



---

## MECANISMO DE TRANSMISIÓN PARA UN ESTACIONAMIENTO ROTATORIO DE AUTOMÓVILES EN DOS NIVELES

Ingeniería Mecánica

**Modalidad**

Proyecto Tecnológico

**Trimestre**

15-I

**Alumno**

José Iván Herrera González

**Matricula**

208335079

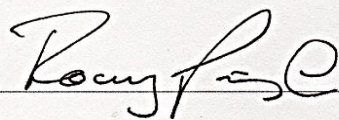
**Asesores:**

M. en C. Sergio Alejandro Villanueva Pruneda

Ing. Romy Pérez Moreno


México, D. F. a 22 de abril 2015

Yo, Ing. 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.

A handwritten signature in black ink, appearing to read 'Romy Pérez', is written above a horizontal line. The signature is cursive and somewhat stylized.

---

Yo, M. en .C. Sergio A. Villanueva Pruneda, 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, José Iván Herrera González, 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.

---

A handwritten signature in black ink, consisting of several overlapping loops and strokes, positioned above a horizontal line.

**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:  Matrícula:   
Correo personal:

  
Firma

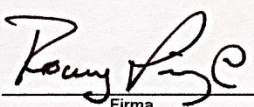
**ASESOR RESPONSABLE / DATOS DE LA EMPRESA**

Nombre del asesor/Empresa:   
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. económico/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**

**OBJETIVO GENERAL**

**UNIDADES DE ENSEÑANZA APRENDIZAJE QUE SE AUTORIZAN**

Clave	UEA	Se autoriza UEA	Vigencia
1100118	Proyecto de Integración en Ingeniería Mecánica I	SI <input checked="" type="radio"/> No <input type="radio"/>	Del trimestre: <input type="text" value="14-0"/>
1100128	Proyecto de Integración en Ingeniería Mecánica II	SI <input type="radio"/> No <input checked="" type="radio"/>	Al trimestre: <input type="text" value="15-I"/>
1100138	Introducción al Trabajo de Investigación en Ingeniería Mecánica	SI <input type="radio"/> No <input checked="" type="radio"/>	

Nombre y firma del Coordinador de Estudios  
  
Dr. Hilario Terres Peña

  
03 JUL 2014  
Sección de Coordinación de Estudios  
División de Ciencias Básicas e Ingeniería  
Fecha de emisión: Noviembre 2013

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

## RESUMEN

El concepto de estacionamiento comúnmente se refiere a un área determinada para resguardar algún automóvil en un lapso de tiempo, mayormente se presentan en ciudades donde la gran densidad de habitantes conlleva a esto. Donde ocasionalmente se han destinado edificaciones exclusivamente para este objetivo. En este trabajo se propone un modelo de estacionamiento diferente, donde el área ocupada por el automóvil se pueda desplazar. Esto con la finalidad de poder buscar una manera rápida a solucionar el problema que se presenta cuando el terreno asignado para un estacionamiento sea muy reducido, esto es; no solamente utilizar un área superficial, si no recurrir a el espacio aéreo que se tiene y poder aprovecharlo.

La idea es parecida al movimiento del juego mecánico “rueda de la fortuna”. Por medio de un mecanismo girar góndolas, asemejando la trayectoria a una elipse, que cojan a los automóviles implicados y trasladarlos a una posición específica. A un principio las góndolas estarán vacías, al llegar el primer auto se posiciona dentro de la primera góndola y esta se desplazará a una posición para que pueda llegar el segundo automóvil y posicionarse en la segunda góndola, y así consecutivamente. La idea que se tiene es para estacionar seis automóviles.

Para ello se desarrollaron los cálculos que implican este movimiento, esto es; calcular la fuerza necesaria para desplazar tal magnitud de peso, así también como la cinemática de los componentes importantes del sistema. Además que se seleccionaron algunos de los componentes importantes, esto para facilitar en algún momento la creación del proyecto, en caso contrario, debido a la magnitud de éste, se diseñaron algunos componentes que no se encuentran en el mercado.

# 1 Contenido

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 Específicos. ....	4
2	Marco teórico .....	5
2.1	El problema de la falta de estacionamientos .....	5
2.2	Sistemas de potencia .....	6
2.3	Actuadores rotatorios o motores hidráulicos .....	8
2.3.1	Motores de paletas deslizables .....	8
2.3.2	Motores de pistones radiales .....	8
2.3.3	Actuadores rotatorios de paletas .....	9
2.4	Bombas .....	9
2.5	Engranés .....	10
2.6	Cadenas .....	10
2.6.1	Cadenas transportadoras .....	11
2.7	Piñones .....	11
2.8	Resistencia a la tensión .....	12
3	Fundamentos para el Diseño Del Proyecto .....	13
3.1	Fuerza para desplazar a las góndolas .....	13
3.2	Potencia en un motor .....	15
3.3	Motor hidráulico .....	17
3.4	Bomba para un motor hidráulico .....	18
3.5	Cinemática de engranes .....	19
3.6	Como seleccionar una cadena con respectivos piñones .....	20
3.7	Diseño de ejes .....	23
3.7.1	Fuerzas que ejercen los elementos de máquinas sobre los ejes .....	24
3.7.2	Resistencia a la fatiga .....	27
3.7.3	Diámetro requerido del eje .....	29

3.8	Esfuerzos en los dientes de engranes .....	30
3.9	Esfuerzo en eslabón de la cadena Motriz .....	32
4	Desarrollo del Proyecto .....	33
4.1	Resumen.....	33
4.2	Carga necesaria a desplazar.....	35
4.3	Par torsor y potencia mínimos.....	40
4.4	Selección del motor hidráulico .....	42
4.5	Caudal que debe recibir el motor hidráulico.....	44
4.6	Mecanismo de engranes .....	44
4.7	Cadena de rodillos .....	46
4.7.1	Longitud de la cadena .....	48
4.8	Eje de transmisión de potencia .....	49
4.8.1	Fuerzas ejercidas por los engranes .....	51
4.8.2	Fuerza ejercida por la cadena de rodillos.....	51
4.8.3	Diagramas de fuerza cortante y momento flector .....	52
4.8.4	Determinación del diámetro del eje .....	56
4.9	Diseño de engrane motriz.....	58
4.10	Eslabón de arrastre para la góndola .....	60
5	Resultados.....	62
5.1	Cadena motriz.....	62
5.2	Eslabón de arrastre.....	63
5.3	Motor hidráulico .....	64
5.4	Unidad de potencia hidráulica .....	64
5.5	Engranes.....	68
5.6	Piñones .....	68
5.7	Cadena de rodillos .....	69
5.8	Eje de transmisión de potencia .....	70
5.9	Engrane motor .....	73
5.10	Dibujos normalizados.....	74
5.11	Simulación cinemática del mecanismo diseñado.....	97
6	Conclusiones.....	98
7	Referencias bibliográficas .....	100
8	Apéndices.....	103



# Índice de figuras

Fig. 1 Elevador de dos postes [6] .....	5
Fig. 2 Elevador de cuatro postes [7].....	5
Fig. 3 Actuador lineal [10] .....	7
Fig. 4 Actuador rotatorio [11] .....	7
Fig. 5 Motor de paletas deslizables [12] .....	8
Fig. 6 Motor de pistones radiales [13] .....	8
Fig. 7 Actuador rotatorio de paletas [14].....	9
Fig. 8 Bomba centrífuga con motor primario [15] .....	9
Fig. 9 Engranajes rectos [17] .....	10
Fig. 10 Cadena de transmisión de potencia [18].....	10
Fig. 11 Componentes de una cadena de rodillos [19].....	10
Fig. 12 Diferentes accesorios para una cadena transportadora [20].....	11
Fig. 13 Cadena transportadora [20] .....	11
Fig. 14 Tipos de piñones [21] .....	11
Fig. 15 Diagrama típico de esfuerzo-deformación unitario para el acero [16] .....	12
Fig. 16 Curvas características de un motor neumático [9] .....	17
Fig. 17 Ciclo de engranado de los dientes de los engranes [16] .....	19
Fig. 18 Ángulo de presión [16] .....	20
Fig. 19 Transmisión de cadena por rodillos [31] .....	21
Fig. 20 Ejes de transmisión de potencia [16] .....	23
Fig. 21 Fuerza normal sobre los dientes del engrane [16]. .....	24
Fig. 22 Direcciones de las fuerzas [16]. .....	26
Fig. 23 Fuerzas sobre las catarinas de cadenas [16] .....	27
Fig. 24 Resistencia a la fatiga en función de la resistencia a la tensión para acero [16] .....	28
Fig. 25 Factor por tamaño [16].....	29
Fig. 26 Factor de geometría [16].....	32
Fig. 27 Componentes de importantes que permiten el desplazamiento de la góndola.....	33
Fig. 28 Proyección de los componentes del proyecto .....	33
Fig. 29 Góndola que contendrá a los automóviles.....	34
Fig. 30 Arreglo de la trayectoria y secciones de la cadena motriz .....	36
Fig. 31 Fuerzas que actúan en el eje .....	50
Fig. 32 Distancia a la que se encuentran las fuerzas.....	50
Fig. 33 Dirección de las fuerzas ejercidas hacia el eje debido al engrane y la cadena .....	52
Fig. 34 Fuerzas implicadas en la dirección "Y" .....	53
Fig. 35 Fuerzas implicadas en la dirección "X" .....	54
Fig. 36 Diagrama de fuerza cortante .....	54
Fig. 37 Diagrama de momento flector .....	55
Fig. 38 Diagrama de fuerza cortante.....	55
Fig. 39 Diagrama de momento flector .....	55

Fig. 40 Eslabones que soportarán a la góndola.....	60
Fig. 41 Sección A-A del eslabón.....	60
Fig. 42 Dimensiones del eslabón.....	61
Fig. 43 Cadena B.S. 5S134 [23].....	62
Fig. 44 Buje de bronce [26].....	63
Fig. 45 Buje en el eslabón triangular.....	63
Fig. 46 Motor hidráulico de pistones radiales [24].....	64
Fig. 47 Unidad de potencia V-Pak [27].....	64
Fig. 48 Diagrama de conexión.....	65
Fig. 49 Válvula de control direccional [24].....	66
Fig. 50 Válvula de regulación de caudal [24].....	66
Fig. 51 Placa de conexión [24].....	67
Fig. 52 Manguera hidráulica [30].....	67
Fig. 53 Conector hidráulico [28].....	67
Fig. 54 Engrane recto [29].....	68
Fig. 55 Cadena de rodillos 180H-1 [32].....	70
Fig. 56 Pasador de aletas [33].....	72
Fig. 57 Engrane tractor.....	73

## Índice de tablas

Tabla 1 Diferencias entre los distintos sistemas de potencia [9].	7
Tabla 2 Características básicas de motores hidráulicos [9].	9
Tabla 3 Factores de servicio para transmisión por cadenas [16].	22
Tabla 4 Factor Cm para los diferentes materiales [16].	28
Tabla 5 Dimensiones básicas de la cadena 5S134 [23].	62
Tabla 6 Características del motor hidráulico [13].	64
Tabla 7 Características de la unidad de potencia [27].	64
Tabla 8 Características del conector [28].	67
Tabla 9 Características de los engranes [29].	68
Tabla 10 Características de los piñones [30].	69
Tabla 11 Características de la cadena 180-2001, cuando tiene 20 dientes en el piñón más pequeño [31].	69
Tabla 12 Características de la cadena 180H-1 [32].	70
Tabla 13 Tamaño de la cuña en función del diámetro del eje (dimensiones en pulgadas) [16].	71
Tabla 14 Dimensiones del pasador de aletas [33].	72

# 1 Definición del Proyecto

## 1.1 Introducción

La gran problemática presente en los estacionamientos, ya sean públicos o privados, es aprovechar al máximo el espacio disponible para albergar automóviles, por lo tanto la iniciativa que propongo radica en diseñar un sistema que ayudará a contrarrestar lo mejor posible este inconveniente.

Los primeros mecanismos de elevación y transporte fueron: los montacargas, que se utilizan para levantar y llevar objetos pesados de un lugar a otro, la cinta transportadora, que data aproximadamente del año 1795 utilizada inicialmente para el transporte de carbón, la polea, que sirve para transmitir una fuerza a través de una rueda acanalada y con el curso de una cuerda o cable, los ascensores de cables, que tienen su origen en la invención que Elisha Graves Otis desarrolló en 1853. La finalidad de estos mecanismos es desplazar objetos a cierta distancia utilizando medios diferentes. En la actualidad existen sistemas mecánicos para la elevación de autos como: elevadores de dos postes, elevadores de cuatro postes y rampas tipo tijera, que su objetivo es albergar autos para trabajar en ellos o simplemente para estacionarlos.

El sistema que se propone tiene la misma idea de los sistemas mecánicos presentados anteriormente, se pretende diseñar un sistema que permita multiplicar un área ofrecida para contener automóviles. Para darse mejor una idea de lo que se plantea imaginemos la función de la conocida rueda de la fortuna, ésta consiste en trasladar angularmente canastillas con una velocidad controlada. La ventaja de este juego mecánico, viéndolo desde el punto de vista técnico, es que aprovecha dos cosas fundamentales: mediante una estructura repetitiva de forma circular hace pasar por el mismo lugar las canastillas sin recorrer mayor distancia empleando lo mejor posible la energía otorgada por el motor primario, y la otra a la que se enfocará el proyecto, es que el juego mecánico aprovecha el espacio disponible por un nivel y lo multiplica, esto se lo debe a la forma que tiene una rueda cuando se coloca de forma vertical.

Por ende, el diseño planteado será de forma que se pueda optimizar un espacio de un nivel mediante la elevación de automóviles por medio de un sistema mecánico que tenga una similitud a la rueda de la fortuna. Para ello se diseñará la forma de la guía que permita el movimiento de los contenedores que albergarán a los autos, así como seleccionar o diseñar a los elementos que transfieran el movimiento mediante la conversión y transmisión de potencia. Este diseño es

parte del proyecto “Contenedor de automóviles para la estructura de un estacionamiento rotatorio con sistema mecánico” del compañero Rojas Rodríguez Gerardo, ya en conjunto el diseño permitirá: albergar a los autos (por medio de los contenedores) y transferirlos de una posición a otra para cumplir con el objetivo de estacionarlos aprovechando un espacio reducido.

## 1.2 Antecedentes

Dos alumnos Alain Novoa Domínguez y Francisco Javier Quijada Camacho [1] de la escuela; Superior de Ingeniería Mecánica y Eléctrica Unidad Profesional “Adolfo López Mateos” del Instituto Politécnico Nacional, realizaron un proyecto mediante un diseño nombrado “sistema de multi-estacionamientos privados equipados con sistema automático de elevación para automóviles, enfocado a unidades habitacionales” que pretendía actuar frente al problema mundial: la falta de espacio para estacionarse en las grandes ciudades.

El alumno González Monroy José Gilberto [2] del Instituto Politécnico Nacional mejoró un sistema para el control de embotellado mediante la manipulación de las variables involucradas en los procesos de etiquetado y empaquetado, la transportación del producto por medio de una banda para hacer más eficiente la elaboración de productos. Ya que en las empresas medianas hacen el etiquetado y empaquetado manualmente y no cuentan con el recurso monetario necesario para la compra de maquinaria automatizada que haga este proceso.

El alumno Josué David Valencia Bastidas [3] de la Universidad Tecnológica de Pereira, Escuela de Tecnología Mecánica Pereira, Colombia, diseñó un sistema que permite el transporte de material e insumos agrícolas para la producción de café y además realizar la recolección de los productos mediante un transportador aéreo para material agrícola. Lo anterior con el fin de disminuir la fuerza de trabajo, mejorar la productividad y los tiempos empleados en el desarrollo de dichas actividades, debido a que las zonas productoras cafetaleras en general se encuentran ubicadas en terrenos de irregular topografía, zonas con mayor o menor altitud.

El investigador Manuel Vicente [4] realizó un estudio de la necesidad de estacionamientos en la ciudad de Madrid, España, comprendió un programa de construcción y un plan de etapas de acuerdo con la situación presentada de la demanda y su evolución previsible a medio y largo plazo. También realizó el estudio de viabilidad técnica y económica de los estacionamientos,

cuya construcción fue aconsejada por la fase anterior del estudio. Posteriormente realizó los estudios de las condiciones, aspectos jurídicos, fiscalización de la concesión. Y finalmente realizó la definición de los sistemas de operación, explotación de los estacionamientos.

[5]Anil Kumar Mishra realizó un análisis de tiempo para el estacionamiento y el proceso de recuperación dentro de un sistema de estacionamiento automático (APS).El análisis del tiempo se ha hecho para comprobar el rendimiento de diferentes configuraciones de APS, que se basa en las entradas y las combinaciones variables de plazas de estacionamiento, para evitar la intervención de alguna persona a la hora de estacionar un automóvil.

### 1.3 Justificación

La falta de estacionamientos es uno de los problemas más recurrentes que padece nuestra sociedad. Las zonas centrales de las ciudades constituyen puntos de gran concentración de autos, originado tanto por la gran densidad de habitantes como por las actividades allí implantadas. Estas concentraciones de tráfico, además de las situaciones de congestión, crean problemas de estacionamiento de gran magnitud.

Lo anterior lleva a tomar medidas un poco drásticas por parte de las autoridades correspondientes, una de las políticas más frecuentes adoptadas en las entidades es el uso de los llamados parquímetros, pero que estos a su vez presentan una desventaja, son instalados con el único fin de utilizar el espacio disponible sólo el tiempo necesario a cambio de un costo.

Como sabemos, este problema se presenta con mayor frecuencia en algunos comercios, como restaurantes, centros comerciales, bancos, etc., y como todo negocio lo que quiere es captar mayor consumo y dada su instalación y ubicación geográfica, cuentan con un espacio muy reducido para el estacionamiento, por lo tanto los consumidores optan en algunas ocasiones por abstenerse a ingresar al sitio, lo que lleva a traducir estas acciones en pérdidas para los comercios, además este problema también se presenta en las de unidades habitacionales.

Por estas razones, la propuesta presentada es diseñar el mecanismo de transmisión que ayude a optimizar el espacio disponible para albergar más de un auto por nivel, que la ventaja más relevante sería ocupar con mayor eficiencia un área sin depender del tiempo.

## 1.4 Objetivos

### 1.4.1 Objetivo General.

Diseñar el mecanismo de transmisión para estacionar automóviles con dimensiones no mayores a 4.9 x 2.0 x 1.7 m dentro de una estructura fija de dos niveles y así aprovechar espacios reducidos.

### 1.4.2 Objetivos Específicos.

Diseñar el mecanismo guía y la transmisión impulsora que permita el desplazamiento rotatorio de las cajas contenedoras para los automóviles.

Simular el movimiento del mecanismo mediante un software para demostrar su funcionamiento.

## 2 Marco teórico

### 2.1 El problema de la falta de estacionamientos

El país ha crecido rápidamente, donde el problema no está en que este crecimiento se esté dando, sino que no se está preparado para todo lo que esto significa. Un ejemplo más notorio y preocupante es el congestionamiento de vehículos en las calles, así como los lugares a donde se frecuentan, (trabajo, centros de Salud, restaurantes, trámites en entidades públicas o privadas), que en la mayoría de los casos no se tiene lugar para guardar el automóvil.

Actualmente se observa que cuando las edificaciones fueron construidas, no existió la planificación ni la proyección del crecimiento que el país experimentaría. Por otra parte el precio de las propiedades también se ha incrementado tanto que se torna sumamente costoso pensar en adquirir un terreno solo para que sea declarado como estacionamiento. Por ello se pretende dar solución a este problema con el proyecto presentado.

Hoy en día se han propuesto diferentes tipos de estacionamientos mecánicos uno de ellos son los elevadores de postes hidráulicos (Fig. 1), donde inicialmente se pretendía para el uso exclusivo en talleres mecánicos, o también los de cuatro postes (Fig. 2).



Fig. 1 Elevador de dos postes [6]



Fig. 2 Elevador de cuatro postes [7]

Recientemente se ha incorporado un nuevo sistema de estacionamiento vertical rotatorio tipo carrusel “Smart Parking” que pertenece a la empresa “Contratistas y Servicios Profesionales” [6],

donde también su objetivo es aprovechar al máximo el espacio aéreo para estacionar los automóviles. Entonces se puede decir que la idea de este proyecto se asemeja a ese mismo sistema “Smart Parking”, diferenciándolo con la trayectoria de los automóviles, que en este caso será más horizontal que vertical.

En este proyecto el sistema está contemplado para estacionar seis automóviles a manera que el espacio ocupado por ellos sea el que tres ocuparían en la superficie. Estos estarán contenidos dentro de góndolas, que se realizarán en otro proyecto terminal con el compañero Rojas Rodríguez Gerardo, y que serán movidas por los mecanismos que se propondrán.

Lo que se pretende hacer es desplazar las góndolas por medio de elementos que son: cadenas, engranes, piñones, motores, para desarrollar el movimiento rotatorio de estas.

## 2.2 Sistemas de potencia

Un sistema de potencia tiene el designio de producir un trabajo útil, estos pueden ser únicamente mecánicos, otros con componentes eléctricos o el llamado sistema de potencia fluida, que pueden ser neumáticos o hidráulicos.

En este último sistema según Aragón, Canales y León [9] los componentes principales son: el motor primario, subsistema de potencia y subsistema de control, cada cual su función es impulsar, traducir la energía necesaria para realizar el trabajo útil y manipular al subsistema de potencia respectivamente.

Uno de los componentes principales en un sistema de potencia fluida son los actuadores, ya que tienen una relación directa con la carga externa, y son los dispositivos capaces de convertir la potencia fluida en trabajo mecánico en cierto espacio de tiempo. Estos actuadores pueden ser lineales (Fig.3) o rotatorios (Fig.4), los lineales son capaces de desplazarse únicamente en dirección recta mientras los rotatorios pueden obtener giros angulares.





Fig. 3 Actuador lineal [10]



Fig. 4 Actuador rotatorio [11]

Aquí se presentan en una tabla las ventajas y desventajas al usar los 3 diferentes sistemas de potencia.

Tabla 1 Diferencias entre los distintos sistemas de potencia [9].

Atributo	Sistema neumático	Sistema Hidráulico	Sistema eléctrico
Aplicación de fuerza lineal	Fuerzas moderadas por la baja presión	Fuerzas elevadas por la alta presión	Fuerzas débiles
Aplicación de par torsor	El par torsor es reducido. Par torsor pleno en reposo	El par torsor es elevado. Par torsor pleno en reposo	El par torsor es elevado. Par reducido en reposo
Desplazamiento lineal	Soluciones sencillas con velocidad y aceleración elevadas	Soluciones sencillas con fácil regulación velocidad	Soluciones complicadas y costosas; requiere conversión mediante mecanismos
Desplazamiento angular	Motores con velocidad angular muy elevada. Movimiento oscilatorio con actuadores rotatorios	Motores con velocidad angular moderada. Movimiento oscilatorio con actuadores rotatorios	Motores con velocidad angular moderada
Control de la velocidad	Velocidad variable con suma facilidad, mediante el control del caudal	Velocidad variable con suma facilidad, mediante el control del caudal	Generalmente velocidad fija. La velocidad variable requiere de soluciones costosas
Control de fuerza o par torsor	Fuerza o par torsor variable, mediante el control de la presión	Fuerza o par torsor variable, mediante el control de la presión	Regulación posible en forma limitada
Inversión de sentido de ejecución del trabajo	Se puede invertir fácilmente el sentido de giro o desplazamiento	Se puede invertir fácilmente el sentido de giro o desplazamiento	La inversión del sentido de giro necesita de soluciones especiales
Temperatura de funcionamiento	Funciona a temperatura ambiente. Insensible a los cambios de temperatura	Suele necesitar de un sistema de enfriamiento. Sensible a cambios de temperatura	Funciona con temperatura elevada. Insensible a los cambios de temperatura
Riesgo de explosión	A prueba de explosiones	Se debe emplear un fluido no inflamable para prevenir explosiones	La prevención de explosiones aumenta el costo del sistema
Potencia transmitida por unidad de volumen	El sistema es compacto	Es el sistema más compacto	Es el sistema menos compacto
Tolerancia a la sobre carga	Se puede someter indefinidamente a sobrecarga	Se puede someter indefinidamente a sobrecarga	No tolera las sobrecargas
Eficiencia energética global	No superior al 25%	Aproximadamente 50%	Aproximadamente 60%
Riesgos por fugas de energía	Las fugas de aire no producen dificultades	Las fugas de aceite producen suciedad	La posibilidad de corto circuito es peligrosa
Costo del sistema	Reducidos	Elevados	Moderados
Posibilidades de acumulación y traslado de la energía	Se puede acumular la energía fácilmente, se puede trasladar hasta 100m	Acumulación con grandes limitaciones, mediante acumulador precargado con gas o resorte, se puede trasladar hasta 100m	L acumulación es muy difícil y costosa; se puede trasladar a distancias casi ilimitadas

## 2.3 Actuadores rotatorios o motores hidráulicos

Los actuadores rotatorios se usan bajo la necesidad de mover una carga cierto ángulo en determinado tiempo (actuador rotatorio) o a veces para mantener a la carga girando permanentemente alrededor de un eje (motor hidráulico) con cierta velocidad angular. Para la elección de un actuador rotatorio o motor se debe tener inicialmente el par necesario a desarrollar, el desplazamiento angular que debe realizar y el tiempo en que debe realizarlo. De estos hay una variedad que dependen de su utilización en cómo se emplearán.

El dimensionamiento básico de un motor o actuador consiste en determinar sus dimensiones geométricas, que en este caso sería determinar su volumen interior, a este volumen se le conoce como desplazamiento [9].

### 2.3.1 Motores de paletas deslizables

Desarrollan un par sobre su eje, donde la magnitud depende del desbalance de presión que actúa sobre la superficie de las paletas. El número de paletas generalmente es de tres a diez que dependen de su par de arranque. El mercado para motores de paletas es muy amplio, dado a ello pueden desarrollar de 20W hasta 20 kW de potencia [9].



*Fig. 5 Motor de paletas deslizables [12]*

### 2.3.2 Motores de pistones radiales

Estos se emplean en trabajos donde se requiera gran potencia, un par de arranque enorme y control en la velocidad a bajas revoluciones por minuto. El par en el eje se ocasiona por la presión que actúa sobre los pistones alternativos, que se desplazan dentro de los cilindros dispuestos en posición radial.



*Fig. 6 Motor de pistones radiales [13]*

Y estos pueden desarrollar desde 200 W hasta 25 kW de potencia [9].

Como se sabe existe una gran variedad de motores hidráulicos por lo cual aquí se presentan las diferencias de algunos de ellos.

Tabla 2 Características básicas de motores hidráulicos [9].

Tipo	Velocidad máxima (rpm)	Velocidad mínima (rpm)	Eficiencia en el arranque	Eficiencia en marcha	Desplazamiento variable	Aplicación	Costo
Engranajes externos	1500	500	< al promedio	promedio	no	ligera	bajo
Gerotor	350	25	baja	< al promedio	no	ligera	bajo
Paletas	500	200	baja	promedio	inusual	ligera	medio
Pistones axiales	3000	200	baja	excelente	disponible	pesada	medio/alto
Pistones radiales	2000	0	excelente	excelente	disponible	pesada	medio

### 2.3.3 Actuadores rotatorios de paletas

Tienen el principio de funcionamiento semejante a los motores de paletas, pero difieren en lugar de dar giros continuos hacen un desplazamiento angular finito. El par torsor depende de su desplazamiento y de la diferencia de presiones aplicada entre sus puertos.



Fig. 7 Actuador rotatorio de paletas [14]

### 2.4 Bombas

En los sistemas de potencia fluida, tanto neumáticos como hidráulicos, las máquinas que proporcionan energía al fluido les llaman máquinas de desplazamiento positivo debido a la forma en que generan el caudal presurizado, existe una superficie



Fig. 8 Bomba centrífuga con motor primario [15]

móvil que comprime directamente a un volumen de fluido, intentando compactarlo en un espacio. La máquina fluida es movida por un motor primario (generalmente eléctrico o de combustión interna), con el propósito de inyectar energía en la masa fluida. En los sistemas hidráulicos emplean como fluido a un líquido generalmente aceite derivado del petróleo aunque también aceites sintéticos, cualquiera que sea el caso trabajan normalmente a no más de 3500 psi según Aragón [9].

## 2.5 Engranajes

Los engranes son ruedas dentadas cilíndricas que se usan para transmitir movimiento y potencia desde un eje giratorio hasta otro. En un engranaje los dientes de un engrane conductor encajan con precisión en los espacios entre los dientes del engrane conducido. Por lo que los dientes del impulsor empujan a los dientes del impulsado a lo que se puede obtener un par torsional y una potencia [16].



Fig. 9 Engranajes rectos [17]

## 2.6 Cadenas

Una cadena es un elemento de transmisión de potencia formado por una serie de eslabones unidos con pernos. Este diseño permite tener flexibilidad, y permite además que la cadena transmita grandes fuerzas de tensión. Cuando se transmite potencia entre ejes giratorios, la cadena entra en ruedas dentadas correspondientes llamadas catarinas. El tipo de cadena más común es la de rodillos, en la que el rodillo sobre cada perno permite tener una fricción exponencialmente baja entre la cadena y las catarinas [16].

Existen otros tipos de cadenas que comprenden una variedad de diseños de eslabones extendidos, y se usan principalmente en aplicaciones de transportadores. Los principales



Fig. 10 Cadena de transmisión de potencia [18]

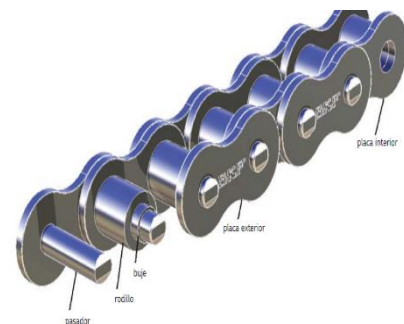


Fig. 11 Componentes de una cadena de rodillos [19]

componentes de una cadena son las placas del eslabón, el pasador, y el rodillo como se puede ver en la figura 11.

### 2.6.1 Cadenas transportadoras

Las cadenas transportadoras son cadenas de rodillos con accesorios especiales añadidos, de acuerdo al uso. Las cadenas transportadoras pueden modificarse con el fin de operar sin lubricante o en ambientes hostiles, a pesar de que se utilizan comúnmente en cintas transportadoras y escaleras mecánicas.



Fig. 13 Cadena transportadora [20]

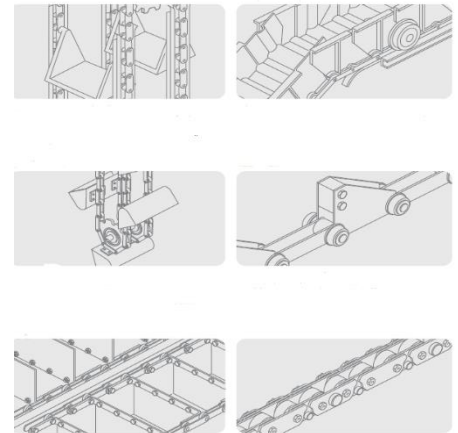


Fig. 12 Diferentes accesorios para una cadena transportadora [20]

Los accesorios son piezas instaladas a una cadena de base para adaptarlo con un propósito particular, como medio de transporte. Unidos pueden formar una parte integral de la placa de enlace o pueden ser construidos en la cadena como un reemplazo del enlace normal. Otros (según los tipos) se fijan a las placas de la cadena por proyección, a uno o ambos lados de la cadena.

### 2.7 Piñones

La función normal de un piñón de la cadena no es sólo para conducir o ser conducido por la cadena, sino también para orientar y apoyar en su trayectoria prevista.



Fig. 14 Tipos de piñones [21]

Piñones fabricados a partir de piezas de fundición de hierro de calidad son adecuados para la mayoría de las aplicaciones. Para una tarea difícil y que requiere un mayor esfuerzo puede ser necesario el uso de ruedas dentadas de acero que tienen un contenido de carbono de 0,4%. Para este caso los flancos de los dientes deben ser endurecidos por flama. Hay otros materiales que pueden ser especificados para requisitos particulares. De acero inoxidable, por ejemplo, se utiliza en condiciones de alta temperatura o corrosivos.

## 2.8 Resistencia a la tensión

Las propiedades de resistencia, elasticidad y ductilidad de los metales, plástico y otros materiales se suelen determinar con una prueba de tensión, en donde una muestra del material, casi siempre con la forma de una barra redonda o plana, se sujeta entre mordazas y se tensa lentamente, hasta que se rompe por la tensión. Durante la prueba, se registra la magnitud de la fuerza ejercida y el cambio correspondiente de longitud. Se muestran los datos de esas pruebas de tensión en los diagramas esfuerzo-deformación unitario.

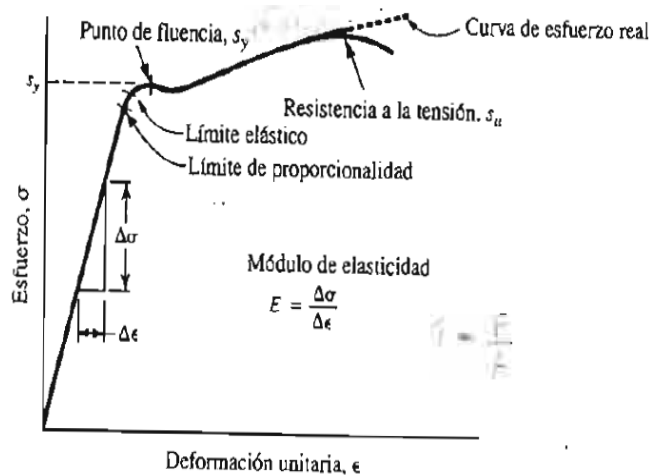


Fig. 15 Diagrama típico de esfuerzo-deformación unitario para el acero [16]

La resistencia a la tensión se considera que el punto máximo de la curva esfuerzo-deformación unitaria es la resistencia última a tensión ( $S_u$ ), a veces se le llama resistencia ultima o simplemente resistencia a la tensión [16].

La parte del diagrama esfuerzo-deformación unitaria donde hay un gran incremento de la deformación con poco o ningún aumento del esfuerzo se llama resistencia de fluencia o resistencia de cedencia ( $S_y$ ). Esta propiedad indica que, en realidad, el material ha cedido o se ha alargado en gran medida y en forma plástica y permanente.

### 3 Fundamentos para el Diseño Del Proyecto

#### 3.1 Fuerza para desplazar a las góndolas

La selección de la cadena correcta para una determinada aplicación es esencial para obtener una larga vida útil. La guía que se plantea para esta selección es obtenida de la Guía de diseño de cadenas transportadoras de la empresa Renold [22]. Primero se debe tener en cuenta que es lo que se quiere hacer con la cadena, puesto que existen cadenas de arrastre, de guía, cadenas de elevación, etc. Y como lo que se quiere es transportar se debe tener en cuenta el tamaño de la carga que debe desplazar, la forma y la distancia en que debe hacerlo. Entonces se deben seguir los siguientes pasos:

- 1) Selección del modelo en que la cadena debe desplazarse: totalmente horizontal, lineal o en diferentes formas.
- 2) Es necesario en primer lugar llevar a cabo un cálculo preliminar para llegar a un tamaño de la cadena sobre la cual basar el cálculo final. Una evaluación aproximada de la masa de la cadena se puede hacer con la duplicación de la masa, y para la fricción una cifra de 0.15 ( $\mu_c$ ) puede ser útil.

Obtener la masa de la carga a desplazar ( $W_m$ ) y dividirla entre el espacio que habrá entre cada carga

Obtener la masa del accesorio (aquí se toma por accesorio a toda la góndola) que llevará la carga y dividirla entre el espacio que habrá entre cada carga

Aproximar la masa de la cadena o tomar una de referencia del catálogo Renold y dividirla entre el espacio que habrá entre cada carga

- 3) Sumar la masa de la cadena con el accesorio ( $W_c$ )
- 4) Distribuir la masas por cada metro obteniéndolas en kg/m
- 5) Seccionar el sistema de la cadena; esto es cada sección se compone de la forma en que se mueve la cadena. Por ejemplo la primera sección será cuando empieza el trayecto de forma horizontal, luego la siguiente sección cuando da un giro de 90°, sección siguiente

cuando empieza el descenso, y así sucesivamente. Así como obtener el valor de cada sección ( $L$ ) a fin de saber la distancia total que debe recorrer una góndola.

- 6) Para cada sección aplicar de forma ordenada, hacia la derecha y a partir de donde se obtiene la tracción (motor), las siguientes ecuaciones para obtener el valor de la fuerza ( $C_p$ )

Cuando la sección es horizontal

$$H = [(W_c(\text{kg}/\text{m}) + W_m(\text{kg}/\text{m})) \times L(\text{m}) \times \mu_c] \times 9.81(\text{m}/\text{s}^2) \quad (1)$$

Cuando en la sección se asciende

$$A = [(W_c(\text{kg}/\text{m}) + W_m(\text{kg}/\text{m})) \times L(\text{m})] \times 9.81(\text{m}/\text{s}^2) \quad (2)$$

Cuando en la sección se desciende

$$D = [(W_c(\text{kg}/\text{m}) + W_m(\text{kg}/\text{m})) \times -L(\text{m})] \times 9.81(\text{m}/\text{s}^2) \quad (3)$$

Cuando en la sección se da un giro de  $90^\circ$

$$R = [\text{resultado de la ecuacion (3)} \times 1.025] \quad (4)$$

- 7) Empezar a partir de la posición en la que se colocará el motor e ir sumando los resultados excepto cuando se tiene un descenso, en ese momento se empieza otra vez la suma de resultados de fuerzas.



- 8) Al valor obtenido de la suma de fuerzas ( $C_p$ ) se multiplica por 8 que es un factor de seguridad general, el cual recomienda Renold, ya que se encontrará en un ambiente limpio y con temperatura no superior a los 150°C. Por consiguiente se divide entre dos, debido a las dos hileras de cadena que se tendrá.
- 9) Con el valor obtenido se escoge una cadena que tenga un valor de ruptura superior al valor obtenido por la suma.
- 10) Se obtiene el valor real de masa de la cadena
- 11) Recalcular el valor de la suma de las fuerzas dependiendo de la sección, utilizando el mismo método del paso 6).
- 12) Ya con el nuevo valor de  $C_p$  se obtiene el factor de seguridad con la siguiente ecuación:

$$fs = \frac{2 \times \text{carga de ruptura}}{C_p - \text{valor negativo obtenido en la sección}} \quad (5)$$

- 13) Se verifica que el valor de  $fs$  sea satisfactorio, mayor que el recomendado por Renold, si no lo es se regresa al paso 9).
- 14) Se calcula el par torsor necesario con la siguiente ecuación:

$$T = C_p \times \frac{D_p}{2} \quad (6)$$

Donde  $D_p$  es el diámetro de paso del piñón que inyectará la potencia al sistema mecánico

### 3.2 Potencia en un motor

Según Aragón [9] en algunas aplicaciones es necesario desplazar linealmente a una carga externa, para lo cual se debe aplicar una fuerza  $F$  que efectúe el trabajo  $W$ , pero la distancia  $d$  se debe recorrer en un tiempo conveniente  $t$  (con cierta velocidad promedio). Lo que define el trabajo en ese tiempo a la potencia.

Trabajo

$$W(J) = F(N) \times d (m) \quad (7)$$

Potencia

$$\dot{W}(W) = \frac{W(J)}{t (s)} \quad (8)$$

También es posible que la carga deba recibir una rotación angular finita  $\alpha$  en un determinado tiempo, para lo que se debe aplicar un par  $M$  que impulse el giro. En ocasiones se desea mantener girando a la carga externa con cierta velocidad angular para lo que se debe aplicar el par continuamente.

Trabajo

$$W(J) = T(Nm) \times \alpha (rad) \quad (9)$$

Potencia

$$\dot{W}(W) = \frac{W(J)}{t (s)} = T(Nm) \times w (rad/s) \quad (10)$$

Donde  $w$  es la velocidad angular que debe tener el eje del motor.

Entonces para que una máquina pueda desplazar a una carga externa debe ejecutar trabajo con cierto ritmo en el tiempo para que proporcione potencia en forma controlada.

### 3.3 Motor hidráulico

Como se mencionó anteriormente para la selección de un motor hidráulico se deben tener en cuenta tres variables iniciales: el par torsor, el desplazamiento angular y el tiempo necesario para realizar el trabajo de acuerdo al libro “Potencia fluida” [9] donde se puede obtener lo siguiente:

$$T = \frac{Vol\Delta p}{2\pi} \quad (11)$$

De donde:

$T$ : es el par torsor ideal desarrollado por un motor fluido N-m

$Vol$ : es el volumen interior del motor (desplazamiento)  $m^3$

$\Delta p$ : es la diferencia de presión que se desarrolla en el interior Pa

La realidad es que en los motores hidráulicos tienen una eficiencia energética menor a 100%. Por lo tanto para escoger un motor se necesita saber el par torsor requerido, una vez obtenido el valor se selecciona un motor comercial, ya que los ofrecidos comercialmente por los fabricantes proporcionan sus especificaciones en tablas incluso proveen en ocasiones nomogramas que contienen sus curvas características propias del motor. Basándose en estas o con (11) se confirma si el motor seleccionado proporciona los requerimientos necesarios (par torsor y potencia) para desarrollar la tarea.

Lo recomendable es que se seleccione un motor que entregue poco más de lo requerido, ya que siempre existirán pérdidas, que llevan a disminuir la eficiencia del motor. A continuación se presenta un ejemplo de los nomogramas que pueden presentar los motores hidráulicos.

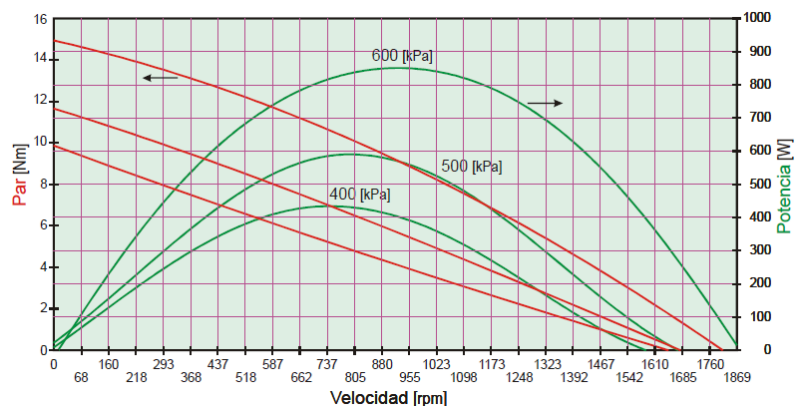


Fig. 16 Curvas características de un motor neumático [9]

### 3.4 Bomba para un motor hidráulico

Las bombas de desplazamiento positivo tienen una frontera móvil que trata de confinar al líquido aspirado dentro de un volumen decreciente, como el líquido es incompresible por ende es desalojado forzosamente con un incremento de presión. La mayoría de las bombas de desplazamiento positivo tienen un desplazamiento (volumen) invariable, por lo que el caudal es prácticamente constante. Cuando sucede que el volumen es invariable y la velocidad del motor primario permanece constante el caudal teórico es:

$$\dot{Q} = w \times VOL_b \quad (12)$$

De donde

$w$ : es la velocidad angular que proporciona el motor primario

$VOL_b$ : es el volumen de la bomba

También se puede obtener la potencia hidráulica:

$$\dot{W}_b = \dot{Q}_b \Delta p \quad (13)$$

$\dot{Q}_b$ : es el caudal desalojado por la bomba

$\Delta p$ : es la presión a la que trabaja la bomba

Se verifica que la potencia hidráulica sea mayor a la potencia mecánica del motor esto para tener un sistema eficiente (eficiencia energética).

$$\eta_e = \frac{\text{Potencia mecánica desarrollada} \times 100}{\text{Potencia hidráulica suministrada}} = \frac{T \times \alpha}{\dot{Q}_b \Delta p} \quad (14)$$

Por lo tanto para seleccionar una bomba se debe tener en cuenta a qué velocidad debe girar el motor primario, para que de ahí se derive, al seleccionar alguna, cual es la magnitud del caudal

que proporcionará y esto depende del desplazamiento, o comúnmente conocido, el volumen que tiene cada bomba [9].

### 3.5 Cinemática de engranes

Con frecuencia se emplean engranes para producir un cambio en la velocidad angular del engrane conducido relativa a la del engrane conductor. De acuerdo a Mott [16] la cantidad de reducción de velocidad depende de la relación del número de dientes en el piñón entre el número de dientes en el engrane mayor.

$$\frac{w_p}{w_G} = \frac{N_G}{N_p} \quad (15)$$

Cuando se presenta un ciclo de engranado, como se muestra en la figura 17, se da la tangencia de dos círculos uno para cada engrane, que a estos círculos se les llama círculos de paso.

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

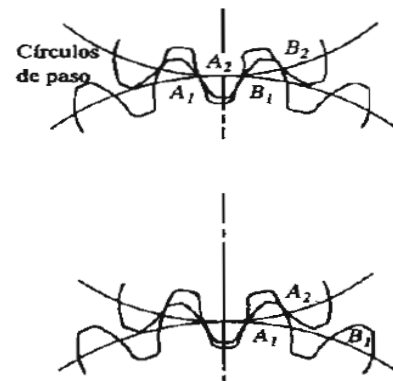


Fig. 17 Ciclo de engranado de los dientes de los engranes [16]

La distancia de un punto del diente de un engrane en el círculo de paso al punto correspondiente del siguiente diente, medida a lo largo del círculo de paso, es el paso circular. Para calcular el valor del paso circular, se toma la circunferencia del círculo de paso y se divide en un número de partes iguales, que corresponde al número de dientes del engrane. El paso de un engranaje debe ser idéntico.

$$\pi \frac{D_G}{N_G} = \pi \frac{D_p}{N_p} \quad (16)$$

El paso diametral es el que se usa con más frecuencia hoy y se define como:

$$P_d = \frac{D_G}{N_G} = \frac{D_p}{N_p} \quad (17)$$

Angulo de presión es el que forma la tangente a los círculos de paso y la línea trazada normal (perpendicular) a la superficie del diente del engrane, como se muestra en la figura 18. Los fabricantes de engranes establecen valores normalizados del ángulo de presión y estos deben ser iguales en los engranes que hacen contacto.

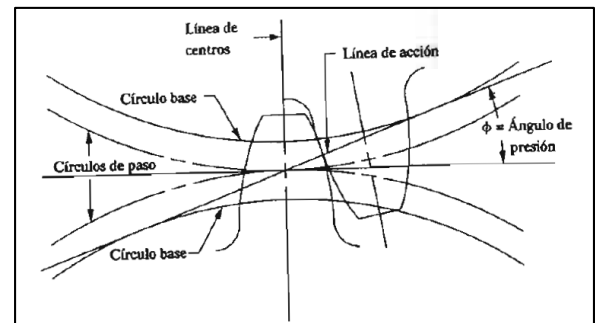


Fig. 18 Ángulo de presión [16]

Entonces, para la selección de engranes se debe tener en cuenta cual será la velocidad final que se quiera en un engranaje. Para ello se deben de seleccionar los engranes necesarios de los catálogos de los fabricantes donde proporcionan el número de dientes así como el paso diametral que debe ser el mismo, y con la relación cinemática se obtiene la velocidad final.

### 3.6 Como seleccionar una cadena con respectivos piñones

El tipo de cadena más común es la cadena de rodillos que se caracteriza por su paso, que es la distancia entre las partes correspondientes de eslabones adyacentes. Para ilustrarlo se suele indicar el paso como distancia entre centros de pernos adyacentes [8].

Para la transmisión de potencia siguiendo a Mott [8] es necesario determinar la capacidad de cierto tamaño de cadena en función de la velocidad de rotación. Las variables importantes son

el paso de la cadena y el tamaño, así como la velocidad de giro de la catarina menor. Para facilitar el diseño se crearon tablas de cadenas comerciales, las cuales están normalizadas y que la mayoría de los fabricantes se acoplan a estas, la cuales están relacionadas con los piñones, que también son estandarizados. Por lo tanto cuando se elige a una cadena al mismo tiempo se escogen los piñones. Esto se debe a que; en conjunto estos elementos logran la potencia deseada y la velocidad angular final requerida. Para el diseño de transmisión por cadena, para determinar que piñones usar y que cadena emplear se recomienda lo siguiente según Mott [16]:



Fig. 19 Transmisión de cadena por rodillos [31]

- La cantidad mínima de dientes en una catarina debe ser 17, a menos que el impulsor funcione a una velocidad muy pequeña, menor que 100 rpm.
- La relación de velocidad máxima debe ser 7.0, aunque son posibles relaciones mayores.
- La distancia entre centros de los ejes de las catarinas debe ser entre 30 a 50 pasos de cadena.
- En el caso normal, la catarina mayor no debe tener más de 120 dientes.
- La longitud de la cadena debe ser un múltiplo entero del paso y se recomienda tener un número par de pasos. Una relación adecuada de la distancia entre centros (C), longitud de cadena (L), cantidad de dientes de la catarina pequeña ( $N_1$ ) y número de dientes de la catarina ( $N_2$ ), expresada en pasos de cadena es:

$$L = 2C + \frac{N_1 + N_2}{2} + \frac{(N_2 - N_1)^2}{4\pi^2 C} \quad (18)$$

- La distancia entre centros para determinar la longitud de cadena, en pasos de cadena, es:

$$C = \frac{1}{4} \left[ L - \frac{N_2 + N_1}{2} + \sqrt{\left[ L - \frac{N_2 + N_1}{2} \right]^2 - \frac{8(N_2 - N_1)^2}{4\pi^2}} \right] \quad (19)$$

- El diámetro de paso de una catarina con N dientes, para una cadena de paso, es

$$D = \frac{p}{\text{sen}(180^\circ/N)} \quad (20)$$

Cuando se tiene que seleccionar una cadena de rodillos se siguen los siguientes pasos:

- Primero se debe tener en cuenta la potencia que debe transmitir y a qué velocidad angular deben girar los piñones.
- Con esto se multiplicará la potencia a transmitir por el factor de servicio que se muestra en la Tabla 3, para obtener la potencia necesaria.
- Ya obtenidos estos datos, con la ayuda de las tablas de la cadenas, ya que son piezas normalizadas y están clasificadas de acuerdo a la potencia que transmiten, se selecciona el número mínimo de dientes del piñón pequeño ( $N_1$ ), que permita la trasmisión de potencia adecuada.
- Se propone el número de dientes del piñón grande ( $N_2$ )
- Con la relación cinemática se obtiene la velocidad angular final  $w_2$ , despejando lo que se requiera.

$$\frac{N_2}{N_1} = \frac{w_1}{w_2} \quad (21)$$

- Si no se logra la velocidad angular correcta se tiene que proponer de nuevo el número de dientes del piñón pequeño y recalcular.

Tabla 3 Factores de servicio para transmisión por cadenas [16].

Tipo de carga	Tipo de impulsor		
	Impulsor hidráulico	Motor eléctrico o turbina	Motor de combustión interna con transmisión mecánica
Uniforme (agitadores, ventiladores, transportadores con carga ligera y uniforme)	1.0	1.0	1.2
Choque moderado (maquinas herramienta, grúas, transportadores pesados, mezcladoras de alimento y molinos)	1.2	1.3	1.4
Choque pesado (prensas de troquelado, molinos de martillo, transportadores alternos, accionamientos de molino de rodillos)	1.4	1.5	1.7



Con esto se puede elegir tanto la cadena como los piñones de los catálogos de los fabricantes, ya que son piezas ya normalizadas y que solo dependen del paso de la cadena y paso diametral en el caso de los piñones para su selección. Cuando sucede lo contrario en el caso de que ni el piñón ni la cadena existan en el mercado se inicia con un diseño muy similar a lo comercial. Lo principal en una cadena con los piñones es que exista el paso necesario para que ellos puedan interaccionar con ésta, ya que en la fabricación de un mecanismo implica pruebas a las que se debe someter el prototipo.

### 3.7 Diseño de ejes

Basándose en el libro “Diseño de elementos de máquinas” [8] un eje es un componente en los sistemas mecánicos que transmiten movimiento rotatorio así como la potencia necesaria. Es esencial en cualquier sistema mecánico donde la potencia se transmite desde un motor que puede ser eléctrico, de combustión interna, hidráulica o desde componentes giratorios hasta otro extremo donde también son elemento giratorios.

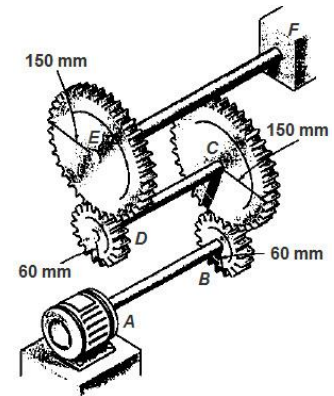


Fig. 20 Ejes de transmisión de potencia [16]

En el proceso de transmisión de potencia a una velocidad de rotación dada, el eje queda sujeto a un momento torsional (o torque), lo que conlleva a producir un esfuerzo cortante torsional en el eje. También suelen tener elementos como engranes, las poleas para las bandas o las catarinas para cadena, los cuales ejercen fuerzas sobre el eje en dirección transversal. Lo que estas fuerzas provocan son momentos flexionantes dentro del eje.

El procedimiento recomendado para diseñar un eje:

- Determinar la velocidad de giro del eje.
- Determinar la potencia o par torsional que debe transmitir el eje
- Determinar el diseño de los componentes transmisores de potencia, y piezas que se montarán sobre el eje, y especificar el lugar requerido para cada uno.

- Especificar la ubicación de los cojinetes en el eje.
- Proponer la forma general de los detalles geométricos para el eje, considerando la forma de posición axial en que se mantendrá cada elemento sobre el eje, y la forma en cómo vaya a efectuarse la transmisión de potencia de cada elemento sobre el eje.
- Determinar la magnitud del par torsional que se desarrolla en cada punto del eje.
- Determinar las fuerzas que obran en el eje, en dirección radial y axial.
- Calcular las reacciones en cada plano sobre todos los cojinetes de soporte
- Generar los diagramas de fuerza cortante y de momento flexionante.
- Seleccionar el material del cual se fabricará el eje.
- Analizar cada punto crítico del eje, para determinar el diámetro mínimo aceptable.

### 3.7.1 Fuerzas que ejercen los elementos de máquinas sobre los ejes

#### 3.7.1.1 Engranajes

La fuerza ejercida sobre un diente de engrane, actúa en dirección normal al perfil de involuta del diente de acuerdo a Mott [16] como se ve en la figura 21.

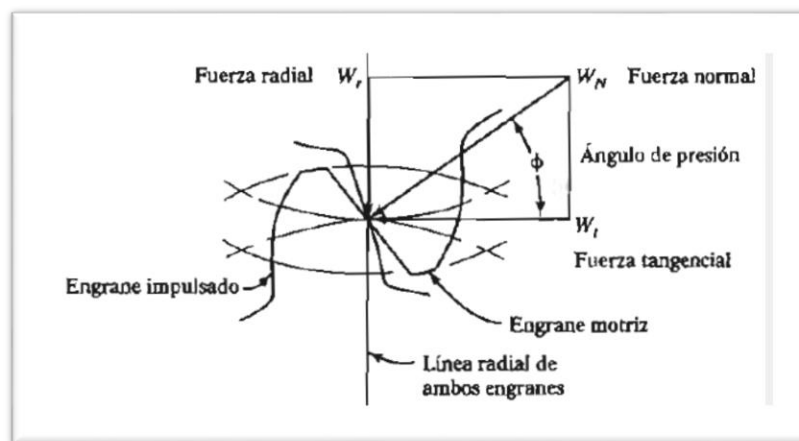


Fig. 21 Fuerza normal sobre los dientes del engrane [16].

Para un análisis de ejes conviene considerar las componentes rectangulares de esta fuerza, las cuales actúan en dirección radial y tangencial. Pero lo más cómodo es calcular la fuerza tangencial,  $W_t$ , en forma directa con el par torsional conocido que va a transmitir el engrane.

Par torsor

$$T = \frac{63000(P)}{w} \quad (22)$$

Fuerza tangencial

$$W_t = \frac{T}{\left(\frac{D}{2}\right)} \quad (23)$$

Donde

$P$ = potencia que se transmite, HP

$w$ = velocidad de angular, rpm

$T$ = par torsional sobre el engrane, lb-in

$D$ = diámetro de paso del engrane, pulgadas

El ángulo entre la fuerza total y la componente tangencial es igual al ángulo de presión,  $\phi$ , del perfil del diente. Así, si se conoce la fuerza tangencial, la fuerza radial se puede calcular en forma directa con

$$W_r = W_t \tan \phi \quad (24)$$

Y no es necesario calcular la fuerza normal. Para los engranes, el ángulo de presión típico es de  $14\frac{1}{2}^\circ, 20^\circ$  o  $25^\circ$ .

Es importante representar las fuerzas sobre los engranes en sus direcciones correctas, para un análisis aceptable de fuerzas y esfuerzos en los ejes que sostienen a los engranes. La tercera ley de Newton establece que para cada fuerza de acción hay una fuerza de reacción igual y opuesta. Como se puede apreciar en la figura 22.

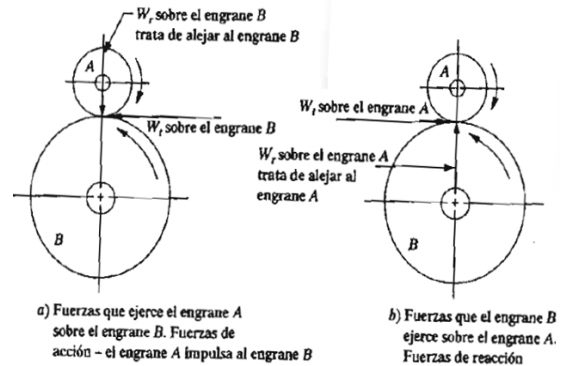


Fig. 22 Direcciones de las fuerzas [16].

### 3.7.1.2 Cadenas

Mott [8] apunta que cuando se presenta una transmisión de potencia por cadena hay una parte en la cual está tensa la cadena, cuando se presenta de forma horizontal la cual es la superior por lo que produce el par torsional en cada catarina. El tramo inferior se presenta flojo, por lo que no ejerce ninguna fuerza. Lo que trae a consecuencia que la fuerza flexionante total sobre el eje que sostiene la catarina es igual a la tensión en el lado tenso de la cadena.

Fuerza en la cadena

$$F_c = T / \left(\frac{D}{2}\right) \quad (25)$$

Donde

$D$ = es el diámetro de paso de la catarina

Par torsor  $T = \frac{63000(P)}{w}$

Como se puede observar en la figura 23, esto de acuerdo a lo recomendado por el libro “Diseño de Elementos de Máquinas” [16].

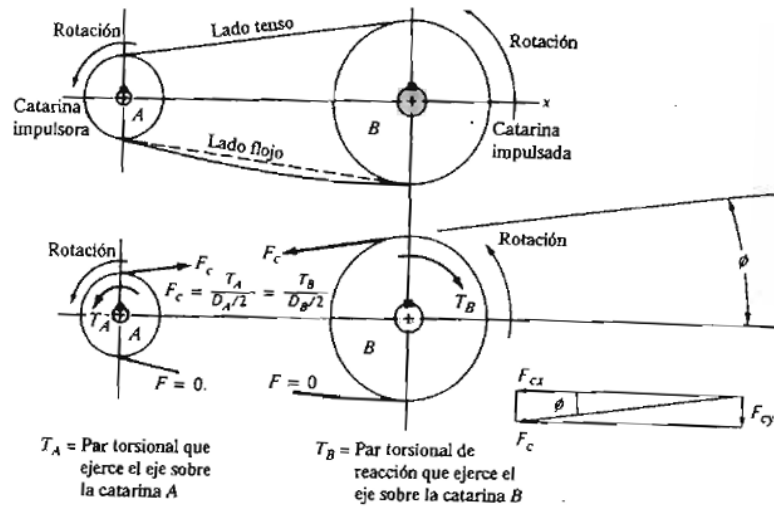


Fig. 23 Fuerzas sobre las catarinas de cadenas [16]

### 3.7.2 Resistencia a la fatiga

Entonces existen fuerzas que actúan sobre un eje que podrían ser debido a engranes o cadenas. Lo que lleva a definir que el eje estará sometido a cortante y a torsión. Lo que lleva a definir los tipos de carga y su relación de esfuerzos.

**Esfuerzo estático:** cuando una pieza es sometida a una carga aplicada lentamente, sin choque, y se mantiene a un valor constante, el esfuerzo que resulta en la pieza se llama esfuerzo estático.

**Esfuerzo repetido e invertido:** ocurre una inversión de esfuerzo cuando determinado elemento de un miembro portátil se somete a cierto valor de esfuerzo de tensión, seguido por el mismo esfuerzo de compresión. Si este ciclo de esfuerzos se repite muchas veces, se llama esfuerzo repetido e invertido.

**Esfuerzo fluctuante:** cuando un miembro portátil está sometido a un esfuerzo alternativo con promedio distinto de cero, la carga produce un esfuerzo fluctuante.

**Resistencia a la fatiga:** es la capacidad de un material a resistir cargas de fatiga, es decir es el valor del esfuerzo que puede resistir un material durante una cantidad dada de ciclos de carga. Si la cantidad de ciclos es indefinida, el valor del esfuerzo se llama límite de fatiga. Si las características del material, o las condiciones de operación reales, son distintas para las que se determinó la resistencia a la fatiga, ésta debe reducir respecto a su valor consultado con algunos factores. Se comienza con estimar la resistencia a la fatiga real  $S_n$  del material para el que la

pieza se diseña. Los factores son: se debe especificar el material para la pieza y determinar su resistencia última a la tensión  $S_u$ , especificar el proceso de manufactura usado para producir la pieza, emplear la figura 24 para obtener la resistencia a la fatiga modificada  $S_n$ , aplicar un factor de material  $C_m$  como se ve en la tabla 4, aplicar un factor de esfuerzo:  $C_{st} = 1.0$  para el esfuerzo flexionante,  $C_{st} = 0.8$  para la tensión axial, aplicar un factor de confiabilidad  $C_R$  que puede ir desde 0.5 hasta 0.999, aplicar un factor de tamaño  $C_s$  mediante la figura 25, calcular la resistencia a la fatiga estimada real  $\hat{S}_n$ , con

$$\hat{S}_n = S_n(C_m)(C_{st})(C_R)(C_s) \tag{26}$$

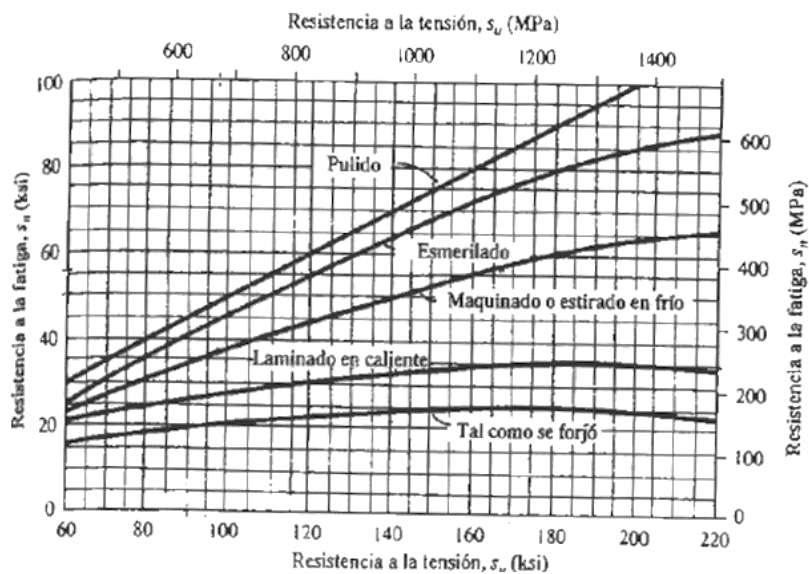


Fig. 24 Resistencia a la fatiga en función de la resistencia a la tensión para acero [16]

Tabla 4 Factor  $C_m$  para los diferentes materiales [16]

Acero forjado $C_m = 1.0$	Hierro colado maleable $C_m = 0.8$
Acero colado $C_m = 0.8$	Hierro colado gris $C_m = 0.7$
Acero pulverizado $C_m = 0.76$	Hierro colado dúctil $C_m = 0.66$

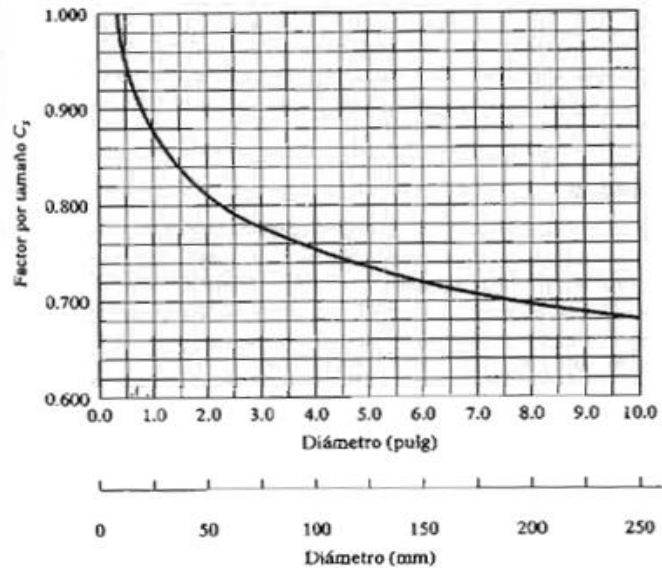


Fig. 25 Factor por tamaño [16]

### 3.7.3 Diámetro requerido del eje

Según Mott [8] ejemplos de ejes sometidos a flexión y a torsión están los que sostienen engranes rectos, poleas para bandas V o ruedas para cadenas. La potencia transmitida causa la torsión, y las fuerzas transversales sobre los elementos causan la flexión. En casos cuando las fuerzas no actúan en el mismo plano, se obtienen primero los diagramas de momento flexionante para cada uno de ellos, según la dirección de las fuerzas que intervienen. Quedando la ecuación para el diámetro del diseño de ejes:

$$D = \left[ \frac{32N}{\pi} \sqrt{\left[ \frac{K_t M}{S_n} \right]^2 + \frac{3}{4} \left[ \frac{T}{S_y} \right]^2} \right]^{1/3} \quad (27)$$

Donde

$K_t$  = es el factor que considera las discontinuidades geométricas que pudiera tener el eje como un chaflán.

$M$  = es el momento flexionante máximo

$T$  = es el par torsor máximo

$\hat{S}_n$  = es la resistencia a la fatiga estimada real del material

$S_y$  = es la resistencia de fluencia del material

$N$  = factor de seguridad, que va desde 1.25 a 3.5

Por lo que se puede concluir para el diseño de un eje se debe tener en cuenta a que fuerzas será sometido, proponer el tipo de material del que debe ser, así como obtener los coeficientes necesarios y resolver (27). Dado el resultado del diámetro de acuerdo a la ecuación se concluye si es el correcto o no. Si no fuera el caso de nueva cuenta se propone un material y se desarrolla de nueva cuenta el procedimiento hasta obtener el valor deseado.

### 3.8 Esfuerzos en los dientes de engranes

El análisis de esfuerzo en los dientes de los engranes se facilita si se considera los componentes de la fuerza ortogonal,  $W_t$  y  $W_r$ . La fuerza tangencial produce un momento flexionante en el diente del engrane parecido al de una viga en voladizo. El esfuerzo flexionante que resulta es máximo en la base del diente, en el chaflán que une el perfil de involuta con el fondo del espacio entre dientes. Wilfred Lewis dedujo la ecuación del esfuerzo en la base del perfil de la involuta [8]:

$$\sigma_t = \frac{W_t P_d}{FY} \quad (28)$$

Donde:

$W_t$  = fuerza tangencial

$P_d$  = paso diametral del diente

$F$  = ancho de la cara del diente

$Y$  = factor de forma de Lewis



Una limitante importante es que se ignora la concentración de esfuerzos que existe en el chaflán, esto indica que existe una concentración en la raíz del diente. Al comparar el esfuerzo en la raíz, con el que indica la ecuación de Lewis, se puede determinar el factor  $k_t$  de concentración de esfuerzos para la zona del chaflán. Al incluirlo la ecuación queda:

$$\sigma_t = \frac{W_t P_d k_t}{FY} \quad (29)$$

El valor del factor de concentración de esfuerzos depende de la forma del diente, la forma y el tamaño del chaflán en la raíz del diente, y del punto de aplicación de la fuerza en el diente. Observar que el valor de  $Y$ , y el factor de Lewis, dependen también de la geometría del diente. Por lo tanto, los dos factores se combinan en un término, el factor de geometría  $J$  donde  $J = Y/k_t$ , naturalmente, este valor también varía con el lugar del punto de aplicación de la fuerza sobre el diente. El valor más seguro es el de la carga aplicada en la punta del diente. Sin embargo ese valor es demasiado conservador, porque se comparte un poco la carga con otro diente, en el momento en que la carga se comienza a aplicar en la punta de un diente. La carga crítica en determinado diente sucede cuando está en el punto más alto de contacto de un solo diente, cuando ese diente soporta toda la carga.

Al usar el factor de geometría  $J$ , en la ecuación de esfuerzo, se tiene:

$$\sigma_t = \frac{W_t P_d}{FJ} \quad (30)$$

La figura 26 muestra las gráficas con los valores del factor de geometría para dientes de involuta  $20^\circ$  y  $25^\circ$ , profundidad completa.

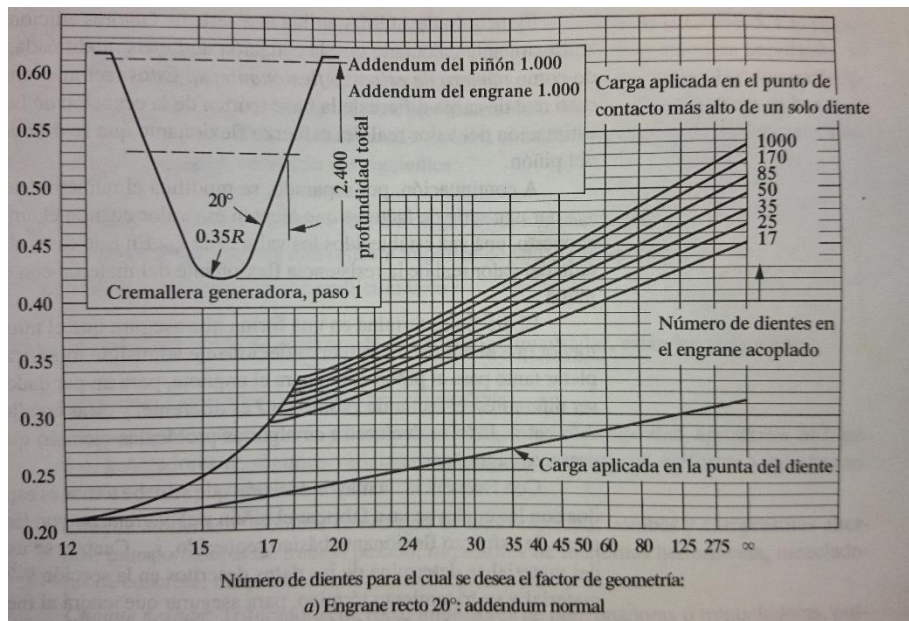


Fig. 26 Factor de geometría [16]

### 3.9 Esfuerzo en eslabón de la cadena Motriz

Para el diseño del eslabón especial se usará la formula siguiente, puesto estará sometida a carga axial, pues solo el peso del auto junto con la góndola harán que se deforme axialmente.

$$\sigma = \frac{P}{A} \quad (31)$$

$\sigma$ = es el esfuerzo máximo permisible

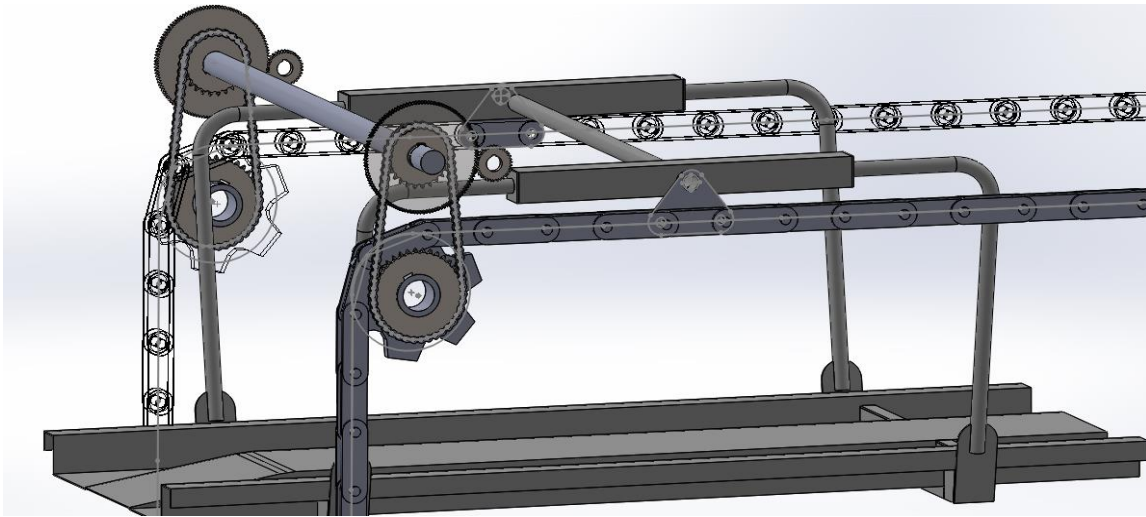
$P$  = la magnitud de la fuerza que se ejerce en el área

$A$ = es el área transversal de la pieza

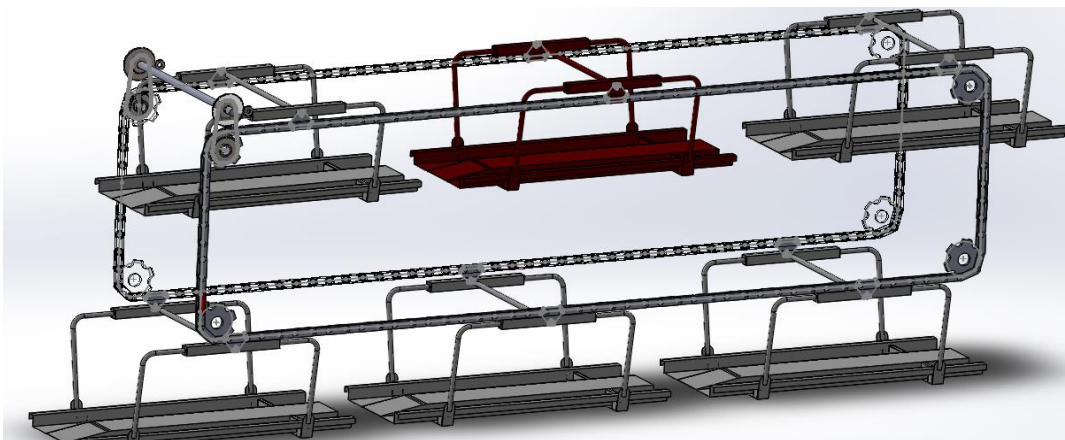
## 4 Desarrollo del Proyecto

### 4.1 Resumen

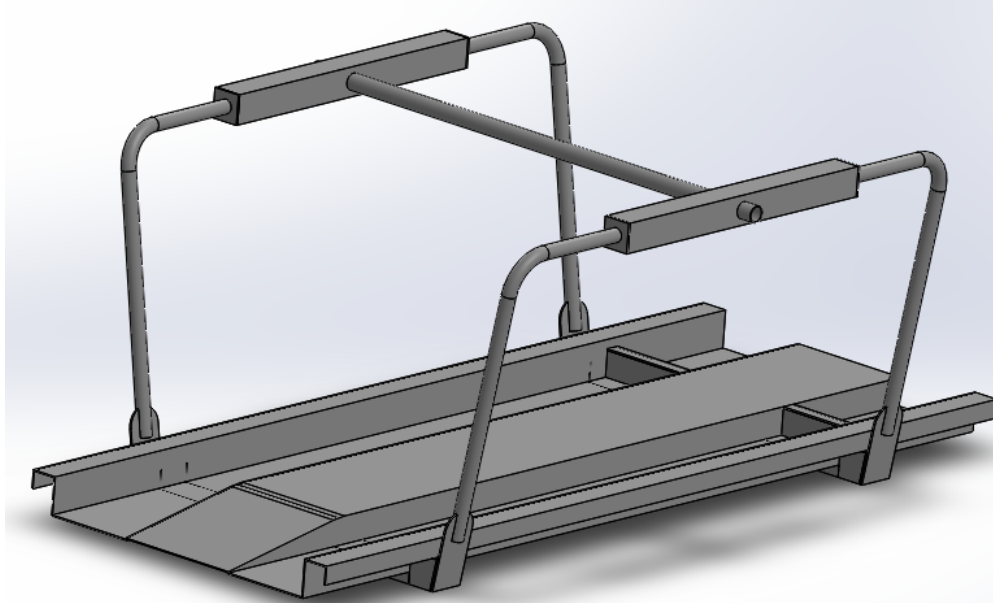
Es este capítulo se presentará el procedimiento que se llevó a cabo para la elección de algunos elementos, así como para el diseño de ciertos componentes a fin de que permitiera el funcionamiento de este proyecto. Algunos de esos elementos se presentan en la figura 27.



*Fig. 27 Componentes de importantes que permiten el desplazamiento de la góndola*



*Fig. 28 Proyección de los componentes del proyecto*



*Fig. 29 Góndola que contendrá a los automóviles*

Como se puede observar en la figura 28, es el proyecto que se presentará, pero con el detalle de que las góndolas no serán diseñadas en este proyecto. Los componentes de la góndola ya ensamblados fueron otorgados por el compañero Gerardo Rojas Rodríguez. Una vez obtenida toda la góndola ensamblada (figura 29) se procedió a ensamblarla a su vez con los componentes restantes que se muestran en la figura 28.

Entonces para entender este proyecto se hará una descripción de su funcionamiento:

Primero llegará el automóvil y se colocará dentro de la góndola que se encuentra en la primera posición, segundo se hará rotar el mecanismo para poder atraer la segunda góndola vacía y colocar el segundo auto, y así sucesivamente hasta llenar las 6 góndolas.

Entonces se harán los cálculos necesarios de los componentes del mecanismo a modo que permitan el desplazamiento de las góndolas que son; cadena motriz, rueda motriz, engranes, piñones, cadena de tracción y sistema hidráulico de potencia.

Una descripción breve del funcionamiento de estos elementos es:

De acuerdo a la figura 28 es como quedó el diseño, esto quiere decir que existirá un motor que le entregue la potencia al sistema; que es un motor hidráulico ubicado en la parte superior frontal

derecha, a éste se le acoplará un engrane pequeño, que transmitirá la potencia a otro engrane más grande, donde le será ensamblado un eje el cual permitirá la transmisión de potencia al otro extremo y que al mismo tiempo se le adaptará una rueda dentada que por medio de una cadena de rodillos se transferirá la potencia al engrane motor. Donde este último ejecutará la tarea de arrastrar a las góndolas mediante una cadena. Como se dijo, en la figura 28 se muestra el todo el mecanismo y las posiciones de cada elemento, excepto del motor hidráulico que será ubicado en el primer engrane.

Dado que para este proyecto el sistema de recorrido de las góndolas debe ser horizontal, como se verá más adelante, las distancias que tendrá que recorrer una de las góndolas se expresarán en la figura 30. Estas distancias se basaron en la clasificación de los autos, pero se inclinaron hacia las dimensiones más extremas que podría tener un auto, puesto que se tomó el mínimo estrecho que debería existir entre cada auto.

Una visualización mejor de cómo funcionará el sistema se presentara en el video incluido en este trabajo.

#### 4.2 Carga necesaria a desplazar

Según la empresa Renold [22] para la elección de una cadena primero se debe tener en cuenta los datos para los cuales se va a aplicar la cadena. En este caso la cadena motriz tendrá la misma función de una cadena transportadora, desplazar ciertos elementos de una posición a otra mediante accesorios.

Entonces apegándose a lo indicado por Renold [22] se presenta el siguiente procedimiento:

Datos iniciales:

Masa de la carga, aquí se consideró la masa del auto más pesado de acuerdo a la clasificación segmento D [23], además de que no rebasarán las dimensiones del largo, ancho y alto especificadas (4.9 x 2.0 x 1.7 m) en un inicio. Suponiendo que todas las góndolas llevarán el mismo auto, en este caso el más pesado, y con un porcentaje extra por las masas que pudiera llevar en su interior, se consideró que la masa sería:

$$W = 1963 \text{ kg} + 3\% = 2021.89 \text{ kg}$$

El espacio entre cada góndola será de 5.6 m, entonces quedará:

$$W_m = 2021.89 / 5.6 = 361.05 \text{ kg/m}$$

Masa del accesorio, aquí se toma al peso de la góndola como el accesorio que transportará la carga (el auto). Este dato fue proporcionado por el compañero Rojas Rodríguez Gerardo

$$W = 958.16 \text{ kg}$$

Al dividirla entre el espacio que existe entre cada góndola se obtiene:

$$W_0 = 958.16 / 5.6 = 171.1 \text{ kg/m}$$

Como no se sabe que cadena se usará en un principio, se supondrá la misma masa de esta con el del accesorio.

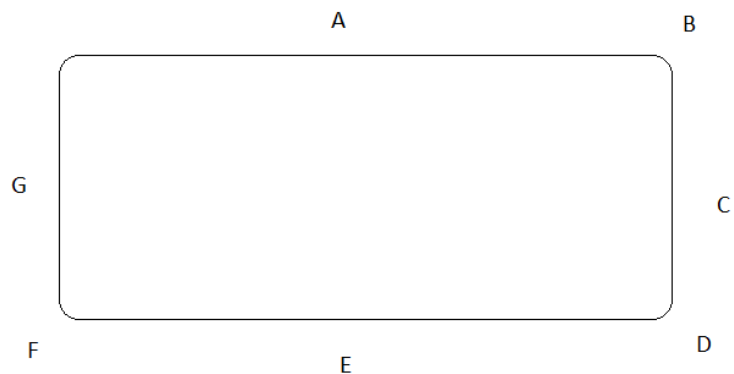
$$W_1 = 171.1 \text{ kg}$$

Al sumar las masas de la cadena ( $W_1$  y  $W_0$ ) y de la góndola se obtiene  $W_c$ :

$$W_c = 2 \times 171.1 = 342.2 \text{ kg/m}$$

Se supone un coeficiente de fricción según Renold  $\mu_c = 0.15$

Se selecciona el modelo que Renold presenta para diferentes situaciones en las cuales la cadena tiene diferentes arreglos. En este el arreglo es una combinación de cuatro tipos; cuando desplaza horizontalmente a las góndolas, cuando descienden, cuando asciende y cuando se presenta cambios de giro ( $90^\circ$ ).



$$\text{Sección A} = 13.3 \text{ m}$$

$$\text{Sección B} = 90^\circ$$

$$\text{Sección C} = 2.6 \text{ m}$$

$$\text{Sección D} = 90^\circ$$

Fig. 30 Arreglo de la trayectoria y secciones de la cadena motriz

Sección  $E = 13.3 \text{ m}$

Sección  $F = 90^\circ$

Sección  $G = 2.6 \text{ m}$

Entonces se tiene:

Sección A-Horizontal, de acuerdo a (1):

$$A_1 = \left[ (342.2 \text{ kg/m} + 361.05 \text{ kg/m}) \times 13.3 \text{ m} \times 0.15 \right] \times 9.81 \text{ m/s}^2 = 13763.27 \text{ N}$$

Sección B- $90^\circ$ , de acuerdo a (4):

$$B_1 = [13763.27 \times 1.025] = 14107.35 \text{ N}$$

Sección C-Vertical en descenso, de acuerdo a (3):

$$C_1 = \left[ (342.2 \text{ kg/m} + 361.05 \text{ kg/m}) \times (-2.6) \right] \times 9.81 \text{ m/s}^2 = -17937.09 \text{ N}$$

Sección D- $90^\circ$ , de acuerdo a (4):

$$D_1 = [0 \times 1.025] = 0 \text{ N}$$

Nota: Renold recomienda ignorar la cifra negativa cuando se establece la fuerza que requiere la cadena. Por lo tanto se obtiene cero en esta sección.

Sección E-Horizontal, de acuerdo a (1):

$$E_1 = \left[ (342.2 \text{ kg/m} + 361.05 \text{ kg/m}) \times 13.3 \text{ m} \times 0.15 \right] \times 9.81 \text{ m/s}^2 = 13763.27 \text{ N}$$

Sección F- $90^\circ$ , de acuerdo a (4):

$$F_1 = [13763.27 \times 1.025] = 14107.35 \text{ N}$$

Sección G-Vertical en ascenso, de acuerdo a (2):

$$G_1 = \left[ (342.2 \text{ kg/m} + 361.05 \text{ kg/m}) \times 2.6 \right] \times 9.81 \text{ m/s}^2 = 17937.09 \text{ N}$$

Aquí no se tomará lo acumulado en las secciones anteriores al valor negativo de acuerdo con el procedimiento de Renold. Por lo que el valor de  $C_p$  solo estará dado por las últimas secciones:

$$C_p = F + G = 32044.44 \text{ N} \quad (32)$$

Al valor se le multiplica por el factor de seguridad general 8, y se divide entre dos, quedando:

$$C_p = 128177.76 \text{ N} \quad (33)$$

Por lo tanto basándose en las tablas de cadenas transportadoras del catálogo de Renold [22], se encontró una cadena, que tiene una carga de ruptura superior a la obtenida. Por lo que al mismo tiempo se obtuvo el peso de la cadena.

La cadena tiene el código BS5S134. La cual pertenece a las series británicas que se comercializan fuertemente, debido a su gran resistencia.

Sus características principales son:

Su masa: 10.01 kg/m

El paso: 304.8 mm

Carga de ruptura: 134000 N

Por lo tanto se recalcula el valor de  $C_p$  con los nuevos datos obtenidos.

$$W_m = 2021.89 / 5.6 = 361.05 \text{ kg/m}$$

Ahora al sumar la masa de la cadena con la de la góndola ( $W_1 + W_0$ , respectivamente) se tiene:

$W_1 = 10.01 \text{ kg/m}$ , como son dos hileras se tiene  $10.01 \text{ kg} \times 2 = 20.02 \text{ kg/m}$



$$W_0 = 958.16/5.6 = 171.1 \text{ kg/m}$$

$$W_c = 20.02 \text{ kg} + 171.1 \text{ kg/m} = 191.12 \text{ kg/m}$$

Recalculando:

Sección A-Horizontal, de acuerdo a (1):

$$A = \left[ (191.12 \text{ kg/m} + 361.05 \text{ kg/m}) \times 13.3\text{m} \times 0.15 \right] \times 9.81 \text{ m/s}^2 = 10806.49\text{N}$$

Sección B-90°, de acuerdo a (4):

$$B = [10806.49 \times 1.025] = 11076.65\text{N}$$

Sección C-Vertical en descenso, de acuerdo a (3):

$$C = \left[ (191.12 \text{ kg/m} + 361.05 \text{ kg/m}) \times (-2.6) \right] \times 9.81 \text{ m/s}^2 = -14083.64\text{N}$$

Sección D-90°, de acuerdo a (4):

$$D = [0 \times 1.025] = 0 \text{ N}$$

Nota: Renold recomienda ignorar la cifra negativa cuando se establece la fuerza que requiere la cadena. Por lo tanto se obtiene cero en esta sección.

Sección E-Horizontal, de acuerdo a (1):

$$E = \left[ (191.12 \text{ kg/m} + 361.05 \text{ kg/m}) \times 13.3\text{m} \times 0.15 \right] \times 9.81 \text{ m/s}^2 = 10806.49\text{N}$$

Sección F-90°, de acuerdo a (4):

$$F = [10806.49 \times 1.025] = 11076.65 \text{ N}$$

Sección G-Vertical en ascenso, de acuerdo a (2):

$$G = \left[ (191.12 \text{ kg/m} + 361.05 \text{ kg/m}) \times 2.6 \right] \times 9.81 \text{ m/s}^2 = 14083.64 \text{ N}$$

Al sumar las secciones se tiene:

$$Cp = B + C + D + F + G = 22153.3 \text{ N}$$

De acuerdo a la ecuación (5) se obtiene el factor de seguridad:

$$fs = \frac{2 \times 134000}{22153.3} = 12.09$$

Entonces se puede decir que el factor de seguridad que se propuso igual a 8 en un principio es correcto ya que al comprobarlo da un valor superior igual a 12.09, por lo tanto la cadena que se escogió es aceptable.

#### 4.3 Par torsor y potencia mínimos

Para saber que motor utilizar se debe tener en cuenta cual es el par torsor que debe desarrollar, así como la potencia necesaria, para ello se toma en cuenta la fuerza que se obtuvo en el tema anterior ( $Cp$ ), la cual estuvo bajo la necesidad de saber cuál es la carga que debería soportar una cadena antes de que esta falle, por lo que se usará esa fuerza como la necesaria para que el motor pueda desplazar todo el peso.

Entonces de acuerdo a (6) se tiene un par torsor:

$Dp = 609.6 \text{ mm}$ , este diámetro de paso es del engrane motor, que se diseñó

$Cp = 22085.1 \text{ N}$

$$T = 22085.1 \text{ N} \times \frac{0.6096 \text{ m}}{2} = 6713.53 \text{ Nm}$$

Y de acuerdo a (10) se tiene una potencia:

$$\dot{W}(\text{watts}) = 6713.53(\text{Nm}) \times 0.9852 (\text{rad/s}) = 6614.31 \text{ W} = 8.86 \text{ hp}$$

Donde la velocidad lineal  $V$  máxima es a la cual deben desplazarse las góndolas, como requisito para evitar accidentes:

$$V = 0.3 \frac{m}{s},$$

$$r = \frac{0.609}{2} = 0.3045m$$

Donde  $r$  es el radio del diámetro de paso del engrane motor. Por lo que la velocidad angular del engrane motor es:

$$\omega = \frac{V}{r} = \frac{0.3}{0.3045} = 0.9852 \text{ rad/s} = 9.40 \text{ rpm}$$

Concluyendo se debe tener un par torsor  $M = 6713.53Nm$  y una potencia  $\dot{W} = 6614.31 W$  en el motor como mínimo, para que pueda deslizar a toda la carga por la trayectoria marcada. Estos valores son tomados en cuenta cuando la situación se encuentra en los límites, esto quiere decir cuando las seis góndolas se encuentran ocupadas, por lo que el diseño se basará en ese contexto. Lo siguiente es la selección del motor que abastecerá estas dos variables.

Para saber cuál motor entregará la potencia y el par requerido se consultó inicialmente la tabla 1, en la cual muestra en desventaja al sistema de potencia eléctrica y que al mismo tiempo se observa que en el sistema de potencia hidráulica hay variables en la cuales se pueden controlar de mejor manera. Por ello y además de que se sabe que los motores hidráulicos son ocupados en situaciones donde se requiera una potencia considerable, se optó por la utilización de un motor hidráulico para entregar esa potencia.

Si se escogiera un motor que entregue directamente el par torsor, y con base en los catálogos de Rexroth [13], nos daríamos cuenta que realmente si hay un motor que otorgue el tamaño del par, pero esto implica tres variables, las cuales se deben tomar en cuenta en un inicio; uno es el tamaño del motor; ya que mientras más grande sea el par deseado más grande serán las dimensiones del motor y segundo dependiendo de su volumen interior (desplazamiento) del

motor hidráulico se rigen los extremos a los cuales operan estos motores, que para una mejor eficiencia se recomienda trabajar en un rango medio. Y contrastando con las curvas características de los catálogos de Rexroth, y suponiendo que el motor entregara directamente la potencia, se encontrará que el motor estaría trabajando pegado al extremo en la curva, lo cual no es recomendable, debido a que se estaría forzando al motor, lo que implicaría una reducción en la eficiencia.

Por ello y algunos aspectos en el diseño del sistema, se optó por la adición al sistema la utilización de engranes y una cadena a modo que puedan transmitir la potencia. Y como se sabe que en los engranes se puede combinar con la velocidad y el par torsor; ejemplo de esto es, tantas veces se baje la velocidad esas mismas serán las veces que aumentará el par torsor.

#### 4.4 Selección del motor hidráulico

Como resultado de un cálculo, se dio lugar a la utilización de un par de engranes y una cadena de transmisión, que al mismo tiempo involucró seleccionar un motor adecuado a las necesidades y más racional en cuanto a sus dimensiones.

Primero, con la ayuda de la tabla 2 se escogió un motor a pistones radiales, además que son los más usados en aplicaciones pesadas. El motor que se seleccionó es de la empresa Rexroth Bosch Group [24], el cual tiene como código MR350. Sus características principales son:

Desplazamiento:  $Vol = 349 \text{ cm}^3$

Presión para operación intermitente  $\Delta p = \text{de } 250 \text{ bar a } 300 \text{ bar}$

Por torsor a desarrollar  $T = \text{de } 200 \text{ Nm a } 1700 \text{ Nm}$

Velocidad angular máxima  $w = 800 \text{ rpm}$

Ya sea verificando en los nomogramas que presenta Rexroth o con la ayuda de (11) se puede obtener el par torsor que otorgará bajo ciertas especificaciones.

En el tema 4.3 se dijo que se utilizarán engranes y piñones, para que se pueda aumentar el par torsor y reducir la velocidad. Como el motor tiene la posibilidad de trabajar bajo diferentes circunstancias gracias a los dispositivos controladores, estos son válvulas de regulación de caudal, válvulas para regular la presión y válvulas de control direccional, el motor debe trabajar bajo las siguientes circunstancias para que se pueda obtener al final, junto con los engranes y la cadena, el par torsor y la potencia necesaria.

Si el motor se trabaja bajo:

Una presión de  $\Delta p = 275 \text{ bar} = 27.5 \text{ Mpa}$

A una velocidad de angular de  $w = 40 \text{ rpm} = 4.1887 \text{ rad/s}$

Con el desplazamiento de  $Vol = 350 \text{ cm}^3 = 0.00035 \text{ m}^3$

Se tiene un par torsor de:

$$T = \frac{(0.00035)(27.5 \times 10^6)}{2\pi} = 1531.86 \text{ Nm}$$

Y como se sabe de (10) que la potencia mecánica de un motor es:

$$\dot{W} = 1531.86 \text{ Nm} \times 4.1887 \text{ rad/s} = 6416.50 \text{ w} = 8.6 \text{ hp}$$

Lo que resalta aquí es que el par torsor necesario ( $T = 6713.53 \text{ Nm}$ ) es superior al que entrega el motor ( $T = 1531.86 \text{ Nm}$ ), pero con la ayuda de los otros dispositivos mecánicos (engranes y piñones) aumentará a modo que pueda satisfacer lo solicitado. De igual manera sucede con la velocidad angular, ya que la que entrega el motor hidráulico es  $w = 40 \text{ rpm}$  y la que se requiere como máximo es  $w = 9.40 \text{ rpm}$

#### 4.5 Caudal que debe recibir el motor hidráulico

Para que el motor entregue el par torsor, éste debe recibir un caudal satisfactorio y para ello lo debe otorgar una bomba capaz de hacerlo.

Para saber qué bomba utilizar es necesario saber el caudal que por mínimo entregará y para ello el caudal que el motor debe recibir, guiándose con (12), se obtiene:

Cuando del motor se obtiene un desplazamiento de  $vol = 349 \text{ cm}^3 = 0.00035 \text{ m}^3$

Con una velocidad de giro  $w = 40 \text{ rpm} = 4.1887 \text{ rad/s}$

Da por resultado un caudal:

$$\dot{Q} = 40 \text{ rpm} \times 349 \text{ cm}^3 = 13960 \text{ cm}^3/\text{min} = 13.96 \text{ lpm}$$

Entonces se debe seleccionar una bomba que satisfaga al menos el caudal solicitado por el motor hidráulico. En el siguiente capítulo se verá que bomba se seleccionó para que pueda realizar este trabajo, así como también los otros componentes del sistema.

#### 4.6 Mecanismo de engranes

Como se mencionó anteriormente se utilizarán dos engranes encargados de transmitir la potencia que en este caso, aumentarán el par torsor y disminuirán la velocidad angular, con la ayuda de sus características.

Como los engranes son los segundos en recibir la potencia, se procederá a demostrar los cálculos que ayudarán a comprender el resultado final. Cuando se utilizan engranes principalmente son usados para cambiar la velocidad angular y consecuentemente el par torsor. En este caso el primer engrane que estará acoplado al motor hidráulico será más pequeño con respecto al otro engrane que transmitirá la potencia.

Para demostrar esto se debe saber cuál será la velocidad angular inicial, que es la del motor hidráulico, y con ellos las características de los engranes.

Como se presentó anteriormente, se quiere que la velocidad lineal de las góndolas no sea máxima a  $V = 0.3 \frac{m}{s}$ , para que se evite un accidente, y con un diámetro de paso  $D_p = 0.609 m$  del engrane motor, se debe tener una velocidad angular máxima  $w = 0.9852 \text{ rad/s}$ . Pero el motor hidráulico se ajustará, por medio de las válvulas para que desarrolle una velocidad angular  $w = 40 \text{ rpm} = 4.1887 \text{ rad/s}$ , la cual será la velocidad misma que tendrá el engrane 1.

Si se tienen dos engranes cada uno con las siguientes características se obtendrá una velocidad y par torsor diferentes.

Engrane 1:

Diámetro de paso  $D_{p1} = 175 \text{ mm}$

Número de dientes  $N_1 = 35 \text{ dts}$

Engrane 2:

Diámetro de paso  $D_{p2} = 570 \text{ mm}$

Número de dientes  $N_2 = 114 \text{ dts}$

De acuerdo a (15) se tiene:

$$\frac{w_1}{w_2} = \frac{N_2}{N_1}$$

$$w_2 = w_1 \left( \frac{N_1}{N_2} \right) = 4.1887 \text{ rad/s} \left( \frac{35}{114} \right) = 1.28 \text{ rad/s} = 12.28 \text{ rpm}$$

Aquí se empieza a reducir la velocidad angular la cual en un inicio es  $w = 40 \text{ rpm}$  que pasando por los dos engranes termina siendo  $w = 12.28 \text{ rpm}$ . Como se sabe en mecánica que cuando una potencia es transmitida se sigue conservando, aun cuando se modifiquen los de velocidad y par torsor, entonces de (21), se puede obtener el par torsor:

$$T_2 = \frac{63000(8.6)}{12.28} = 44120.52 \text{ lb} \cdot \text{in} = 4984.95 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Esto quiere decir que aún no se satisfacen los valores  $T = 6713.53 \text{ Nm}$  y  $w = 0.9852 \text{ rad/s}$ , que son los valores a los cuales el engrane motor debe funcionar para arrastrar a las góndolas. Para ello se añadirá una cadena que ayudará a satisfacer estos valores.

#### 4.7 Cadena de rodillos

Bien se mencionó que en un extremo de la cadena de rodillos estará acoplada al engrane 2, por lo tanto el piñón de ese extremo tendrá la misma velocidad angular, que al mismo tiempo será más pequeño que el del otro extremo.

Si se tienen los siguientes piñones con diferentes características se obtendrá una velocidad angular diferente a la entrada.

Piñón 3:

Diámetro de paso  $D_{p3} = 365.32 \text{ mm} = 0.365 \text{ m}$

Número de dientes  $N_3 = 20 \text{ dts}$

Paso: 2.25 in

Piñón 4:

Diámetro de paso  $D_{p4} = 546.73 \text{ mm}$

Número de dientes  $N_4 = 30 \text{ dts}$

Paso: 2.25 in

Como se sabe de base que la velocidad lineal es:

$$V = w (\text{rad/s}) r (\text{m})$$



Por lo tanto si la velocidad angular en el piñón 3 es  $w_3 = 1.28 \text{ rad/s}$ , se puede obtener la velocidad lineal:

$$V = 1.28 \times \frac{0.365}{2} = 0.233 \text{ m/s}$$

Que esta misma velocidad lineal es la que tendrá el piñón 4, con lo cual se puede obtener su velocidad angular de acuerdo con su respectivo diámetro de paso:

$$w_4 = \frac{0.203}{0.546/2} = 0.8556 \text{ rad/s} = 8.171 \text{ rpm}$$

En cuanto al par torsor tenderá a aumentar, de acuerdo a la ecuación (21):

La potencia es la que transmitirá realmente la cadena de rodillos ( $\dot{W} = 9.77 \text{ hp}$ ), que en el capítulo de resultados se demostrará el porqué.

$$T_4 = \frac{63000(9.77)}{8.171} = 75328.6 \text{ lb} \cdot \text{in} = 8510.98 \text{ Nm}$$

Entonces como resultado de la combinación de los engranes y la cadena, con sus respectivos piñones, se obtiene:

Una velocidad angular  $w_4 = 0.8556 \text{ rad/s} = 8.171 \text{ rpm}$

Un par torsor  $T_4 = 8510.98 \text{ Nm}$

Y una potencia  $\dot{W}_4 = 7288.42 \text{ W} = 9.77 \text{ hp}$

Cuando lo que se requería es:

Una velocidad angular  $w = 0.9852 \text{ rad/s} = 9.40 \text{ rpm}$

Un par torsor  $T = 6713.53 \text{ Nm}$

Y una potencia  $\dot{W} = 6614.31 \text{ W} = 8.86 \text{ hp}$

La potencia que se desarrolla en este sistema es inferior a la que se espera, pero lo que ocurre es que la potencia esperada se produce cuando se presenta la máxima velocidad angular del engrane motor, que viéndolo de manera lineal en las góndolas sería: un metro lo recorrería en 3.33 segundos, mientras que la velocidad lineal desarrollada gracias al arreglo, de los engranes junto con la cadena, en el sistema sería; un metro lo recorrería en 3.83 segundos, esto quiere decir que la velocidad lineal de las góndolas sea casi un segundo más lento, por lo tanto, cumple con el requisito de una velocidad angular máxima. Mientras se observa que el par torsor que se obtiene de utilizar un motor hidráulico, a ciertas condiciones, junto con un par de engranes y una cadena de rodillos, cumple con el par torsor necesario para desplazar toda la carga.

#### 4.7.1 Longitud de la cadena

Como se mencionó en el tema anterior se utilizarán piñones con determinadas características, esto para que permitan una disminución de velocidad y un aumento de par torsor. Lo que falta es especificar que diseño debe tener la cadena, para ello se seguirá el procedimiento que se presenta en el tema 3.6, el cual es:

El punto uno se cumple puesto que el piñón más pequeño tiene un número como mínimo de dientes igual a 26. En cuanto a la relación de velocidad también es cumplida, puesto que en este diseño la relación no llega ni a dos. A lo mismo que el punto donde la catarina mayor no debe tener más de 120 dientes.

En cuanto a la longitud de la cadena, de acuerdo a (18), es:

$$L = 2(720) + \frac{20 + 30}{2} + \frac{(30 - 20)^2}{4\pi^2(720)} = 1465.0 \text{ mm}$$

Donde

$C = 720$  mm, puesto es la distancia mínima que debe tener para el eje de transmisión no estropee el trayecto de las góndolas.

$N_1 =$  es 20 dts

$N_2 =$  es 30 dts

Como la cadena debe tener el mismo paso que los piñones (2.25 in = 57.15 mm), los eslabones que deberá tener la cadena son

$$\frac{L}{\text{paso}} = \frac{1465.0 \text{ mm}}{57.15 \text{ mm}} = 25.63 \text{ eslabones}$$

Pero se redondea siempre a un número par próximo: por lo cual la cadena será de 26 eslabones.

Entonces la longitud será:

$$L = 26 \text{ eslabones} \times 57.15 \text{ mm} = 1485.9 \text{ mm}$$

Usando (19), la distancia entre centros será:

$$C = \frac{1}{4} \left[ 1485.9 - \frac{30 + 20}{2} + \sqrt{\left[ 1485.9 - \frac{30 + 20}{2} \right]^2 - \frac{8(30 - 20)^2}{4\pi^2}} \right] = 730.44 \text{ mm}$$

Entonces la cadena deberá tener las siguientes características:

$$L = 1485.9 \text{ mm}$$

$$C = 730.44 \text{ mm}$$

$$\text{Paso} = 2.25 \text{ in}$$

#### 4.8 Eje de transmisión de potencia

Como se muestra en la figura 28 existe un eje que transmitirá la potencia desde un extremo hasta al otro extremo. Esto implica que el eje sufrirá esfuerzos que se vieron en el tema 3.7, y en este proyecto se especificará bajo qué condiciones trabajará.

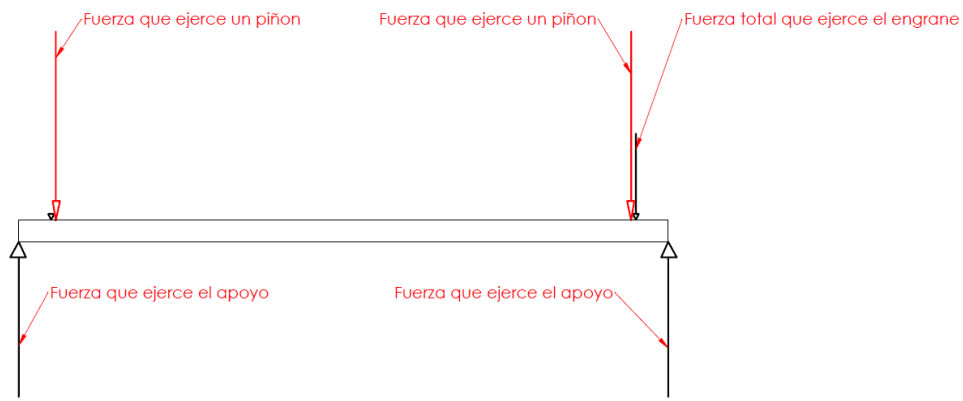


Fig. 31 Fuerzas que actúan en el eje

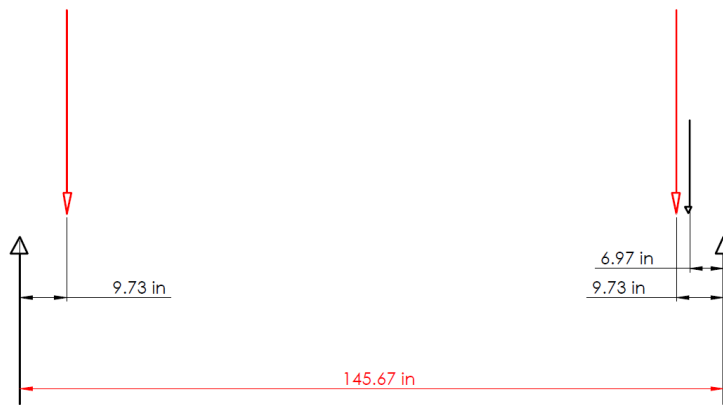


Fig. 32 Distancia a la que se encuentran las fuerzas

En las figuras 31 y 32 se muestra cómo las fuerzas, tanto de los engranes como de los piñones, se proyectan hacia el eje, esto lleva a un esfuerzo de flexión y de torsión en él. Para saber de qué diámetro debe de ser el eje se usará (26), además de seleccionar el material del cual será el eje.

Antes de determinar el diámetro del eje, se debe tener en cuenta la magnitud de los esfuerzos de flexión y torsión, para ello se necesita saber las dimensiones de las fuerzas ejercidas por los engranes y los piñones.

#### 4.8.1 Fuerzas ejercidas por los engranes

Utilizando (22) y (23) respectivamente, se puede obtener la fuerza tangencial que ejerce un engrane hacia el eje.

Potencia desarrollada en el engrane  $\dot{W} = 6416.50 \text{ W} = 8.6 \text{ hp}$

Velocidad que se desarrolla en el engrane  $w_2 = 1.28 \text{ rad/s} = 12.28 \text{ rpm}$

Diámetro de paso  $D_{p2} = 570 \text{ mm} = 22.44 \text{ in}$

Angulo de presión  $\phi = 20^\circ$

$$T = \frac{63000(8.6)}{12.28} = 44120.52 \text{ lb} \cdot \text{in} = 4984.95 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$W_t = \frac{44120.52}{\left(\frac{22.44}{2}\right)} = 3932.31 \text{ lb}$$

Para la fuerza radial, que se obtiene de (24), es:

$$W_r = 3932.31 \tan 20^\circ = 1431.24 \text{ lbf}$$

Dado que en un solo extremo habrá el juego de engranes, estas son las fuerzas que actuarán en el lado derecho.

#### 4.8.2 Fuerza ejercida por la cadena de rodillos

Para obtener la fuerza que ejerce la cadena sobre el eje se utilizará (25):

$$T = \frac{63000(8.6)}{12.28} = 44120.52 \text{ lb} \cdot \text{in}$$

$D = 0.316 \text{ m} = 12.44 \text{ in}$ , es el diámetro del piñón 3

$$F_c = 44120.52 / \left(\frac{12.44}{2}\right) = 7093.33 \text{ lbf}$$

En este caso, como se explicó anteriormente, la fuerza total es la ejercida por el lado tenso, así que solo se tomará en cuenta esta fuerza. Pero como en cada extremo se tiene una catarina, este valor será el mismo en ambos lados.

#### 4.8.3 Diagramas de fuerza cortante y momento flector

Empleando principios de Estática se obtendrán los diagramas de cortante y momento flector para observar cómo es que se comportará el eje debido a las cargas. Dado que un engrane ejerce dos fuerzas sobre el eje en un solo extremo, figura 33, y estas son en direcciones diferentes, se hará un análisis para cada dirección, incluyendo las otras fuerzas involucradas.

La dirección de las fuerzas depende de la velocidad angular inicial, en este caso se tomó como la dirección angular del eje del motor hidráulico igual al sentido opuesto de las manecillas del reloj.

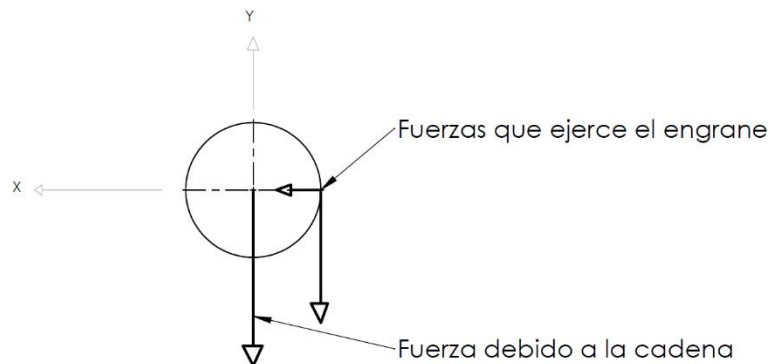


Fig. 33 Dirección de las fuerzas ejercidas hacia el eje debido al engrane y la cadena

Haciendo el análisis en la dirección “Y” las fuerzas implicadas son: la fuerza tangencial del engrane en el extremo derecho, la fuerza de la cadena en ambos lados y las fuerzas que ejercerán las reacciones en los apoyos, como se observa en la figura 34.

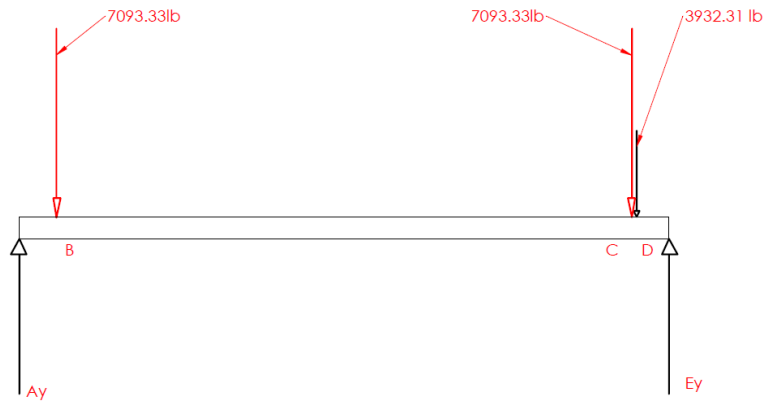


Fig. 34 Fuerzas implicadas en la dirección "Y"

$$\sum M_A = 0$$

$$-7093.33(9.73) - 7093.33(135.93) - 3932.31(138.69) + E_y(145.67) = 0 \quad (34)$$

$$E_y = 10837.21 \text{ lbf}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$-7093.33 - 7093.33 - 3932.31 + 10837.21 + A_y = 0 \quad (35)$$

$$A_y = 7281.75 \text{ lbf}$$

Si se hace un análisis en la dirección "X" las fuerzas implicadas en el eje son: la fuerza radial del engrane de un extremo y las fuerzas ejercidas en las reacciones de apoyo como se muestra en la figura 35.

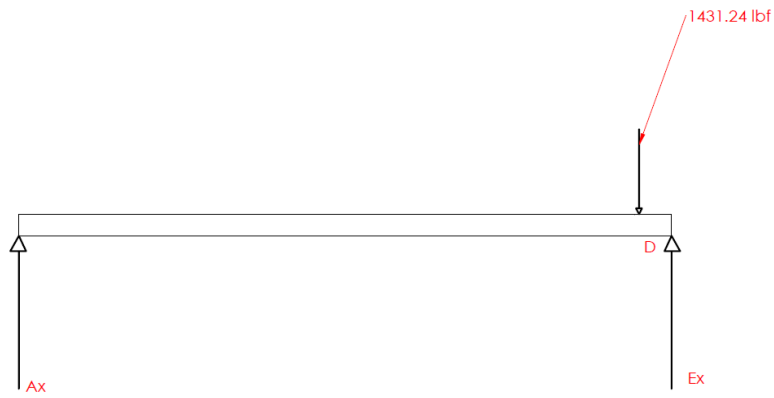


Fig. 35 Fuerzas implicadas en la dirección "X"

$$\sum M_A = 0$$

$$-1431.24(138.69) + Ex(145.67) = 0 \quad (36)$$

$$Ex = 1362.67 \text{ lbf}$$

$$\sum F_x = 0$$

$$-1362.67 + 1431.24 - Ax = 0 \quad (37)$$

$$Ax = 68.56 \text{ lbf}$$

Por lo tanto con los valores obtenidos de todas las fuerzas implicadas en el eje y haciendo uso de los principios de estática se obtienen los diagramas que le corresponden a la dirección en "Y".

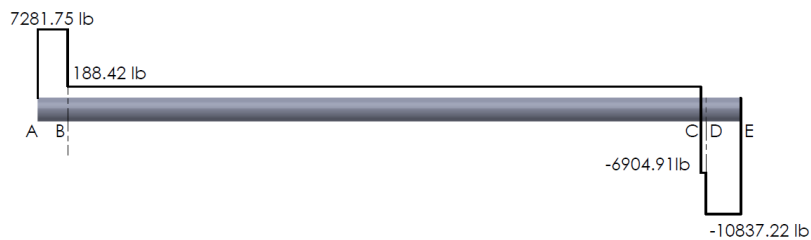


Fig. 36 Diagrama de fuerza cortante



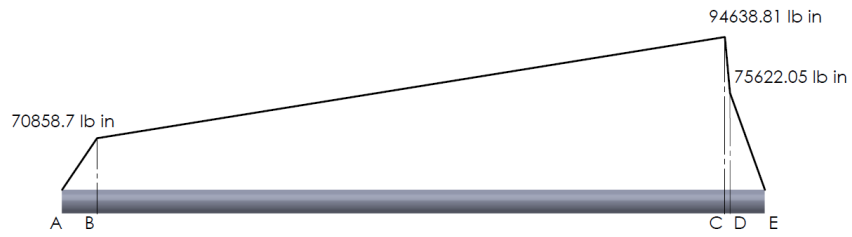


Fig. 37 Diagrama de momento flector

8

Mientras que para la dirección en “X” se obtienen los siguientes diagramas:



Fig. 38 Diagrama de fuerza cortante

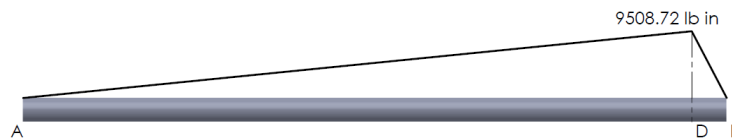


Fig. 39 Diagrama de momento flector

El par torsional se obtuvo en el tema 4.6, ya que es el par torsional donde se encuentran los piñones y el engrane dos. Su valor es:

$$T_2 = 44120.52 \text{ lb} \cdot \text{in} = 4984.95 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Con la ayuda de la figura 34 se observa que existirá par torsional desde el punto B hacia D, porque en los extremos se encontrarán bujes antifricción lo que implica que en estas secciones el par torsional será cero.

#### 4.8.4 Determinación del diámetro del eje

Como se vio en el tema 3.7.2 un eje se debe diseñar bajo esfuerzos de fatiga, con lo cual estarán incluidos en el cálculo los factores de diseño, para que el elemento mecánico se trabaje con seguridad. Entonces se procede a obtener la resistencia a la fatiga real.

Por lo tanto se escoge un Acero 1040 laminado en caliente, de acuerdo a la norma AISI, se tiene los siguientes valores:

Resistencia a la tensión  $S_u = 72 \text{ ksi}$

Resistencia a la fluencia  $S_y = 42 \text{ ksi}$

Con la ayuda de la figura 24 se obtiene un valor para la resistencia a la fatiga modificada:

$$S_n = 24 \text{ ksi}$$

De la tabla 4 se escoge que es un Acero forjado por lo tanto se tiene un factor:

$$C_m = 1$$

Se aplica un factor de esfuerzo flexionante:

$$C_{st} = 1$$

Y se escoge un factor de confiabilidad:

$$C_R = 0.9$$

Para obtener el factor  $C_s$  se debe proponer un diámetro para el eje:

$$D = 8 \text{ in}$$

De acuerdo a la figura 25 se obtiene el factor de tamaño:

$$C_s = 0.7$$

Utilizando (25) se obtiene la resistencia a la fatiga real

$$\hat{S}_n = 22(1)(1)(0.9)(0.7) = 13.86 \text{ ksi}$$

Analizando los diagramas de momento flexionante de ambas direcciones, figura 37 y 39, se observa que el punto más crítico es en "C", lo cual el valor es la resultante del momento de ambas direcciones.

$$M_c = \sqrt{M_{cX}^2 + M_{cY}^2} \quad (38)$$

$$M_c = \sqrt{9319.97^2 + 94638.81^2} = 95096.61 \text{ lb in}$$

Ahora utilizando (26) se puede obtener la primera aproximación del diámetro del eje.

$N = 1.5$ , un valor típico

$K_t = 1$ , puesto que no tiene discontinuidades

$M = 95096.61 \text{ lb in}$

$T = 44120.52 \text{ lb} \cdot \text{in}$

$\hat{S}_n = 13.86 \text{ ksi}$

$S_y = 42 \text{ ksi}$

$$D = \left[ \frac{32(1.5)}{\pi} \sqrt{\left[ \frac{1(95096.61)}{13860} \right]^2 + \frac{3}{4} \left[ \frac{44120.52}{42000} \right]^2} \right]^{1/3} = 4.72 \text{ in}$$

Lo que implica que el valor de  $C_s$  se modifica:

$C_s = 0.75$

Entonces se obtiene una nueva resistencia a la fatiga real:

$\hat{S}_n = 22(1)(1)(0.9)(0.75) = 14.85 \text{ ksi}$

Y por lo tanto un nuevo valor para el diámetro del eje.

$$D = \left[ \frac{32(1.5)}{\pi} \sqrt{\left[ \frac{1(95096.61)}{14850} \right]^2 + \frac{3}{4} \left[ \frac{44120.52}{42000} \right]^2} \right]^{1/3} = 4.62 \text{ in}$$

Como se observa este valor no difiere mucho del valor obtenido anteriormente, ya que son centésimas de pulgada, dado que hay factores de por medio en el cálculo el valor mínimo para el diámetro del eje se tomará por:

$$D = 4.62 \text{ in} = 11.74 \text{ cm}$$

#### 4.9 Diseño de engrane motriz

En una rueda dentada (para este proyecto Engrane motor), bajo estas dimensiones solo se prestó atención a cuatro variables importantes de diseño en una rueda dentada. Las cuales son diámetro exterior, diámetro interior, diámetro de paso, y espesor. El espesor se obtuvo de la distancia máxima que hay entre las placas interiores de la cadena motriz, además este dato ayudo a considerar el esfuerzo que soportarán los dientes debido a la carga, más adelante se mostrará.

Por lo que bajo las siguientes ecuaciones se obtuvieron [25]:

$N = 6$ , este valor fue propuesto.

$P = 304.8 \text{ mm}$ , este valor se obtuvo del paso de la cadena motriz.

$d = 50 \text{ mm}$ , es el diámetro del rodillo de la cadena motriz.

$$x = \frac{180}{N} = 30 \tag{39}$$

Diámetro de paso

$$Dp = \frac{P}{\sin x} = 609.6 \text{ mm} \tag{40}$$

Diámetro exterior

$$De = Dp + d = 659.6 \text{ mm} \quad (41)$$

Diámetro interior

$$Di = Dp - d = 559.6 \text{ mm} \quad (42)$$

Como hasta ahora no se tiene una fórmula exacta para el cálculo para determinar los esfuerzos que podrían ocurrir en una rueda dentada, principalmente en los dientes de la rueda, se asimilará una rueda dentada como un engrane, que en este caso se le llama a la rueda dentada “engrane motor”.

La ecuación (29) permite saber el esfuerzo que soportará un engrane, cuando la carga está en el punto más crítico. Para este caso, el valor del factor de geometría  $J$  será nulo, esto porque se quiere asegurar que el material resista los más altos valores de esfuerzos, y otro motivo es porque este valor, realmente para un juego de engranes, depende del número de dientes de los involucrados. Como se sabe la fuerza que se utilizará es  $Cp$ , ya que es la que actuará para que se mueva toda la carga.

$$Cp = 22085.1 \text{ N}$$

$$\text{Paso diametral } P_d = 6 \frac{dts}{.609m} = 9.85 \frac{dts}{m}$$

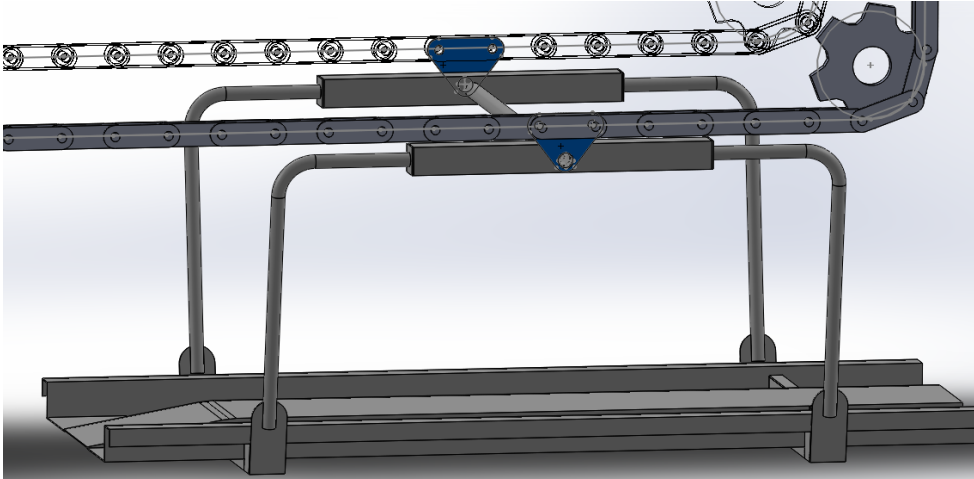
$$F = 25.4 \text{ mm} = 0.0254 \text{ m}$$

$$\sigma_t = \frac{(22085.1)(9.85)}{0.0254} = 8564497.44 \text{ Pa}$$

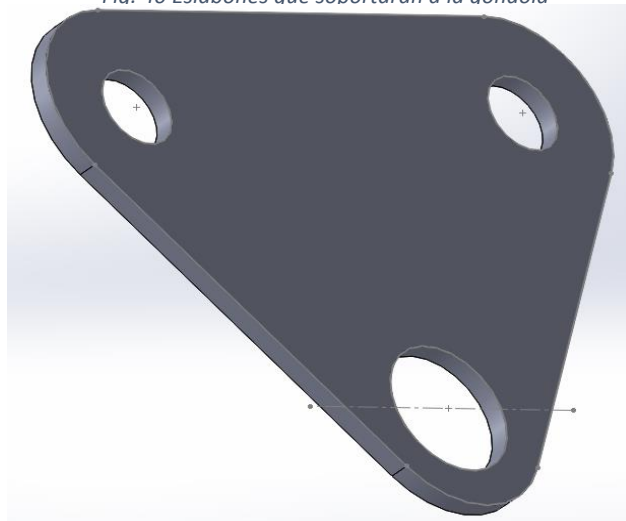
Para la elección del material de este engrane se tendrá que escoger alguno que tenga su esfuerzo de fluencia superior a este valor obtenido.

#### 4.10 Eslabón de arrastre para la góndola

Como se observa en la figura 40 se muestra los dos eslabones (en azul) que soportarán y moverán a la góndola, por lo que su diseño se basará en el esfuerzo debido a una carga axial.



*Fig. 40 Eslabones que soportarán a la góndola*



*Fig. 41 Sección A-A del eslabón*

Como se observa en la figura 41 hay dos secciones donde se debería analizar, debido a la falla por carga axial; la primera sección sería donde se encuentran las dos perforaciones, que son debido a los pernos de la cadena, y la otra sección sería donde se encuentra la perforación para

la chumacera tipo pared, del perfil circular de la góndola. Pero como se observa donde fallará primero es en esta última, por lo que se le llamará sección A-A como se observa en la figura 41.

Entonces utilizando (31) se obtiene el esfuerzo que se desarrollará cuando se tiene la fuerza y las dimensiones del eslabón.

La fuerza que debe soportar el eslabón es el peso del auto más el de la góndola multiplicados por la gravedad.

$$W_{auto} + W_{gondola} = 2021.89 + 958.16 = 2980.05 \text{ kg} \quad (43)$$

$$fuerza = 2980.05 \times 9.81 = 29234.29 \text{ N} \quad (44)$$

Y el área se obtiene

de la figura 42.

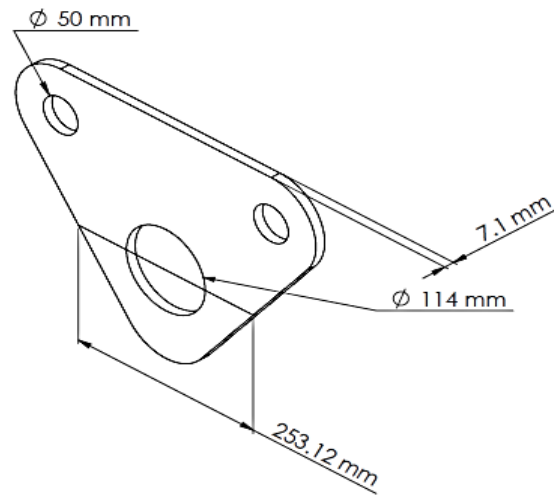


Fig. 42 Dimensiones del eslabón

Por lo que el área será:

$$A = [253.12 - (114)][7.1] = 987.72 \text{ mm}^2 = 9.87^{-4} \text{ m}^2 \quad (45)$$

Sustituyendo los valores en la ecuación (31) se obtiene un esfuerzo:

$$\sigma = \frac{29234.29}{9.87^{-4}} = 29.59 \text{ MPa} \quad (46)$$

## 5 Resultados

Aquí se presentarán los elementos que son necesarios para que el sistema pueda funcionar correctamente, es decir para que las góndolas puedan ser desplazadas, ya que en el capítulo anterior se calculó lo que se necesita como mínimo para cada caso.

### 5.1 Cadena motriz

Para que toda la carga sea movida, se emplearán dos cadenas ambas iguales de acero inoxidable, grado 304, de acuerdo a la norma BS 4116/4, que la proporciona Renold con la serie 5S134, que transportarán a las seis góndolas. Las cuales tienen las siguientes características que se obtuvieron del Apéndice 1.

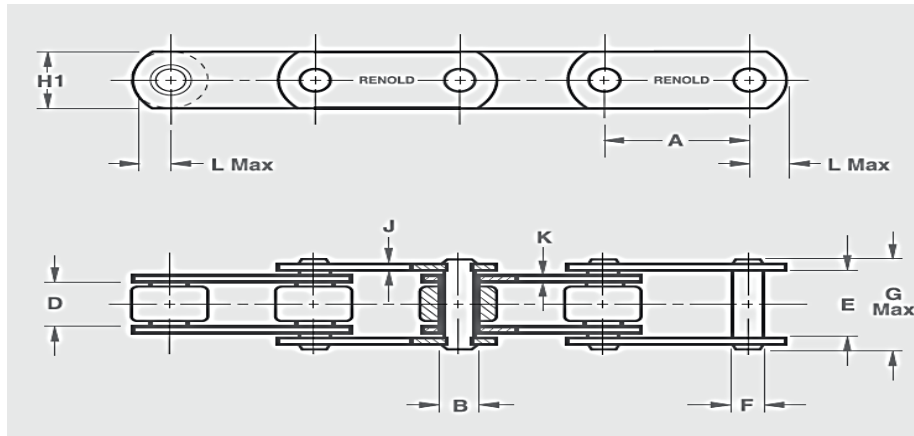


Fig. 43 Cadena B.S. 5S134 [23]

Tabla 5 Dimensiones básicas de la cadena 5S134 [23]

B.S. series	Carga de ruptura (Newtons)	Paso (mm)	B (mm)	D min (mm)	E (mm)	F (mm)	G (mm)	H1 (mm)	J (mm)	K (mm)	L (mm)
5S134	134000	304.8	33.2	25.4	43	26.9	60	51	5.1	7.1	29.7



## 5.2 Eslabón de arrastre

El eslabón de arrastre será del mismo material al de la cadena tractora, de acero inoxidable (grado 304), lo cual este nos proporciona un esfuerzo de tensión:

$$\sigma = 530 \text{ a } 680 \text{ (N/mm}^2\text{)} \quad (47)$$

Y como en el capítulo anterior se obtuvo un valor del esfuerzo como mínimo ( $\sigma = 29.59 \text{ MPa}$ ) con ciertas dimensiones del eslabón, se verifica que resistirá lo suficiente. Para ello se mostrará más adelante el dibujo técnico de esta pieza. Por otra parte como es el elemento que arrastrará a la góndola, este debe permitir un giro mínimo que ocurre cuando la góndola cambia de dirección su trayectoria ( $90^\circ$ ). Por lo que a este eslabón se le colocará un buje de bronce, el cual lo encontramos con la empresa "Sur Metal" [26], que tiene una aleación SAE-65, además de que debe tener una longitud mínima de 60 mm, con una diámetro interior mínimo de 90 mm. La ubicación de este se muestra en la figura 45.



Fig. 44 Bujes de bronce [26]

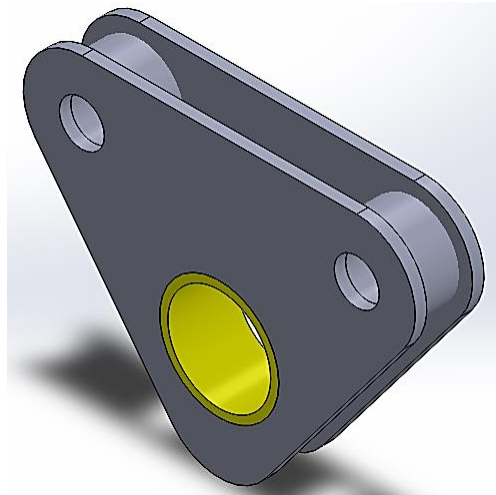


Fig. 45 Bujes en el eslabón triangular

### 5.3 Motor hidráulico

El motor que proporcionará la suficiente potencia es un hidráulico, que lo comercializa la empresa Bosch Group Rexroth, de la serie MR 350, Apéndice 2. Y que sus características son:



Fig. 46 Motor hidráulico de pistones radiales [24]

Tabla 6 Características del motor hidráulico [13]

Tipo	Desplazamiento	Presión de servicio continua Pmax	Potencia Pmax	Velocidad de rotación nmax	Par de giro Tmax	Masa aproximada
MR	349 cm <sup>3</sup>	250 bar	62 kw	600 rpm	1560 Nm	77 kg

### 5.4 Unidad de potencia hidráulica

Para el caudal que debe recibir el motor hidráulico se debe de emplear una bomba que a al mismo tiempo de debe escoger por separado el motor primario (eléctrico), el tanque recibidor del aceite, válvula en la succión de la bomba, válvula para alivio inmediato de presión, manómetros, rotámetro, filtro para la línea de retorno. Por lo que llevo a seleccionar una unidad de potencia donde tiene incluido estos componentes en una sola pieza, excepto las válvulas de control direccional y las de regulación de caudal.

La unidad de potencia que se seleccionará la ofrece la empresa Parker Hydraulics [27] que es de la serie V-Pak, con código PVP16, ver Apéndice 3. La cual tiene las siguientes características:

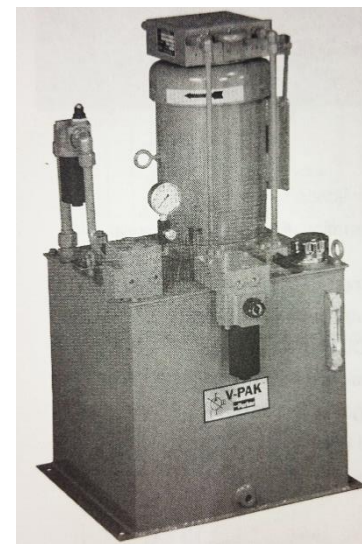


Fig. 47 Unidad de potencia V-Pak [27]

Tabla 7 Características de la unidad de potencia [27]

Unidad de potencia	Caudal (lpm)	Potencia motor primario (kw)	Presión (bar)
PV16	17	7.5	305.4

Como en todo sistema mecánico existen pérdidas debido a diferentes factores, que en este caso no será la excepción, por lo cual se seleccionó una unidad de potencia que trabaje por arriba de la presión requerida. Y como estas unidades tienen válvulas, que ayudan a modificar el valor de presión al caudal que le entrega al motor hidráulico, pues se podrá cambiar al valor deseado.

Como en todo sistema, ya sea eléctrico, neumático o como en este caso hidráulico, debe existir un diagrama de conexión para que al momento de la instalación se entienda con facilidad. A continuación se mostrará el diagrama de conexión del sistema, basándose en Aragón González [9].

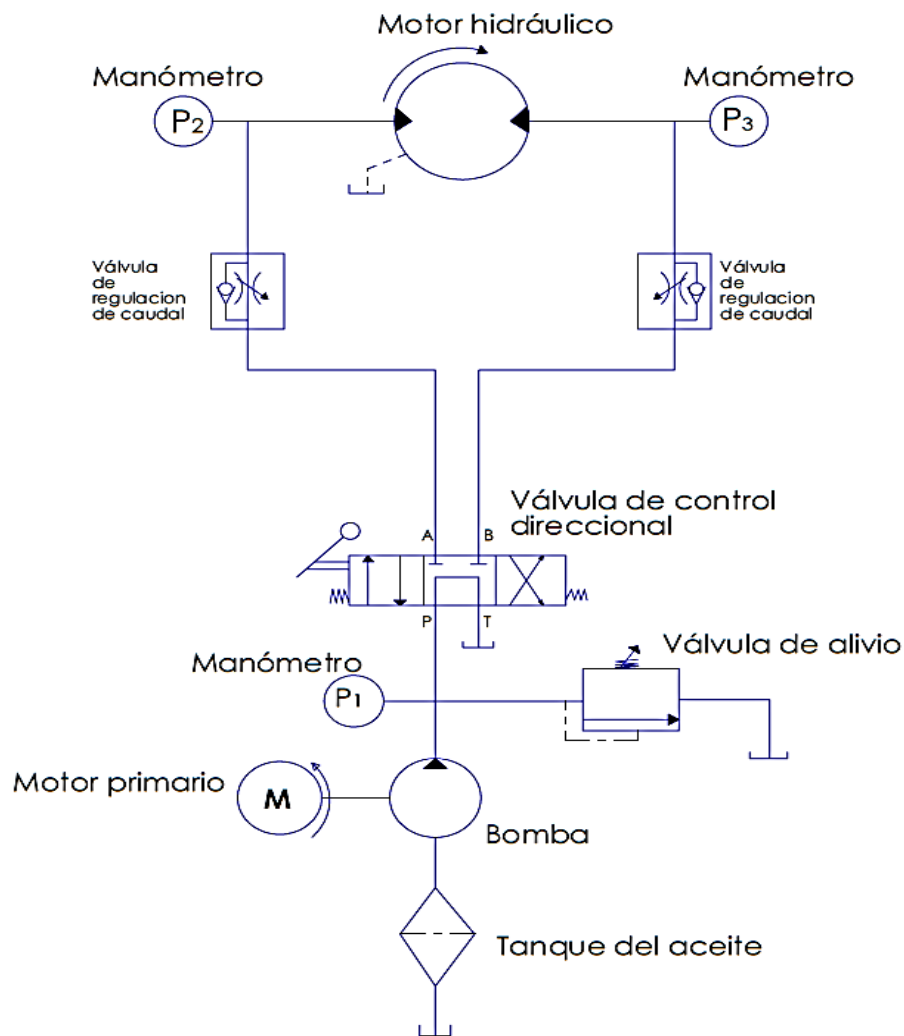


Fig. 48 Diagrama de conexión

Basándose en el diagrama de la figura 46, la unidad de potencia solo contiene los elementos que se encuentran a partir de la válvula de control direccional hacia abajo. Por lo que se tiene que seleccionar por separado los demás.

Los elementos principales que se especificarán debido a los requerimientos del sistema son:

Válvula de control direccional: la válvula de control direccional debe ser una de accionamiento mecánico, de cuatro vías y tres posiciones (4/3) accionada por palanca, con retorno por resorte y con centro tándem. La cual la distribuye la empresa Rexroth Bosch Group, tamaño nominal TN6 tipo WMM serie 5X. Que sus conexiones son según DIN 24340 formato A [24], Apéndice 4.



*Fig. 49 Válvula de control direccional [24]*

Válvulas de regulación de caudal: deben ser de dos vías, con válvula anti retorno, que también las distribuye Rexroth Bosch Group con tamaño nominal 6, serie 3X. Sus conexiones son igual de formato A según DIN 24340, tipo G502/01 G1/2 [26], Apéndice 5.



*Fig. 50 Válvula de regulación de caudal [24]*

Las placas de conexión: deben ser tamaño nominal 6, formato A según DIN 24340. En Rexroth Bosch Group se encuentran, de tipo G 502/01 G1/2 [26], Apéndice 6.



Fig. 51 Placa de conexión [24]

Para las mangueras: deben ser conexiones tipo G 1/2, con módulo -6. La empresa que las vende es Hidráulica del Segura, S.L. [28], con el número de referencia CM2T06-MTF, Apéndice 7.



Fig. 52 Manguera hidráulica [30]

Para la conexión: se debe usar un conector tipo G1/2, con un módulo de -6, que las vende Hidráulica del Segura, S.L. [28], con el número de referencia HA06A08MU, Apéndice 8.

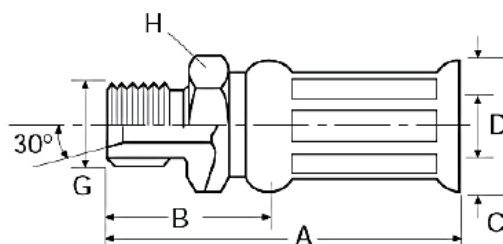


Fig. 53 Conector hidráulico [28]

Tabla 8 Características del conector [28]

Modulo	D (in)	G	A mm	B mm	C mm	H mm	REF. No.
-6	3/8	G1/2-14BSO	63.9	28.5	32.5	27	HA06A08MU

## 5.5 Engranés

Los dos engranes que corresponden a la obtención de la potencia necesaria son de la empresa CROSS-MORSE [31], Apéndice 9, de aceros al carbono medio con las siguientes características. El engrane mayor estará acoplado al eje de transmisión por medio de una cuña y que más adelante se establecerán las dimensiones de esta. Las características de muestran en la tabla 9.

*Tabla 9 Características de los engranes [29]*

Engrane	Numero de dientes	Diámetro de paso	Numero en el catalogo	Diámetro máximo del barreno
1	35 dtes	175 mm	S5035A	100 mm
2	114 dtes	570 mm	S50114A	350 mm



*Fig. 54 Engrane recto [29]*

## 5.6 Piñones

Para los cuatro piñones, dos de cada lado, que satisfacen la obtención de la potencia son los siguientes con sus respectivas características. La empresa que los fábrica es Rexnord [30], apéndice 10, los cuales son de acero medio carbono. En cuanto a los piñones número 3, como estarán acoplados al eje deberán tener una ranura para que permita la instalación de una cuña, y en cuanto a los piñones 2 deberán tener en su interior un buje. Por consiguiente en los dibujos normalizados se especificarán sus dimensiones.

Tabla 10 Características de los piñones [30]

Piñón	Unidades	Numero de dientes	Diámetro de paso	Tipo	Paso	Diámetro máximo de barreno
3	2	20	365.32 mm	A	2.25 in	209.55 mm
4	2	30	546.73 mm	A	2.25 in	236.55 mm

## 5.7 Cadena de rodillos

Para los piñones se debe emplear una cadena de rodillos que tenga un paso de 2.25 in, con 26 eslabones, además que transmita la potencia mínima de 8.6 hp. “The American Chain Association” [31], apéndice 11, publicó un documento donde muestra las diferentes cadenas con su respectivo paso, además de la correspondiente potencia que transmiten. Por lo cual se escogerá una que tiene el número 180-2001. Utilizando el procedimiento del capítulo 3.6 se obtiene la potencia que transmitirá:

Tabla 11 Características de la cadena 180-2001, cuando tiene 20 dientes en el piñón más pequeño [31]

Dientes del piñón más pequeño	Velocidad (rpm)	Potencia (hp)
20	10	8.05
	25	19.39

Interpolando los valores a una velocidad de rotación del piñón pequeño de 12.28 rpm, se tiene que la cadena transmitirá un potencia de 9.77 hp, demostrando que soportará transmitir los 8.86 hp que se requieren. Además que es una cadena comercial y es distribuida por la empresa “SKF” [32], Apéndice 12, con las siguientes características.

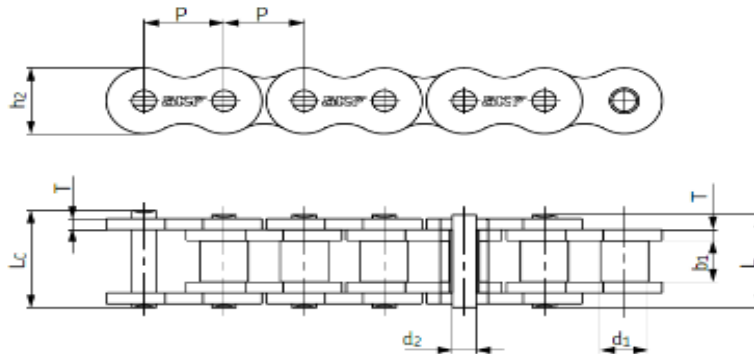


Fig. 55 Cadena de rodillos 180H-1 [32]

Tabla 12 Características de la cadena 180H-1 [32]

N° cadena ANSI	Paso	Diámetro del rodillo (d1)	Distancia entre placas interiores (b1)	Diámetro del pasador (d2)	Longitud del pasador Altura de la placa interior (Lc)	Espesor de la placa (T)
180-H1	57.15	35.71	35.48	17.46	75.9	8

## 5.8 Eje de transmisión de potencia

Dado que en este caso el eje se diseñará, sus características se mostrarán en los dibujos normalizados. Como se sabe que entre un eje y un engrane debe existir una cuña para que se pueda transmitir la potencia, aquí se especificará las dimensiones de esta. Dado que se necesita una cuña para una rueda dentada en un extremo y la otra para la rueda dentada y el engrane en el otro extremo, pues serán de las mismas dimensiones. Observando la tabla 13, como lo



especifica la norma ANSI B17.1-1967, y teniendo un diámetro mínimo del eje igual a 4.62 in, las dimensiones de la cuña se seleccionan en base a un eje de 5 in.

Tabla 13 Tamaño de la cuña en función del diámetro del eje (dimensiones en pulgadas) [16]

Tamaño nominal del eje		Ancho, W	Tamaño nominal de la cuña	
Más de	Hasta (incl.)		Altura, H	
			Cuadrada	Rectangular
5/16	7/16	3/32	3/32	
7/16	9/16	1/8	1/8	3/32
9/16	7/8	3/16	3/16	1/8
7/8	1 ¼	¼	¼	3/16
1 ¼	1 3/8	5/16	5/16	¼
1 3/8	1 ¾	3/8	3/8	¼
1 ¾	2 ¼	½	½	3/8
2 ¼	2 ¾	5/8	5/8	7/16
2 ¾	3 ¼	¾	¾	½
3 ¼	3 ¾	7/8	7/8	5/8
3 ¾	4 ½	1	1	¾
4 ½	5 ½	1 ¼	1 ¼	7/8
5 ½	6 ½	1 ½	1 ½	1
6 ½	7 ½	1 ¾	1 ¾	1 ½
7 ½	9	2	2	1 ½
9	11	2 ½	2 ½	1 ¾
11	13	3	3	2
13	15	3 ½	3 ½	2 ½
15	18	4		3
18	22	5		3 ½
22	26	6		4
26	30	7		5

Se obtendrá el ancho de la cuña cuadrada de 1 ¼ in, ahora la cuña debe ser de acero AISI 1020 laminado en caliente. Con un esfuerzo de fluencia igual a 30 ksi se obtiene la longitud de la cuña con la siguiente ecuación:

$$L = \frac{4TN}{DWS_y} \quad (48)$$

Donde:

$T$  = es el par torsor que transmitirá = 8510.98 Nm= 75328.5 lb-in

$W = 1$ , es el ancho de la cuña

$D$  = diámetro del eje= 5 in

$S_y$ = esfuerzo de fluencia

$N = 3$ , en aplicaciones industriales típicas

Por lo tanto sustituyendo los valores en la ecuación (48) se obtiene la longitud de la cuña:

$$L = \frac{4(75328.5)(3)}{(5)(1)(30000)} = 6.02 \text{ in}$$

Se concluye que la cuña debe ser de 1 ¼ in de ancho por 1 ¼ in de alto y con una longitud mínima de 6.02 in para cada extremo del eje, pero como se usarán tornillos para su sujeción la longitud de esta será mayor. Más adelante se presentarán los dibujos que muestran donde estarán aplicadas y sus dimensiones. También serán utilizados pasadores de aletas, para garantizar que no haya translación de los piñones y del engrane, con respecto al eje, por lo que también en los dibujos se mostrarán la ubicación de estos. Además que son distribuidos por “Ferretería Santa Engrecia, S.A” [33], con las siguientes características:



Fig. 56 Pasador de aletas [33]

Tabla 14 Dimensiones del pasador de aletas [33]

l (mm)	c (mm)	d1 (mm)	a (mm)	b (mm)
140	15	7.5	4	16

## 5.9 Engrane motor

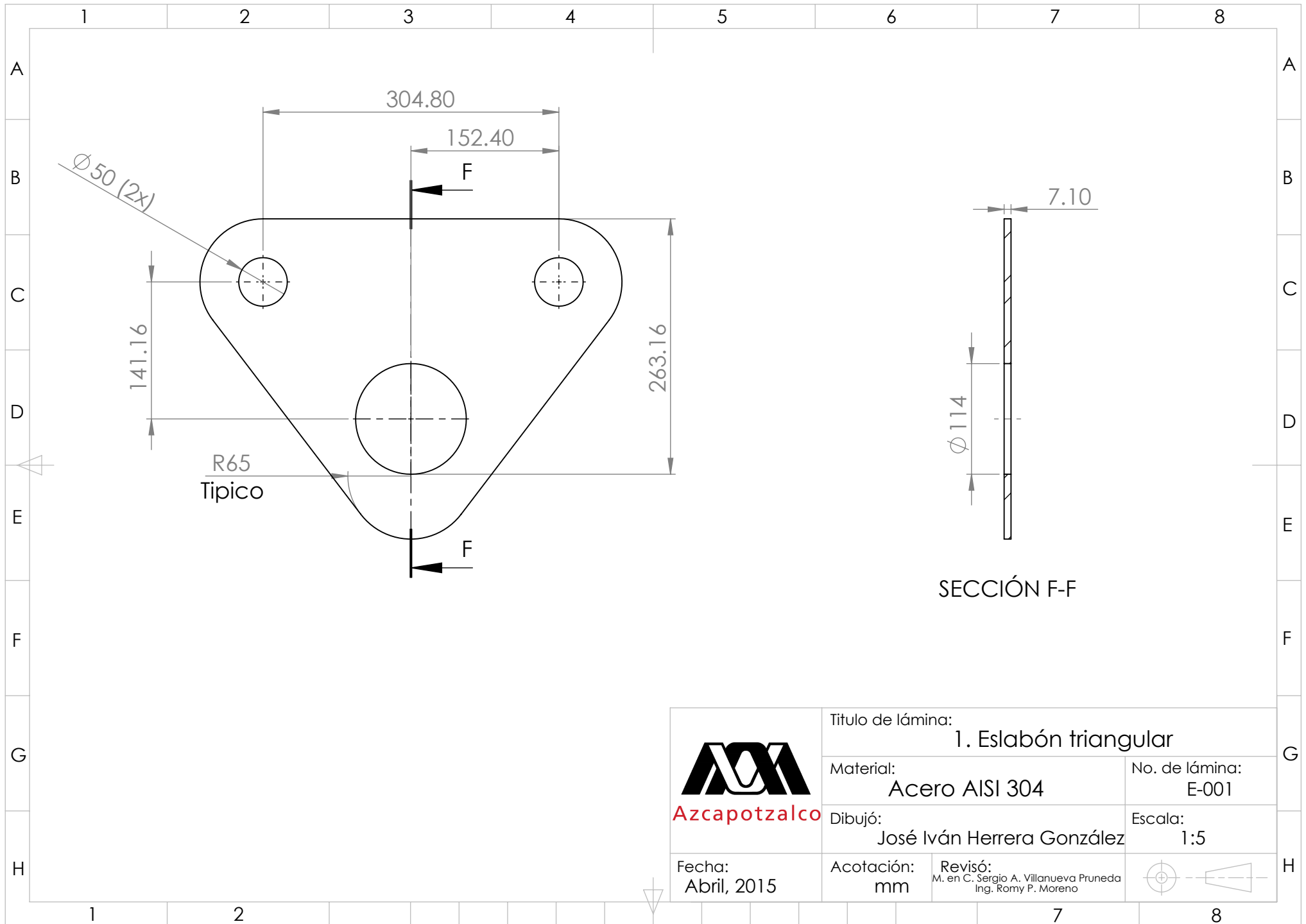
El material del cual debe ser el engrane motor es de un Acero 1020 laminado en caliente, con un esfuerzo de fluencia  $S_y = 207 \text{ MPa}$ , que al compararlo con los cálculos que se hicieron en el tema 4.9, que es en el punto más crítico en los dientes, se afirma que soportará lo suficiente para realizar el trabajo. Por consiguiente en la parte de dibujos se mostrará las características de este. Observando la figura 57 el modelo del engrane motor, este debe tener en su interior un buje, que le permita al engrane el movimiento giratorio, para que cumpla la misma función que una catarina en una cadena, pero a la vez el buje debe estar sobre un árbol fijo, que este último debe estar acoplado a una estructura. Por lo que se dimensionarán los bujes que deberá tener cada engrane motor y que estarán especificados en la parte de dibujos. Dado que en este caso son ocho engranes motor, seis de ellos solo son conducidos y los otros dos restantes son los conductores pero con las mismas dimensiones los ocho bujes deberán ser iguales junto con su respectivo árbol.



Fig. 57 Engrane tractor

## 5.10 Dibujos normalizados

Los dibujos que se presentarán son de las piezas que se tienen que manufacturar conforme a las dimensiones especificadas, ya que estas son las piezas en todo el sistema que no se encuentran en el mercado, o que se les haría un mecanizado para que pueda funcionar todo el sistema mecánico. Más adelante se presentarán los apéndices de las piezas que si se encuentran comercialmente.



Ø50 (2x)

304.80

152.40

141.16


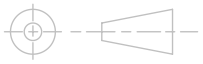
263.16

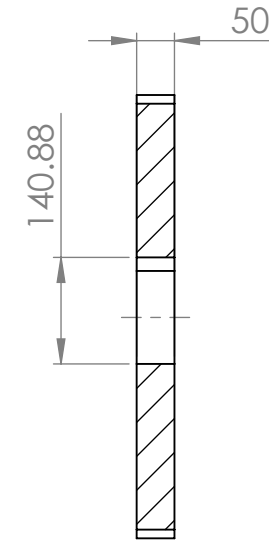
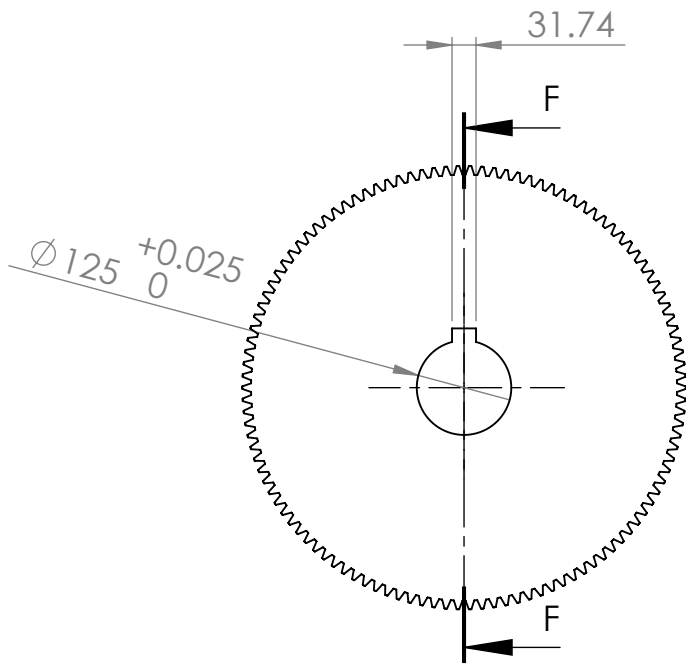
R65  
Típico

7.10

Ø114


SECCIÓN F-F

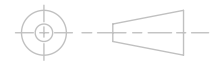
 <b>Azcapotzalco</b>	Título de lámina: <b>1. Eslabón triangular</b>		
	Material: <b>Acero AISI 304</b>	No. de lámina: <b>E-001</b>	
Dibujó: <b>José Iván Herrera González</b>	Escala: <b>1:5</b>		
Fecha: <b>Abril, 2015</b>	Acotación: <b>mm</b>	Revisó: M. en C. Sergio A. Villanueva Pruneda Ing. Romy P. Moreno	

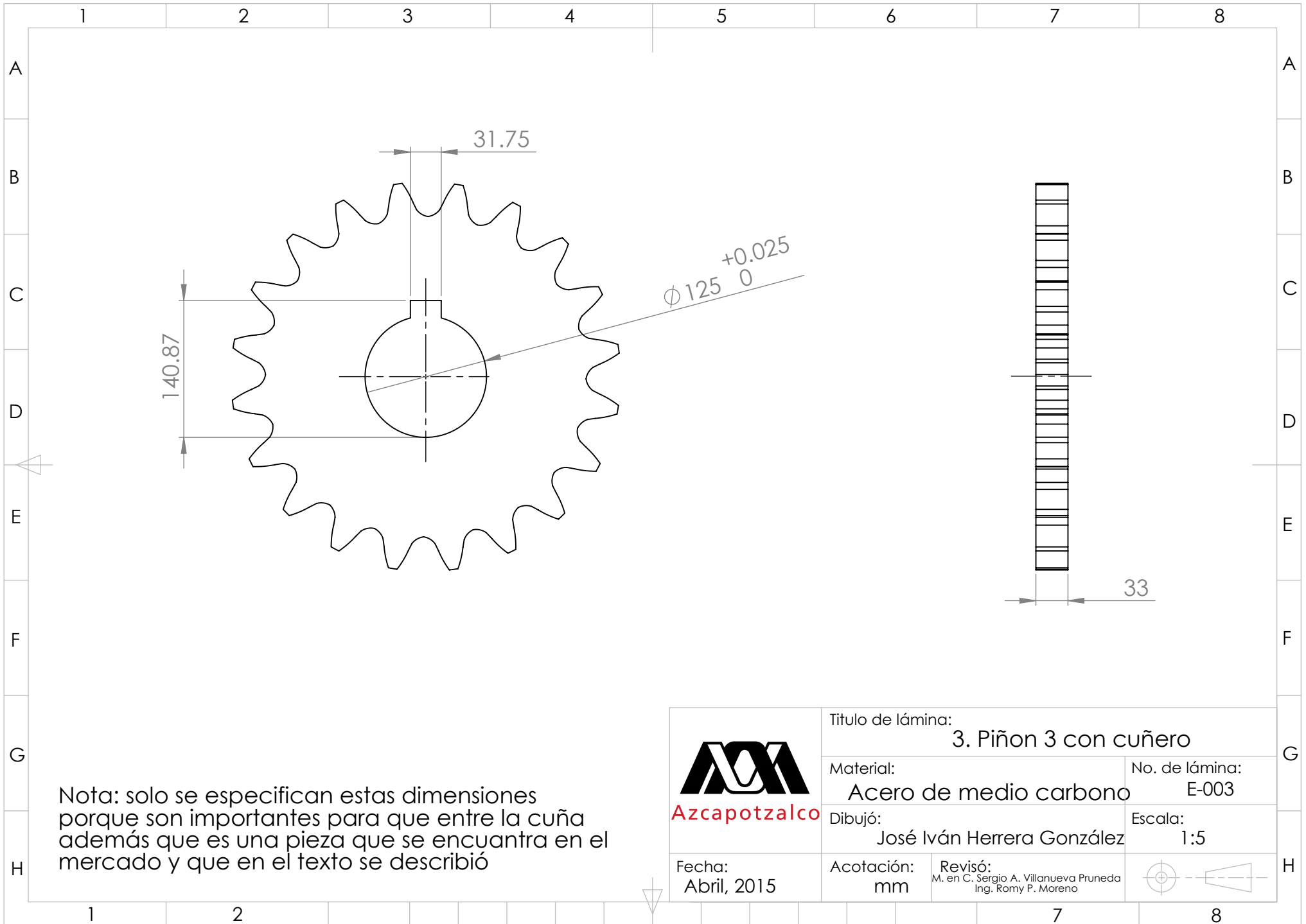


SECCIÓN F-F

Nota: Solo se especifican estas dimensiones porque son importantes para que entre la cuña, además que es una pieza que se encuentra en el mercado y se describió las características de este en el texto.


 <b>Azcapotzalco</b>	Titulo de lámina: <b>2. Engrane 2 con cuñero</b>	
	Material: <b>Acero de medio carbono</b>	No. de lámina: <b>E-002</b>
	Dibujó: <b>José Iván Herrera González</b>	Escala: <b>1:10</b>
Fecha: <b>Abril, 2015</b>	Acotación: <b>mm</b>	Revisó: M. en C. Sergio A. Villanueva Pruneda Ing. Romy P. Moreno



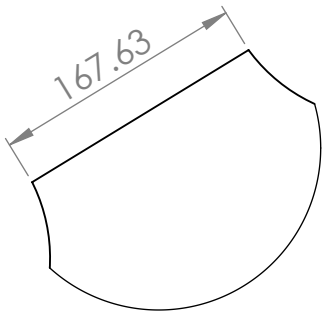
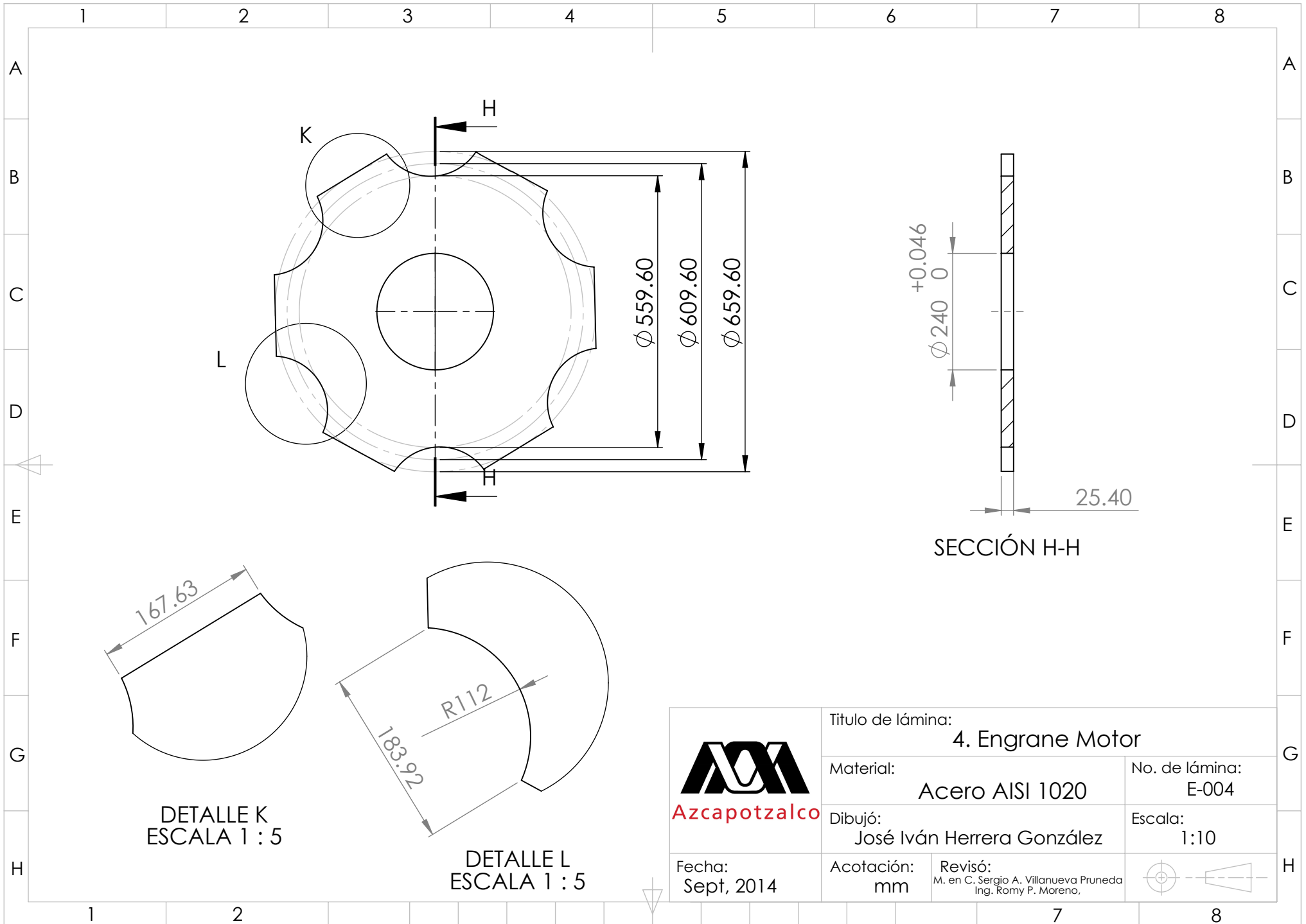


Nota: solo se especifican estas dimensiones porque son importantes para que entre la cuña además que es una pieza que se encuentra en el mercado y que en el texto se describió

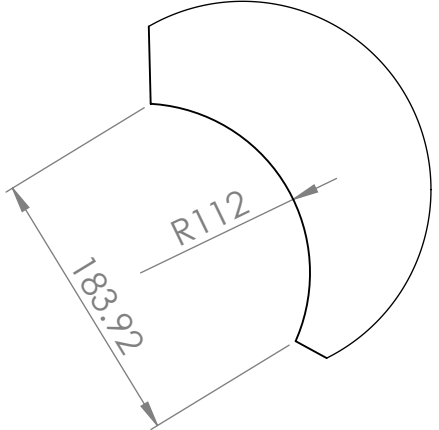


 <b>Azcapotzalco</b>	Título de lámina: <b>3. Piñon 3 con cuñero</b>	
	Material: <b>Acero de medio carbono</b>	No. de lámina: <b>E-003</b>
	Dibujó: <b>José Iván Herrera González</b>	Escala: <b>1:5</b>
Fecha: <b>Abril, 2015</b>	Acotación: <b>mm</b>	Revisó: M. en C. Sergio A. Villanueva Pruneda Ing. Romy P. Moreno


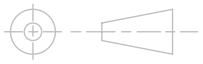




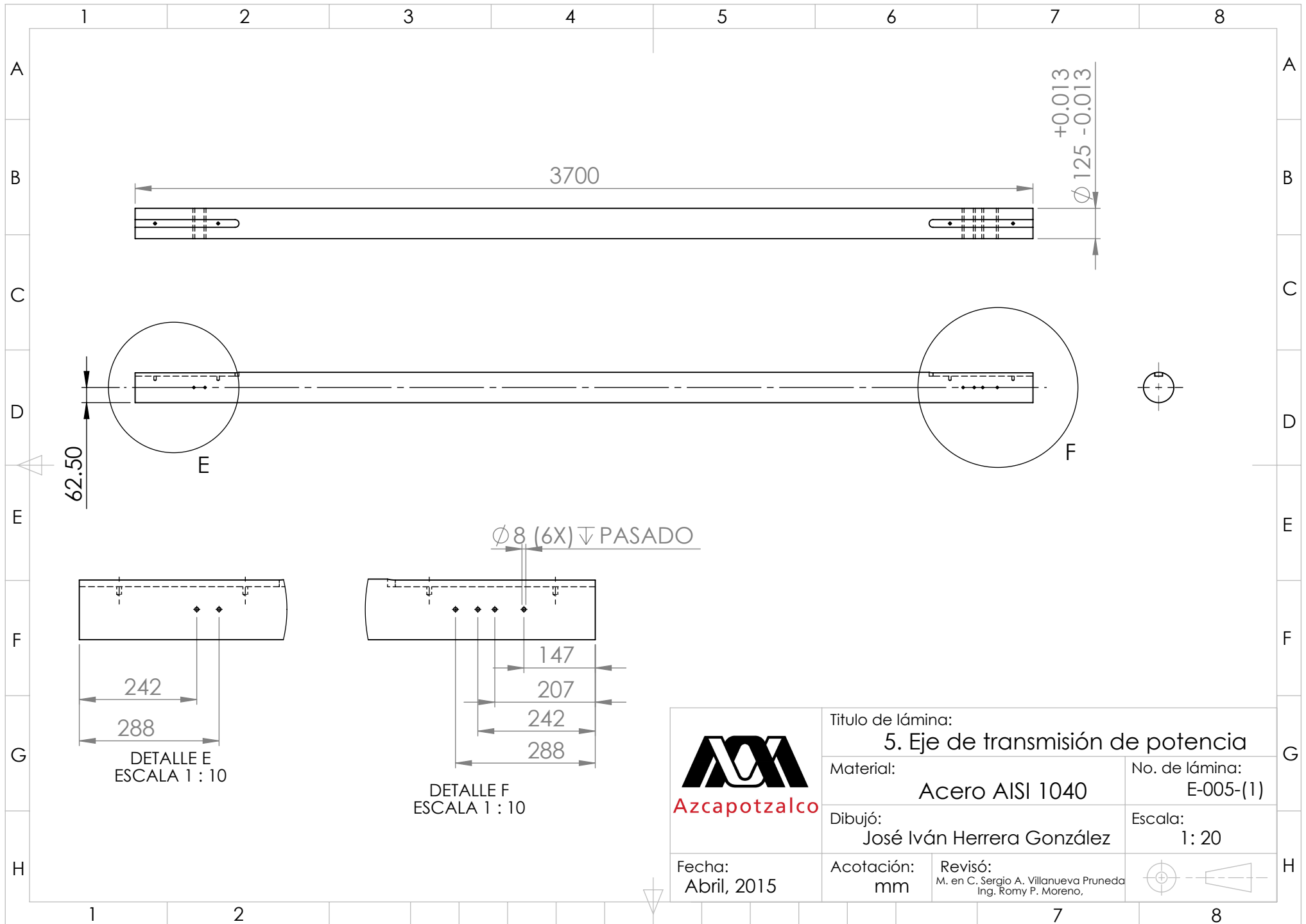
DETALLE K  
ESCALA 1 : 5



DETALLE L  
ESCALA 1 : 5

 <b>Azcapotzalco</b>	Titulo de lámina: <b>4. Engrane Motor</b>		
	Material: <b>Acero AISI 1020</b>	No. de lámina: <b>E-004</b>	
Dibujó: <b>José Iván Herrera González</b>	Escala: <b>1:10</b>		
Fecha: <b>Sept, 2014</b>	Acotación: <b>mm</b>	Revisó: M. en C. Sergio A. Villanueva Pruneda Ing. Romy P. Moreno,	



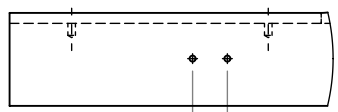


62.50

3700

+0.013  
-0.013  
Ø 125

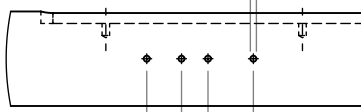
Ø 8 (6X) PASADO



242

288

DETALLE E  
ESCALA 1 : 10




147

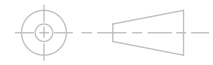
207

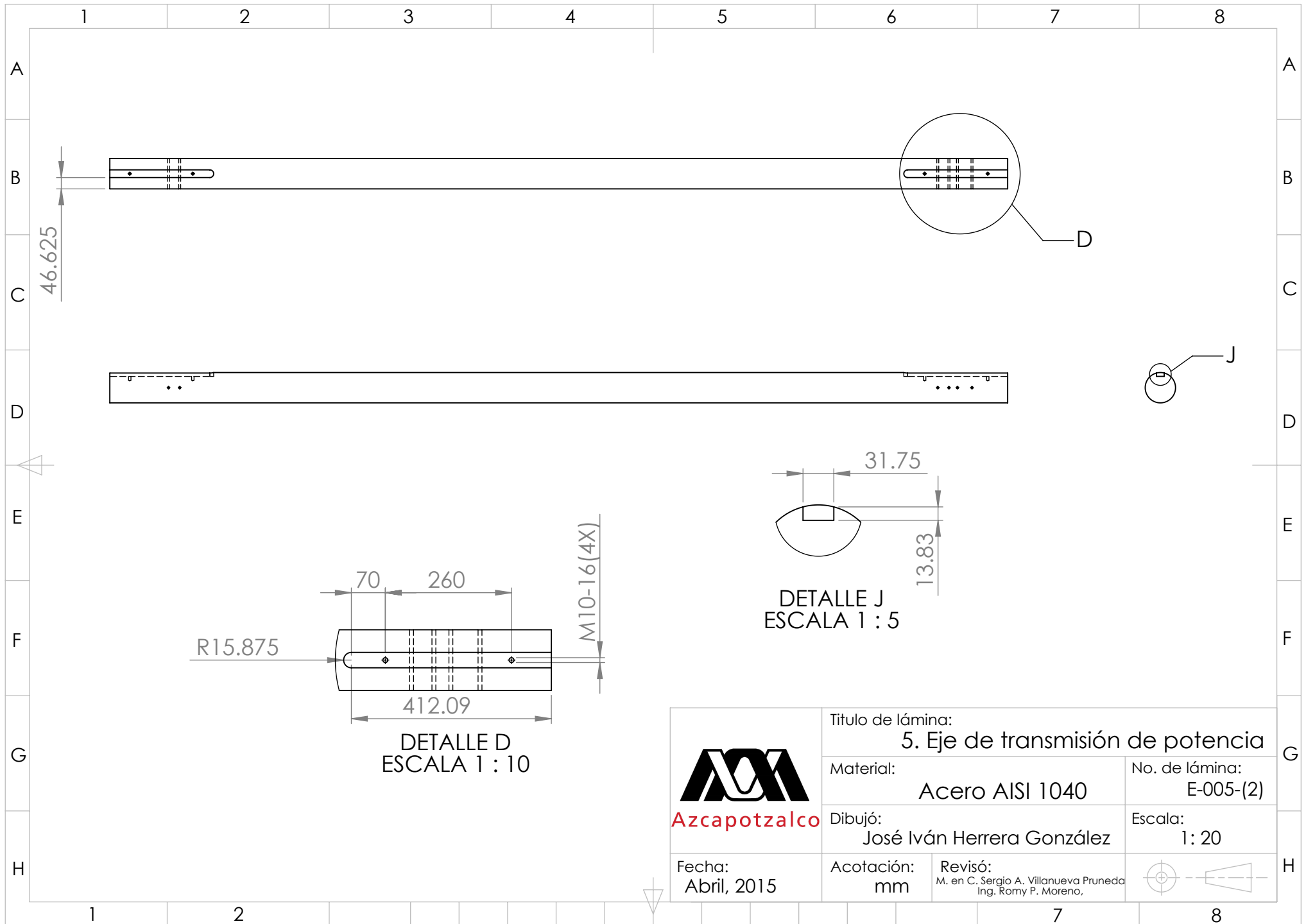
242

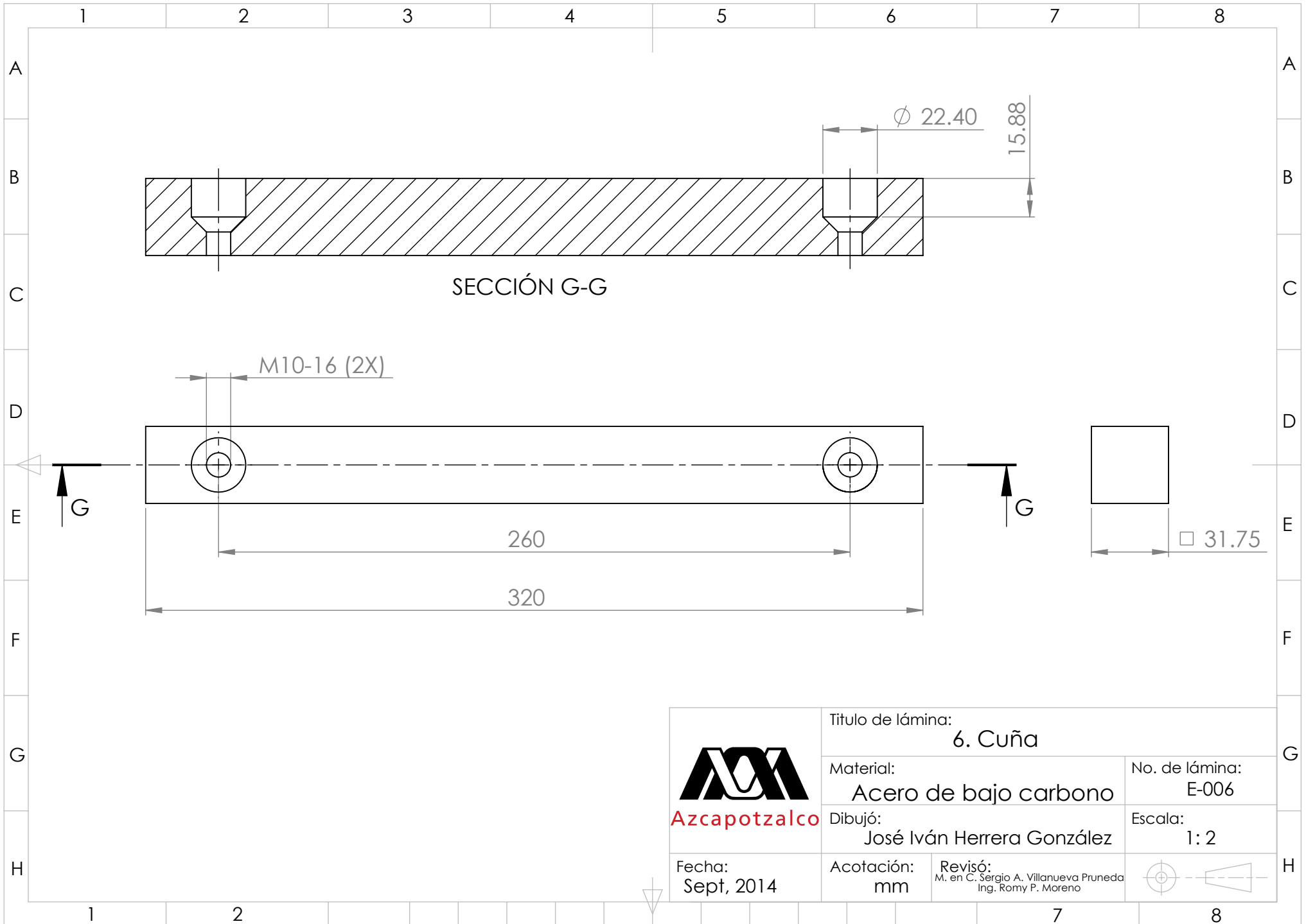
288

DETALLE F  
ESCALA 1 : 10

 <b>Azcapotzalco</b>	Titulo de lámina: <b>5. Eje de transmisión de potencia</b>	
	Material: <b>Acero AISI 1040</b>	No. de lámina: <b>E-005-(1)</b>
Dibujó: <b>José Iván Herrera González</b>	Escala: <b>1: 20</b>	
Fecha: <b>Abril, 2015</b>	Acotación: <b>mm</b>	Revisó: M. en C. Sergio A. Villanueva Pruneda Ing. Romy P. Moreno.







SECCIÓN G-G

M10-16 (2X)


$\phi$  22.40

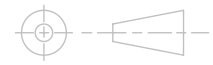
15.88

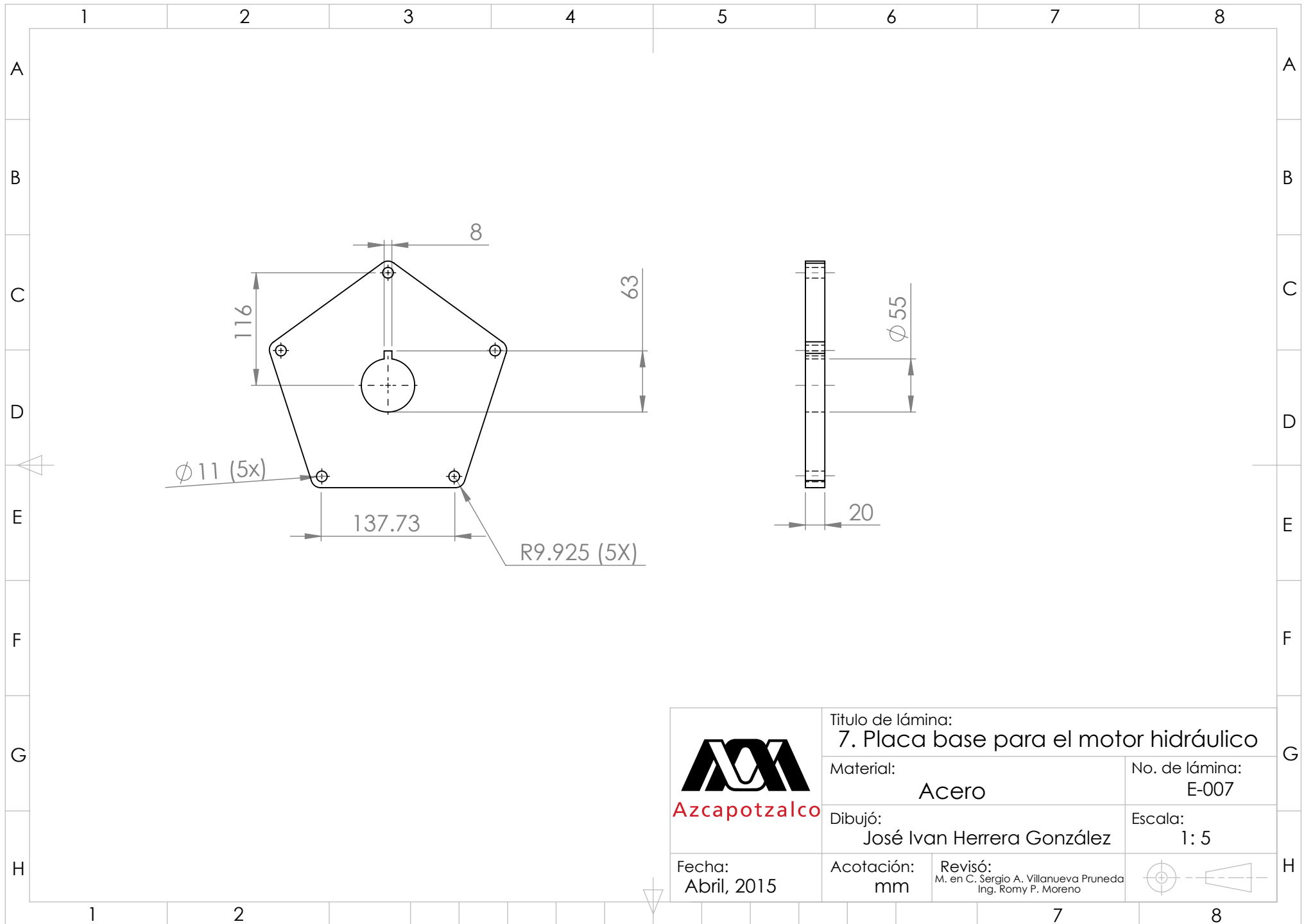
260


320

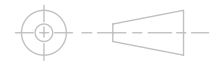
31.75

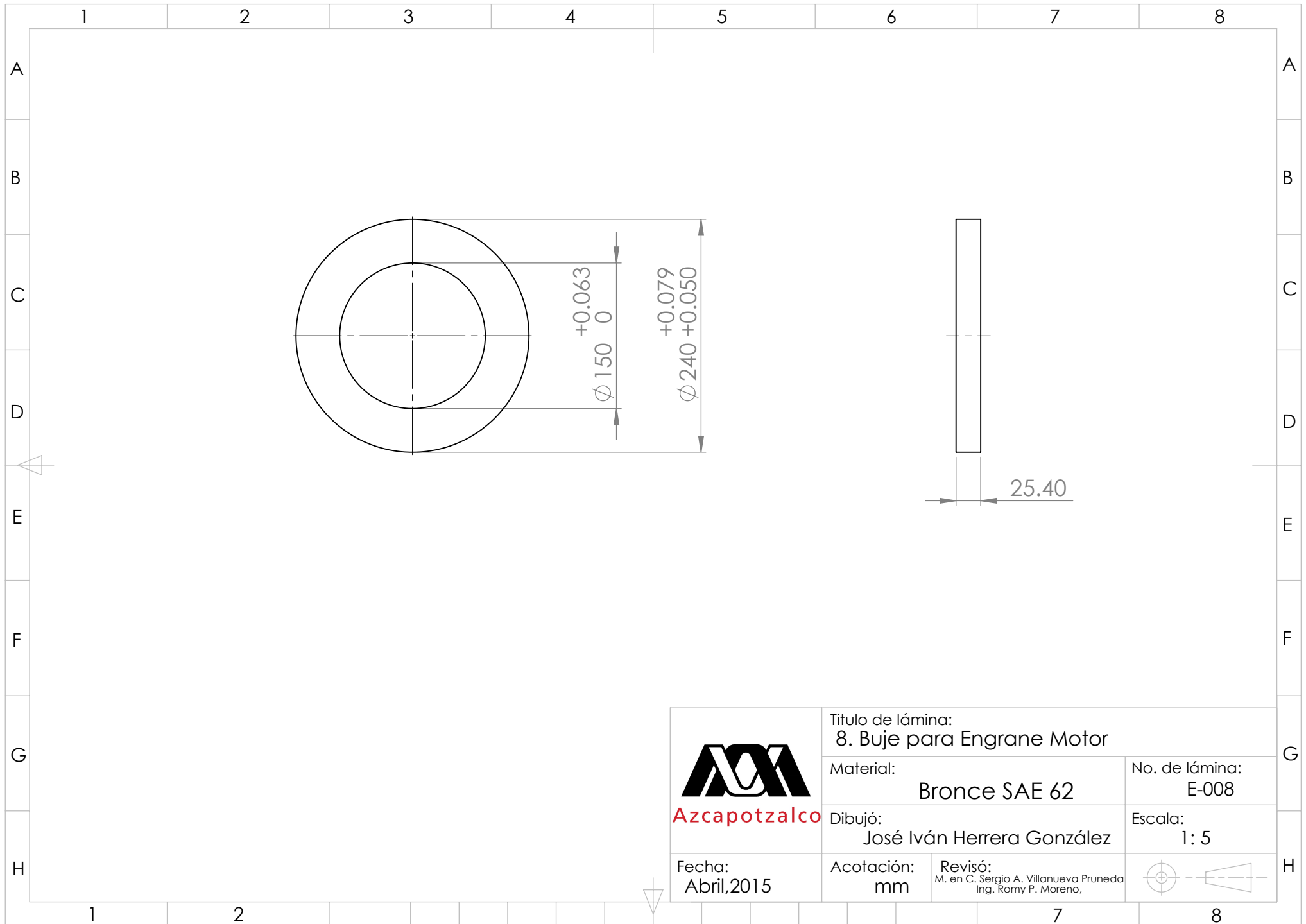
 <b>Azcapotzalco</b>	Titulo de lámina: <b>6. Cuña</b>	
	Material: <b>Acero de bajo carbono</b>	No. de lámina: <b>E-006</b>
Dibujó: <b>José Iván Herrera González</b>	Escala: <b>1: 2</b>	
Fecha: <b>Sept, 2014</b>	Acotación: <b>mm</b>	Revisó: M. en C. Sergio A. Villanueva Pruneda Ing. Romy P. Moreno




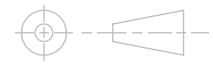


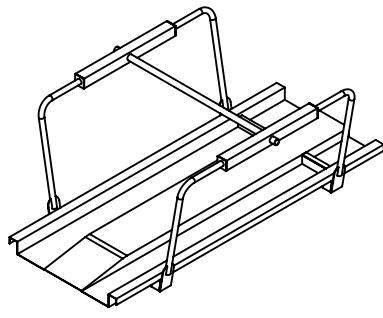
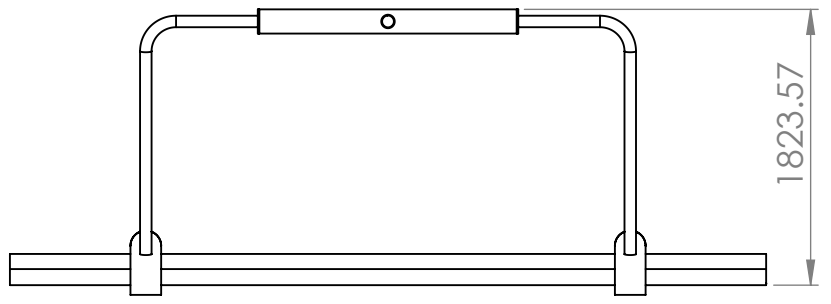
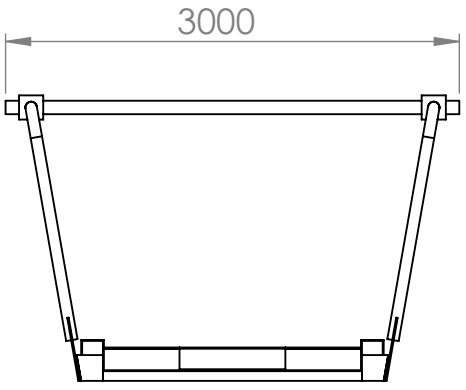
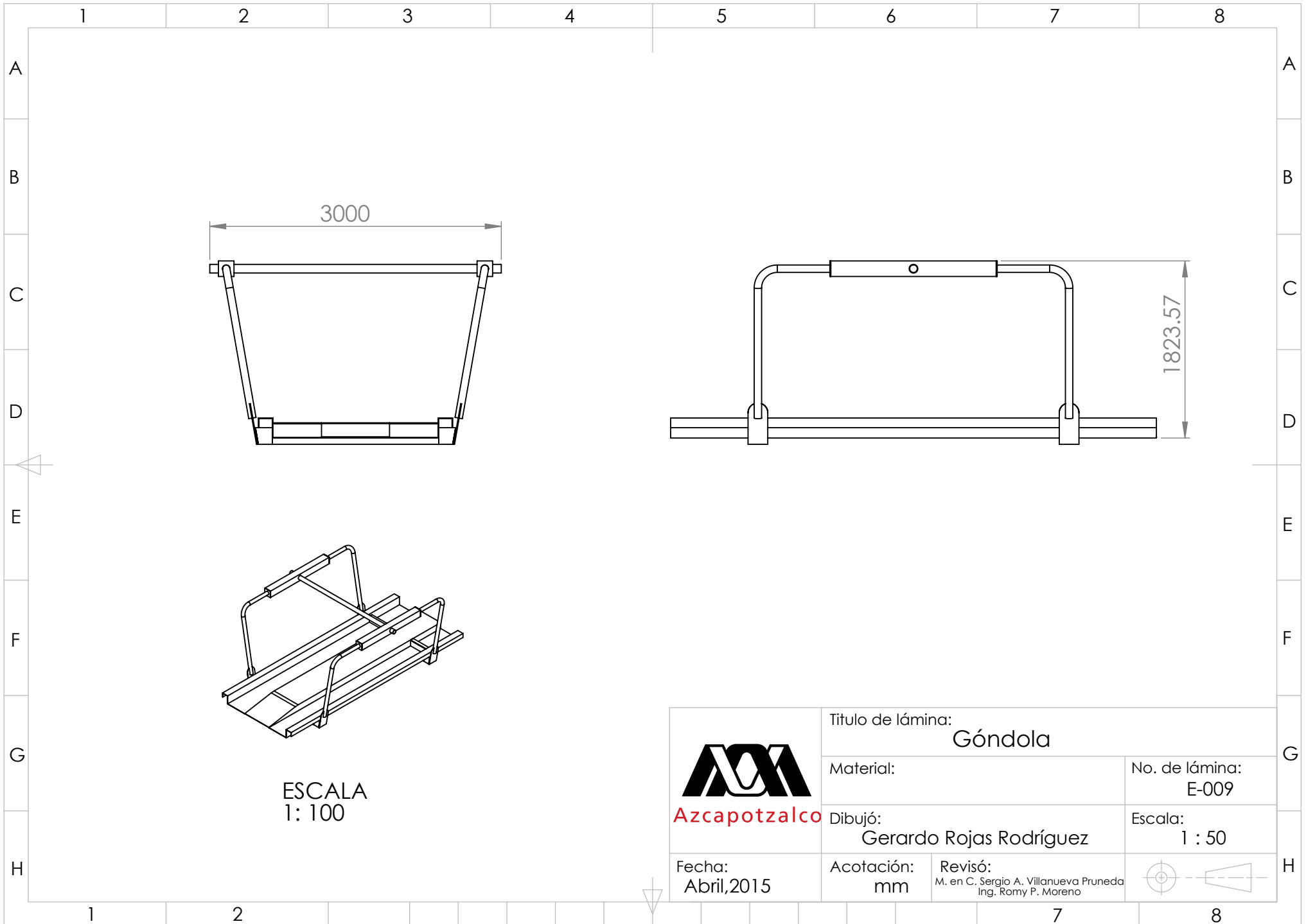
 <b>Azcapotzalco</b>	Título de lámina: <b>7. Placa base para el motor hidráulico</b>		No. de lámina: <b>E-007</b>
	Material: <b>Acero</b>		
Fecha: <b>Abril, 2015</b>	Dibujó: <b>José Ivan Herrera González</b>		Escala: <b>1:5</b>
	Acotación: <b>mm</b>	Revisó: M. en C. Sergio A. Villanueva Pruneda Ing. Romy P. Moreno	




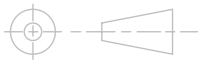


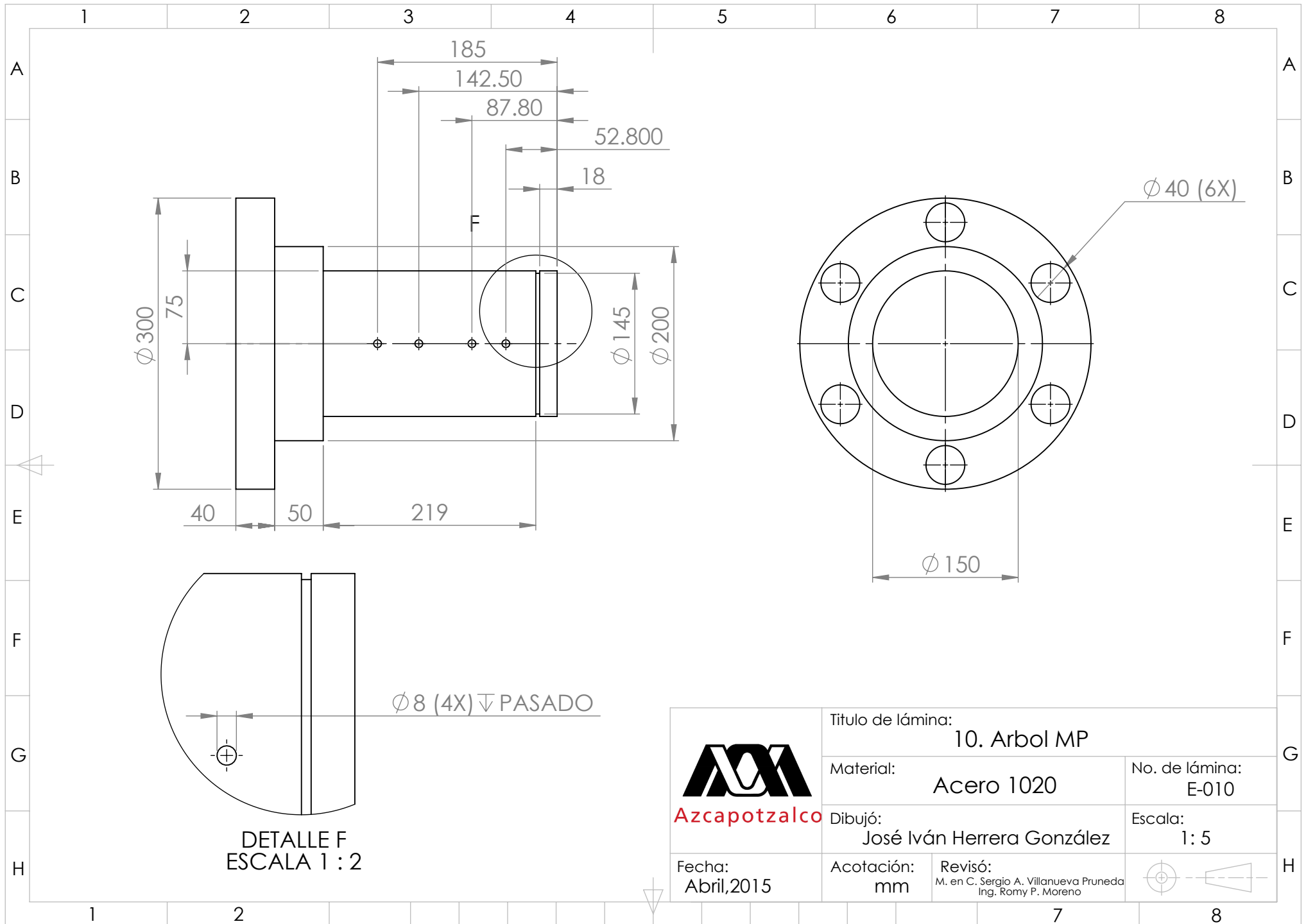
 <b>Azcapotzalco</b>	Titulo de lámina: <b>8. Buje para Engrane Motor</b>	
	Material: <b>Bronce SAE 62</b>	No. de lámina: <b>E-008</b>
Dibujó: <b>José Iván Herrera González</b>	Escala: <b>1: 5</b>	
Fecha: <b>Abril, 2015</b>	Acotación: <b>mm</b>	Revisó: M. en C. Sergio A. Villanueva Pruneda Ing. Romy P. Moreno,




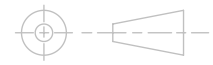


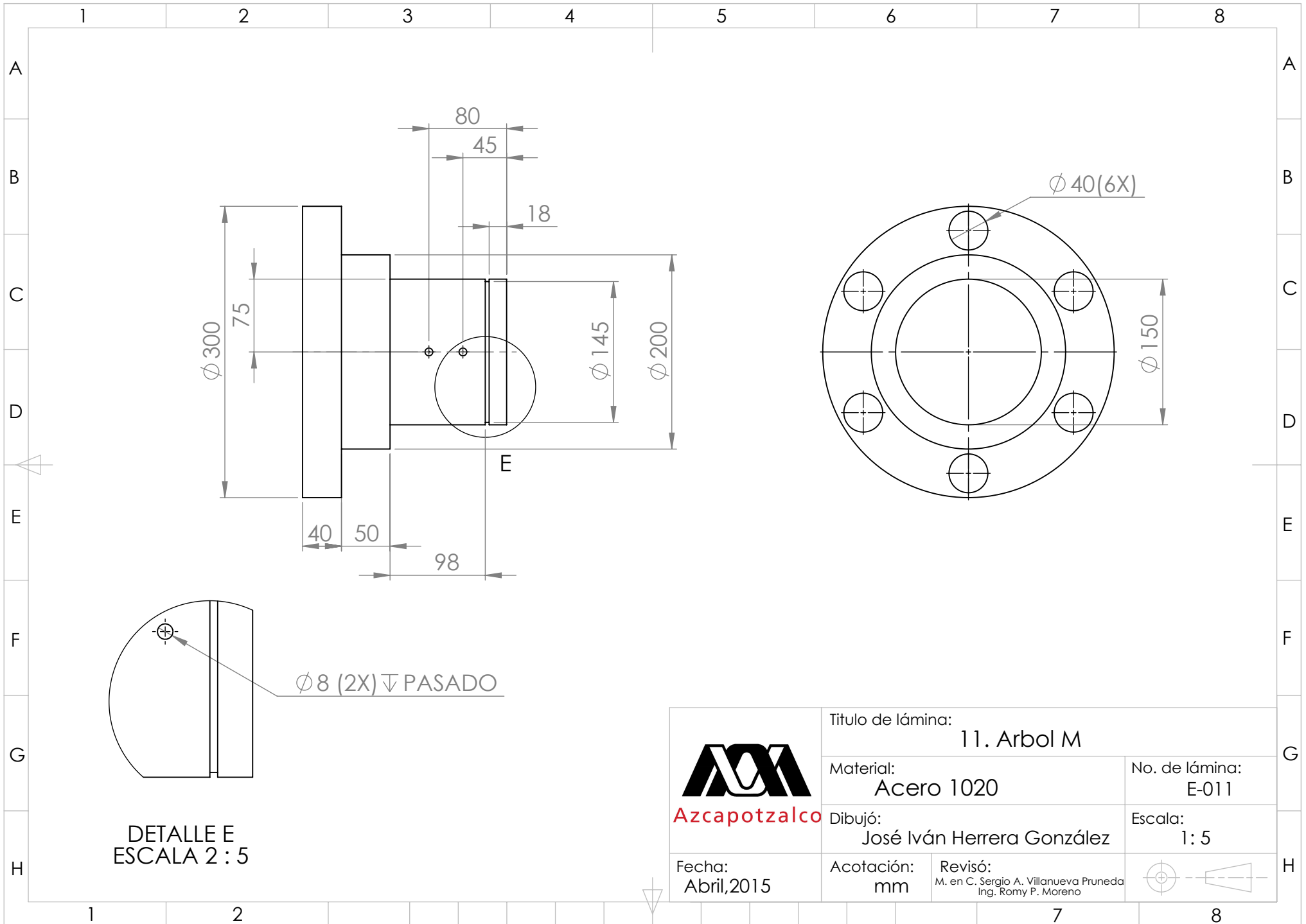
ESCALA  
1: 100


 <b>Azcapotzalco</b>	Titulo de lámina: <h3>Góndola</h3>		No. de lámina: E-009
	Dibujó: <b>Gerardo Rojas Rodríguez</b>		
Fecha: <b>Abril, 2015</b>	Acotación: mm	Revisó: M. en C. Sergio A. Villanueva Pruneda Ing. Romy P. Moreno	

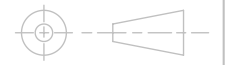


 <b>Azcapotzalco</b>	Titulo de lámina: <b>10. Arbol MP</b>	
	Material: <b>Acero 1020</b>	No. de lámina: <b>E-010</b>
Dibujó: <b>José Iván Herrera González</b>	Escala: <b>1:5</b>	
Fecha: <b>Abril,2015</b>	Acotación: <b>mm</b>	Revisó: M. en C. Sergio A. Villanueva Pruneda Ing. Romy P. Moreno

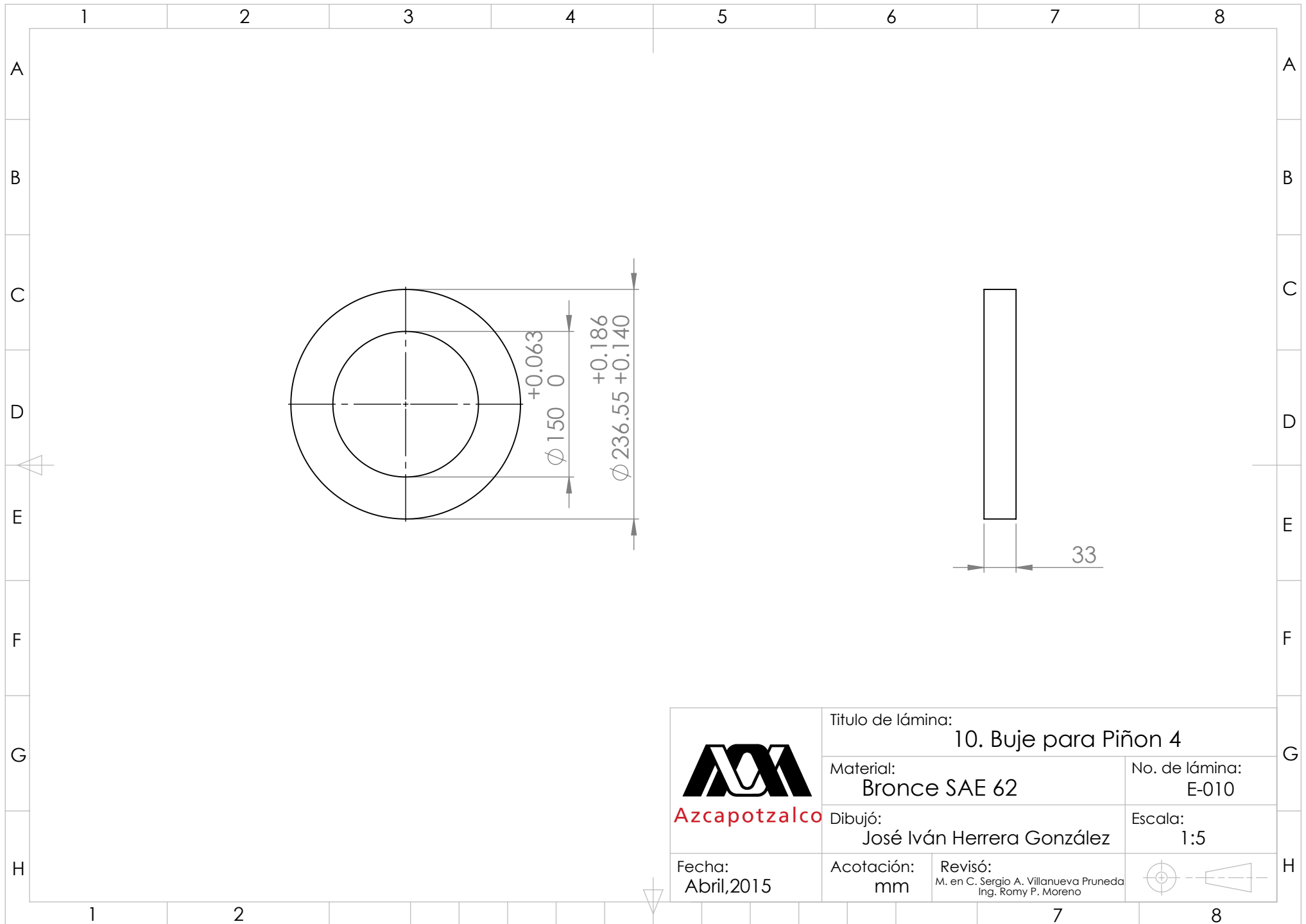





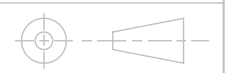
 <b>Azcapotzalco</b>	Titulo de lámina: <b>11. Arbol M</b>	
	Material: <b>Acero 1020</b>	No. de lámina: <b>E-011</b>
Fecha: <b>Abril, 2015</b>	Dibujó: <b>José Iván Herrera González</b>	Escala: <b>1: 5</b>
	Acotación: <b>mm</b>	Revisó: M. en C. Sergio A. Villanueva Pruneda Ing. Romy P. Moreno

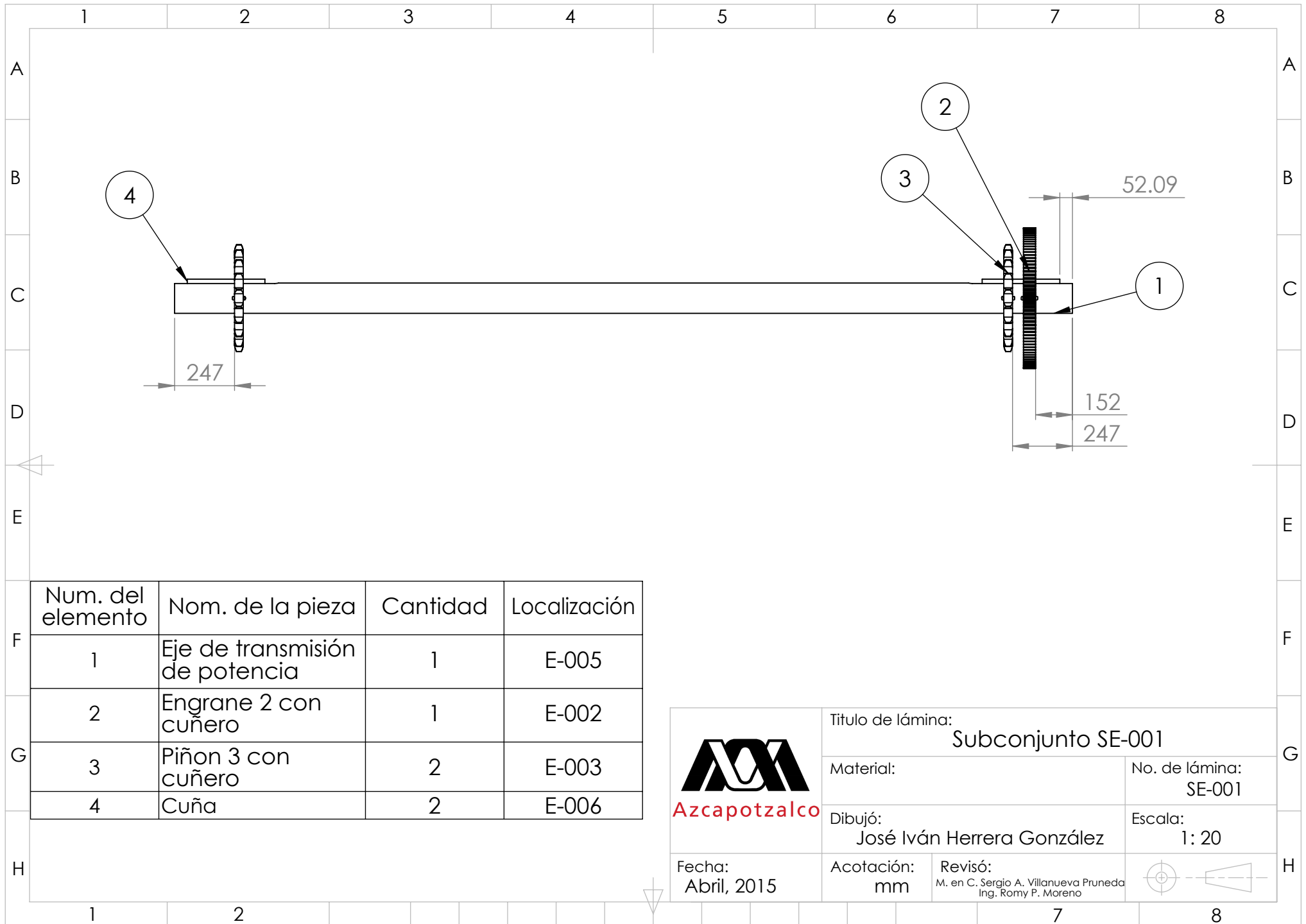







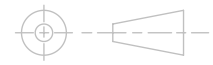
 <b>Azcapotzalco</b>	Título de lámina: <b>10. Buje para Piñon 4</b>	
	Material: <b>Bronce SAE 62</b>	No. de lámina: <b>E-010</b>
Dibujó: <b>José Iván Herrera González</b>	Escala: <b>1:5</b>	
Fecha: <b>Abril, 2015</b>	Acotación: <b>mm</b>	Revisó: M. en C. Sergio A. Villanueva Pruneda Ing. Romy P. Moreno

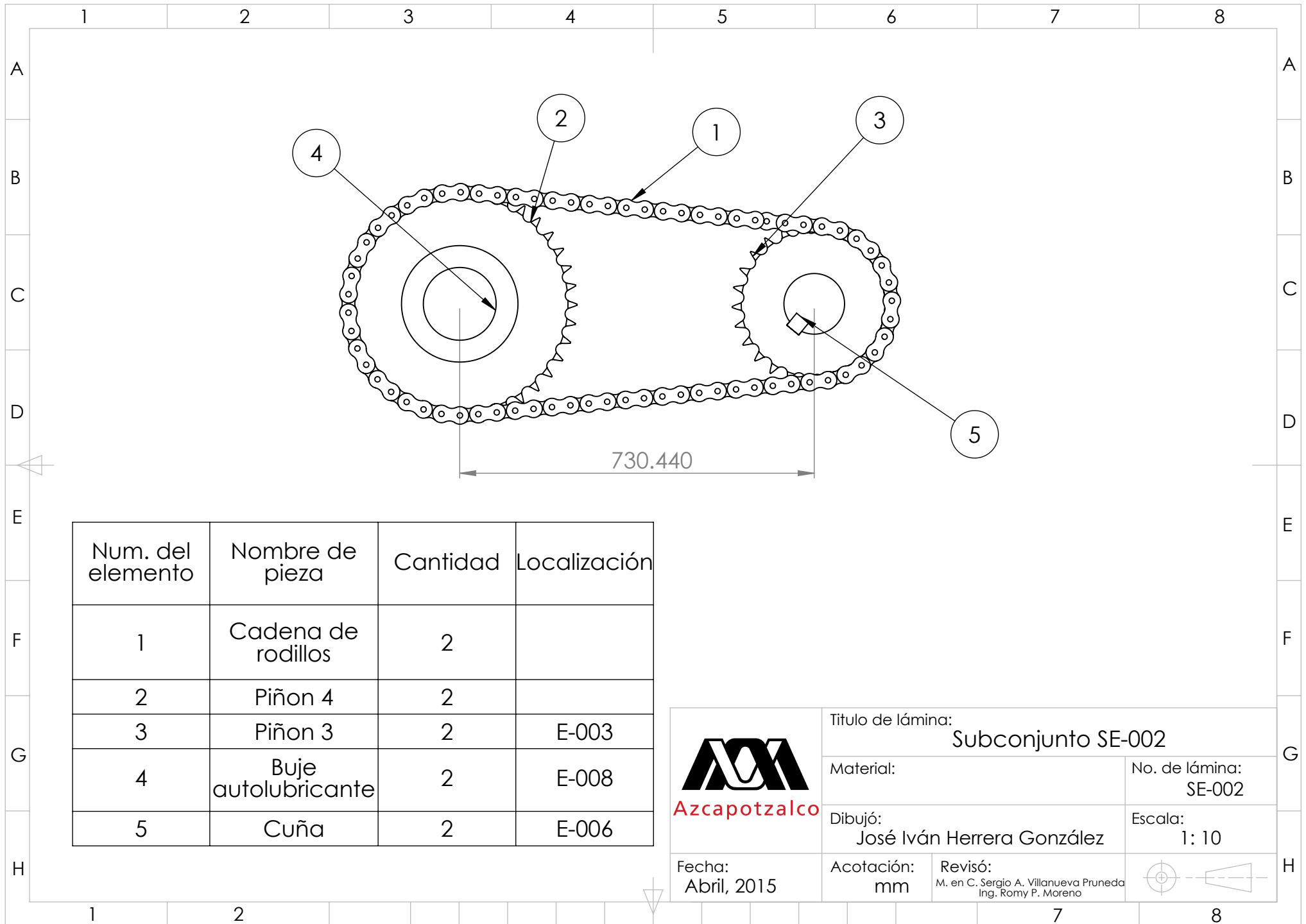





Num. del elemento	Nom. de la pieza	Cantidad	Localización
1	Eje de transmisión de potencia	1	E-005
2	Engrane 2 con cuñero	1	E-002
3	Piñon 3 con cuñero	2	E-003
4	Cuña	2	E-006

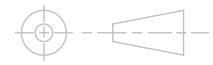
 <b>Azcapotzalco</b>	Título de lámina: <b>Subconjunto SE-001</b>	
	Material:	No. de lámina: <b>SE-001</b>
Dibujó: <b>José Iván Herrera González</b>		Escala: <b>1: 20</b>
Fecha: <b>Abril, 2015</b>	Acotación: <b>mm</b>	Revisó: M. en C. Sergio A. Villanueva Pruneda Ing. Romy P. Moreno

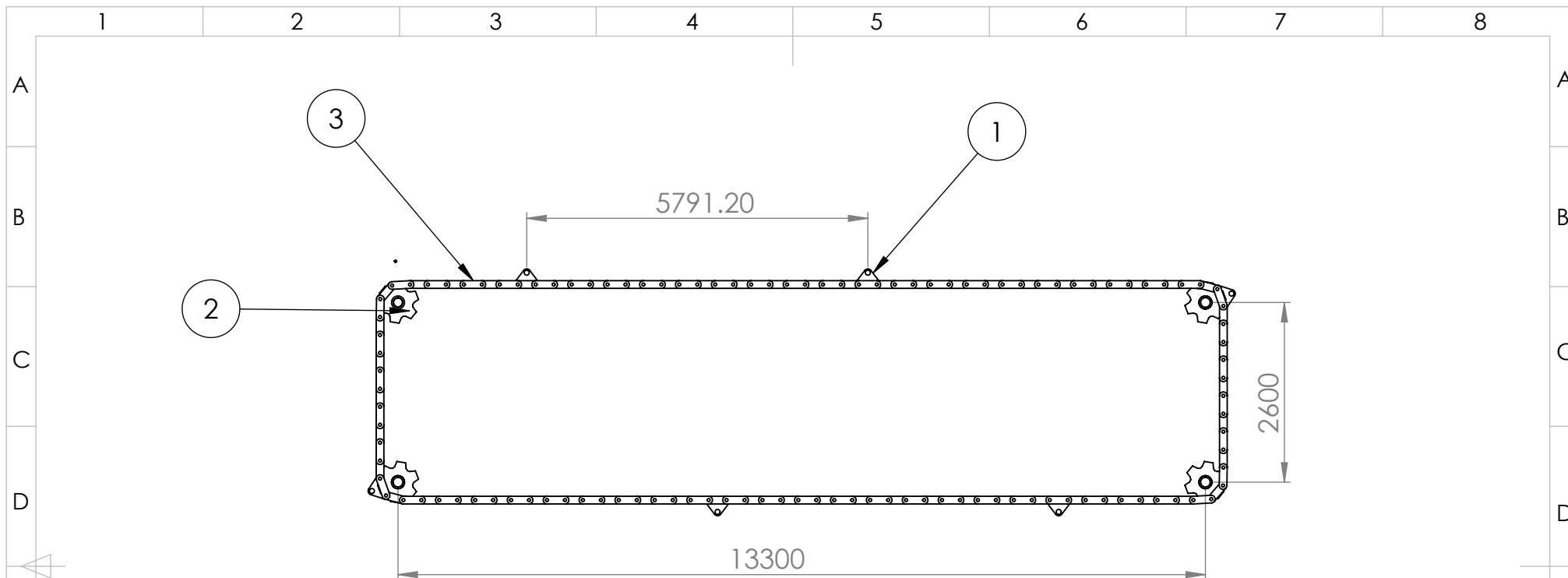




Num. del elemento	Nombre de pieza	Cantidad	Localización
1	Cadena de rodillos	2	
2	Piñon 4	2	
3	Piñon 3	2	E-003
4	Buje autolubricante	2	E-008
5	Cuña	2	E-006


 <b>Azcapotzalco</b>	Título de lámina: <b>Subconjunto SE-002</b>	
	Material:	No. de lámina: <b>SE-002</b>
Dibujó: <b>José Iván Herrera González</b>		Escala: <b>1: 10</b>
Fecha: <b>Abril, 2015</b>	Acotación: <b>mm</b>	Revisó: M. en C. Sergio A. Villanueva Pruneda Ing. Romy P. Moreno



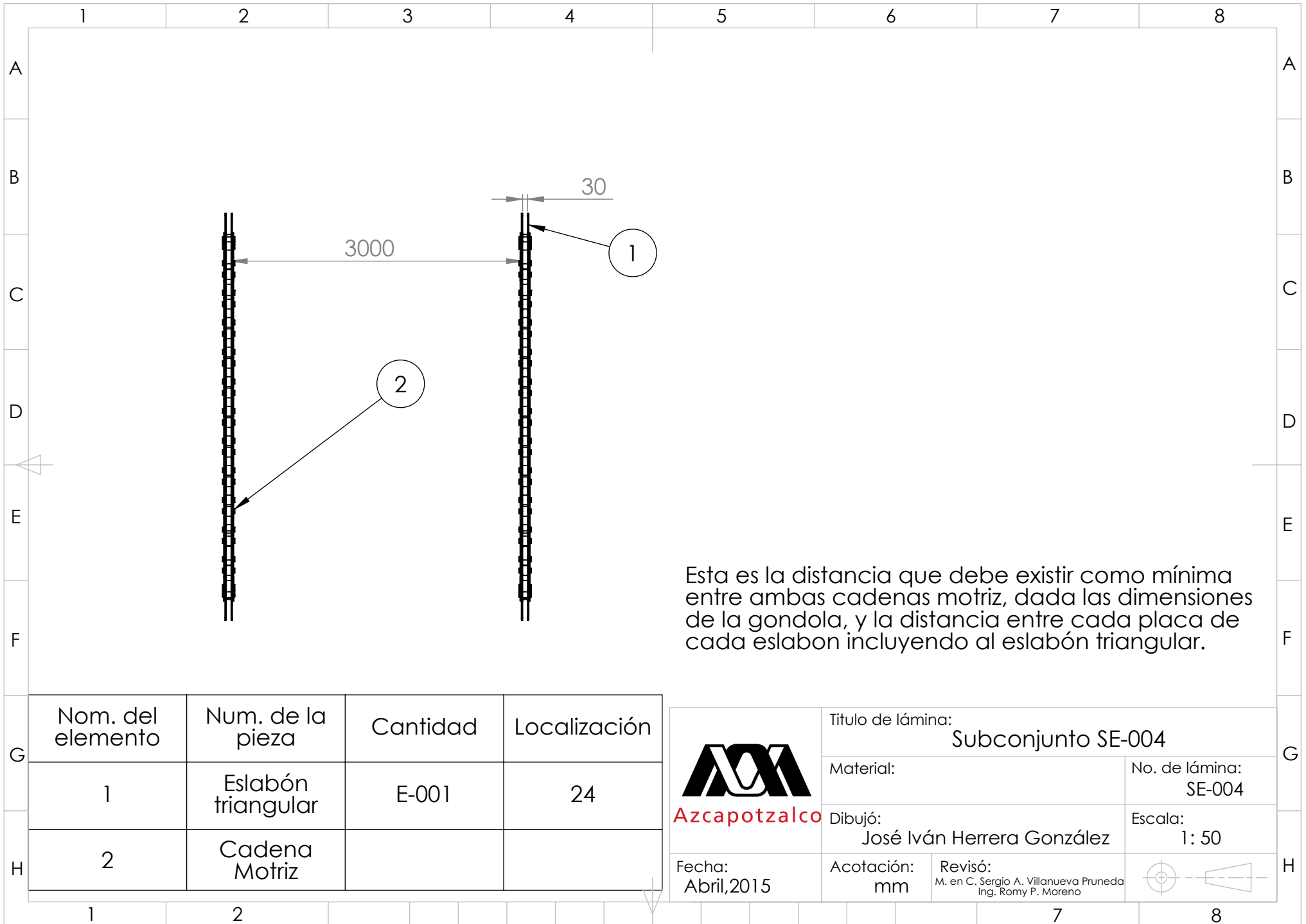


Num. del elemento	Nombre de pieza	Cantidad	Localización
1	Eslabón triangular	24	E-004
2	Engrane Motor	8	E-004
3	Cadena Motriz	2	

Nota: estas distancias entre centros debe existir como mínima para que las góndolas se puedan desplazar libremente.


 <b>Azcapotzalco</b>	Título de lámina: <b>Subconjunto SE-003</b>	
	Material:	No. de lámina: <b>SE-003</b>
Dibujó: <b>José Iván Herrera González</b>	Escala: <b>1:100</b>	
Fecha: <b>Abril, 2015</b>	Acotación: <b>mm</b>	Revisó: M. en C. Sergio A. Villanueva Pruneda Ing. Romy P. Moreno



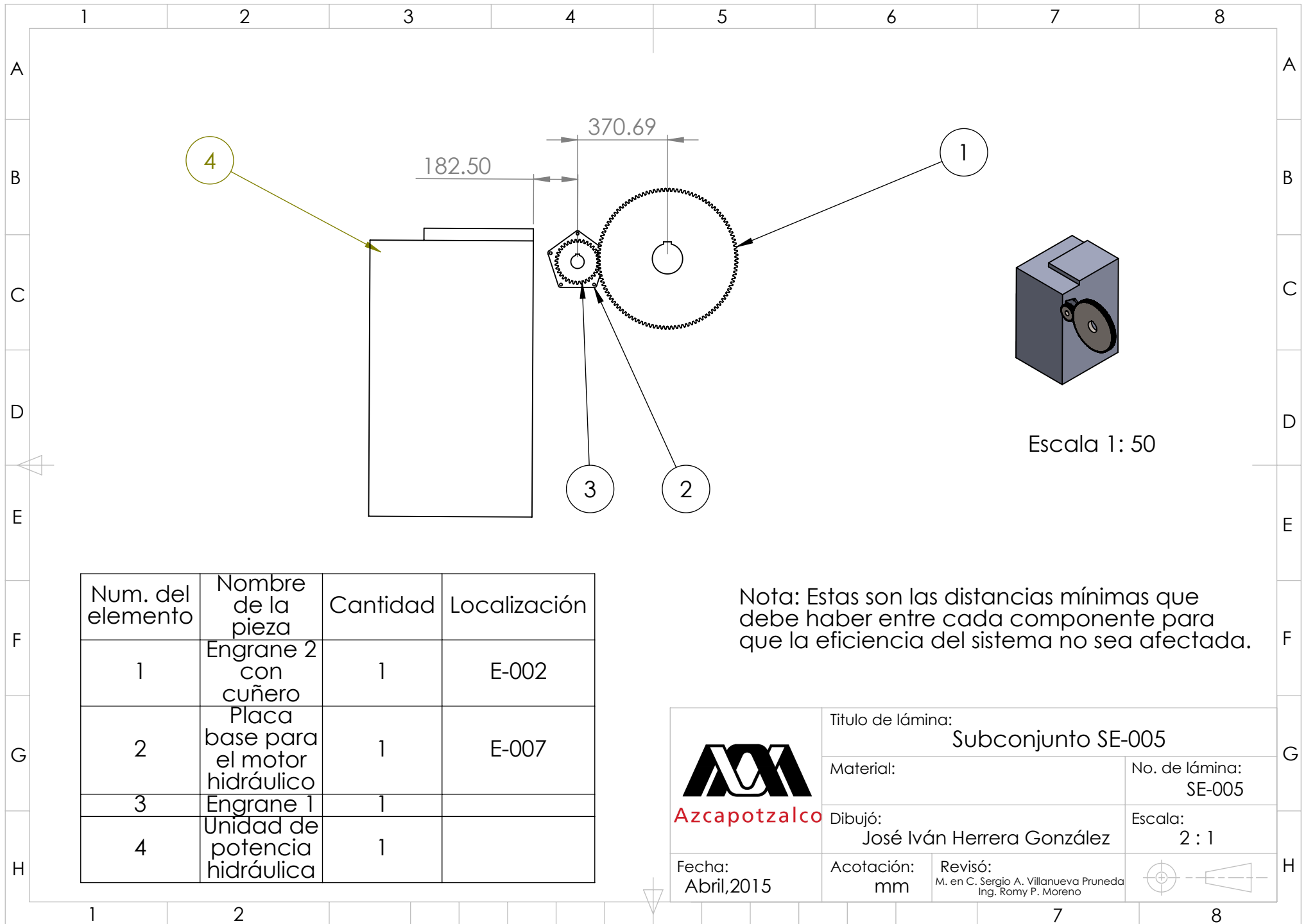


Esta es la distancia que debe existir como mínima entre ambas cadenas motriz, dada las dimensiones de la gondola, y la distancia entre cada placa de cada eslabon incluyendo al eslabón triangular.

Nom. del elemento	Num. de la pieza	Cantidad	Localización
1	Eslabón triangular	E-001	24
2	Cadena Motriz		



 <b>Azcapotzalco</b>	Titulo de lámina: <b>Subconjunto SE-004</b>	
	Material:	No. de lámina: <b>SE-004</b>
	Dibujó: <b>José Iván Herrera González</b>	Escala: <b>1: 50</b>
Fecha: <b>Abril, 2015</b>	Acotación: <b>mm</b>	Revisó: M. en C. Sergio A. Villanueva Pruneda Ing. Romy P. Moreno

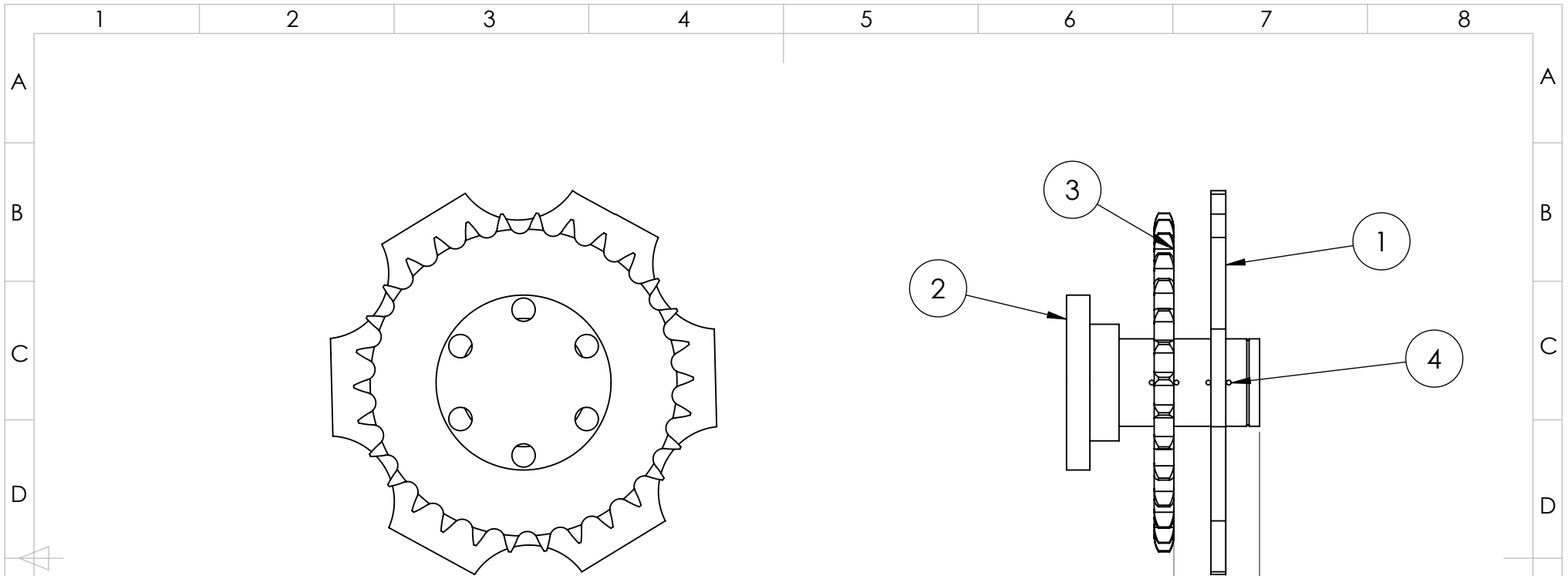





Num. del elemento	Nombre de la pieza	Cantidad	Localización
1	Engrane 2 con cuñero	1	E-002
2	Placa base para el motor hidráulico	1	E-007
3	Engrane 1	1	
4	Unidad de potencia hidráulica	1	

Nota: Estas son las distancias mínimas que debe haber entre cada componente para que la eficiencia del sistema no sea afectada.

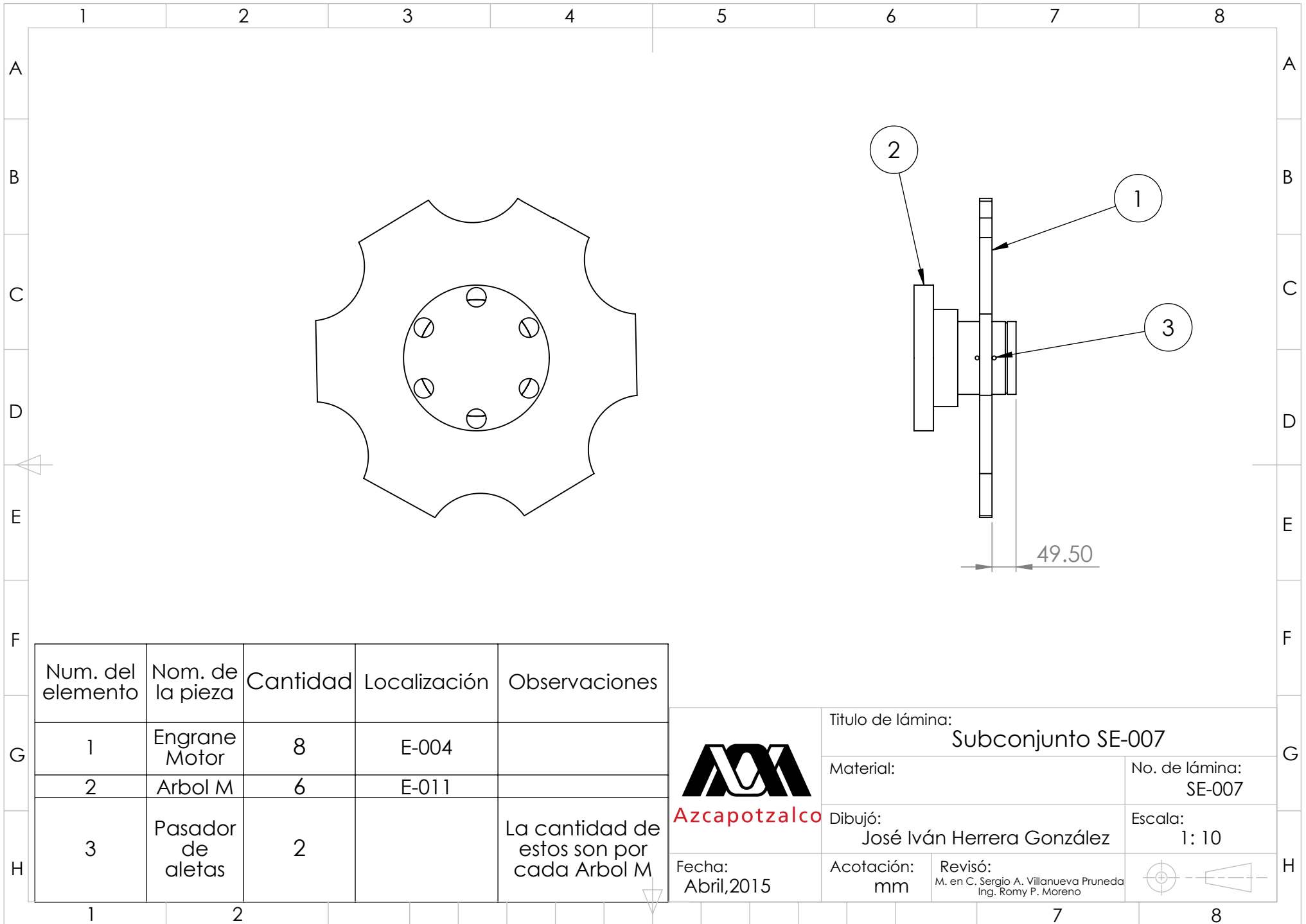
 <b>Azcapotzalco</b>	Título de lámina: <b>Subconjunto SE-005</b>	
	Material:	No. de lámina: <b>SE-005</b>
Fecha: <b>Abril, 2015</b>	Dibujó: <b>José Iván Herrera González</b>	Escala: <b>2 : 1</b>
Acotación: <b>mm</b>	Revisó: M. en C. Sergio A. Villanueva Pruneda Ing. Romy P. Moreno	



Num. del elemento	Nom. de la pieza	Cantidad	Localización	Observaciones
1	Engrano Motor	8	E-004	
2	Arbol PM	2	E-010	
3	Plñon 4	2		
4	Pasador de aletas	6		La cantidad de estos son por cada Arbol PM

 <b>Azcapotzalco</b>	Título de lámina: <b>Subconjunto SE-006</b>	
	Material:	No. de lámina: <b>SE-006</b>
Dibujó: <b>José Iván Herrera González</b>	Escala: <b>1: 10</b>	
Fecha: <b>Abril, 2015</b>	Acotación: <b>mm</b>	Revisó: M. en C. Sergio A. Villanueva Pruneda Ing. Romy P. Moreno



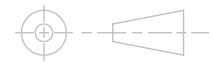


Num. del elemento	Nom. de la pieza	Cantidad	Localización	Observaciones
1	Engrane Motor	8	E-004	
2	Arbol M	6	E-011	
3	Pasador de aletas	2		La cantidad de estos son por cada Arbol M

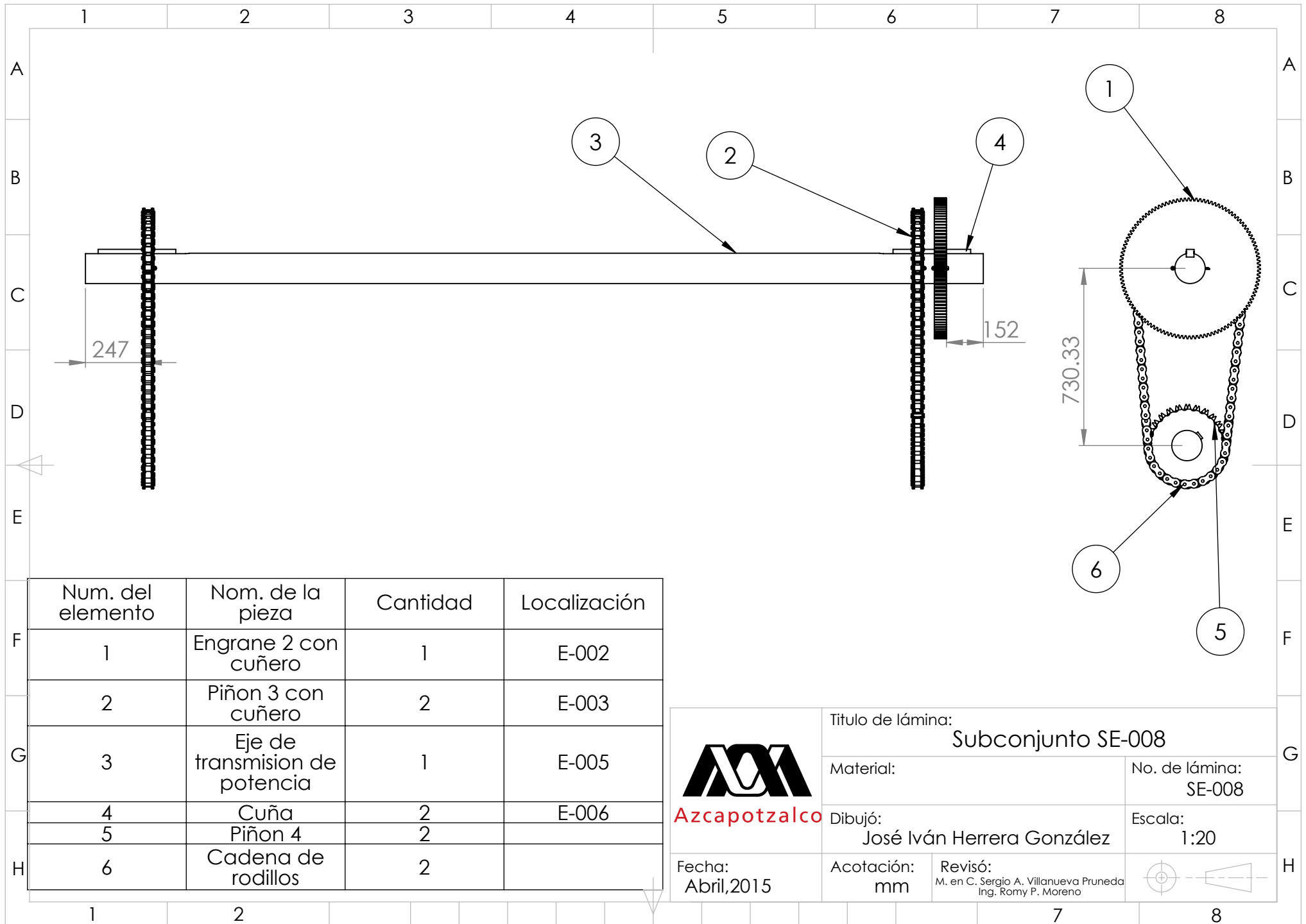


**Azcapotzalco**


Titulo de lámina: <b>Subconjunto SE-007</b>	
Material:	No. de lámina: SE-007
Dibujó: José Iván Herrera González	
Fecha: Abril, 2015	Escala: 1: 10
Acotación: mm	Revisó: M. en C. Sergio A. Villanueva Pruneda Ing. Romy P. Moreno

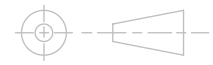


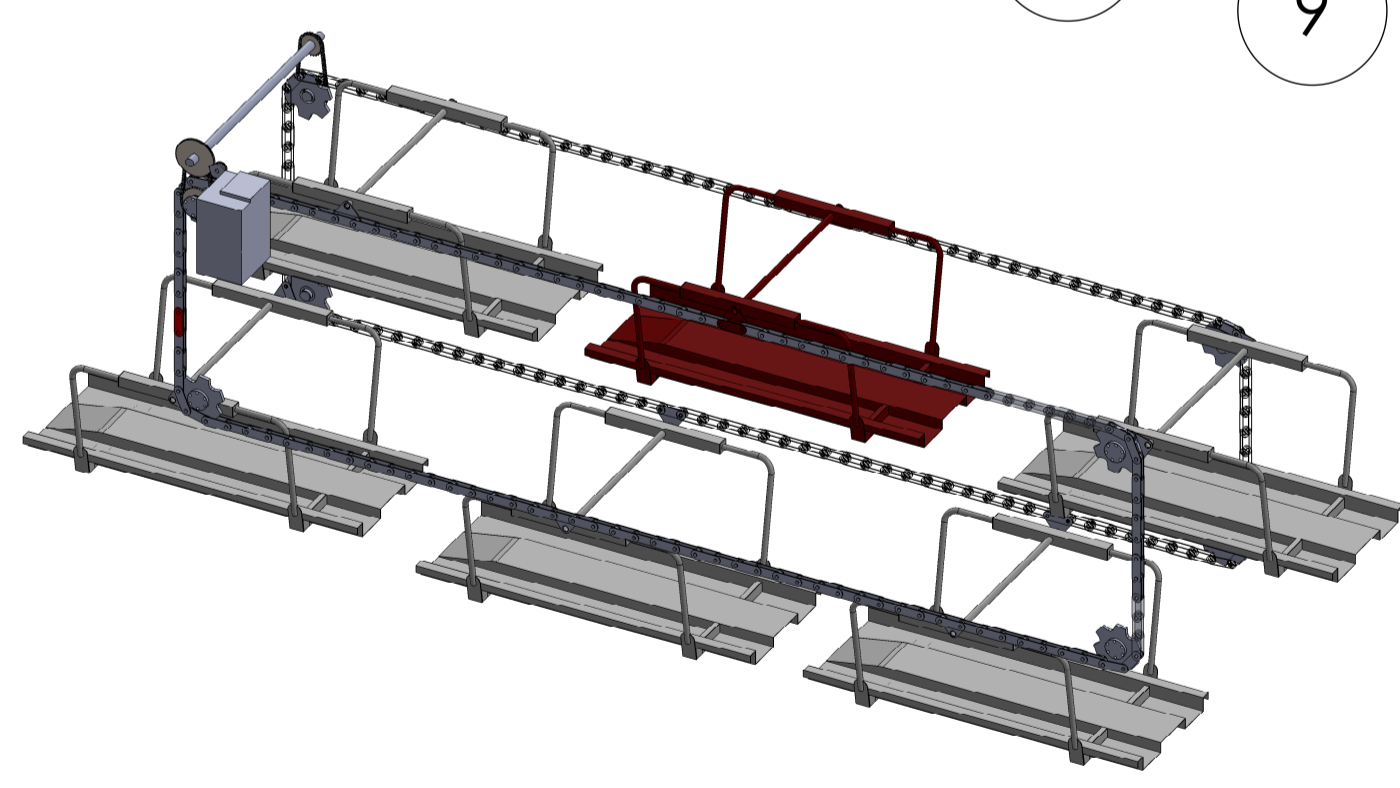
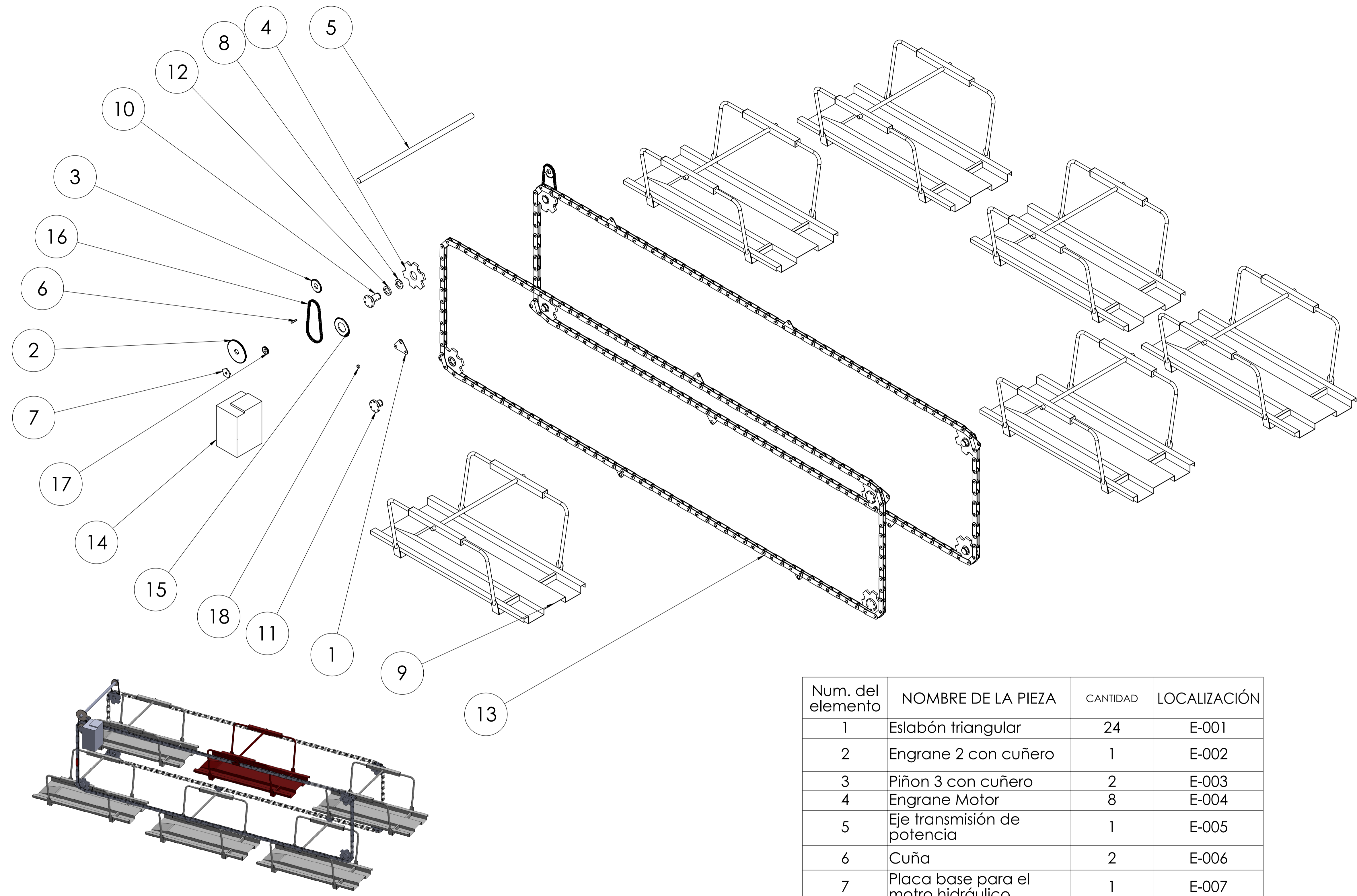




Num. del elemento	Nom. de la pieza	Cantidad	Localización
1	Engrane 2 con cuñero	1	E-002
2	Piñon 3 con cuñero	2	E-003
3	Eje de transmision de potencia	1	E-005
4	Cuña	2	E-006
5	Piñon 4	2	
6	Cadena de rodillos	2	


 <b>Azcapotzalco</b>	Titulo de lámina: <b>Subconjunto SE-008</b>	
	Material:	No. de lámina: <b>SE-008</b>
Dibujó: <b>José Iván Herrera González</b>		Escala: <b>1:20</b>
Fecha: <b>Abril,2015</b>	Acotación: <b>mm</b>	Revisó: M. en C. Sergio A. Villanueva Pruneda Ing. Romy P. Moreno





ESCALA  
1:100

Num. del elemento	NOMBRE DE LA PIEZA	CANTIDAD	LOCALIZACIÓN
1	Eslabón triangular	24	E-001
2	Engrane 2 con cuñero	1	E-002
3	Piñon 3 con cuñero	2	E-003
4	Engrane Motor	8	E-004
5	Eje transmisión de potencia	1	E-005
6	Cuña	2	E-006
7	Placa base para el motro hidráulico	1	E-007
8	Buje para Engrane Motor	8	E-008
9	Góndola	1	E-009
10	Arbol PM	2	E-010
11	Arbol M	6	E-011
12	Buje para Piñon 4	2	E-012
13	Cadena Motriz	2	
14	Unidad de potencia hidráulica	1	
15	Piñon 4	1	
16	Cadena de rodillos	2	
17	Engrane 1	2	
18	Buje para eslabón	2	



**Azcapotzalco**

Fecha: ABRIL, 2015

Revisó: M. en C. Sergio A. Villarueva Pineda (Ing. Román Pérez Moreno)

Título de lámina: Explosionado de Proyecto

Material:

Dibujó: José Iván Herrera González

No de lámina: E-013

Escala: 1: 50

### 5.11 Simulación cinemática del mecanismo diseñado

En este trabajo se presentan dos videos que demuestran la simulación del mecanismo, con el objetivo representar el traslado de las góndolas y dejar en claro que las dimensiones logradas durante los cálculos, de cada componente, logran este objetivo.

Los videos se incluyen en el mismo CD que se entrega en este trabajo y los nombres son:

Video 1.wmv

Video 2.wmv

## 6. Conclusiones

Este proyecto se planteó para resolver una problemática en las grandes ciudades, que son los estacionamientos, por lo que aquí se abordó una solución factible aprovechando los espacios, como se mencionó a lo largo este proyecto.

El sistema de estacionamiento vertical requiere de un conjunto complejo de especialidades para que pueda desarrollarse un diseño óptimo, sin embargo es importante mencionar que se logró cumplir con los objetivos planteados al inicio de la propuesta.

Con respecto a los objetivos, se obtuvieron los elementos mecánicos necesarios para la transmisión de potencia, esto implicó que se desarrollaran de forma exhaustiva los cálculos a fin de obtener los aspectos importantes de cada componente, que se encuentran dentro del sistema mecánico. Esto es; en un principio el sistema demandaba que el motor entregara una potencia enorme a una velocidad angular baja, por lo que el motor tendría que ser de una capacidad asombrosa, que aun así no entregaría la potencia a la velocidad requerida, para ello se procedió a desarrollar un sistema mecánico capaz de multiplicar tantas veces sea necesario la potencia a modo que satisfaga la requerida. El sistema mecánico que se desprendió de esta necesidad lo componen los engranes, las ruedas dentadas junto con sus respectivas cadenas, el motor hidráulico, la unidad de potencia, que todos ellos se mencionan a lo largo del texto.

La simulación, que viene integrada en un video dentro de este trabajo, demuestra otro de los objetivos logrados: mediante el software SolidWorks, simular el movimiento del mecanismo que permita el desplazamiento de las góndolas, donde se pudiera apreciar su movimiento libre sin estropeos.

Cabe señalar que sería complementario realizar un trabajo respecto a la estructura, ya que es otro tema posterior a abordar, además que también es de gran importancia saber dónde descansará todo el sistema mecánico. Por ello es que se inició con esta parte del proyecto, ya que para saber que estructura será la óptima, era necesario saber que componentes estarían dentro de esto. Esto contempla al sistema mecánico de transmisión así también como el diseño de la góndola desarrollada en el proyecto “Contenedor de automóviles para

la estructura de un estacionamiento rotatorio con sistema mecánico” realizada por Gerardo Rojas Rodríguez.

Se puede concluir que estos sistemas serán óptimos y viables para los lugares comerciales donde cada vez más se incrementa la población, con ello la demanda de espacios para el aparcamiento del automóvil, pues en un principio será costoso pero como todo sistema mecánico, con un buen mantenimiento, será redituable.

## 7. Referencias Bibliográficas

- [1] Novoa Domínguez A. y Quijada Camacho F. J. (2008). “Propuesta de multi-estacionamientos privados equipados con sistema automático de elevación para automóviles, enfocado a unidades habitacionales”. (Tesis de licenciatura). Instituto Politécnico Nacional. México Df.
- [2] González Monroy J. G. (2008). “Sistema automatizado para el control de embotellado”. (Tesis de licenciatura). Instituto Politécnico Nacional. México Df.
- [3] Valencia Bastidas J. D. (2013). “Diseño de un transportador aéreo para material agrícola”. (Proyecto de Grado). Universidad Tecnológica de Pereira. Colombia Pereira.
- [4] Manuel Vicente. (1983) Análisis y solución del problema de estacionamiento en el centro de las ciudades. “Consejo Superior de Investigaciones Científicas”, de <http://informesdelaconstruccion.revistas.csic.es/index.php/informesdelaconstruccion/article/viewFile/2029/2230>.
- [5] Mishra Kumar a. (2012) “Tiempo de eficiencia de un análisis sistema automático de aparcamiento”. Universidad del Estado de California. (Maestría en Ciencias en Ingeniería Mecánica). Estados Unidos de América.
- [6] BendPak, nd, de <http://www.bendpak.com.mx/elevadores-de-autos/rampas-de-dos-postes/xpr-18c-192.aspx>
- [7] BendPak, nd, de <http://www.bendpak.com.mx/elevadores-de-autos/rampas-de-cuatro-postes/>
- [8] Contratistas y Servicios Profesionales (2015). Tecnología inteligente. Recuperado de [http://mexparking.mx/quienes\\_somos.html](http://mexparking.mx/quienes_somos.html)
- [9] Aragón González G., Canales Palma A., León Galicia A, (2014). *Introducción a la Potencia Fluida*. México: Reverté.
- [10] Directy Industry, nd, de <http://www.directindustry.es/prod/aignep/actuadores-neumaticos-desplazadoras-doble-efecto-20091-889221.html>

- [11] Diprax, nd, de <http://www.diprax.es/hidraulica/actuadores-giro-hidraulicos/>
- [12] Hidraulica práctica, nd, de <http://hidraulicapractica.com/videos/videos/motorengranajes.htm>
- [13] Hawe Hydraulik, nd, de <http://hawe.cohimar.com/hawe-bombas.php>
- [14] Wikifab, nd, de [http://wikifab.dimf.etsii.upm.es/wikifab/index.php?title=Tarea\\_7\\_05225&redirect=no](http://wikifab.dimf.etsii.upm.es/wikifab/index.php?title=Tarea_7_05225&redirect=no)
- [15] Sobitec, nd, de <http://www.sobitec.com/index.php?nombre=Categorias&area=176&seccion=429>
- [16] Robert L. Mott. (2006). *Diseño de elementos de máquinas*. Pearson Educación de México. México.
- [17] Ferromaq, nd, de <http://www.ferromaq.com.ar/es/repuestos/engranajes>
- [18] Suministros Industriales RAF, nd, de <http://sumiraf.blogspot.mx/p/sistema-de-conversion-de-cadenas-para.html>
- [19] <http://www.directindustry.es/prod/tsubakimoto-chain/cadenas-transportadoras-tratamiento-residuos-5083-536330.html>
- [20] Renold, nd, de [http://www.renold.com/upload/renoldswitzerland/Conveyor\\_Chain\\_-\\_Designer\\_Guide.pdf](http://www.renold.com/upload/renoldswitzerland/Conveyor_Chain_-_Designer_Guide.pdf)
- [21] Bea Transmisión, nd, de <http://www.beatransmision.com/es/catalogo-industrial/categoria,transmision-pinon-cadena/categoria,pinones/>
- [22] Renold, n. d., obtenido de <http://www.renold.com>
- [23] Lenciclopedia libre, nd, de [http://es.wikipedia.org/wiki/Anexo:Modelos\\_de\\_autom%C3%B3viles\\_por\\_tipo](http://es.wikipedia.org/wiki/Anexo:Modelos_de_autom%C3%B3viles_por_tipo)
- [24] Rexroth Bosch Group, n. d., obtenido de <http://www.boschrexroth.com/bri>.
- [25] Casillas A.L. Máquinas Cálculos de Taller, España.
- [26] Sur metal, nd, de <http://www.surmetalweb.com.ar/catalogo-no-ferrosos-bronce.html>

[27] Parker, nd, de

<http://www.parker.com/portal/site/PARKER/menuitem.b90576e27a4d71ae1bfcc510237ad1ca/?vgnextoid=c38888b5bd16e010VgnVCM1000000308a8c0RCRD&vgnextfmt=default>

[28] Hidraulica dei Segura SL., nd, de <http://www.hidraulicadelsegura.es/>

[29] Cross Morse, nd, de <http://www.crossmorse.com/index2.html?main.asp&0>

[30] Rexnord, nd, de <http://www.rexnord.com/Pages/Home.aspx#3>

[31] American Chain Association, nd, de <http://www.copybook.com/construction/american-chain-association-aca>

[32] SKF, nd, de <http://www.skf.com/mx/index.html>

[33] Ferreteria Santa Engracia S.A., nd, de

<http://www.ferreteriasantaengracia.com/01tornilleria/00torn.htm>



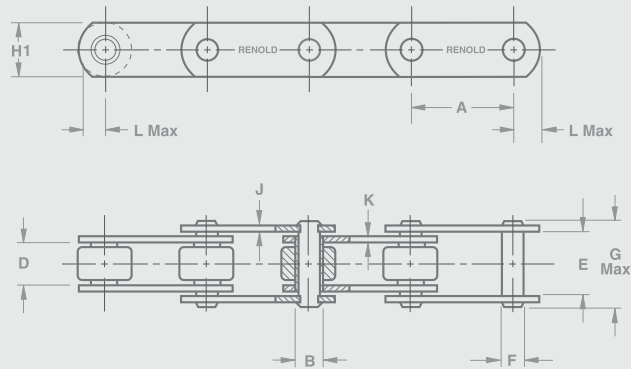
## APENDICES

Ordenados secuencialmente de Apéndice 1 hasta Apéndice 12.

# Elevator Chain

## BS 4116 Part 4

Section 1



Chain	Technical Details (mm)														
B.S. Series Ref	Breaking Load lbf	Breaking Load (Newtons)	Pitch Inch MIN	Pitch Inch MAX	Pitch mm MIN	Pitch mm MAX	Bush Dia MAX	Inside Width Inner MIN	Inside Width Outer MIN	Pin Diam MAX	Pin Length MAX	Plate Height	Width Outer	Width Inner	Head MAX

### BS Elevator Chain- Solid Bearing Pin

			A	A	A	A	B	D	E	F	G	H1	J	K	L
35033	7500	33000	1.5	6.0	38.1	152.4	18.0	15.0	25.4	14.0	38.0	25.4	3.8	3.8	15.0
45067	15000	67000	2.0	9.0	50.8	228.6	23.6	19.0	32.5	19.0	46.0	38.1	3.8	5.1	22.1
55134	30000	134000	3.5	12.0	88.9	304.8	33.2	25.4	43.0	26.9	60.0	51.0	5.1	7.1	29.7
65200	45000	200000	5.0	18.0	127.0	457.2	38.1	38.1	59.0	31.8	82.0	61.0	7.6	8.9	34.8
75267	60000	267000	6.0	18.0	152.4	457.2	38.1	38.1	59.0	23.0	80.0	61.0	7.6	8.9	34.8
85400	90000	400000	6.0	24.0	152.4	609.6	38.1	38.1	66.3	29.4	94.0	63.5	10.0	13.0	35.8

The dimensions listed will not vary with pitch size for each given breaking load.  
 Stainless steel and zinc plated chains are available to order. For mass of chains see page 9.



Informaciones detalladas:  
RS 15228

## Motores a pistones radiales

- Tamaño nominal TN33 a 8200
- Marcha uniforme, también a velocidades de rotación mínimas
- Alta resistencia a choques térmicos
- Buena aptitud para accionamientos regulados
- Cojinetes para vida útil extremadamente alta
- Muy bajo nivel de ruidos

### Tipo MR, MRE

Tamaño nominal	(MR)		33	57	73	93	110	125	160	190
Cilindrada	$V_g$	cm <sup>3</sup>	32,1	56,4	72,6	92,6	109	124,7	160	192
Presión de servicio continua	$p_{max}$	bar	250	250	250	250	250	250	250	250
Potencia	$p_{max}$	kW	10	17	20	25	28	25	30	36
Velocidad de rotación	$n_{max}$	min <sup>-1</sup>	1400	1300	1200	1150	1100	900	900	850
Par de giro	$T_{max}$	Nm	103	195	310	380	445	550	720	870
Masa (aprox.)	$m$	kg	30	30	38	38	38	46	46	46

Tamaño nominal	(MR)		250	300	350	450	600	700	1100	1600
Cilindrada	$V_g$	cm <sup>3</sup>	251	304	349	452	608	707	1126	1598
Presión de servicio continua	$p_{max}$	bar	250	250	250	250	250	250	250	250
Potencia	$p_{max}$	kW	48	53	62	75	84	97	119	144
Velocidad de rotación	$n_{max}$	min <sup>-1</sup>	800	750	600	600	500	500	330	260
Par de giro	$T_{max}$	Nm	1120	1380	1560	2030	2720	3170	5100	7400
Masa (aprox.)	$m$	kg	50	50	77	77	97	97	140	209

Tamaño nominal	(MR)		1800	2400	2800	3600	4500	6500	7000
Cilindrada	$V_g$	cm <sup>3</sup>	1810	2393	2792	3637	4503	6460	6967
Presión de servicio continua	$p_{max}$	bar	250	250	250	250	250	250	250
Potencia	$p_{max}$	kW	153	183	194	185	210	240	250
Velocidad de rotación	$n_{max}$	min <sup>-1</sup>	250	220	215	180	170	130	130
Par de giro	$T_{max}$	Nm	8240	10650	12650	16350	20250	29450	32000
Masa (aprox.)	$m$	kg	209	325	325	508	508	800	800

Tamaño nominal	(MRE)		330	500	800	1400	2100	3100	5400	8200
Cilindrada	$V_g$	cm <sup>3</sup>	332,4	498	804	1369	2091	3104	5401	8226
Presión de servicio continua	$p_{max}$	bar	210	210	210	210	210	210	210	210
Potencia	$p_{max}$	kW	49	70	93	102	148	190	210	250
Velocidad de rotación	$n_{max}$	min <sup>-1</sup>	750	600	450	280	250	200	160	130
Par de giro	$T_{max}$	Nm	1250	1880	3020	5160	7850	11700	20600	32500
Masa (aprox.)	$m$	kg	50	77	97	145	221	329	512	810

**Performance Data – Maximum Working Pressures**

- \*\*\*\* Represents maximum operating pressure with pump/motor combination. This will be the maximum relief valve or compensator setting.
- \*\*\*\*\* Represents maximum operating pressure with pump/motor combination. When used on power unit products this will represent a 206.8 Bar (3000 PSI) relief valve or compensator setting.

**D & H-Pak - Pump/Motor Combinations Maximum Operating Pressure Bar (PSI)**

Pump Code Flow at 1725 RPM LPM (GPM)	Motor KW (HP)										
	.37 (.5)	.60 (.75)	.75 (1)	1.1 (1.5)	1.5 (2)	2.2 (3)	3.7 (5)	5.6 (7.5)	7.5 (10)	11.2 (15)	14.9 (20)
	Max Operating Pressure (Theoretical)										
3.4 (0.9)	55.8(810)	84.1(1220)	111.7(1620)	167.5(2430)	<b>223.4(3240)</b>						
4.9 (1.3)	40.0(580)	60.0(870)	80.0(1160)	119.3(1730)	159.3(2310)	<b>239.2(3470)</b>					
6.8 (1.8)	29.6(430)	44.1(640)	59.3(860)	88.3(1280)	118.6(1720)	177.2(2570)	<b>275.0(3988)</b>				
8.7 (2.3)	22.8(330)	34.5(500)	46.2(670)	69.0(1000)	92.4(1340)	138.6(2010)	<b>231.0(3350)</b>				
10.2 (2.7)	20.0(290)	30.3(440)	40.0(580)	60.0(870)	80.7(1170)	120.7(1750)	201.3(2920)	<b>275.0(3988)</b>			
12.1 (3.2)	15.9(230)	24.1(350)	31.7(460)	48.3(700)	64.1(930)	96.5(1400)	160.6(2330)	<b>241.3(3500)</b>			
17.0 (4.5)	11.0(160)	17.2(250)	22.8(330)	33.8(490)	45.5(660)	69.0(1000)	115.1(1670)	172.4(2500)	<b>228.9(3320)</b>		
19.3 (5.1)	10.3(150)	15.2(220)	20.7(300)	30.3(440)	40.7(590)	61.4(890)	102.0(1480)	153.1(2220)	204.1(2960)	<b>275.0(3988)</b>	
23.8 (6.3)	8.3(120)	12.4(180)	16.5(240)	24.8(360)	33.1(480)	49.6(720)	82.7(1200)	124.1(1800)	165.5(2400)	<b>248.2(3600)</b>	
30.7 (8.1)		9.7(140)	12.4(180)	18.6(270)	24.8(360)	37.2(540)	62.7(910)	93.8(1360)	125.5(1820)	187.5(2720)	<b>251.0(3640)</b>
35.6 (9.4)		8.3(120)	11.0(160)	16.5(240)	21.4(310)	32.4(470)	53.8(780)	81.4(1180)	108.2(1570)	162.0(2350)	<b>215.8(3130)</b>
46.6 (12.3)			8.3(120)	11.7(170)	15.9(230)	24.1(350)	40.0(580)	60.0(870)	80.0(1160)	120.0(1740)	160.0(2320)

**V-Pak - Pump/Motor Combinations Maximum Operating Pressure Bar (PSI)**

Pump	LPM (GPM) @ 1725 RPM	Motor KW (HP)						
		1.5 (2)	2.2 (3)	3.7 (5)	5.6 (7.5)	7.5 (10)	11.2 (15)	14.9 (20)
PVP16	7.6 (2.0)	72.4(1050)	108.2(1570)	179.3(2600)	<b>266.1(3860)</b>			
PVP16	9.5 (2.5)	64.1(930)	94.5(1370)	155.1(2250)	<b>232.4(3370)</b>			
PVP16	11.4 (3.0)	57.2(830)	84.8(1230)	137.9(2000)	206.8(3000)			
PVP16	13.2 (3.5)	51.7(750)	75.8(1100)	124.1(1800)	184.8(2680)	<b>246.1(3570)</b>		
PVP16	15.1 (4.0)	46.9(680)	68.9(1000)	113.8(1650)	168.2(2440)	<b>223.4(3240)</b>		
PVP16	17.0 (4.5)	43.4(630)	63.4(920)	103.4(1500)	153.8(2230)	204.8(2970)	<b>305.4(4430)</b>	
PVP16	18.9 (5.0)	40.0(580)	58.6(850)	96.5(1400)	142.0(2060)	188.9(2740)	<b>281.3(4080)</b>	
PVP16	20.8 (5.5)	37.9(550)	55.2(800)	89.6(1300)	132.4(1920)	175.1(2540)	<b>261.3(3790)</b>	
PVP16	22.7 (6.0)	35.2(510)	51.7(750)	83.4(1210)	123.4(1790)	163.4(2370)	<b>244.1(3540)</b>	
PVP16	24.6 (6.5)	33.1(480)	48.3(700)	77.9(1130)	115.8(1680)	153.0(2220)	<b>228.2(3310)</b>	
PVP16	26.5 (7.0)	31.0(450)	45.5(660)	73.8(1070)	108.9(1580)	144.8(2100)	<b>215.1(3120)</b>	
PVP33	30.3 (8.0)		41.4(600)	66.2(960)	97.9(1420)	129.6(1880)	193.1(2800)	<b>255.1(3700)</b>
PVP33	32.2 (8.5)		39.3(570)	64.1(930)	93.1(1350)	123.4(1790)	182.7(2650)	<b>242.7(3520)</b>
PVP33	34.1 (9.0)		37.2(540)	60.7(880)	88.9(1290)	117.2(1700)	174.4(2530)	<b>231.0(3350)</b>
PVP33	36.0 (9.5)		35.9(520)	57.9(840)	84.8(1230)	112.4(1630)	166.2(2410)	<b>220.6(3200)</b>
PVP33	37.9 (10.0)		34.5(500)	55.2(800)	81.4(1180)	106.9(1550)	159.3(2310)	206.8(3000)
PVP33	39.7 (10.5)		33.1(480)	53.1(770)	77.9(1130)	102.7(1490)	152.4(2210)	202.7(2940)
PVP33	41.6 (11.0)		31.7(460)	51.0(740)	75.2(1090)	98.6(1430)	146.9(2130)	194.4(2820)
PVP33	43.5 (11.5)		31.0(450)	49.0(710)	72.4(1050)	95.1(1380)	141.3(2050)	186.8(2710)
PVP33	45.4 (12.0)		29.6(430)	47.6(690)	69.6(1010)	91.7(1330)	135.8(1970)	180.0(2610)
PVP33	47.3 (12.5)		29.0(420)	46.2(670)	66.9(970)	88.3(1280)	131.0(1900)	173.7(2520)
PVP33	49.2 (13.0)		28.3(410)	44.8(650)	64.8(940)	85.5(1240)	126.9(1840)	167.5(2430)
PVP33	51.1 (13.5)		26.9(390)	43.4(630)	62.7(910)	82.7(1200)	122.7(1780)	162.0(2350)
PVP33	53.0 (14.0)		26.2(380)	42.1(610)	60.7(880)	80.0(1160)	118.6(1720)	157.2(2280)
PVP33	54.9 (14.5)		25.5(370)	40.7(590)	59.3(860)	77.9(1130)	115.1(1670)	152.4(2210)
PVP33	56.8 (15.0)		24.8(360)	39.3(570)	57.2(830)	75.2(1090)	111.7(1620)	147.5(2140)



# Válvula direccional de 4/3, 4/2 y 3/2 con accionamiento manual

RS 22280-XC-B2/07.09

## Tipo WMM 6...XC

Tamaño nominal 6  
Serie 5X  
Máxima presión de servicio 315 bar  
Caudal máx. 60 l/min



**Equipos ATEX**  
Para zonas potencialmente explosivas

### Parte II Hoja de datos técnicos



#### Indicaciones sobre la protección contra explosiones:

Campo de aplicación según Directiva de protección contra explosiones y tipo de protección

- Campo de aplicación según Directiva 94/9/CE **II2, II2G, II2D, II3G, II3D**
- Tipo de protección de la válvula: c (EN 13463-5:2004-03)

### Lo que debe saber acerca de estas instrucciones de servicio

Estas instrucciones de servicio son válidas para válvulas Rexroth en versión protegida contra explosiones y se compone de las tres partes siguientes:

Parte I Información general RS 07010-X-B1

Parte II Hoja de datos técnicos RS 22280-XC-B2

Parte III Instrucciones específicas del producto RS 22280-XC-B3

**RS 22280-XC-B0**

Encontrará otras informaciones sobre el manejo correcto de productos hidráulicos de Rexroth en nuestro folleto "Información general de productos hidráulicos" RS 07008.

# Válvula reguladora de flujo de 2 vías

**RS 28163/02.09**  
Reemplaza a: 02.03

1/12

## Tipo 2FRM

Tamaño nominal 6  
Serie 3X  
Presión de servicio máxima 315 bar <sup>1)</sup>  
Caudal máximo 32 l/min



H5851+5852

## Índice

Contenido	Página
Características	1
Código de pedido	2
Símbolos	3
Funcionamiento, corte	4 hasta 6
Datos técnicos	7
Curvas características	8
Dimensiones	9 hasta 12

## Características

- Posición de las conexiones según DIN 24340 formato A
- Placas de conexión ver Hoja de Datos RS 45052 (pedido separado)
- Retención por señal externa de la balanza compensadora de presión, opcional
- Como conexión roscada para montaje en el panel de control con rosca de conexión G3/8
- Válvula antirretorno, opcional
- 2 variadores, opcionalmente:
  - botón giratorio con escala
  - botón giratorio con cerradura y escala

Informaciones sobre repuestos disponibles:  
[www.boschrexroth.com/spc](http://www.boschrexroth.com/spc)

<sup>1)</sup> Para empleo con placa intermedia rectificadora hasta 210 bar



# Manguera hidráulica

## CM2T

Manguera hidráulica para  
alta presión.  
Supera EN 857 2SC



											REF.
Módulo	DN	"	"	mm	PSI	MPa	PSI	MPa	mm	kg/100m	N°
-12	19	3/4	1,09	27,8	12300	86,0	3100	21,5	170	81	CM2T12
-16	25	1	1,41	35,8	9400	66,0	2400	16,5	210	115	CM2T16
-4	6	1/4	0,56	14,1	23200	160	5800	40,0	70	31	CM2T04
-5	8	5/16	0,61	15,5	20300	140	5075	35,0	80	35	CM2T05
-6	10	3/8	0,70	17,7	19140	132	4785	33,0	90	42	CM2T06
-8	12	1/2	0,82	20,8	15400	110	4000	27,5	125	51	CM2T08
-10	16	5/8	0,97	24,6	14500	100	3625	25,0	140	70	CM2T10

**Recomendada para:**

Aplicaciones hidráulicas de alta presión.

**Tubo:** NBR (Nitrilo).

**Refuerzo:** Dos mallas trenzadas de alambre de acero de alta resistencia.

**Cubierta:** CR (Cloropreno).

**Temperatura:** De -40°C a +100°C en servicio continuo y hasta +120°C de forma intermitente. Aire: máx. +75°C. Agua: máx. +85°C.

**Normas:** Específica Gates; cumple o supera los requisitos de presión de las normas EN 857 2SC, SAE 100R2AT, ISO/DIS 1436.

**Conexiones:** Tipo G, HA-A y ES-A.

**Características/ventajas:**

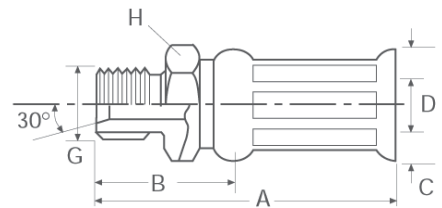
- 70% del radio de curvatura EN 853 2SN bajo una presión de trabajo EN 853 2SN.
- Mayor rendimiento frente a impulsos.
- Peso reducido.
- Fácil de instalar en áreas de espacio reducido.



# Conexión HA/ES - BSP

**MU**

Macho BSP cilíndrico. Cono de 60°.



HA - ES

								REF.
D			G	A	B	C	H	N°
Módulo	DN	"		mm	mm	mm	mm	HA
-4	6	1/4	G1/8 - 28 BSP	54,7	18,6	25,0	14,0	HA04A02MU
-4	6	1/4	G1/4 - 19 BSP	60,4	24,7	23,0	19,0	HA04A04MU
-4	6	1/4	G3/8 - 19 BSP	61,7	26,0	26,5	22,0	HA04A06MU
-4	6	1/4	G1/2 - 14 BSP	66,7	31,0	32,5	27,0	HA04A08MU
-5	8	5/16	G1/4 - 19 BSP	63,1	26,9	25,0	19,0	HA05A04MU
-5	8	5/16	G3/8 - 19 BSP	62,7	26,5	26,5	22,0	HA05A06MU
-5	8	5/16	G1/2 - 14 BSP	66,5	30,3	32,2	27,0	HA05A08MU
-6	10	3/8	G3/8 - 19 BSP	61,9	26,5	26,5	22,0	HA06A06MU
-6	10	3/8	G1/2 - 14 BSP	63,9	28,5	32,5	27,0	HA06A08MU
-8	12	1/2	G3/8 - 19 BSP	66,1	27,5	29,5	22,0	HA08A06MU
-8	12	1/2	G1/2 - 14 BSP	67,9	29,3	32,5	27,0	HA08A08MU
-8	12	1/2	G5/8 - 14 BSP	73,6	35,0	35,6	30,0	HA08A10MU
-10	16	5/8	G5/8 - 14 BSP	72,5	33,5	35,5	30,0	HA10A10MU
-10	16	5/8	G3/4 - 14 BSP	75,3	36,3	38,0	32,0	HA10A12MU
-12	20	3/4	G3/4 - 14 BSP	77,7	36,3	38,0	32,0	HA12A12MU
-12	20	3/4	G1 - 11 BSP	85,7	40,3	48,5	41,0	HA12A16MU
-16	25	1	G1 - 11 BSP	85,7	40,3	48,5	41,0	HA16A16MU

8-7

Módulo	DN	"		mm	mm	mm	mm	ES
-4	6	1/4	G1/4 - 19 BSP	60,0	24,7	23,0	19,0	ES04A04MU
-4	6	1/4	G3/8 - 19 BSP	61,3	26,0	26,5	22,0	ES04A06MU
-5	8	5/16	G3/8 - 19 BSP	62,3	26,5	25,5	22,2	ES05A06MU
-6	10	3/8	G3/8 - 19 BSP	60,3	26,5	26,5	22,0	ES06A06MU
-6	10	3/8	G1/2 - 14 BSP	62,3	28,5	32,5	27,0	ES06A08MU
-8	12	1/2	G3/8 - 19 BSP	64,2	27,5	29,5	22,0	ES08A06MU
-8	12	1/2	G1/2 - 14 BSP	66,0	29,3	32,5	27,0	ES08A08MU
-10	16	5/8	G5/8 - 14 BSP	70,9	33,5	35,5	30,0	ES10A10MU
-10	16	5/8	G3/4 - 14 BSP	73,7	36,3	38,0	32,0	ES10A12MU
-12	20	3/4	G3/4 - 14 BSP	79,9	36,3	38,0	32,0	ES12A12MU
-16	25	1	G1 - 11 BSP	84,8	40,3	48,0	41,0	ES16A16MU
-20	32	1.1/4	G1.1/4 - 11 BSP	101,0	39,0	58,5	50,0	ES20A20MU
-24	40	1.1/2	G1.1/2 - 11 BSP	108,4	47,4	65,5	55,0	ES24A24MU
-32	50	2	G2 - 11 BSP	122,4	55,4	82,0	70,0	ES32A32MU

# Standard Spur Gears



## 3.0 Mod Spur Gears

Cat. No.	No. Teeth	Pitch Dia. dp	Min Bore d	Max. Bore	hub $\varnothing$ C	Outside Dia. D	Weight kg	Cat. No.	No. Teeth	Pitch Dia. dp	Min Bore d	Max. Bore	hub $\varnothing$ C	Outside Dia. D	Weight kg
S3012B	12	36	12	16	25	42	.27	S3040B	40	120	20	54	80	126	3.23
S3013B	13	39	12	16	25	45	.30	S3041B	41	123	20	60	90	129	3.67
S3014B	14	42	12	20	30	48	.35	S3042B	42	126	20	60	90	132	3.81
S3015B	15	45	12	24	35	51	.45	S3043B	43	129	20	60	90	135	3.95
S3016B	16	48	15	26	38	54	.55	S3044B	44	132	20	60	90	138	4.02
S3017B	17	51	15	28	42	57	.65	S3045B	45	135	20	60	90	141	4.15
S3018B	18	54	15	30	45	60	.75	S3046B	46	138	20	60	90	144	4.30
S3019B	19	57	15	30	45	63	.82	S3047B	47	141	20	60	90	147	4.45
S3020B	20	60	15	30	45	66	.90	S3048B	48	144	20	65	100	150	4.85
S3021B	21	63	15	30	45	69	.96	S3050A	50	150	25	92	-	156	4.00
S3022B	22	66	15	34	50	72	1.08	S3052A	52	156	25	96	-	162	4.30
S3023B	23	69	15	34	50	75	1.16	S3055A	55	165	25	102	-	171	4.85
S3024B	24	72	16	34	50	78	1.22	S3057A	57	171	25	106	-	177	5.20
S3025B	25	75	16	40	60	81	1.30	S3060A	60	180	25	112	-	186	5.80
S3026B	26	78	16	40	60	84	1.40	S3065A	65	195	25	125	-	201	6.80
S3027B	27	81	16	40	60	87	1.50	S3070A	70	210	25	128	-	216	7.90
S3028B	28	84	16	40	60	90	1.63	S3072A	72	216	25	132	-	222	8.40
S3029B	29	87	16	40	60	93	1.76	S3075A	75	225	25	138	-	231	9.10
S3030B	30	90	16	40	60	96	1.90	S3076A	76	228	25	140	-	234	9.40
S3031B	31	93	20	46	70	99	2.00	S3080A	80	240	25	148	-	246	10.40
S3032B	32	96	20	46	70	102	2.12	S3085A	85	255	25	153	-	251	11.90
S3033B	33	99	20	46	70	105	2.25	S3090A	90	270	25	163	-	276	13.20
S3034B	34	102	20	46	70	108	2.37	S3095A	95	285	25	174	-	291	14.95
S3035B	35	105	20	46	70	111	2.50	S30100A	100	300	25	185	-	306	16.45
S3036B	36	108	20	46	70	114	2.63	S30110A	110	330	25	195	-	336	20.00
S3037B	37	111	20	54	80	117	2.86	S30114A	114	342	25	205	-	346	21.50
S3038B	38	114	20	54	80	120	2.98	S30120A	120	360	25	215	-	366	23.70
S3039B	39	117	20	54	80	123	3.10	S30127A	127	381	25	230	-	387	26.74

## 4.0 Mod Spur Gears

Cat. No.	No. Teeth	Pitch Dia. dp	Min Bore d	Max. Bore	hub $\varnothing$ C	Outside Dia. D	Weight kg	Cat. No.	No. Teeth	Pitch Dia. dp	Min Bore d	Max. Bore	hub $\varnothing$ C	Outside Dia. D	Weight kg
S4012B	12	48	14	24	35	56	.60	S4035B	35	140	20	54	80	148	5.40
S4013B	13	52	14	27	40	60	.75	S4036B	36	144	20	54	80	152	5.70
S4014B	14	56	14	30	45	64	.90	S4038A	38	152	25	90	-	160	5.54
S4015B	15	60	14	30	45	68	1.05	S4040A	40	160	25	95	-	168	6.00
S4016B	16	64	15	34	50	72	1.18	S4045A	45	180	25	108	-	188	7.70
S4017B	17	68	15	34	50	76	1.25	S4048A	48	192	25	116	-	200	8.70
S4018B	18	72	15	34	50	80	1.40	S4050A	50	200	25	122	-	208	9.71
S4019B	19	76	15	40	60	84	1.60	S4052A	52	208	25	127	-	216	10.51
S4020B	20	80	15	40	60	88	1.80	S4055A	55	220	25	135	-	228	11.60
S4021B	21	84	20	46	70	92	2.20	S4057A	57	228	25	140	-	236	12.70
S4022B	22	88	20	46	70	96	2.30	S4060A	60	240	25	148	-	248	13.80
S4023B	23	92	20	50	75	100	2.50	S4065A	65	260	25	161	-	268	16.50
S4024B	24	96	20	50	75	104	2.70	S4070A	70	280	25	175	-	288	18.25
S4025B	25	100	20	50	75	108	2.90	S4075A	75	300	25	188	-	308	22.80
S4026B	26	104	20	50	75	112	3.10	S4076A	76	304	25	190	-	312	22.95
S4027B	27	108	20	50	75	116	3.35	S4080A	80	320	25	200	-	328	25.10
S4028B	28	112	20	50	75	120	3.50	S4085A	85	340	25	214	-	348	28.00
S4029B	29	116	20	50	75	124	3.75	S4090A	90	360	25	227	-	368	31.25
S4030B	30	120	20	50	75	128	3.95	S4095A	95	380	25	240	-	388	35.20
S4031B	31	124	20	54	80	132	4.30	S40100A	100	400	25	254	-	408	39.00
S4032B	32	128	20	54	80	136	4.50	S40110A	110	440	25	280	-	448	47.60
S4033B	33	132	20	54	80	140	4.70	S40114A	114	456	25	290	-	464	51.00
S4034B	34	136	20	54	80	144	5.20								

## 5.0 Mod Spur Gears

Cat. No.	No. Teeth	Pitch Dia. dp	Min Bore d	Max. Bore	hub $\varnothing$ C	Outside Dia. D	Weight kg	Cat. No.	No. Teeth	Pitch Dia. dp	Min Bore d	Max. Bore	hub $\varnothing$ C	Outside Dia. D	Weight kg
S5012B	12	60	16	30	45	70	1.40	S5038A	38	190	30	110	-	200	10.85
S5013B	13	65	16	34	50	75	1.57	S5040A	40	200	30	116	-	210	12.05
S5014B	14	70	20	36	55	80	1.90	S5045A	45	225	30	126	-	235	15.32
S5015B	15	75	20	40	60	85	2.10	S5048A	48	240	30	141	-	250	17.50
S5016B	16	80	20	43	65	90	2.44	S5050A	50	250	30	147	-	260	19.00
S5017B	17	85	20	46	70	95	2.80	S5052A	52	260	30	154	-	270	20.50
S5018B	18	90	20	46	70	100	3.07	S5055A	55	275	30	164	-	285	23.04
S5019B	19	95	20	46	70	105	3.35	S5057A	57	285	30	170	-	295	24.76
S5020B	20	100	20	54	80	110	3.88	S5060A	60	300	30	180	-	310	27.40
S5021B	21	105	20	54	80	115	4.20	S5065A	65	325	30	196	-	335	32.28
S5022B	22	110	25	54	80	120	4.60	S5070A	70	350	30	212	-	360	37.48
S5023B	23	115	25	60	90	125	5.04	S5075A	75	375	30	228	-	385	43.07
S5024B	24	120	25	60	90	130	5.40	S5076A	76	380	30	230	-	390	44.23
S5025B	25	125	25	60	90	135	5.78	S5080A	80	400	30	243	-	410	49.30
S5026B	26	130	25	67	100	140	6.69	S5085A	85	425	30	260	-	435	55.50
S5027B	27	135	25	67	100	145	6.88	S5090A	90	450	30	275	-	460	62.20
S5028B	28	140	25	67	100	150	7.30	S5095A	95	475	30	290	-	485	69.35
S5029B	29	145	25	67	100	155	7.90	S50100A	100	500	30	305	-	510	76.90
S5030B	30	150	25	67	100	160	8.38	S50110A	110	550	30	340	-	560	96.50
S5032A	32	160	25	90	-	170	8.00	S50114A	114	570	30	350	-	580	103.55
S5035A	35	175	25	100	-	185	9.40								

## 6.0 Mod Spur Gears

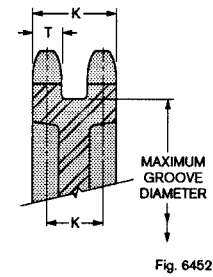
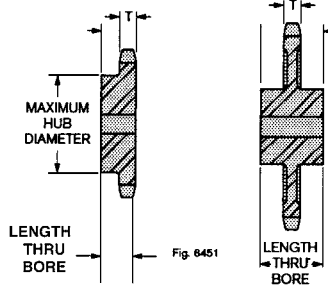
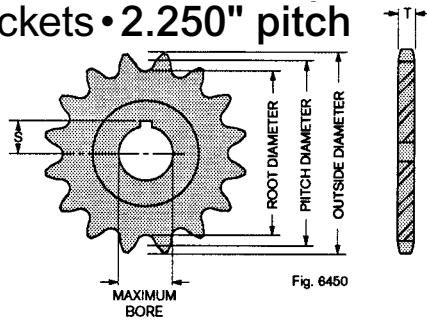
Cat. No.	No. Teeth	Pitch Dia. dp	Min Bore d	Max. Bore	hub $\varnothing$ C	Outside Dia. D	Weight kg	Cat. No.	No. Teeth	Pitch Dia. dp	Min Bore d	Max. Bore	hub $\varnothing$ C	Outside Dia. D	Weight kg
S6012B	12	72	-	36	54	84	2.05	S6025B	25	150	-	74	110	162	9.50
S6013B	13	78	-	40	60	90	2.50	S6028A	28	168	25	100	-	180	10.20
S6015B	15	90	-	46	70	102	3.40	S6030A	30	180	25	108	-	192	11.75
S6016B	16	96	-	50	75	108	3.90	S6032A	32	192	25	116	-	204	13.40
S6018B	18	108	-	54	80	120	4.90	S6035A	35	210	25	128	-	222	16.10
S6020B	20	120	-	60	90	132	6.15	S6038A	38	228	25	138	-	240	19.02
S6021B	24	144	-	74	110	156	8.85	S6040A	40	240	25	145	-	252	21.10

Tel +44 121 360 0155

Fax +44 121 325 1079

Email sales@crossmorse.com

# No. 180 sprockets • 2.250" pitch



## Dimensions

## Type A      Type B      Type C      Multiple Width

Number of teeth	Pitch diameter, inches	Root diameter, inches	Outside diameter, inches Δ	Maximum hub and groove diameter, inches	Maximum bore with standard keyseat, inches ▲	S max., inches	Type A				Type B				Type C				Multiple Width			
							Number of teeth	Pitch diameter, inches	Root diameter, inches	Outside diameter, inches Δ	Number of teeth	Pitch diameter, inches	Root diameter, inches	Outside diameter, inches Δ	Number of teeth	Pitch diameter, inches	Root diameter, inches	Outside diameter, inches Δ	Number of teeth	Pitch diameter, inches	Root diameter, inches	Outside diameter, inches Δ
8	5.879	4.473	6.782	3.14	2.000	1.250	39	27.962	26.556	29.221	70	50.151	48.745	51.451								
9	6.579	5.173	7.533	3.89	2.250	1.375	40	28.677	27.271	29.939	71	50.866	49.460	52.166								
10	7.281	5.875	8.276	4.64	2.875	1.813	41	29.393	27.987	30.656	72	51.583	50.177	52.884								
11	7.986	6.580	9.014	5.38	3.375	2.125	42	30.108	28.702	31.374	73	52.299	50.893	53.600								
12	8.693	7.287	9.747	6.11	4.000	2.500	43	30.824	29.418	32.092	74	53.015	51.609	54.317								
13	9.402	7.996	10.478	6.84	4.500	2.750	44	31.539	30.133	32.810	75	53.730	52.324	55.033								
14	10.112	8.706	11.207	7.58	5.375	3.313	45	32.255	30.849	33.527	76	54.446	53.040	55.751								
15	10.822	9.416	11.934	8.30	5.875	3.688	46	32.971	31.565	24.243	77	55.162	53.746	56.466								
16	11.533	10.127	12.661	9.03	6.250	3.875	47	33.686	32.280	34.961	78	55.879	54.473	57.184								
17	12.245	10.839	13.385	9.75	6.688	4.094	48	34.402	32.996	35.678	79	56.594	55.188	57.899								
18	12.957	11.551	14.110	10.47	7.375	4.438	49	35.118	33.712	36.396	80	57.310	55.904	58.617								
19	13.670	12.264	14.834	11.20	7.750	4.750	50	35.834	34.428	37.114	81	58.027	56.621	59.333								
20	14.383	12.977	15.557	11.92	8.250	5.000	51	36.549	35.143	37.829	82	58.743	57.337	60.050								
21	15.096	13.690	16.279	12.64	9.313	5.531	52	37.265	35.859	38.547	83	59.459	58.053	60.766								
22	15.810	14.404	16.999	13.36			53	37.981	36.575	39.265	84	60.175	58.769	61.484								
23	16.524	15.118	17.721	14.08			54	38.696	37.290	39.980	85	60.891	59.485	62.199								
24	17.238	15.832	18.441	14.80			55	39.412	38.006	40.698	86	61.607	60.201	62.915								
25	17.952	16.546	19.161	15.52			56	40.128	38.722	41.416	87	62.323	60.917	63.632								
26	18.666	17.260	19.881	16.25			57	40.844	39.438	42.131	88	63.039	61.633	64.348								
27	19.381	17.975	20.601	16.97			58	41.560	40.154	42.849	89	63.755	62.349	65.066								
28	20.096	18.690	21.319	17.69			59	42.276	40.870	43.567	90	64.471	63.065	65.781								
29	20.810	19.404	22.039	18.41			60	42.991	41.585	44.282	91	65.187	63.781	66.499								
30	21.525	20.119	22.757	19.13			61	43.707	42.301	45.000	92	65.903	64.497	67.214								
31	22.240	20.834	23.477	19.84			62	44.423	43.017	45.716	93	66.619	65.213	67.932								
32	22.955	21.549	24.194	20.56			63	45.139	43.733	46.433	94	67.335	65.929	68.648								
33	23.670	22.264	24.914	21.28			64	45.855	44.449	47.151	95	68.051	66.645	69.363								
34	24.385	22.979	25.632	22.00			65	46.571	45.165	47.867	96	68.767	67.361	70.081								
35	25.101	23.695	26.350	22.72			66	47.287	45.881	48.584	97	69.483	68.077	70.796								
36	25.816	24.410	27.068	23.44			67	48.003	46.597	49.300	98	70.199	68.793	71.514								
37	26.531	25.125	27.785	24.16			68	48.719	47.313	50.018	99	70.916	69.510	72.230								
38	27.246	25.840	28.503	24.86			69	49.435	48.029	50.733	100	71.631	70.225	72.947								

Larger sizes available.

## Hub length thru bore, inches

Sprocket Type	Number of teeth	Chain width, number of strands					
		1	2	3	4	5	6
B	7 to 10	2.50	5.00	7.50	10.00	12.50	15.00
	11 to 13	2.75	5.25	7.75	10.25	12.75	15.25
	14 to 17	3.00	5.50	8.00	10.50	13.00	15.50
	18 to 23	3.25	5.75	8.25	10.75	13.25	15.75
	24 to 34	3.50	6.00	8.50	11.00	13.50	16.00
	35 to 52	4.00	6.50	9.00	11.50	14.00	16.50
	53 to 72	4.50	7.00	9.50	12.00	14.50	17.00
	73 to 90	5.00	7.50	10.00	12.50	15.00	17.50
	91 to 100	5.50	8.00	10.50	13.00	15.50	18.00
C	24 to 34	4.50	6.25	7.75	9.50	...	...
	35 to 52	5.00	6.75	8.25	10.00	11.75	13.50
	53 to 72	5.50	7.25	8.75	10.50	12.25	14.00
	73 to 90	6.25	8.00	9.50	11.25	13.00	14.75
	91 to 100	7.00	8.75	10.25	12.00	13.75	15.50

## Tooth dimensions, inches

Dimension	Chain width, number of strands					
	1	2	3	4	5	6
T	1.301	1.259	1.259	1.198	1.198	1.198
L	...	3.851	6.443	8.974	11.566	14.158
K	...	2.592	2.592	2.592	2.592	2.592
Tolerances for T and L	Machined sprockets ..... +.000", -.020" Hot rolled plate sprockets or unfinished forgings..... +.000", -.068"					

Recommended standard bore tolerances, keyseat dimensions, eccentricity tolerances, and similar data, page G-2.

Δ Non-functional dimension that may vary with the type of cutter used.

▲ Based on maximum hub diameter.

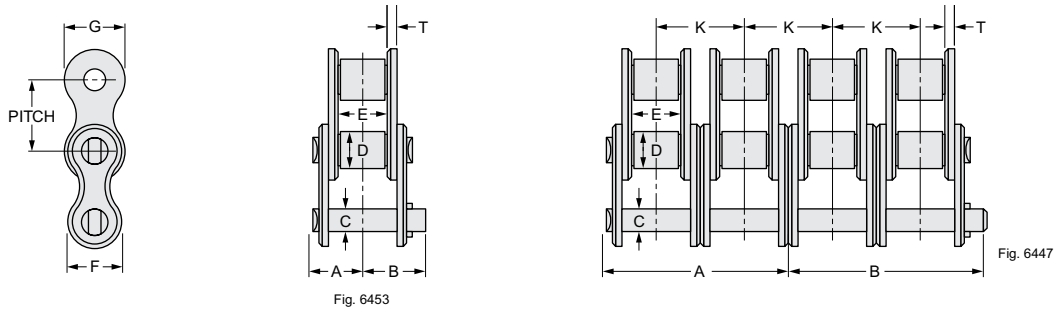
## 180 HORSEPOWER RATINGS -- SINGLE STRAND ROLLER CHAIN NO. 180 -- 2001

No. of Teeth	2.250 inch Pitch										Speed, min <sup>-1</sup> , Small Sprocket													
	2	5	10	25	43	50	75	100	150	200	300	400	500	600	700	800	900	1000	1100	1200	1400	1600	1800	2000
11	0.94	2.27	4.43	10.66	17.95	20.75	30.62	40.36	59.56	78.51	115.87	148.32	106.13	80.73	64.07	52.44	43.95	37.52	32.52	28.54	22.65	18.54	15.54	0.00
12	1.03	2.48	4.83	11.63	19.58	22.63	33.40	44.03	64.98	85.64	126.40	166.61	120.92	91.99	73.00	59.75	50.07	42.75	37.06	32.52	25.81	21.12	17.70	0.00
13	1.12	2.69	5.23	12.60	21.21	24.52	36.19	47.70	70.39	92.78	136.93	180.49	136.35	103.72	82.31	67.37	56.46	48.21	41.79	36.67	29.10	23.82	0.00	
14	1.20	2.90	5.63	13.57	22.84	26.40	38.97	51.36	75.81	99.92	147.47	194.37	152.38	115.92	91.99	75.29	63.10	53.87	46.70	40.98	32.52	26.62	0.00	
15	1.29	3.10	6.03	14.54	24.48	28.29	41.75	55.03	81.22	107.06	158.00	208.26	169.00	128.56	102.02	83.50	69.98	59.75	51.79	45.45	36.07	0.00		
16	1.37	3.31	6.44	15.51	26.11	30.18	44.54	58.70	86.64	114.19	168.53	222.14	186.17	141.63	112.39	91.99	77.09	65.82	57.05	50.07	39.74	0.00		
17	1.46	3.52	6.84	16.48	27.74	32.06	47.32	62.37	92.05	121.33	179.07	236.02	203.90	155.11	123.09	100.75	84.43	72.09	62.49	54.84	43.52	0.00		
18	1.54	3.72	7.24	17.45	29.37	33.95	50.10	66.04	97.47	128.47	189.60	249.91	222.15	169.00	134.11	109.77	91.99	78.54	68.08	59.75	0.00			
19	1.63	3.93	7.64	18.42	31.00	35.83	52.89	69.71	102.88	135.60	200.13	263.79	240.92	183.27	145.44	119.04	99.76	85.18	73.83	64.80	0.00			
20	1.72	4.14	8.05	19.39	32.64	37.72	55.67	73.38	108.30	142.74	210.67	277.68	260.19	197.93	157.07	128.56	107.74	91.99	79.74	69.98	0.00			
21	1.80	4.34	8.45	20.36	34.27	39.61	58.45	77.05	113.71	149.88	221.20	291.56	279.94	212.96	169.00	138.32	115.92	98.97	85.79	75.29	0.00			
22	1.89	4.55	8.85	21.33	35.90	41.49	61.24	80.71	119.12	157.02	231.73	305.44	300.17	228.35	181.21	148.32	124.30	106.13	91.99	0.00				
23	1.97	4.76	9.25	22.30	37.53	43.38	64.02	84.38	124.54	164.15	242.27	319.33	320.87	244.10	193.70	158.54	132.87	113.45	98.33	0.00				
24	2.06	4.96	9.65	23.27	39.16	45.26	66.80	88.05	129.95	171.29	252.80	333.21	342.02	260.19	206.47	169.00	141.63	120.92	40.34	0.00				
25	2.15	5.17	10.06	24.24	40.79	47.15	69.59	91.72	135.37	178.43	263.33	347.10	363.62	276.62	219.51	179.67	150.57	128.56	0.00					
26	2.23	5.38	10.46	25.21	42.43	49.04	72.37	95.39	140.78	185.56	273.87	360.98	385.66	293.38	232.81	190.55	159.69	122.43	0.00					
28	2.40	5.79	11.26	27.15	45.69	52.81	77.94	102.73	151.61	199.84	294.93	388.75	431.00	327.87	260.19	212.96	178.47	0.00						
30	2.57	6.20	12.07	29.09	48.95	56.58	83.50	110.07	162.44	214.11	316.00	416.51	477.99	363.62	288.56	236.18	128.92	0.00						
32	2.75	6.62	12.87	31.02	52.22	60.35	89.07	117.40	173.27	228.39	337.07	444.28	526.58	400.58	317.89	260.19	0.00							
35	3.00	7.24	14.08	33.93	57.11	66.01	97.42	128.41	189.52	249.80	368.67	485.93	602.34	458.22	363.62	142.51	0.00							
40	3.43	8.27	16.09	38.78	65.27	75.44	111.34	146.75	216.59	285.48	421.34	555.35	688.02	559.83	254.20	0.00								
45	3.86	9.31	18.10	43.63	73.43	84.87	125.26	165.10	243.66	321.17	474.00	624.77	774.03	480.00	0.00									
	<b>Type A</b>				<b>Type B</b>								<b>Type C</b>											

Type A: Manual or Drip Lubrication  
 Type B: Bath or Disc Lubrication  
 Type C: Oil Stream Lubrication

# Drive Engineering

## No. 180 chain • 2.250" pitch



### Specifications and dimensions

Chain Number	Chain width, number of strands	Average ultimate strength, pounds	Joint bearing area, sq.in.	Weight per foot, pounds	Dimensions, inches									
					A	B	C	D	E	F	G	K	T	
180	Single	86,000	1.364	9.06	1.39	1.56								
180-2	Double	172,000	2.728	17.6	2.69	2.86								
180-3	Triple	258,000	4.092	26.9	3.98	4.15								
180-4	Quadruple	344,000	5.456	35.8	5.28	5.45	.688	1.406	1.41	1.85	2.14	2.592	.28	
180-5	Quintuple	430,000	6.820	44.7	6.57	6.74								
180-6	Sextuple	516,000	8.184	53.6	7.87	8.04								

Available in riveted or cottered construction.

Note: Dimensions and other Engineering Data are subject to change. Certified specifications of ordered product furnished upon request.

### Ratings

Number of teeth in small sprocket	Maximum bore, inches	Horsepower for single strand chain ▲																			
		RPM of small sprocket																			
		10	25	50	100	150	200	250	300	350	400	450	500	550	600	650	700	800	900	1000	1100
11	3.375	4.24	9.68	18.1	33.7	48.6	62.9	76.9	90.6	104	117	124	106	92.0	80.7	71.6	64.1	52.4	46.9	37.5	32.5
12	4.000	4.66	10.6	19.8	37.0	53.4	69.1	84.5	99.6	114	129	142	121	105	92.0	81.6	73.0	59.7	50.1	42.8	37.1
13	4.500	5.08	11.6	21.6	40.4	58.2	75.4	92.1	109	125	141	156	136	118	104	92.0	82.3	67.4	56.5	48.2	0
14	5.375	5.51	12.6	23.4	43.7	63.0	81.6	99.8	118	135	152	169	152	132	116	103	92.0	75.3	63.1	53.9	0
15	5.875	5.93	13.5	25.3	47.1	67.9	88.0	108	127	146	164	182	169	146	129	114	102	83.5	70.0	59.7	0
16	6.250	6.36	14.5	27.1	50.5	72.8	94.3	115	136	156	176	196	186	161	142	126	112	92.0	77.1	65.8	0
17	6.688	6.79	15.5	28.9	54.0	77.7	101	123	145	167	188	209	204	177	155	138	123	101	84.4	72.1	0
18	7.375	7.22	16.5	30.8	57.4	82.7	107	131	154	177	200	222	222	193	169	150	134	110	92.0	78.5	0
19	7.750	7.66	17.5	32.6	60.8	87.6	114	139	164	188	212	236	241	209	183	163	145	119	99.8	85.2	0
20	8.250	8.10	18.5	34.5	64.3	92.6	120	147	173	199	224	249	260	226	198	176	157	129	108	92.0	0
21	9.313	8.53	19.5	36.3	67.8	97.6	126	155	182	209	236	262	280	243	213	189	169	138	116	99.0	0
22		8.97	20.5	38.2	71.3	103	133	163	192	220	248	276	300	260	228	203	181	148	124	0	0
23		9.41	21.5	40.1	74.8	108	140	171	201	231	260	290	318	278	244	216	194	159	133	0	0
24		9.86	22.5	42.0	78.3	113	146	179	210	242	273	303	333	296	260	231	206	169	142	0	0
25		10.3	23.5	43.9	81.8	118	153	187	220	253	285	317	348	315	277	245	220	180	151	0	0
28		11.6	26.6	49.6	92.5	133	173	211	249	286	322	358	394	374	328	291	260	213	178	0	0
30		12.5	28.6	53.4	99.6	144	186	227	268	308	347	386	424	414	364	322	289	236	198	0	0
32		13.4	30.7	57.2	107	154	199	244	287	330	372	414	455	456	401	355	318	260	0	0	0
35		14.8	33.8	63.1	118	170	220	268	316	363	410	458	501	522	458	406	364	291	0	0	0
40		17.1	39.0	72.9	136	196	254	310	365	420	473	526	579	575	524	465	398	244	0	0	0
Lubrication type ■		A	B										C								

The dotted line indicates the point at which pin and bushing galling is likely to begin. When the desired selection falls within the shaded area, consult Rexnord industrial Chain for guidance.

▲ Ratings are based on a service factor of 1. For a complete list of service factors, refer to Table 1, page C-7. The ratings listed above apply directly to lubricated, single strand, standard and heavy series roller chains. For multiple strand chains, apply the factors shown in the table at right. To select chains that vary in design or material from standard roller chain, use the factors in Table 3, page C-7.

■ Type A: Manual or drip (Maximum chain speed 95 FPM)  
 Type B: Bath or disc (Maximum chain speed 950 FPM)  
 Type C: Forced (pump)

### Multiple strand factors

Number of strands	Multiple strand factor
2	1.7
3	2.5
4	3.3
5	4.1
6	5.0
7 or more	Consult Rexnord industrial Chain