dientes.....	24
3.2.1 Interferencia por funcionamiento.....	26
3.3 Diferentes formas de los dientes	27
3.4 Trazo de involuta en dientes de engrane	30

3.5 Formulas generales para engranajes rectos	33
3.5.1 Según el sistema normal de módulo.....	33
3.5.2 Trazado de los dientes	34
3.6 Formación de dientes de engrane	36
3.6.2 Cepillado	38
3.6.3 Generación con fresa madre.....	39
3.6.4 Acabado	40
Capítulo 4 Cinemática de engranajes	42
4.1 Definición de cinemática.....	42
4.2 Ley fundamental del engrane	42
4.3 Cinemática de los trenes de engranaje	44
4.3.1 Tren simple de engranes.....	44
4.3.2 Tren compuesto de engranes	45
4.3.3 Tren planetario de engranes	46
Capítulo 5 Desarrollo del proyecto	53
5.1 Introducción.	53
5.2 Análisis cinemático	53
5.2.1 Cinemática de un tren de engranes planetario	53
5.2.2 Método de centros instantáneos.....	57
5.3 Cálculos para el diseño de engranes.....	60
5.4 Dibujos normalizados.....	66
5.5 Costos	91
5.5.1 Costos directos	91
5.6 Análisis de fabricación.....	92
5.7 Fotografías	118
Capítulo 6 Conclusiones	128
Bibliografía....	130
Anexos.....	131

Índice de figuras

Fig. 1	Molde chino para fabricar engranajes de bronce.....	5
Fig. 2	Mecanismo de Antikythera.....	5
Fig. 3	Engranaje helicoidal de Leonardo.....	7
Fig. 4	Engrane Recto.....	8
Fig. 5	Los trenes de engranajes y banda tienen un mecanismo de cuatro barras equivalente en cualquier posición instantánea.....	9
Fig. 6	Un engranaje externo.....	10
Fig. 7	Par de engranes rectos. El piñón impulsa el engrane.....	11
Fig. 8	Par de engranes helicoidales.....	11
Fig. 9	Engranes Cónicos.....	12
Fig. 10	Cremallera.....	13
Fig. 11	Tornillo sin fin.....	14
Fig. 13	Tren simple de engranes.....	15
Fig. 12	Tren compuesto de engranes.....	15
Fig. 14	Tren planetario de engranes.....	16
Fig. 15	Diferencial situado en el eje trasero de un automóvil. (a) para dar vuelta a una esquina, es preciso que las ruedas traseras giren a diferente velocidad. (b) diagrama no a escala de un diferencial que impulsa las ruedas traseras del automóvil.....	17
Fig. 16	Malate impulsado por dos motores [30].....	18
Fig. 17	Transmisión de marcha lenta de un tractor Cub 154 Lo-Boy. (de light Utility tractor Service Manual, vol. 1, 1a. Ed., Intertec Publishing Company, Kansas City, Missouri, 1975. Refiérase a las figuras 1H28, 1H29, 1H30 e 1H31.).....	19
Fig. 18	Embrague planetario.....	20
Fig. 19	Nomenclatura de dientes de engrane de evolvente.....	21
Fig. 20	El engrane muestra paso circular, vano, espesor del diente y el diámetro primitivo.....	22
Fig. 21	Elementos de diente de engranes rectos.....	23
Fig. 22	Partes principales del diente de engrane recto.....	24
Fig. 23	Ángulo de Backlash.....	26
Fig. 24	Elementos para tabla 3.1.....	28
Fig. 25	Desarrollo de la involuta.....	31
Fig. 26	Geometría del contacto y ángulo de presión de dientes de engrane de involuta.....	31

Fig. 27	Punto de paso, círculos primitivos, ángulo de presión, longitud de acción, arco de acción y ángulos de aproximación y recesión durante el engranado de un engrane piñón.	32
Fig. 28	Información tomada del libro A.L casillas, Máquinas Cálculos de Taller página 177.	33
Fig. 29	Información tomada del libro A.L. Casillas, Máquinas Cálculos de Taller página 181.	34
Fig. 30	Información tomada del libro A.L.Casillas, Máquinas Cálculos de Taller página 182	35
Fig. 31	Fresado de un engrane.....	37
Fig. 32	Generación de engranes rectos con una cortadora de piñón.	38
Fig. 33	Conformación de dientes con una cremallera. (Esta es una figura de pizarrón que J.E Shiley trazo hace cerca de 35 años en respuesta o una pregunta de un estudiante de la universidad de Michigan).....	39
Fig. 34	Generación de un engrane sinfín con fresa madre. (Cortesía de BostanGear Works, Inc.)	40
Fig. 35	Movimiento de un cuerpo.....	42
Fig. 36	Ley fundamental del engrane.	43
Fig. 37	Tren simple de engranes.	45
Fig. 38	Tren compuesto de engranes.	46
Fig. 39	Tren planetario de engranes.	47
Fig. 40	Determinación de la velocidad absoluta de la junta P.	48
Fig. 41	Determinación de la velocidad relativa de la junta P.....	49
Fig. 42	Tren Planetario de engranes.....	55
Fig. 43	Análisis cinemático de un tren de engranes planetarios compuesto con flujo de potencia ramificado, utilizando el método de centros instantáneos (o velocidad tangencial).....	57
Fig. 44	Partes que componen al diente.....	60
Fig. 45	Dibujo de involuta en <i>Solidworks</i> ®.	61
Fig. 47	Distancia entre ejes en <i>Solidworks</i> ®.....	62
Fig. 46	Engranes de 20 dientes en <i>Solidworks</i>	62
Fig. 48	Formado de figura de diente por el método de Grant en <i>Solidworks</i> ®.	64
Fig. 49	Trazado de circulo de base para formado de dientes en engrane corona en <i>Solidworks</i> ®.	65
Fig. 50	Engrane Corona.....	65
Fig. 51	Caja de velocidades planetaria en <i>Solidworks</i> ®.	126
Fig. 52	Caja de velocidades vista isométrica en <i>Solidworks</i> ®.....	126

Índice de tablas

Tabla 1	Tipos de trenes de Engranajes.	15
Tabla 2	Normas para engranes rectos.	25
Tabla 3	Paso Diametral.....	25
Tabla 4	Módulos.....	25
Tabla 5	Blacksh mínimo recomendado.....	27
Tabla 6	Factores para el cálculo de los tipos de dientes.	28
Tabla 7	Factores para Método de Grant.....	64
Tabla 8	Materiales para construcción de prototipo.	91
Tabla 9	Mano de Obra.....	91

Índice de fotografías

Foto 1	Sujeción de placa para engrane corona.	118
Foto 2	Maquinado de placa para engrane corona.	118
Foto 3	Anillo en el que se hará engrane corona.	118
Foto 4	Sujeción en cabezal divisor de engrane.	118
Foto 5	Barrenado y machueleado de engrane.	119
Foto 6	Buril con figura de diente.	119
Foto 7	Sujeción en mesa de ejes y maquinado en taladro de piso.	119
Foto 8	Maquinado de engrane corona.	119
Foto 9	Engrane Corona.	120
Foto 10	Maquinado en torno de cilindro para engrane 20 dientes.	121
Foto 11	Forma de dientes en fresadora.	121
Foto 12	Engrane 20 dientes con rebaba.	121
Foto 13	Engrane sin rebaba y terminado.	121
Foto 14	Engrane 20 Dientes Terminado.	122
Foto 15	Maquinado de placas de acrílico.	123
Foto 16	Barrenado de placas de acrílico.	123
Foto 17	Maquinado de placa eje de salida.	124
Foto 18	Potenciómetro de precisión.	124
Foto 19	Ensamblado de caja de velocidades planetaria.	125
Foto 20	Vista frontal Caja de velocidades planetaria.	125
Foto 21	Caja de velocidades planetaria finalizada.	127
Foto 22	Vista Superior de Caja de Velocidades Planetaria.	127

Capítulo 1 Definición del proyecto

1.1 INTRODUCCIÓN

Las cajas de engranajes (o cajas reductoras) están compuestas de trenes de engranajes que poseen ejes intermedios con diferentes etapas de reducción. Se utilizan para transmitir potencia cuando se requiere relaciones de transmisión o relaciones de par mayores que las logradas con engranajes simples. También se utilizan cuando se requiere una relación de transmisión variable, un cambio en el sentido de giro de los ejes o un ángulo de salida diferente.

Existen dos tipos básicos de trenes de engranajes atendiendo a la movilidad de los ejes intermedios: trenes fijos y trenes planetarios (también llamados epicicloidales).

Con esto queda demostrado que los engranes planetarios son de gran importancia, ya que son elementos de máquinas capaces de reducir o aumentar velocidades, por lo cual en Ingeniería Mecánica toman un gran papel en el diseño.

En la Universidad Autónoma Metropolitana, Unidad Azcapotzalco (UAM-A), es impartida la UEA de Laboratorio de mecanismos, la cual ayuda a desarrollar de forma práctica lo aprendido durante la UEA Mecanismos. Uno de los temas presente en el contenido sintético trata sobre engranajes planetarios, el cual al ser estudiado por los alumnos presenta dificultades para su comprensión. Es bien sabido que el material didáctico es de gran importancia para los alumnos de ingeniería mecánica con el fin adquirir más conocimientos sólidos.

Es por esto que diseñar y construir un material didáctico con el que se puedan apoyar, hará que se comprendan mejor estos temas. Con la ayuda de este proyecto se observará el funcionamiento de los engranes y se podrán comprobar experimentalmente la teoría aprendida.

1.2 ANTECEDENTES

Trabajos realizados para el Laboratorio de mecanismos se tiene el de “Diseño y construcción de tres mecanismos didácticos de cuatro elementos (RRRR, RRRP y RRPR)” el cual fue realizado en el año 2007 por el alumno Hiram Ezequiel Chávez Bedoy en la UAM-A. Este proyecto consistió en la elaboración de mecanismos fáciles de ajustarse en sus dimensiones, de uso didáctico, que sirven de manera experimental para los alumnos; se realizó mediante el diseño y la construcción de eslabones, juntas y tres mesas que sirvieron para la experimentación con mecanismos de cuatro barras, manivela corredera y manivela inversión tipo I, en los cuales se podían variar las dimensiones.

Se han realizado algunos proyectos relacionados con engranes planetarios, como el de la tesis “Análisis Cinemático de un tren planetario pentaxial” realizado por Rodrigo Reyes Serranode la Escuela Superior de Ingeniería Mecánica y Eléctrica, Unidad Azcapotzalco (ESIME) del Instituto Politécnico Nacional (IPN) en el año 2010. En el cual se realizó el diseño virtual de un tren de engranes Humpage (con cinco ejes de movimiento), con lo cual se obtuvieron 96 velocidades diferentes de salida mediante el cálculo cinemático.

Además la siguiente tesis “Diseño Cinemático del Reductor EpicicloidallHumpage, Derivado del Proyecto de Investigación SIP N° 20070288” por Diana Rodríguez Islas de ESIME, Unidad Azcapotzalco del IPN en el año 2010.

Se realizaron los cálculos cinemáticos y el diseño de un reductor Humpage, donde se analizó la velocidad de salida y la relación de reducción del diseño. Además de esto se establecieron las partes que conformar el reductor de manera física mediante la propuesta de dientes de los engranes además de utilizar la metodología cinemática, generando un prototipo.

En otras universidades, como en la Universidad de Pretoria en Sudáfrica donde se presentó la tesis "InternalVibrationMonitoring Of A PlanetaryGear-box" realizada por el alumno Marc Ryan de Smidt para obtener el grado de *Master of Engineering* en 2009; en este trabajo se realizó la instalación de transductores de vibración en engranes planetarios y se encontró un método en el cual se podían medir los datos de vibraciones en los epiciclos en cajas de velocidades por medio de acelerómetros montados en el tren planetario.

En la Universidad de Guanajuato se presentó la tesis "Análisis cinemático, diseño y construcción de una transmisión didáctica de engranes de tres velocidades", realizada por Iván Esteban Villalón Turrubiates en el año 2000; en el cual se realizó una caja de transmisión de velocidades automotriz con el objetivo de dar un panorama más general de cómo funcionan. Para esto se realizaron cálculos cinemáticos y el diseño para poder construir dicho conjunto y así tener material didáctico para alumnos de ingeniería mecánica que puedan emplear en la práctica.

1.3 JUSTIFICACIÓN

Los engranes son elementos mecánicos útiles para modificar la velocidad en una máquina. El interés de poder desarrollar este proyecto surge de la necesidad en la UEA Laboratorio de mecanismos de contar un prototipo

donde puedan ser estudiados, ya que se ha observado que los engranes planetarios son difíciles de conceptualizar para los alumnos de ingeniería mecánica de la UAM-A.

Con este desarrollo se pretende complementar de manera práctica los conocimientos teóricos de los alumnos, de forma que este prototipo permita observar y comprobar dichos estudios.

Con ello los alumnos podrán tener una visión más amplia del funcionamiento de los mismos, desde las más simples máquinas hasta aquellas de última tecnología donde los engranes sean sus elementos que lo hagan cumplir sus funciones.

1.4 OBJETIVOS

1.4.1 Objetivo General

- Diseñar, manufacturar y construir un prototipo didáctico de caja de velocidades integrada por engranes planetarios, con el fin de apoyar en la experimentación de los mismos en la UEA Laboratorio de mecanismos.

1.4.2 Objetivos Particulares

- Diseñar los engranes planetarios rectos y los componentes que integren la caja de velocidades propuesta, considerando en el diseño la ubicación de sensores de posición angular.
- Elaborar los planos de detalle de las piezas a maquinar bajo las normas NOM-Z-3-1986, NOM-Z-4-1986, NOM-Z-5-1986, NOM-Z-6-1986, NOM-Z-23-1986, NOM-Z-25-1986, NOM-Z-65-1986, NOM-Z-68-1986, NOM-Z-74-1986.
- Manufacturar y construir la estructura con materiales resistentes y de fácil manipulación para el usuario.

Capítulo 2 Marco teórico

2.1 HISTORIA Y EVOLUCIÓN

Desde épocas muy remotas se han utilizado cuerdas y elementos fabricados en madera para solucionar los problemas de transporte, impulsión, elevación y movimiento. Nadie sabe a ciencia cierta dónde ni cuándo se inventaron los engranajes. La literatura de la antigua China (Fig.1), Grecia, Turquía y Damasco construyeron engranajes pero no aportan muchos detalles de los mismos.



Fig. 1 Molde chino para fabricar engranajes de bronce
(Siglos II a. C. a III d. C.).

El mecanismo de engranajes más antiguo de cuyos restos disponemos es el mecanismo de Antikythera (Fig. 2). 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.



Fig. 2 Mecanismo de Antikythera.

Por citas de Cicerón se sabe que el de Antikythera no fue

un ejemplo aislado sino que existieron al menos otros dos mecanismos similares en esa época, contruidos 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.

En China también se han conservado ejemplos muy antiguos de máquinas con engranajes. Un ejemplo es el llamado "carro que apunta hacia el Sur" (120-250 d. C.), un ingenioso mecanismo que mantenía el brazo de una figura humana apuntando siempre hacia el Sur gracias al uso de engranajes diferenciales epicicloides. Algo anteriores, de en torno a 50 d. C., son los engranajes helicoidales tallados en madera y hallados en una tumba real en la ciudad china de Shensi.

No está claro cómo se transmitió la tecnología de los engranajes en los siglos siguientes. Es posible que el conocimiento de la época del mecanismo de Antikythera sobreviviese y contribuyese al florecimiento de la ciencia y la tecnología en el mundo islámico de los siglos IX al XIII. Por ejemplo, un manuscrito andalusí del Siglo XI menciona por vez primera el uso en relojes mecánicos tanto de engranajes epicíclicos como de engranajes segmentados. Los trabajos islámicos sobre astronomía y mecánica pueden haber sido la base que permitió que volvieran a fabricarse calculadoras astronómicas en la Edad Moderna. En los inicios del Renacimiento esta tecnología se utilizó en Europa para el desarrollo de sofisticados relojes, en la mayoría de los casos destinados a edificios públicos como catedrales.

Leonardo Da Vinci, muerto en Francia en 1519, dejó numerosos dibujos y esquemas de algunos de los mecanismos utilizados hoy diariamente, incluido varios tipos de engranajes de tipo helicoidal (Fig. 3).

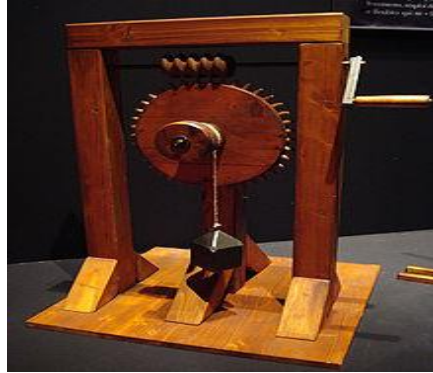


Fig. 3 Engranaje helicoidal de Leonardo.

Los primeros datos que existen sobre la transmisión de rotación con velocidad angular uniforme por medio de engranajes, corresponden al año 1674, cuando el famoso astrónomo danés Olaf Roemer (1644-1710) propuso la forma o perfil del diente en epicicloide.

Robert Willis (1800-1875), considerado uno de los primeros ingenieros mecánicos, fue el que obtuvo la primera aplicación práctica de la epicicloide al emplearla en la construcción de una serie de engranajes intercambiables. De la misma manera, de los primeros matemáticos fue la idea del empleo de la evolvente de círculo en el perfil del diente, pero también se deben a Willis las realizaciones prácticas. A Willis se le debe la creación del odontógrafo, aparato que sirve para el trazado simplificado del perfil del diente de evolvente.

Es muy posible que fuera el francés Phillipe de Lahire el primero en concebir el diente de perfil en evolvente en 1695, muy poco tiempo después de que Roemer concibiera el epicicloidal.

La primera aplicación práctica del diente en evolvente fue debida al suizo Leonhard Euler (1707). En 1856, Christian Schiele descubrió el sistema de fresado de engranajes rectos por medio de la fresa madre, pero el procedimiento no se llevaría a la práctica hasta 1887, a base de la patente Grant [1].

2.2 DEFINICIÓN DE ENGRANAJE

Se denomina engranaje o ruedas dentadas al mecanismo utilizado para transmitir potencia de un componente a otro dentro de una máquina (Fig. 4). Los engranajes están formados por dos ruedas dentadas, de las cuales la mayor se denomina “engrane” y la 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 de 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 ha de realizar un trabajo. De manera que una de las ruedas está conectada por la fuente de energía y es conocido como engrane motor o piñón y la otra está conectada al eje que debe recibir el movimiento del eje motor y que se denomina engrane conducido. Si el sistema está compuesto de más de un par de ruedas dentadas, se denomina “tren”. La principal ventaja que tienen las transmisiones por engrane respecto de la transmisión por poleas es que no patinan como las poleas, con lo que se obtiene exactitud en la relación transmisión [1].



Fig. 4 Engrane Recto.

2.3 PRINCIPIO DE LOS ENGRANES

La forma más simple de transferir movimiento rotatorio de un eje a otro es mediante un par de cilindros rodantes. Siempre que haya suficiente fricción en la interfaz rodante, este mecanismo funcionara bastante bien. No habrá deslizamiento entre los cilindros hasta que la fuerza de fricción máxima disponible en la junta sea excedida por demandas de transferencia del par de torsión.

Una variación en este mecanismo es lo que hace que un automóvil o una bicicleta se muevan a lo largo de una carretera. Tanto las transmisiones de cilindros rodantes como las de banda o cadena tienen equivalentes de mecanismos articulados como se muestra en la (Fig. 5)

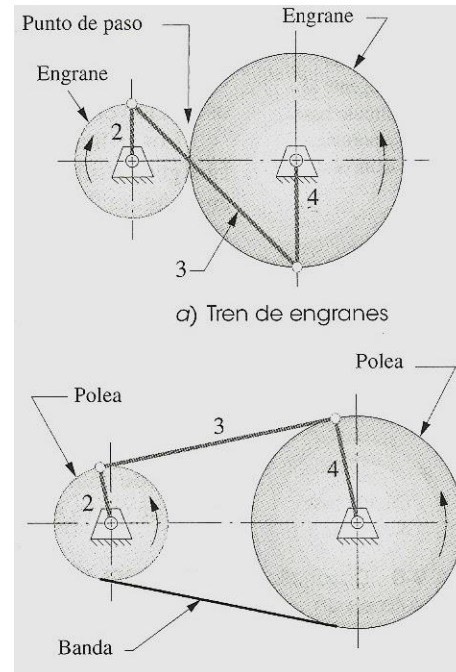


Fig. 5 Los trenes de engranajes y banda tienen un mecanismo de cuatro barras equivalente en cualquier posición instantánea [2].

Estos mecanismos articulados efectivos son válidos solo en una posición instantánea: sin embargo, se muestra que estos dispositivos solo son otra variante del mecanismo articulado de cuatro barras disfrazado.

Las desventajas principales del mecanismo de impulsión de cilindros rodantes o de banda lisa son la capacidad de par de torsión relativamente baja y la posibilidad de deslizamiento. Algunos mecanismos impulsores requieren ajuste de fase absoluto de los ejes de entrada y salida para propósitos de sincronía. Un ejemplo común es la transmisión de tren de válvulas en un motor

automotriz. Las levas de las válvulas deben mantenerse en fase con el movimiento del pistón del motor, o el motor no funcionara apropiadamente. Un mecanismo de impulsión de banda lisa o cilindro rodante del cigüeñal al árbol de levas no garantizaría un ajuste de fase correcto. En este caso se requiere algún medio para evitar el deslizamiento

Esto casi siempre requiere agregar algunos dientes a los cilindros rodantes, que se convierten así en engranes, como se muestra en la (Fig. 6), y juntos reciben el nombre de juego de engranes. Cuando los engranes se colocan encastrados para formar un juego de engranes como éste es usual referirse al más pequeño como el piñón y al otro como el engrane [2].

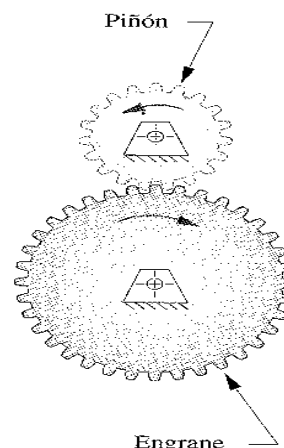


Fig. 6 Un engranaje externo [2].

2.4 TIPOS DE ENGRANAJES

2.4.1 Engranes Rectos

Los *engranes rectos* tienen dientes rectos y paralelos al eje del árbol que los sostiene. La forma curva de las caras de los dientes de engranes rectos tiene una geometría especial. Llamada de curva involuta, que se describe después en este capítulo. Con esta forma, es posible que dos engranes trabajen juntos con una transmisión de potencia uniforme y positiva. También la Fig. 7 muestra la vista lateral de los dientes de engranes rectos, donde se aprecia con claridad la forma de la curva involuta en los dientes. Los ejes que sostiene los engranes son paralelos [3].

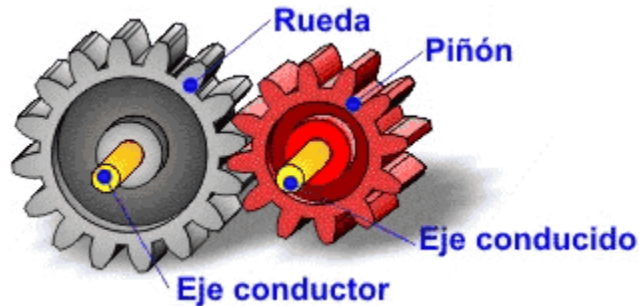


Fig. 7 Par de engranes rectos. El piñón impulsa el engrane.

2.4.2 Engranes Helicoidales

Los dientes de los *engranes helicoidales* forman un ángulo con respecto al eje del árbol. El ángulo se llama *ángulo de hélice* y puede ser virtualmente cualquier ángulo. Los ángulos típicos van desde unos 10 hasta unos 30°, pero son prácticos los ángulos hasta de 45°. Los dientes helicoidales trabajan con más uniformidad que los dientes rectos, y los esfuerzos son menores. En consecuencia, se puede diseñar un engrane helicoidal menor para determinada capacidad de transmisión de potencia, en comparación con los engranes rectos. Una desventaja de los engranes helicoidales es que se genera una fuerza axial, llamada fuerza de empuje, además de la fuerza de impulsión de acnía tangente al cilindro básico sobre el que se disponen los dientes. El diseñador debe considerar la fuerza de empuje al seleccionar cojinetes, para que sostengan al eje durante su operación. Los ejes donde se montan engranes



Fig. 8 Par de engranes helicoidales.

helicoidales suelen ser paralelos entre sí. Sin embargo, existe un diseño especial, llamado de engranes helicoidales cruzados, con ángulos de hélice de 45° , por lo que los ejes trabajan a 90° entre sí (Fig. 8) [3].

2.4.3 Engranes Cónicos

Los *engranes cónicos* tienen dientes colocados como elementos sobre la superficie de un cono. Los dientes de los engranes cónicos rectos parecen semejantes a los del engrane recto, pero tiene lados inclinados entre sí, son más anchos en el exterior y más estrechos hacia la parte superior del cono.



Fig. 9 Engranes Cónicos.

En forma típica, operan en ejes a 90° entre sí. En realidad, con frecuencia esta es la causa para especificar engranes cónicos en un sistema de transmisión. Especialmente los engranes cónicos diseñados pueden trabajar en ejes que formen cierto ángulo entre sí, distinto de 90° . Cuando se fabrican los

engranes cónicos con sus dientes formando un ángulo de hélice similar al de los engranes helicoidales, se les llama *engranes cónicos espirales*, se les llama *engranes cónicos espirales*. Trabajan en forma más constante que los cónicos rectos, y pueden ser menores para determinada capacidad de transmisión de potencia. Cuando ambos dos engranes cónicos en un par tiene el mismo número de dientes, se les llama de engranes de inglete; solo se usan para cambiar 90° la dirección del eje. No existe cambio de velocidad (Fig. 9) [3].

2.4.4 Cremallera

Una *cremallera* es un engrane en línea recta que se mueve en línea, en vez de girar. Cuando un engrane circula encaja en una cremallera, como se ve en la fig. 10, a la combinación se le llama *accionamiento por piñón y cremallera*. Habrá el lector escuchando ese término aplicado al mecanismo de la dirección de un automóvil, o a alguna parte de maquinaria [3].

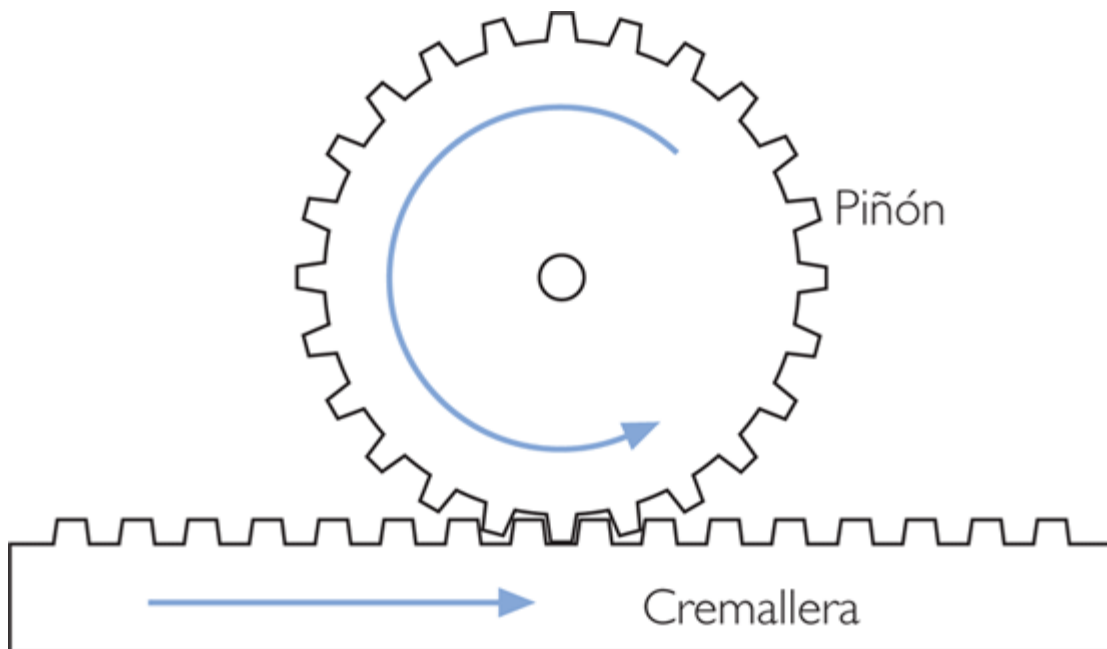


Fig. 10 Cremallera

2.4.5 Tornillo sinfín

Un *tornillo sinfín* o *gusano* y su respectiva *rueda sinfín* trabajan en ejes que forman 90° entre sí. En el caso típico, tienen una relación de reducción de velocidad bastante grande, en comparación con otros tipos de engranes. El sinfín es el impulsor, y su corona es el engrane impulsado. Los dientes del sinfín parecen roscas de la corona para el sinfín pueden ser rectos, como los dientes de engranes rectos, o pueden ser helicoidales. Con frecuencia, la

forma del perfil de la punta de los dientes de la corona se agranda para envolver parcialmente las rocas del sinfín y corona es que tiene una eficiencia mecánica algo menor que la mayor parte de los demás tipos de engranes, porque tiene mucho contacto con frotamiento entre las superficies de las rocas del gusano y los lados de los dientes de la corona. (Fig.11)[3]



Fig. 11 Tornillo sin fin.

2.5 TRENES DE ENGRANAJES

Los engranes se pueden combinar de muy diversas formas, pero las posibles combinaciones básicas se listan en la tabla 1. A cualquier arreglo de engranes se le llama tren de engranes. En la Fig. 12 se muestra un tren simple, cada engrane está montado sobre un eje independiente y fijo al marco de referencia. Un tren compuesto se muestra en la Fig. 13 donde existen cuatro ejes, todos ellos sin movimiento. Cada uno de los ejes contiene uno o dos engranes y necesariamente las velocidades angulares de los engranes que comparten cada eje en la misma. El movimiento de los engranes en un tren planetario es más complejo que en los dos anteriores, pero se puede distinguir

fácilmente en la Fig. 14. El nombre del tren planetario lo toma por la semejanza que tiene el movimiento del engrane 4 con el de un satélite natural alrededor de un planeta, por lo tanto al engrane 4 se le conoce como satélite y al engrane con eje fijo como engrane sol. En un tren de engranes planetario, la pieza que mantiene a un radio constante al engrane satélite del sol se llama brazo y puede ser una simple barra o un engrane con eje fijo que soporte al engrane satélite [4].

Tabla 1 Tipos de trenes de Engranajes [4].

Tipo	Ejes en movimiento	Engranajes por eje
Simple	Ninguno	Uno
Compuesto	Ninguno	Más de uno
Planetario	Al menos uno	Uno o más de uno

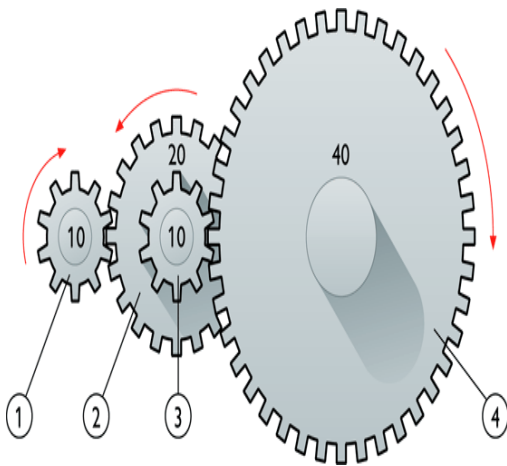


Fig. 13 Tren compuesto de engranes.

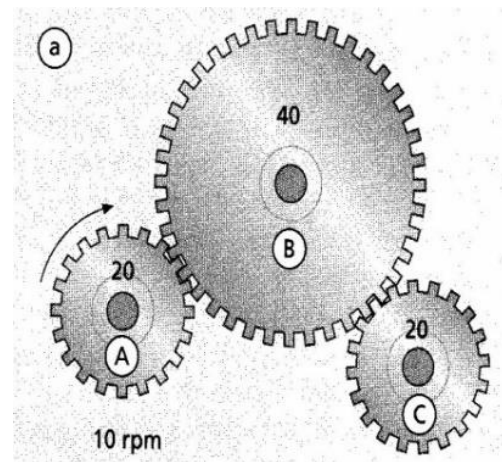


Fig. 12 Tren simple de engranes.

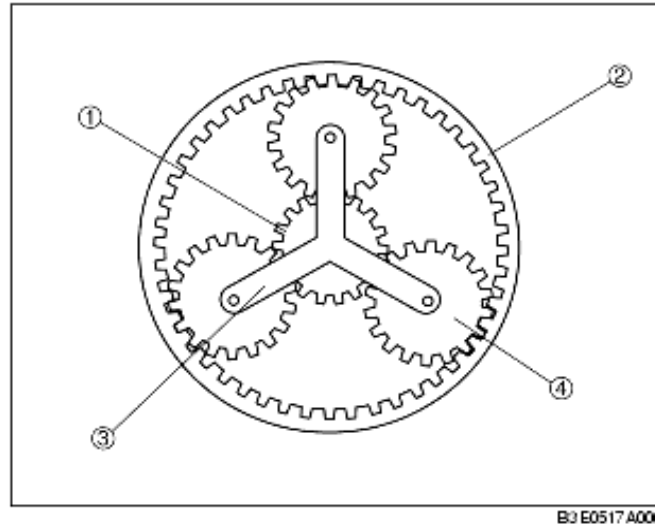


Fig. 14 Tren planetario de engranes.

2.6 APLICACIONES DE LOS SISTEMAS DE ENGRANES-PLANETARIOS

Los trenes de engranes planetarios representan un costo de fabricación y mantenimiento más alto que el de los trenes de engranes ordinarios, pero los diseñadores podrían optar por utilizarlos por dos razones. Primera, hay algunas situaciones en las que se requieren dos grados de libertad. Segunda, cuando se trata de transmisión de potencia con un grado de libertad de un eje de entrada a un eje de salida, muchas veces es posible lograr la misma razón de engranes en un espacio más reducido, y transmitir más potencia, si se utilizan trenes de engranes planetarios en un lugar de ordinarios.

Describiremos brevemente aquí tres clases de aplicaciones de los trenes de engranes planetarios a fin de ilustrar su utilidad [5].

2.6.1 Diferencial

Si se permite a un tren de engranes planetario conservar sus dos grados de libertad, se le llama *diferencial*. Como ya vimos, los diferenciales resultan útiles cuando es necesario combinar dos entradas para producir una salida. Por ejemplo, el diferencial de un automóvil, que se muestra en la Fig.15, permite que las dos ruedas traseras giren con diferente velocidad en las curvas. Sin los dos grados de libertad, las dos ruedas tendrían que girar a la misma velocidad, aunque están recorriendo diferentes distancias en el mismo tiempo. El resultado sería que una rueda derraparía y se deslizaría al dar vuelta a una esquina.

Los diferenciales también son útiles para combinar la salida de dos motores. Las grúas y malacantes, por ejemplo, se pueden operar de forma mucho más segura si se emplean dos motores para suministrar la potencia. Si un motor falla, el otro sigue moviendo la carga (a velocidad reducida). En el ejemplo que se muestra en la Fig.16, el motor de la derecha impulsa el engrane sol, y el motor de la izquierda impulsa el engrane anular. El portador (la jaula) se conecta a la flecha de salida que enrolla el cable en el tambor. Ambos motores giran con la misma velocidad y en la misma dirección, y el portador también gira en la misma velocidad y en la misma dirección. Si uno de los motores falla, el portador es impulsado por el motor restante a la mitad de la velocidad original [5].

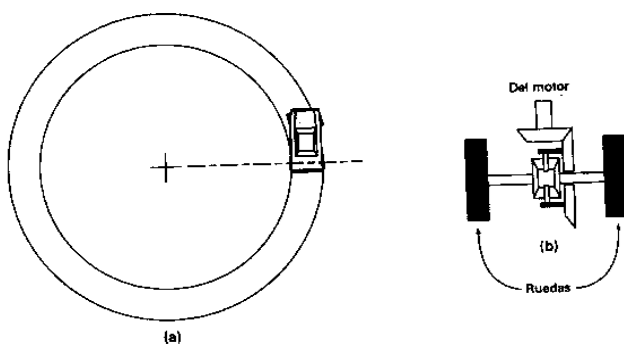


Fig. 15 Diferencial situado en el eje trasero de un automóvil. (a) para dar vuelta a una esquina, es preciso que las ruedas traseras giren a diferente velocidad. (b) diagrama no a escala de un diferencial que impulsa las ruedas traseras del automóvil [5].

2.6.2 Transmisión

Si en un tren de engranes debe transmitir potencia de un solo eje de entrada a un solo eje de salida, debe tener un solo grado de libertad (no dos, como en la aplicación anterior). Llamamos *transmisión* a semejante tren de engranes porque transmite potencia de la entrada (impulsora) a la salida (impulsora). Se puede utilizar un tren de engranes planetario que funcione como transmisión, fijando un miembro a tierra y eliminando un grado de libertad [5].

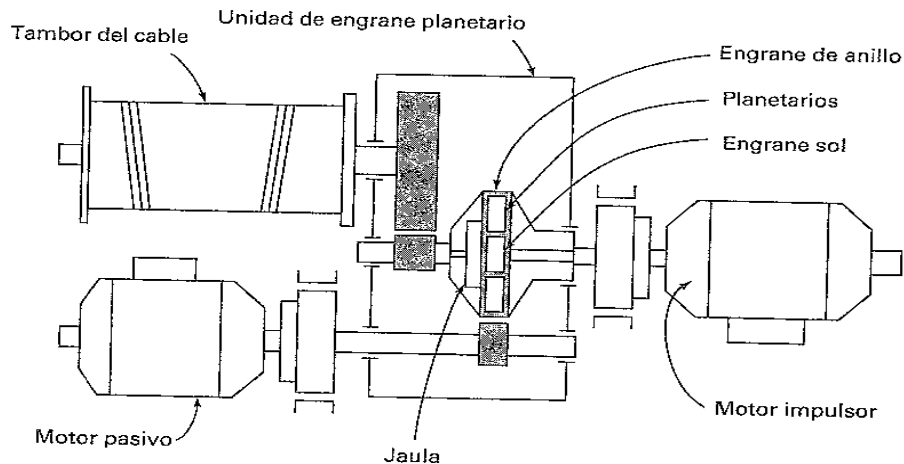
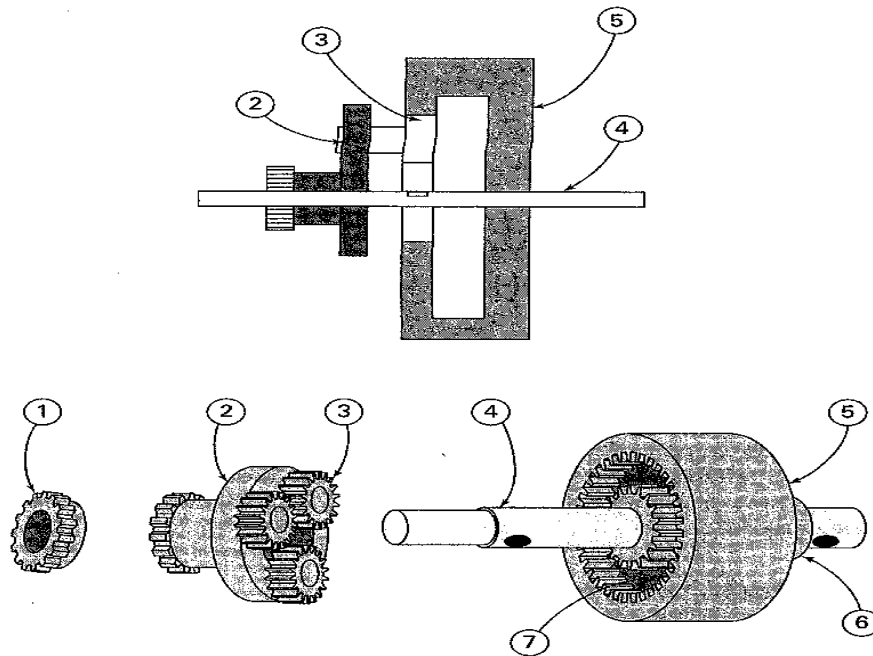


Fig. 16 Malate impulsado por dos motores [5].

La transmisión "de marcha lenta" que se muestra en la Fig. 17 ilustra esta aplicación. La transmisión de marcha lenta es una opción que ofrecen algunos fabricantes de tractores como reductores adicionales de la velocidad; se utiliza cuando el tractor necesita moverse con extrema lentitud o proporcionar un par motor extra a las ruedas. El engrane anular interno 5 se mete a presión en su alojamiento, lo que lo fija a tierra y elimina un grado de libertad. Cuando el motor hace girar el engrane sol 4, los planetarios 3 y su portador 2 se ven obligados a moverse en órbita alrededor del engrane sol. Al dar

vuelta el portador, el engrane bajo conectado al girar también, a una velocidad más lenta que el engrane sol. En este ejemplo, el engrane sol es el impulsor, el brazo es el miembro impulsado y el tren de engranes planetarios actúa como reductor de la velocidad [5].



Vista en explosión de la transmisión de marcha lenta

1. Engrane de impulsión directa
2. Placa de impulsión de baja velocidad
3. Engrane planetario
4. Engrane sol y eje (entrada)
5. Alojamiento de engrane principal
6. Retén
7. Placa de desgaste

Fig. 17 Transmisión de marcha lenta de un tractor Cub 154 Lo-Boy. (de light Utility tractor Service Manual, vol. 1, 1a. Ed., Intertec Publishing Company, Kansas City, Missouri, 1975. Refiérase a las figuras 1H28, 1H29, 1H30 e 1H31).[5]

2.6.3 Embrague

Como ya se apuntó, los conjuntos de engranes planetarios poseen inherentemente dos grados de libertad. Si aprovechamos esta ventaja, podemos utilizar un tren planetario para transmitir potencia o bien como “rueda libre” (es decir, para girar sin transmitir potencia del eje de entrada al eje de salida). Esto se ilustra en la Fig. 18. En este ejemplo, el engrane sol es el engrane

impulsor y el portador es el miembro impulsado. Cuando el tope está en la posición baja (como se muestra en la ilustración), tanto el engrane anular como los engranes planetarios están libres para girar, y el sistema tiene dos grados de libertad. No se transmitirá potencia del sol de entrada al portador de salida; en vez de ello, el engrane sol impulsara los dos engranes planetarios en direcciones de rotación iguales pero opuestas. Puesto que el engrane anular puede girar libremente, esta rotación de los engranes planetarios hará que el engrane anular marche en vacío en sentido anti horario. El portador no girara porque los engranes planetarios experimentan fuerzas de reacción iguales pero opuestas. Cuando el tope está en la posición levantada, evita que el engrane anular gire. Si el engrane anular no puede girar, el sistema tiene un grado de libertad menos. Al girar el engrane sol, giraran tanto los engranes planetarios como el portador, y se transmitirá potencia a través del portador al eje de salida [5].

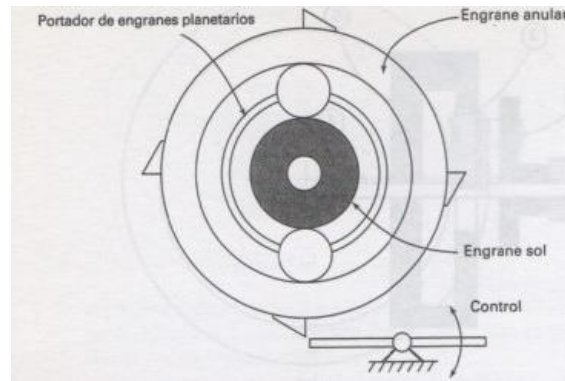


Fig. 18 Embrague planetario [5].

Capítulo 3 Fundamentos para el diseño de engranes rectos

3.1 NOMENCLATURA DE DIENTES DE ENGRANAJE

En la Fig. 19 se muestra una parte de un engrane recto representativo junto con la nomenclatura estándar. Algunas de las expresiones se explican en esta sección. Los engranes rectos tienen forma cilíndrica (tienen superficies de paso cilíndricas) y operan en ejes paralelos. Sus dientes son rectos y paralelos a los ejes. Los círculos de paso de engranes embonados son tangentes entre sí; ruedan uno sobre el otro sin deslizarse [5].

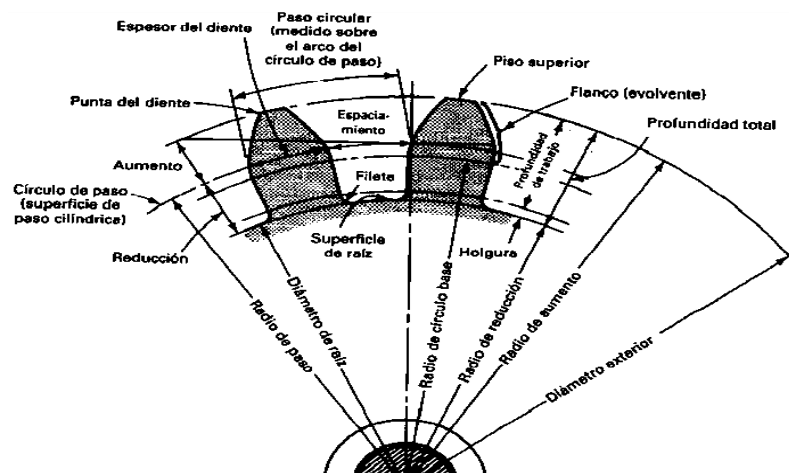


Fig. 19 Nomenclatura de dientes de engrane de evolvente [5].

Paso Circunferencial. Los engranajes pueden tener infinidad de tamaños, y se precisa definir una unidad de medida; la manera más simple está caracterizada por el paso, y este se determina por la distancia de un punto de un diente a otro correspondiente al diente siguiente. Como ya se dijo, los engranajes pueden estar asimilados a dos cilindros lisos correspondientes a los

Diámetros primitivos; por tanto se medirá el paso sobre el diámetro primitivo, dándosele el nombre de paso circunferencial, y si, por ejemplo, tenemos que un engranaje tiene 10 milímetros de paso, este será medido en el Diámetro primitivo, correspondiendo 5 milímetros al espesor del diente y 5 milímetros al espacio entre dos dientes (Fig. 20).

El paso circunferencial esta dado, y la longitud del Diámetro primitivo desarrollada dependerá del número de diente del engranaje.

El Diámetro primitivo desarrollado es igual al paso, multiplicado por el número de dientes

$$\text{Diámetro Primitivo} = P \times N \quad (1)$$

P = Paso circunferencial

N = Numero de dientes.

El Diámetro primitivo según A. L. Casillas [6], por tanto, es igual a

$$\frac{P \times N}{\pi} \text{ o } \frac{P}{\pi} \times N ; \pi = 3.1416 \quad (2)$$

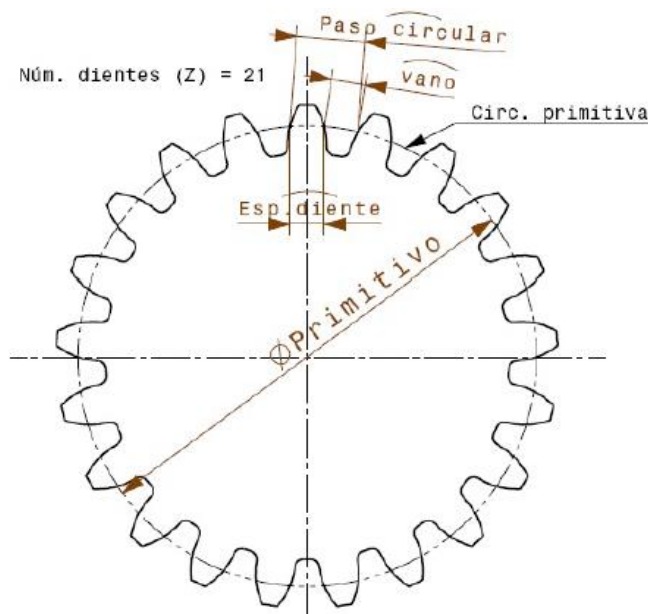


Fig. 20 El engrane muestra paso circular, vano, espesor del diente y el diámetro primitivo.

El módulo no solo sirve para caracterizar los Diámetros de un engranaje si no que los dientes están también relacionados con él; las diferentes partes del diente se detallan en la Fig. 21.

- h = Altura total del diente
- L = Altura de la cabeza del diente
- l = Altura del pie del diente
- R = Radio del pie del diente
- P = Paso Circunferencial
- e = Espesor del diente
- c = Espacio entre dientes

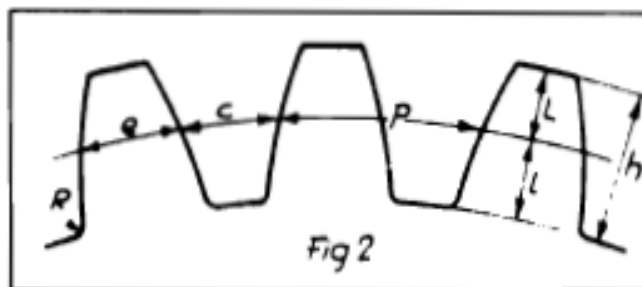


Fig. 21 Elementos de diente de engranes rectos [6].

$$h = 2.167 \times \text{Módulo} \quad (3)$$

$$L = \text{Módulo} \quad (4)$$

$$l = 1.167 \times \text{Módulo} \quad (4)$$

$$R = 0.3 \times \text{Módulo (máximo)} \quad (5)$$

Formulas

$$P = c + e = 3.1416 \times \text{Módulo} \quad (6)$$

$$e = 0.5 \times P \quad (7)$$

$$c = 0.5 \times P \quad (8)$$

Diámetro Exterior = D_e

Este diámetro está compuesto del Diámetro primitivo. D_p , más dos veces el Módulo.

$$D_e = D_p + 2M \quad (9)$$

O Módulo multiplicado por el número de dientes más dos.

$$D_e = M \times (N + 2) \quad (10)$$

Diámetro Interior = D_i

Es igual al Diámetro primitivo, menos dos veces la altura del pie del diente.

$$D_i = D_p - (2 \times l) \quad (11)$$

Distancia entre ejes o centros de dos ruedas. Esta distancia es igual a la mitad de la suma de los Diámetros primitivos.

A = Distancia entre ejes

$$A = \frac{D_p + d_p}{2} = \frac{N + n}{2} \times M \quad (12)$$

3.2 SISTEMA DE DIENTES

Un sistema de dientes es una norma que especifica las relaciones que implican la cabeza (addendum), la raíz (dedendum), la profundidad de trabajo, el espesor del diente y el ángulo de presión. El ángulo de presión se define como el ángulo entre el eje de transmisión o línea de acción (normal común) y la dirección de la velocidad en el punto de paso. Al principio, las normas se planean para posibilitar el intercambio de engranes con cualquier número de dientes, pero con el mismo ángulo de presión y paso (Fig. 22) [1].

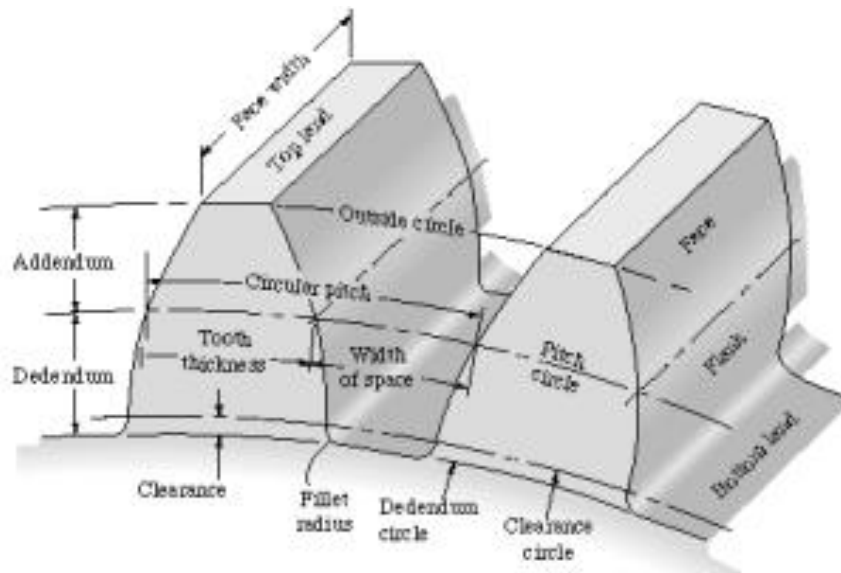


Fig. 22 Partes principales del diente de engrane recto.

La tabla 2 contiene las normas más empleadas para engranes rectos. En algún tiempo se usó un ángulo de presión de 14.5° para estos engranes, pero en la actualidad esta medida es obsoleta, ya que los engranes resultantes tenían que ser comparativamente más grandes para evitar problemas de interferencia.

Las tablas 3 y 4 resultan útiles para seleccionar el paso o el módulo de un engrane. Por lo general, se dispone de cortadores para los tamaños que se proporcionan en estas tablas [7].

Tabla 2 Normas para engranes rectos [7].

Sistema de dientes	Angulo de presión Φ , grados	Cabeza (addendum) a	Raíz (dedendum) b
Profundidad total	20	1/ P_d o bien 1m	1.25/ P_d o bien 1.25m
			1.35/ P_d o bien 1.35m
	22 ½	1/ P_d o bien 1m	1.25/ P_d o bien 1.25m
			1.35/ P_d o bien 1.35m
	25	1/ P_d o bien 1m	1.25/ P_d o bien 1.25m
			1.35/ P_d o bien 1.35m
Dientes cortados	20	0.8/ P_d o bien 0.8m	1/ P_d o bien 1m

Tabla 3 Paso Diametral [7].

Paso diametral	
Basto	2, 2 ¼, 2 ½, 3, 4, 6, 8, 10, 12, 16
Fino	20, 24, 32, 40, 48, 64, 80, 96, 120, 150, 200

Tabla 4 Módulos [7].

Módulos	
Preferidos	1, 1.25, 1.5, 2, 2.25, 3, 4, 5, 6, 8, 10, 12, 16, 20, 25, 32, 40, 50
Siguiente elección	1.125, 1.375, 1.75, 2.25, 2.75, 3.5, 4.5, 5.5, 7, 9, 11, 14, 18, 22, 28, 36, 45

3.2.1 Interferencia por funcionamiento

La “Interferencia por Funcionamiento” tiene lugar cuando un diente de una de las ruedas entra en contacto con el de la otra en un punto que "no está tallado" como función evolvente, tanto en el caso de que se pretenda engranar fuera de "segmento de engrane", como en el que se pretenda engranar en un punto de este segmento que no esté tallado como perfil de evolvente.

En la Fig. 23 se puede apreciar el potencial efecto de la interferencia de funcionamiento, para lo cual se prevé una holgura circunferencial determinada, llamada también juego o “backlash”. En la Tabla 5 se suministran algunos valores indicativos de juegos mínimos recomendados para el buen funcionamiento de engranajes de paso basto. Un efecto contraproducente que puede traer el “backlash” o golpeteo, es que puede no transferir toda la carga de manera uniforme y genera condiciones de potencial rotura por fatiga [1].

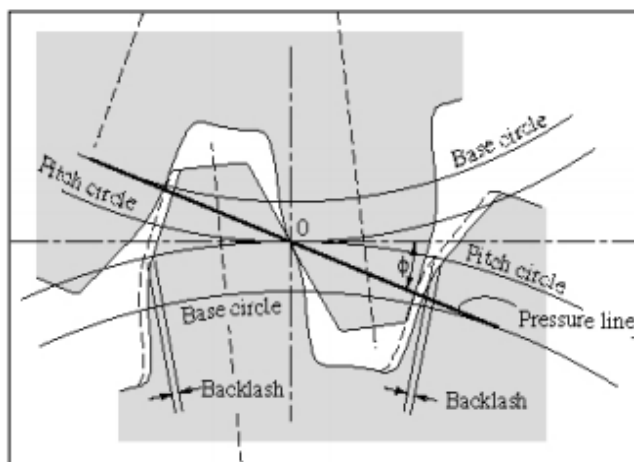


Fig. 23 Ángulo de Backlash [1].

Holgura mínima recomendada.

Diametral pitch p_d , in. ⁻¹	Center distance, c_d , in.				
	2	4	8	16	32
	Backlash, b_f , in.				
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

Tabla 5 Backsh mínimo recomendado [1].

3.3 DIFERENTES FORMAS DE LOS DIENTES

Aparte del sistema de dentado ya descrito, existen otros perfiles de dientes, los cuales vamos a detalla.

En función de la distinta exigencia de la construcción moderna de máquinas y elementos de tracción, fue preciso estudiar engranajes de elevadas condiciones de resistencia, modificando los ángulos de presión, y uno de los que primero se conoció fue el diente <<Stub>>, traducido al español <<diente sin punta>>.

Esta innovación se debe a la casa americana FellowsShaper Co., que en 1899 aplico este sistema a diversos organismos de máquinas; su resultado fue excelente, y se generalizo muy lentamente, encontrando su lugar preferente en la industria del automóvil y maquinas-herramientas.

Posteriormente la casa R. D. Nuttall Co. Siguió análogo procedimiento de dentado, marcando sus normas de una manera distinta a Fellows, según veremos después: ambas casas muestran una diversa opinión relacionada con las alturas de la cabeza y del pie del diente, a partir (claro está) del círculo primitivo, y veamos en qué consisten esas diferencias, advirtiendo antes que respecto al ángulo de presión existe una completa conformidad.

La comisión de normalización alemana (DIN) adopta el sistema de diente <<Stub>> conservando las alturas normales del diente; también la American Standard en su norma tiene una ligera variación, por tanto vamos a comparar los distintos sistemas tomando por referencia el diámetro Pitch núm. 4, equivalente al módulo 6.35 (Fig. 24 y tabla 6) [6].

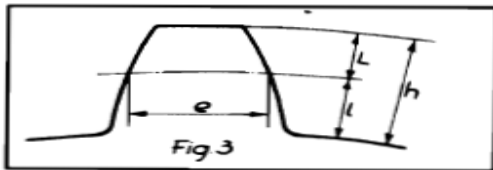


Fig. 24 Elementos para tabla 6 [6].

Tabla 6 Factores para el cálculo de los tipos de dientes [6].

SISTEMA	Diametral PITCH	e	L	l	h	Diferencia en altura con el diente normal	Angulo de presión
Fellows	$\frac{4}{5}$	0,3927	0,200	0,250	0,450	0,0893 — = 2,26 mm	20°
Nuttall	4	0,3927	0,1963	0,2355	0,4318	0,1075 — = 2,73 mm	20°
Americano Standard	4	0,3927	0,200	0,250	0,450	0,0893 — = 2,26 mm	20°
Dimensiones en pulgadas							

Referente a las características fundamentales que deben conocerse sobre estos sistemas son las siguientes: *Norma Fellows*, los numeradores representan al diametral Pitch por el que se determina el Diámetro primitivo, y los denominadores el Diametral Pitch que servirá para determinar las alturas de los dientes:

Fórmulas:

$$\text{Diámetro primitivo} = \frac{\text{Numero de dientes}}{\text{Numerador diametral Pitch}} \quad (13)$$

$$\text{Diámetro exterior} = \text{Diámetro primitivo} + \left(2 \times \frac{1}{\text{Denominador Diametral Pitch}} \right) \quad (14)$$

$$\text{Altura de la cabeza del diente} = \frac{1}{\text{Denominador diametral Pitch}} \quad (15)$$

Norma Nutal

Fórmulas:

$$\text{Altura de la cabeza del diente} = 0.250 \times \text{Paso circunferencial} \quad (16)$$

$$\text{Altura del pie del diente} = 0.300 \times \text{Paso circunferencial} \quad (17)$$

$$\text{Diámetro primitivo} = \frac{\text{Numero de dientes}}{\text{Diametral Pitch}} \quad (18)$$

$$\text{Diametral Pitch} = \frac{\text{Numerododientes}}{\text{Diametroprimitivo}} \quad (19)$$

$$\text{Paso circunferencial} = \frac{3.1416}{\text{diametral Pitch}} = \frac{\text{Diametro primitivo} \times 3.1416}{\text{Numero de dientes}} \quad (20)$$

Norma American Standard A, G. M. A. (Asociación Americana de Fabricantes de Engranajes)

Fórmulas:

$$\text{Altura de la cabeza del diente} = \frac{0.8}{\text{diametral Pitch}} = 0.2546 \times \text{Paso} \quad (21)$$

$$\text{Altura del pie del diente} = \frac{1}{\text{Diametral Pitch}} = 0.3183 \times \text{Paso} \quad (22)$$

$$\text{Altura total del diente} = \frac{1.8}{\text{Diametral Pitch}} = 0.5729 \times \text{Paso} \quad (23)$$

$$\text{Diametral Pitch} = \frac{3.1416}{\text{Paso}} = \frac{\text{Numerodedientes}}{\text{Diametro primitivo}} \quad (24)$$

$$\text{Paso circunferencial} = \frac{3.1416}{\text{diametral Pitch}} = \frac{\text{diametro primitivo} \times 3.1416}{\text{Numero de dientes}} \quad (25)$$

$$\text{Diámetro primitivo} = \frac{\text{Numero de dientes}}{\text{Diametral Pitch}} = \frac{\text{Numero de dientes} \times \text{Paso}}{3.1416} \quad (26)$$

$$\text{Diámetro exterior} = \frac{\text{Numero de dientes} + 1.6}{\text{Diametral Pitch}} \quad (27)$$

$$\text{Espesor del diente en el diámetro primitivo} = \frac{1.5708}{\text{Diametral Pitch}} = 0.5 \times \text{Paso} \quad (28)$$

Hasta aquí lo que se refiere a la forma de diente <<Stub>> 20° de ángulo de presión, y conviene hacer presente que estas son las normas empleadas universalmente; a pesar de las diversas comisiones de normalización que en casi todas las naciones trabajan para normalizar la mecánica, nada concreto que las supere o mejore puede mencionarse, si bien es digno de tenerse en cuenta el trabajo realizado por el C. N. M: (Comité de Normalización Francés), el cual adopto un perfil de diente que lo emplea ya la industria francesa, cuyo fundamento viene siendo el ángulo de presión 20°.

$$\text{Altura de la cabeza del diente} = 0.75 \times \text{Módulo} \quad (29)$$

$$\text{Altura del pie del diente} = 0.95 \times \text{Módulo} \quad (30)$$

3.4 TRAZO DE INVOLUTA EN DIENTES DE ENGRANE

La involuta es una curva que se genera al desarrollar una cuerda tirante de un cilindro (llamado involuta), como se muestra en la Fig. 25. Obsérvese lo siguiente sobre esta curva involuta: La cuerda siempre es tangente al cilindro.

El centro de curvatura de la involuta siempre está en el punto de tangencia de la cuerda con el cilindro.

Una tangente a la involuta siempre es normal a la cuerda, la longitud de la cual es el radio instantáneo de curvatura de la curva involuta.

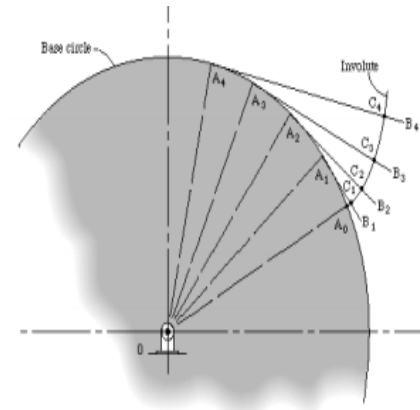


Fig. 25 Desarrollo de la involuta [1].

La Fig. 26 muestra dos involutas en cilindros distintos en contacto o “engranados”. Estas representan dientes de engrane. Los cilindros de los que se desenrolla la cuerda se llaman círculos base de los engranes respectivos. Obsérvese que los círculos base son necesariamente más pequeños que los círculos de paso, los cuales son los radios de los cilindros rodantes originales, r_p y r_g . Los dientes del engrane deben proyectarse tanto por debajo como por arriba de la superficie del cilindro rodante (círculo de paso) y la involuta solo existe afuera del círculo base. El exceso de diente que sobresale por encima del círculo de paso es la cabeza, mostrada a_p y a_g para el piñón y engrane, respectivamente. Estos son iguales en el caso de dientes de engrane de profundidad completa estándar.

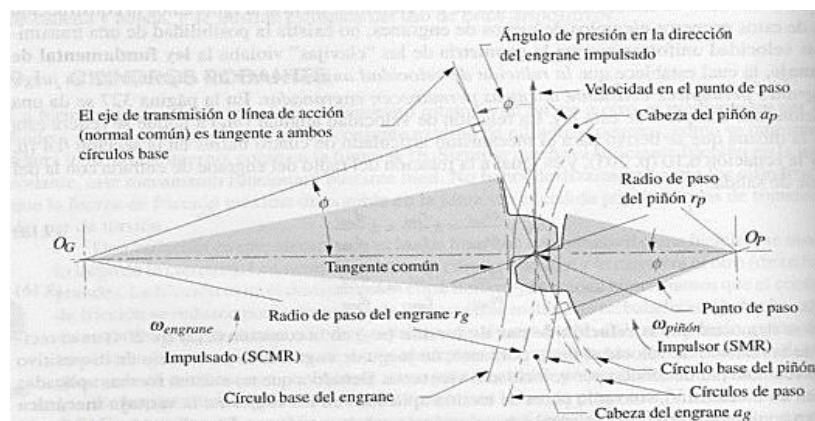


Fig. 26 Geometría del contacto y ángulo de presión de dientes de engrane de involuta [2].

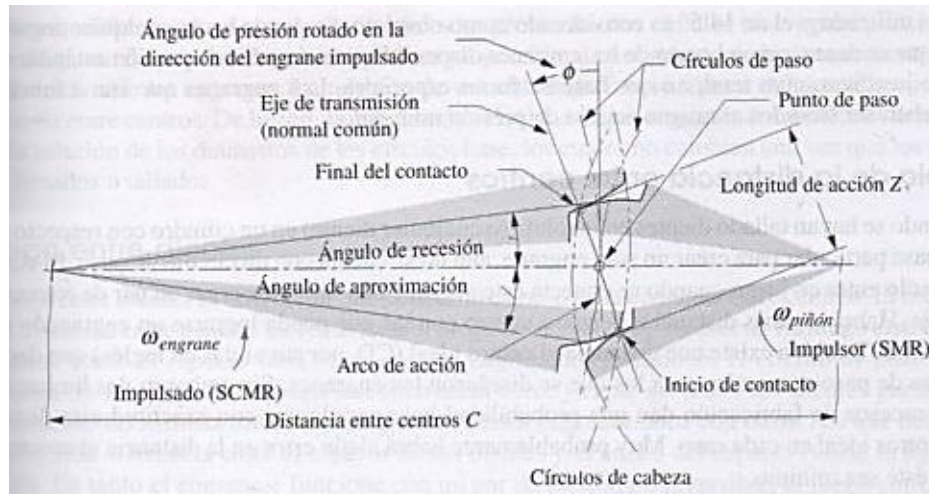


Fig. 27 Punto de paso, círculos primitivos, ángulo de presión, longitud de acción, arco de acción y ángulos de aproximación y recesión durante el engranado de un engrane piñón [2].

Existe una tangente común a ambas curvas en el punto de contacto, y una normal común, perpendicular a la tangente común. Obsérvese que la normal común en realidad constituye las “cuerdas” de ambas involutas, las cuales son colineales. Por tanto, la normal común, que también es el eje de transmisión, siempre pasa por el punto de paso sin importar donde está en contacto los dos diente.

La Fig. 27 muestra un par de formas de diente involuta en dos posiciones: antes de iniciar el contacto y en el punto final del contacto. Las normales comunes de estos dos puntos de contacto pasan por el mismo punto de paso. Esta propiedad de la involuta confirma la ley fundamental de engranaje. La relación del radio del engrane impulsor con el radio del engrane impulsado permanece constante a medida que los dientes entran y salen del engranado [2].

3.5 Fórmulas Generales para Engranajes Rectos

3.5.1 Según el sistema normal de módulo.

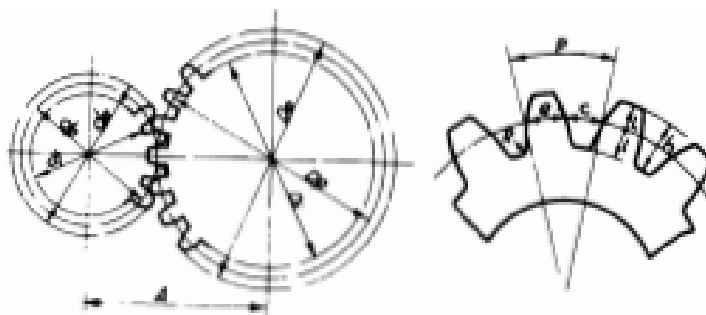


Fig. 28 Información tomada del libro A.L casillas, Máquinas Cálculos de Taller página 177 [6].

P = Paso
M = Modulo
DP = Diámetro primitivo
De = Diámetro exterior
Di = Diámetro interior
c= Espacio entre dientes
e=Espesor del diente

Designación

h = Altura total del diente
L = Altura de la cabeza del diente
ℓ = Altura del pie del diente.
R = Radio del pie del diente
A=Distancia entre ejes o centros

Fórmulas:

$$M = \frac{P}{\pi} = \frac{DP}{N} = \frac{De}{N + 2} \quad (31)$$

$$P = M \times \pi \quad (32)$$

$$Dp = M \times N \quad (33)$$

$$De = M \times (N + 2) \quad (34)$$

$$Di = Dp - (2M \times 1.167) \quad (35)$$

$$c = \frac{P}{2} = M \times 1.5708 \quad (36)$$

$$e = \frac{P}{2} = M \times 1.5708 \quad (37)$$

$$h = M \times 2.167 \quad (38)$$

$$A = \frac{Dp+dp}{2} = \frac{N+n}{2} \times M \quad (39)$$

$$L = M \quad (40)$$

$$\ell = M \times 1.167 \quad (41)$$

$$R = 0.3 \times M = \frac{c}{6} \quad (42)$$

3.5.2 Trazado de los dientes

Para engranes con menos de 30 dientes

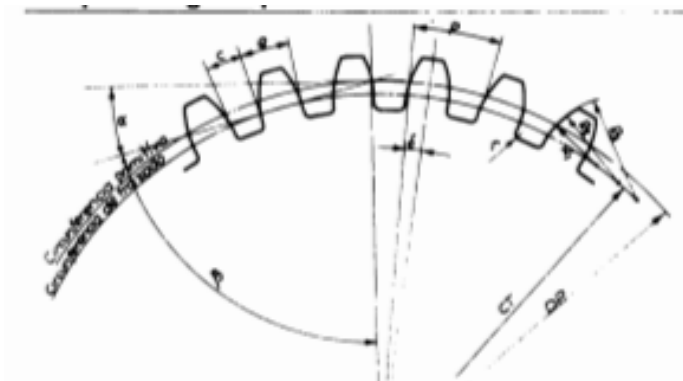


Fig. 29 Información tomada del libro A.L. Casillas, Máquinas Cálculos de Taller página 181 [6].

Designación

P = Paso
M = Modulo
c = Espacio entre dientes
CT = Diámetro del circulo de trazado.
R₁ R₂ R₃ = Radios para el trazado del diente.

Φ = Angulo de presión
λ = Angulo de flanco.
e = Espesor del diente.
DP = Diámetro primitivo.
r = Radio

β = Angulo de complemento.
N = Numero de dientes.

Fórmulas:

$$P = M \times 3.1416; M = \frac{P}{3.1416} = \frac{DP}{N} = \frac{DE}{N+2}; DP = M \times N \quad (43)$$

$$e = 0.5 \times P = DP \times \text{Sen } \lambda; c = 0.5 \times P \text{ (Holgura neutra)}; \lambda = \frac{90^\circ}{N}$$

Para $\lambda = 15^\circ$ $\lambda = 75^\circ$

$$\frac{CT = 0.96592 \times DP \quad R_1 = 0.07 \times DP \quad R_2 = 0.22 \times DP \quad R_3 = 0.33 \times DP}{\text{Para } \lambda = 14\frac{1}{2}^\circ \quad \lambda = 75^\circ} \quad (45)$$

$$\frac{CT = 0.96815 \times DP \quad R_1 = 0.068 \times DP \quad R_2 = 0.22 \times DP \quad R_3 = 0.33 \times DP}{\text{Para } \lambda = 20^\circ \quad \lambda = 75\frac{1}{2}^\circ} \quad (46)$$

$$\frac{CT = 0.93969 \times DP \quad R_1 = 0.068 \times DP \quad R_2 = 0.2140 \times DP \quad R_3 = 0.321 \times DP}{r = 0.3 \times M \text{ (Maximo)} \quad \text{Cos } 2 \times DP = CT} \quad (47)$$

Con más de 30 dientes

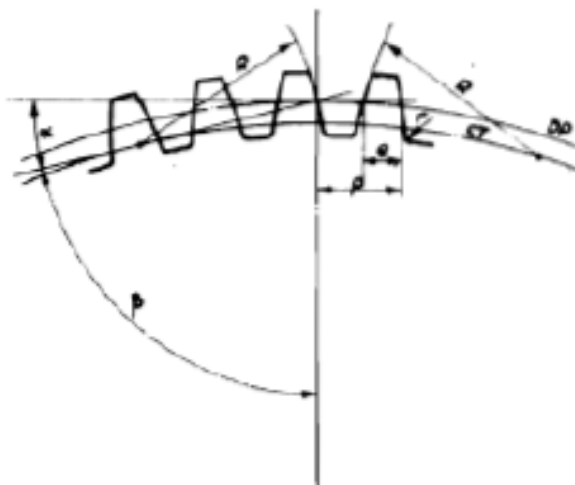


Fig. 30 Información tomada del libro A.L.Casillas, Máquinas Cálculos de Taller página 182 [6]

Designación	Fórmulas
DP = Diámetro primitivo.	$P = M \times 3.1416$
CT = Diámetro del círculo de trazado.	$M = \frac{P}{3.1416} = \frac{DP}{N} = \frac{DE}{N + 2}$
r = Radio del pie del diente.	$e = 0.5 \times P; C = 0.5 \times P$
R = Radio para trazado del diente.	$DP = M \times N$
P = Paso.	<i>Para $x = 14\frac{1}{2}^\circ; \beta = 75\frac{1}{2}^\circ$.</i>
c = Espacio entre dientes.	$CT = 0.96815 \times DP$ (48)
e = espesor del diente.	<i>Para $x = 15^\circ; \beta = 75^\circ$</i>
x = Angulo de presión	$CT = 0.96592 \times DP$ (49)
β = Angulo del complemento.	<i>Para $x = 20^\circ; \beta = 70^\circ$</i>
N = Numero de dientes.	$CT = 0.93969 \times DP$ (50)
M = Módulo.	$R = \frac{DP}{8}$
Holgura neutra	$r = 0.3 \times M$ (Maximo)
	$\cos 2 \times DP = CT$

3.6 FORMACIÓN DE DIENTES DE ENGRANE

Existe una gran variedad de procedimientos para formar los dientes de engranes, como fundición en arena, moldeo en cascara, fundición por revestimiento, fundición en molde permanente, fundición de matriz y fundición centrífuga. Los dientes se forman también mediante el proceso de metalúrgica de polvos o, por extrusión, se puede formar una sola barra de aluminio y luego rebanarse en engranes. Los engranes que soportan grandes cargas, en comparación con su tamaño, suelen fabricarse de acero y se cortan con cortadoras formadoras o con cortadoras generadoras. En el corte de formado, el espacio del diente forma diferente del perfil del diente se mueve en relación con el disco del engrane, para obtener la forma adecuada del diente. Uno de los métodos más recientes y prometedores de formado de dientes se llama formado en frío o laminado en frío, en el que uno dado ruedan contra discos de acero para formar dientes. Las propiedades mecánicas del metal se mejoran mucho mediante el proceso de laminado, y al mismo tiempo se obtiene un perfil generado de alta calidad. Los dientes de engranes se maquinan por fresado, cepillado o con fresa madre. Se terminan mediante cepillado, bruñido, esmerilado o pulido.

Los engranes hechos a partir de termoplásticos como nailon, policarbonatos o acetal son bastante populares y se fabrican fácilmente mediante moldeo por inyección. Estos engranes son de baja a mediana precisión, de bajo costo para cantidades de alta producción y una capacidad de carga ligera, que pueden usarse con lubricación [7].

3.6.1 Fresado

Los dientes de los engranes se pueden cortar con una fresadora de forma, para adaptarse al espacio del diente. En teoría cuando se emplea este método se necesita utilizar una fresa diferente para cada engrane, porque uno con 25 dientes, por ejemplo, tendrá un espacio del diente con forma diferente a uno que cuente, digamos, con 24. En realidad, el cambio en espacio no es tan grande y se ha determinado que se pueden utilizar solamente ocho fresas para cortar con precisión razonable cualquier engrane, en el rango de 12 dientes hasta la cremallera. Por supuesto se requiere un juego separado de fresas para cada paso (Fig. 31) [7].



Fig. 31 Fresado de un engrane.

3.6.2 Cepillado

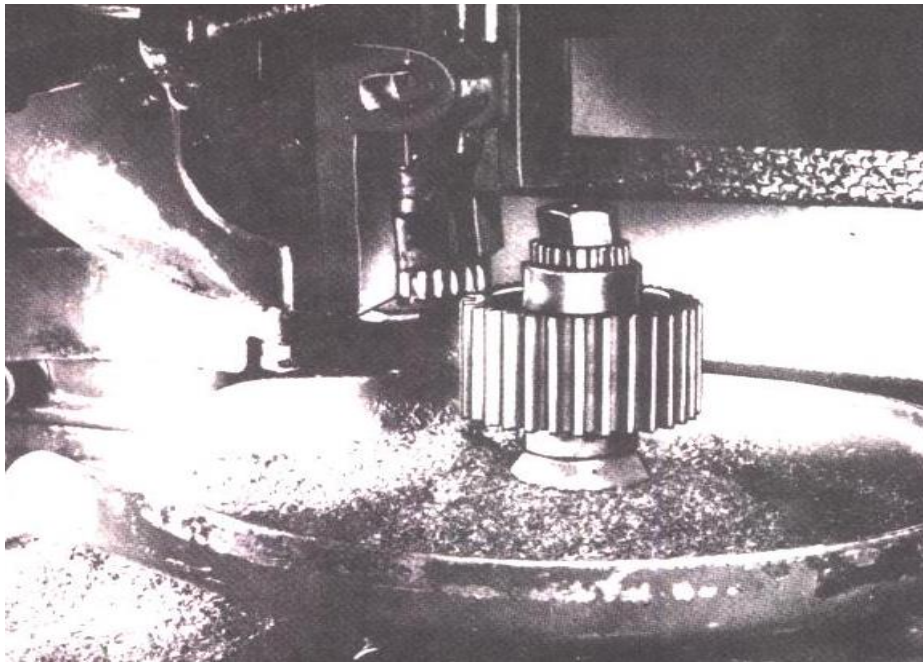


Fig. 32 Generación de engranes rectos con una cortadora de piñón [7].

Los dientes se pueden generar un cortador de piñón o de cremallera. El cortador de piñón (Fig. 32) se mueve de manera alterna a lo largo del eje vertical y avanza con lentitud, penetrando en el cuerpo del engrane a la profundidad que se requiere. Cuando los círculos de paso son tangentes, tanto la cortadora como el disco de engrane giran un poco después de cada carrera de corte. Como cada diente de la cortadora es una herramienta de corte, todos los dientes estarán cortados después de que el disco de engrane haya completado una rotación. Los lados de un diente de involuta de cremallera son rectos. Por esta razón, una herramienta de generación de cremallera proporciona un método exacto para cortar dientes. También representa una operación de cepillado y se ilustra en el dibujo de la Fig. 33. En su operación, la cortadora se mueve en forma alterna, esto es, primero se

alimenta en el disco del engrane hasta que los círculos de paso sean tangentes. A continuación, después de cada carrera de corte, el disco de engrane y la cortadora giran ligeramente sobre sus círculos de paso. Cuando el disco del engrane y la cortadora han girado una distancia igual al paso circular, la cortadora regresa al punto de partida y el proceso continua hasta que hayan cortado todos los dientes [7].

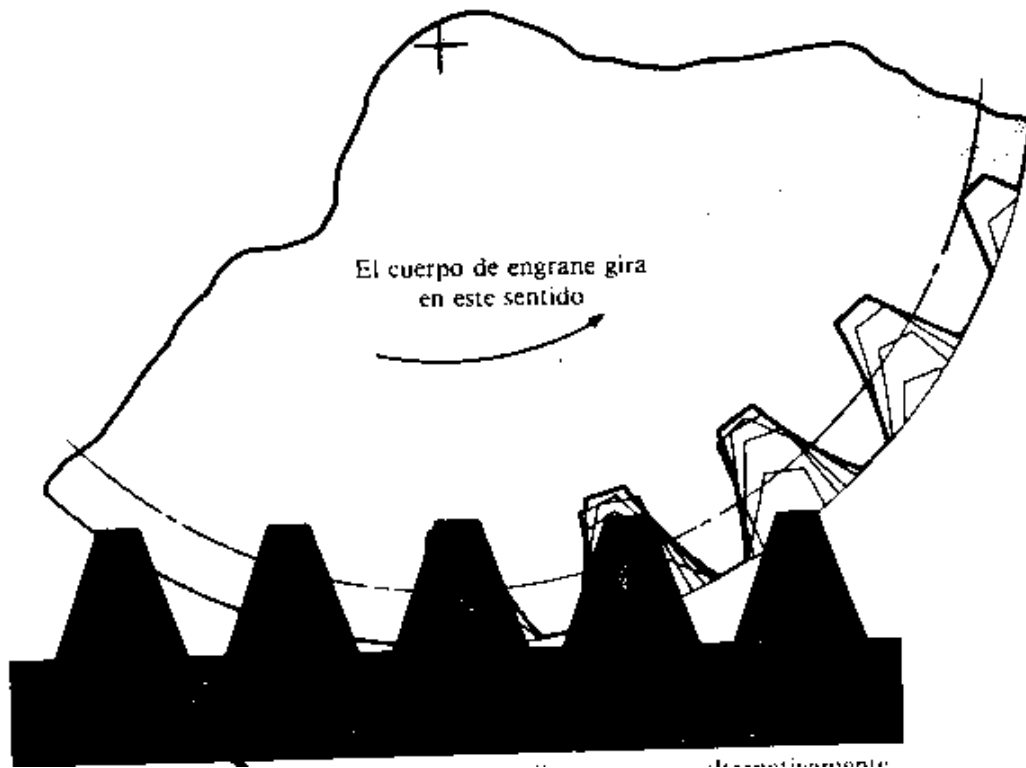


Fig. 33 Conformación de dientes con una cremallera. (Esta es una figura de pizarrón que J.E Shiley trazo hace cerca de 35 años en respuesta a una pregunta de un estudiante de la universidad de Michigan) [7].

3.6.3 Generación con fresa madre

El proceso de fresado se ilustra en la Fig. 34. La fresa madre no es más que una herramienta de corte conformada como un tornillo sinfín. Los dientes tienen lados rectos, como una cremallera pero el eje de la fresa se debe

hacer girar una cantidad igual al ángulo de avance, a fin de cortar dientes de engranes rectos. Por esta razón, los dientes generados por una fresa madre tienen una forma algo diferente de los generados por un cortador de cremallera. Tanto de la fresa madre como el disco del engrane se deben hacer girar con una relación de velocidades angulares adecuada. Luego, la fresa madre avanza un poco a través de la cara del disco del engrane, hasta que se hayan cortado todos los dientes del engrane [7].



Fig. 34 Generación de un engrane sinfín con fresa madre. (Cortesía de BostanGear Works, Inc.) [7].

3.6.4 Acabado

Los engranes que funcionan a altas velocidades y transmiten grandes fuerzas están sujetos a fuerzas dinámicas adicionales, si hay errores en los perfiles de los dientes. Los errores se reducen en alguna medida mediante el acabado de los perfiles de los dientes. Los dientes se pueden terminar, después de

cortados, mediante cepillado o bruñido. Existen varias máquinas de cepillado que cortan una cantidad diminuta de metal, lo que permite lograr una precisión del perfil del diente dentro de 250μ pul.

El bruñido, igual que el cepillado, se emplea en engranes que se ha cortado pero no se han tratado térmicamente. En el bruñido, los engranes endurecidos con dientes con un ligero sobre tamaño funcionan en acoplamiento con su engrane correspondiente, hasta que las superficies se alisan.

El rectificado y el pulido se emplean para tratar dientes endurecidos de engrane, después de ser sometidos a un tratamiento térmico. En la operación de rectificado se utiliza el principio de generación y se producen dientes muy exactos. En el pulido, los dientes del engrane y la rueda de pulir se deslizan axialmente de manera que en toda la superficie del diente se logra una abrasión uniforme del diente [7].

Capítulo 4 Cinemática de Engranajes

4.1 DEFINICIÓN DE CINEMÁTICA

La cinemática es una parte de la mecánica que estudia el movimiento *perse*, es decir, con independencia de las causas que son capaces de modificarlo (Figura 4.1).

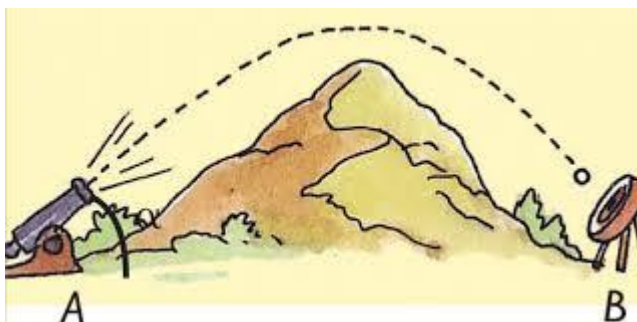


Fig. 35 Movimiento de un cuerpo.

4.2 LEY FUNDAMENTAL DEL ENGRANE

La ley fundamental del engrane expresa que la relación de la velocidad angular entre los elementos de una transmisión de engranajes debe permanecer constante en toda la conexión. Teniendo en cuenta la definición de perfiles conjugados, esta ley puede formularse también de un modo más formalmente cinemático como sigue: "La normal común a los perfiles de los dientes, en todos los puntos de contacto dentro del engranado, deben pasar siempre por un punto fijo de la línea de centros, llamado punto primitivo".

Observando las propiedades del perfil envolvente obtenidas en el apartado anterior, resulta evidente que dicho perfil satisface la ley fundamental del engrane, no obstante, comprobaremos que la forma analítica que, en

efecto, la relación de transmisión en ruedas dentadas con perfil de evolvente permanece constante (Fig. 36).

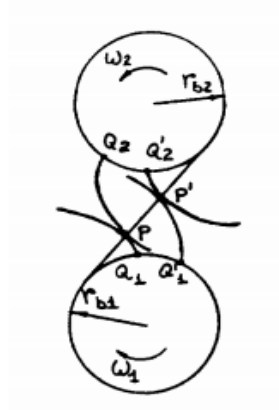


Fig. 36 Ley fundamental del engrane [1].

Por la construcción de la envolvente, es claro que la longitud recorrida por el punto de contacto a lo largo de la línea de engrane, PP' , es igual al arco girado por ambas circunferencias básicas.

$$\overline{PP'} = Q_1Q'_1 = Q_2Q'_2 \quad (51)$$

Llamando α_1 y α_2 a los ángulos girados por ambas ruedas, se tienen que:

$$Q_1Q'_1 = \alpha_1 r_{b1}$$

$$\rightarrow \alpha_1 r_{b1} = \alpha_2 r_{b2} \rightarrow$$

$$Q_2Q'_2 = \alpha_2 r_{b2}$$

$$\omega_1 \cdot \Delta t \cdot r_{b1} = \omega_2 \cdot \Delta t \cdot r_{b2} \rightarrow \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_{b2}}{r_{b1}} \quad (52)$$

Donde r_{b1} y r_{b2} son los radios de las circunferencias básicas.

Según esto, dos perfiles de evolvente transmiten el movimiento con relación de transmisión, i , de valor constante e igual a la razón de sus respectivas circunferencias básicas [1]:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_{b2}}{r_{b1}} = cte \quad (53)$$

4.3 CINEMÁTICA DE LOS TRENES DE ENGRANAJE

4.3.1 Tren simple de engranes

Según Romy P. Moreno [4] Para conocer la velocidad angular del engrane de salida (engrane 5) en el tren simple de la Fig. 37 debemos de aplicar la Ec. 54 para cada par de engranes en contacto. Para todos los contactos el exponente k será igual a 1 debido a contacto epicíclico entre todos los engranes.

$$\omega_{salida} = (-1)^k \omega_{entrada} \frac{N_{entrada}}{N_{entrada}} \quad (54)$$

$$\omega_3 = -\omega_2 \frac{N_2}{N_3}, \quad \omega_4 = -\omega_3 \frac{N_3}{N_4}, \quad \omega_5 = -\omega_4 \frac{N_4}{N_5}$$

$$\omega_5 = \left(-\frac{N_4}{N_5}\right) \left(-\frac{N_3}{N_4}\right) \left(-\omega_2 \frac{N_2}{N_3}\right) = -\frac{N_4 N_3 N_2}{N_5 N_4 N_3} \omega_2 = -\frac{N_2}{N_5} \omega_2 \quad (55)$$

Como puedes observar, los engranes intermedios en un tren simple no tienen efecto en el cálculo de la velocidad de salida, solamente sirven para transferir el movimiento angular del eje de entrada hasta el de salida y la velocidad de entrada será modificada en función, únicamente, del primer y último engrane del tren de simple. De esta forma, la ecuación para calcular la velocidad de salida en un tren simple es:

$$\omega_{salida} = (-1)^k \frac{N_{primero}}{N_{ultimo}} \omega_{entrada} \quad (56)$$

Donde el exponente k será el número de contactos epicíclicos que existan en el tren simple. Un tren simple se usa con frecuencia en los tornos para invertir el sentido del desplazamiento del carro. Al engrane que se emplea en estos casos se le conoce como engrane loco y su única función es invertir el sentido de giro de la entrada a la salida.

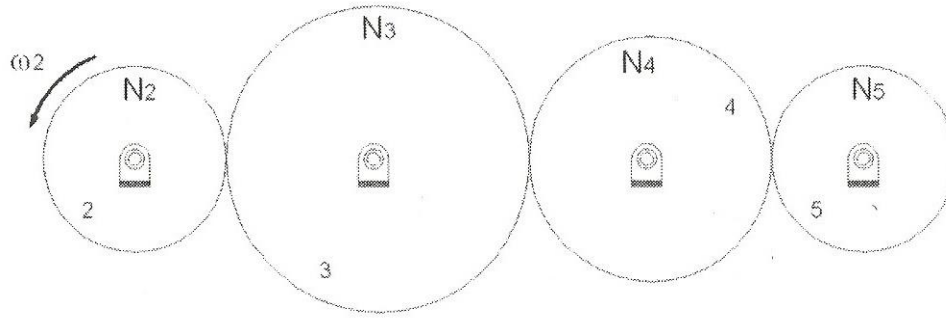


Fig. 37 Tren simple de engranes [4].

4.3.2 Tren compuesto de engranes

El tren compuesto de la Fig. 38 también se puede analizar aplicando la Ec. 54 para cada par de engranes cuyos dientes estén en contacto, sin embargo, no hay que olvidar que los engranes que estén rígidamente unidos al mismo eje tendrán velocidad angular. Entonces las ecuaciones quedan de la siguiente forma:

$$\omega_3 = -\omega_2 \frac{N_2}{N_3}, \quad \omega_4 = \omega_3, \quad \omega_5 = -\omega_4 \frac{N_4}{N_5}, \quad \omega_6 = \omega_5, \quad \omega_7 = -\omega_6 \frac{N_6}{N_7}$$

$$\omega_7 = \left(-\frac{N_6}{N_7}\right) \left(-\frac{N_4}{N_5}\right) \left(-\omega_2 \frac{N_2}{N_3}\right) = -\frac{N_6 N_4 N_2}{N_7 N_5 N_3} \omega_2 \quad (57)$$

A la Ec. 57 se le pueden realizar varias observaciones. Inicialmente podemos notar que los dientes de todos los engranes se vieron involucrados en el cálculo de la velocidad de salida. También podemos ver que todos los numeradores se multiplican y corresponden a los engranes que impulsan a otro engranes (el engrane 2 impulsa al engrane 3, por ejemplo). Finalmente, todos los numeradores también se multiplican y corresponden a los engranes que son impulsados por algún otro engrane. Empleando el símbolo Π (letra griega pi en mayúscula) para indicar un producto de varios elementos, la ecuación para calcular la velocidad de salida en un tren compuesto es:

$$\omega_{salida} = (-1)^k \frac{\prod N_{impulsores}}{\prod N_{impulsados}} \omega_{entrada} \quad (58)$$

El exponente k tiene el mismo significado que para la Ec. 56. Los trenes de engranes simples o combinaciones de simples y compuestos pueden ser resueltos empleando la Ec. 58. Tanto los trenes simples como los compuestos presentan un solo grado de libertad (GDL) como lo tenían los mecanismos que se analizaron anteriormente en el texto, es decir admiten solo una entrada de movimiento[4].

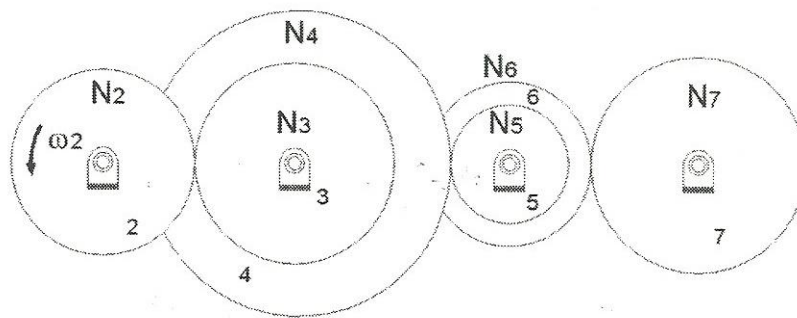


Fig. 38 Tren compuesto de engranes [4].

4.3.3 Tren planetario de engranes

En cualquier caso se entiende que los trenes planetarios presentan dos grados de libertad. El primer caso se aplica en el diferencial del auto, donde para una misma entrada (la flecha del motor) se requieren dos salidas independientes: una para la llanta derecha y otra para la llanta izquierda. Si no se usara un diferencial en esta situación el carro patinaría al cruzar una curva. El segundo caso se puede emplear para mecanismos redundantes donde se pone en riesgo al operario si la maquina se quedara sin potencia ante la falla del motor como en grúas o malacantes de gran capacidad.

También se puede usar para tener momentáneamente una entrada y permitir el embrague o conexión de otro eje en movimiento al sistema sin daños al mismo sistema y sin tener la salida del tren planetario (Fig.39) [4].

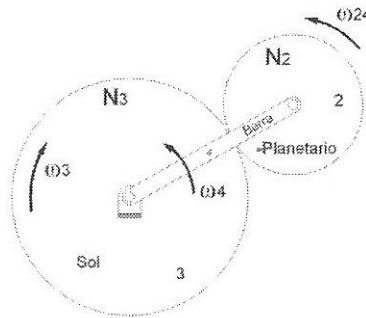


Fig. 39 Tren planetario de engranes [4].

Para obtener la ecuación que modela el tren planetario se restringe el movimiento del eslabón sol ($w_3 = 0$) y se deja en libertad a los demás. Para el punto P en el extremo de la barra 4 (fig. 40), el módulo de su velocidad tangencial es:

$$|V_P| = \omega_4 r_4 \quad (59)$$

Donde la longitud de la barra (distancia r_4) es la suma de los radios de los engranes sol (r_3) y satélite (r_2).

$$r_4 = r_2 + r_3 \quad (60)$$

La velocidad tangencial del punto P en el extremo de la barra 4 es una velocidad absoluta ya que se está analizando desde el punto O_4 que es un punto fijo al marco de referencia. Su módulo se calcula así:

$$|V_P| = \omega_4 (r_2 + r_3) \quad (61)$$

Pero el movimiento del punto P también se puede analizar desde el punto Q ubicado en la intersección de las curvas de paso de ambos engranes. Debido a los dientes de los engranes el engrane satélite rota sin deslizar sobre

el engrane sol teniendo como centro de rotación el mismo punto Q. en el punto P el engrane 2 y la barra 4 se conecta mediante una junta de evoluta por lo que la velocidad de este punto en ambos cuerpos debe ser la misma. Entonces la velocidad del punto P cuando el engrane satélite rota en el punto Q es una velocidad absoluta debido a que el punto Q no se mueve (es parte del engrane 3 y se había establecido $\omega_3 = 0$) cuyo modulo es:

$$|V_p| = \omega_2 r_2 \quad (62)$$

Las Ec's. 61 y 62 deben igualarse para cumplirlas restricciones de movimiento presentes en la junta P.

$$\omega_2 r_2 = \omega_4 (r_2 + r_3) \quad (63)$$

$$\omega_2 = \omega_4 \frac{r_2 + r_3}{r_2} = \omega_4 \left(1 + \frac{r_3}{r_2}\right) \quad (64)$$

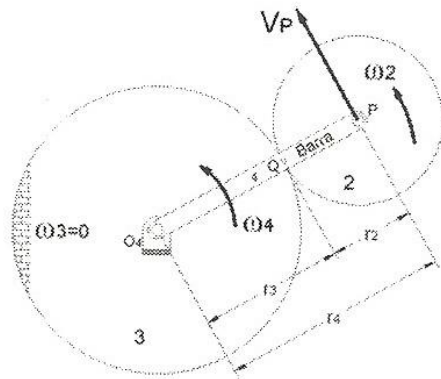


Fig. 40 Determinación de la velocidad absoluta de la junta P [4].

Falta resolver el giro relativo del engrane satélite y el brazo 4. Como no debe haber deslizamiento entre los engranes 2 y 3, se puede afirmar que para cualquier desplazamiento angular del engrane 2 sobre el 3 el arco circular que en ambos al debe ser el mismo. En la Fig. 41 se han localizado los puntos Q_2 y Q_3 sobre los círculos que paso de los engranes 2 y 3, respectivamente. La distancia lineal del punto Q al Q_2 sobre la circunferencia de paso del engrane satélite es:

$$\text{arco } QQ_2 = r_2 \theta_{24} \quad (65)$$

La distancia lineal del punto Q al Q₃ sobre la circunferencia de paso del engrane sol es:

$$\text{arco } QQ_3 = r_3 \theta_4 \quad (66)$$

El ángulo θ_{24} representa el giro del engrane 2 alrededor del punto P y con referencia a la barra 4. El ángulo θ_4 es el desplazamiento angular de la barra 4. Si no hay patinamiento entre los engranes 2 y 3, entonces se deben de igualar las Ec's 65 y 66.

$$r_2 \theta_{24} = r_3 \theta_4 \quad (67)$$

Para conocer las velocidades relativas entonces deberemos derivar respecto al tiempo la Ec. 67 considerando como variables en el tiempo solamente las posiciones angulares. Aplicando la definición angular, la derivada de la Ec. 67 es:

$$r_2 \omega_{24} = r_3 \omega_4$$

$$\omega_{24} = \omega_4 \frac{r_3}{r_2} \quad (68)$$

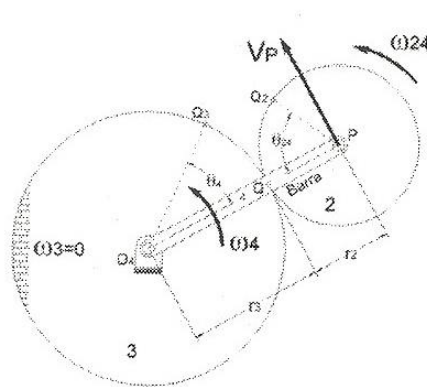


Fig. 41 Determinación de la velocidad relativa de la junta P [4].

Ahora sustituimos la Ec. 68 en la Ec. 64 para obtener:

$$\omega_2 = \omega_4 + \omega_{24} \quad (69)$$

La Ec. 69 calcula la velocidad angular absoluta del engrane satélite (ω_2) como la suma de la velocidad angular absoluta de la barra (ω_4) y la velocidad angular relativa entre el engrane 2 y la barra 4 (ω_{24}), lo cual ya habías analizado u análisis semejante al planteado, se obtendría la siguiente ecuación.

$$\omega_3 = \omega_4 + \omega_{34} \quad (70)$$

Para conocer el comportamiento de un tren planetario sin restricciones despejemos de las Ec's. 69 y 70 los términos de las velocidades angulares relativas y establezcamos la razón entre ellas.

$$\omega_{24} = \omega_2 - \omega_4$$

$$\omega_{34} = \omega_3 - \omega_4$$

$$\frac{\omega_{24}}{\omega_{34}} = \frac{\omega_2 - \omega_4}{\omega_3 - \omega_4} \quad (71)$$

Hagamos las siguientes consideraciones arbitrarias:

1. Elegimos al engrane sol como el primer engrane en la cadena del tren planetario y le asignamos la letra P . necesariamente, este engrane será considerado como el primer engrane impulsor del tren y puede o no estar conectado al motor que proporcione el impulsor motriz al tren planetario.

2. El engrane satélite es el último engrane en la cadena del tren planetario y le asignamos la letra U . el engrane así elegido podrá ser o no la salida útil del tren planetario.
3. El brazo le asignamos la letra B . el brazo puede ser o no la salida o entrada útil del tren, pero se distingue del resto de los elementos que componen al tren por mantener a una distancia constante al engrane satélite del engrane sol.

Con estas consideraciones la ecuación 71 se puede escribir así:

$$\frac{\omega_{UB}}{\omega_{PB}} = \frac{\omega_U - \omega_B}{\omega_P - \omega_B} \quad (72)$$

Si la velocidad angular del brazo (ω_B) fuera cero, podemos escribir la Ec. 72 en términos del cociente de los productos del número de dientes de los engranes impulsores y del número de dientes de los engranes impulsados.

$$\frac{\omega_{UB}}{\omega_{PB}} = \frac{\omega_U - \omega_B}{\omega_P - \omega_B} = (-1)^k \frac{l l N \text{ impulsores}}{l l N \text{ impulsados}} \quad (73)$$

El exponente k es el número de contactos epicíclicos entre pares de engranes que existen en la cadena seccionada de engranes. Si retiramos la razón de velocidades relativas de la Ec. 73 resulta una ecuación que involucra únicamente velocidades angulares absolutas para el primer (ω_P) y ultimo (ω_U) engranes y el brazo (ω_B) en un tren planetario.

$$\frac{\omega_U - \omega_B}{\omega_P - \omega_B} = (-1)^k \frac{l l N \text{ impulsores}}{l l N \text{ impulsados}} \quad (74)$$

Los trenes planetarios a menudo contienen más de una malla o cadena de engranes en su interior y la Ec. 74 debe aplicarse a cada malla para obtener un sistema de ecuaciones que resuelva el tren planetario. Debes entender como malla o cadena de engranes a aquel conjunto de engranes que estén en contacto mediante dientes. La elección del primer o ultimo engranes

en una malla es arbitraria y no tiene relevancia en una solución del tren, siempre que recuerdes que el primer engrane es un impulsor sin importar su movimiento, aun si su velocidad es cero (un engrane fijo).

La Ec. 74 también se puede usar para resolver los trenes simples y compuestos considerando al brazo como fijo al marco de referencia ($W_B = 0$), al engrane de entrada como el primero y al de engrane salida como el ultimo engrane presente en la malla [4].

Capítulo 5 Desarrollo del proyecto

5.1 INTRODUCCIÓN.

Este capítulo mostrara todo el diseño, manufactura y construcción del proyecto, con lo cual se mostraran los pasos y los debidos cálculos que se realizaron, tomando en cuenta la teoría anterior ya que el propósito de mostrar y fundamentar los capítulos anteriores es para poder desplegar el proyecto y tener las bases.

5.2 ANÁLISIS CINEMÁTICO

5.2.1 Cinemática de un tren de engranes planetario

Según Pérez M. Romy [4] Un tren planetario tendrá siempre dos entradas y una de ellas podrá ser cero si el engrane ha sido detenido. Deberás plantear una ecuación para cada una de las mallas de engranes que posea el tren de forma que se resuelvan las incógnitas del sistema. Para resolver este tipo de tren engranes sigue los siguientes pasos.

1. Elige arbitrariamente a un engrane cuyo eje de rotación no se desplace y considéralo como el primer engrane (W_p). es irreverente si el engrane es el de entrada del tren o no lo es, si su velocidad es igual o diferente a cero, pero los cojinetes o rodamientos del engrane debe estar sujetos al marco de referencia.
2. Genera una malla o cadena de engranes. Esta malla debe iniciar con el engrane que seleccionaste en el paso 1 y debe terminar en otro engrane cuyo eje de rotación también este fijo al marco de referencia

(W_U). esta malla debe incluir todos los engranes que sean necesarios para transmitir el movimiento del engrane de entrada hasta el engrane de salida, ya sea por contacto directo para transmitir el movimiento del engrane de entrada hasta el engrane de salida, ya sea por contacto directo entre dientes de engranes acoplados o entre engranes que se encuentren montados rígidamente al mismo eje de giro. Al ubicar esta malla también debes identificar el brazo (W_B) del tren de engranes el cual puede ser una barra rígida o un engrane y en ambos casos el engrane satélite es soportado por un eje y un rodamiento, por lo que no hay transmisión de movimiento entre el brazo y el satélite.

3. Identifica a los engranes impulsores e impulsados. En cada par de engranes acoplados habrá un impulsor y un impulsado, el primer impulsor será el engrane que hayas elegido en el paso 1. El llanto engrane loco es un engrane que funciona como impulsado e impulsor simultáneamente al estar acoplado con dos engranes, uno de los cuales lo impulsa u el impulsa al siguiente.
4. Localiza y cuenta todos los acoplamientos epicíclicos que existan en el tren de engranes. Asigna este valor a la variable k . los contactos hipo cíclicos no son relevantes en este conteo porque no provocan un cambio en el sentido de giro entre los engranes que conectan.
5. Evalúa la Ec. 74 y en caso de que contenga más de dos incógnitas, repite los pasos 1 al 4 eligiendo un engrane de entrada diferente al elegido en la primera malla. Evalúa nuevamente la Ec. 74 y resuelve simultáneamente las ecuaciones de ambas mallas.

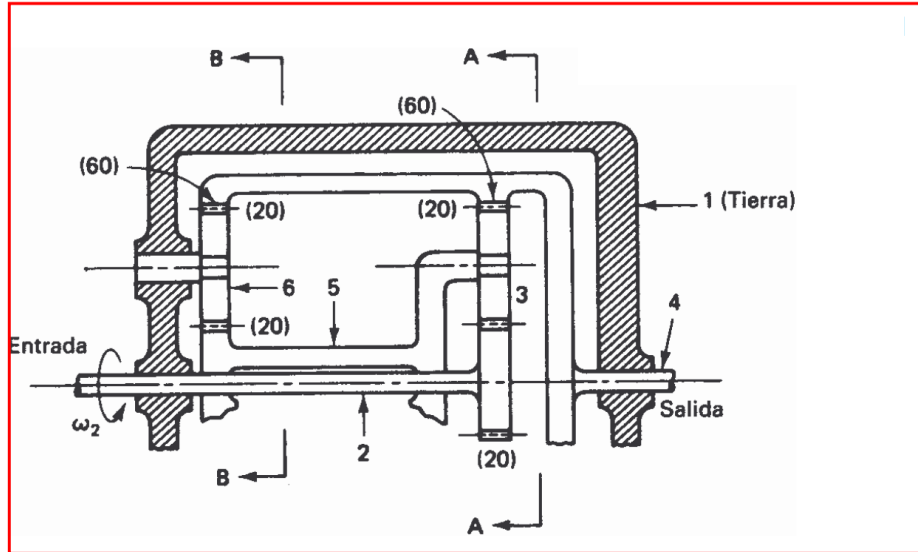


Fig. 42 Tren Planetario de engranes.

Engrane de Entrada	Engrane 2
Malla o cadena de engranes:	2 , 3, 4
Impulsores:	2 , 3
Impulsados:	3 , 4
Contacto epicíclico:	1

Sustitución de los datos anteriores:

$$\frac{\omega_4 - \omega_5}{\omega_2 - \omega_5} = (-1)^1 \frac{N_2 N_3}{N_3 N_4}$$

$$\omega_4 - \omega_5 = -\frac{N_2}{N_4} (\omega_2 - \omega_5)$$

$$\omega_4 = \omega_5 + \frac{N_2}{N_4} \omega_5 - \frac{N_2}{N_4} \omega_2$$

$$\omega_4 = \left(1 + \frac{N_2}{N_4}\right) \omega_5 - \frac{N_2}{N_4} \omega_2 \quad (75)$$

Engrane de Entrada	Engrane 4
Malla o cadena de engranes:	4, 6, 5
Impulsores:	4, 6
Impulsados:	6, 5
Contacto epicíclico:	1
Sustitución de los datos anteriores:	

$$\omega_5 = (-1)^1 \frac{N_4 N_6}{N_6 N_5} \omega_4$$

$$\omega_5 = -\frac{N_4}{N_5} \omega_4 \quad (76)$$

Sustituir (76) en (75).

$$\omega_4 = \left(1 + \frac{N_2}{N_4}\right) \left(-\frac{N_4}{N_5} \omega_4\right) - \frac{N_2}{N_4} \omega_2$$

$$\omega_4 = \left(1 + \frac{N_2}{N_4}\right) \left(-\frac{N_4}{N_5} \omega_4\right) - \frac{N_2}{N_4} \omega_2$$

$$\left(1 + \frac{N_4}{N_5} + \frac{N_2}{N_5}\right) \omega_4 = -\frac{N_2}{N_4} \omega_2$$

$$\frac{N_5 + N_4 + N_2}{N_5} \omega_4 = -\frac{N_2}{N_4} \omega_2$$

$$\omega_4 = -\frac{N_2 N_5}{N_4 (N_5 + N_4 + N_2)} \omega_2$$

$$N_2 = 20 \quad N_5 = 20 \quad N_4 = 60$$

$$\omega_4 = -\frac{1}{15} \omega_2 \quad (77)$$

5.2.2 Método de Centros Instantáneos.

Problema extraído Diseño de Mecanismos (análisis y síntesis) [5]. Apliquemos ahora el método de centros instantáneos a un sistema de engranajes planetarios más complejos, que posee circulación de potencia interna. La Fig. 43 a es una sección transversal parcial que muestra la mitad superior de una disposición axisimétrica.

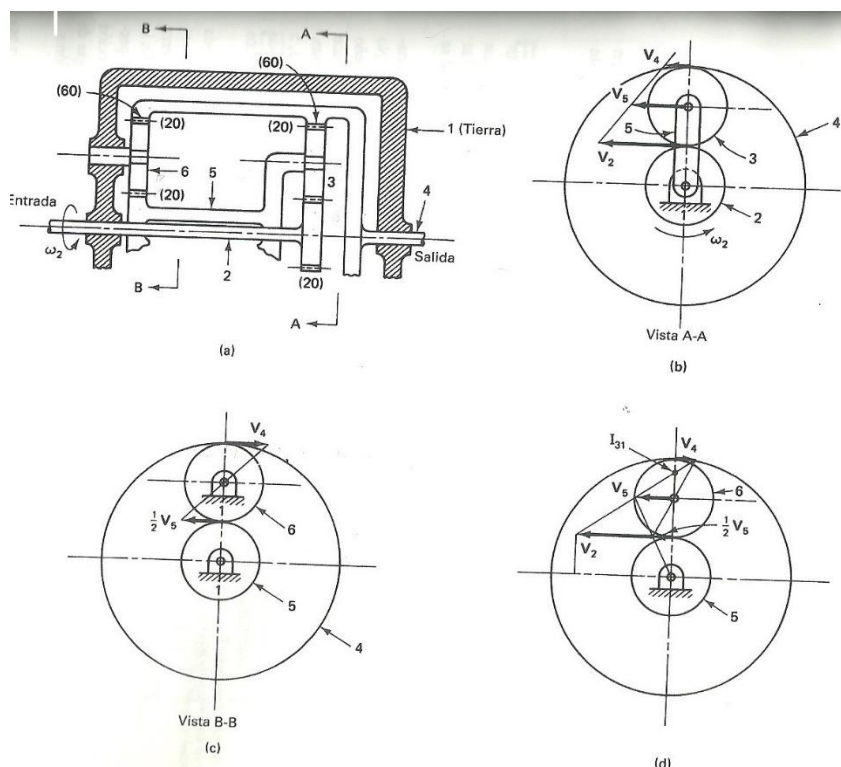


Fig. 43 Análisis cinemático de un tren de engranes planetarios compuesto con flujo de potencia ramificado, utilizando el método de centros instantáneos (o velocidad tangencial) [5].

Con referencia a la Fig. 43, el eslabón 2 es la entrada y el 4, la salida. Observe que el flujo de potencia sigue dos caminos paralelos: $2 \rightarrow 3 \rightarrow 4 \rightarrow 5 \rightarrow 6 \rightarrow 4$. Además, los eslabones 2, 5, 6 y 4 forman un lazo cerrado. Este es el lazo en el que puede ocurrir la llamada circulación de potencia.

La vista A-A (Fig. 43) muestra el lado del engrane de entrada. El engrane 2 gira con rpm de entrada ω_2 e impulsa al engrane planetario 3 que está en órbita con el brazo 5 y al engrane anular de salida 4. La velocidad tangencial del engrane 2 es $V_2 = \omega_2 r$, donde r es el radio del engrane y ω_2 se supone anti horaria vista desde la derecha. Esta es única información conocida. Por tanto, para dibujar un diagrama de velocidad, necesitamos suponer un valor temporal para otra velocidad – digamos, la velocidad periférica del brazo 5. Ahora podemos dibujar el diagrama de velocidad (no a escala) por el cual, dado que los engranes tienen el mismo tamaño,

$$V_5 = \frac{V_2 + V_4}{2} \text{ o sea } 2V_5 + V_4 = V_2 \quad (78)$$

La ecuación anterior tiene dos incógnitas, V_4 y V_5 . Deducimos otra ecuación a partir de la vida B-B (fig. 43) como sigue. Aquí el engrane sol es el 5, con un engrane loco 6 que gira alrededor de un centro fijo y conecta el engrane 5 con el engrane de salida 4, cuyo tamaño es igual al engrane 4 de la vista A-A. Los engranes 5 y 6 tienen el mismo tamaño. A causa de la rigidez y proporciones del eslabón 5 (véase la Fig. 43), la velocidad tangencial del engrane 5 es $\frac{1}{2} V_5$. La parte superior del engrane 5, conectada con el engrane 4, debe moverse con V_4 . Sin embargo, el centro del engrane 5 está fijo; por tanto (véase el dibujo, que no está a escala, de la fig. 43):

$$V_4 = -\frac{1}{2} V_5 \quad (79)$$

A primera vista, esta no concuerda con el diagrama de la Fig. 43 (b). Si resolvemos estas ecuaciones simultáneamente para V_4 obtenemos

$$-4V_4 - V_4 = V_2 \quad V_4 = -\frac{V_2}{5}, \quad V_5 = \frac{2}{5} V_2$$

Con esto podemos combinar los diagramas de velocidad de la Fig. 43 (b) y (c) a escala, como se muestra en la Fig. (d). De ahí,

$$\omega_4 = \frac{V_4}{3r} = -\frac{V_2}{15r} = -\frac{\omega_2 r}{15r} = -\frac{1}{15} \omega_2 \text{ (horaria)} \quad (80)$$

Así, la razón global de velocidades desde la entrada a la salida es $-1/15$, una reducción 15:1 con salida inversa.

Las velocidades angulares intermedias son

$$\omega_3 = \frac{V_4 - V_2}{2} = \frac{-\frac{6}{5}V_2}{2r} = \frac{-6V_2}{10r} = -\frac{3}{5} \omega_2 \text{ (horaria)} \quad (81)$$

$$\omega_5 = \frac{V_5}{2r} = \frac{2V_2}{10r} = \frac{1}{5} \omega_2 \text{ (antihoraria)} \quad (82)$$

$$\omega_6 = \frac{V_4}{r} = \frac{-\frac{1}{5}V_2}{r} = -\frac{1}{5} \omega_2 \text{ (horaria)} \quad (83)$$

Cabe señalar que, en cada caso, a fin de obtener el signo correcto para la velocidad angular, tomamos la velocidad tangencial arriba y la dividimos entre su distancia al centro instantáneo del eslabón con respecto a la tierra, positiva hacia abajo. Esto es consecuencia de nuestra decisión de mostrar la velocidad tangencial de entrada V_2 arriba del engrane de entrada 2, encima del centro instantáneo I_{21} . Esto es obvio en todos los casos excepto en el engrane 3. Sin embargo, si observamos la ubicación de I_{31} en la fig. 43 (d), por triángulos semejantes tenemos

$$\omega_3 = \frac{V_4}{\frac{1}{3}r} = \frac{-\frac{1}{5}V_2}{\frac{1}{3}r} = -\frac{3}{5} \omega_2 \text{ (horaria)} \quad (82)$$

5.3 CÁLCULOS PARA EL DISEÑO DE ENGRANES

Engrane 20 dientes

Engranés en función del módulo.

Módulo a usar -----> M=2

Paso circunferencial.

$$P = 3.1416 \times M$$

$$P = 3.1416 \times 2 = \underline{6.2832 \text{ mm}}$$

Diámetro del círculo primitivo.

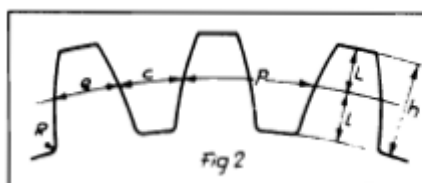
$$D_p = M \times N = 2 \times 20 \text{ dientes} = 40 \text{ mm}$$

$$D_p = \frac{P \times N}{\pi} = \frac{6.2832 \times 20 \text{ dientes}}{\pi} = 40 \text{ mm}$$

Diámetro exterior:

$$M = \frac{D_e}{N + 2} \quad D_e = M (N + 2)$$

$$D_e = 2 (20 \text{ dientes} + 2) = 44 \text{ mm}$$



h = Altura total del diente.
L = Altura de la cabeza del diente.
l = Altura del pie del diente.
R = Radio del pie del diente.
P = Paso circunferencial.
e = Espesor del diente.
c = Espacio entre dientes.

H = 2.167 x m
L = M
l = 1.167 x M
R = 0.3 x M
(máximo)

Fig. 44 Partes que componen al diente [5].

$$P = c + e = 3.1416 \times M \rightarrow e = 0.5 \times P \quad c = 0.5 \times P \leftarrow$$

Determinado.

$$h = 2.167 \times 2 = 4.334 \text{ mm}$$

$$L = 2 \text{ mm}$$

$$l = 1.167 \times 2 = 2.334 \text{ mm}$$

$$R = 0.3 \times 2 = 0.6 \text{ mm}$$

$$P = 3.1416 \times 2 = 6.2832 \text{ mm}$$

Espesor del diente.

$$e = 1.5708 \times 2 = 3.1416 \text{ mm}$$

$$e = 0.5 \times 6.2852 = 3.1416 \text{ mm}$$

Diámetro interior.

$$Di = Dp - (2 \times 1) = 40 - (2 \times 2.334) = 35.332 \text{ mm}$$

$$Dp = 40 \text{ mm}$$

$$De = 44 \text{ mm}$$

$$Di = 35.332 \text{ mm} \quad e = 1.5708 \times M$$

Círculo base.

$$\text{círculo } B = Dp \times \cos(\text{Del ángulo de presión})$$

$$C_{bas} = 40 \times \cos(20) = 37.5877 \text{ mm}$$

$$\text{Círculo de raíz.} = Dp - 2M = 40 - 2(2) = 36 \text{ mm}$$

Para el perfil de involuta en Solidworks.

$$\text{Longitud de arco} = \frac{\text{Diámetro de base}}{2} \times \left(\alpha \times \frac{\pi}{180} \right) \dots \dots \dots (83)$$

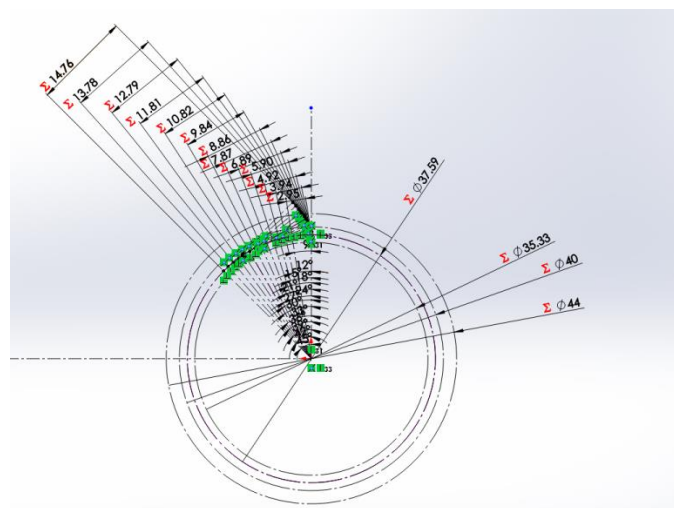


Fig. 45 Dibujo de involuta en Solidworks®.

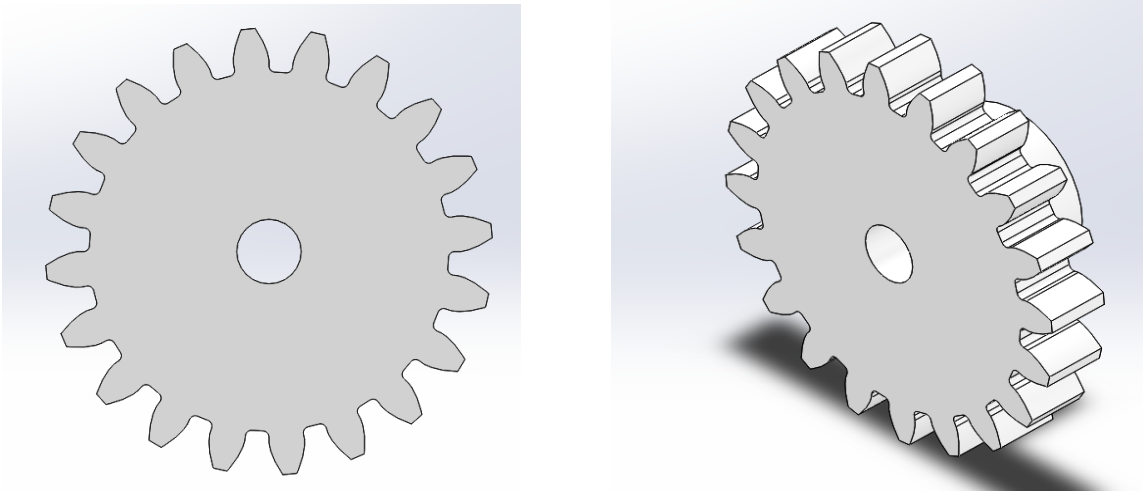


Fig. 46 Engranés de 20 dientes en Solidworks

Distancia entre ejes:

$$L = \frac{M (Z + 2)}{2} = \frac{2 (20 + 20)}{2} = 40 \text{ mm}$$

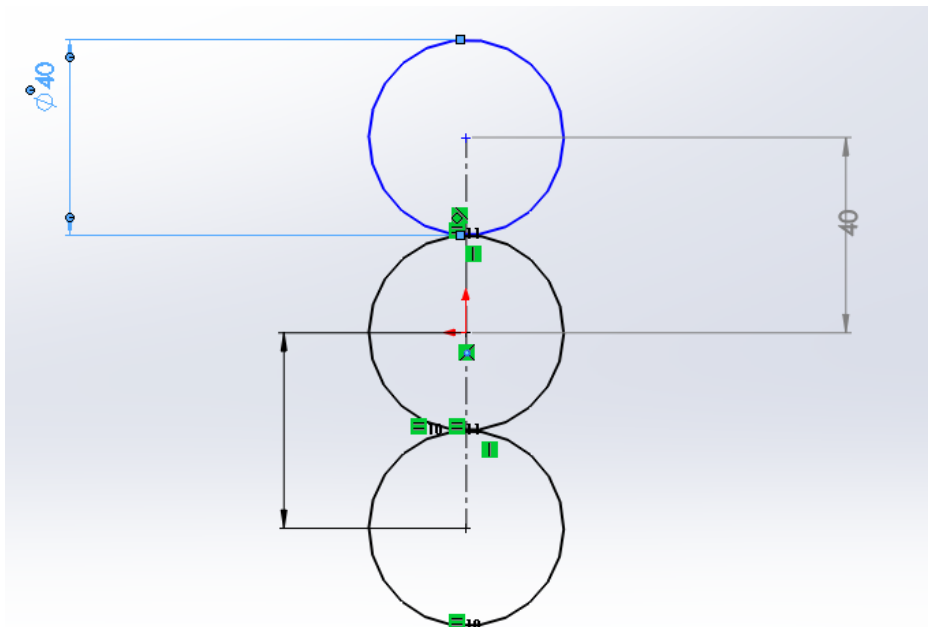


Fig. 47 Distancia entre ejes en Solidworks®.

Engrane Corona

Módulo a usar -----> M=2

Paso Circunferencial.

$$P = 3.1416 \times M$$

$$P = 3.1416 \times 2 = 6.2832 \text{ mm}$$

Paso Diametral.

$$Pd = \frac{N}{D} = \frac{60 \text{ Dientes}}{120 \text{ mm}} = 0.2 \frac{\text{Dientes}}{\text{mm}}$$

Diámetro Primitivo.

$$Dp = M \times N = 2 \times 60 \text{ Dientes} = 120 \text{ mm}$$

Diámetro Interior

$$Di = M \times (N - 2) = 2 \times (60 \text{ Dientes} - 2) = 116 \text{ mm}$$

Espesor del Diente

$$e = 0.5 \times P = 0.5 \times 6.2832 \text{ mm} = 3.1416 \text{ mm}$$

Adendo

$$\text{Adendo} = \frac{1}{Pd} = \frac{1}{0.2} = 2 \text{ mm}$$

Dedendo

$$\text{Dedendo} = \frac{1.250}{Pd} = \frac{1.250}{6.2832} = 0.1989$$

Círculo Base

$$Cb = Dp \times \text{Cos}(\theta) \rightarrow \text{donde } \theta \text{ es el ángulo de presión}$$

$$Cb = 120 \text{ mm} \times \text{Cos}(20) = 112.7631 \text{ mm}$$

Ángulo del Diente

$$\text{Ángulo} = \frac{\frac{e}{Dp}}{2} \times \frac{180}{\pi} = \frac{3.1416/120}{2} = 3^\circ$$

Para dibujar la figura del diente del engrane se usó el “método de Grant” (tabla 7).

Número de dientes	X a multiplicar por el Módulo para obtener el radio r_1 de la cabeza	Y radio r_2 del pie
10	2,28	0,69
11	2,40	0,83
12	2,51	0,96
13	2,62	1,09
14	2,72	1,22
15	2,82	1,34
16	2,92	1,46
17	3,02	1,58
18	3,12	1,69
19	3,22	1,79
20	3,32	1,89
21	3,41	1,98
22	3,49	2,06
23	3,57	2,15
24	3,64	2,24
25	3,71	2,33
26	3,78	2,42
27	3,85	2,50
28	3,92	2,59
29	3,99	2,67
30	4,06	2,76
31	4,13	2,85
32	4,20	2,93
33	4,27	3,01
34	4,33	3,09
35	4,39	3,16
37	4,45	3,27
38+40	4,20	
41+45	4,63	
46+51	5,06	
52+60	5,74	
61+70	6,52	
71+90	7,72	
91+120	9,78	
121+180	13,38	
181+360	21,62	

De tablas $r_1 = m \times C_1$ $r_2 = m \times C_2$ donde $m =$ modulo y $C =$ tablas de Grant

$$r_1 = 2 \times 5.74 = 11.48$$

$$r_2 = 2 \times 5.74 = 11.48$$

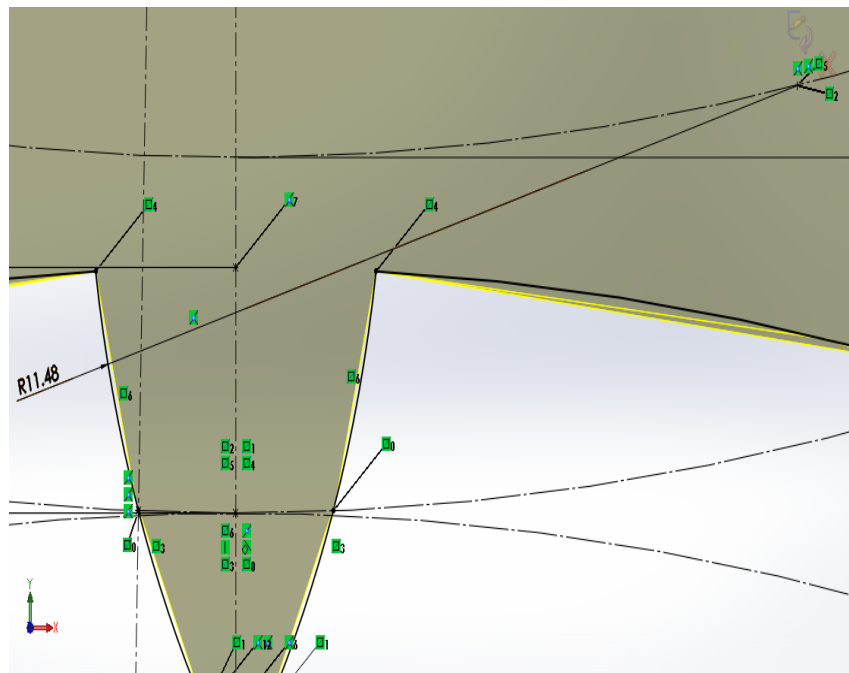


Fig. 48 Formado de figura de diente por el método de Grant en Solidworks®.

Tabla 7. Factores para Método de Grant [1].

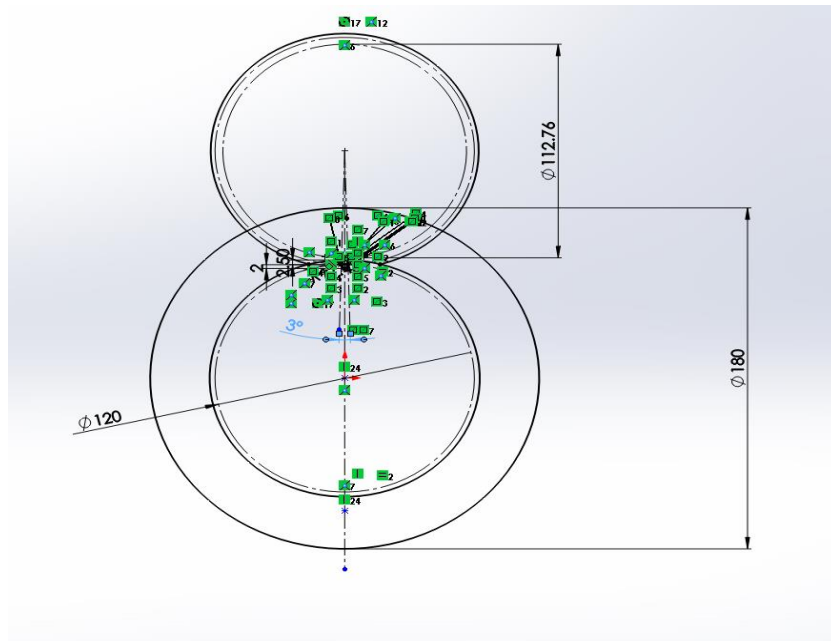


Fig. 49 Trazado de circulo de base para formado de dientes en engrane corona en Solidworks®.

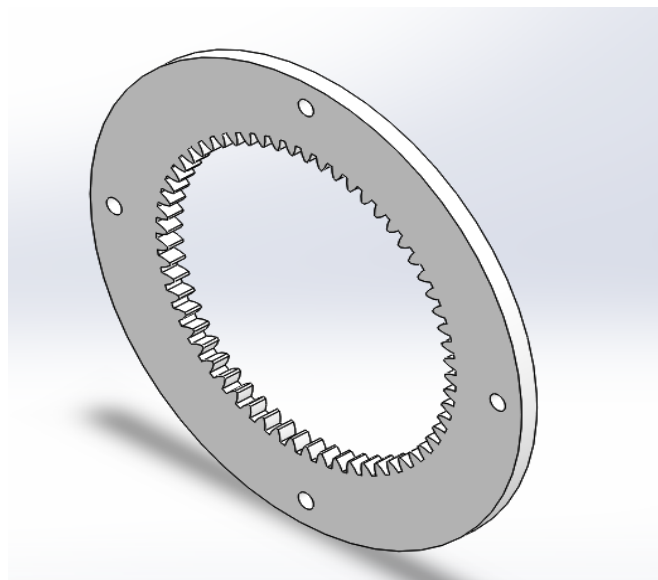
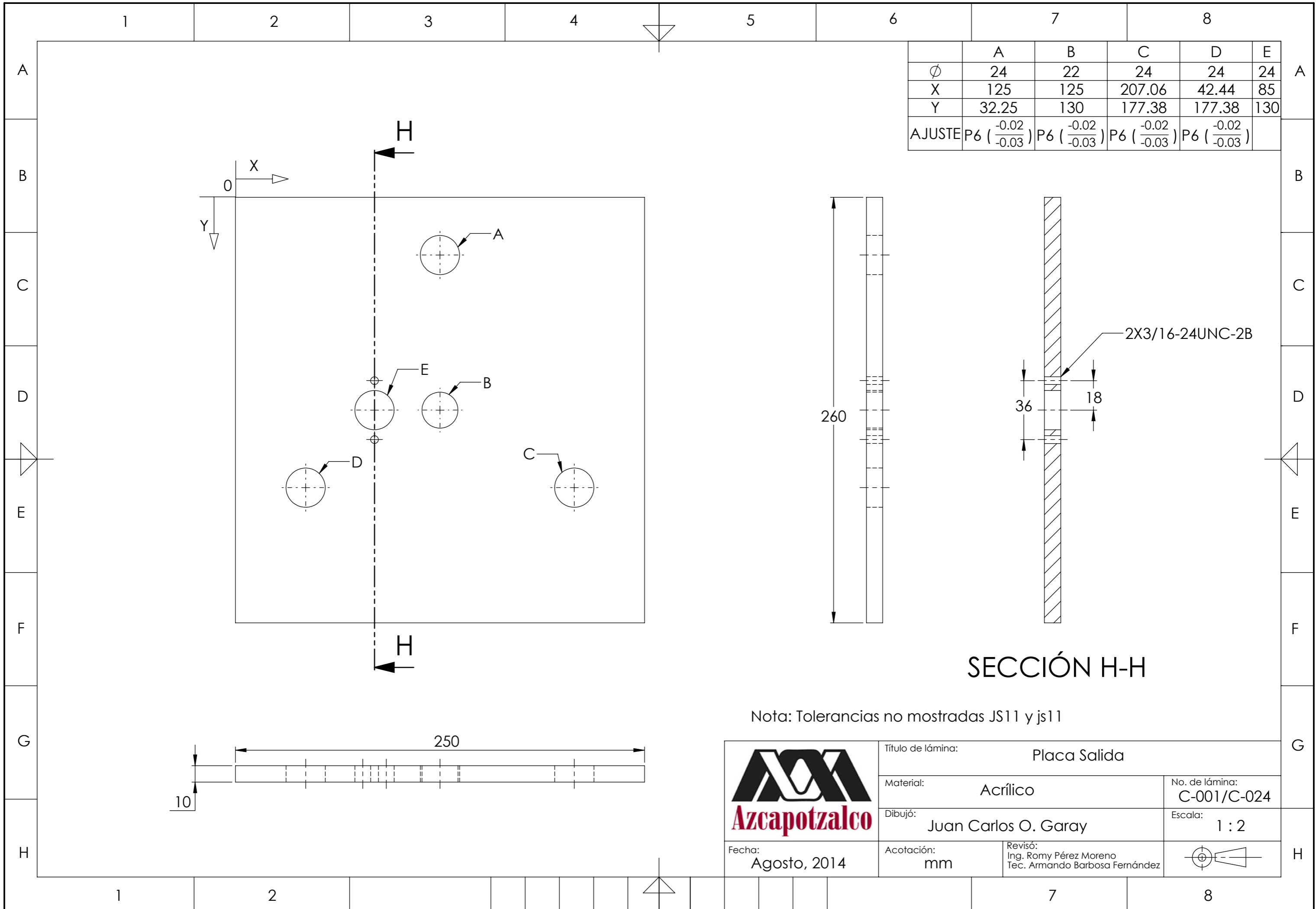


Fig. 50 Engrane Corona.

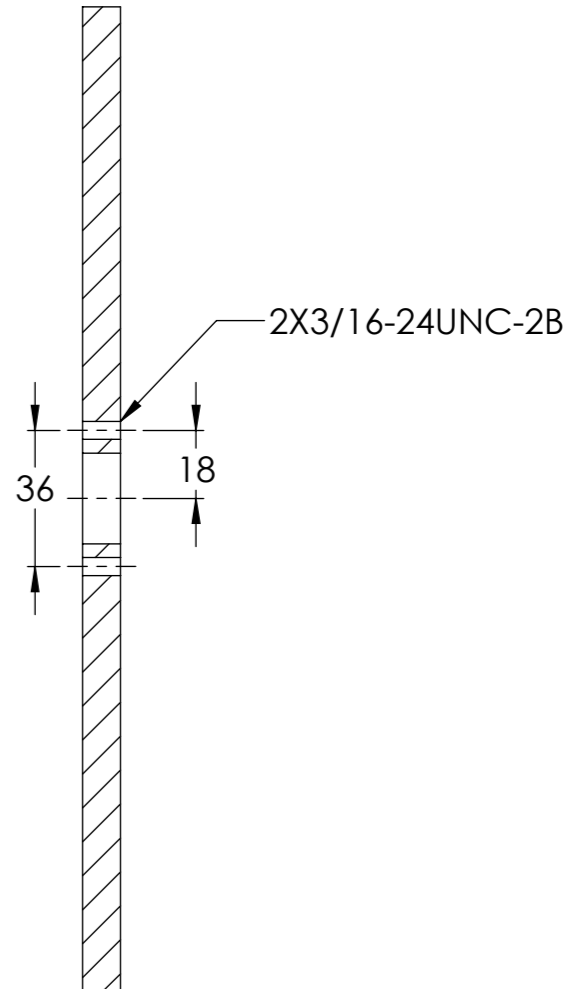
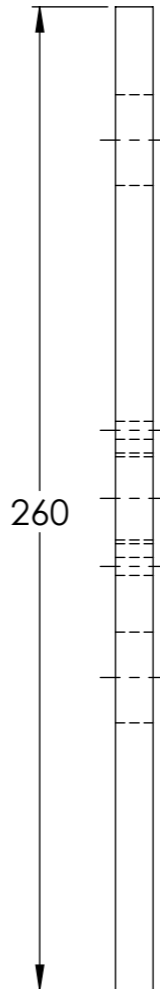
5.4 DIBUJOS NORMALIZADOS DE DETALLE Y ENSAMBLE

Una norma es una hoja o fascículo en la que se consignan esencialmente las reglas técnicas relativas al dibujo, a la designación y al control de producto industriales. Las normas están difundidas por la AFNOR y ocasionalmente por las oficinas de normalización.

Los dibujos normalizados son ilustraciones que presentan productos, piezas o ensambles para la fácil elaboración ya sea artesanal o industrial. Estos siguen lineamientos para su fácil entendimiento [8].



	A	B	C	D	E
Ø	24	22	24	24	24
X	125	125	207.06	42.44	85
Y	32.25	130	177.38	177.38	130
AJUSTE	P6 ($\frac{-0.02}{-0.03}$)	P6 ($\frac{-0.02}{-0.03}$)	P6 ($\frac{-0.02}{-0.03}$)	P6 ($\frac{-0.02}{-0.03}$)	

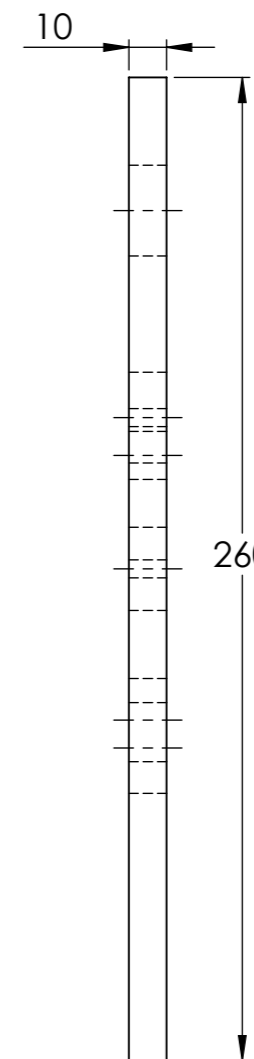
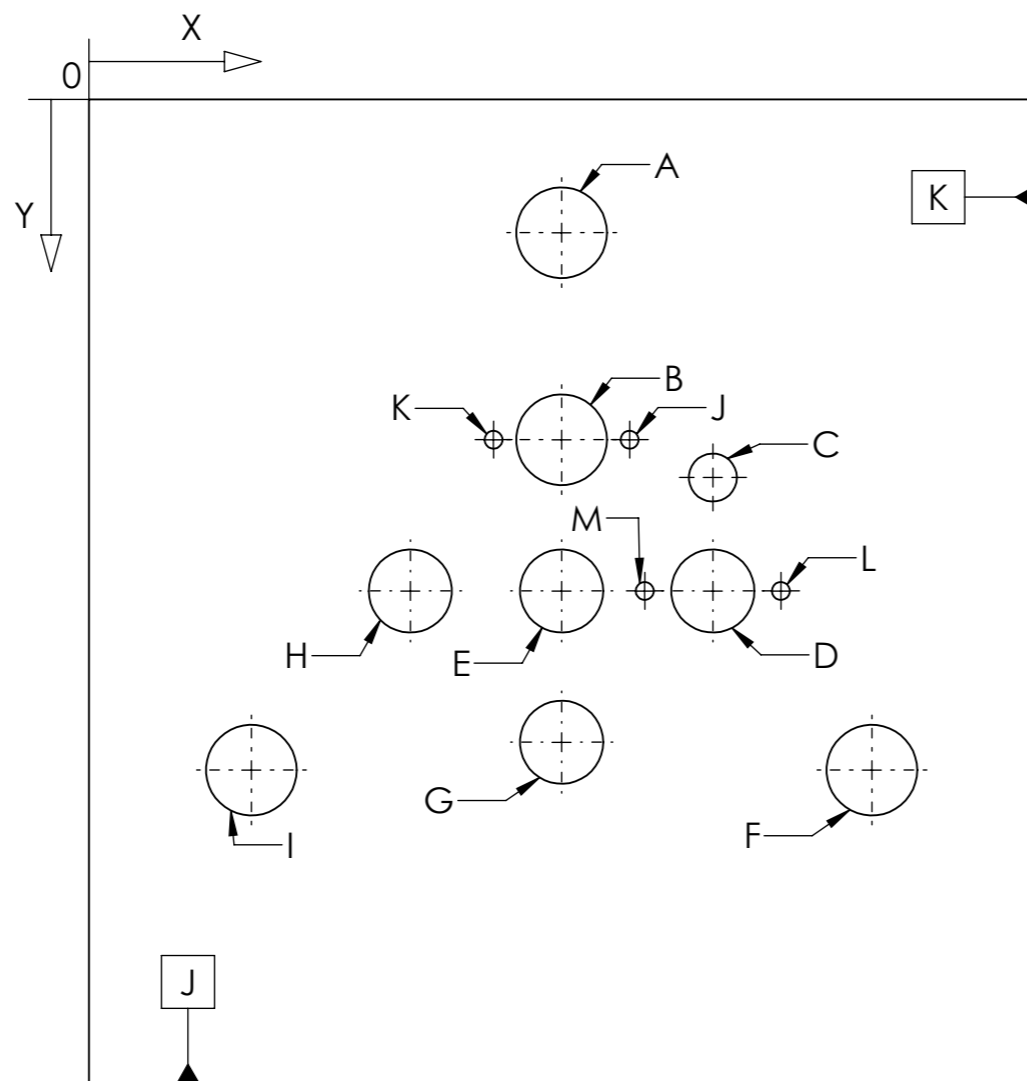
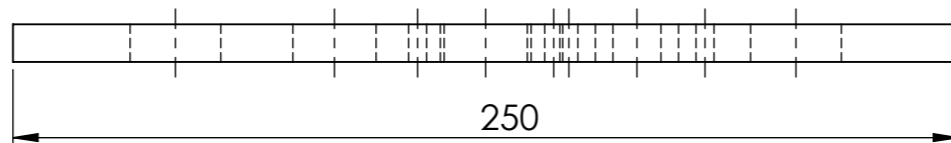


SECCIÓN H-H

Nota: Tolerancias no mostradas JS11 y js11

	Título de lámina: Placa Salida	
	Material: Acrílico	No. de lámina: C-001/C-024
Fecha: Agosto, 2014	Dibujó: Juan Carlos O. Garay	Escala: 1:2
	Acotación: mm	Revisó: Ing. Romy Pérez Moreno Tec. Armando Barbosa Fernández

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M
ϕ	24	24	12.7	22	22	24	22	22	24	3/16-24UNC-2B	3/16-24UNC-2B	3/16-24UNC-2B	3/16-24UNC-2B
X	125	125	165	165	125	207.06	125	85	42.94	107	143	183	147
Y	35.25	90	100	130	130	177.38	170	130	177.38	90	90	130	130
AJUSTE	P6 -0.02 -0.03				P6 -0.02 -0.03	P6 -0.02 -0.03	P6 -0.02 -0.03	P6 -0.02 -0.03	P6 -0.02 -0.03				



Nota: Tolerancias no mostradas JS11 y js11



Fecha:
Agosto, 2014

Título de lámina: Placa Entrada

Material: Acrílico

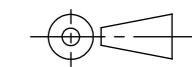
Dibujó: Juan Carlos O. Garay

Acotación: mm

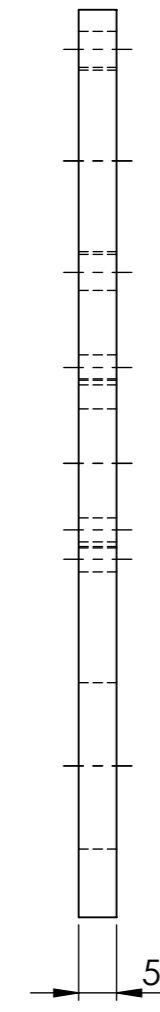
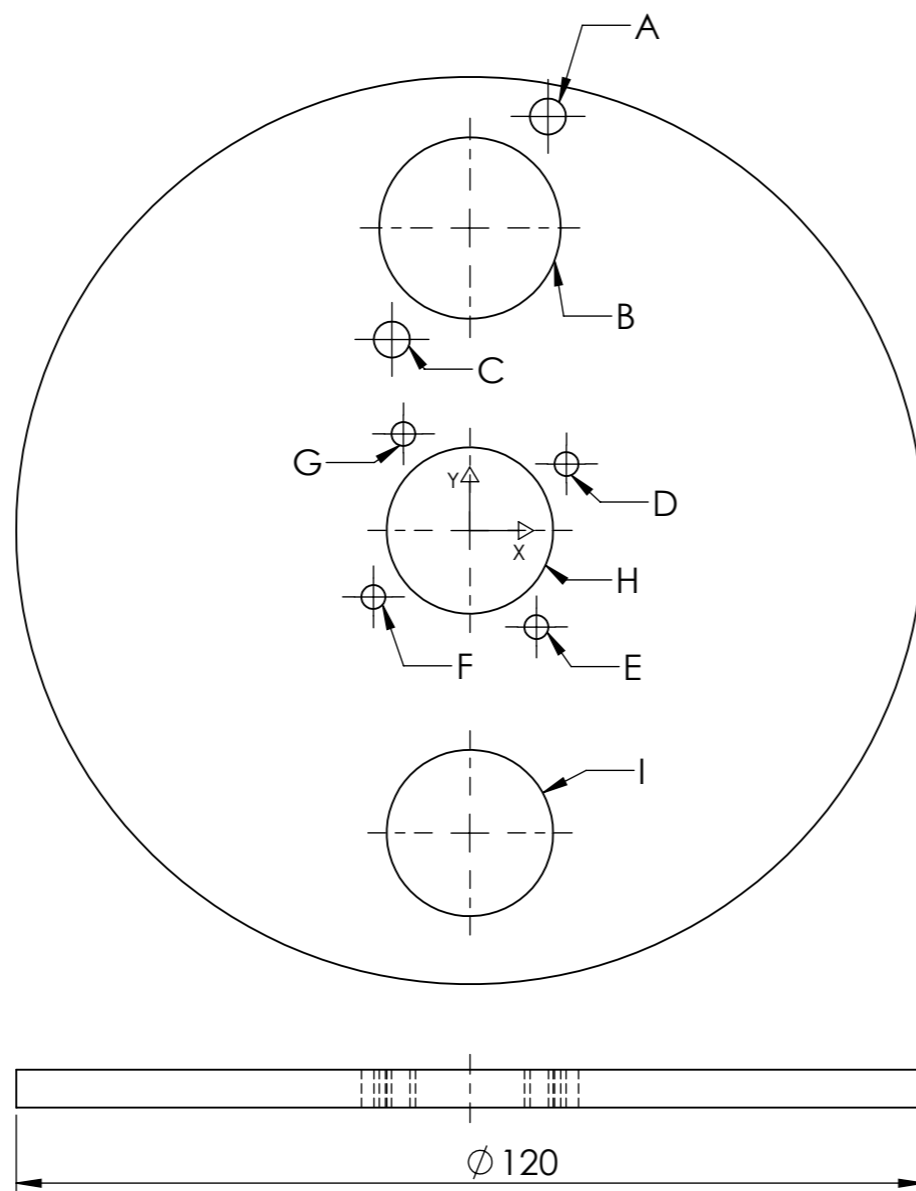
Revisó:
Ing. Romy Pérez Moreno
Tec. Armando Barbosa Fernández

No. de lámina:
C-002/C-024


Escala: 1:2

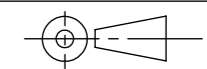


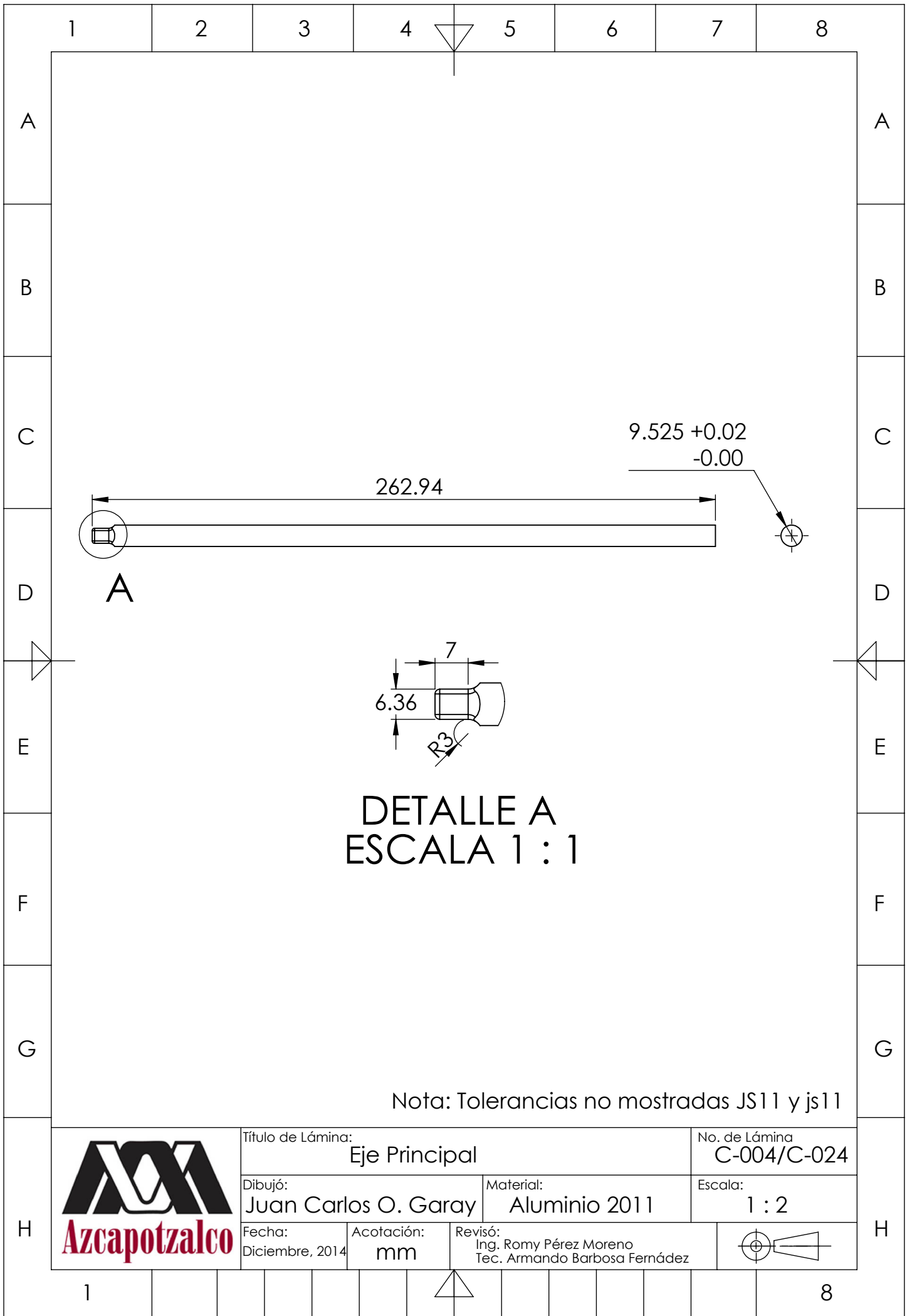
	A	B	C	D	E	F	G	H	I
ϕ	3/16-24UNC-2B	24	3/16-24UNC-2B	1/8-24UNC-2B	1/8-24UNC-2B	1/8-24UNC-2B	1/8-24UNC-2B	22	22
X	10.32	0	-10.32	12.35	8.51	-12.35	-8.51	0	0
Y	54.75	40	8.51	8.51	-12.35	-8.51	12.35	0	-40
AJUSTE									P6 ($\frac{-0.02}{-0.03}$)



Nota: Tolerancias no mostradas JS11 y js11

	Título de lámina: Placa Circular	
	Material: Nylamid Tipo m	No. de lámina: C-003/C-024
Dibujó: Juan Carlos O. Garay	Escala: 1:2	
Fecha: Diciembre, 2014	Acotación: mm	Revisó: Ing. Romy Pérez Moreno Tec. Armando Barbosa Fernández





DETALLE A
ESCALA 1 : 1

Nota: Tolerancias no mostradas JS11 y js11

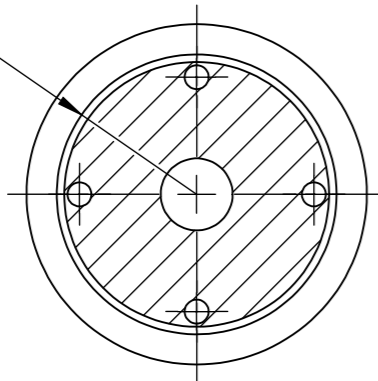


Título de Lámina: Eje Principal		No. de Lámina C-004/C-024	
Dibujó: Juan Carlos O. Garay		Material: Aluminio 2011	
Fecha: Diciembre, 2014	Acotación: mm	Revisó: Ing. Romy Pérez Moreno Tec. Armando Barbosa Fernández	

1

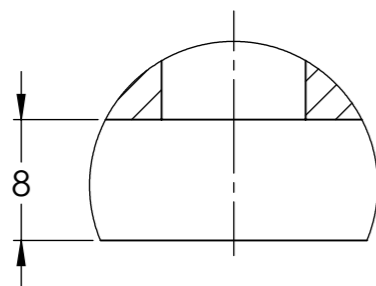
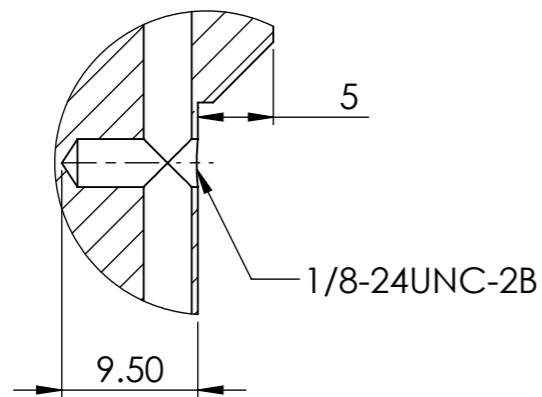
8

R18.50

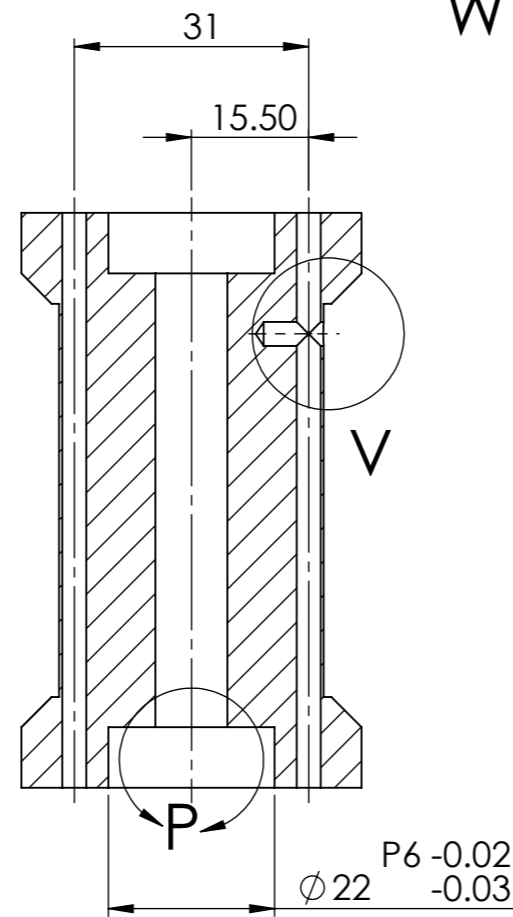
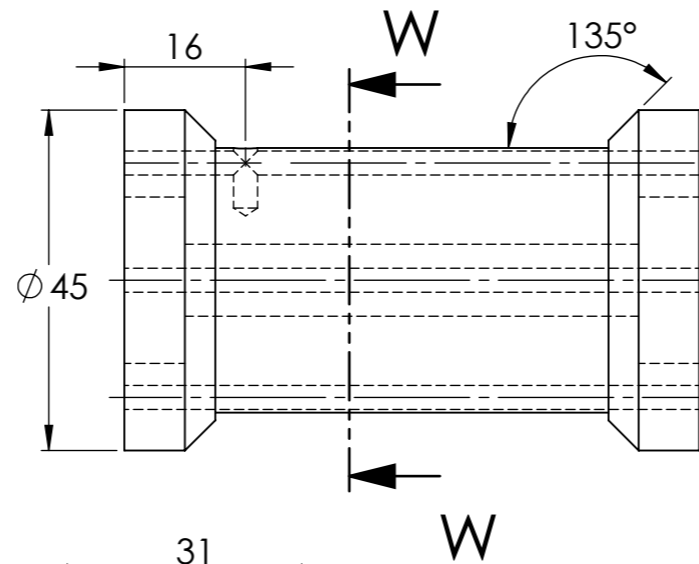


SECCIÓN W-W

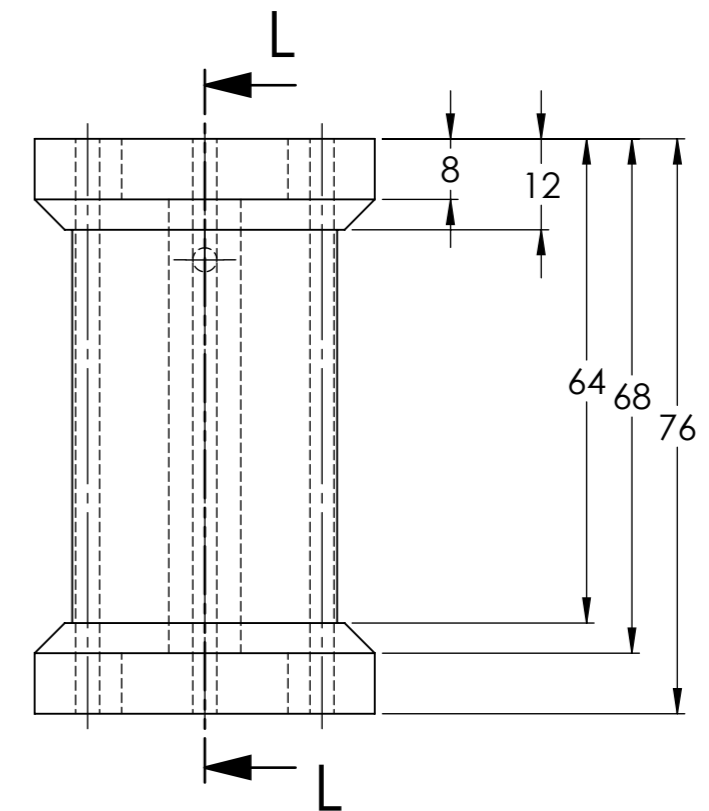
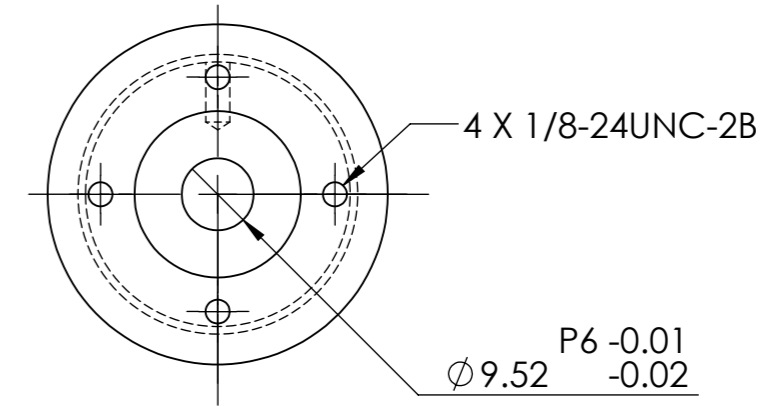
DETALLE V
ESCALA 2:1



DETALLE P
ESCALA 2:1



SECCIÓN L-L

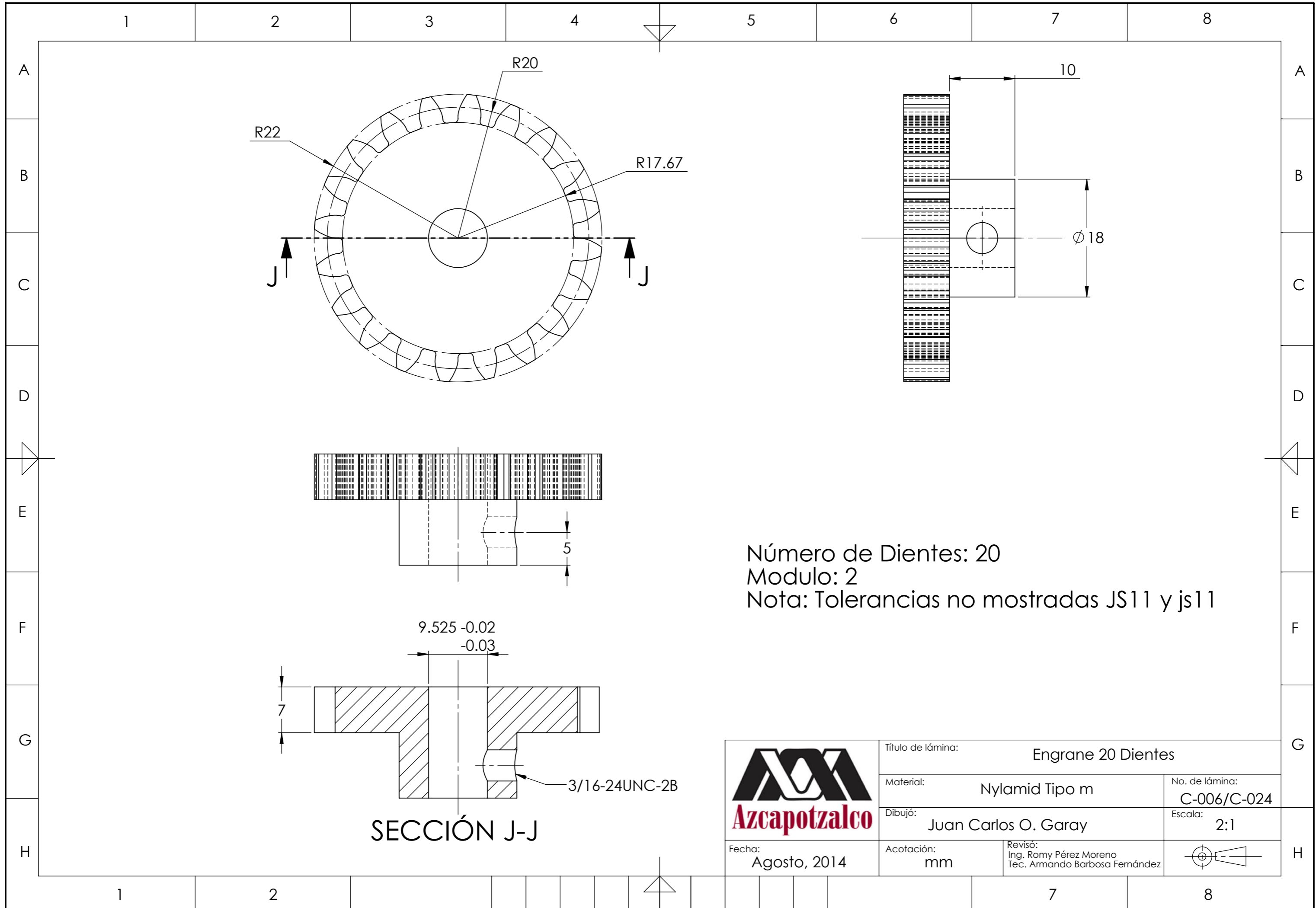


Nota: Tolerancias no mostradas JS11 y js11



Fecha:
Agosto, 2014

Título de lámina: Eje Hueco		No. de lámina: C-005/C-024
Material: Nylamid Tipo m	Escala: 1:1	
Dibujó: Juan Carlos O. Garay	Revisó: Ing. Romy Pérez Moreno Tec. Armando Barbosa Fernández	
Acotación: mm		



Número de Dientes: 20
 Modulo: 2
 Nota: Tolerancias no mostradas JS11 y js11



Fecha:
 Agosto, 2014

Título de lámina: Engrane 20 Dientes		No. de lámina: C-006/C-024
Material: Nylamid Tipo m	Escala: 2:1	
Dibujó: Juan Carlos O. Garay	Revisó: Ing. Romy Pérez Moreno Tec. Armando Barbosa Fernández	
Acotación: mm		

SECCIÓN J-J

3/16-24UNC-2B

9.525 -0.02
 -0.03

7

5

10

∅ 18

R20

R22

R17.67

J

J

1

2

3

4

5

6

7

8

A

B

C

D

E

F

G

H

A

B

C

D

E

F

G

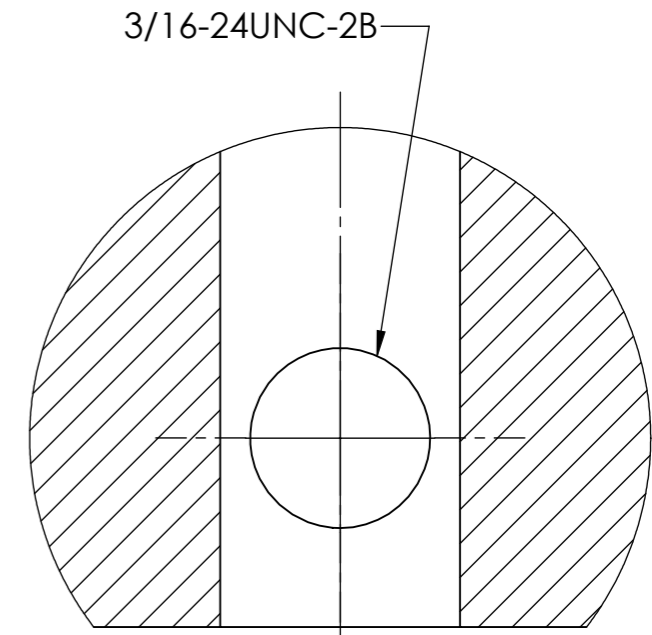
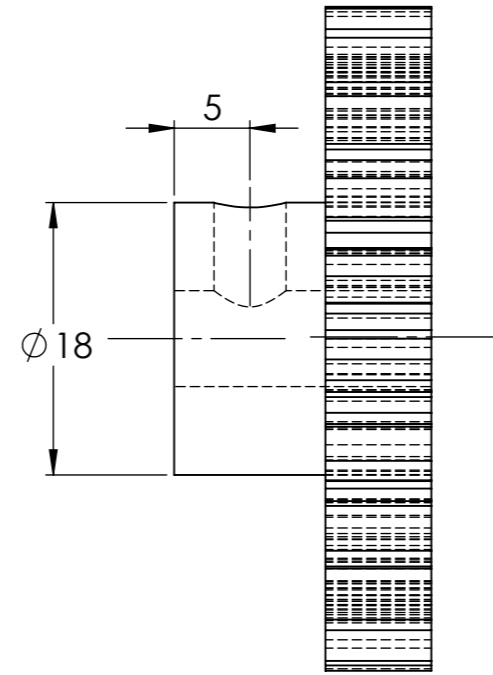
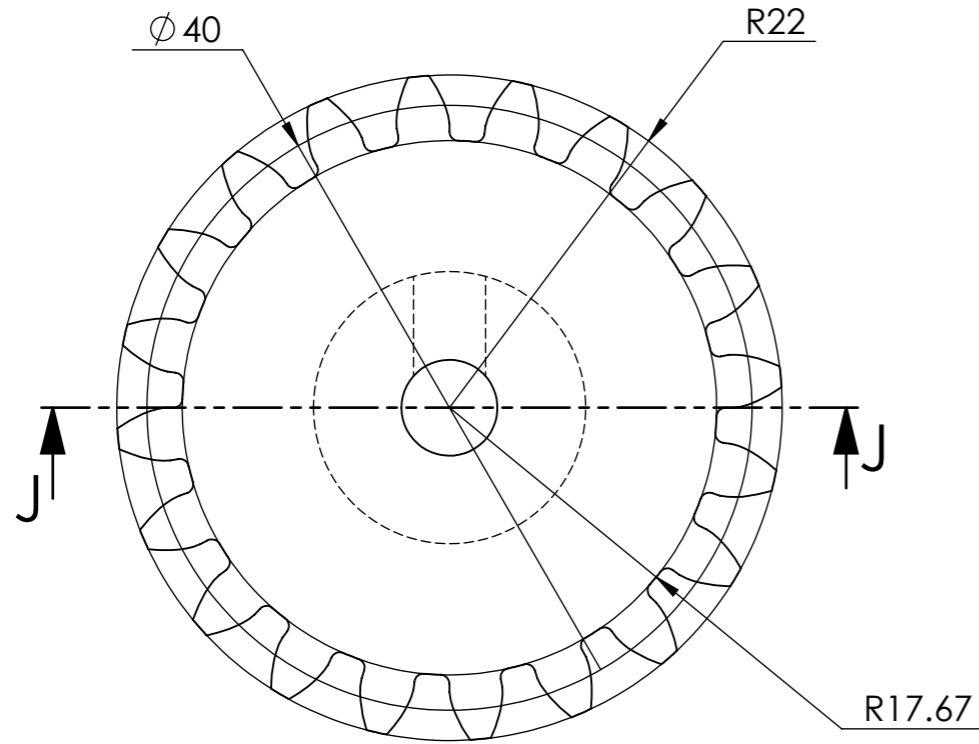
H

1

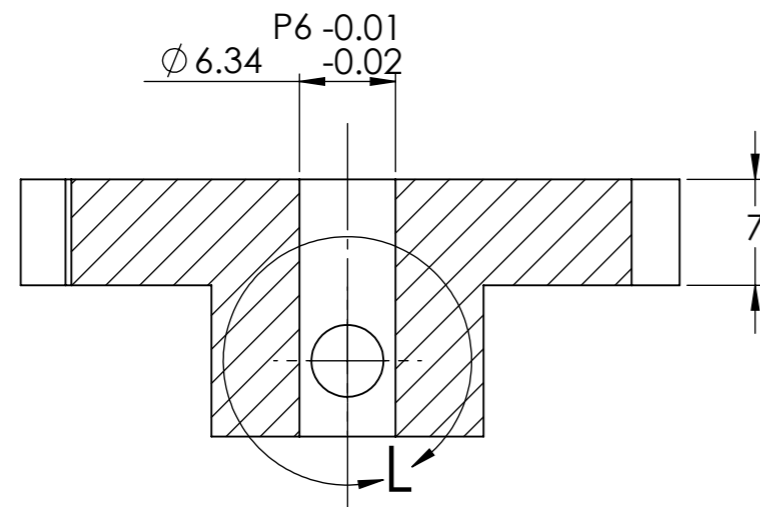
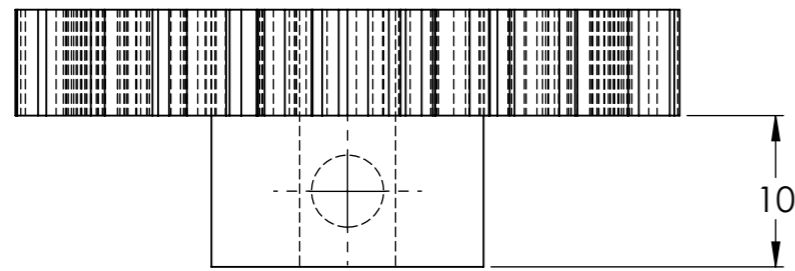
2

7

8



DETALLE L
ESCALA 5 : 1



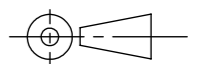
SECCIÓN J-J

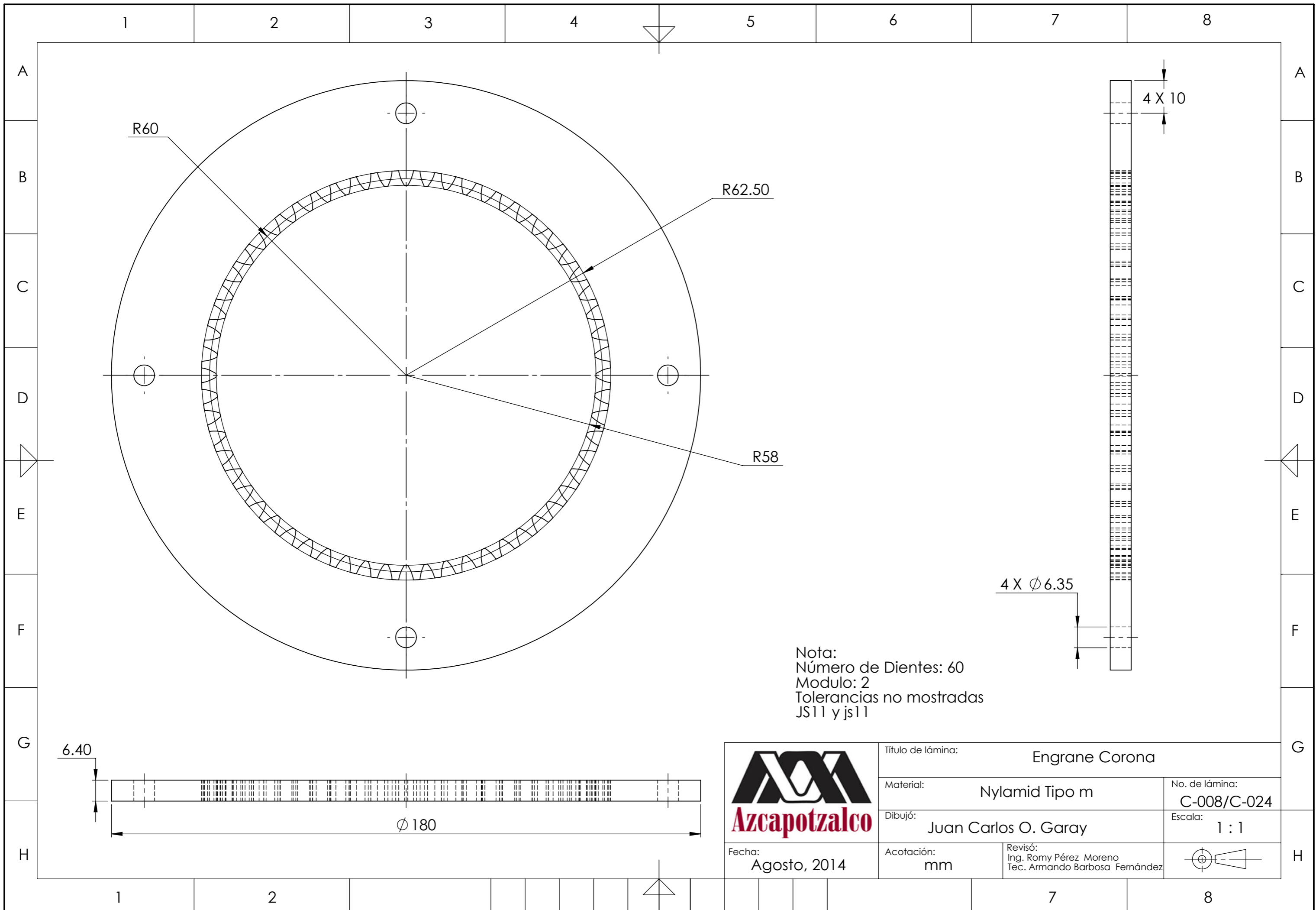
Nota:
Número de Dientes: 20
Modulo: 2
Tolerancias no mostradas JS11 y js11

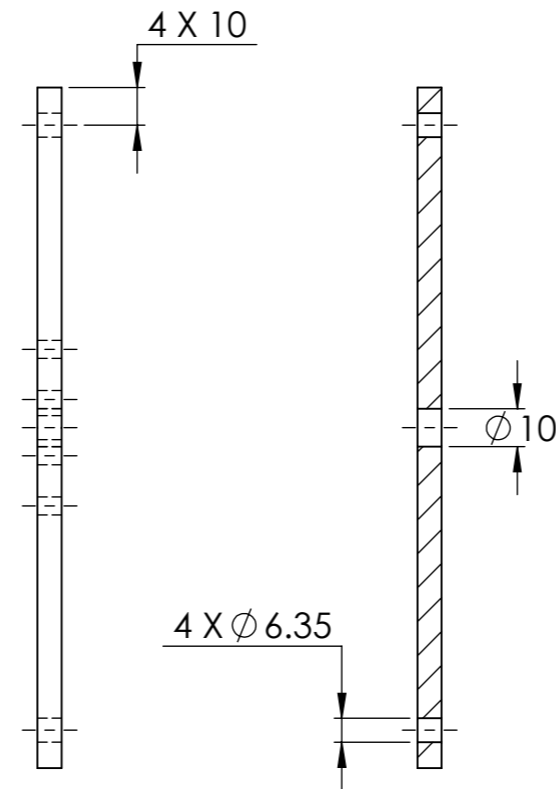
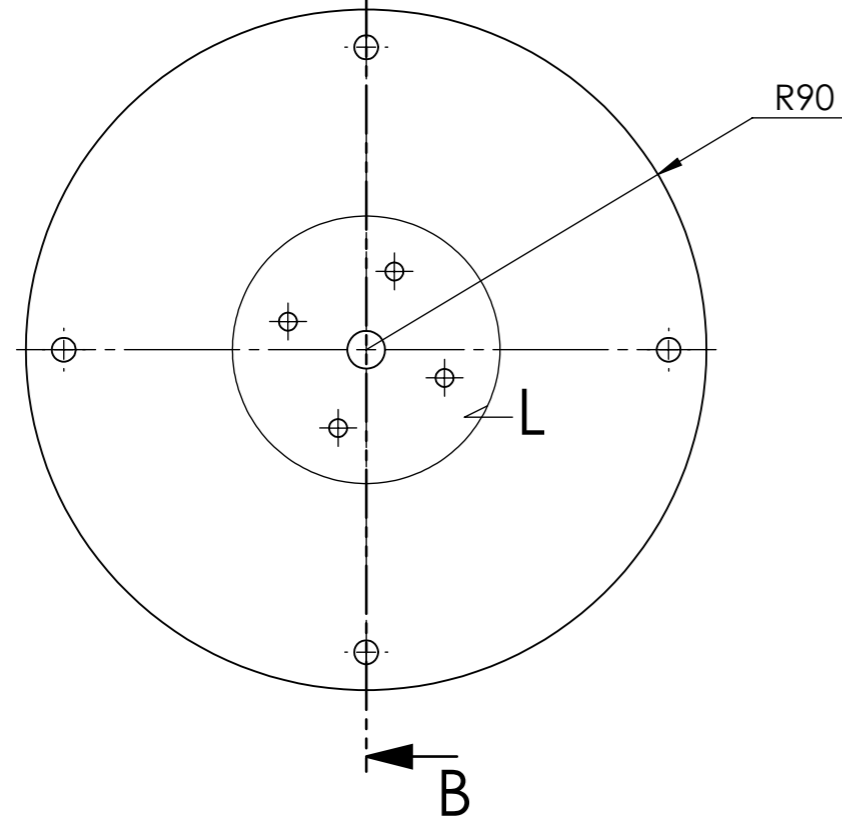


Fecha:
Agosto, 2014

Título de lámina: Engrane 20 Dientes de Potenciómetro		No. de lámina: C-007/C-024
Material: Nylamid Tipo m	Escala: 2 : 1	
Dibujó: Juan Carlos O. Garay	Acotación: mm	Revisó: Ing. Romy Pérez Moreno Tec. Armando Barbosa Fernández

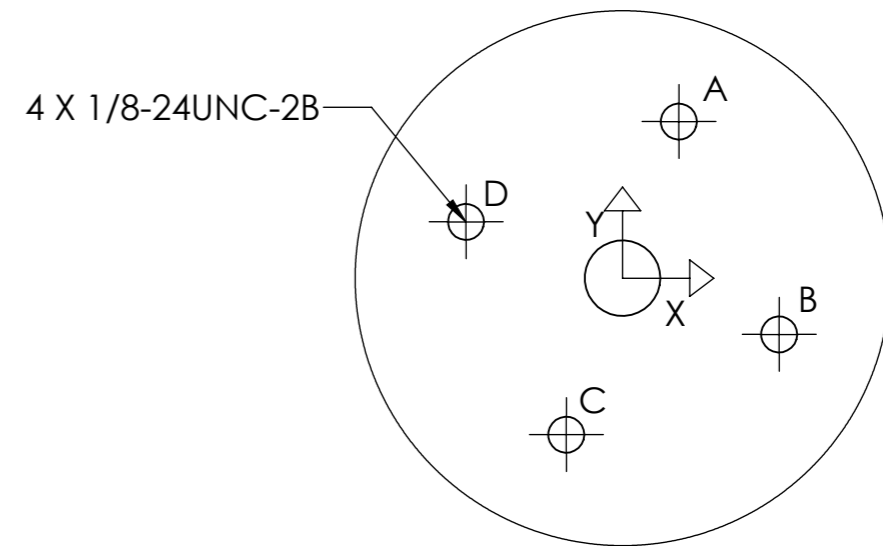




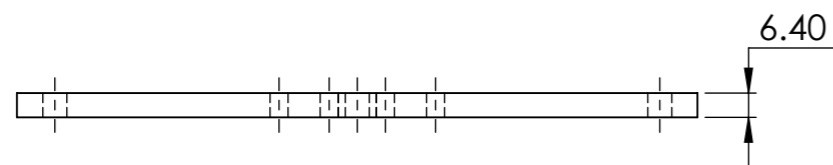


SECCIÓN B-B

Tabla de localización de Barrenos (detalle L)				
	A	B	C	D
X	7.44	20.70	-7.44	-20.70
Y	20.70	-7.44	-20.70	7.44



DETALLE L
ESCALA 1 : 1



Nota: Tolerancias no mostradas JS11 y js11



Fecha:
Agosto, 2014

Título de lámina: Placa Circular Salida

Material: Nylamid Tipo m

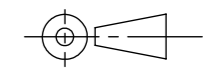
Dibujó: Juan Carlos O. Garay

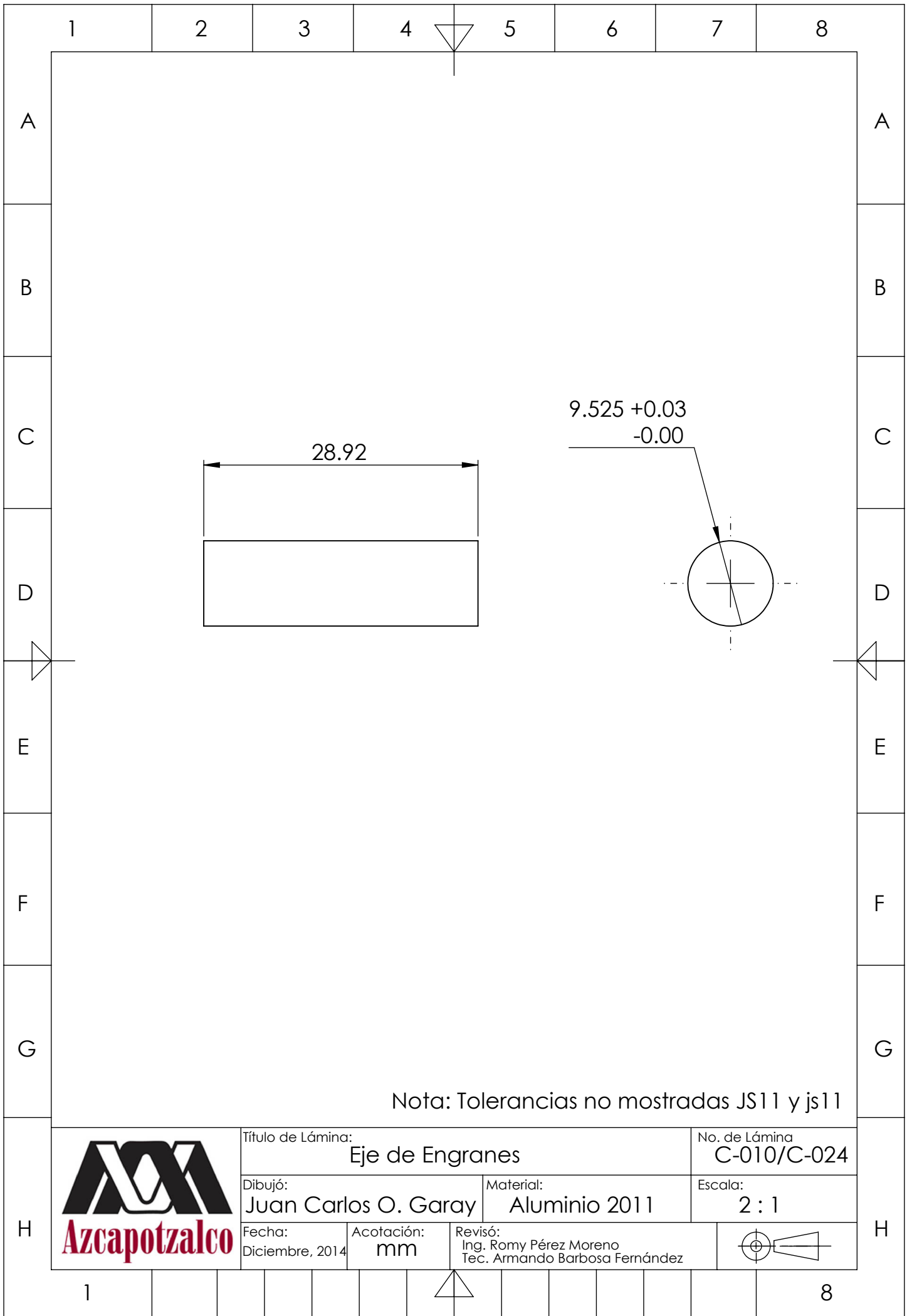
Acotación:
mm

No. de lámina:
C-009/C-024

Escala:
1:2

Revisó:
Ing. Romy Pérez Moreno
Tec. Armando Barbosa Fernández





1 2 3 4 5 6 7 8

A A

B B

C C

D D

E E

F F

G G

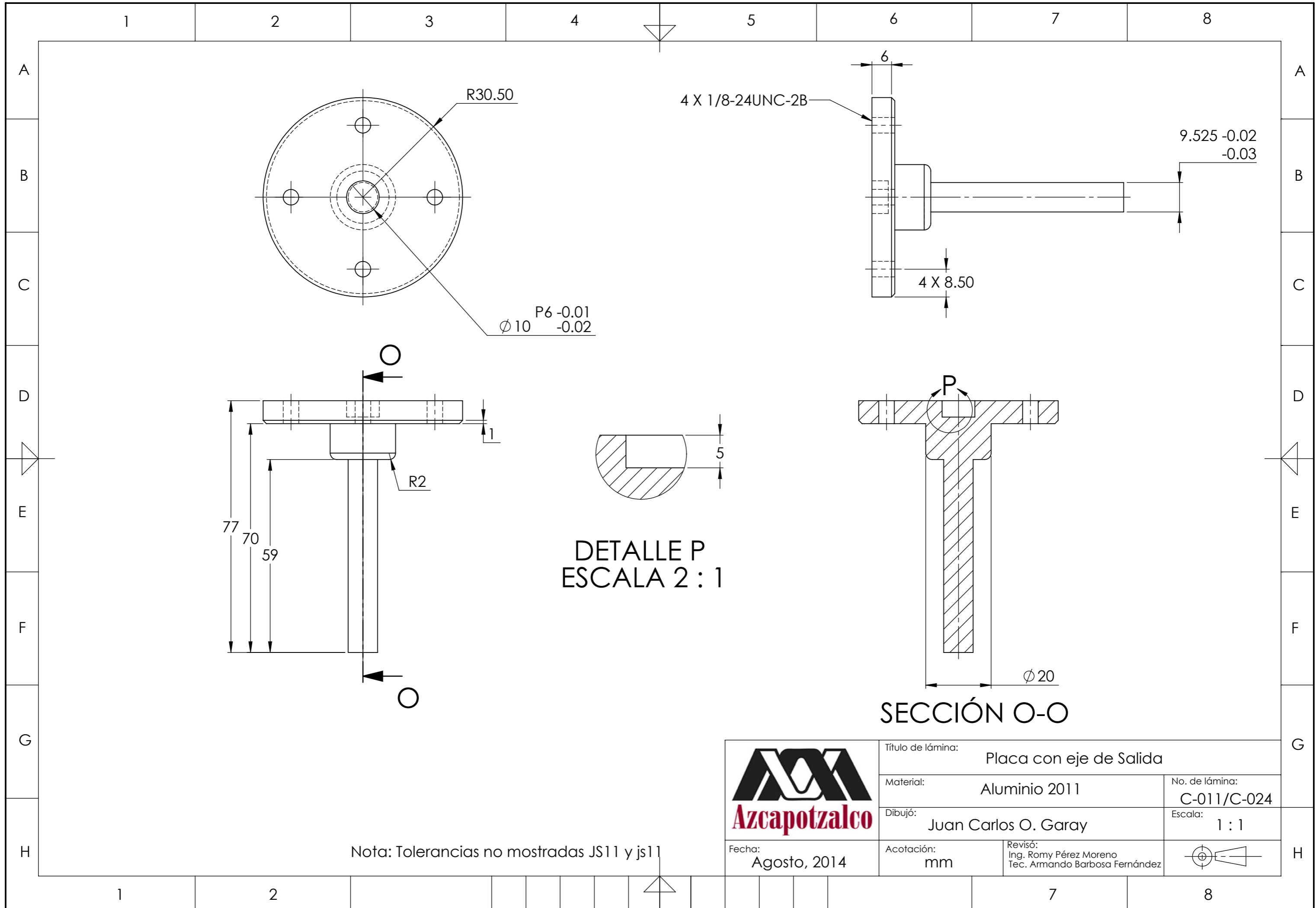
Nota: Tolerancias no mostradas JS11 y js11



Título de Lámina: Eje de Engranés		No. de Lámina C-010/C-024	
Dibujó: Juan Carlos O. Garay		Material: Aluminio 2011	
Fecha: Diciembre, 2014	Acotación: mm	Revisó: Ing. Romy Pérez Moreno Tec. Armando Barbosa Fernández	

1 8


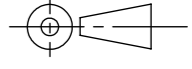
H H

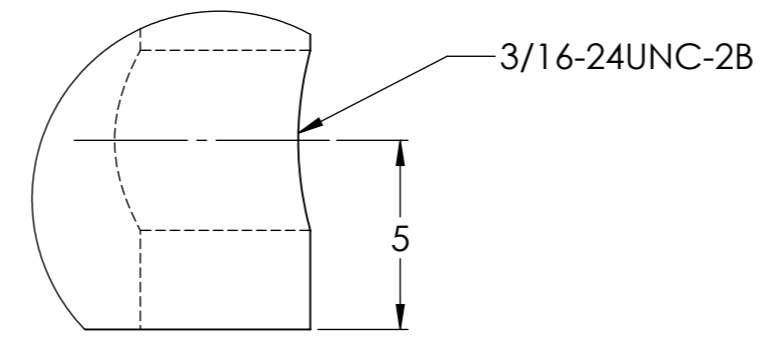
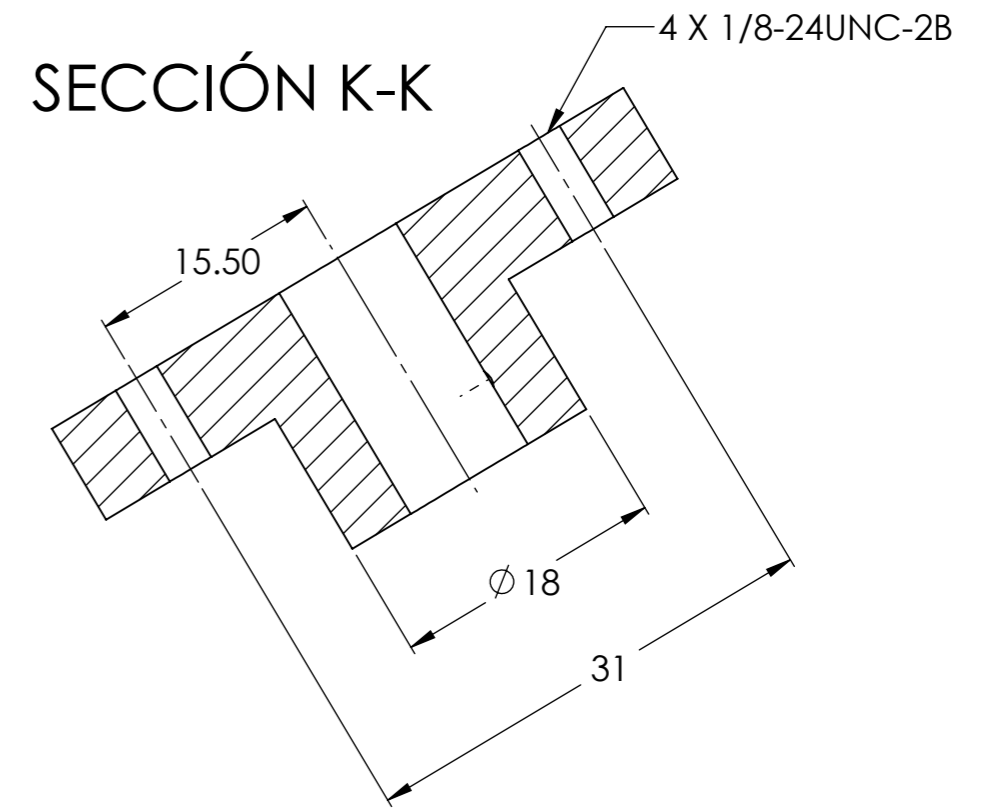
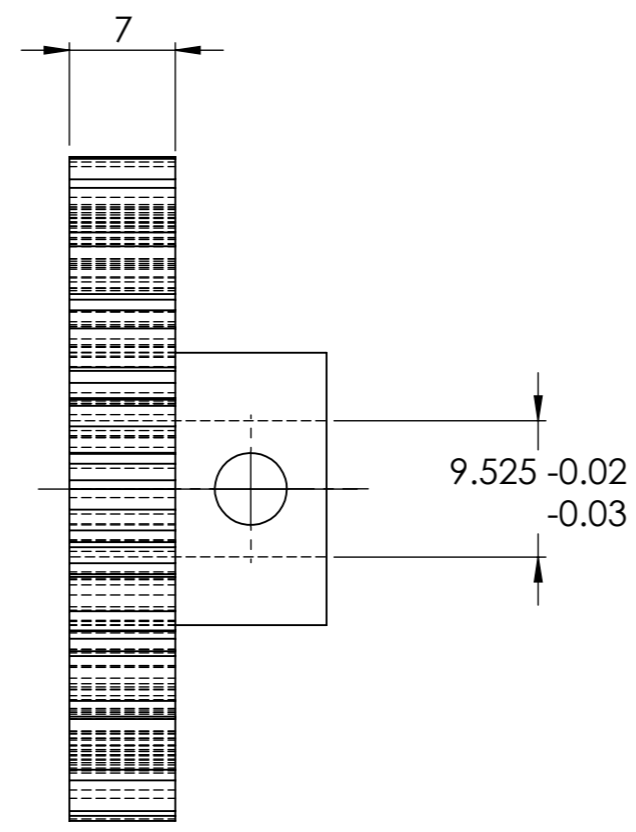
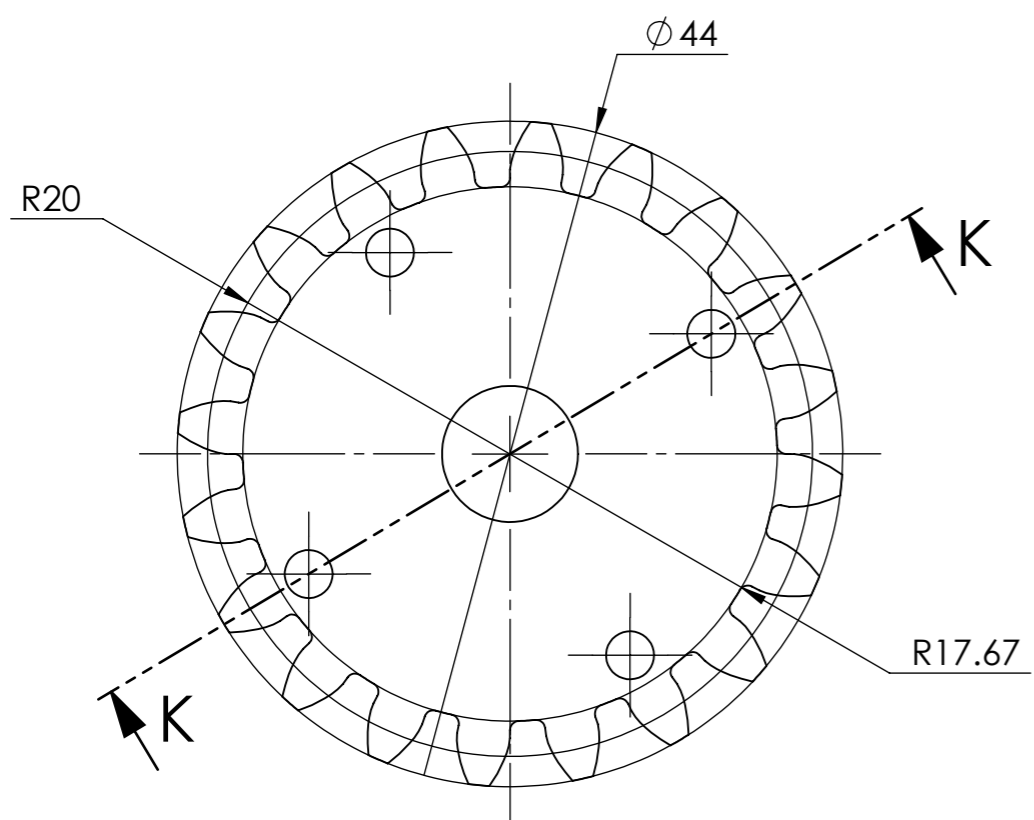


DETALLE P
ESCALA 2 : 1

SECCIÓN O-O

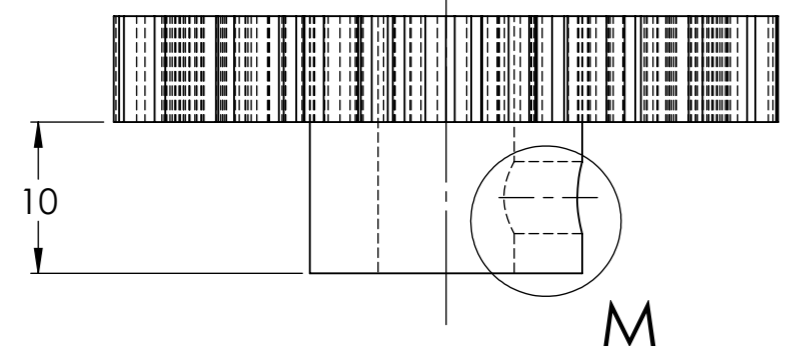
Nota: Tolerancias no mostradas JS11 y js11

	Título de lámina: Placa con eje de Salida	
	Material: Aluminio 2011	No. de lámina: C-011/C-024
Fecha: Agosto, 2014	Dibujó: Juan Carlos O. Garay	Escala: 1 : 1
Acotación: mm	Revisó: Ing. Romy Pérez Moreno Tec. Armando Barbosa Fernández	

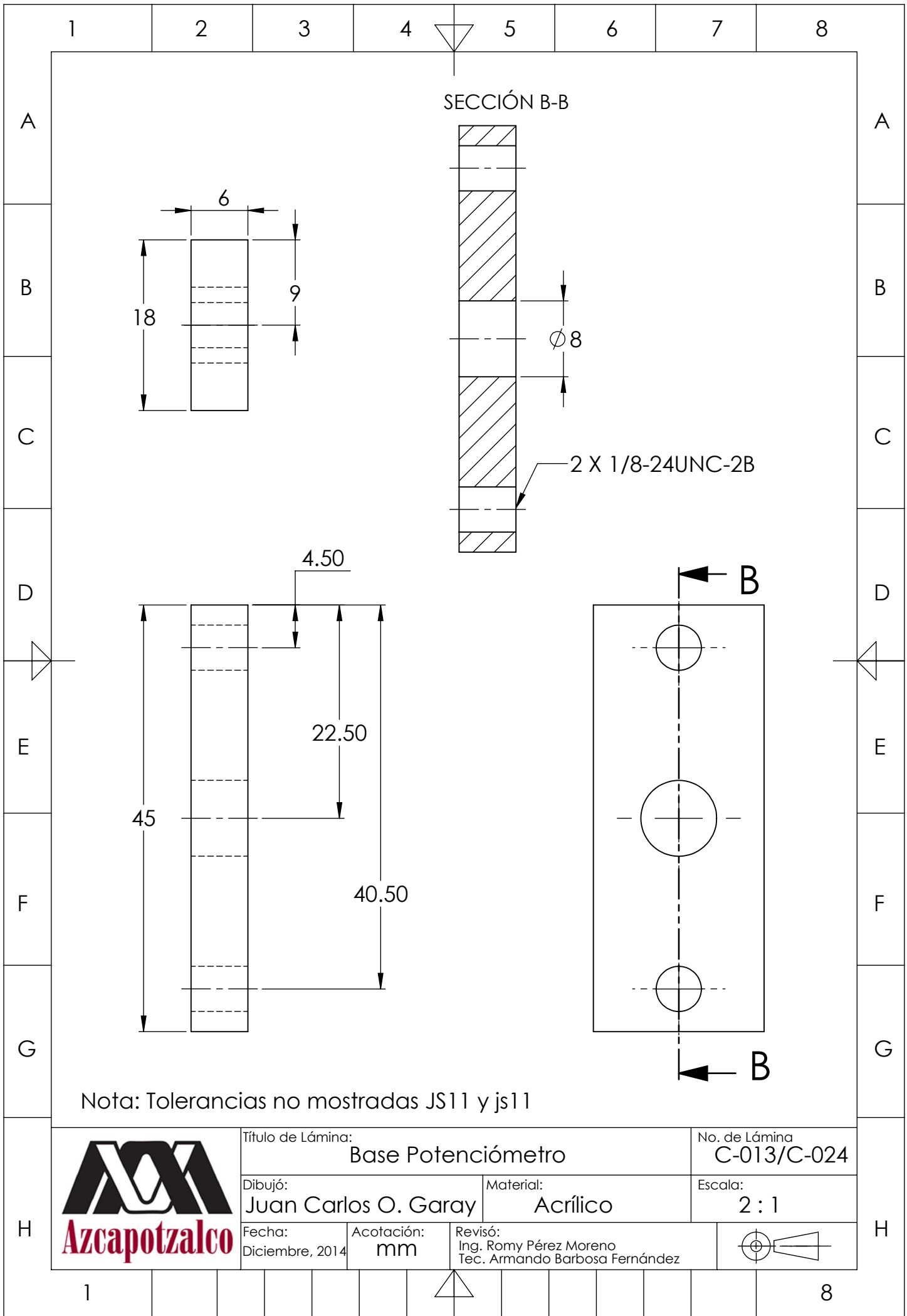


DETALLE M
ESCALA 5 : 1

Nota:
Número de Dientes: 20
Modulo: 2
Tolerancias no mostradas JS11 y js11



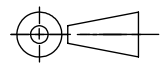
Título de lámina: Engrane con 4 barrenos		No. de lámina: C-012/C-024	
Material: Nylamid Tipo m		Escala: 2 : 1	
Dibujó: Juan Carlos O. Garay		Revisó: Ing. Romy Pérez Moreno Tec. Armando Barbosa Fernández	
Fecha: Agosto, 2014	Acotación: mm		



Nota: Tolerancias no mostradas JS11 y js11

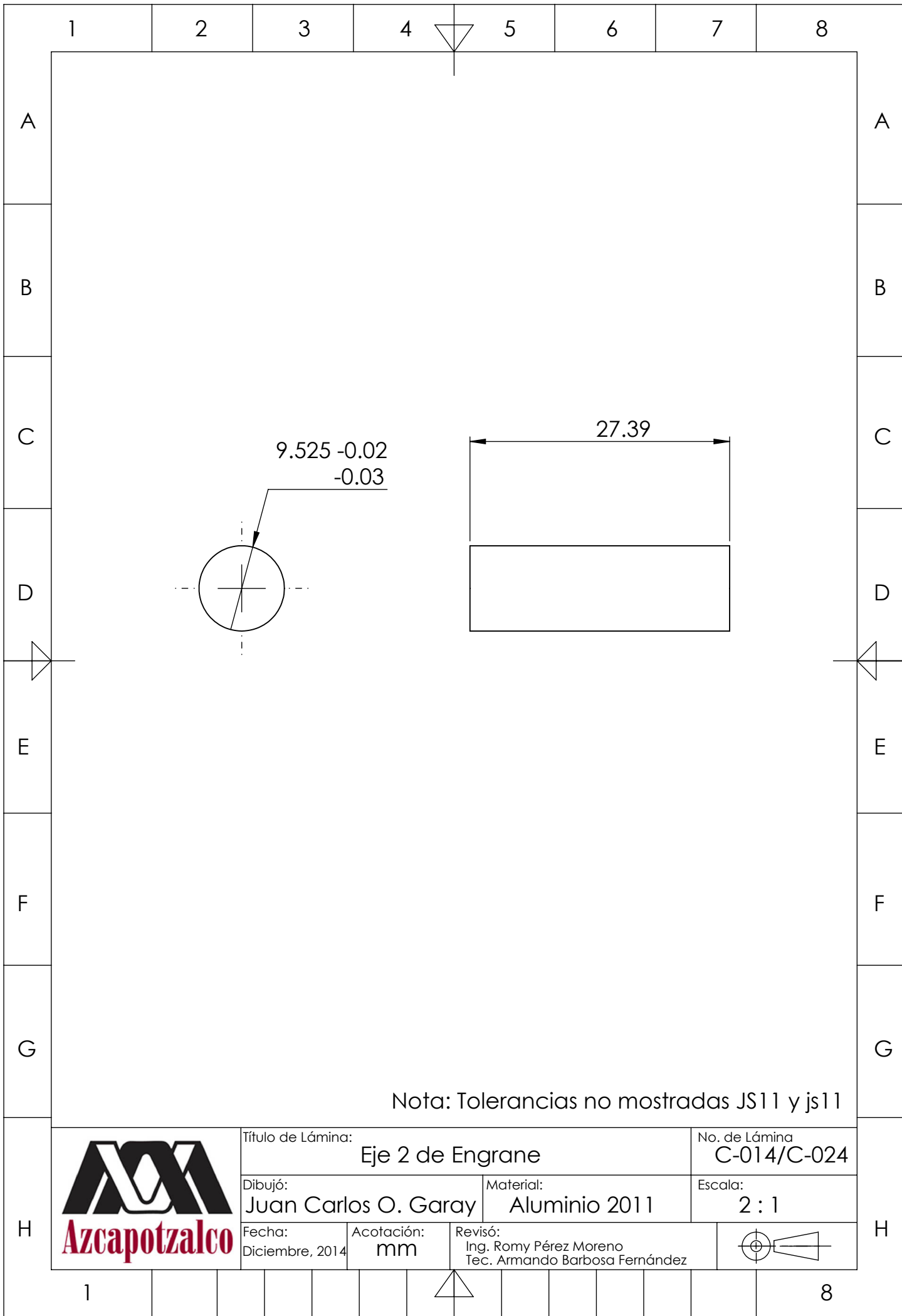


Título de Lámina: Base Potenciómetro		No. de Lámina C-013/C-024
Dibujó: Juan Carlos O. Garay	Material: Acrílico	Escala: 2 : 1
Fecha: Diciembre, 2014	Acotación: mm	Revisó: Ing. Romy Pérez Moreno Tec. Armando Barbosa Fernández



1

8



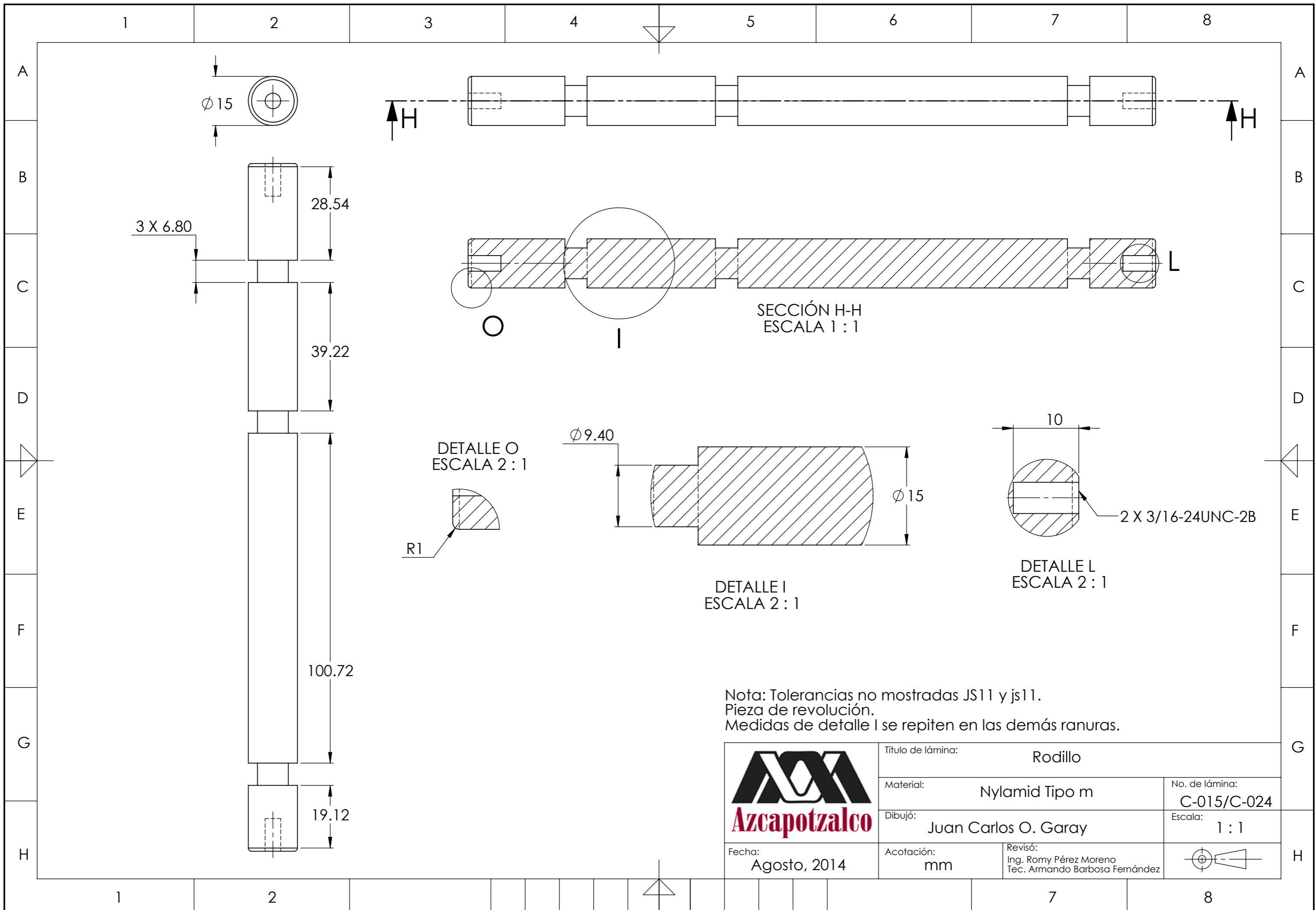
Nota: Tolerancias no mostradas JS11 y js11



Título de Lámina: Eje 2 de Engrane		No. de Lámina C-014/C-024	
Dibujó: Juan Carlos O. Garay		Material: Aluminio 2011	
Fecha: Diciembre, 2014	Acotación: mm	Revisó: Ing. Romy Pérez Moreno Tec. Armando Barbosa Fernández	

1

8



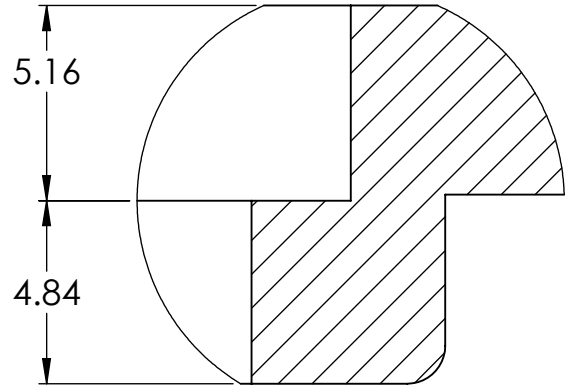
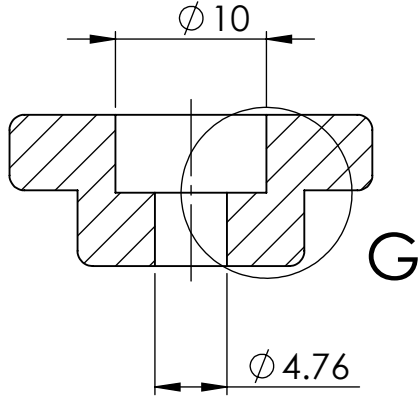
Fecha: Agosto, 2014

Título de lámina: Rodillo		No. de lámina: C-015/C-024
Material: Nylamid Tipo m	Escala: 1 : 1	
Dibujó: Juan Carlos O. Garay	Revisó: Ing. Romy Pérez Moreno Tec. Armando Barbosa Fernández	
Acotación: mm		

1 2 3 4 5 6 7 8

A

SECCIÓN F-F



DETALLE G ESCALA 5 : 1

B

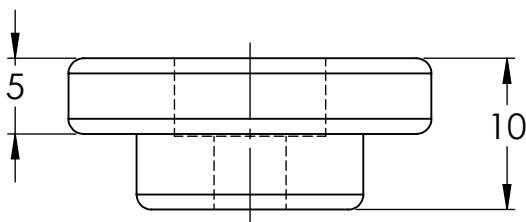
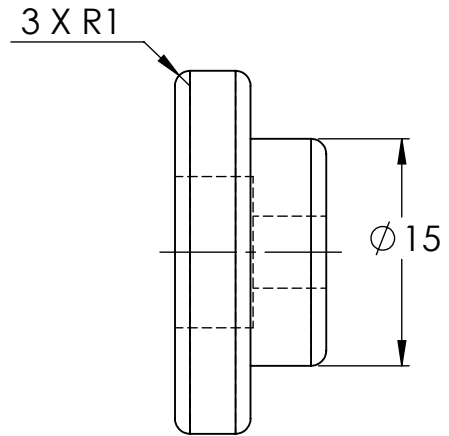
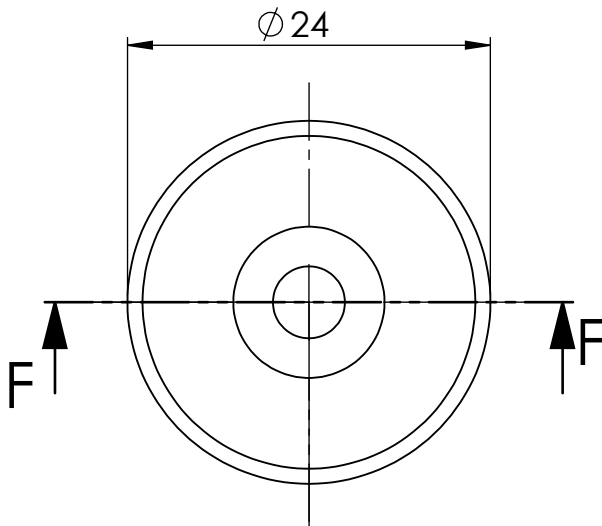
C

D

E

F

G



Nota: Tolerancias no mostradas JS11 y js11



Título de Lámina:

Buje de Rodillos

No. de Lámina

C-016/C-024

Dibujó:

Juan Carlos O. Garay

Material:

Aluminio 2011

Escala:

2 : 1

Fecha:

Diciembre, 2014

Acotación:

mm

Revisó:

Ing. Romy Pérez Moreno
Tec. Armando Barbosa Fernández



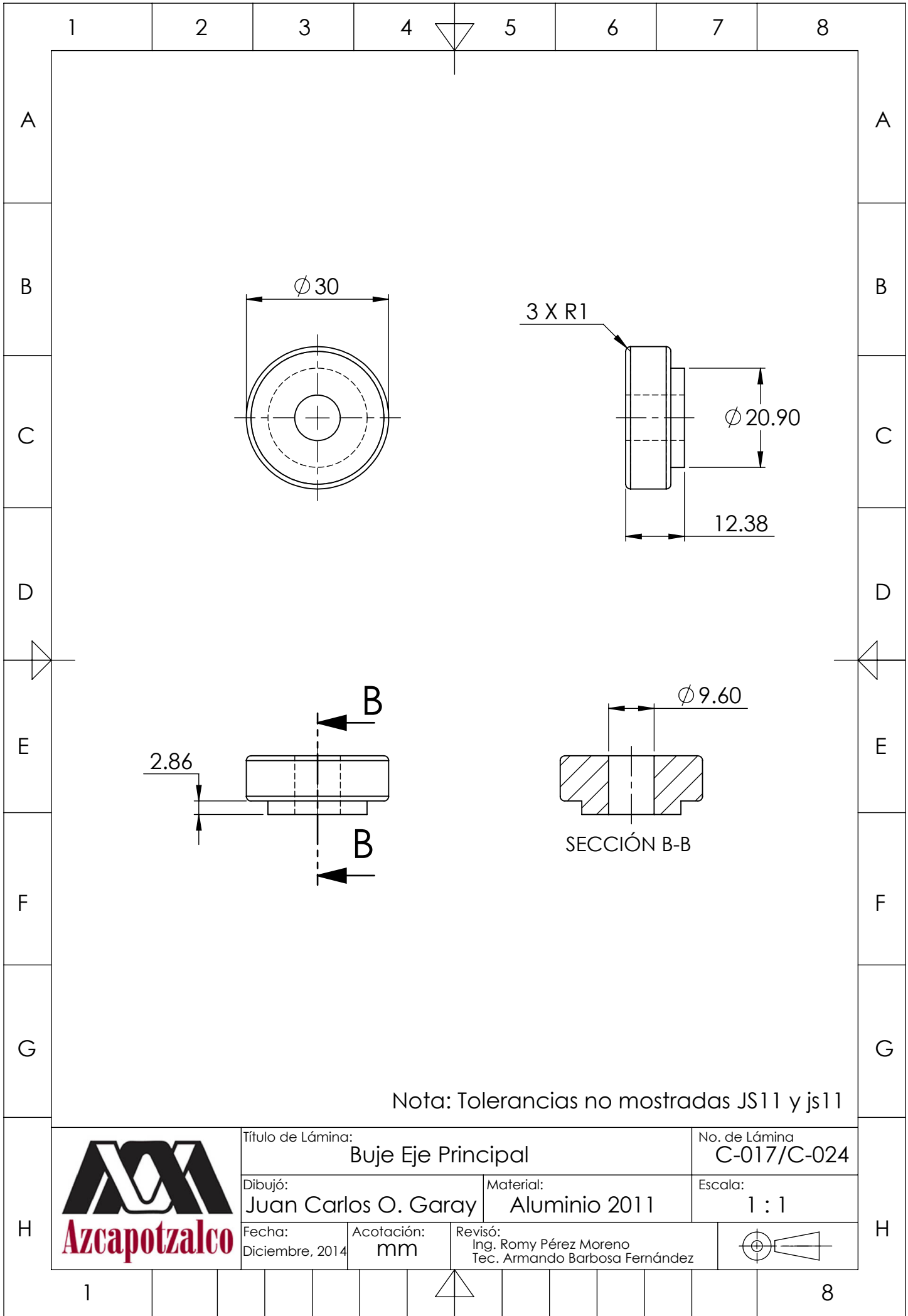
H

H

1



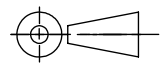
8

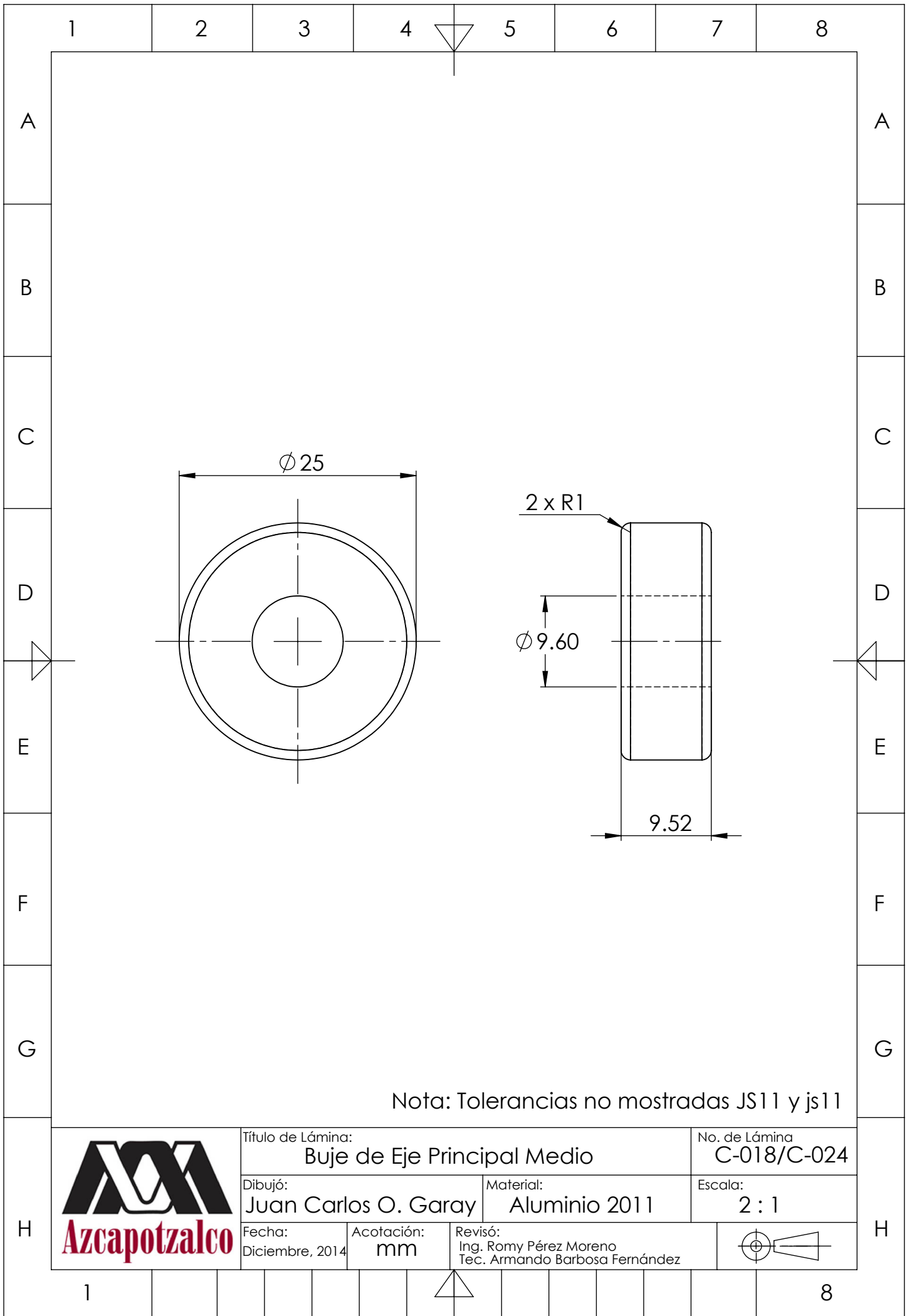


Nota: Tolerancias no mostradas JS11 y js11



Título de Lámina: Buje Eje Principal		No. de Lámina C-017/C-024
Dibujó: Juan Carlos O. Garay	Material: Aluminio 2011	Escala: 1 : 1
Fecha: Diciembre, 2014	Acotación: mm	Revisó: Ing. Romy Pérez Moreno Tec. Armando Barbosa Fernández

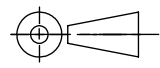




Nota: Tolerancias no mostradas JS11 y js11

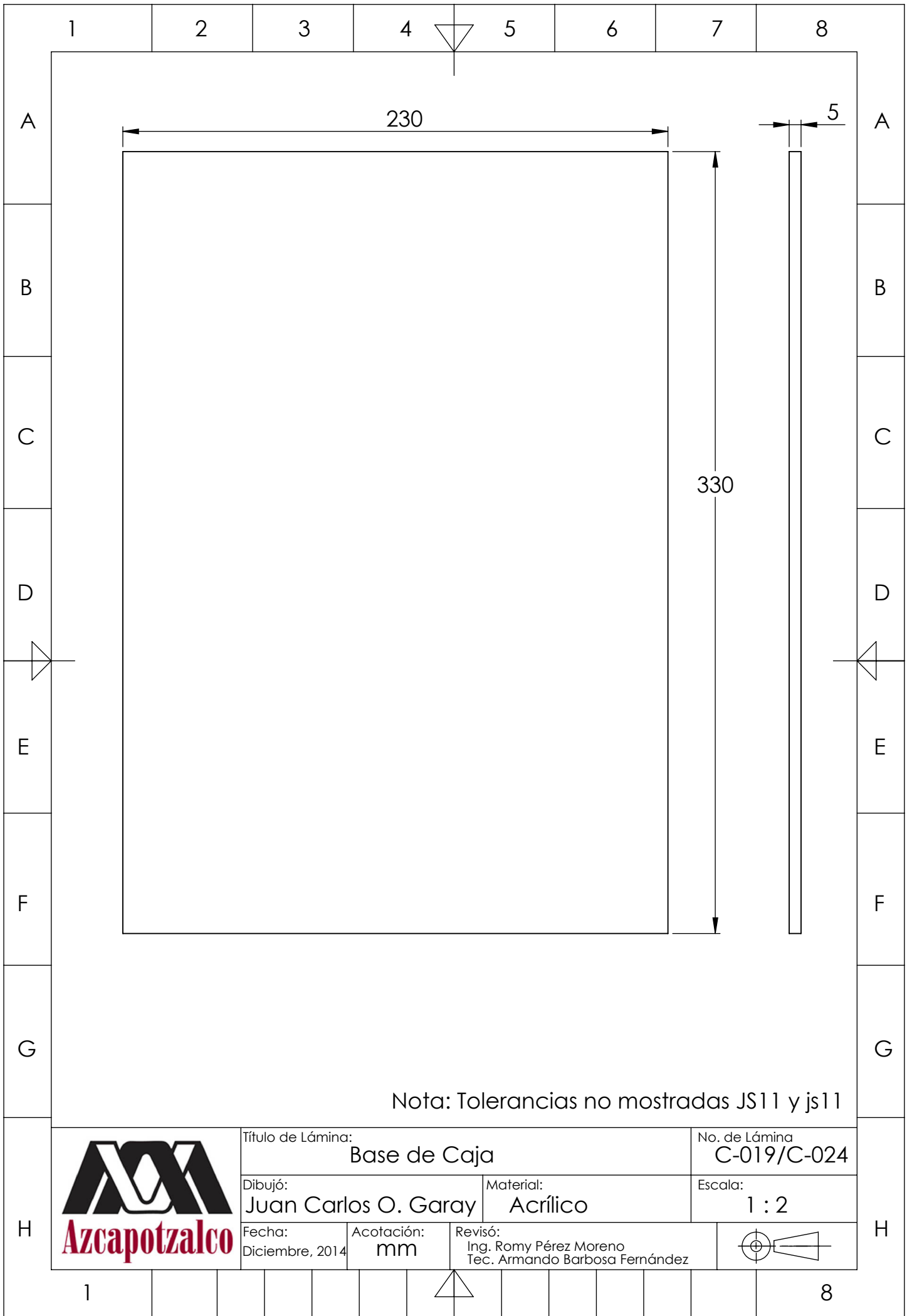


Título de Lámina: Buje de Eje Principal Medio		No. de Lámina C-018/C-024
Dibujó: Juan Carlos O. Garay	Material: Aluminio 2011	Escala: 2 : 1
Fecha: Diciembre, 2014	Acotación: mm	Revisó: Ing. Romy Pérez Moreno Tec. Armando Barbosa Fernández

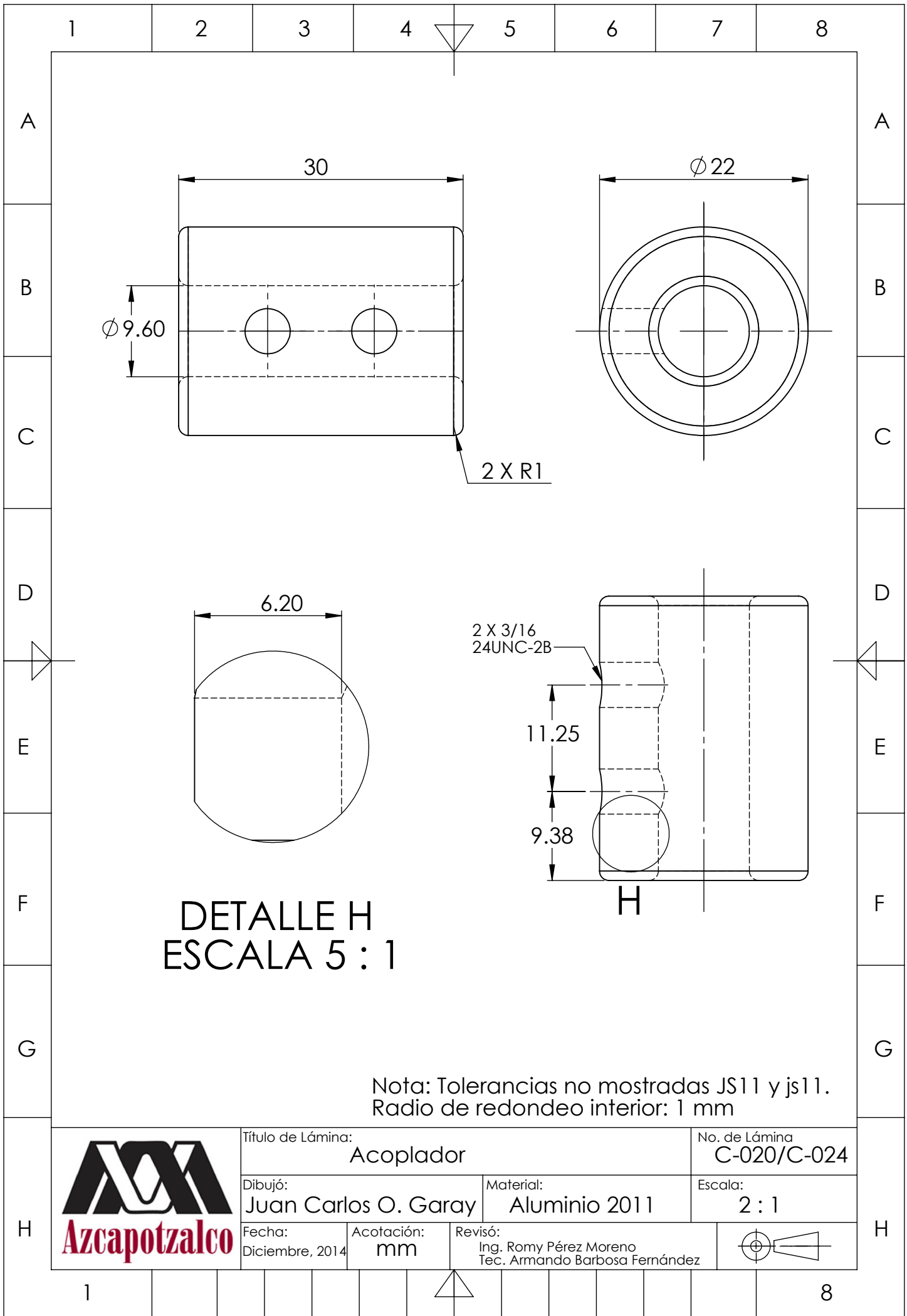


1

8



Nota: Tolerancias no mostradas JS11 y js11

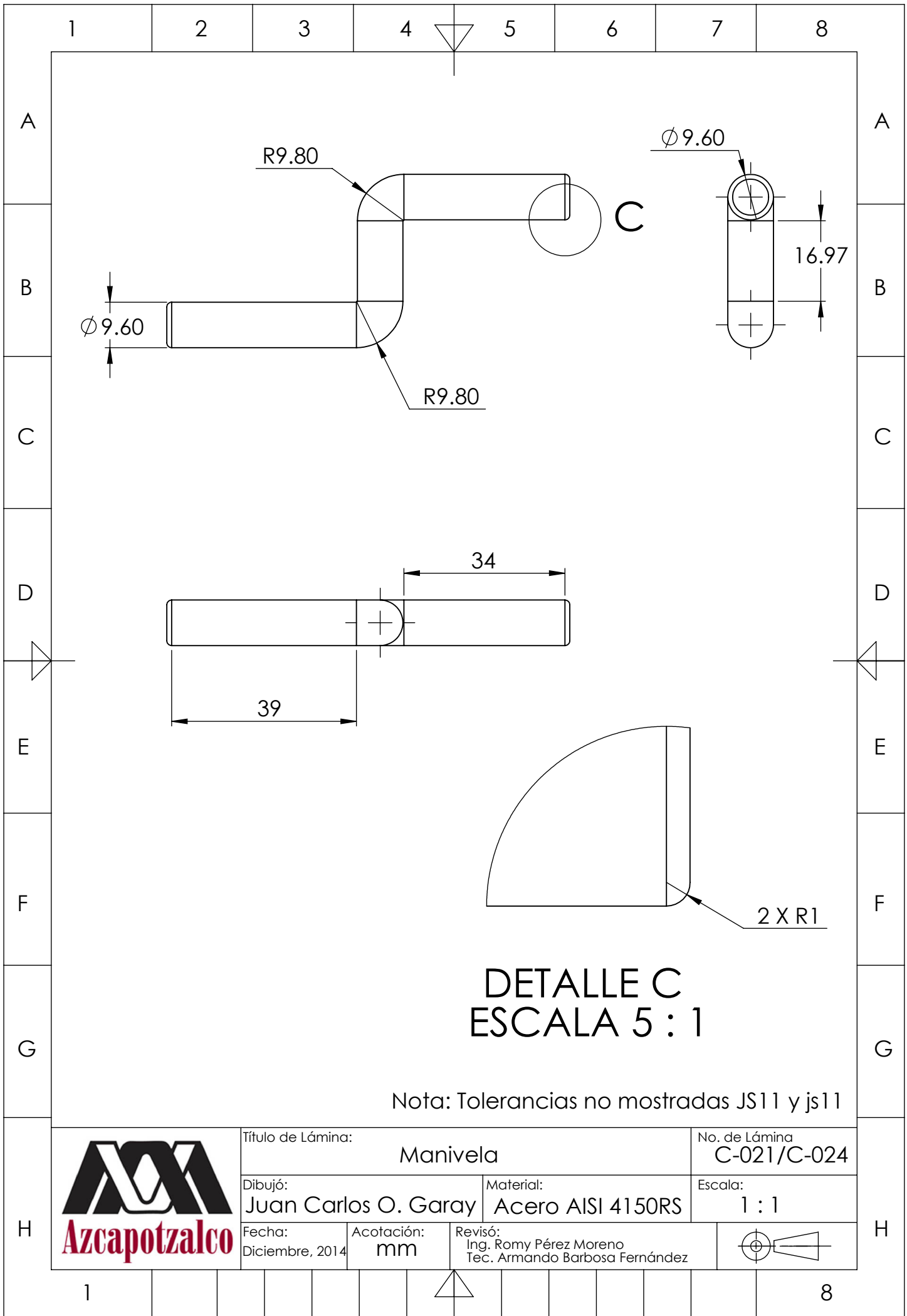


DETALLE H
ESCALA 5 : 1

Nota: Tolerancias no mostradas JS11 y js11.
Radio de redondeo interior: 1 mm



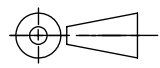
Título de Lámina: Acoplador		No. de Lámina C-020/C-024	
Dibujó: Juan Carlos O. Garay		Material: Aluminio 2011	
Fecha: Diciembre, 2014	Acotación: mm	Revisó: Ing. Romy Pérez Moreno Tec. Armando Barbosa Fernández	



DETALLE C
ESCALA 5 : 1

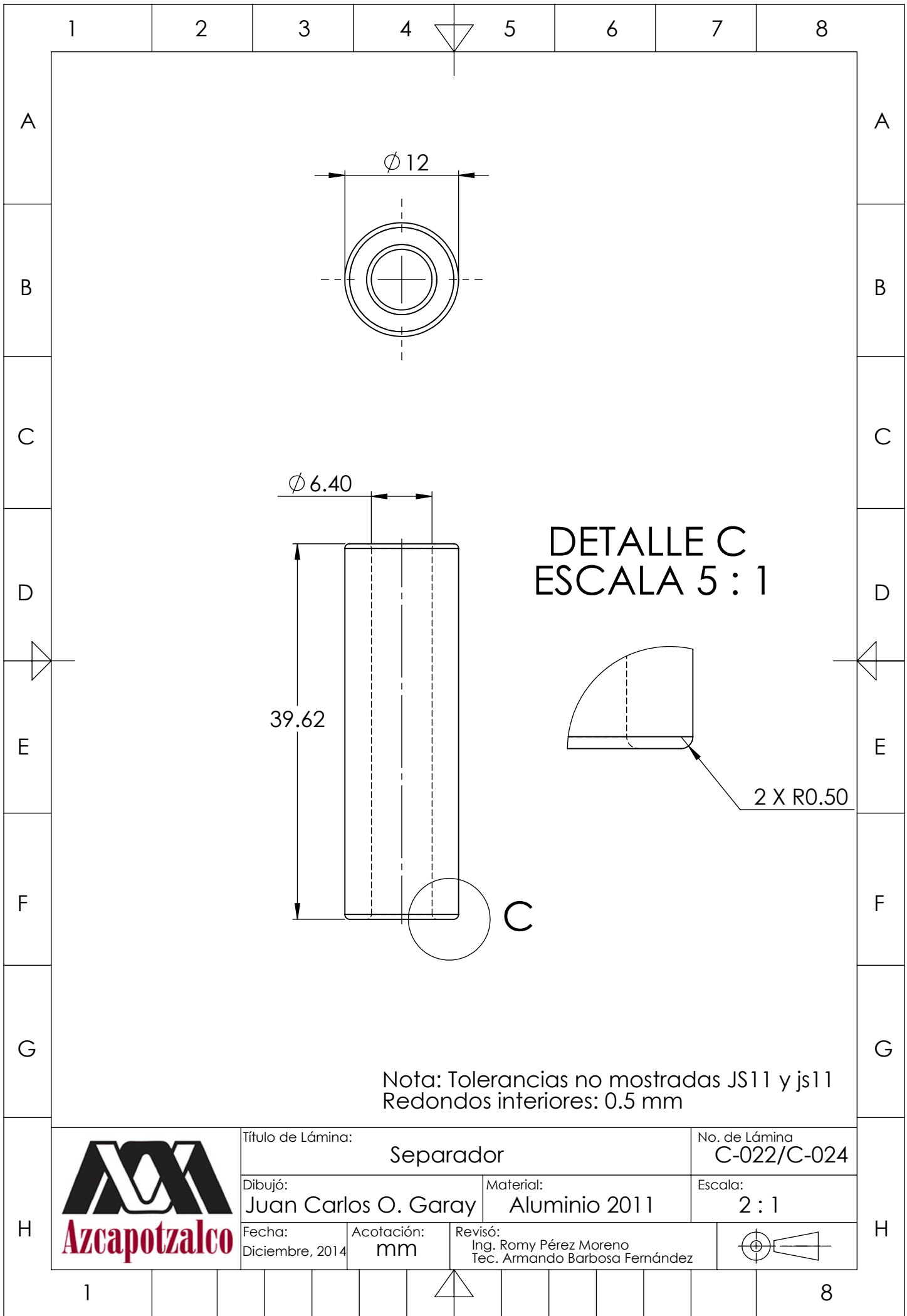
Nota: Tolerancias no mostradas JS11 y js11



Título de Lámina: Manivela		No. de Lámina C-021/C-024	
Dibujó: Juan Carlos O. Garay		Material: Acero AISI 4150RS	
Fecha: Diciembre, 2014	Acotación: mm	Revisó: Ing. Romy Pérez Moreno Tec. Armando Barbosa Fernández	

1

8



**DETALLE C
ESCALA 5 : 1**

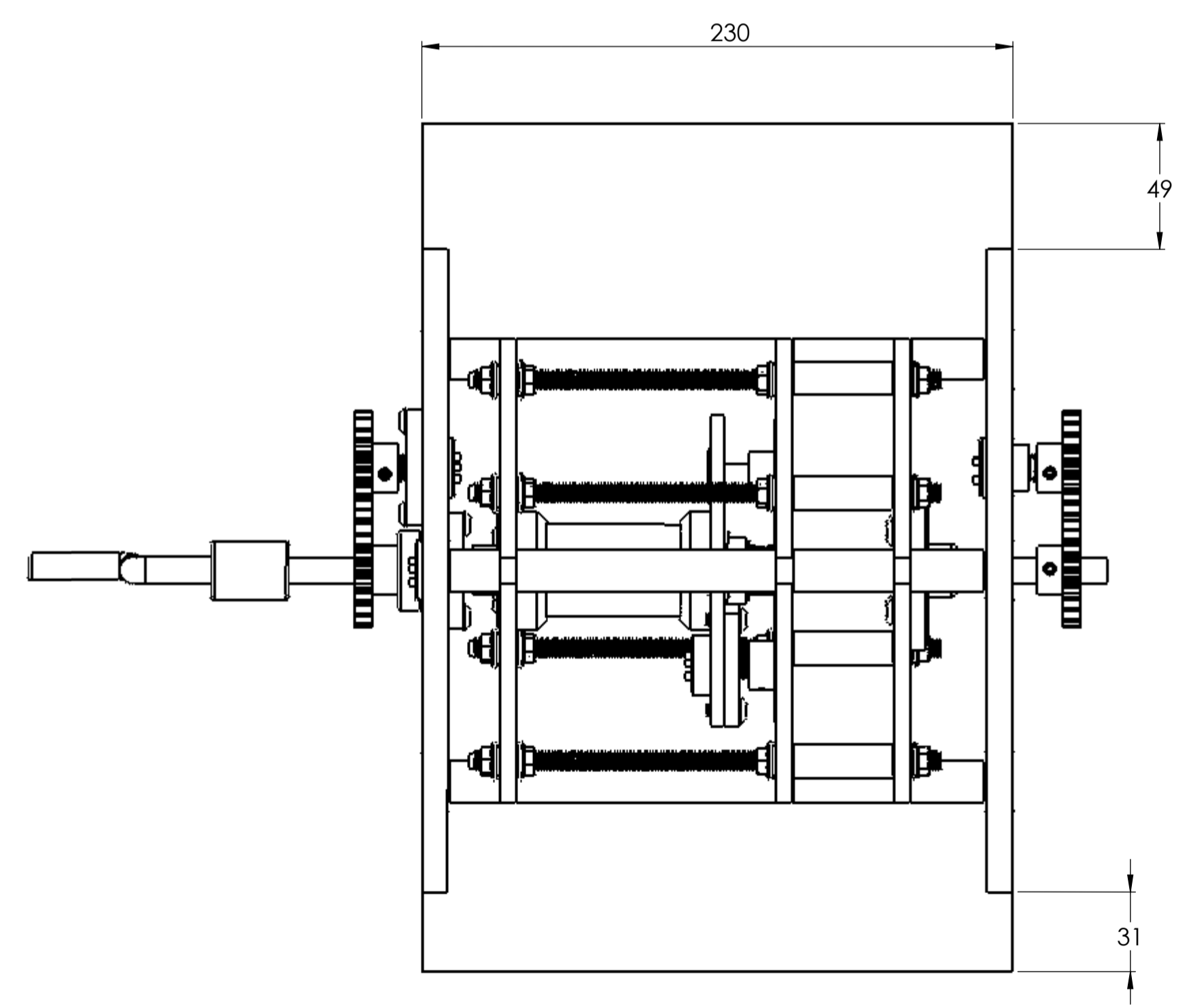
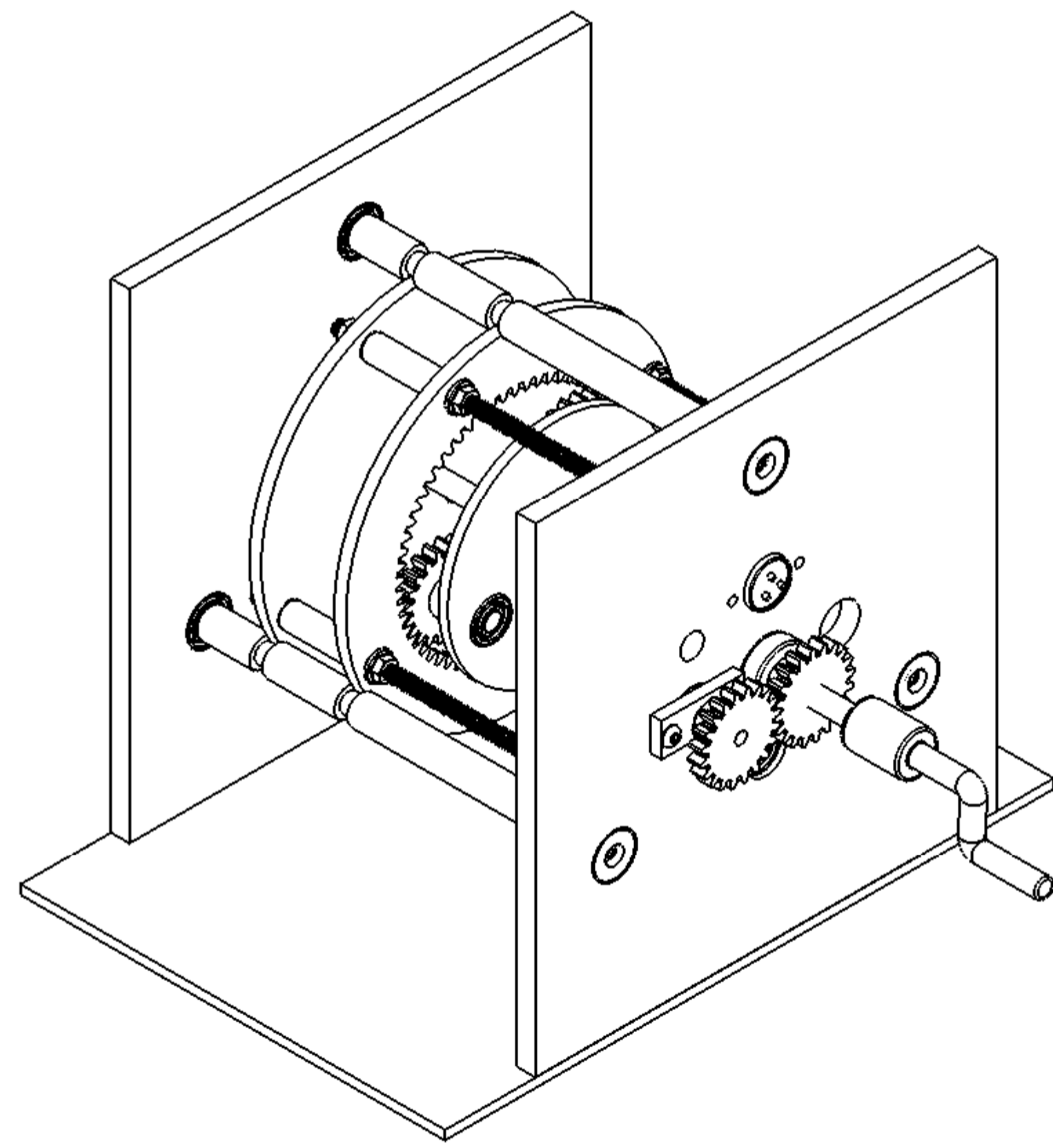
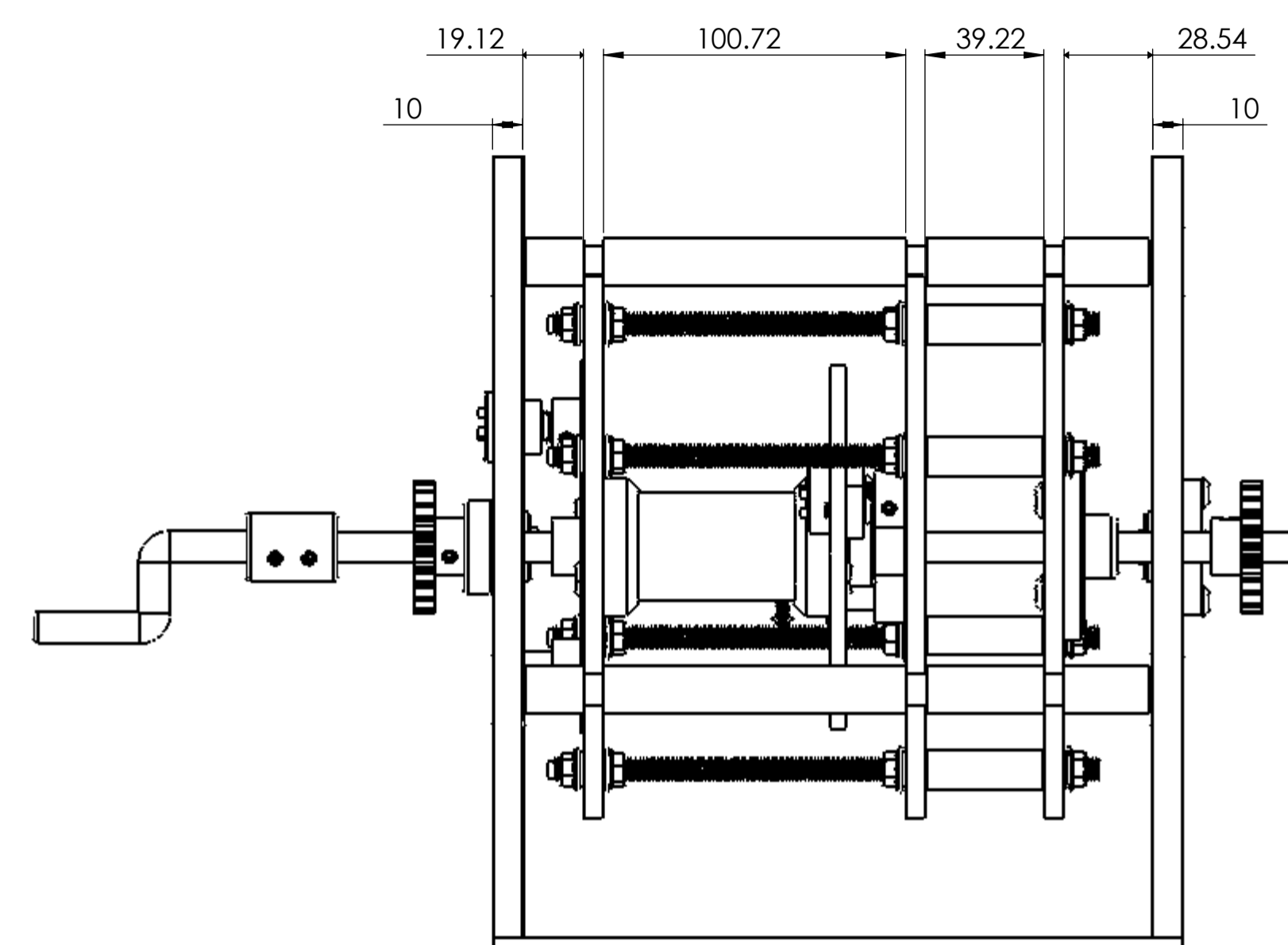
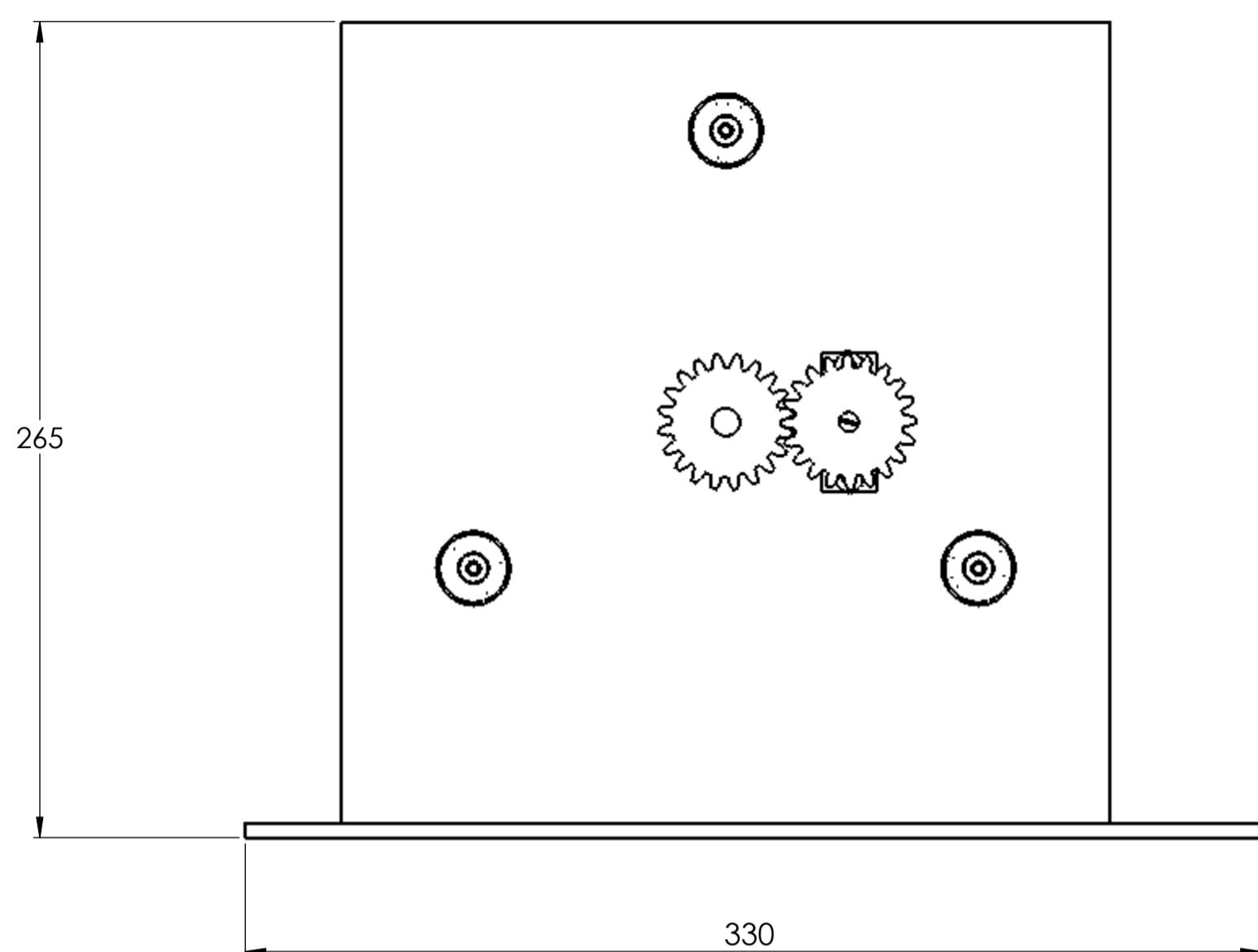
Nota: Tolerancias no mostradas JS11 y js11
Redondos interiores: 0.5 mm




Título de Lámina: Separador		No. de Lámina C-022/C-024	
Dibujó: Juan Carlos O. Garay		Material: Aluminio 2011	
Fecha: Diciembre, 2014	Acotación: mm	Revisó: Ing. Romy Pérez Moreno Tec. Armando Barbosa Fernández	

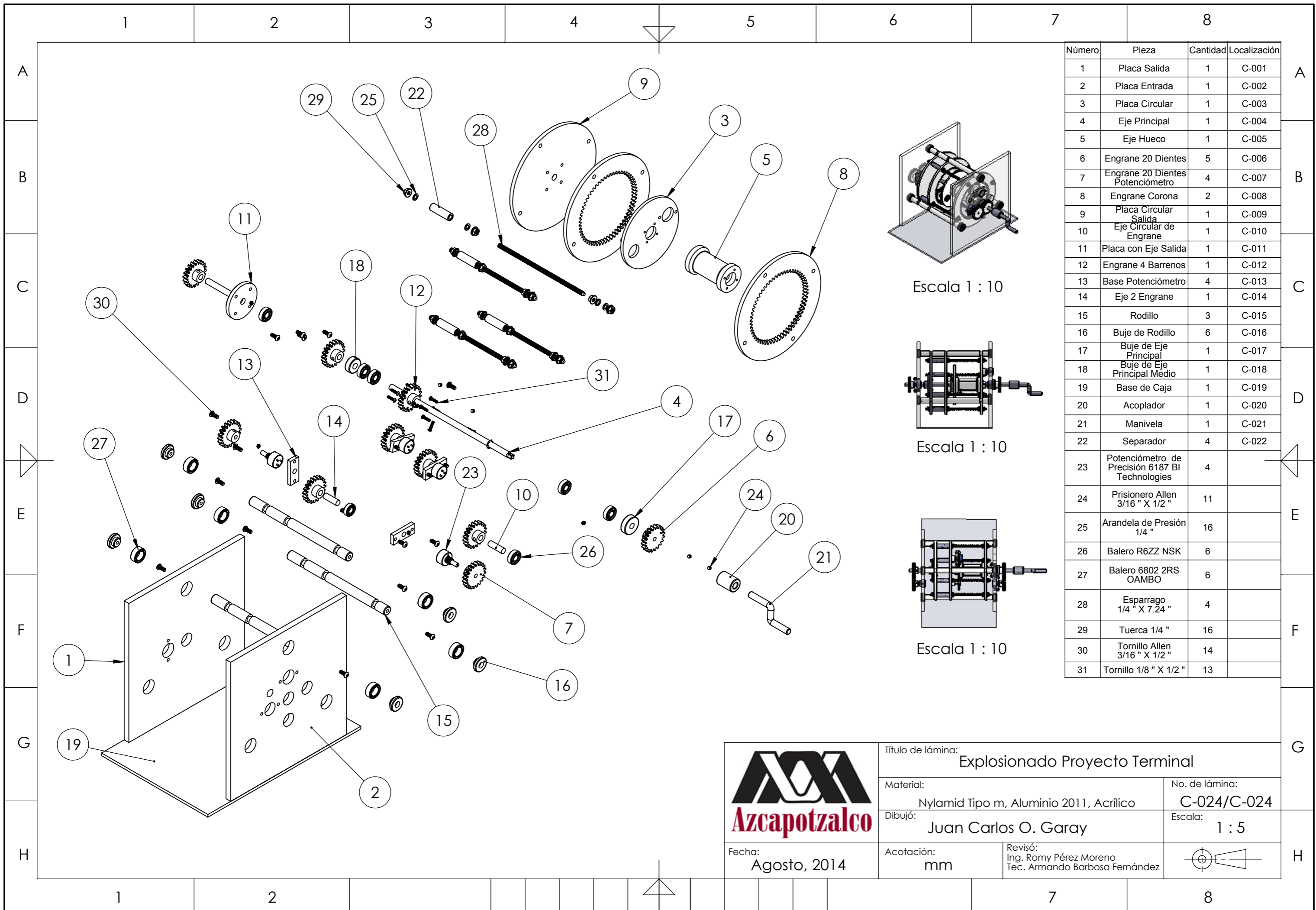
1

8



Nota: Espesor Engranés Corona 6.4 mm

	Título de lámina: Caja de Velocidades Planetaria	
	Material: Varios	No de lámina: C-023/C-024
Dibujó: Juan Carlos O. Garay	Escala: 1:2	
Fecha: Diciembre, 2014	Acotación: mm	Revisó: Ing. Romy Pérez Moreno Tec. Armando Barbosa Fernández



Número	Pieza	Cantidad	Localización
1	Placa Salida	1	C-001
2	Placa Entrada	1	C-002
3	Placa Circular	1	C-003
4	Eje Principal	1	C-004
5	Eje Hueco	1	C-005
6	Engrane 20 Dientes	5	C-006
7	Engrane 20 Dientes Potenciómetro	4	C-007
8	Engrane Corona	2	C-008
9	Placa Circular Salida	1	C-009
10	Eje Circular de Engrane	1	C-010
11	Placa con Eje Salida	1	C-011
12	Engrane 4 Barrenos	1	C-012
13	Base Potenciómetro	4	C-013
14	Eje 2 Engrane	1	C-014
15	Rodillo	3	C-015
16	Buje de Rodillo	6	C-016
17	Buje de Eje Principal	1	C-017
18	Buje de Eje Principal Medio	1	C-018
19	Base de Caja	1	C-019
20	Acoplador	1	C-020
21	Manivela	1	C-021
22	Separador	4	C-022
23	Potenciómetro de Precisión 6187 BI Technologies	4	
24	Prisionero Allen 3/16 " X 1/2 "	11	
25	Arandela de Presión 1/4 "	16	
26	Balero R6ZZ NSK	6	
27	Balero 6802 2RS OAMBO	6	
28	Esparrago 1/4 " X 7.24 "	4	
29	Tuerca 1/4 "	16	
30	Tornillo Allen 3/16 " X 1/2 "	14	
31	Tornillo 1/8 " X 1/2 "	13	



Título de lámina: Explosionado Proyecto Terminal	
Material: Nylamid Tipo m, Aluminio 2011, Acrílico	No. de lámina: C-024/C-024
Dibujó: Juan Carlos O. Garay	Escala: 1 : 5
Fecha: Agosto, 2014	Acotación: mm
Revisó: Ing. Romy Pérez Moreno Tec. Armando Barbosa Fernández	

5.5 COSTOS

5.5.1 Costos Directos

Tabla 8 Materiales para construcción de prototipo.


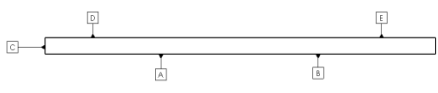
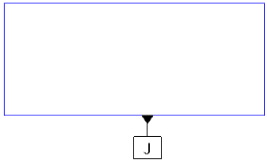

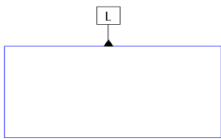
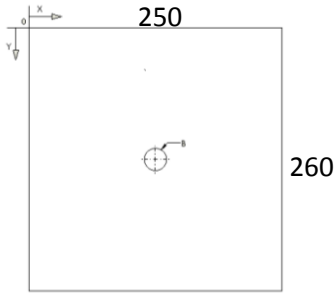
No.	Cantidad	Material	Tamaño	Precio Unitario		Precio Sin IVA	Precio Total (con IVA)	IVA (16%)	
1	16	Tuercas	1/4 pulgada	\$ 1.00	Pieza	\$ 13.44	\$ 16.00	\$ 2.56	
2	1	Esparrago	1/4 pulgadax1 metro	\$ 14.00	Pieza	\$ 11.76	\$ 14.00	\$ 2.24	
3	16	Arandelas de Presión	1/4 pulgada	\$ 1.00	Pieza	\$ 13.44	\$ 16.00	\$ 2.56	
4	12	Tornillo Cabeza Allen	1/8 x 1/2 pulg	\$ 1.50	Pieza	\$ 15.12	\$ 18.00	\$ 2.88	
5	10	Tornillo Cabeza Allen	1/4 x 1/2 pulg	\$ 2.00	Pieza	\$ 16.80	\$ 20.00	\$ 3.20	
6	1	Nylamid	3/4 pulg x 80 cm	\$ 2.80	Pulgada	\$ 74.08	\$ 88.19	\$ 14.11	
7	1	Cortador de Engranés	Mod. 2 24-28 Dientes	\$ 600.00	Pieza	\$ 504.00	\$ 600.00	\$ 96.00	
8	1	Nylamid	1 3/4 pulg x 8 pulg	\$ 13.87	Pulgada	\$ 96.36	\$ 114.71	\$ 18.35	
9	6	Balero	Din 3/8 pulgDext 7/8	\$ 25.00	Pieza	\$ 126.00	\$ 150.00	\$ 24.00	
10	6	Balero	Din 15cm Dext 24cm	\$ 15.00	Pieza	\$ 75.60	\$ 90.00	\$ 14.40	
11	1	Acrílico	40 x 60 x 1 cm	\$ 320.00	pieza	\$ 268.80	\$ 320.00	\$ 51.20	
12	1	Acrílico	23 x 32 x 0.5 cm	\$ 120.00	Pieza	\$ 100.80	\$ 120.00	\$ 19.20	
13	1	Tiner	1/2 Lt	\$ 22.00	Litro	\$ 18.48	\$ 22.00	\$ 3.52	
14	1	kolaLoka	2 gramos	\$ 18.00	Pieza	\$ 15.12	\$ 18.00	\$ 2.88	
15	1	Gasolina Blanca	1/2 Litro	\$ 30.00	Litro	\$ 12.60	\$ 15.00	\$ 2.40	
16	1	Cloroformo	30 mililitros	\$ 4.00	Mililitro	\$ 100.80	\$ 120.00	\$ 19.20	
17	1	Aluminio Reciclado	Dif. Tamaños	\$ 70.00	-----	\$ 58.80	\$ 70.00	\$ 11.20	
18	1	Tela	50 cm	\$ 15.00	Metro	\$ 12.60	\$ 15.00	\$ 2.40	
19	1	Machuelo	3/16 pulgadas	\$ 50.00	Pieza	\$ 42.00	\$ 50.00	\$ 8.00	
						Total	\$ 1,576.60	\$ 1,876.90	\$ 300.30

Tabla 9 Mano de Obra.

Maquina	Precio Hora	Total Horas	Total
Torno	\$ 180.00	45	\$ 8,100.00
Fresadora	\$ 200.00	45	\$ 9,000.00
Otros	\$ 50.00	10	\$ 500.00
		Total	\$ 17,600.00

5.6 ANÁLISIS DE FABRICACIÓN

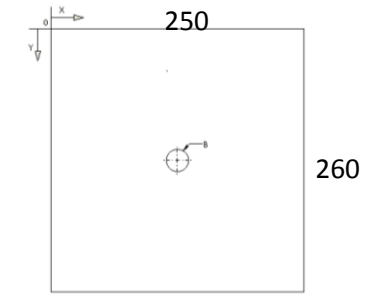
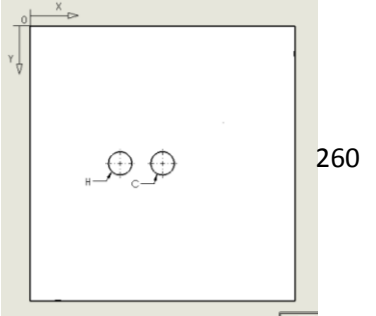
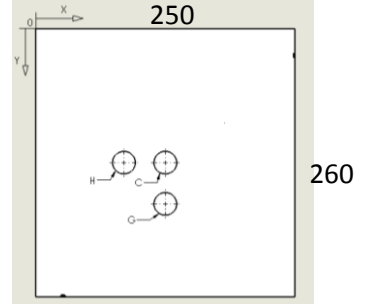
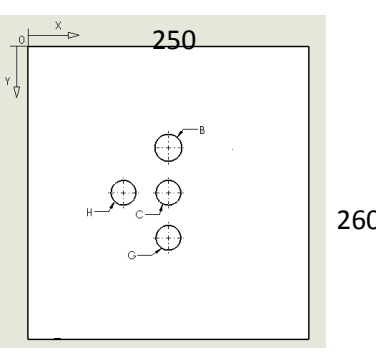
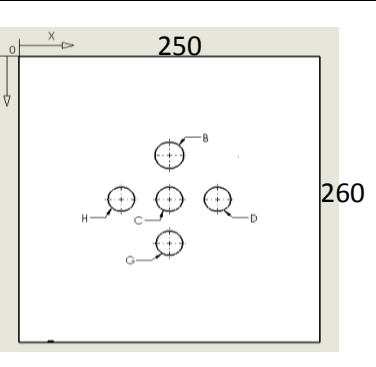
Elección de la secuencia en que intervienen diferentes equipos y herramientas en proceso, para obtener el producto especificado en un dibujo de proyecto [9].

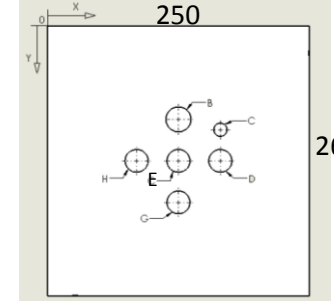
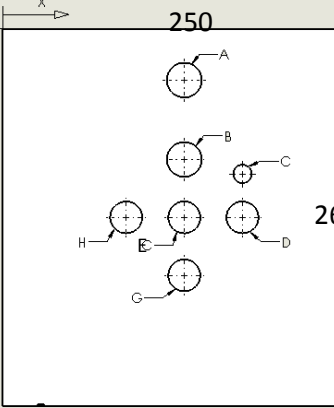
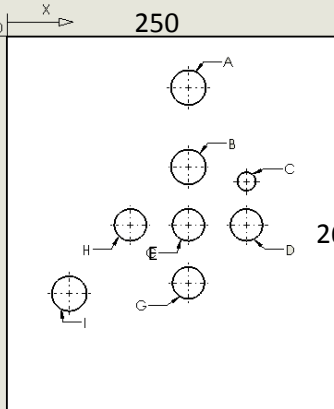
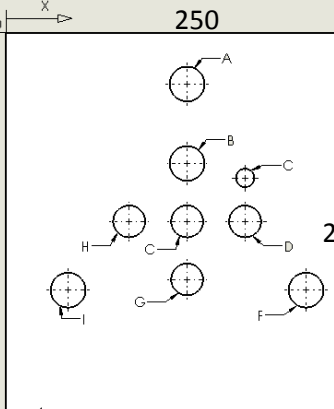
Número: C-001		Nombre: Placa Salida		Material: Acrílico
Fecha: Junio, 2014		Secuencia		Número de Piezas: 1
No	Esquema Explicativo	Operación	Máquina-Hta.	Descripción
10		Corte	Sierra Eléctrica	No importa si queda descuadrada, solo procurar la medida de 28X27 cm.
20		Escuadrar	Fresadora Universal Vertical, Cortador 1/4X1"	Operación en C y Sujeción en D, E, A y B de modo que no afecte barrenos.
30		Escuadrar	Fresadora Universal Vertical, Cortador 1/4X1"	Realizar operación en el lado J.
40		Escuadrar	Fresadora Universal Vertical, Cortador 1/4X1"	Realizar operación en el lado K.
50		Escuadrar	Fresadora Universal Vertical, Cortador 1/4X1"	Realizar operación en el lado L.
60		Barrenado	Fresadora Universal Vertical, Boring.	Operación en el centro de la placa Diámetro 22 mm con ajuste de balero.

70		Barrenado	Fresadora Universal Vertical, Boring.	Tomando los ejes de referencia operación en E (X=85,Y=130)mm Diámetro 24 mm.
80		Barrenado	Fresadora Universal Vertical, Boring.	Tomando los ejes de referencia operación en A (X=125,Y=32.25)mm Diámetro 24 mm con ajuste de balero.
90		Barrenado	Fresadora Universal Vertical, Boring.	Tomando los ejes de referencia operación en D (X=42.44,Y=177.38)mm Diámetro 24 mm con ajuste de balero.
100		Barrenado	Fresadora Universal Vertical, Boring.	Tomando los ejes de referencia operación en C (X=207.06,Y=177.38)mm Diámetro 24 mm con ajuste de balero.
110		Barrenado	Taladro de piso, Broca 5/32".	Operación a 18 mm del centro del barreno E y machuelear a 3/16".

120		Barrenado	<p>Taladro de piso, Broca 5/32".</p>	<p>Operación a 18 mm del centro del barreno E y machuelear a 3/16".</p>
-----	--	-----------	--------------------------------------	---

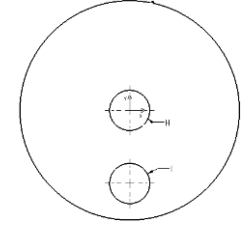
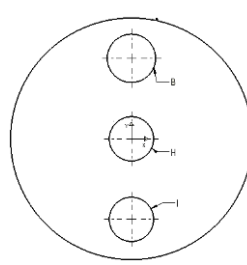
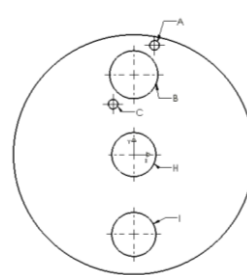
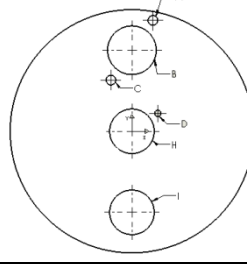
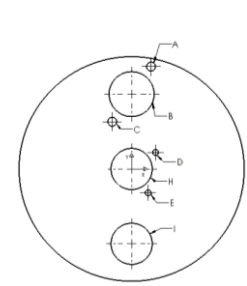
Número: C-002		Nombre: Placa Entrada		Material: Acrílico
Fecha: Junio, 2014		Secuencia		Número de Piezas: 1
No	Esquema Explicativo	Operación	Máquina-Hta.	Descripción
10		Corte	Sierra Eléctrica	No importa si queda descuadrada, solo procurar la medida de 28X27 cm.
20		Escuadrar	Fresadora Universal Vertical, Cortador 1/4X1"	Operación en C y Sujeción en D, E, A y B de modo que no afecte barrenos.
30		Escuadrar	Fresadora Universal Vertical, Cortador 1/4X1"	Realizar operación en el lado J.
40		Escuadrar	Fresadora Universal Vertical, Cortador 1/4X1"	Realizar operación en el lado K.
50		Escuadrar	Fresadora Universal Vertical, Cortador 1/4X1"	Realizar operación en el lado L.

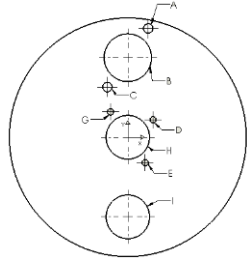
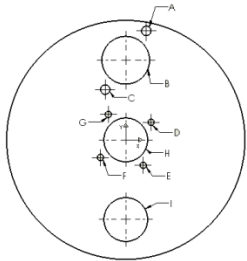
60		Barrenado	Fresadora Universal Vertical, Boring.	Operación en el centro de la placa Diámetro 22 mm con ajuste de balero.
70		Barrenado	Fresadora Universal Vertical, Boring.	Tomando los ejes de referencia operación en H (X=85,Y=130)mm Diámetro 22 mm ajuste de balero.
80		Barrenado	Fresadora Universal Vertical, Boring.	Tomando los ejes de referencia operación en G (X=125,Y=170)mm Diámetro 22 mm ajuste de balero.
80		Barrenado	Fresadora Universal Vertical, Boring.	Tomando los ejes de referencia operación en B (X=125,Y=90)mm Diámetro 24 mm.
90		Barrenado	Fresadora Universal Vertical, Boring.	Tomando los ejes de referencia operación en D (X=165,Y=130)mm Diámetro 22 mm.

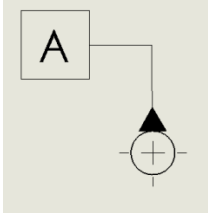
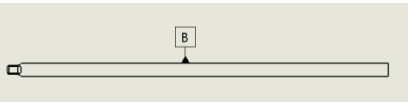
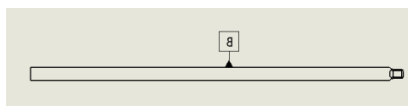
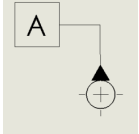

100		Barrenado	Fresadora Universal Vertical, Boring.	Tomando los ejes de referencia operación en C (X=165,Y=130)mm Diámetro 22 mm.
110		Barrenado	Fresadora Universal Vertical, Boring.	Tomando los ejes de referencia operación en A (X=125,Y=35.25)mm Diámetro 24 mm con ajuste de balero.
120		Barrenado	Fresadora Universal Vertical, Boring.	Tomando los ejes de referencia operación en I (X=42.94,Y=177.38)mm Diámetro 24 mm con ajuste de balero.
100		Barrenado	Fresadora Universal Vertical, Boring.	Tomando los ejes de referencia operación en F (X=207.06,Y=177.38)mm Diámetro 24 mm con ajuste de balero.

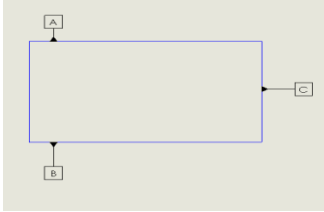
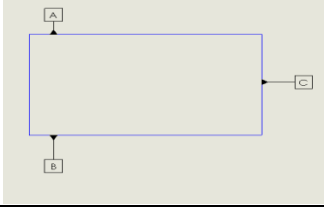
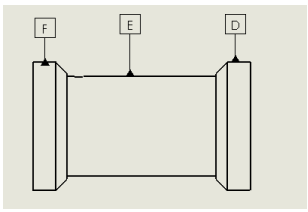
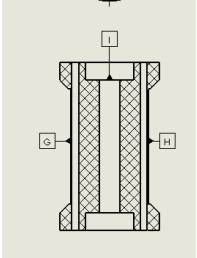
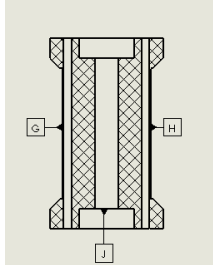
110		Barrenado	Taladro de piso, Broca 5/32".	Operación a 18 mm del centro del barreno B y D. Machuelear a 3/16".
-----	--	-----------	-------------------------------	---

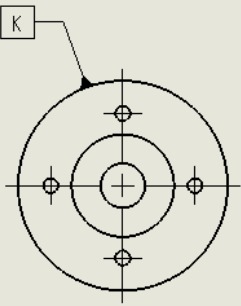
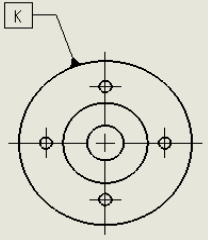
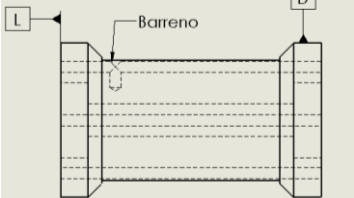
Número: C-003		Nombre: Placa Circular		Material: Nylamid Tipo m	
Fecha: Agosto, 2014		Secuencia		Número de Piezas: 1	
No	Esquema Explicativo	Operación	Máquina-Hta.	Descripción	
10		Corte	Sierra Eléctrica	El tamaño del diámetro tiene que rebabar la medida pedida en este caso será de 130 mm.	
20		Cilindrado	Torno Paralelo, Buril de Cobalto 1/4".	Sujetar en el punto L en el torno y realizar la operación en el contorno de M.	
30		Taladrado	Torno Paralelo, Buril de Cobalto 1/4".	Operación en el punto L y sujeción en el torno en los puntos M y N.	
40		Barrenado	Fresadora Universal Vertical, Boring.	Operación en el punto L hasta obtener D=22 mm, sujeción en los puntos A, B C, D para poder realizar los demás barrenados.	

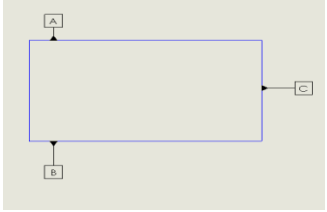
50		Barrenado	Fresadora Universal Vertical, Boring.	Operación en I hasta obtener D=22 mm, tomando los ejes de referencia en el centro (X=0, Y=-40)mm.
60		Barrenado	Fresadora Universal Vertical, Boring.	Operación en B Diámetro 24 mm, tomando los ejes de referencia en el centro (X=0, Y=40)mm.
70		Barrenado	Fresadora Universal Vertical, Broca 5/32".	Tomando los ejes de referencia, operación en C (X=-10.32, Y=8.51)mm, A (X=10.32, Y=54.75), para machuelo 3/16".
80		Barrenado	Torno de pie y cabezal divisor, broca 5/32".	Tomando los ejes de referencia, operación en D (X=12.35, Y=8.51)mm Machueleado a 3/16.
80		Barrenado	Torno de pie y cabezal divisor, broca 5/32".	Tomando los ejes de referencia, operación en E (X=8.51, Y=-12.35)mm Machueleado a 3/16.

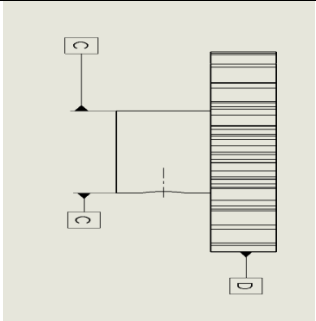
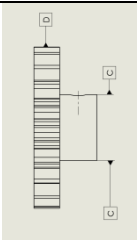
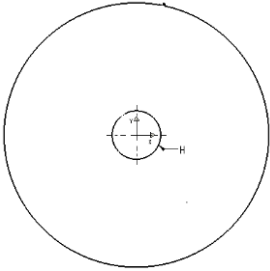
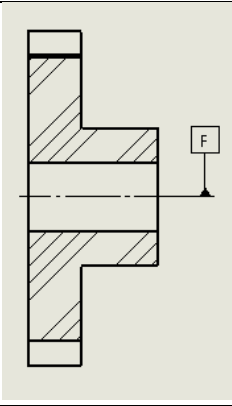
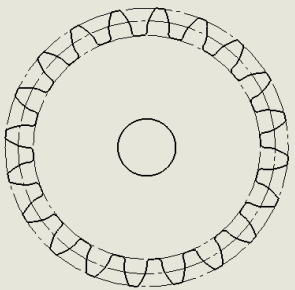
90		Barrenado	Torno de pie y cabezal divisor, broca 5/32".	Tomando los ejes de referencia, operación en E (X=8.51, Y=-12.35)mm Machueleado a 3/16.
100		Barrenado	Torno de pie y cabezal divisor, broca 5/32".	Tomando los ejes de referencia, operación en E (X=-12.35, Y=-8.51)mm Machueleado a 3/16.

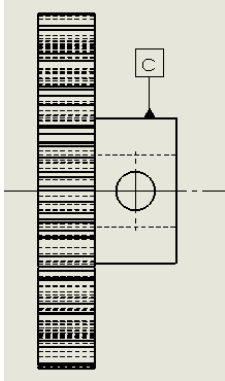
Número: C-004		Nombre: Eje Principal		Material: Aluminio 2011
Fecha: Agosto, 2014		Secuencia		Número de Piezas: 1
No	Esquema Explicativo	Operación	Máquina-Hta.	Descripción
10		Careado	Torno Paralelo	Sujeción en el contorno A y careado en el frente de la pieza.
20		Cilindrado	Torno Paralelo, Buril de Cobalto 1/4".	Sujetar en el punto B en el torno y realizar la operación en el sobrante.
40		Cilindrado	Torno Paralelo, Buril de Cobalto 1/4".	Voltear la pieza y ahora sujetar en el punto B en el torno y realizar la operación en el sobrante.
		Taladrado	Torno Paralelo, Broca de centros 5/32".	Punto central operación para colocar eje giratorio.
50		Moleteado	Torno paralelo Moleteador	En el punto C.

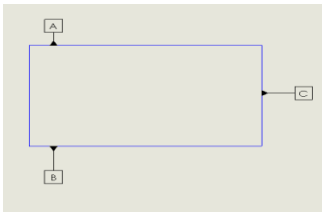
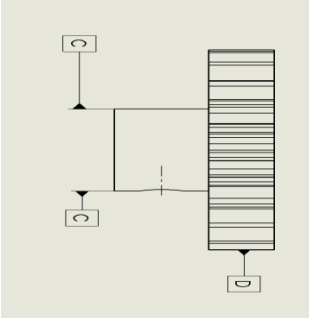
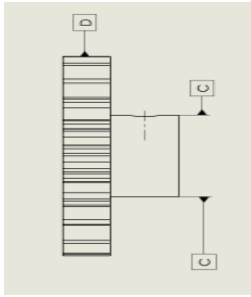
Número: C-005		Nombre: Eje Hueco		Material: Nylamid Tipo m
Fecha: Agosto, 2014		Secuencia		Número de Piezas: 1
No	Esquema Explicativo	Operación	Máquina-Hta.	Descripción
10		Careado	Torno Paralelo Cobalto 1/4".	Sujeción en el con-torno A y B, careado en el frente de la pieza en C.
20		Cilindrado	Torno Paralelo, Butil de Cobalto 1/4".	Sujetar en el punto A y B en el torno y realizar la operación en todo alrededor de A y B.
40		Cilindrado	Torno Paralelo, Butil de Cobalto 1/4".	Operaciones en F y D con un D= 45 mm y en E el D=37 mm a modo que queda la figura mostrada. Sujutando en F para realizar operaciones en E y D y luego voltear y sujetar en D.
50		Refrentado	Torno Paralelo, Butil Cobalto 1/4".	Cavidad en I con un D=22 mm con ajuste de balero. Sujeción en G y H.
60		Refrentado	Torno Paralelo, Butil Cobalto 1/4".	Cavidad en J con un D=22 mm con ajuste de balero. Sujeción en G y H.

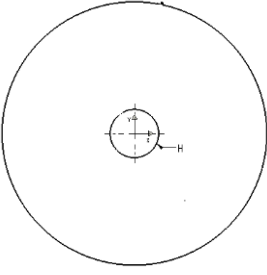
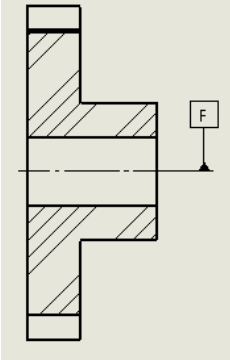
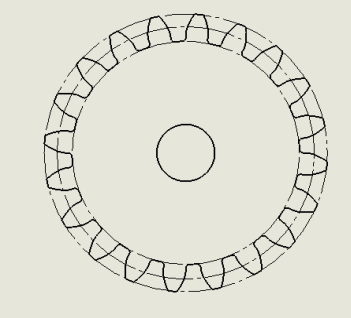
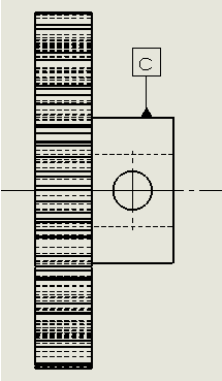
70		Barrenado	Torno paralelo, broca 23/64".	Sujeción alrededor de K, operación en el centro de la pieza.
80		Barrenado	Torno paralelo, broca 3/32"-3".	Sujeción alrededor de K, operación en los cuatro barrenos alrededor del eje central, para machuelo de 1/8 y fondo de 12 mm.
90		Barrenado	Taladro de pie, broca 3/32"	Barreno a 16 mm de L, fondo de 9.5 mm y machuelo de 1/8.

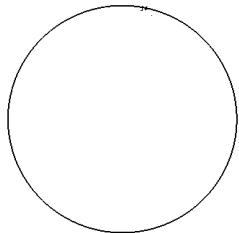
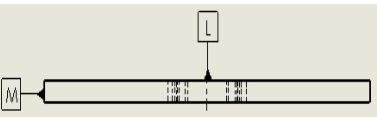
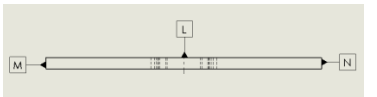
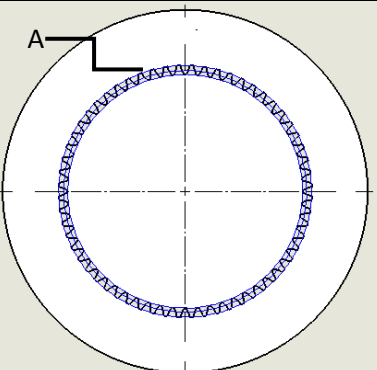
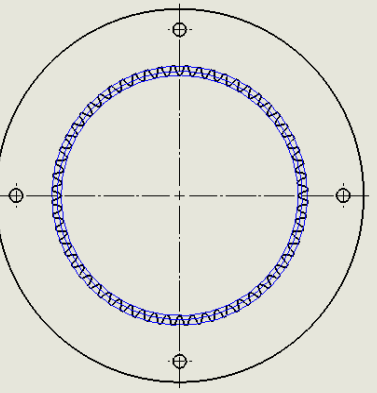
Número: C-006		Nombre: Engrane 20 Dientes		Material: Nylamid tipo m
Fecha: Agosto, 2014		Secuencia		Número de Piezas: 5
No	Esquema Explicativo	Operación	Máquina-Hta.	Descripción
10		Careado	Torno Paralelo Cobalto 1/4".	Sujeción en el contorno A y B, careado en el frente de la pieza en C hasta obtener un cilindro de 17 mm de espesor.

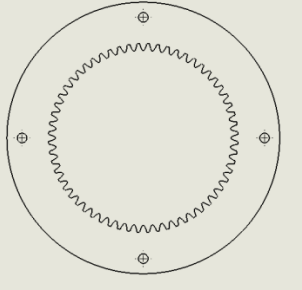
20		Cilindrado	Torno Paralelo, Butil de Co- balto 1/4".	Sujetar en el punto C en el torno y realizar la operación en el sobran- te en D hasta obte- ner un D=44mm.
40		Cilindrado	Torno Paralelo, Butil de Co- balto 1/4".	Voltar la pieza y ahora sujetar en el punto D en el torno y realizar la operación en el sobrante hasta obtener un D=18mm.
50		Taladrado	Torno Paralelo, Broca de 23/64".	Punto central opera- ción para colocar eje giratorio.
60		Planeado in- terruptido	Fresadora uni- versal Vertical, Cabezal divi- sor, cortador de engranes módulo 2.	Sujetar con mandril.
70		Planeado in- terruptido	Fresadora uni- versal Vertical, Cabezal divi- sor, cortador de engranes módulo 2.	Sujetar con mandril, realizar las medidas presentada en la lá- mina C-006 para for- mado de dientes.

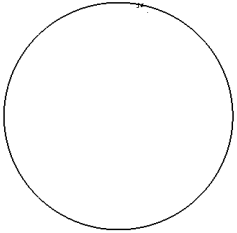
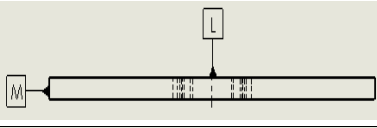
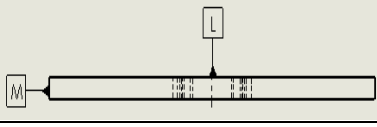
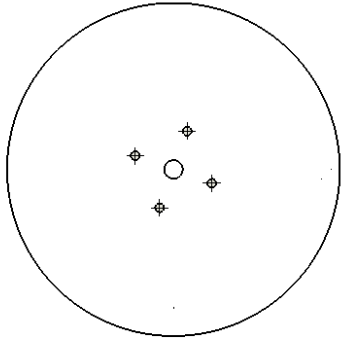
80		Barrenado	Taladro de pie, broca 5/32".	Operación solo llegando al eje sin cruzar toda la pieza y sujeción alrededor de C y machuelo de 3/16.
----	---	-----------	------------------------------	---

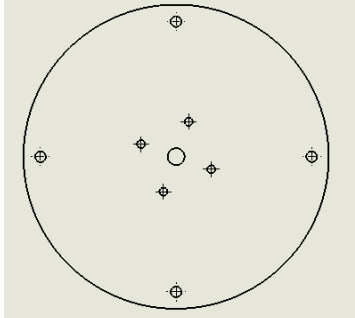
Número: C-007		Nombre: Engrane 20 Dientes de potenciómetro		Material: Nylamid tipo m
Fecha: Agosto, 2014		Secuencia		Número de Piezas: 4
No	Esquema Explicativo	Operación	Máquina-Hta.	Descripción
10		Careado	Torno Paralelo Cobalto 1/4".	Sujeción en el contorno A y B, careado en el frente de la pieza en C hasta obtener un cilindro de 17 mm de espesor.
20		Cilindrado	Torno Paralelo, Buril de Cobalto 1/4".	Sujetar en el punto C en el torno y realizar la operación en el sobrante en D hasta obtener un D=44mm.
40		Cilindrado	Torno Paralelo, Buril de Cobalto 1/4".	Voltar la pieza y ahora sujetar en el punto D en el torno y realizar la operación en el sobrante hasta obtener un D=18mm.

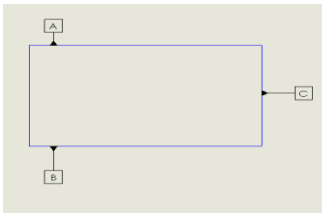
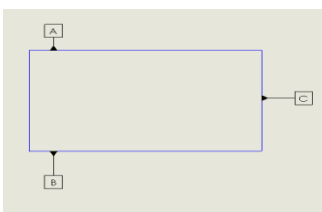
50		Taladrado	Torno Paralelo, Broca de 1/4".	Punto central operación para colocar eje giratorio.
60		Planeado interumpido	Fresadora universal Vertical, Cabezal divisor, cortador de engranes módulo 2.	Sujetar con mandril.
70		Planeado interumpido	Fresadora universal Vertical, Cabezal divisor, cortador de engranes módulo 2.	Sujetar con mandril, realizar las medidas presentada en la lámina C-006 para formado de dientes.
80		Barrenado	Taladro de piso, broca 5/32".	Operación solo llegando al eje sin cruzar toda la pieza y sujeción alrededor de C y machuelo de 3/16.

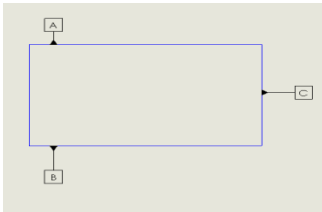
Número: C-008		Nombre: Engrane Corona		Material: Nylamid Tipo m
Fecha: Agosto, 2014		Secuencia		Número de Piezas: 2
No	Esquema Explicativo	Operación	Máquina-Hta.	Descripción
10		Corte	Sierra Eléctrica	El tamaño del diámetro tiene que pasar la medida pedida en este caso será de 180 mm.
20		Cilindrado	Torno Paralelo, Buril de Cobalto 1/4".	Sujetar en el punto L en el torno y realizar la operación en el contorno de M.
30		Cilindrado	Torno Paralelo, Buril de Cobalto 1/4".	Operación en el punto M-N y sujeción en el torno en el punto L, obtener un cilindro de 180 mm.
40		Cilindrado	Torno Paralelo, Buril de Cobalto 1/4".	Operación en el centro de la pieza hasta obtener un anillo como pieza el diámetro interior 116 mm.
50		Barrenado	Taladro de pie, Cabezal divisor, broca 1/4".	Operación a 10 mm de diámetro Exterior y 90° de separación.

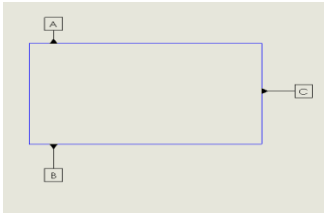
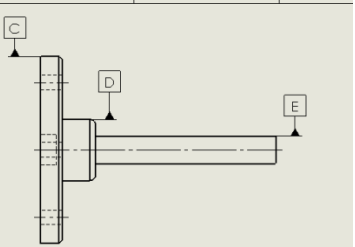
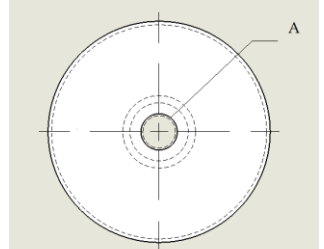
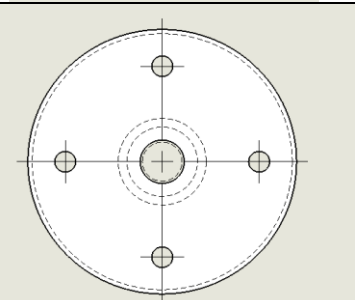
60		Planeado interrumpido	Taladro de pie, Boring, buril cobalto 1/8, mesa de ejes, comparador.	Realizar el ranurado entorno al diámetro interior de 116 mm, colocando la mesa en el taladro y procurando que el broquero no se mueva. Realizar 60 dientes.
----	---	-----------------------	--	--

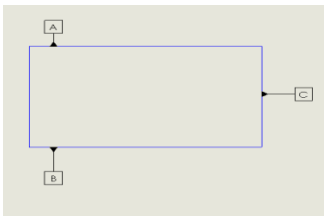
Número: C-009		Nombre: Placa Circular Salida		Material: Nylamid Tipo m
Fecha: Agosto, 2014		Secuencia		Número de Piezas: 1
No	Esquema Explicativo	Operación	Máquina-Hta.	Descripción
10		Corte	Sierra Eléctrica	El tamaño del diámetro tiene que pasar la medida pedida en este caso será de 180 mm.
20		Cilindrado	Torno Paralelo, Buril de Cobalto 1/4".	Sujetar en el punto L en el torno y realizar la operación en el contorno de M.
30		Taladrado	Torno paralelo, broca 25/64".	Operación en el centro de la pieza (L)
40		Barrenado	Taladro de pie, cabezal divisor, broca 5/64".	Operación a 22 mm de radio del centro del barreno central y la separación de los 4 a 90°, machuelo a 1/8".

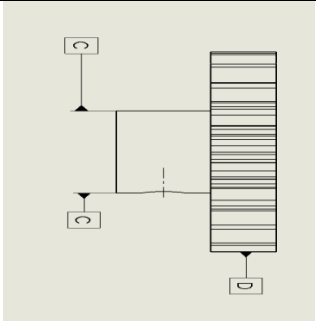
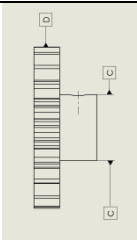
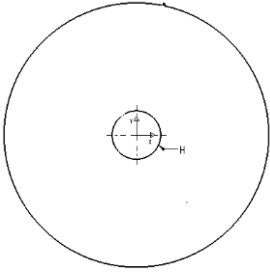
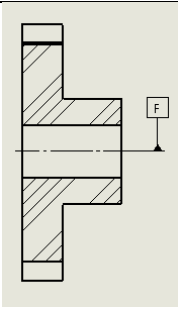
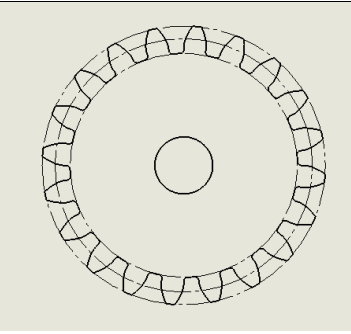
50		Barrenado	Taladro de pie, cabezal divisor, broca 1/4".	Operación a 10 mm de diámetro exterior y separación de 90°.
----	---	-----------	--	---

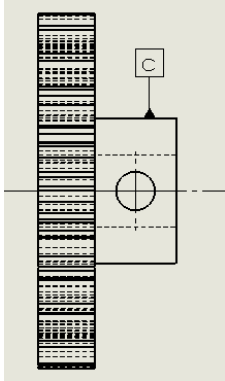
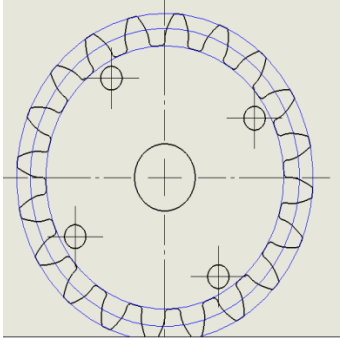
Número: C-010		Nombre: Eje de engranes		Material: Aluminio 2011
Fecha: Agosto, 2014		Secuencia		Número de Piezas: 1
No	Esquema Explicativo	Operación	Máquina-Hta.	Descripción
10		Careado	Torno Paralelo Butil de Co-balto 1/4".	Sujeción en el contorno A y B, careado en el frente de la pieza en C hasta obtener un espesor de 29.92
20		Cilindrado	Torno Paralelo Butil de Co-balto 1/4".	Cilindro de 9.525 de diámetro.


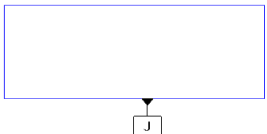

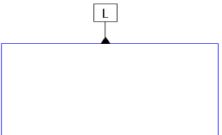
Número: C-011		Nombre: Placa con eje de salida.		Material: Aluminio 2011
Fecha: Agosto, 2014		Secuencia		Número de Piezas: 1
No	Esquema Explicativo	Operación	Máquina-Hta.	Descripción
10		Careado	Torno Paralelo Butil de Co-balto 1/4".	Sujeción en el contorno A y B, careado en el frente de la pieza en C hasta obtener un espesor de 77 mm.


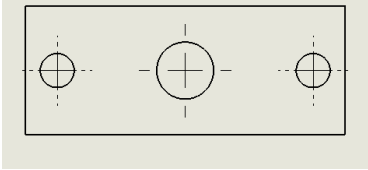
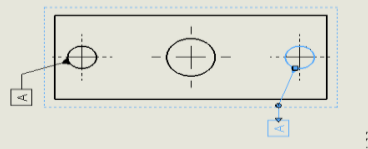
20		Cilindrado	Torno Paralelo Butil de Cobalto 1/4".	Cilindro de 61 mm de diámetro.
30		Cilindrado	Torno Paralelo Butil de Cobalto 1/4".	Operación alrededor de D con D=20mm y E con D=9.525 con ajuste de balero. Radios de 2 mm.
40		Refrentado	Torno Paralelo Butil de Cobalto 1/4".	Caja para balero D=10mm
50		Barrenado	Taladro de piso, cabezal divisor, broca 5/64	Operaciones a 8.5 mm de diámetro exterior y 90° de separación.

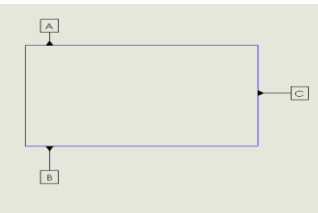
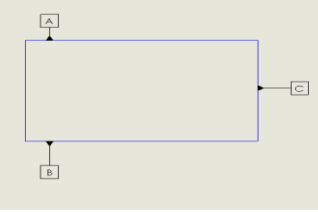
Número: C-012		Nombre: Engrane con 4 barrenos.		Material: Nylamid tipo m
Fecha: Agosto, 2014		Secuencia		Número de Piezas: 1
No	Esquema Explicativo	Operación	Máquina-Hta.	Descripción
10		Careado	Torno Paralelo Cobalto 1/4".	Sujeción en el contorno A y B, careado en el frente de la pieza en C hasta obtener un cilindro de 17 mm de espesor.

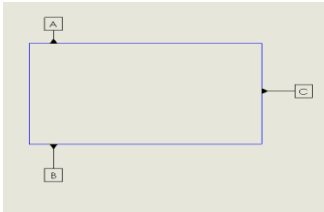
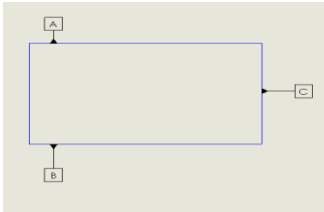
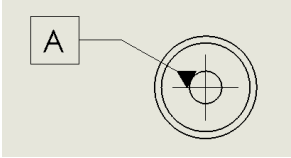
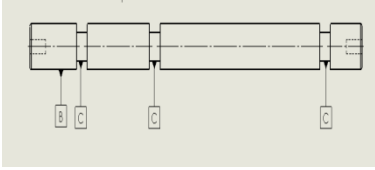
20		Cilindrado	Torno Paralelo, Butil de Co- balto 1/4".	Sujetar en el punto C en el torno y realizar la operación en el sobran- te en D hasta obte- ner un D=44mm.
40		Cilindrado	Torno Paralelo, Butil de Co- balto 1/4".	Voltar la pieza y ahora sujetar en el punto D en el torno y realizar la operación en el sobrante hasta obtener un D=18mm.
50		Taladrado	Torno Paralelo, Broca de 1/4".	Punto central opera- ción para colocar eje giratorio.
60		Planeado in- terruptido	Fresadora uni- versal Vertical, Cabezal divi- sor, cortador de engranes módulo 2.	Sujetar con mandril.
70		Planeado in- terruptido	Fresadora uni- versal Vertical, Cabezal divi- sor, cortador de engranes módulo 2.	Sujetar con mandril, realizar las medidas presentada en la lá- mina C-006 para for- mado de dientes.

80		Barrenado	Taladro de piso, broca 5/32".	Operación solo llegando al eje sin cruzar toda la pieza y sujeción alrededor de C y machuelo de 3/16.
90		Barrenado	Taladro de piso, cabezal divisor, broca 5/64".	Operación a 15.5 mm del centro de la pieza.

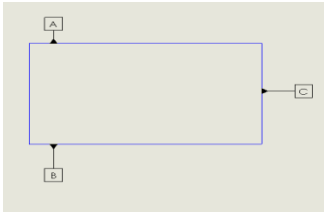
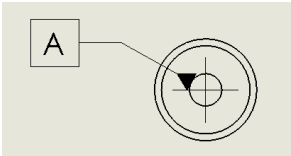
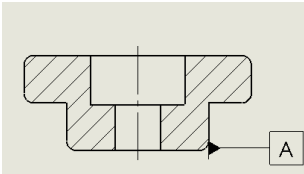
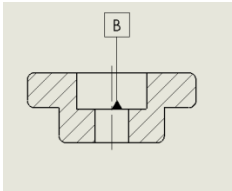
Número: C-013		Nombre: Placa Salida		Material: Acrílico
Fecha: Junio, 2014		Secuencia		Número de Piezas: 1
No	Esquema Explicativo	Operación	Máquina-Hta.	Descripción
10		Corte	Sierra Eléctrica	No importa si queda descuadrada, solo procurar la medida de 47X20 mm.
20		Escuadrar	Fresadora Universal Vertical, Cortador 1/4X1"	Realizar operación en el lado J.
30		Escuadrar	Fresadora Universal Vertical, Cortador 1/4X1"	Realizar operación en el lado K.
40		Escuadrar	Fresadora Universal Vertical, Cortador 1/4X1"	Realizar operación en el lado L.

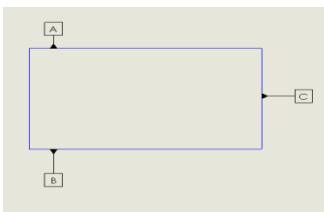
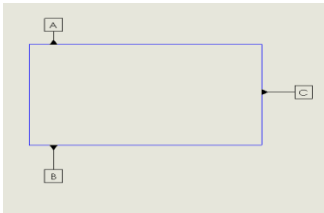
50		Escuadrar	Fresadora Universal Vertical, Cortador 1/4X1"	Realizar operación en el lado K.
60		Barrenar	Taladro de piso Broca 5/16"	Operación en el centro de la pieza.
70		Barrenar	Taladro de piso Broca 5/64"	Operación a 18mm del centro de la pieza y 9 mm del ancho de la pieza, machuelo a 1/8".

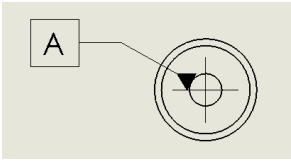
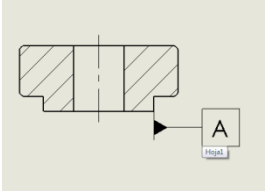
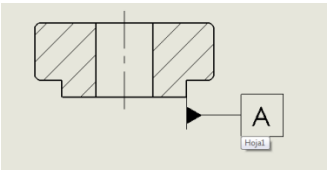
Número: C-014		Nombre: Eje dos de engranes		Material: Aluminio 2011
Fecha: Agosto, 2014		Secuencia		Número de Piezas: 1
No	Esquema Explicativo	Operación	Máquina-Hta.	Descripción
10		Careado	Torno Paralelo Butil de Co-balto 1/4".	Sujeción en el contorno A y B, careado en el frente de la pieza en C hasta obtener un espesor de 27.39
20		Cilindrado	Torno Paralelo Butil de Co-balto 1/4".	Cilindro de 9.525 de diámetro.

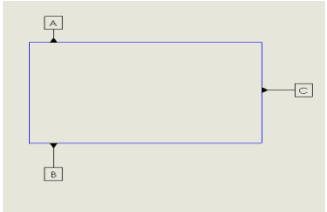
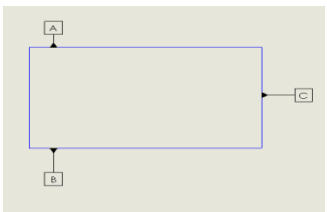
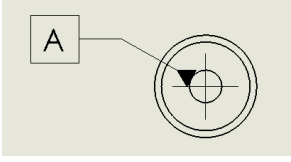
Número: C-015		Nombre: Rodillo		Material: Nylamid Tipo m
Fecha: Agosto, 2014		Secuencia		Número de Piezas: 3
No	Esquema Explicativo	Operación	Máquina-Hta.	Descripción
10		Careado	Torno Paralelo Butil de Co- balto 1/4".	Sujeción en el contorno A y B, careado en el frente de la pieza en C hasta obtener un largo de 210mm
20		Cilindrado	Torno Paralelo Butil de Co- balto 1/4".	Cilindro de 15mm de diámetro.
30		Taladrado	Torno Paralelo Broca 5/32	Operación en A, centro de la pieza de ambos lados (delantera y trasera), machuelo 3/16 y fondo de 10 mm.
40		Cilindrado	Torno Paralelo Butil de Co- balto 1/4".	Ranurar en el punto C dejando un diámetro de 9.4 mm.

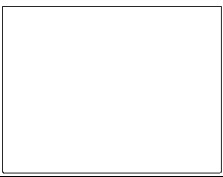
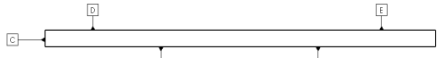
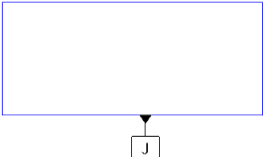

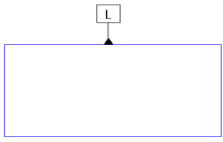

Número: C-016		Nombre: Buje de Rodillo		Material: Aluminio 2011
Fecha: Noviembre, 2014		Secuencia		Número de Piezas: 6
No	Esquema Explicativo	Operación	Máquina-Hta.	Descripción
10		Careado	Torno Paralelo Butil de Co- balto 1/4".	Sujeción en el contorno A y B, careado en el frente de la pieza en C hasta obtener un largo de 10mm

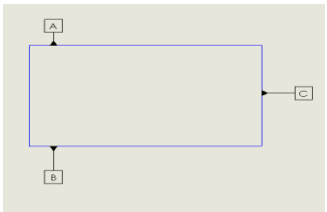
20		Cilindrado	Torno Paralelo Butil de Co- balto 1/4".	Cilindro de 24mm de diámetro.
30		Taladrado	Torno Paralelo Broca 5/32	Operación en A, centro de la pieza y fondo de 10 mm.
40		Cilindrado	Torno Paralelo Butil de Co- balto 1/4".	Operación alrededor de A, después este punto servirá como punto de sucesión D=15mm.
50		Taladrado	Torno Paralelo Broca para cajas 1/4".	En el Centro de la pieza y un fondo de 5.16mm.

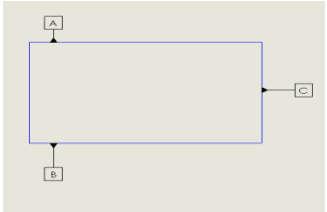
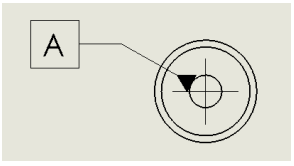
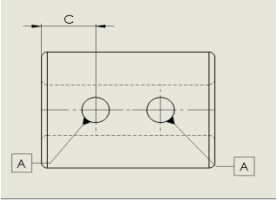
Número: C-017		Nombre: Buje de Rodillo		Material: Aluminio 2011
Fecha: Noviembre, 2014		Secuencia		Número de Piezas: 1
No	Esquema Explicativo	Operación	Máquina-Hta.	Descripción
10		Careado	Torno Paralelo Butil de Co- balto 1/4".	Sujeción en el contorno A y B, careado en el frente de la pieza en C hasta obtener un largo de 12.38mm
20		Cilindrado	Torno Paralelo Butil de Co- balto 1/4".	Cilindro de 30mm de diámetro.

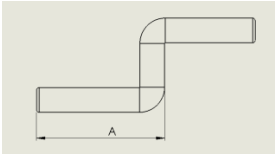
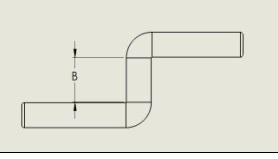
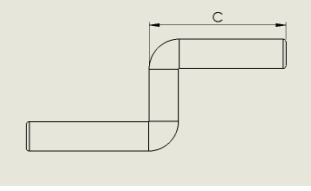
30		Taladrado	Torno Paralelo Broca 3/8	Operación en A atravesando pieza.
40		Cilindrado	Torno Paralelo Butil de Cobalto 1/4".	Operación alrededor de A, después este punto servirá como punto de sucesión D=20.9 mm.
50		Taladrado	Torno Paralelo Broca 3/16".	En el Centro de la pieza y a través de la pieza

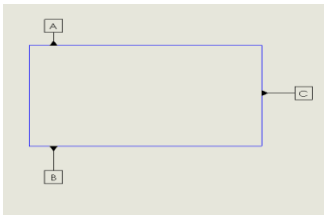
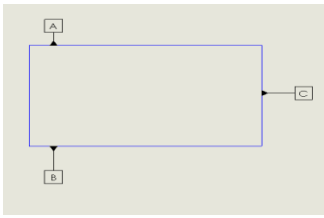
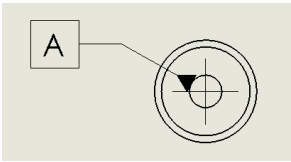
Número: C-018		Nombre: Buje eje principal medio		Material: Aluminio 2011
Fecha: Noviembre, 2014		Secuencia		Número de Piezas: 1
No	Esquema Explicativo	Operación	Máquina-Hta.	Descripción
10		Careado	Torno Paralelo Butil de Cobalto 1/4".	Sujeción en el contorno A y B, careado en el frente de la pieza en C hasta obtener un largo de 9.52mm
20		Cilindrado	Torno Paralelo Butil de Cobalto 1/4".	Cilindro de 25mm de diámetro.
30		Taladrado	Torno Paralelo Broca 3/8".	Operación en A en el centro, atravesando pieza.

Número: C-019		Nombre: Base de Caja		Material: Acrílico
Fecha: Noviembre, 2014		Secuencia		Número de Piezas: 1
No	Esquema Explicativo	Operación	Máquina-Hta.	Descripción
10		Corte	Sierra Eléctrica	No importa si queda descuadrada, solo procurar la medida de 24X34 cm.
20		Escuadrar	Fresadora Universal Vertical, Cortador 1/4X1"	Operación en C y Sujeción en D, E, A y B de modo que no afecte barrenos.
30		Escuadrar	Fresadora Universal Vertical, Cortador 1/4X1"	Realizar operación en el lado J.
40		Escuadrar	Fresadora Universal Vertical, Cortador 1/4X1"	Realizar operación en el lado K.
50		Escuadrar	Fresadora Universal Vertical, Cortador 1/4X1"	Realizar operación en el lado L.
60		Escuadrar	Fresadora Universal Vertical, Cortador 1/4X1"	Pieza finalizada debe contener medidas 23 X 33 cm.

Número: C-020		Nombre: Acoplador		Material: Aluminio 2011
Fecha: Noviembre, 2014		Secuencia		Número de Piezas: 1
No	Esquema Explicativo	Operación	Máquina-Hta.	Descripción
10		Careado	Torno Paralelo Butil de Co- balto 1/4".	Sujeción en el contorno A y B, careado en el frente de la pieza en C hasta obtener un largo de 30 mm

20		Cilindrado	Torno Paralelo Butil de Co- balto 1/4".	Cilindro de 22mm de diámetro.
30		Taladrado	Torno Paralelo Broca 3/8".	Operación en A en el centro, atravesando pieza.
40		Taladrado	Taladro de piso, broca 5/64".	C=9.38 mm y distancia entre barrenos 11.25 mm.

Número: C-021		Nombre: Manivela		Material: Acero AISI 4150RS
Fecha: Noviembre, 2014		Secuencia		Número de Piezas: 1
No	Esquema Explicativo	Operación	Máquina-Hta.	Descripción
10		Doblado	Grifa, tubo	Operación donde A=49.8mm
20		Doblado	Grifa, tubo	Operación donde B=16.97
30		Doblado	Grifa, tubo	Operación donde C=44.8

Número: C-022		Nombre: Separador		Material: Aluminio 2011
Fecha: Noviembre, 2014		Secuencia		Número de Piezas: 4
No	Esquema Explicativo	Operación	Máquina-Hta.	Descripción
10		Careado	Torno Paralelo Butil de Co- balto 1/4".	Sujeción en el contorno A y B, careado en el frente de la pieza en C hasta obtener un largo de 39.62 mm
20		Cilindrado	Torno Paralelo Butil de Co- balto 1/4".	Cilindro de 12mm de diámetro.
30		Taladrado	Torno Paralelo Broca 11/64".	Operación en A en el centro, atravesando pieza.

5.7 FOTOGRAFÍAS

A continuación se muestran fotografías el proceso de elaboración de algunos componentes de la caja de velocidades didáctica:



Foto 1 Sujeción de placa para engrane corona.

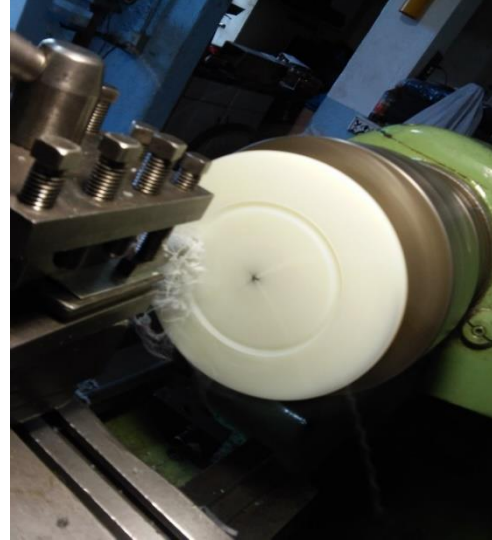


Foto 2 Maquinado de placa para engrane corona.

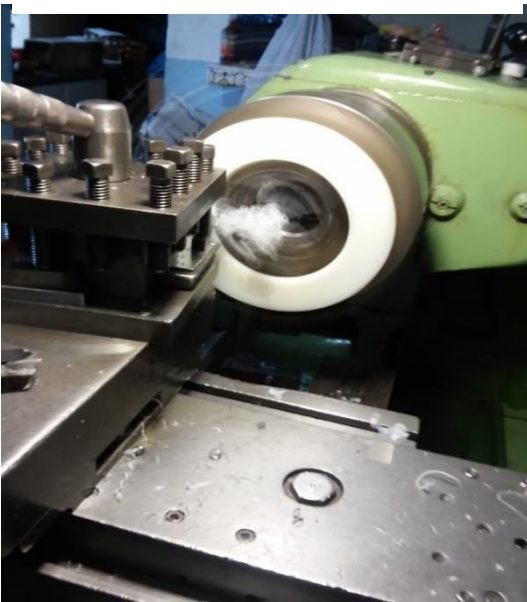


Foto 3 Anillo en el que se hará engrane corona.



Foto 4 Sujeción en cabezal divisor de engrane.



Foto 5 Barrenado y machueado de engrane.



Foto 6 Buril con figura de diente.

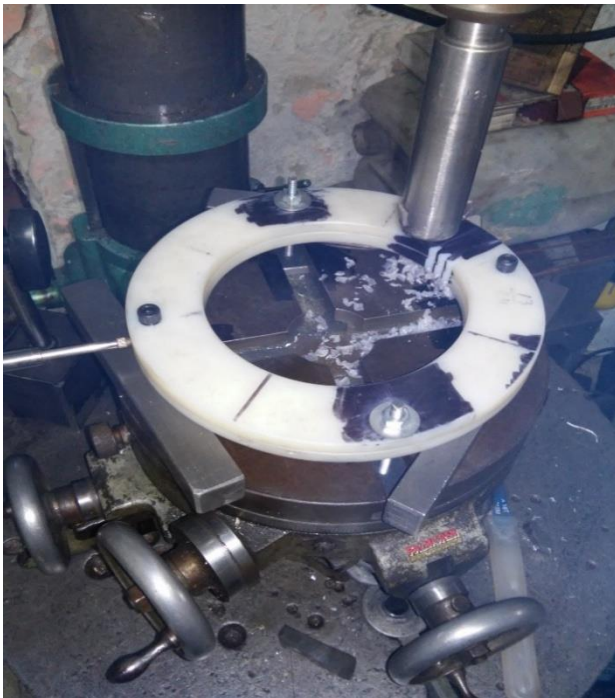


Foto 8 Sujeción en mesa de ejes y maquinado en taladro de piso.



Foto 7 Maquinado de engrane corona.



Foto 9 Engrane Corona.

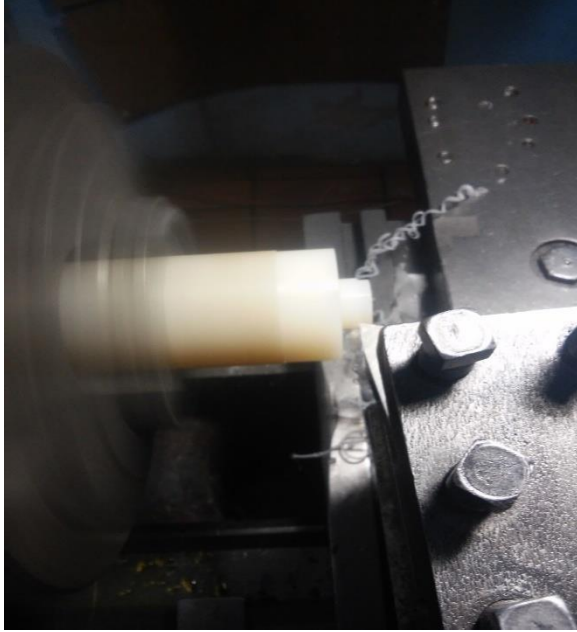


Foto 10 Maquinado en torno de cilindro para engrane 20 dientes.



Foto 11 Forma de dientes en fresadora.



Foto 12 Engrane sin rebaba y terminado.

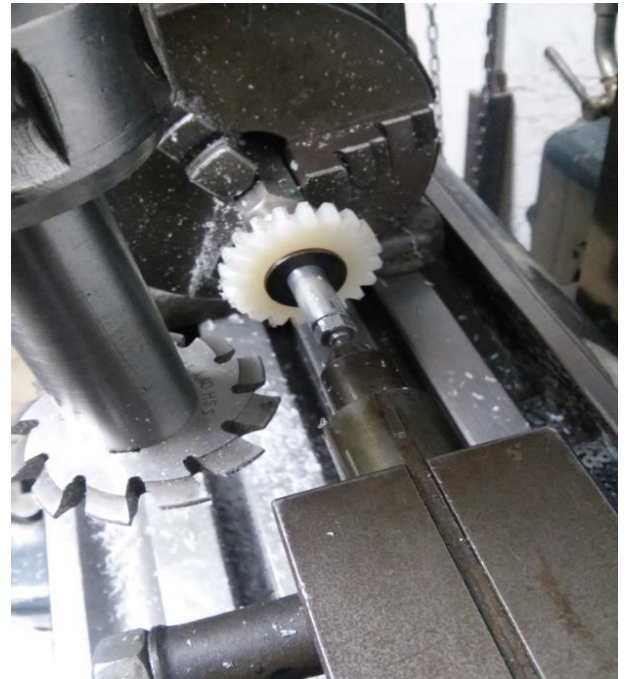


Foto 13 Engrane 20 dientes con rebaba.



Foto 14 Engrane 20 Dientes Terminado.

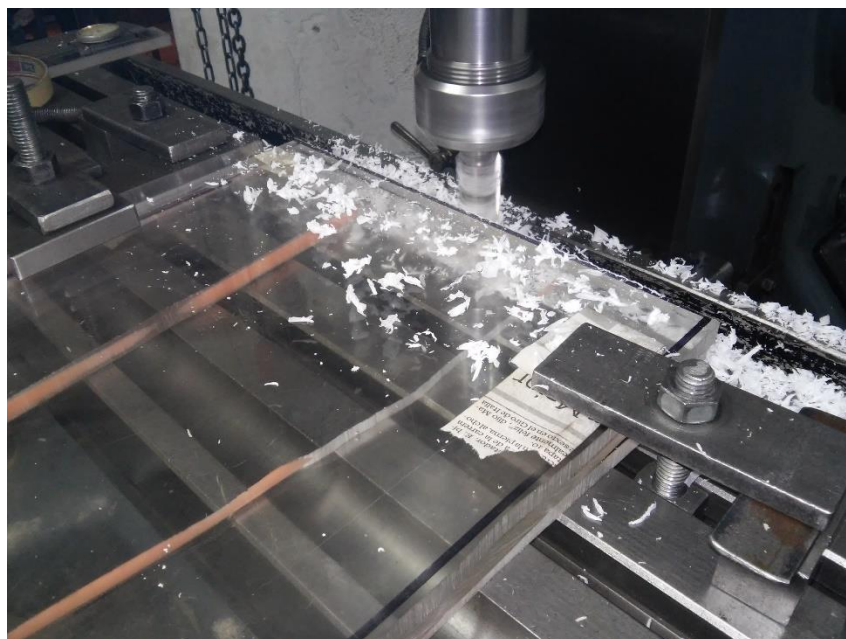


Foto 15 Maquinado de placas de acrílico.



Foto 16 Barrenado de placas de acrílico.

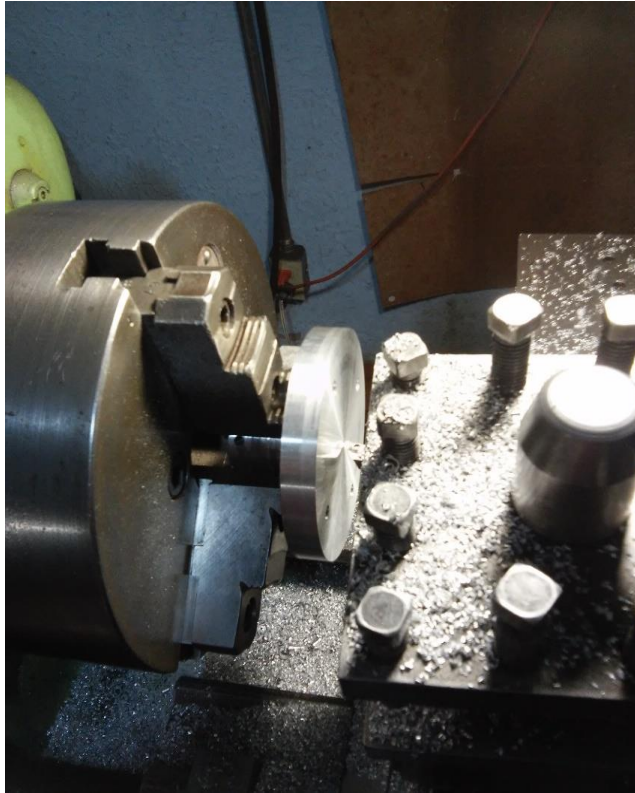


Foto 17 Maquinado de placa eje de salida.



Foto 18 Potenciómetro de precisión.



Foto 19 Ensamblado de caja de velocidades planetaria.

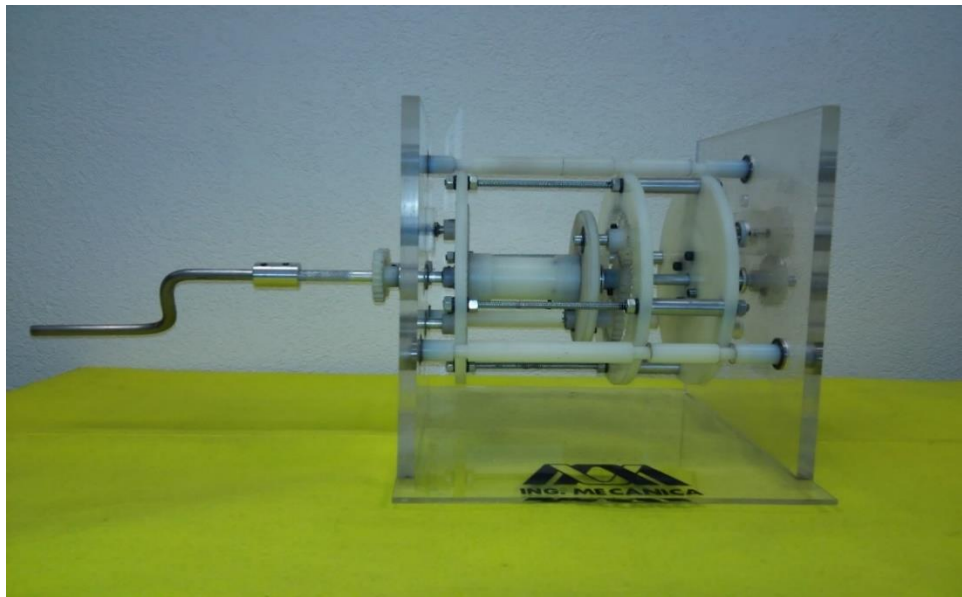


Foto 20 Vista frontal Caja de velocidades planetaria.

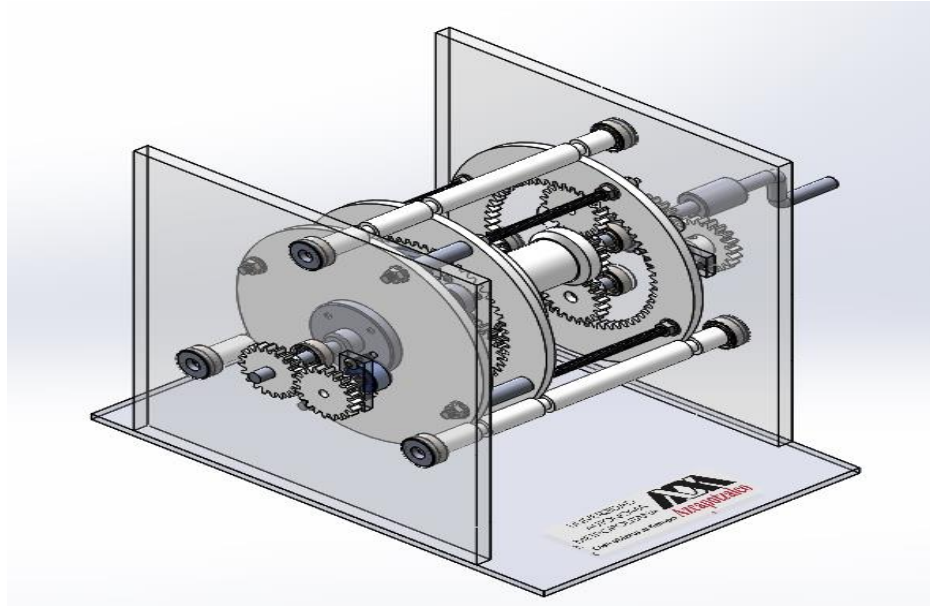


Fig. 51 Caja de velocidades planetaria en Solidworks®.

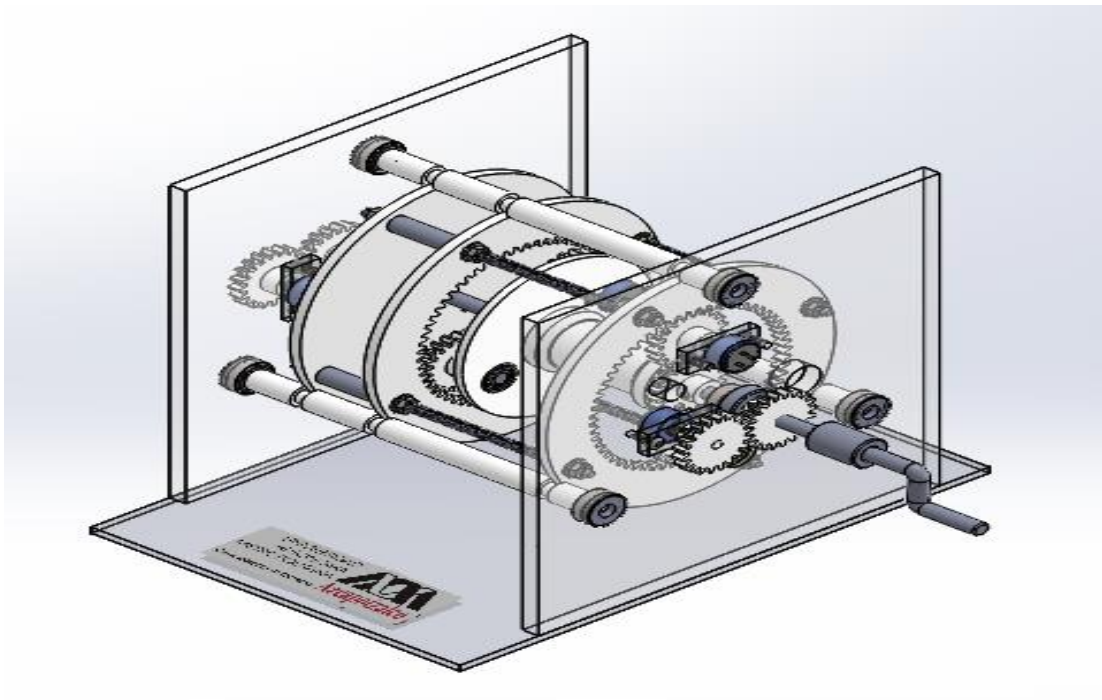


Fig. 52 Caja de velocidades vista isométrica en Solidworks®.

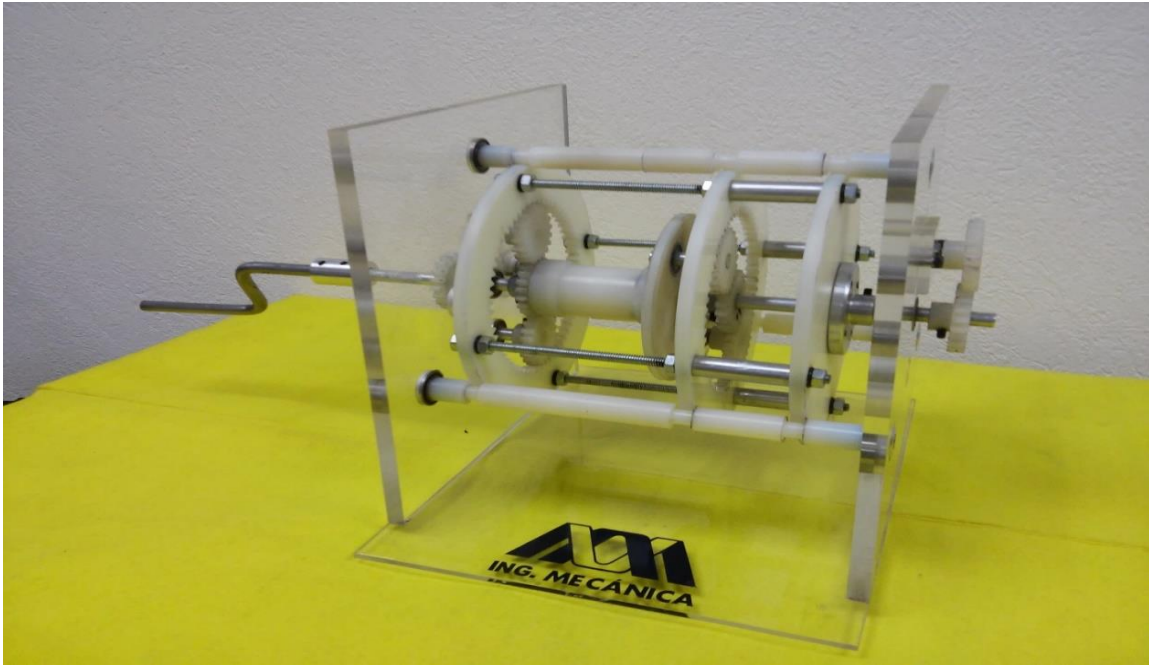


Foto 21 Caja de velocidades planetaria finalizada.

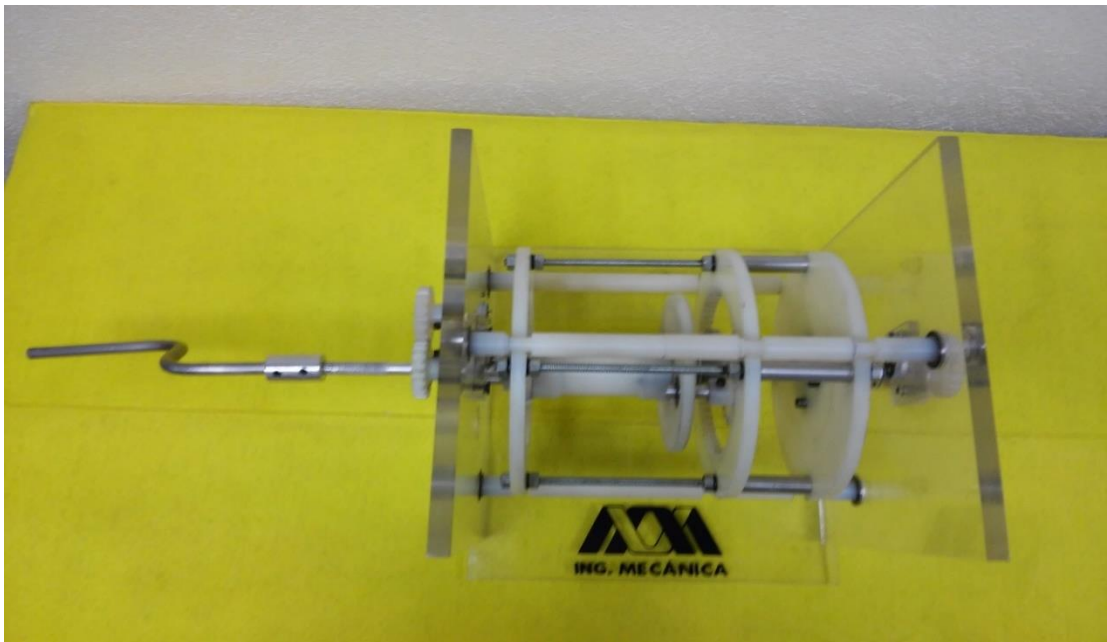


Foto 22 Vista Superior de Caja de Velocidades Planetaria.

Capítulo 6 Conclusiones

La razón por la cual se planeó construir este prototipo de caja de velocidades didáctica fue para comprobar el análisis teórico del movimiento angular, el uso de potenciómetros de precisión en los engranes entregará los valores de posición angular cuando se encuentren conectados a los instrumentos electrónicos.

El comienzo de este proyecto inició con los cálculos para el diseño de engranes, tomando como medida o valor inicial un cortador con módulo 2, éste no se consiguió nuevo, ya que por el tipo de material que se utilizó en los engranes (nylamid tipo m) fue posible utilizar una herramienta ya desgastada.

La manufactura de este mecanismo se realizó fuera de las instalaciones de la Universidad Autónoma Metropolitana-Unidad Azcapotzalco (UAM-A), la pequeña empresa o taller mecánico llamada Indumecplastic me ayudó con el uso de máquinas-herramientas para la creación de todas las piezas del proyecto. Si bien existieron complicaciones como no poder asistir a realizar el proyecto por motivos de trabajo o porque las máquinas a utilizar estaban ocupadas, el proyecto se pudo concluir en un tiempo de 4 meses.

Cuando se empezaron a manufacturar todos los elementos para este mecanismo se tuvo que comenzar con el engrane corona, ya que el taller no contenía un cepillo para trabajarlo, así que el uso de un taladro de piso fue de gran ayuda; se usó un buril al cual se le hizo la forma de un diente para que este pudiera utilizarse en el taladro de piso para utilizar esta máquina se utilizó una mesa con ejes, un elemento de sujeción y un comparador, estos ayudaron a que el formado de los dientes internos fuera el indicado.

El procedimiento de querer generar un engrane corona con un taladro de piso fue una idea muy innovadora, cuando se finalizó el elemento mecánico, no tuvo ningún problema y se realizó el diseño esperado.

Otra complicación que tuve fue la manufactura del engrane de 20 dientes, pues este en el cálculo señalaba un diámetro exterior de 44 milímetros y al crear ese tamaño y ensamblarlo en el engrane corona, el engrane de 20 dientes se atascaba y se apretaba, fue aquí donde el efecto del ángulo de Backlash permitió que hubiera un estancamiento en las piezas, este surgió en el maquinado de la forma del diente, así que tuve que reducir el tamaño del diámetro exterior y volver a meter el engrane a maquinar a la fresadora. Lamentablemente por falta de experiencia los dientes quedaron ligeramente delgados y en algunos se perdió la forma, ya que la referencia del centro entre diente y diente no fue precisa, pero en el ensamble estos funcionaron como se esperaba.

Al realizar cambios en el dispositivo físico también realizaron cambios en el diseño, para que este tuviera la misma forma que el mecanismo.

Después de algunas complicaciones cuando se manufacturó y conforme pasaba el tiempo se fueron realizando las piezas, la caja de velocidades iba tomando forma hasta el punto de poder ensamblarla, la ayuda del programa de diseño fue fundamental en el ensamble, ya que sirvió como instructivo para saber dónde colocar cada pieza. Al finalizar el ensamble funciona como se esperaba pero se tuvo que hacer un rediseño, el cual consistió en hacer un buje en los rodillos de soporte para que no se atascaran y no sufrieran tanto daño los baleros, es cierto que es solo un dispositivo didáctico pero con el paso del tiempo estos podían desgastarse por lo delgado.

Cuando se puso a prueba el prototipo, este cumplió su objetivo de servir como un reductor de velocidad y cumplir con los cálculos teóricos, al final el proyecto servirá como un medio de enseñanza y análisis.

Bibliografía

- [1] Díaz del Castillo Rodríguez Felipe, 2013, Engranés historia fabricación y fallas, UNAM, FES CUAUTITLÁN. 2-30.
- [2] Norton L. Robert. 2009, Diseñador de Maquinaria, McGraw Hill, impreso en México, 5^{ta} edición, 324-360.
- [3] Mott, Robert L. 2006, Diseño de elementos de máquinas, Pearson Educación, México, Cuarta Edición, 449-482.
- [4] Pérez M. Romy, 2012, Análisis de Mecanismos y Problemas Resueltos, Alfaomega, impreso en México, 2^{da} edición, 113-121.
- [5] Erdman G. Arthur y Sandor N. George, 1998, Diseño de Mecanismos (análisis y síntesis), Prentice Hall, impreso en México, 3^{ra} edición, 427-470.
- [6] Casillas A. L., Máquinas Cálculos de Taller, España.
- [7] Budynas Richard G. y Nisbett J. Keith, 2008, Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, McGraw-Hill, impreso en México, 9^{na} edición, 648-687.
- [8] Chevalier A., 2012, Dibujo Industrial, Limusa, impreso en México, 218-227
- [9] Pruneda Villanueva A. Sergio y Watanave Ramos Jorge, 2010, Manual de Métodos de Fabricación Metalmecánica, Agt. Editor S.A., impreso en México, 4^{ta} edición, 219-243.

Anexos

Potenciómetro.

Model 6180 series

7/8" Diameter Single Turn Conductive Plastic Precision Potentiometer / Position Sensor



MODEL STYLES AVAILABLE

6181	1/8" Shaft, 1/4" Bushing
6184	6 mm Shaft, 3/8" Bushing
6186	1/8" Shaft, 3/8" Bushing
6187	1/4" Shaft, 3/8" Bushing
6188 for side load applications	1/4" Shaft, 3/8" Bushing

ELECTRICAL¹

Resistance Range	1K to 100K Ohms
Standard Resistance Tolerance	±10%
Minimum Practical Resistance Tolerance	±5%
Independent Linearity ²	±1%
Minimum Practical Independent Linearity	±0.5%
Input Voltage	400 VDC maximum, not to exceed power rating
Power Rating	1.0 Watt at 70°C, derating to 0 at 125°C
Dielectric Strength	750 V rms
Insulation Resistance	1,000 Megohms minimum
Output smoothness	0.1% maximum
Actual Electrical Travel	340° nominal (300° with stop feature)
Electrical Continuity Travel	350° nominal (320° with stop feature)
End Voltage	maximum 0.5% of input voltage
Resolution	essentially infinite
Temperature Coefficient of Resistance ³	-400 ppm/°C typical
Temperature Coefficient of Output Voltage ⁴	±10 ppm/°C typical

MECHANICAL

Total Mechanical Travel	360° Continuous (320° ±3° with stop feature)
Number of Gangs	1 maximum
Weight	0.53 oz. nominal (single gang)
Backlash	1° maximum
Static Stop Strength	40 oz.-in.
Panel Nut Tightening Torque	25 lb.-in. maximum
Start/Run Torque	1.0 oz.-in.

¹ Specifications subject to change without notice.

² Linearity is measured between 1% and 99% of input voltage.

³ Special TCR available to ±100 ppm/°C.

⁴ Measured with 10 VDC CW to CCW and slider at 50% of electrical travel



BI Technologies Corporation

4200 Bonita Place, Fullerton, CA 92835 USA

Phone: 714 447 2345 Website: www.bitechnologies.com

December 20, 2013

Model 6180 page 1 of 3

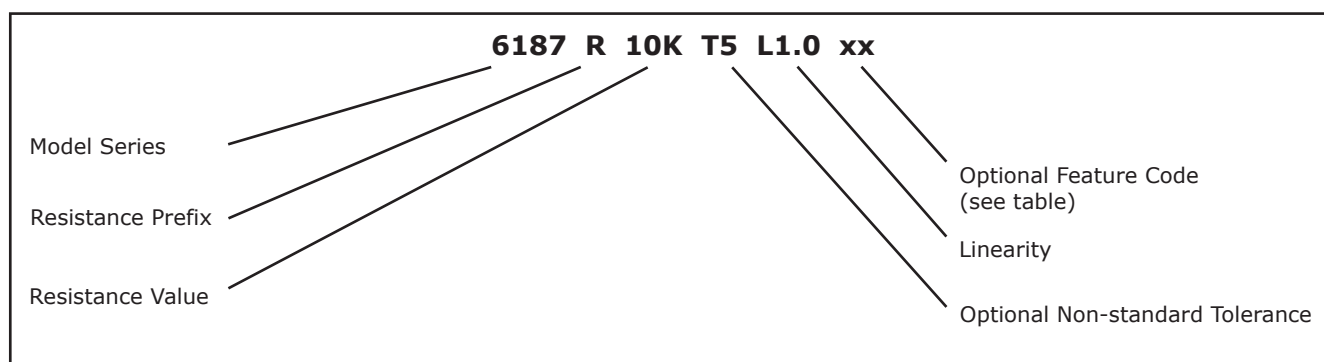


Model 6180

ENVIRONMENTAL (MIL-PRF-39023)

Operating Temperature Range	-40°C to +125°C dynamic, -65°C to +125°C static
Temperature Cycling	5 cycles, -65°C to +125°C, maximum 10% ΔR
Shock	6 ms Saw-tooth, 100 G's, 0.1 ms maximum discontinuity
Vibration	10 G's, 10 to 500 Hz, maximum 2% ΔR, 0.1 ms maximum discontinuity
Moisture Resistance	five 24 hour cycles, maximum 25% ΔR
High Temperature Exposure	1,000 hours at 125°C, maximum 0.5% ΔV _R
Rotational Life	5 million shaft revolutions
Rotational Load Life	5 million shaft revolutions, maximum 10% ΔR
Ingress Protection Rating (IP Code)	IP50, IP66 available as option (feature code ES)

ORDERING INFORMATION

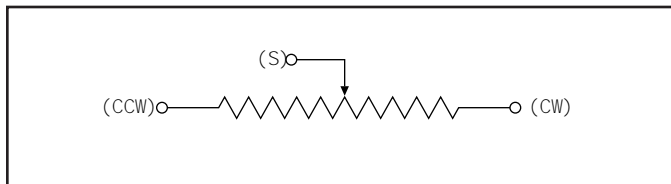


FEATURE CODES

Center Tap	CT
Linearity Tape	LT
Shaft Lock	SL
Stop	ST
Seal (IP66) 6184, 6187, or 6188 only	ES

When multiple feature codes are used the P/N shall be in the same sequence as listed in this table (top to bottom).

CIRCUIT DIAGRAM



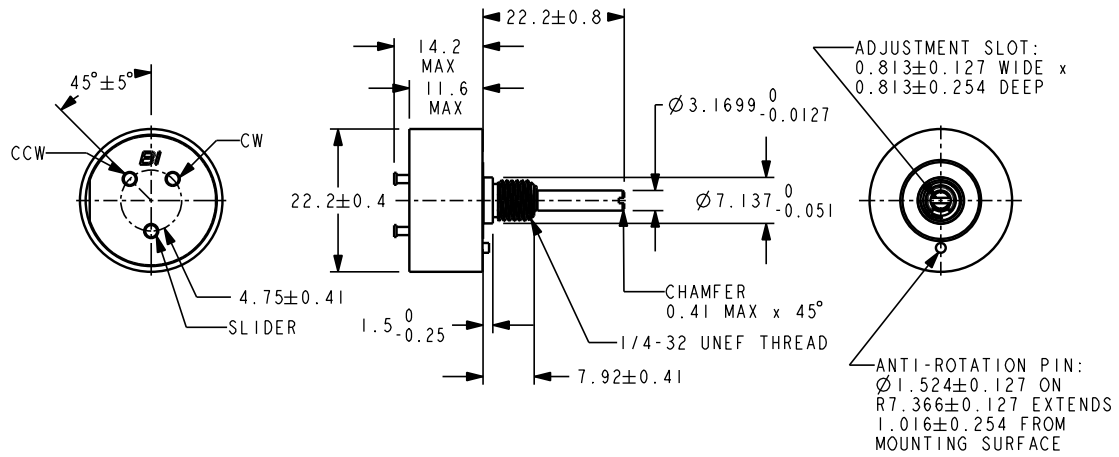
STANDARD RESISTANCE VALUES

1K	2K	5K	10K	20K	50K
----	----	----	-----	-----	-----

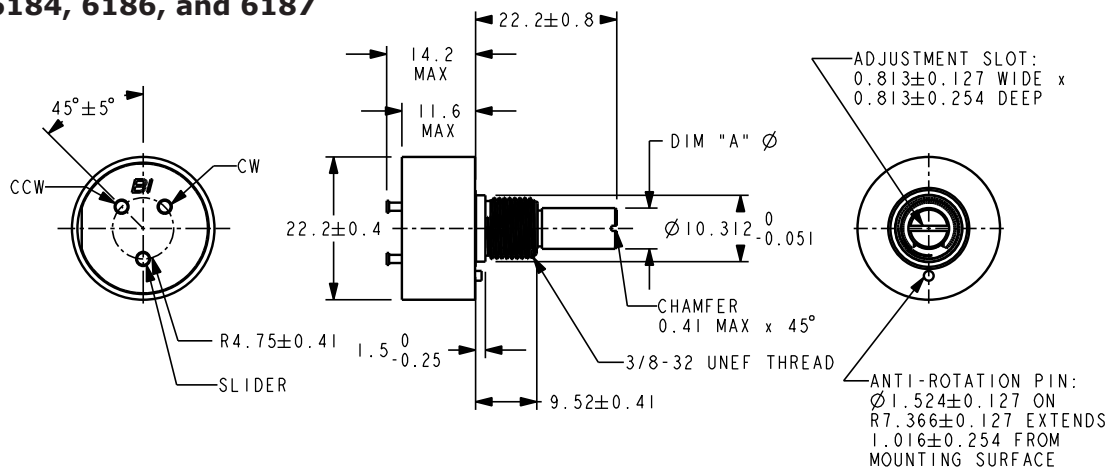
Model 6180

OUTLINE DRAWING

Model 6181



Models 6184, 6186, and 6187



DIM	MODEL 6184	MODEL 6186	MODEL 6187
A	6.0 +0.0000 -0.0127	3.1699 +0.0000 -0.0127	6.3424 +0.0000 -0.0127

Dimensions in mm