

Universidad Autónoma Metropolitana

Unidad Azcapotzalco

División de Ciencias Básicas e Ingeniería

Licenciatura en Ingeniería Mecánica

Análisis, selección y montaje del sistema de potencia de un vehículo para la
competencia Baja SAE 2017

Modalidad: Proyecto tecnológico

Trimestre 2017 Otoño

Alejandro Alvarado Miranda

Matrícula: 2133034636

Carlos Alberto Domínguez Ramírez

Matrícula: 2123029721

Asesor: Ing. Romy Pérez Moreno

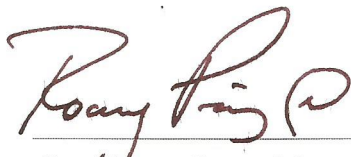
Asesor: M. en C. Gilberto Domingo Álvarez Miranda

Coasesor: M. en I. Pedro García Segura

Ciudad de México, enero 2018.

Declaratoria

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 dark ink, appearing to read 'Romy Pérez Moreno', written in a cursive style.

Ing. Romy Pérez Moreno.

Declaratoria

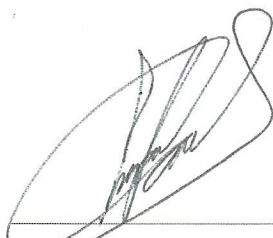
Yo, M. en C. Gilberto Domingo Álvarez Miranda, declaro que aprobé el contenido del presente Reporte de Proyecto de Integración y doy mi autorización para su publicación en la Biblioteca Digital, así como en el Repositorio Institucional de UAM Azcapotzalco.



M. en C. Gilberto Domingo Álvarez Miranda.

Declaratoria

Yo, M. en I. Pedro García Segura, 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 'Pedro García Segura', is written over a horizontal line.

M. en. I. Pedro García Segura.

Declaratoria

Yo, Alejandro Alvarado Miranda, 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.



Alejandro Alvarado Miranda.

Declaratoria

Yo, Carlos Alberto Domínguez Ramírez, 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.



Carlos Alberto Domínguez Ramírez.

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

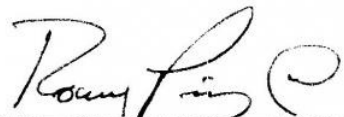
TÍTULO DEL PROYECTO

Proyecto de Integración asociado a un Proyecto de Investigación: No Sí Clave (Z):

OBJETIVO GENERAL

UNIDADES DE ENSEÑANZA APRENDIZAJE ASOCIADAS AL PROYECTO DE INTEGRACIÓN

Clave	UEA	UEA Autorizada	Vigencia
1100118	Proyecto de Integración en Ingeniería Mecánica I	<input type="text" value="SI"/>	Inicio <input type="text" value="170"/>
1100128	Proyecto de Integración en Ingeniería Mecánica II	<input type="text"/>	Término <input type="text"/>
1100138	Introducción al Trabajo de Investigación en Ingeniería Mecánica	<input type="text"/>	18I <input type="text"/>

Nombre y firma del Coordinador de Estudios

Ing. Romy Pérez Moreno

Universidad Autónoma Metropolitana Azcapotzalco **CBI** DIVISIÓN DE CIENCIAS BÁSICAS E INGENIERÍA

COORDINACIÓN DE MECÁNICA

Sello de la Coordinación de Estudios

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

Análisis, selección y montaje del sistema de potencia de un vehículo para la competencia BAJA SAE 2017.

Proyecto de Integración asociado a un Proyecto de Investigación: No Sí Clave (?):

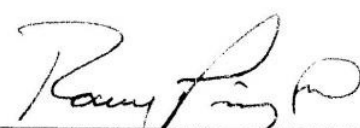
OBJETIVO GENERAL

Análisis, selección y montaje del sistema de potencia de un vehículo para la competencia BAJA SAE 2017.

UNIDADES DE ENSEÑANZA APRENDIZAJE ASOCIADAS AL PROYECTO DE INTEGRACIÓN

Clave	UEA	UEA Autorizada	Vigencia
1100118	Proyecto de Integración en Ingeniería Mecánica I	<input type="text" value="SI"/>	<input type="text" value="Inicio"/>
1100128	Proyecto de Integración en Ingeniería Mecánica II	<input type="text"/>	<input type="text" value="170"/> Termina
1100138	Introducción al Trabajo de Investigación en Ingeniería Mecánica	<input type="text"/>	<input type="text" value="181"/>

Nombre y firma del Coordinador de Estudios


Ing. Romy Pérez Moreno

Universidad Autónoma Metropolitana Azcapotzalco **CBI** DIVISIÓN DE CIENCIAS BÁSICAS E INGENIERÍA

COORDINACIÓN DE MECÁNICA

Gello de la Coordinación de Estudios

PI-A-MEC

Trimestre en que se autoriza la propuesta: 17P Fecha: 24/07/2017 PI-A-MEC 023/17

DATOS DEL ALUMNO

Nombre: Carlos Alberto Domínguez Matrícula: 2123029721
Correo personal: carlosadmr@gmail.com

[Firma]
Firma

ASESOR RESPONSABLE / DATOS DE LA EMPRESA

Nombre del asesor/Empresa: Ing. Romy Pérez Moreno
No. económico: 23812 Adscripción/Departamento/Sección: Energía
Área de investigación: Mecánica
Correo institucional: romy@azc.uam.mx

[Firma]
Firma

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

Nombre del asesor/Jefe o Responsable legal: M. en I. Pedro García Segura
No. económico/Teléfono: 31714 Adscripción/Puesto: Energía
Área de investigación/Departamento: Mecánica
Correo electrónico: pedrogarci@yahoo.com.mx

[Firma]
Firma

MODALIDAD DEL PROYECTO

Proyecto tecnológico Proyecto de investigación Estancia profesional Experiencia profesional

TÍTULO DEL PROYECTO

Análisis, selección y montaje del sistema de potencia de un vehículo para la competencia BAJA SAE 2017

Proyecto de Integración asociado a un Proyecto de Investigación: No Sí Clave (?):

OBJETIVO GENERAL

Analizar e instalar el sistema de potencia de un vehículo BAJA SAE

UNIDADES DE ENSEÑANZA APRENDIZAJE ASOCIADAS AL PROYECTO DE INTEGRACIÓN

Clave	UEA	UEA Autorizada	Vigencia
1100118	Proyecto de Integración en Ingeniería Mecánica I	<input checked="" type="checkbox"/>	Inicio
1100128	Proyecto de Integración en Ingeniería Mecánica II	<input type="checkbox"/>	170
1100138	Introducción al Trabajo de Investigación en Ingeniería Mecánica	<input type="checkbox"/>	Término
			181

Nombre y firma del Coordinador de Estudios
[Firma]
Ing. Romy Pérez Moreno

Universidad Autónoma Metropolitana Casa abierta al tiempo Azcapotzalco
CBI DIVISIÓN DE CIENCIAS BÁSICAS E INGENIERÍA
24 JUL 2017
COORDINACIÓN DE MECÁNICA
Sello de la Coordinación de Estudios

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

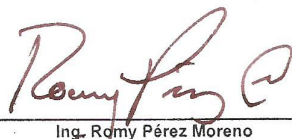
Proyecto de Integración asociado a un Proyecto de Investigación: No Sí Clave (?):

OBJETIVO GENERAL

UNIDADES DE ENSEÑANZA APRENDIZAJE ASOCIADAS AL PROYECTO DE INTEGRACIÓN

Clave	UEA	UEA Autorizada	Vigencia
1100118	Proyecto de Integración en Ingeniería Mecánica I	<input type="text"/>	Inicio <input type="text"/>
1100128	Proyecto de Integración en Ingeniería Mecánica II	<input type="text"/>	Término <input type="text"/>
1100138	Introducción al Trabajo de Investigación en Ingeniería Mecánica	<input type="text"/>	<input type="text"/>

Nombre y firma del Coordinador de Estudios


Ing. Romy Pérez Moreno



Dedicatorias

Alejandro Alvarado Miranda.

A Dios.

Por haberme permitido concluir esta meta de mi vida, además de su infinito amor y bondad.

A mi madre Leticia.

Por su apoyo incondicional, su enseñanza de valores, pero más que nada, por su amor.

A mi hermano Jorge.

Por su compañía y apoyo en todo momento.

A mi abuelo Roberto.

Por el ejemplo de perseverancia y trabajo que lo caracterizaron, por su apoyo incondicional y aunque Dios lo llamó a su lado durante la realización de este proyecto, yo sé que comparte mi alegría desde allá.

A mi abuela Esperanza.

Por ser un sostén importante en mi educación, por su apoyo y su ejemplo de valores.

Carlos Alberto Domínguez Ramírez.

A mis padres Susana Ramírez y Alejandro Domínguez

Por haber estado junto a mí en cada momento, apoyándome en todo para llegar a cumplir mis metas, y por la gran confianza que han tenido en mí.

A mi abuela Angélica

Porque gracias a ella he llegado hasta donde estoy, al haberme dado un hogar, inculcado valores y apoyado a lo largo de toda mi vida.

Agradecimientos

Alejandro Alvarado Miranda.

A mi querida UAM Azcapotzalco.

Por formarme como ingeniero y contribuir a mi formación humana.

Al técnico César Méndez.

Por su colaboración en la realización de este proyecto, sus consejos y sus valiosas enseñanzas.

Al técnico Edgar Luna Urbina.

Por sus enseñanzas, su disposición para ayudar y su valiosa aportación para el proyecto.

A Itálíka, CBI UAM Azc, CBI Lerma, Departamento de Energía, al señor Erasmo Pérez González.

Por su sustento económico para el proyecto, sin ustedes no se hubiera podido realizar.

Al Ing. Romy Pérez Moreno.

Por su apoyo físico, económico, de conocimientos y por dirigir este proyecto, sin usted tampoco se hubiera realizado.

Al M. en I. Pedro García Segura.

Por sus enseñanzas, su apoyo en la realización del proyecto y sus valiosas observaciones.

Carlos Alberto Domínguez Ramírez.

A mis compañeros y amigos

Que a lo largo de mi estancia en la universidad vivimos infinidad de momentos inolvidables y también por el apoyo que otorgaron en lo académico

A mis profesores

Que siempre mostraron un entusiasmo para transmitir sus conocimientos e impulsarme a seguir mejorando

Resumen

La competencia Baja SAE es un desafío para los estudiantes de ingeniería, consiste en el diseño y construcción de un vehículo todo terreno que sea capaz de superar pruebas altamente demandantes. Este proyecto se enfoca al sistema de potencia de dicho vehículo y forma parte de un proyecto general cuyo objetivo es construir un vehículo completo.

Se inicia con una explicación detallada del sistema de potencia general de un vehículo Baja SAE, definiendo los conceptos importantes de dicho sistema, se prosigue con un exhaustivo análisis matemático de la dinámica del vehículo, con el fin de determinar la relación de transmisión y la rapidez máxima que el vehículo podría alcanzar. Posteriormente se presenta el análisis de la transmisión variable, enseguida se realiza el diseño de engranes y flechas de transmisión para finalizar con la selección de rodamientos.

El sistema de potencia, así como cada componente del mismo se representan a través de dibujos de detalle, con la finalidad de conocer sus dimensiones y características propias.

Índice

1. Definición del proyecto	1
1.1. Introducción	1
1.2. Antecedentes	2
1.3. Justificación	3
2. Objetivos	4
2.1. Objetivo general.	4
2.2. Objetivos particulares	4
3. Marco Teórico	5
3.1. Sistema de potencia en automóviles comerciales de tracción trasera.	5
3.2. Sistema de potencia en vehículos Baja SAE	8
3.3. Dinámica de un vehículo en movimiento	10
3.4. Transmisión variable	18
3.5. Transmisión de engranes	21
3.6. Flechas de transmisión de potencia	31
3.7. Rodamientos	42
4. Desarrollo del proyecto	44
4.1. Análisis de la dinámica del vehículo	44
4.2. Análisis de la CVT	51
4.3. Diseño de la transmisión de engranes	52
4.4. Diseño de las flechas de transmisión	58
4.5. Selección de rodamientos	72
5. Resultados	74
5.1. Resultados de la simulación numérica de la dinámica del vehículo	74
5.2. Resultados del análisis de la CVT	75
5.3. Resultados del diseño de la transmisión de engranes	76
5.4. Resultados del diseño de las flechas de transmisión	77

5.5. Resultados de la selección de rodamientos	78
6. Análisis y discusión de resultados	79
6.1. Análisis de los resultados de la simulación dinámica del vehículo	79
6.2. Análisis del desempeño del sistema de potencia	80
7. Conclusiones	81
8. Referencias bibliográficas	82
Apéndices	84
A. Factores que modifican la resistencia de engranes	84
A.1. Obtención de los factores geométricos J e I.	84
A.2. Obtención del factor de sobrecarga [10].	84
A.3. Obtención del factor de tamaño [10].	85
A.4. Obtención del factor de distribución de carga [10].	85
A.5. Obtención del factor de espesor del aro [10].	85
A.6. Obtención del factor dinámico [10].	85
A.7. Obtención de los factores de confiabilidad y ciclos de carga [9].	86
Entregables	86
Constancias de participación en la competencia Baja SAE México 2017	86
Dibujos de detalle y conjunto normalizados	89

Índice de figuras

1.	Componentes del sistema de potencia de un automóvil [2].	5
2.	Diagrama de flujo de potencia de un vehículo Baja SAE [2].	8
3.	Arreglo del sistema de potencia de un vehículo Baja [2].	8
4.	Fuerzas que actúan en un vehículo en movimiento [2].	10
5.	Curva de par del motor Briggs and Stratton modelo 19L232-0054 G1.	12
6.	Eficiencia de cajas de engranes de vehículos comerciales a diferentes velocidades de operación [3].	13
7.	Diagrama general del movimiento de la CVT [11].	19
8.	Nomenclatura de engranes helicoidales [10].	22
9.	Nomenclatura de los dientes de engranes helicoidales y rectos [10].	24
10.	Fuerzas que actúan en el diente de un engrane helicoidal [9].	26
11.	Variación de la resistencia a la tensión con la dureza del acero AISI 4140 [9].	30
12.	Factor de concentración por flexión [10].	33
13.	Factor de concentración por torsión [10].	34
14.	Gráfica de la función de excitación en función del tiempo	45
15.	Gráfica del coeficiente e en función del tiempo.	47
16.	Vista frontal del vehículo.	49
17.	Valores de esfuerzos admisibles obtenidos en la simulación computacional.	57
18.	Geometría de la flecha 1 con fuerzas actuantes.	58
19.	Geometría de la flecha 2 con fuerzas actuantes.	58
20.	Geometría de la flecha 3 con fuerzas actuantes.	59
21.	Diagrama de cortante de la flecha 1.	60
22.	Diagrama de momento flector de la flecha 1.	60
23.	Diagrama de cortante de la flecha 2.	61
24.	Diagrama de momento flector de la flecha 2.	61
25.	Diagrama de cortante de la flecha 3.	61
26.	Diagrama de momento flector de la flecha 3.	62
27.	Diámetros ideales en la flecha 1.	62

28.	Diámetros ideales en la flecha 2.	62
29.	Diámetros ideales en la flecha 3.	63
30.	Diagrama de pendientes en la flecha 1.	67
31.	Diagrama de pendientes en la flecha 2.	67
32.	Diagrama de pendientes en la flecha 3.	68
33.	Diagrama de deflexiones transversales en la flecha 1.	68
34.	Diagrama de deflexiones transversales en la flecha 2.	68
35.	Diagrama de deflexiones transversales en la flecha 3.	69
A.1.	Obtención del factor geométrico J [10].	84
A.2.	Obtención del factor de sobrecarga.	84

Índice de tablas

1.	Eficiencias de los diversos componentes del sistema de potencia [5].	13
2.	Valores típicos del coeficiente de resistencia al rodamiento [6].	16
3.	Número mínimo de dientes en el piñón para asegurar que no exista interferencia [9].	25
4.	Parámetros en el factor de superficie [10].	36
5.	Factor de confiabilidad [10].	37
6.	Ajustes recomendados [17].	40
7.	Tolerancias principales [17].	41
8.	Valores que adopta la función de excitación.	45
9.	Valores que adopta el coeficiente de masas reducidas.	46
10.	Salida numérica de la simulación para la ciudad de Toluca.	50
11.	Valores máximos de deflexiones permisibles [10].	69
12.	Factor de ciclos de carga.	86
13.	Factor de confiabilidad.	86

1. Definición del proyecto

1.1. Introducción

Como parte de su misión, SAE International (Sociedad de Ingenieros de Automoción) organiza competencias a nivel mundial, con el objetivo de apoyar la preparación de los mejores ingenieros a través de competencias estudiantiles que los retan tanto en conocimiento como en habilidades y los vinculan con empresas líderes en el ámbito de la movilidad como Dodge, Ford, General Motors, FCA entre otras [1]. Baja SAE es una competencia intercolegial de diseño automotriz que se originó en la Universidad del Sur de Carolina en 1976 y que desde entonces ha crecido para convertirse en la competencia estudiantil de diseño automotriz más importante de Estados Unidos. En México, la competencia se comenzó a realizar en 1995 y actualmente reúne en cada edición a 50 equipos [1].

En Baja SAE México los alumnos tienen la oportunidad de diseñar, construir y probar un vehículo todo terreno, que tendrá que superar las pruebas que se le presentarán a lo largo de las diferentes competencias como: aceleración, maniobrabilidad, ascenso de colina, arrastre y durabilidad. Además, los estudiantes deben de demostrar sus habilidades para trabajar en equipo, trabajar bajo presión, exponer sus ideas y generar reportes técnicos de alta calidad [1]. En el presente proyecto de integración se desarrollaron estudios y análisis de la transmisión de potencia de un automóvil para dicha competencia. El motor utilizado fue, por norma del concurso Baja SAE, un Briggs and Stratton de 10 HP. En todos los vehículos Baja SAE se utiliza una transmisión variable como variador de velocidad.

Para el reductor de velocidad algunos vehículos utilizan reducción por banda, otros más por catarina y en la mayoría de los casos, por engranes.

1.2. Antecedentes

En 2000, Francisco Antonio Godínez Rojano realizó un estudio sobre el tipo de transmisión más adecuada para un vehículo Baja SAE, tomando en cuenta las condiciones de operación del mismo. Obtuvo como mejor opción la transmisión por engranes [2].

En 2009, Arturo Saiz Calderón realizó un exhaustivo análisis de los diferentes tipos de transmisiones automotrices, creando una clasificación de eficiencias de las mismas con base en las condiciones de uso a las que son sometidas [13].

En 2008, Carlos Patiño Castillo, Christian Aldey Calderón Acuña, Juan Camilo Ortiz Liévano, Oscar Fernando Rodríguez Pico realizaron una ruta de diseño para construir un vehículo Baja SAE [14].

En 2011, Jafé David Pérez Morales realizó un procedimiento para el diseño y construcción de un automóvil Baja SAE [15].

En 2012, Arcea Silva, J. D., Carmona Medina, J., Martínez Sandoval, I. A., Morales López, H. E. y Olín Ramírez, K. M, alumnos de la UAM Azcapotzalco, trabajaron en la construcción de un vehículo Baja SAE [16].

1.3. Justificación

En la actualidad, el concurso Baja SAE goza de gran prestigio entre las escuelas de nivel superior nacionales e internacionales. Los equipos ganadores del concurso presentan la tendencia de tener una mayor velocidad angular de las ruedas a cambio de un menor par torsor, el reductor de velocidad que forma parte de este proyecto priorizó la velocidad, con el fin de competir en el concurso. Además, una de las estrategias utilizadas por algunos vehículos Baja SAE consiste en golpear la transmisión de potencia de los otros vehículos, aunque son penalizados, es una manera de eliminar equipos contrarios. El proyecto considera tomar en cuenta la dureza y resistencia de los componentes del sistema de potencia a fin de prevenir fallas por desgaste o fractura.

2. Objetivos

2.1. Objetivo general.

Analizar e instalar el sistema de potencia de un vehículo Baja SAE.

2.2. Objetivos particulares

Seleccionar la CVT adecuada, analizando el funcionamiento de la misma y tomando en cuenta un motor de combustión interna marca Briggs and Stratton de 10 HP.

Analizar y simular el reductor de engranes para el vehículo Baja SAE, considerando prioritaria la velocidad angular de salida sobre el par torsor entregado.

Seleccionar el reductor idóneo con base en el diseño propuesto.

Elaborar los dibujos de integración de cada uno de los componentes del sistema de potencia.

Instalar y poner en marcha el sistema de potencia en el vehículo Baja SAE.

Evaluar la respuesta del sistema propuesto en la competencia Baja SAE 2017.

3. Marco Teórico

3.1. Sistema de potencia en automóviles comerciales de tracción trasera.

El sistema de potencia o de propulsión de un automóvil es el encargado de generar, transmitir y regular la energía útil para que el auto pueda moverse. De acuerdo a la entrada de potencia en las ruedas, los autos se clasifican en tracción delantera, tracción trasera y doble tracción.

Un sistema de potencia de tracción trasera está principalmente conformado por los componentes mostrados en la figura (1).

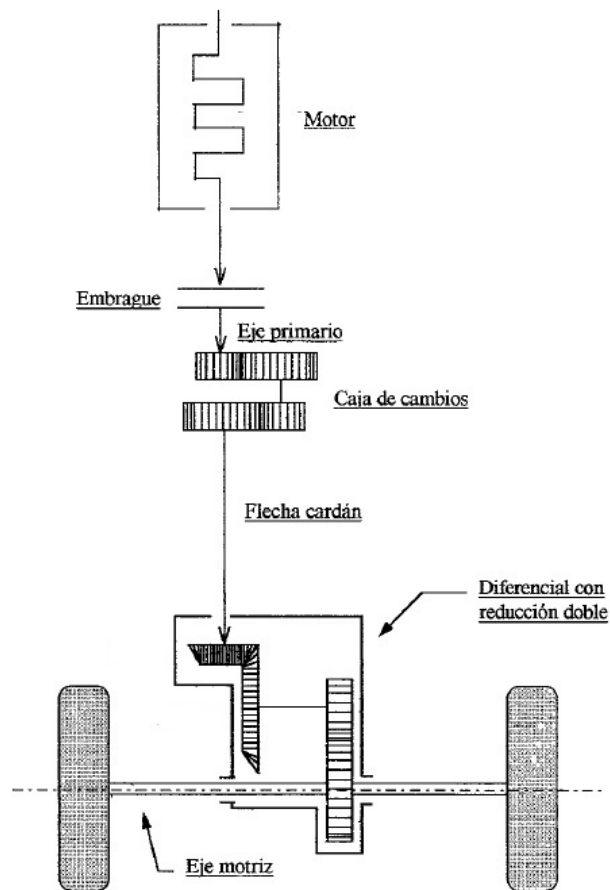


Figura 1: Componentes del sistema de potencia de un automóvil [2].

Motor.

Este dispositivo se encarga de transformar la energía química de la combustión de la gasolina en energía mecánica, a través de un mecanismo de manivela corredera. Es el componente más importante del sistema de potencia de los automóviles, ya que es el responsable de generar el trabajo de flecha necesario para mover al carro. Para vehículos comerciales se usa el motor de 4 tiempos, variando la cantidad de pistones según la capacidad para producir potencia [3].

Embrague.

El embrague acopla el motor con la caja de cambios. Al pisar un pedal, el embrague se desacopla y el motor funciona sin hacer girar las ruedas; esto permite arrancar el auto con suavidad y realizar cambios de velocidad en marcha [2].

Eje primario.

Es el encargado de transmitir la potencia generada por el motor a la caja de cambios.

Caja de cambios.

La caja de cambios hace que el par y la velocidad angular producidas por el motor puedan variar según las necesidades de fuerza del vehículo. Los engranes de la primera y segunda velocidad hacen girar las ruedas motrices a menor velocidad que el motor, y producen un par máximo para iniciar la marcha. Una vez en marcha, con los engranes de tercera o cuarta según el número de velocidades, se produce poco par torsor y alta velocidad en las ruedas motrices; cuando se maneja a una velocidad constante, el motor funciona a bajas velocidades angulares para consumir menor cantidad de gasolina [2].

Flecha Cardán.

En un automóvil con tracción trasera, la flecha cardán transmite la potencia del motor y de la caja de velocidades montados en la parte delantera al diferencial, situado entre las ruedas traseras; esta flecha se flexiona y estira cuando las ruedas traseras rebotan en caminos malos, se tuerce para soportar cargas torsionales pesadas [2].

Diferencial con doble reducción.

Desempeña cuatro funciones, las cuales son: desviar la potencia a 90° en las ruedas, disminuir la velocidad angular que produce el motor, dividir la potencia entre las dos ruedas motrices y finalmente, al tomar una curva propicia que una de las ruedas gire más rápidamente y recorra mayor distancia (en el lado externo de la curva) que la otra (recorriendo menor distancia en el lado interno) ofreciendo una buena estabilidad de manejo [2]. Está constituido por un sistema planetario de engranes cónicos.

3.2. Sistema de potencia en vehículos Baja SAE

El concepto de sistema de potencia definido con anterioridad también es aplicable a un vehículo Baja SAE. Sin embargo, este tipo de vehículos presentan sistemas de potencia muy particulares, la figura (2) muestra un diagrama de flujo de potencia de estos vehículos.

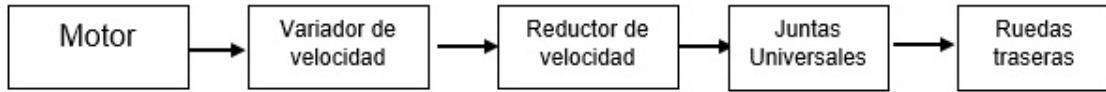


Figura 2: Diagrama de flujo de potencia de un vehículo Baja SAE [2].

En la figura (3) se visualiza el arreglo del sistema de potencia de un vehículo Baja. Como generalización, todos los vehículos Baja presentan tracción trasera.

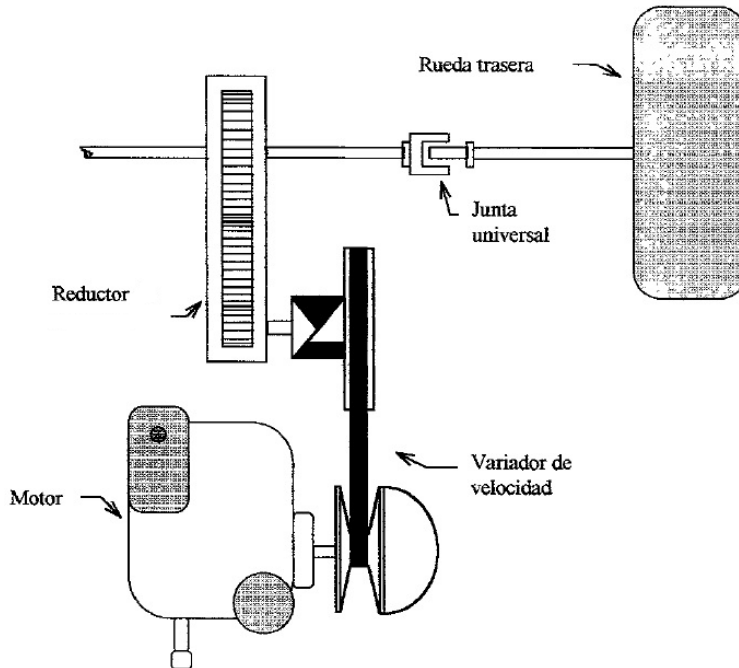


Figura 3: Arreglo del sistema de potencia de un vehículo Baja [2].

Motor en vehículos Baja.

Debido al reglamento Baja SAE, el motor usado en este tipo de vehículos debe ser marca Briggs and Stratton de 10 hp. El motor mencionado es de combustión interna, cuatro tiempos y está gobernado a un máximo valor de velocidad angular de 3800 rpm. Para Baja SAE México 2017 el único modelo permitido es el 19L232-0054 G1.

Variador de velocidad.

El variador de velocidad reemplaza la función del embrague además de regular el par torsor y la velocidad en función de las necesidades del vehículo. Cabe señalar que a diferencia del embrague, el variador de velocidad en vehículos Baja no acopla ni desacopla al reductor, la función la realiza a través de un conjunto de poleas, las cuales tensan y aflojan la banda de acuerdo a las necesidades. Por lo anterior no puede ser considerado un embrague. Todos los vehículos Baja usan este tipo de poleas llamadas por sus siglas en Inglés, CVT (*Continuously Variable Transmissions*).

Reductor.

Otra generalidad de los vehículos Baja es que presentan un reductor de velocidad, algunos vehículos usan reductores de catarina, otros de banda y otros más de engranes.

Junta Universal.

También llamada carda en similitud a la flecha cardán, ya que realiza una función similar: transmitir la potencia a las ruedas. A diferencia de la flechas cardanes, las juntas universales no están diseñadas para recibir esfuerzos de flexión, únicamente transmiten esfuerzos torsionales y rotan en diferentes posiciones en función de la suspensión del vehículo.

3.3. Dinámica de un vehículo en movimiento

Un vehículo Baja SAE, al igual que un automóvil comercial al estar en movimiento, experimenta ciertas fuerzas. Para el caso más general cuando la marcha tiene un carácter inestable y el camino tiene cierto ángulo de inclinación, aparecen las siguientes fuerzas:

1. Fuerza de inercia (F_i)
2. Fuerza de resistencia a la rodadura (F_r)
3. Fuerza de resistencia debida a la inclinación del terreno (F_f)
4. Fuerza de resistencia del aire (F_a)

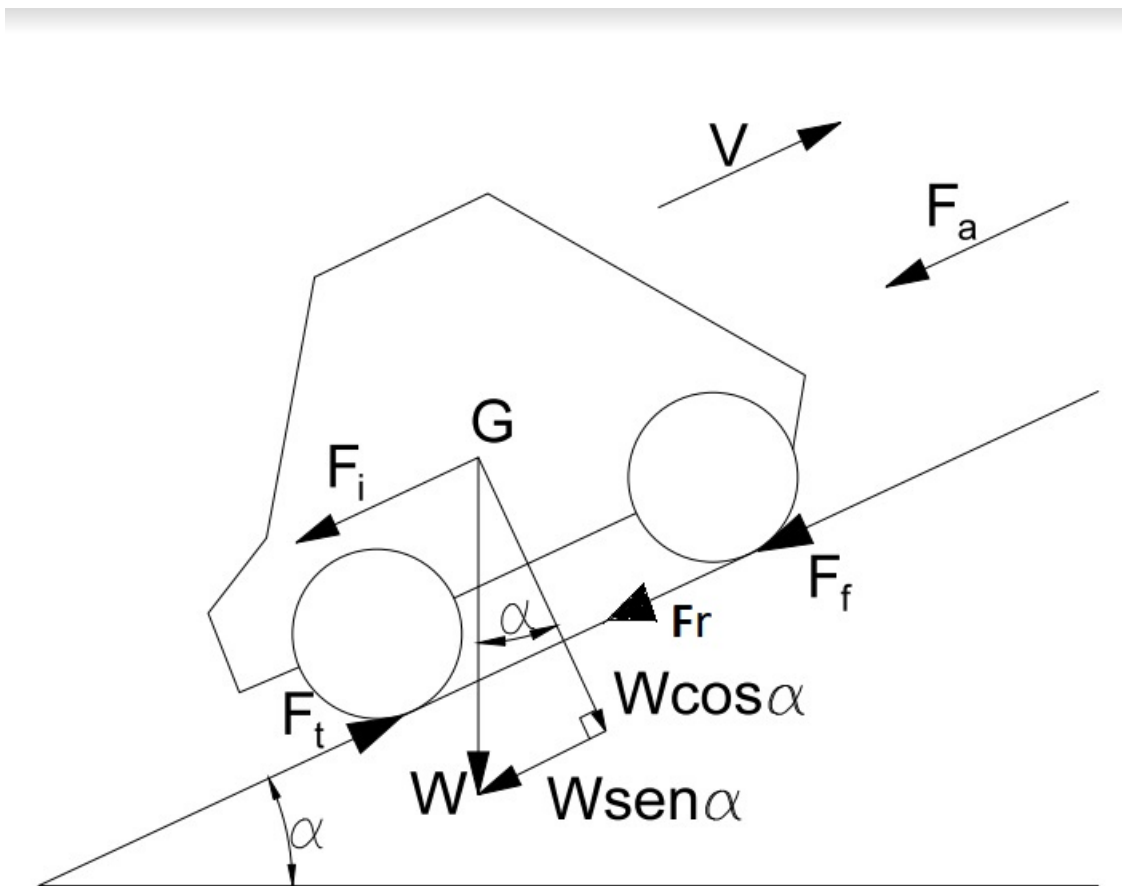


Figura 4: Fuerzas que actúan en un vehículo en movimiento [2].

El vehículo Baja presentado en el esquema está provisto de tracción en las ruedas traseras por lo que la fuerza motriz (F_t) se representa en el esquema.

Fuerza motriz.

La fuerza de tracción es la componente de la reacción del camino paralela al mismo que actúa tangencialmente en las ruedas motrices y es producida por el motor del vehículo, se calcula de la siguiente manera.

$$F_t = M_m \frac{i_{total}}{r_d} \eta_{total} \quad (3.3.1)$$

Sea;

$$i_{total} = \frac{n_m}{n_r} \quad (3.3.2)$$

Además:

$$\eta_{total} = \eta_{CVT} \eta_t \quad (3.3.3)$$

Donde:

M_m =Par torsor al freno entregado por el motor.

i_{total} =Relación total del mecanismo de transmisión.

n_m =Velocidad angular de la flecha del motor.

n_r =Velocidad angular de las ruedas motrices.

η_{total} =Eficiencia general del sistema de potencia.

r_d =Radio medio de la rueda de tracción.

η_{CVT} =Eficiencia de la CVT.

η_t =Eficiencia de la transmisión.

El par torsor máximo al freno entregado por el motor del vehículo del presente proyecto es de 18.5 Nm (dato recabado en la hoja de operación técnica del motor), el valor mencionado se obtiene cuando el motor trabaja aproximadamente a las 2600 rpm, sin embargo resulta complicado, debido a la naturaleza de operación del vehículo, que el motor trabaje de manera constante a esa velocidad.

La siguiente gráfica muestra la variación del par entregado por el motor en función de la velocidad angular a la que trabaja, cabe señalar que por reglamento debe estar ajustado a un valor máximo de 3800 rpm con un intervalo de error de ± 10 rpm.



Figura 5: Curva de par del motor Briggs and Stratton modelo 19L232-0054 G1.

Se han realizado pruebas experimentales a vehículos Baja con el fin de determinar la relación matemática de la variación de velocidad del motor, las cuales consisten en medir la velocidad angular del motor y de las ruedas motrices, lo anterior se realiza con el vehículo partiendo del reposo mientras el piloto activa el acelerador hasta que el motor alcanza la máxima velocidad, análogamente se toman lecturas del incremento de velocidad cada 0.81 s. Las pruebas fueron realizadas para motores Briggs de 10 hp, considerando un peso total del vehículo de 270 kgf y una relación de transmisión con un valor de reducción total máximo de 44.4 [2]. El valor máximo de reducción del presente proyecto asume un valor de 28.86, se obtiene de la multiplicación de la relación máxima de la CVT y la relación de la transmisión de engranes.

Los resultados de las pruebas señalan que el motor tarda en promedio 11.36 s en alcanzar la velocidad tope mientras se desplaza en línea recta [2].

La relación total del mecanismo de transmisión depende de la velocidad angular de la flecha del motor, de la relación de la CVT y de la reducción de velocidad en la caja de engranes.

La relación de la CVT es variable y puede trabajar como un reductor o como un multiplicador de la velocidad angular y/o del par torsor.

La relación en la caja de engranes siempre es constante y reduce a la velocidad final de la CVT.

La eficiencia general del sistema de potencia tampoco es constante, ya que el motor y la CVT adoptan diferentes valores según algunas condiciones atmosféricas o tiempo de operación, sin embargo, se pueden considerar valores constantes promedio de las eficiencias de cada uno de los componentes del sistema.

La tabla (1) muestra valores típicos de eficiencias en los diferentes componentes de transmisión de un vehículo.

Tabla 1: Eficiencias de los diversos componentes del sistema de potencia [5].

Tipos de transmisión		η %
Par de engranes	Engranes helicoidales	99.0-99.8
Transmisión mecánica lubricada	Vehículo comercial	90-97
CVT	Fuerza de aplicación controlada	70-80
CVT con sistema hidráulico	Cualquier vehículo	80-86

Ahora se presentan valores para diferentes configuraciones de engranes que operan en condiciones similares a las del vehículo de este proyecto.

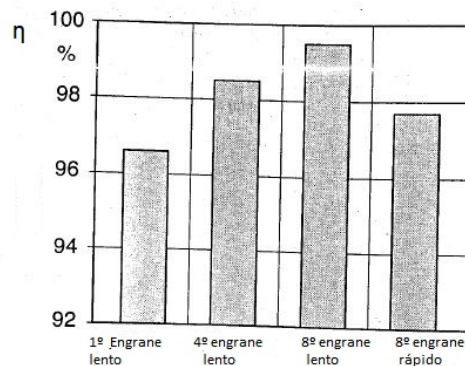


Figura 6: Eficiencia de cajas de engranes de vehículos comerciales a diferentes velocidades de operación [3].

Fuerza de inercia.

Esta actúa en el vehículo cuando el movimiento es acelerado, la fuerza de inercia que se relaciona con la masa total del automóvil a una velocidad v (t) se representa por:

$$F_i = \frac{W}{g} \frac{dv}{dt} \quad (3.3.4)$$

Definiendo v mediante el siguiente modelo matemático, se tiene:

$$v = n_r r_d \quad (3.3.5)$$

Donde:

W =Peso total del sistema (peso del conductor+peso del vehículo en vacío).

g =Aceleración debida a la gravedad terrestre.

$\frac{dv}{dt}$ =Aceleración del vehículo.

De la ecuación anterior se puede deducir que mientras más grande sea el peso W , también más grande será la fuerza de inercia, lo que representa una desfavorable disminución en la potencia útil del vehículo.

La ecuación (3.3.4) no toma en cuenta los efectos inerciales de los elementos rotatorios del vehículo como la flecha del motor, la CVT, los engranes, las flechas de transmisión, etc. El efecto inercial de estos componentes afecta la dinámica del vehículo sobre todo a altas velocidades, por lo que es necesario definir un parámetro que los considere.

De lo anterior se define el coeficiente de masas reducidas e que depende de los cambios en las relaciones de transmisión y por ende del tiempo. Redefiniendo la ecuación (3.3.4) se tiene:

$$F_i = e \frac{W}{g} \frac{dv}{dt} \quad (3.3.6)$$

El factor e en conjunto con el valor del peso total y de la constante gravitacional, reciben el nombre de masa efectiva del vehículo y se definen por el siguiente modelo matemático:

$$\tilde{m} = m + m_w + m_e \quad (3.3.7)$$

Donde;

\tilde{m} =Masa efectiva.

m =Masa del vehículo.

m_w =Componente de la masa efectiva del vehículo atribuible a la inercia rotacional de las llantas.

m_e =Componente de la masa efectiva del vehículo atribuible a la inercia rotacional de las partes giratorias del motor.

Para un vehículo dado el término m_w es constante y comúnmente menor al 5 % de la masa total.

El término m_e es proporcional a la relación de transmisión del vehículo, por ejemplo; cuando se embraga la relación de alta velocidad se reduce a su mínimo valor, en cambio para el caso de la relación de más baja velocidad tiende a su valor máximo. De acuerdo a lo anterior expuesto es posible representar a la fracción de masa e como una función de la velocidad angular del motor y la velocidad del vehículo mediante el siguiente modelo matemático:

$$e = 0.9496 \exp 0.0028 \frac{n_m}{v} \quad (3.3.8)$$

Donde v está en mph y n_m en rpm.

Fuerza de resistencia a la rodadura.

Comprende la fuerza de resistencia que actúa tangencialmente en sentido opuesto al movimiento del vehículo. Es el producto de la deformación que sufren los neumáticos debido a la aplicación de cargas radiales, para el caso más general se calcula como sigue:

$$F_r = Wf \cos \alpha \quad (3.3.9)$$

Donde:

f =Coeficiente de resistencia al rodamiento.

α =Ángulo de inclinación de la pendiente del camino.

El coeficiente de resistencia al rodamiento depende en gran medida de las condiciones de operación del neumático, aumenta cuando el radio de la llanta disminuye, al incrementar la velocidad angular y al acrecentar la carga radial. Por el contrario, disminuye cuando la presión de inflado del neumático aumenta. La tabla (2) muestra los valores típicos para diversas condiciones del mencionado coeficiente.

Tabla 2: Valores típicos del coeficiente de resistencia al rodamiento [6].

Tipo de camino	En buen estado	En mal estado
Nevado	0.018-0.032 duro	0.027-0.040 blando
Tierra suelta	0.022-0.050 dura	0.050-0.138 suelta
Arena	0.100-0.150 húmeda	0.150-0.300 seca

Fuerza de resistencia debida a la inclinación del terreno.

Se debe a la componente del peso del vehículo que es paralela al camino (Ver fig.4) , por lo cual:

$$F_f = W \operatorname{sen} \alpha \quad (3.3.10)$$

Fuerza de resistencia del aire.

Es la suma de las fuerzas normales y tangenciales que actúan en la superficie del auto, depende principalmente de la velocidad y de las condiciones atmosféricas.

$$F_a = C_v A \frac{\rho}{2} v^2 \quad (3.3.11)$$

Donde:

C_v =Coeficiente de resistencia frontal al aire.

A=Área frontal proyectada del vehículo.

ρ =Densidad del aire.

v =Velocidad del vehículo.

Además, de la ley de los gases ideales se tiene:

$$\rho = \frac{P}{RT} \quad (3.3.12)$$

Donde:

R=Constante del aire.

T=Temperatura termodinámica del lugar de operación del vehículo.

P=Presión atmosférica del lugar de operación del vehículo.

Suma de las fuerzas que actúan en el vehículo durante el movimiento.

Realizando una suma de fuerzas en la dirección del movimiento, como se muestra en la figura (4) .

$$M_m \frac{i_{total}}{r_d} \eta_{total} = Wf \cos \alpha + W \operatorname{sen} \alpha + e \frac{W}{g} \frac{dv}{dt} + C_v A \frac{\rho}{2} v^2 \quad (3.3.13)$$

Para poder realizar simulaciones posteriores, es necesario que los términos de la ecuación (3.3.13) compartan la misma variable independiente (el tiempo). Proponiendo los siguientes cambios en las variables, se tiene:

$$s(t) = M_m(t) i_{total}(t) \quad (3.3.14)$$

$$\tilde{A} = \frac{\eta_{total}}{r_d} \quad (3.3.15)$$

$$B = Wf \cos \alpha + W \operatorname{sen} \alpha \quad (3.3.16)$$

$$C(t) = me(t) \quad (3.3.17)$$

$$D = C_v A \frac{\rho}{2} \quad (3.3.18)$$

Sustituyendo las ecuaciones (3.3.14), (3.3.15), (3.3.16), (3.3.17) y (3.3.18) en la ecuación (3.3.13), se tiene la siguiente ecuación diferencial:

$$C \frac{dv(t)}{dt} = \tilde{A} s(t) - D v(t)^2 - B \quad (3.3.19)$$

3.4. Transmisión variable

Una transmisión variable o variador (CVT, por sus siglas en Inglés), es un sistema que permite el cambio de relación de transmisión, de manera secuencial y gradual. La diferencia con una caja sincrónica es que la CVT ofrece una gama infinita de relaciones de transmisión entre dos toques, en caso contrario de la anterior que tiene de 5 a 6 cambios [11].

Existen diferentes tipos de CVT como las hidráulicas, toroidales, eléctricas, de geometría variable y de correa. Todas tienen el principio básico de poseer un eje conductor y uno conducido, lo que varía es el mecanismo de variación de la relación de transmisión y la manera en que se transfiere la energía del lado conductor al conducido. Para el desarrollo de este proyecto se usó una CVT de correa en V, por lo anterior es de interés particular conocer su funcionamiento [11].

CVT de correa en V.

Una CVT de correa en V es aquella que transmite la energía del lado conductor al conducido por medio de una correa trapezoidal. Este tipo de CVT se compone por una polea conductora, la cual se encarga de generar la fuerza que induce el cambio de radios y una polea conducida, que regula la tensión final de la correa oponiéndose al movimiento inducido por la polea conductora [11].

A continuación se presentan las particularidades de la CVT usada en este proyecto.

CVT marca CVTech IBC 0600-0021/5600-0171.

La CVT, marca CVTech IBC modelo 0600-0021/5600-0171, es de correa en V accionada mecánicamente. Este modelo fue diseñado específicamente para vehículos Baja SAE. La imagen (7) muestra el funcionamiento esquemático de la CVT mencionada.

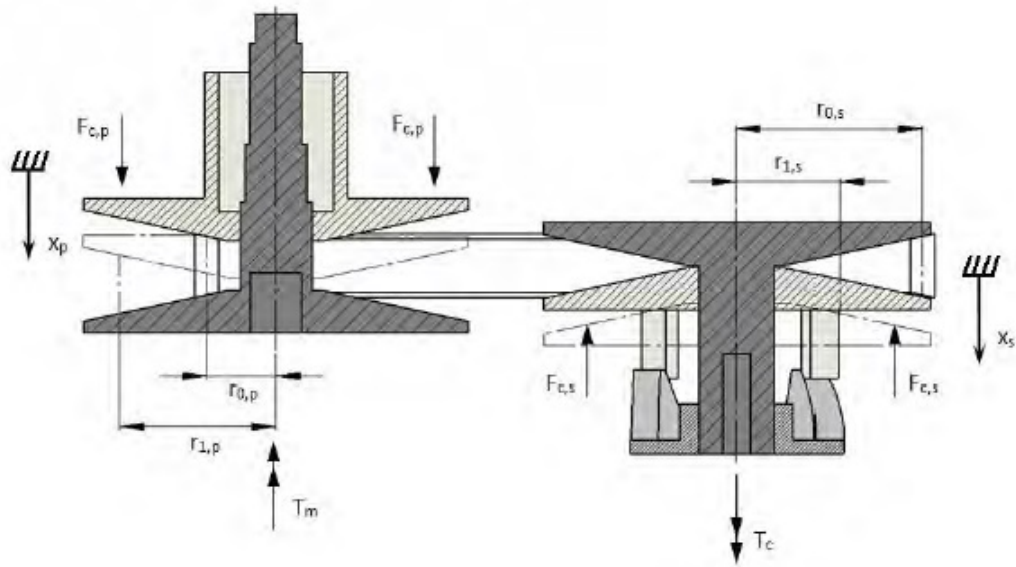


Figura 7: Diagrama general del movimiento de la CVT [11].

El principio de cambio de relación de transmisión en la CVT mencionada se produce como sigue: por medio de la fuerza centrífuga, generada por las masas actuadoras, ocurre un aumento de la fuerza axial equivalente a la polea primaria (F_{cp}), a medida que la fuerza aumenta se produce un aumento de la tensión de la correa y esta tensión busca vencer la fuerza axial equivalente en la polea conducida, generada por un resorte que trabaja de manera torsional y lineal (F_{cs}). En el momento en que (F_{cp}) es mayor a la fuerza axial equivalente en la polea conducida, empieza a producirse el cambio de relación de transmisión debido a la diferencia de fuerzas, este comportamiento se le conoce como cambio de radios hacia adelante [11].

Relación de transmisión de la CVT marca CVTech IBC 0600-0021/5600-0171.

La relación máxima de transmisión de la CVT es de 3:1, lo que significa que por cada 3 vueltas del eje del motor, la CVT da una vuelta. La relación de transmisión más baja es de 0.45:1, indicando que por cada 0.45 vueltas del motor, la CVT da una vuelta.

Par torsor producido por la CVT marca CVTech IBC 0600-0021/5600-0171.

Cuando la CVT se encuentra en operación, produce un par torsor sobre la flecha que la soporta. El valor numérico de dicho par se obtiene de la siguiente ecuación:

$$T_{cvt} = M_m i_{cvt} \quad (3.4.1)$$

Donde:

T=Par torsor transmitido por la CVT.

i_{cvt} =Relación de transmisión de la CVT.

3.5. Transmisión de engranes

Engrane.

Se denomina engrane a la rueda dentada, casi siempre con forma cilíndrica, utilizada para transmitir movimiento y potencia de un eje giratorio a otro dentro de una máquina [9]. Para un par de engranes en contacto, se suele llamar piñón al más pequeño y rueda o engrane al de mayor tamaño.

Tipos de engranes.

Los engranes rectos, tienen dientes paralelos al eje de rotación y se emplean para transmitir movimiento de un eje a otro eje paralelo. De todos los tipos, el engrane recto es el más sencillo [10].

Los engranes helicoidales, poseen dientes inclinados con respecto al eje de rotación, se utilizan para las mismas aplicaciones que los engranes rectos y cuando se utilizan en esta forma, no son tan ruidosos, debido al engranado más gradual de los dientes durante el acoplamiento. Asimismo, el diente inclinado desarrolla cargas de empuje y pares de flexión que no están presentes en los engranes rectos [10].

Los engranes cónicos, que presentan dientes formados en superficies cónicas, se emplean sobre todo para transmitir movimiento entre ejes que se intersecan [10].

El tornillo sinfín o de gusano, representa el cuarto tipo de engrane básico. El gusano se parece a un tornillo. El sentido de rotación del gusano, también llamado corona de tornillo sinfín, depende del sentido de rotación del tornillo sinfín y de que los dientes de gusano se hayan cortado a la derecha o a la izquierda [10].

En este proyecto se usan engranes helicoidales, a continuación se hace una explicación mas detallada sobre los mismos.

Engranes helicoidales.

La forma del diente de un engrane helicoidal, por lo general, es un helicoide involuta (perfil del diente). Si se corta una pieza de papel con la forma de un paralelogramo y se arrolla alrededor de un cilindro, el borde angular del papel se convierte en una hélice. Si este papel se desenrolla, cada punto del borde angular genera una curva involuta. La superficie que se obtiene cuando cada punto del borde genera una involuta se denomina *helicoide involuta* [10].

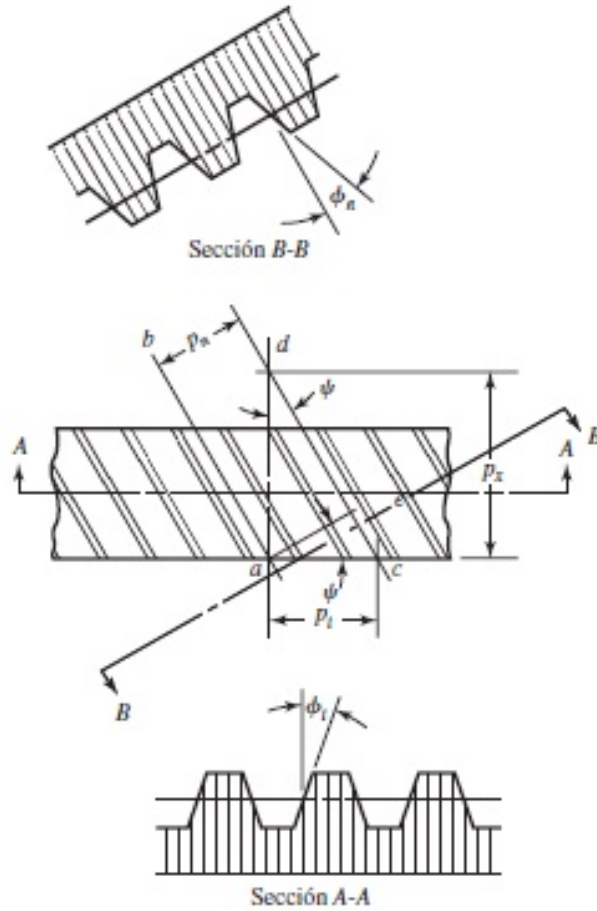


Figura 8: Nomenclatura de engranes helicoidales [10].

En la figura (8) se representa una parte de la vista en planta o superior de una cremallera helicoidal. Las líneas ab y cd son las líneas centrales de dos dientes helicoidales adyacentes, tomados en el mismo plano de paso. El ángulo ψ representa el *ángulo de la hélice*. La distancia ac está dada por el paso circular transversal p_t , en el plano de rotación (que suele llamarse *paso circular*). La distancia ae es el paso circular normal p_n y se relaciona con el paso circular transversal como sigue [10]:

$$p_n = p_t \cos \psi \quad (3.5.1)$$

La distancia ad se denomina *paso axial* p_x y se relaciona mediante la expresión

$$p_x = \frac{p_t}{\tan \psi} \quad (3.5.2)$$

Puesto que $\pi = P_n p_n$, el paso diametral normal es

$$P_n = \frac{P_t}{\cos \psi} \quad (3.5.3)$$

Por otro lado, definiendo el paso diametral transversal como el número de dientes presentes en el perímetro del diámetro de paso, se tiene:

$$P_t = \frac{N}{d_p} \quad (3.5.4)$$

A menudo, los datos de engranes se tabulan mediante la velocidad de la línea de paso, que es la velocidad lineal de un punto sobre el engrane en el radio del círculo de paso; se tiene que:

$$V_p = \frac{\pi d n}{12} \quad (3.5.5)$$

Donde:

V_p =Velocidad de la línea de paso (pie/min).

d =Diámetro del engrane (pulg).

n =Velocidad del engrane (rpm).

Sistemas de dientes.

Un sistema de dientes es una norma que especifica las relaciones que implican la cabeza, la raíz, la profundidad de trabajo, el espesor del diente y el ángulo de presión [10].

En la figura (9) se muestra la nomenclatura estándar de dientes de engranes helicoidales, es importante notar que los engranes rectos también presentan la misma nomenclatura. Las proporciones de los dientes se basan en el ángulo normal de presión de 20° y dientes de profundidad completa [10].

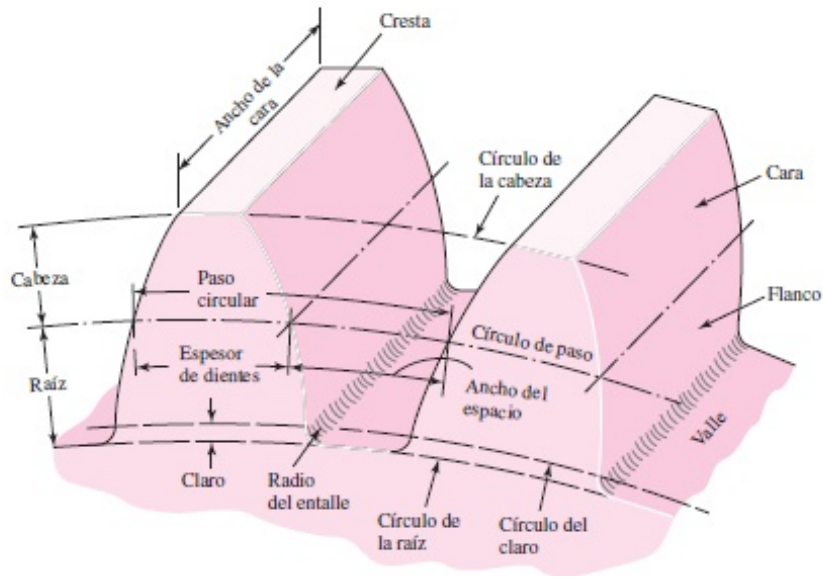


Figura 9: Nomenclatura de los dientes de engranes helicoidales y rectos [10].

Trenes de engranes.

Un tren de engranes es uno o más pares de engranes operando juntos para transmitir potencia.

Un tren de engranes compuesto se presenta cuando hay más de un engrane en el mismo eje de transmisión.

Para el caso de este proyecto se usa un tren de engranes compuesto.

El valor numérico de un tren de engranes se refiere al factor en el que dicho tren multiplica a la velocidad de entrada del mismo, puede ser multiplicador o reductor. Si el valor presenta un signo contrario al valor de la velocidad de entrada, significa que la velocidad en la salida del tren tiene diferente sentido.

Lo anterior explicado en notación matemática se expresa de la siguiente manera; sea un piñón i que impulsa a un engrane $i + 1$. La velocidad del engrane impulsado es:

$$n_{i+1} = \frac{N_i}{N_{i+1}} n_i \quad (3.5.6)$$

Donde:

n_{i+1} = Velocidad del engrane $i + 1$.

n_i =Velocidad del piñón i -ésimo.

N_i =Número de dientes del piñón i .

N_{i+1} =Número de dientes del engrane $i + 1$.

Interferencia.

Se presenta cuando el contacto entre dientes ocurre debajo del círculo base del engrane, en la parte no involuta del diente. El efecto real es que la punta o cara involuta del engrane impulsado tiende a penetrar en el perfil no involuta del impulsor, lo que ocasiona desgaste y picadura en el diente. Aunque la interferencia se puede reducir en el proceso de manufactura de los engranes al usar una generadora de dientes, es recomensable usar la tabla (3) para asegurar que no exista interferencia [9].

Tabla 3: Número mínimo de dientes en el piñón para asegurar que no exista interferencia [9].

Número de dientes del piñón	Máximo número de dientes del engrane
17	1309
16	101
15	45
14	26
13	16

Para que un par de engranes helicoidales puedan engranar, es necesario que tengan el mismo paso diametral, el mismo ángulo de hélice pero en sentido opuesto; si uno es hélice derecha, el otro deberá ser hélice izquierda, además la velocidad tangencial entre el contacto de los dientes, llamada velocidad de la línea de paso es la misma.

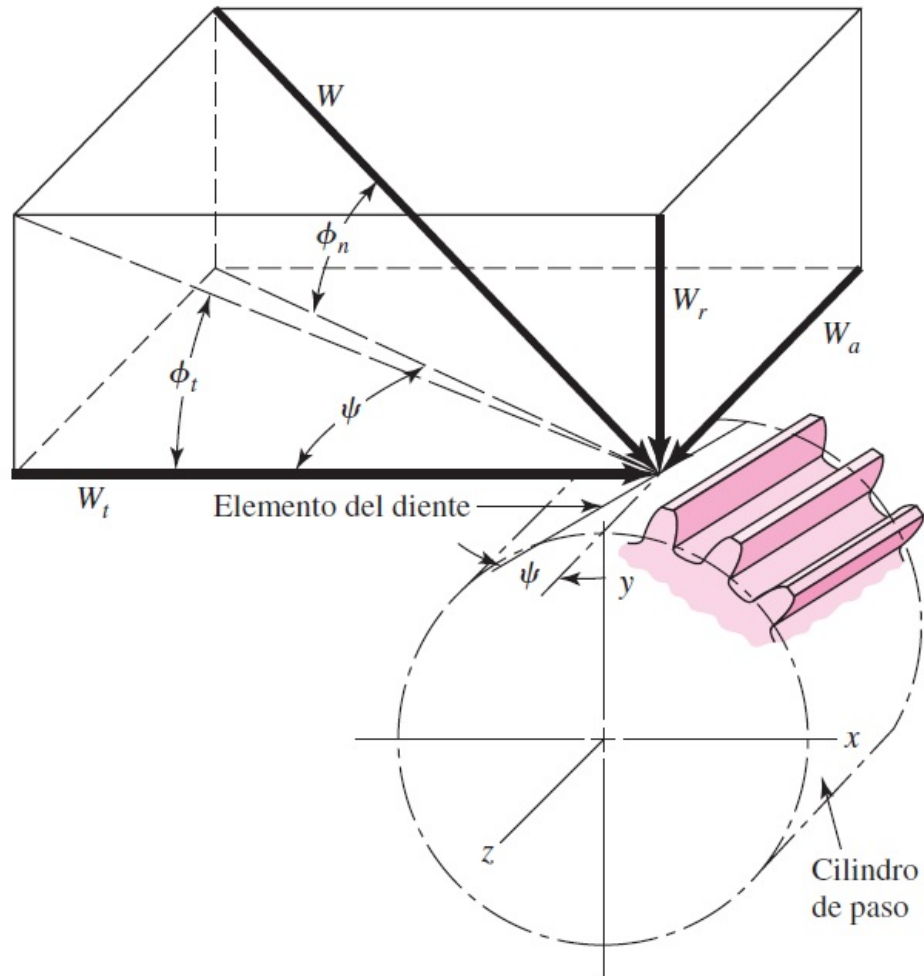


Figura 10: Fuerzas que actúan en el diente de un engrane helicoidal [9].

Fuerzas en engranes helicoidales.

La figura (10) representa una vista tridimensional de las fuerzas que actúan contra un diente de un engrane helicoidal. El punto de aplicación de las fuerzas se encuentra en el plano de paso y en el centro de la cara del engrane. A partir de la geometría de la figura, las tres componentes de la fuerza total (normal) W del diente corresponden a

$$W_r = W \text{sen } \phi_n \quad (3.5.7)$$

$$W_t = W \text{sen } \phi_n \cos \psi \quad (3.5.8)$$

$$W_a = W \cos \phi_n \sin \psi \quad (3.5.9)$$

Otra forma de obtener W_t consiste en conocer la velocidad de la línea de paso y la potencia transmitida, de esta manera se tiene:

$$W_t = 33000 \frac{H}{V_p} \quad (3.5.10)$$

Donde H es la potencia en caballos de fuerza y V_p es la velocidad de la línea de paso en pie/min.

Esfuerzos permisibles en engranes helicoidales.

La Asociación Americana de Fabricantes de Engranes (AGMA por sus siglas en Inglés) ha sido durante muchos años la autoridad responsable de la difusión del conocimiento sobre el diseño y análisis de engranes. Los métodos que suministra son de uso general en Estados Unidos, cuando las principales consideraciones son la flexión y el desgaste en los dientes de engranes [9].

Esfuerzos permisibles debidos a la flexión en dientes de engranes helicoidales.

Wilfred Lewis introdujo una ecuación para estimar el esfuerzo de flexión en dientes de engranes [10] en la que interviene la forma de los mismos. La ecuación, que fue dada a conocer en 1892, aún sigue siendo la base de la mayoría de los diseños de engranes. Posteriormente la AGMA se encargó de ajustar la ecuación de Lewis mediante la adición de algunos factores que toman en cuenta efectos dinámicos, térmicos y geométricos que la ecuación de Lewis no contemplaba, de este modo la ecuación general del esfuerzo de flexión AGMA resulta:

$$\sigma_t = \frac{W_t P_d}{F J} \frac{K_o K_s K_m K_B}{K_v} \quad (3.5.11)$$

Donde:

F =Ancho de cara del engrane (pulg).

J =Factor geométrico del engrane de resistencia a la flexión (que incluye el factor de concentración de esfuerzo en la raíz del entalle K_f).

K_o =Factor de sobrecarga.

K_s =Factor de tamaño.

K_m =Factor de distribución de carga.

K_B =Factor del espesor del aro.

K_v =Factor dinámico.

El ancho de la cara de los engranes helicoidales debe ser al menos dos veces el paso axial, a fin de aprovechar toda la helicoide del engrane y así disminuir concentraciones de esfuerzo.

Esfuerzos permisibles debidos al desgaste en dientes de engranes helicoidales.

El desgaste o picadura es una falla superficial por fatiga debida a muchas repeticiones de esfuerzo de contacto elevado. Otras fallas superficiales son el rayado, que es una falla por falta de lubricación, y la abrasión, que es el desgaste debido a la presencia de material extraño. Para analizar este tipo de fallas en engranes, se usa la ecuación de Hertz (Ver [9]) y de igual manera que para el caso de esfuerzo de flexión, la AGMA agrega algunos factores para obtener mejores resultados, de lo anterior se tiene:

$$\sigma_c = C_p \sqrt{W_t K_o K_v K_s \frac{K_m C_f}{d_p F} \frac{1}{I}} \quad (3.5.12)$$

Donde:

C_p =Coeficiente elástico del material del engrane ($\sqrt{\text{lb f} / \text{pul g}^2}$).

C_f =Factor de condición superficial.

d_p =Diámetro de paso del piñón (pulg).

I =Factor geométrico de resistencia al desgaste.

La ecuación (3.5.12) considera 1×10^7 ciclos de carga y confiabilidad de 99 % para temperaturas menores a 250° F, para confiabilidades y ciclos de carga mayores se usa un factor de corrección, reajustando la ecuación (3.5.12) se tiene:

$$\sigma_{ac} = \sigma_c \frac{K_L}{K_R} \quad (3.5.13)$$

Donde:

K_L =Factor de ciclos de carga.

K_R =Factor de confiabilidad.

Materiales para fabricar engranes helicoidales.

Los engranes helicoidales pueden ser fabricados de una amplia variedad de materiales, la selección de los mismos depende de las condiciones de uso. Desde el punto de vista de la resistencia de materiales, el esfuerzo de fluencia y la capacidad para soportar esfuerzos de fatiga, son los puntos más importantes a considerar en la selección del material [9].

Los engranes para aplicaciones de uso pesado como los instalados en máquinas herramienta, transmisiones de máquinas con velocidades angulares mayores a 2000 rpm o los reductores automotrices, son fabricados de aceros de medio carbono [9].

Dentro de los aceros, el más extensamente usado para la fabricación de engranes es el AISI 4140, lo anterior debido a su capacidad para alcanzar altas durezas y buenas tenacidades mediante tratamientos térmicos.

Uno de los tratamientos térmicos más apropiados para el acero AISI 4140 es el templado, ya que se logran altas durezas a bajas temperaturas de temple en comparación con otros aceros. Para que el material no pierda tenacidad en el proceso de temple, es recomendable realizar un revenido después del templado. Cuando se templan piezas de máquinas fabricadas mediante procesos con desprendimiento de viruta, es necesario realizar un relevado de esfuerzos antes del temple, cuyo objetivo es remover esfuerzos internos del material provocados por el maquinado. El enfriado debe ser en aceite.

La figura 11 muestra el valor de la resistencia a la tensión en comparación con el valor de la dureza alcanzada en el proceso de temple.

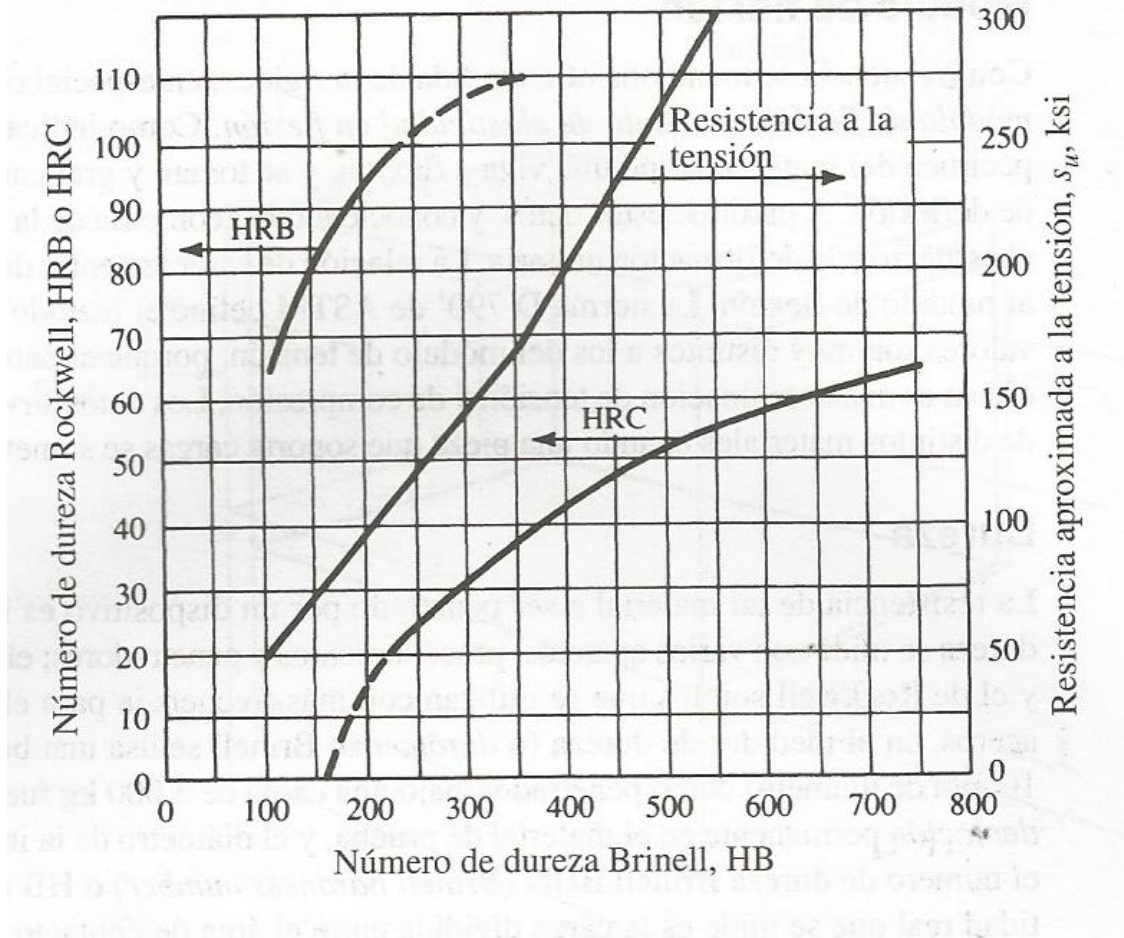


Figura 11: Variación de la resistencia a la tensión con la dureza del acero AISI 4140 [9].

3.6. Flechas de transmisión de potencia

Una flecha es un elemento rotatorio, por lo general de sección transversal circular, que se emplea para transmitir potencia o movimiento. Ella constituye el eje de rotación u oscilación de elementos como engranes, poleas, volantes de inercia, manivelas, catarinas y miembros similares, además, controla la geometría de su movimiento [10].

Geometría de la flecha.

La configuración general de una flecha para acomodar los elementos que lo conforman es, por lo general, la de un cilindro escalonado. El uso de hombros o resaltos constituye un medio excelente para localizar en forma axial los elementos de la flecha y para ejecutar cualquier carga de empuje necesaria [10].

Transmisión de par de torsión.

Muchas flechas sirven para transmitir un par de torsión de un engrane o polea de entrada, a través de la misma, a un engrane o polea de salida. Por supuesto, la flecha debe tener el tamaño adecuado para soportar el esfuerzo y la deflexión por torsión. También es necesario proporcionar un medio para transmitir el par de torsión entre la flecha y los engranes. Uno de los elementos más comunes para transmitir el par de torsión es la cuña, que además, permite la fijación de elementos rotatorios, como engranes, poleas o catarinas [10].

Existe una gran variedad de cuñas, la cuña cuadrada es una de las más usuales, debido a su facilidad para ser montada en la flecha.

Es importante señalar que los materiales de la cuña (Por lo general aceros de bajo carbono), no tengan resistencias mayores a los materiales de la flecha o de los elementos que soportan, lo anterior porque en una situación de sobrecarga es preferible que la cuña falle [10].

Esfuerzos en flechas.

No es necesario evaluar los esfuerzos en todos los puntos de una flecha; es suficiente hacerlo en unas cuantas ubicaciones potencialmente críticas. Por lo general, estas ubicaciones se localizan en la superficie exterior, en ubicaciones axiales donde el momento flexionante es grande, donde el par de torsión está presente y donde existen concentraciones de esfuerzo. Los momentos flexionantes sobre una flecha pueden determinarse mediante diagramas de cortante y momento flexionante. Los esfuerzos axiales sobre los ejes, debidos a componentes axiales transmitidos a través de engranes helicoidales se

pueden considerar despreciables, ya que son menores en comparación con el esfuerzo de momento flexionante. A menudo son constantes, por lo que contribuyen poco a la fatiga [10].

Los esfuerzos de flexión, torsión o axiales pueden estar presentes tanto medios como alternantes. Para el análisis, es suficiente combinar los diferentes tipos de esfuerzos en esfuerzos de Von Mises alternantes y medios.

En una flecha sólida con sección transversal circular, se tienen, para los esfuerzos medios y alternantes de torsión y flexión, las siguientes ecuaciones:

$$\sigma_a = K_f \frac{32M_a}{\pi d^3} \quad (3.6.1)$$

$$\sigma_m = K_f \frac{32M_m}{\pi d^3} \quad (3.6.2)$$

Donde:

σ_m =Esfuerzo flexionante medio (lbf/pulg²).

σ_a =Esfuerzo flexionante alternante (lbf/pulg²).

K_f =Factor de concentración del esfuerzo flexionante a la fatiga.

M_a =Momento alternante en el punto de análisis (lbf-pulg).

σ_m =Esfuerzo flexionante medio (lbf/pulg²).

d =Diámetro de la flecha en el punto de análisis (pulg).

$$\tau_a = K_{fs} \frac{16T_a}{\pi d^3} \quad (3.6.3)$$

$$\tau_m = K_{fs} \frac{16T_m}{\pi d^3} \quad (3.6.4)$$

Donde:

τ_a =Esfuerzo cortante alternante (lbf/pulg²).

τ_m =Esfuerzo cortante medio (lbf/pulg²).

K_{fs} =Factor de concentración del esfuerzo cortante a la fatiga.

T_a =Par torsor alternante en el punto de análisis (lbf-pulg).

T_m =Par torsor medio en el punto de análisis (lbf-pulg).

d =Diámetro de la flecha en el punto de análisis (pulg).

Los factores de concentración del esfuerzo se obtienen a partir de las figuras (12) y (13).

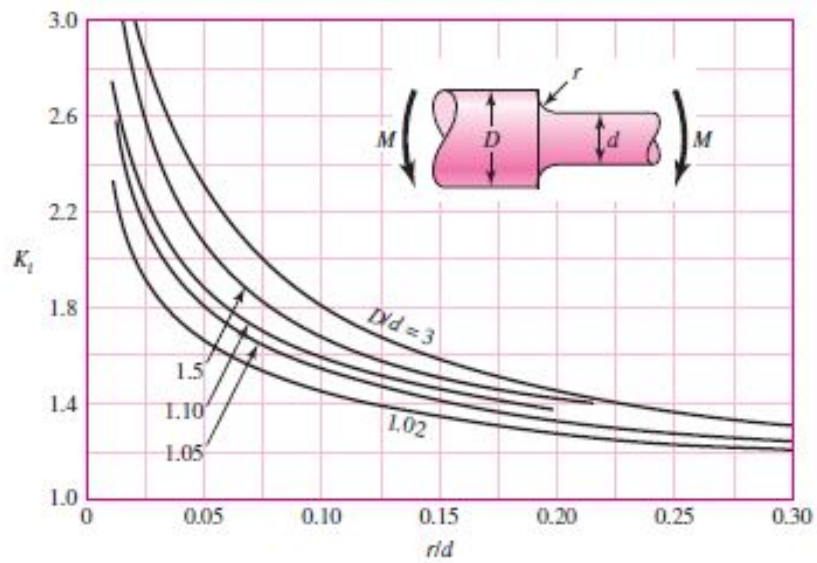


Figura 12: Factor de concentración por flexión [10].

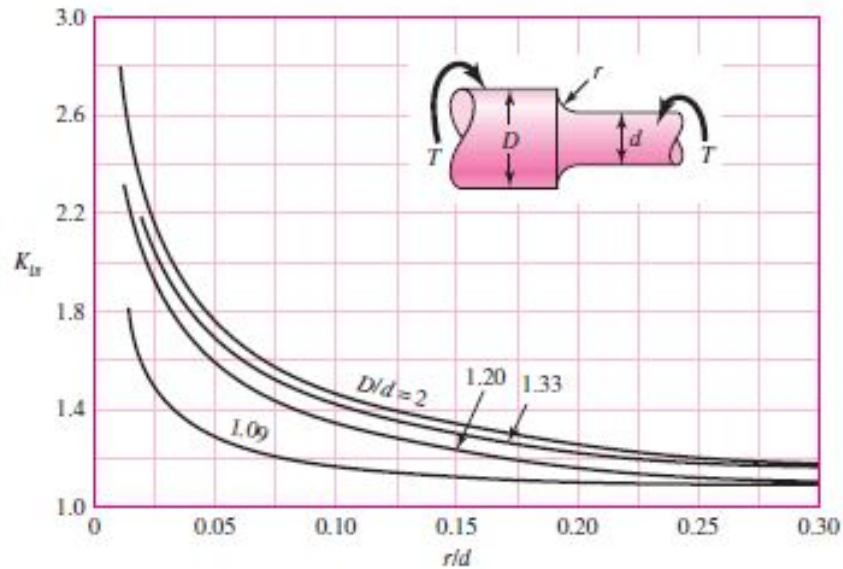


Figura 13: Factor de concentración por torsión [10].

Cuando se combinan estos esfuerzos de acuerdo con la teoría de falla por energía de distorsión, los esfuerzos de Von Mises para flechas, cilíndricas y sólidas sin tomar en cuenta las cargas axiales, están dados por:

$$\sigma'_a = \sqrt{(\sigma_a^2 + 3\tau_a^2)} \quad (3.6.5)$$

$$\sigma'_m = \sqrt{(\sigma_m^2 + 3\tau_m^2)} \quad (3.6.6)$$

Donde:

σ'_a =Esfuerzo alternante equivalente (lbf/pulg²).

σ'_m =Esfuerzo medio equivalente (lbf/pulg²).

Los esfuerzos equivalentes se pueden evaluar en alguna curva de falla apropiada, en este proyecto se usó la línea de Goodman debido a que es conservadora, la ecuación que representa dicha línea es:

$$\frac{1}{n} = \frac{\sigma'_a}{S_e} + \frac{\sigma'_m}{S_u} \quad (3.6.7)$$

Donde:

S_e =Límite de resistencia a la fatiga de la flecha. (lbf/pulg²).

S_u =Resistencia última de la flecha. (lbf/pulg²).

n =Factor de seguridad a la fatiga.

El límite de resistencia a la fatiga se puede encontrar mediante la siguiente expresión, llamada ecuación de Marin:

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e S'_e \quad (3.6.8)$$

Donde:

k_a =Factor de superficie.

k_b =Factor de tamaño.

k_c =Factor de carga.

k_d =Factor de temperatura.

k_e =Factor de confiabilidad

S'_e =Límite de resistencia a la fatiga de muestra de viga rotativa.

El límite de resistencia a la fatiga de la muestra de viga rotativa se encuentra, para el caso de aceros, mediante la siguiente ecuación:

$$S'_e = \begin{cases} 0.5S_{ut} & S_{ut} \leq 200\text{Ksi} \\ 100\text{Ksi} & S_{ut} > 200\text{Ksi} \end{cases} \quad (3.6.9)$$

El factor de temperatura se obtiene de la siguiente expresión:

$$k_a = aS_{ut}^b \quad (3.6.10)$$

Donde los valores a y b se encuentran de la tabla (4):

Tabla 4: Parámetros en el factor de superficie [10].

Acabado superficial	Factor a	Exponente b
Esmerilado	1.34	-0.085
Maquinado o laminado en frio	2.70	-0.26
Laminado en caliente	14.40	-0.718

El factor de tamaño se evalúa bajo la condición de esfuerzos de flexión y torsión en el elemento a estudio, se obtiene mediante la siguiente expresión:

$$k_b = 0.879d^{-0.107} \quad (3.6.11)$$

Para $0.11 \leq d \leq 2$ pulg

El factor de carga se evalúa a partir de:

$$k_c = \begin{cases} 1 & \text{flexión} \\ 0.85 & \text{axial} \\ 0.59 & \text{torsión} \end{cases} \quad (3.6.12)$$

Para la obtención del factor de temperatura se utiliza la siguiente relación polinómica:

$$k_d = 0.975 + 0.432(10^{-3})T_f - 0.115(10^{-5})T_f^2 + 0.104(10^{-8})T_f^3 - 0.595(10^{-12})T_f^4 \quad (3.6.13)$$

Para $70 \leq T_f \leq 1000^\circ\text{F}$

El factor de confiabilidad se puede hallar de la tabla (5).

Tabla 5: Factor de confiabilidad [10].

Confiabilidad %	Factor de confiabilidad k_e
50	1.00
90	0.897
95	0.868
99	0.814
99.9	0.753
99.99	0.702
99.999	0.659
99.9999	0.620

Es muy importante proteger a la flecha contra la falla debida a la fluencia, primero se calcula el esfuerzo máximo de Von Mises como sigue:

$$\sigma'_{max} = \sqrt{(\sigma_m + \sigma_a)^2 + 3(\tau_m + \tau_a)^2} \quad (3.6.14)$$

Para verificar la fluencia, este esfuerzo máximo de Von Mises se compara con la resistencia a la fluencia y se tiene:

$$n_y = \frac{S_y}{\sigma'_{max}} \quad (3.6.15)$$

Donde:

n_y =Factor de seguridad contra la fluencia.

Materiales para fabricar flechas.

El material con el que se fabrican las flechas debe tener resistencias mayores a los esfuerzos presentados con anterioridad, es importante que el material de la flecha sea equivalente en dureza y en resistencia a los materiales de los componentes que soporta, lo anterior para lograr una uniformidad entre los materiales y prevenir fallas por sobrecarga. Generalmente las flechas son fabricadas de aceros de medio carbono.

Deflexiones en flechas.

El análisis de deflexión incluso en un solo punto de interés requiere información completa de la geometría de todo el eje. Las deflexiones transversales dependerán de muchos factores y los catálogos de cojinetes y engranes deben usarse como guía para considerar la desalineación permisible. El análisis de deflexión es largo y tedioso para realizarlo de manera manual, en consecuencia, es recomendable hacer análisis de deflexiones con la ayuda de programas de cómputo [10].

Velocidades críticas de flechas.

Al girar la flecha, la excentricidad ocasiona una deflexión debida a la fuerza centrífuga que se resiste por la rigidez a la flexión de la misma. Cuando las deflexiones son pequeñas, no se ocasiona ningún daño. Sin embargo, un problema potencial se presenta cuando la flecha supera cierta velocidad, llamada velocidad crítica debida a la propia masa de la flecha. Para el caso de un ensamble de elementos en la flecha, el método de Raleygh para masas concentradas establece:

$$\omega_i = \sqrt{\frac{g \sum w_i y_i}{\sum w_i y_i^2}} \quad (3.6.16)$$

donde w_i es el peso de la i -ésima ubicación y y_i es la deflexión del i -ésimo cuerpo. Con la ayuda de una computadora es posible obtener facilmente las deflexiones y simplificar de manera considerable el cálculo de la velocidad crítica [12].

Ajustes y Tolerancias

Debido a las inexactitudes que inevitablemente se obtienen en las dimensiones de una pieza al producirla por medios mecánicos, es necesario establecer un intervalo de valores que sean aceptables para las dimensiones finales, de acuerdo a las funciones necesarias[17].

A continuación se dan algunas definiciones referentes a la tolerancia:

Dimensión efectiva.- Es la que se obtiene mediante la medición de la pieza. Involucra cierta incertidumbre que será menor en cuanto mayor sea la exactitud de los instrumentos.

Dimensiones límite.- Son las dimensiones extremas entre las que puede estar la dimensión efectiva de la pieza. Para que se considere buena una pieza, es necesario que su dimensión efectiva sea mayor o igual que la dimensión mínima permitida y que a su vez sea menor o igual a la dimensión máxima permitida.

Dimensión mínima. Es la menor de las dimensiones límite.

Dimensión máxima. Es la mayor de las dimensiones límite.

Intervalo de tolerancia (IT).- Es la diferencia entre las dimensiones máxima y mínima.

$$IT = \text{dimensión máxima} - \text{dimensión mínima.}$$

Dimensión nominal.- Es la que se toma como referencia.

Desviaciones.- Son las cifras que indican que tan alejadas están las dimensiones límite de la dimensión nominal.

Desviación superior: diferencia entre la dimensión máxima y la dimensión nominal.

Desviación inferior: diferencia entre la dimensión mínima y la dimensión nominal.

Para el ensamble un eje en otra pieza con la misma dimensión nominal se determina un ajuste, el cual, según las tolerancias, podrá ser:

Con juego.- Cuando las tolerancias del eje son menores que las del agujero.

Con apriete.- Cuando las tolerancias del agujero están por debajo de las del eje.

Incierto.- Cuando las tolerancias del agujero y del eje se traslapan, dando en ocasiones un juego y en ocasiones un apriete.

En la tabla (6) se muestran los ajustes recomendados para uso en macánica general.

Tabla 6: Ajustes recomendados [17].

AJUSTES PRINCIPALES UTILIZAR DE PREFERENCIA LOS DE LOS CIRCULOS			Arboles (posi ción)	AGUJEROS Y CALIDAD DE LOS ARBOLES					
				H 6	H 7	H 8	H 9	H 11	
AJUSTES CON JUEGO	JUEGO AMPLIO	Ensamblajes cuyo funcionamiento requiere juego amplio por dilataciones, mal alineamiento, cojinetes grandes, etc.	c				9	11	
			d				9	11	
	JUEGO MEDIANO	Piezas que giran o deslizan con una buena lubricación.	e		7	8	9		
			f	6	6.7	7			
JUEGO PEQUEÑO	Piezas con guía precisa y movimientos de pequeña amplitud.	g	5	6					
AJUSTE EXACTO			h	5	6	7	8		
AJUSTES CON APRIETE	APRIETE DEBIL	El ensamble se puede hacer a mano, la unión no puede transmitir esfuerzos. Se puede montar y desmontar.	Ensamble a mano		js	5	6		
					k	5			
	APRIETE MEDIANO		Ensamble a mano auxiliándose de un mazo		m		6		
					p		6		
	APRIETE FUERTE	Imposible desmontar sin deterioro. La unión puede transmitir esfuerzos.	Ensamble a prensa		s			7	
			Ensamble a prensa o por dilatación (verificar los esfuerzos internos).		u			7	
					x			7	
			z			7			

Tabla 7: Tolerancias principales [17].

		TOLERANCIAS PRINCIPALES											
		Valores en micras (0.001 mm)					Temperatura de referencia 20° C						
Diámetros en mm		≤ 3	>3 a 6	>6 a 10	>10 a 18	>18 a 30	>30 a 50	>50 a 80	>80 a 120	>120 a 180	>180 a 250	>250 a 315	>315 a 400
AGUJEROS	H 6	+6 0	+8 0	+9 0	+11 0	+13 0	+16 0	+19 0	+22 0	+25 0	+29 0	+32 0	+36 0
	H 7	+10 0	+12 0	+15 0	+18 0	+21 0	+25 0	+30 0	+35 0	+40 0	+46 0	+52 0	+57 0
	H 8	+14 0	+18 0	+22 0	+27 0	+33 0	+39 0	+46 0	+54 0	+63 0	+72 0	+81 0	+89 0
	H 9	+25 0	+30 0	+36 0	+43 0	+52 0	+62 0	+74 0	+87 0	+100 0	+115 0	+130 0	+140 0
	H 11	+60 0	+75 0	+90 0	+110 0	+130 0	+160 0	+190 0	+220 0	+250 0	+290 0	+320 0	+360 0
ARBOLES	g5	-2 -6	-4 -9	-5 -11	-6 -14	-7 -16	-9 -20	-10 -23	-12 -27	-14 -32	-15 -35	-17 -40	-18 -43
	h5	0 -4	0 -5	0 -6	0 -8	0 -9	0 -11	0 -13	0 -15	0 -18	0 -20	0 -23	0 -25
	i _s 5	+2 -2	+2.5 -2.5	+3 -3	+4 -4	+4.5 -4.5	+5.5 -5.5	+6.5 -6.5	+7.5 -7.5	+9 -9	+10 -10	+11.5 -11.5	+12.5 -12.5
	k5	+4 0	+6 +1	+7 +1	+9 +1	+11 +2	+13 +2	+15 +2	+18 +3	+21 +3	+24 +4	+27 +4	+29 +4
	f6	-6 -12	-10 -18	-13 -22	-16 -27	-20 -33	-25 -41	-30 -49	-36 -58	-43 -68	-50 -79	-56 -88	-62 -98
	g6	-2 -8	-4 -12	-5 -14	-6 -17	-7 -20	-9 -25	-10 -29	-12 -34	-14 -39	-15 -44	-17 -49	-18 -54
	h6	0 -6	0 -8	0 -9	0 -11	0 -13	0 -16	0 -19	0 -22	0 -25	0 -29	0 -32	0 -36
	i _s 6	+3 -3	+4 -4	+4.5 -4.5	+5.5 -5.5	+6.5 -6.5	+8 -8	+9.5 -9.5	+11 -11	+12.5 -12.5	+14.5 -14.5	+16 -16	+18 -18
	m6	+8 +2	+12 +4	+15 +6	+18 +7	+21 +8	+25 +9	+30 +11	+35 +13	+40 +15	+46 +17	+52 +20	+57 +21
	p6	+12 +6	+20 +12	+24 +15	+29 +18	+35 +22	+42 +26	+51 +32	+59 +37	+68 +43	+79 +50	+88 +56	+98 +62
	e7	-14 -24	-20 -32	-25 -40	-32 -50	-40 -61	-50 -75	-60 -90	-72 -107	-85 -125	-100 -146	-110 -162	-125 -182
	f7	-6 -16	-10 -22	-13 -28	-16 -34	-20 -41	-25 -50	-30 -60	-36 -71	-43 -83	-50 -96	-56 -108	-62 -119
	h7	0 -10	0 -12	0 -15	0 -18	0 -21	0 -25	0 -30	0 -35	0 -40	0 -46	0 -52	0 -57
	e8	-14 -28	-20 -38	-25 -47	-32 -59	-40 -73	-50 -89	-60 -106	-72 -126	-85 -148	-100 -172	-110 -191	-125 -214
	f8	-6 -20	-10 -28	-13 -35	-16 -43	-20 -53	-25 -64	-30 -76	-36 -90	-43 -106	-50 -122	-56 -137	-62 -151
	h8	0 -14	0 -18	0 -22	0 -27	0 -33	0 -39	0 -46	0 -54	0 -63	0 -72	0 -81	0 -89
	d9	-20 -45	-30 -60	-40 -76	-50 -93	-65 -117	-80 -142	-100 -174	-120 -207	-145 -245	-170 -285	-190 -320	-210 -350
	e9	-14 -39	-20 -50	-25 -61	-32 -75	-40 -92	-50 -112	-60 -134	-72 -159	-85 -185	-100 -215	-110 -240	-125 -265
	d11	-20 -80	-30 -105	-40 -130	-50 -160	-65 -195	-80 -240	-100 -290	-120 -340	-145 -395	-170 -460	-190 -510	-210 -570
	h11	0 -60	0 -75	0 -90	0 -110	0 -130	0 -160	0 -190	0 -220	0 -250	0 -290	0 -320	0 -360
i _s 11	+30 -30	+37 -37	+45 -45	+55 -55	+65 -65	+80 -80	+95 -95	+110 -110	+125 -125	+145 -145	+160 -160	+180 -180	

3.7. Rodamientos

Es la pieza que soporta y permite el giro del árbol transmisor de momento giratorio de una máquina. También se le conoce como balero o cojinete de contacto rodante.

De acuerdo con el tipo de contacto que exista entre las piezas (deslizamiento o rodadura), el cojinete puede ser un cojinete de deslizamiento o un rodamiento.

Los rodamientos se fabrican para soportar cargas radiales puras, cargas de empuje puras o una combinación de ellas.

Según su capacidad para soportar tipos de carga, se clasifican principalmente en dos grupos principales: rodamientos de bolas y de rodillos.

Los rodamientos de rodillos soportan cargas radiales y axiales, a su vez se clasifican según las características de los rodillos.

Los rodamientos de bolas soportan cargas axiales y radiales, sin embargo, las fuerzas axiales deben ser consideradas como fuerzas radiales equivalentes. Existen diversos fabricantes de rodamientos, los cuales proporcionan las cargas máximas que los mismos pueden soportar.

Existe un método llamado efecto carga-vida del cojinete a confiabilidad nominal, el cual predice la vida del rodamiento con una confiabilidad del 90 %. Cada marca de rodamientos presenta una metodología diferente para obtener la vida del rodamiento en cuestión, para este proyecto se usaron rodamientos de bolas marca Dodge.

Efecto carga-vida para cojinetes Dodge.

Para la aplicación de este método de vida para los cojinetes, es necesario obtener las reacciones en los soportes de la flecha, una vez conocidas dichas fuerzas, se tiene:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^3 x \frac{1667}{rpm} \quad (3.7.1)$$

L_{10} es la vida esperada para al menos el 90 % de cojinetes operando bajo las mismas condiciones de carga. El valor se expresa en horas.

P representa la carga radial equivalente, es decir, la combinación de la carga axial y la radial. El valor se expresa en libras.

C es la capacidad dinámica del cojinete, en otras palabras, es la carga dinámica equivalente máxima que el cojinete puede soportar. Este dato es proporcionado por el fabricante.

El cálculo de la carga radial equivalente se obtiene de la siguiente expresión:

$$P = (XF_r) + (YF_a) \quad (3.7.2)$$

F_r y F_a representan la fuerza radial y axial que el cojinete deberá soportar.

X y Y son constantes proporcionadas por el fabricante, para determinar su valor numérico es necesario conocer el parámetro e .

Donde el parámetro e se obtiene a partir de:

$$e = \frac{F_a}{C_o} \quad (3.7.3)$$

C_o es la capacidad de carga estática del rodamiento, proporcionada por el fabricante.

4. Desarrollo del proyecto

4.1. Análisis de la dinámica del vehículo

A continuación se determinan funciones y términos de las ecuaciones dinámicas del vehículo con la finalidad de poder realizar una simulación numérica de la ecuación (3.3.19).

Es importante señalar que los parámetros dependientes de las condiciones atmosféricas fueron tomados de la ciudad de Toluca, lo anterior debido a que la competencia Baja SAE México se realizó en esa ciudad.

Obtención de la función de excitación.

La ecuación (3.3.14) recibe el nombre de función de excitación, ya que es la ecuación de entrada para la simulación numérica. Por otra parte, la función de la velocidad con respecto del tiempo $v(t)$ recibe el nombre de función respuesta.

Para obtener la función de excitación se siguió un método basado en las pruebas experimentales realizadas en [2] y explicadas en el marco teórico (Ver pág. 12).

Primero se determinaron incrementos de tiempo de aproximadamente 0.81 s, comenzando en 0 y terminando en 11.36. Se supuso un peso de diseño igual que el del vehículo analizado en [2] (270 kgf), se consideró que el motor del presente proyecto y el analizado en [2] tienen la misma función de transferencia. Para la obtención de M_m se usó la gráfica de la figura (5).

Se infirió una relación lineal entre la relación de transmisión del presente proyecto y el analizado en [2].

Con las suposiciones anteriores y la ecuación (3.3.14) es posible obtener los valores de la función de excitación, a partir de lo anterior se construyó la tabla (8).

Tabla 8: Valores que adopta la función de excitación.

$t[s]$	$n_m[rpm]$	i_{total}	$n_r[rpm]$	$M_m[Nm]$	$s(t)[Nm]$
0	1809	28.89	0.00	16	461.76
2.37	2501	10.43	239.75	18.5	192.99
3.68	2709	9.19	294.80	18.4	169.08
4.83	2918	8.85	329.77	18.3	161.93
5.86	3125	8.41	371.62	18.2	153.05
6.78	3292	8.29	397.21	17.9	148.35
7.59	3332	7.58	439.82	17.8	134.85
8.34	3467	7.46	464.61	17.7	132.08
9.06	3504	7.11	492.58	17.6	125.20
9.79	3632	7.08	513.30	17.4	123.12
10.62	3684	6.52	565.45	17.3	112.71
11.36	3790	6.50	583.08	17	110.50

Con los valores mostrados en la tabla (8) es posible graficar $s(t)$ en contra del tiempo (t). La visualización de la misma se presenta a continuación:

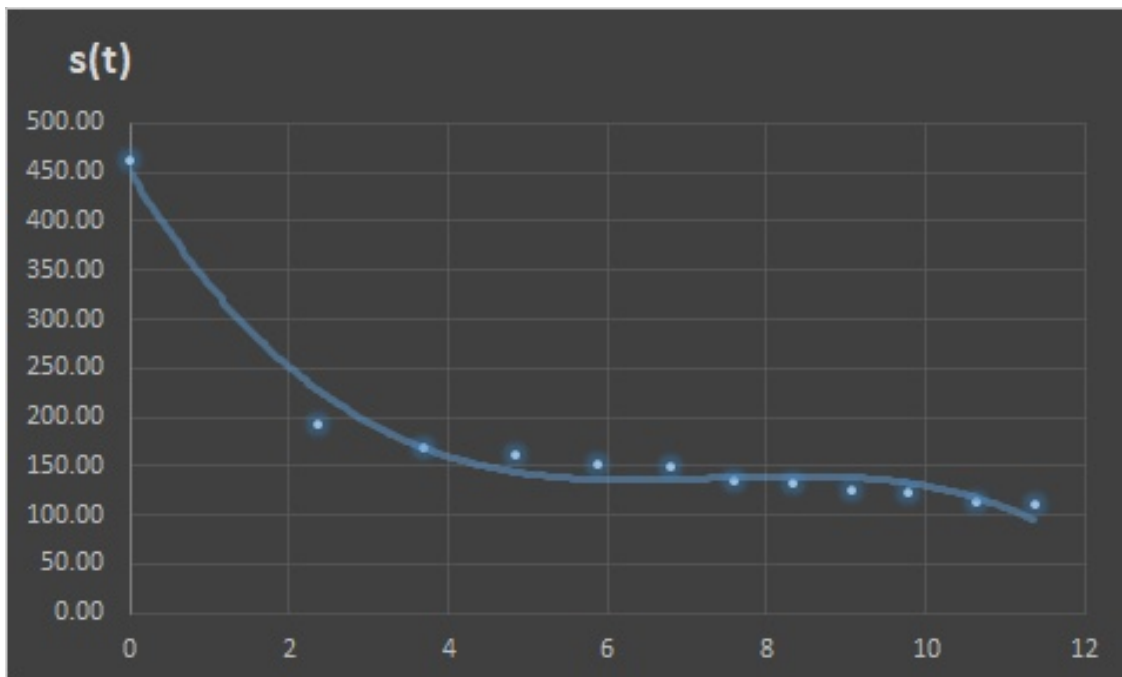


Figura 14: Gráfica de la función de excitación en función del tiempo .

Después se usó el método de las regresiones polinómicas para obtener la función que describe la gráfica, obteniendo la siguiente ecuación:

$$s(t) = -1.1197t^3 + 24.803t^2 - 176.03t + 523.17 \quad (4.1.1)$$

Obtención de la función de masas reducidas.

Enseguida se calcularon los valores de la rapidez tangencial de la rueda del vehículo, de la tabla (8) usando los valores de n_r y de $t(s)$, además de las ecuaciones (3.3.5) para la rapidez v y (3.3.8) para el coeficiente e , considerando $r_d=0.3$ m, se tiene:

Tabla 9: Valores que adopta el coeficiente de masas reducidas.

$t[s]$	$n_m[\text{rpm}]$	$v[\text{m/s}]$	$v[\text{mph}]$	n_mv	e
0	1809	0.00	0.00	-	2.59
2.37	2501	7.53	16.85	332.06	2.41
3.68	2709	9.23	20.72	292.51	2.15
4.83	2918	10.36	23.18	281.66	2.09
5.86	3125	11.67	26.12	267.67	2.01
6.78	3292	12.48	27.91	263.81	1.99
7.59	3332	13.82	30.91	241.14	1.87
8.34	3467	14.60	32.65	237.53	1.85
9.06	3504	15.47	34.62	226.43	1.79
9.79	3632	16.13	36.07	225.23	1.78
10.62	3684	17.76	39.74	207.38	1.70
11.36	3790	18.32	40.98	201.44	1.67

Graficando e en contra del tiempo t y usando el método de la regresión polinómica para obtener la función matemática, se tiene:

$$e(t) = 0.0048t^2 - 0.1393t + 2.6655 \quad (4.1.2)$$

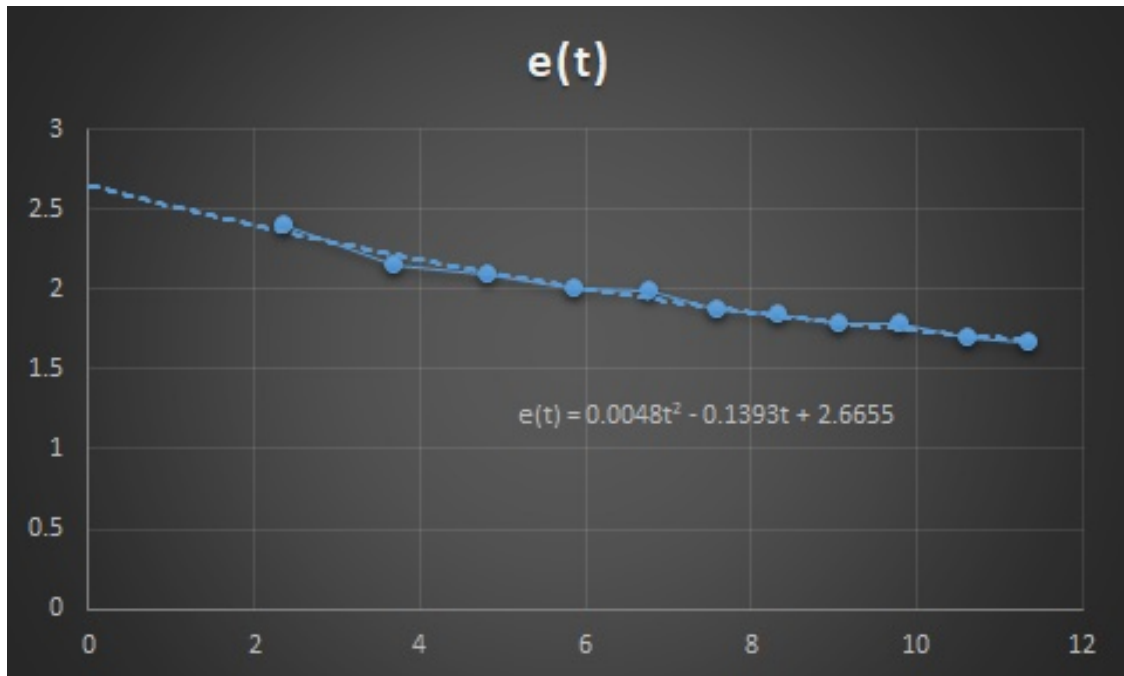


Figura 15: Gráfica del coeficiente e en función del tiempo.

Obtención de los parámetros constantes.

Es necesario determinar el valor de todos los parámetros involucrados en la ecuación (3.3.19), para determinar el término \tilde{A} se calculan las eficiencias de cada componente del sistema de potencia, además de la eficiencia global.

$$\eta_{CVT} = 0.70 \text{ [Tabla (1).]}$$

$$\eta_t = 0.96 \text{ [Figura (6).]}$$

$$\eta_{total} = 0.67$$

$$r_d = 0.3 \text{ m [Radio de las ruedas traseras del vehículo obtenido mediante medición directa.]}$$

$$\tilde{A} = 2.23 \text{ m}^{-1}$$

Para la obtención del término B se usa la ecuación (3.3.16).

$$W = 2640.6 \text{ N [Masa de diseño } m = 270 \text{ kg, aceleración debida a la gravedad en la ciudad de Toluca } g = 9.78 \text{ m/s}^2]$$

$f = 0.050$ [Tabla (2), se considera tierra suelta en mal estado porque la competencia Baja SAE se realiza en esas condiciones. El valor mínimo es elegido porque el vehículo usa llantas grandes, no presenta grandes cargas radiales y tiene las llantas bien infladas.]

$\alpha = 27^\circ$ [Valor típico aproximado del ángulo de la prueba de pendiente en competencias Baja [2].]

$$B = 1320.49 \text{ N}$$

El cálculo de D se realiza mediante la ecuación (3.3.18).

$C_v = 0.5$ [Este coeficiente se debe obtener experimentalmente con un modelo del vehículo a escala dentro de un túnel de viento, lo anterior resulta complicado. De [6] se sabe que el coeficiente toma valores de entre 0.15 para carros ligeros y aerodinámicos hasta 0.84 para camiones grandes y cuadrados. En el presente proyecto se tomó un valor promedio.]

De la ecuación (3.3.12) se usan los valores de $P = 74.46 \text{ KPa}$ y $T = 284.3 \text{ K}$ que corresponden a la presión atmosférica y temperatura promedio de los últimos 5 años en el mes de noviembre en Toluca, [7]. Además, se toma $R = 0.287 \text{ kJ/kgK}$ [8].

Para ρ se tiene:

$$\rho = 0.91 \text{ Kg/m}^3$$

El valor de A se obtiene de la figura (16) que es obtenida de los dibujos de detalle y proyecta el área frontal del vehículo. Las dimensiones de ambas llantas son las mismas.

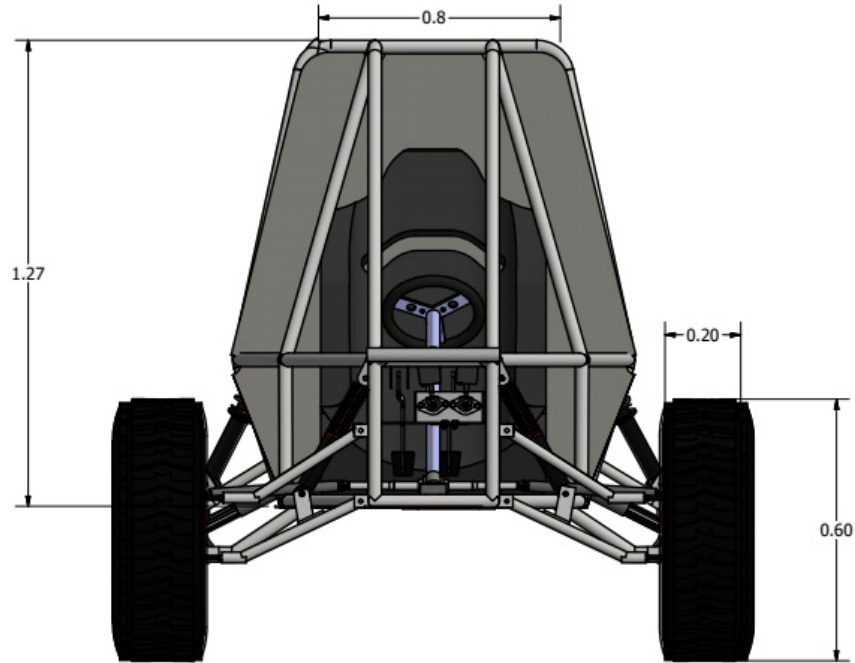


Figura 16: Vista frontal del vehículo.

$$A=1.25 \text{ m}^2$$

Finalmente se tiene:

$$D=0.28 \text{ Kg/m}$$

Conociendo las funciones $e(t)$, $s(t)$ y todos los parámetros involucrados es posible resolver la ecuación (3.3.19) mediante simulación numérica, con la finalidad de predecir la aceleración y velocidad máxima que puede alcanzar el vehículo.

Simulación numérica de la ecuación diferencial del vehículo.

La tabla (10) contiene la salida de la simulación numérica. Las columnas de izquierda a derecha representan, respectivamente: el tiempo, la función de excitación, la rapidez, la aceleración y la distancia recorrida esperada del vehículo. El interés principal de estos resultados se centra en conocer la aceleración que desarrolla el vehículo cuando haya recorrido los 45.7 m que marca la prueba dinámica de aceleración. Por otro lado, es posible conocer la rapidez tope que alcanza el vehículo y se obtiene cuando la aceleración que desarrolla es cero.

Tabla 10: Salida numérica de la simulación para la ciudad de Toluca.

$t[s]$	$s(t)[Nm]$	$v[m/s]$	$dv/dt [m/s^2]$	$d[m]$
0.00	533.91	0.00	0.00	0.00
0.60	490.67	0.93	2.87	0.76
1.20	389.34	1.31	2.98	2.89
1.80	337.21	2.47	3.14	4.74
2.40	239.67	2.79	1.89	9.53
3.00	202.13	3.58	1.47	14.98
3.60	179.47	4.71	1.16	20.43
4.20	163.86	4.97	0.95	23.51
4.80	156.47	5.24	0.68	29.13
5.40	139.32	5.98	0.43	34.65
6.00	131.99	6.46	0.31	41.68
6.60	137.23	7.37	0.28	44.42
7.20	145.74	8.12	0.21	45.9
7.80	149.32	8.32	0.12	53.87
8.40	152.26	8.65	0.09	59.32
9.00	154.59	8.98	0.07	67.85
9.60	150.20	9.13	0.03	76.76
10.20	137.71	9.23	0.01	84.31
10.80	114.82	9.67	0.0044	92.12
11.40	91.62	9.21	-0.0003	98.79
12.00	49.54	9.31	-0.001	104.56

4.2. Análisis de la CVT

La CVT fue desmontada de un vehículo Baja construido en el año 2012 por estudiantes de la UAM Azcapotzalco (Ver Antecedentes).

Debido a lo anterior, se tuvo que realizar un análisis a la CVT para corroborar que cumpliera su función.

Para evaluar su funcionamiento se dejó ensamblada al vehículo citado en el párrafo anterior, mientras se realizaban pruebas al mismo. Dichas pruebas consistieron en conducir el vehículo a través de pendientes y en acelerarlo a fondo en línea recta.

En la conducción a través de pendientes, el vehículo lograba la tracción adecuada para superarlas. Se notaba que las ruedas giraban lentamente.

Para el caso de la conducción en línea recta, se notaba que el vehículo aumentaba gradualmente su rapidez hasta llegar a un valor límite.

De las pruebas anteriores se determinó que la CVT cumplía con su función; aumentar el par torsor en pendientes y aumentar la rapidez en línea recta.

Posteriormente se colocó el vehículo con las ruedas motrices en vacío, se aceleró el motor ensamblado a la CVT y se pudo corroborar visualmente que la CVT tensaba y aflojaba la banda en función del acelerador del motor. Sin embargo, se notaba que le faltaba tensión a la banda.

Gracias al análisis de funcionamiento se logró constatar que la CVT funcionaba.

Enseguida se procedió a calcular el máximo par torsor que la CVT podría transmitir, lo anterior para que se pudiera diseñar la flecha que la soportaría.

Considerando $i_{CVT}=3$ que es el valor máximo de reducción de la CVT y $M_m=18.5$ Nm valor máximo del par al freno del motor, sustituyendo en la ecuación (3.4.1), se tiene:

$$T_{CVT}=55.5 \text{ Nm}$$

Es importante expresar el resultado anterior en unidades inglesas, ya que el diseño de engranes es con base en el paso diámetro y eso rige que las flechas también se encuentren en unidades inglesas. El valor anterior expresado en unidades inglesas es:

$$T_{CVT}=491.22 \text{ lbf-pulg}$$

4.3. Diseño de la transmisión de engranes

Para el diseño de la transmisión de engranes, se siguieron los siguientes pasos: primero se obtuvo la relación de transmisión adecuada según las condiciones de operación del vehículo, después se determinó la configuración de los elementos de la transmisión y finalmente se diseñaron los componentes de la misma. A continuación se explica con más detalle cada actividad de la ruta de diseño.

Obtención de la relación de transmisión.

La relación de transmisión debe satisfacer la ecuación diferencial (3.3.19), lo que implica que la fuerza motriz siempre debe ser mayor que las fuerzas de inclinación del terreno, de resistencia a la rodadura y de resistencia del aire. Además, debe vencer los efectos de la fuerza inercial que experimenta el vehículo.

De lo anterior, el término $\tilde{A}_s(t)$ siempre debe ser mayor a $Dv(t)^2 - B$.

Como $\tilde{A}_s(t)$ depende de la relación de la CVT y de la relación de transmisión, una vez conocida la función de excitación es posible hallar la relación que satisfaga la condición anterior.

Se usaron iteraciones para hallar el valor de la relación, comenzando con un valor de uno y subiendo gradualmente.

De este modo y considerando un factor de seguridad de 1.5 se obtuvo que la relación mínima que satisface dicha condición tiene un valor de 9.63.

Selección del mecanismo de transmisión.

Como se ve en la figura (3), la CVT va acoplada directamente en la flecha de entrada de la transmisión, la cual tiene dos salidas, una para cada rueda. En analogía con dicha figura, la transmisión de este proyecto presentó la misma disposición.

Se eligieron engranes helicoidales para la transmisión porque son estables en el engranado de dientes, son silenciosos, presentan muy poco riesgo de interferencia y los esfuerzos se distribuyen a lo largo del helicoide, lo que provoca que tengan mayor resistencia en comparación con los rectos. Además, son más económicos que los engranes cónicos o los de tornillo sin fin, ya que son más sencillos de manufacturar.

Diseño de los engranes de transmisión.

Se eligió un tren compuesto de engranes con la finalidad de tener una transmisión compacta.

Se propusieron números de dientes para los engranes, comenzando con los valores mínimos que evitan interferencia, de la tabla (3) se obtuvieron los valores respectivos de 15 y 40 dientes para la primera etapa. Posteriormente y después de analizar diversas configuraciones, se eligió la configuración de 65 y 18 dientes para la segunda etapa. Mediante la ecuación (3.5.6) se comprueba que el valor del tren satisface la relación de transmisión, considerando $N_1 = 15$, $N_2 = 40$, $N_3 = 18$ y $N_4 = 65$ se tiene:

$$\left(\frac{40}{15}\right)\left(\frac{65}{18}\right)=9.63$$

Una vez que se determinó el número de dientes de todos los engranes, se procedió a obtener parámetros geométricos de los mismos.

El paso diametral normal (P_n) fue el primer parámetro a considerar, puesto que los valores que puede asumir se encuentran estandarizados, se contactó a un fabricante de engranes para conocer el precio de manufactura en función del paso normal, resultando en un incremento del precio a mayores valores de paso. Debido a lo anterior se optó por elegir un paso de 8 dientes/pulg y por ende un paso circular normal de 0.393. Además, por sugerencia del fabricante se consideró un ángulo de hélice (ψ) de 25° .

De la ecuación (3.5.1) se calculó el paso circular transversal:

$$p_t=0.434 \text{ pulg}$$

Después se obtuvo el paso circular axial, ecuación (3.5.2):

$$p_x=0.93 \text{ pulg}$$

Enseguida se calculó el paso diámetro transversal usando la ecuación (3.5.3):

$$P_t=7.25 \text{ pulg}$$

Posteriormente se calculó el diámetro de paso de cada engrane, mediante la ecuación (3.5.4);

Para el engrane de 15 dientes:

$$d_{p1}=2.069 \text{ pulg}$$

Para el engrane de 40 dientes:

$$d_{p2}=5.517 \text{ pulg}$$

Para el engrane de 18 dientes:

$$d_{p3}=2.483 \text{ pulg}$$

Para el engrane de 65 dientes:

$$d_{p4}=8.965 \text{ pulg}$$

Además de los parámetros calculados, era necesario especificar un sistema de dientes para los engranes. El sistema de dientes estandarizado consiste en dientes de profundidad completa y ángulo de presión de 20° , con la finalidad de seguir las estandarizaciones en engranes se optó por dicho sistema.

A continuación se calculó la velocidad de la línea de paso para el conjunto de engranes de 15 y 40 dientes. El cálculo se realizó para la condición crítica de operación de los engranes, esta es cuando el motor tiene el máximo par torsor, aproximadamente a las 2700 rpm. Y considerando que la CVT reduce tres veces esa velocidad, se tiene, para la velocidad de línea de paso:

$$V_p=487.46 \text{ pie/min (ecuación 3.5.5)}$$

Posteriormente, se hizo lo mismo para el conjunto de engranes de 18 y 65 dientes.

$$V_p=219.36 \text{ pie/min}$$

Con los valores de las velocidades de paso, fue posible hallar la fuerza transmitida por los engranes mediante la ecuación (3.5.10). Se consideró una potencia ideal de 10 hp.

$$F_{t1}=676.98 \text{ lbf (Fuerza transmitida entre los engranes de 15 y 40 dientes)}$$

$$F_{t2}=1504.40 \text{ lbf (Fuerza transmitida entre los engranes de 18 y 65 dientes)}$$

Con las ecuaciones (3.5.7) y (3.5.9) se calcularon las fuerzas radiales y axiales producidas, se sigue la nomenclatura de la fuerza transmitida.

$$F_{r1}=274.45 \text{ lbf}$$

$$F_{t2}=315.18 \text{ lbf}$$

$$F_{a1}=315.68 \text{ lbf}$$

$$F_{a2}=701.52 \text{ lbf}$$

Una vez conocidas las fuerzas, principalmente la fuerza transmitida, se realizó el cálculo de los esfuerzos admisibles en los engranes, comenzando con los esfuerzos por flexión. Los esfuerzos críticos se encuentran siempre en el engrane más pequeño del engranaje, por lo anterior el análisis de esfuerzos se evalúa solamente en los engranes de 15 y 18 dientes.

De la ecuación (3.5.11) se tienen los siguientes valores:

$$F = 2 \text{ pulg}$$

$$J = 0.4$$

$$K_o = 2$$

$$K_s = 1.08$$

$$K_m = 1.38$$

$$K_B = 1$$

$$K_v = 1.34$$

El ancho de cara es de 2 pulg para aprovechar el helicoide del engrane.

Los demás factores fueron obtenidos del apéndice A.

En la obtención del factor de distribución de carga, se consideraron engranes abiertos con $C_{pm} = C_e = 1$.

Con los valores anteriores se calculó el valor de los esfuerzos permisibles para el engrane de 15 dientes:

$$\sigma_{t1}=3.38 \text{ Ksi}$$

Para el engrane de 18 dientes, el factor dinámico asume un valor de $K_v = 1.2$ y el factor geométrico $J = 0.395$. Por lo tanto, el valor de esfuerzos permisibles de flexión resulta en:

$$\sigma_{f2}=6.82 \text{ Ksi}$$

Para el cálculo de esfuerzos permisibles debidos al desgaste se empleó la ecuación (3.5.12). Usando los valores del factor geométrico de resistencia a la picadura para el engrane de 15 dientes de $I_1=0.187$ y para el de 18 dientes de $I_2=0.255$, se tiene:

$$\sigma_{c1}=135.97 \text{ Ksi}$$

$$\sigma_{c2}=149.95 \text{ Ksi}$$

Debido a las condiciones de la competencia Baja SAE, se necesita tener mayor índice de confiabilidad. Considerando una confiabilidad de 0.9999 y 1×10^9 ciclos de carga, que corresponde a una vida de 18,500 horas de vida de los engranes (Ver Apéndice A), se tiene, de la ecuación (3.5.13):

$$K_L=0.87$$

$$K_R=1.5$$

Finalmente, el número de esfuerzos permisibles debidos al desgaste resulta en:

$$\sigma_{ac1}=234.44 \text{ Ksi}$$

$$\sigma_{ac2}=258.53 \text{ Ksi}$$

De los resultados anteriores, se pudo notar que la falla potencial sería por desgaste en el diente. Por lo tanto, era necesario que el material de los engranes tuviera resistencias mayores a los esfuerzos permisibles. El acero AISI 4140 tratado podría cumplir con lo anterior, por lo tanto se eligió como materia prima.

Una vez que se conoció el material adecuado, se procedió a mandar manufacturar los engranes. Cuando estuvieron terminados se les realizaron tratamientos térmicos para alcanzar los valores de resistencia adecuados.

Primero se realizó un relevado de esfuerzos a 650 C° con el fin de eliminar esfuerzos internos debidos al maquinado, enseguida se templaron a 850 C° y se enfriaron en aceite para obtener una dureza de 544 HB, finalmente se realizó un doble revenido a 550 C° para lograr una buena tenacidad.

El valor de la resistencia a la cedencia se obtuvo de la figura (11) y presentó un valor de 266 Ksi, mientras que la resistencia última asumió un valor de 297 Ksi.

Se realizó una simulación computacional de los engranes para corroborar los valores de esfuerzos admisibles. A continuación se presentan los valores arrojados en dicha simulación.

Método de cálculo de resistencia
ANSI/AGMA 2001-D04:2005

Cargas

	Engranaje 1	Engranaje 2
Potencia (P)	10,13800 cv	9,935 cv
Velocidad (n)	900 rpm	337,50 rpm
Par de torsión (T)	59,162 librafuerz	154,610 librafuerza
Eficiencia (η)	0,98 su	

Valores de material

Engranaje 1 Material de usuario
Engranaje 2 Material de usuario

Tensión de plegado admitida (s_{at})	3038,78lpc	6820,45lpc
Tensión de contacto admitida (s_{ac})	234448 lpc	258,538 lpc
Módulo de elasticidad (E)	200000lpc	200000 lpc
Coefficiente de Poisson (μ)	0,300 su	0,300 su

Vida requerida (L_h): 18500 h

Factores Precisión

18:25:11 Diseño: Engranaje 1: Corrección unitaria (x) es menor que Corrección unitaria sin concidad (x_c)
18:25:11 Diseño: El número de dientes es comensurable: se toman muestras de los mismos dientes con
18:25:11 Cálculo: El cálculo indica la compatibilidad del diseño.

Resultados

F_t	679,613 librafuerza
F_r	291,783 librafuerza
F_a	316,909 librafuerza
F_n	806,610 librafuerza
v	8,124 pps
n_{E1}	29105,343 rpm
Engranaje 1	
k_f	1,809 su
k_n	1,300 su
Engranaje 2	
k_f	1,809 su
k_n	1,301 su

Figura 17: Valores de esfuerzos admisibles obtenidos en la simulación computacional.

Los valores obtenidos en la simulación y los calculados coinciden plenamente, por lo anterior, se pudo asegurar que los engranes soportarían las condiciones de carga a las que serían sometidos.

4.4. Diseño de las flechas de transmisión

El primer punto importante del diseño de las flechas de transmisión consistió en determinar la geometría de las mismas.

Para la primera flecha, se tuvo en cuenta que debería soportar a la polea conducida de la CVT y al engrane de 15 dientes. Debido a que la CVT debe estar montada en una flecha con rosca para una tuerca de seguridad, se determinó un diseño escalonado de flecha como el que se muestra en la figura (18), además se muestran las fuerzas actuantes correspondientes a la CVT y al engrane 1. También es posible visualizar la posición de los cojinetes.

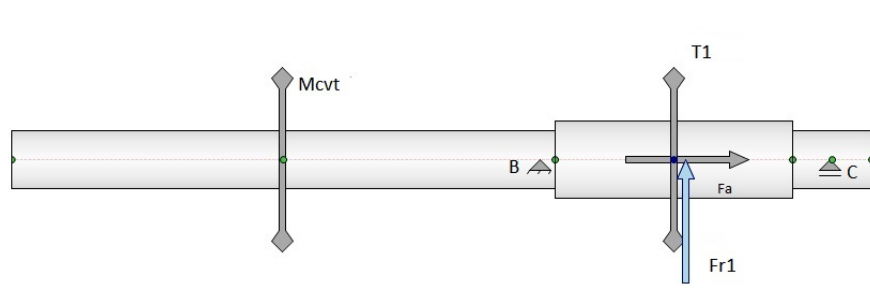


Figura 18: Geometría de la flecha 1 con fuerzas actuantes.

Para la flecha 2 se diseñó la configuración expuesta en la figura (19), en donde se pueden notar las componentes de fuerza del engrane 2 debidas al engrane 1, además de las correspondientes al engrane 3.

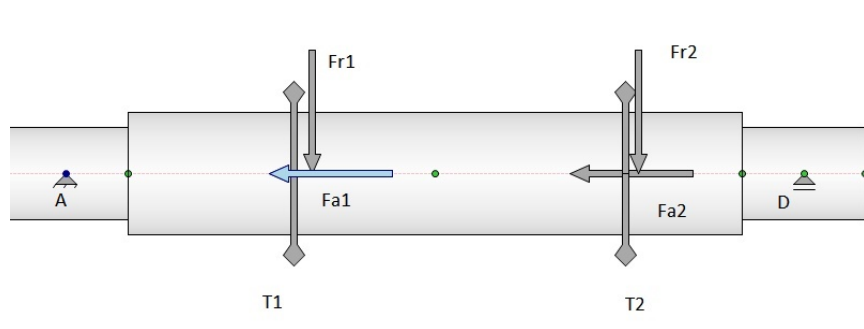


Figura 19: Geometría de la flecha 2 con fuerzas actuantes.

La flecha 3 solamente soportaría un engrane, pero se necesitaban considerar las dos salidas de potencia. Por lo anterior se decidió usar la configuración expuesta en la figura (20).

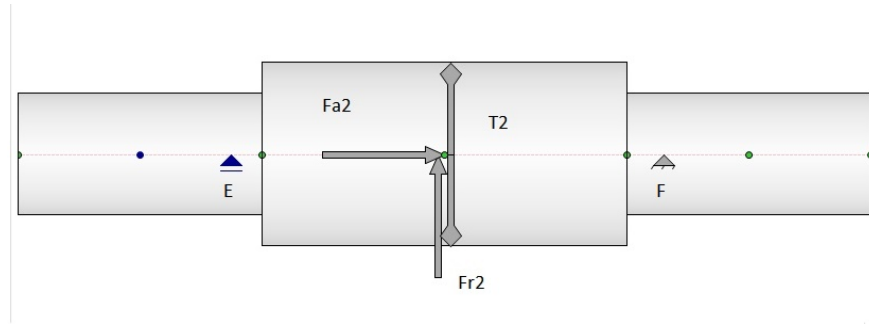


Figura 20: Geometría de la flecha 3 con fuerzas actuantes.

Posteriormente se calcularon las reacciones en los soportes, obteniendo para la flecha 1:

$$B_r = 19.54 \text{ lbf}$$

$$B_a = 118.38 \text{ lbf}$$

$$B_t = 253.87 \text{ lbf}$$

$$C_r = 83.38 \text{ lbf}$$

$$C_t = 507.74 \text{ lbf}$$

Para la flecha 2:

$$A_a = 75.89 \text{ lbf}$$

$$A_r = 95.27 \text{ lbf}$$

$$A_t = 90.49 \text{ lbf}$$

$$D_r = 29.3 \text{ lbf}$$

$$D_t = 72.24 \text{ lbf}$$

Finalmente para la flecha 3, se tiene:

$$E_a = 194.27 \text{ lbf}$$

$$E_r = 302.51 \text{ lbf}$$

$$E_t = 208.3 \text{ lbf}$$

$$F_r = 133.62 \text{ lbf}$$

$$F_t = 208.30 \text{ lbf}$$

Donde los subíndices a, r y t denotan las direcciones axial, radial y tangencial de la fuerza.

Conocidas todas las fuerzas de reacción en los soportes, se procedió a realizar los diagramas de momento flector y fuerza cortante.

Para la flecha 1 se tiene:

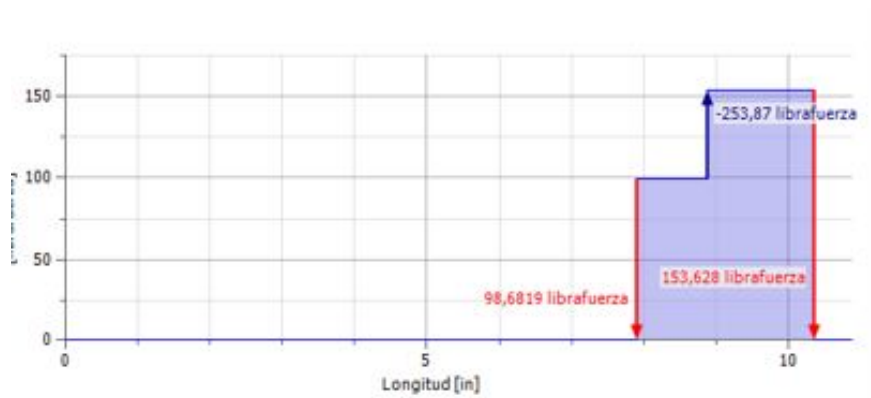


Figura 21: Diagrama de cortante de la flecha 1.

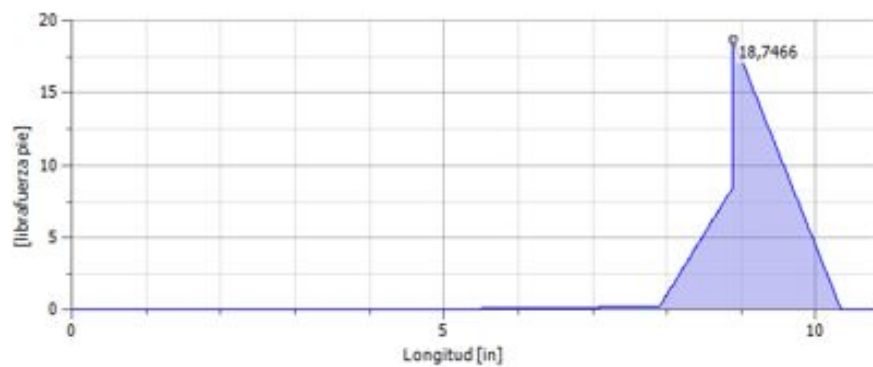


Figura 22: Diagrama de momento flector de la flecha 1.

Para las flechas 2 y 3 se tiene:

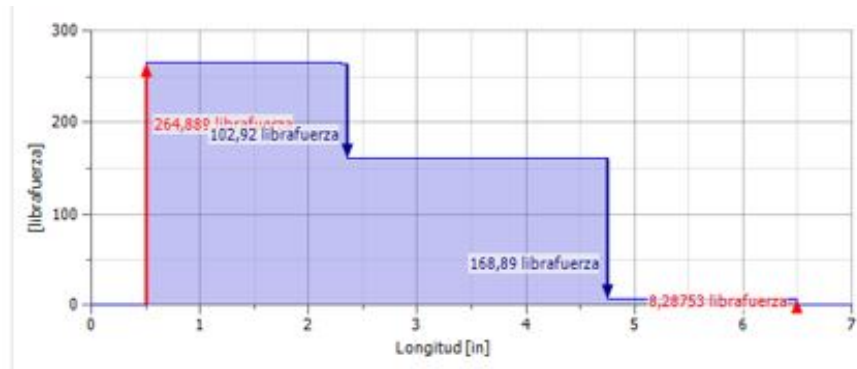


Figura 23: Diagrama de cortante de la flecha 2.

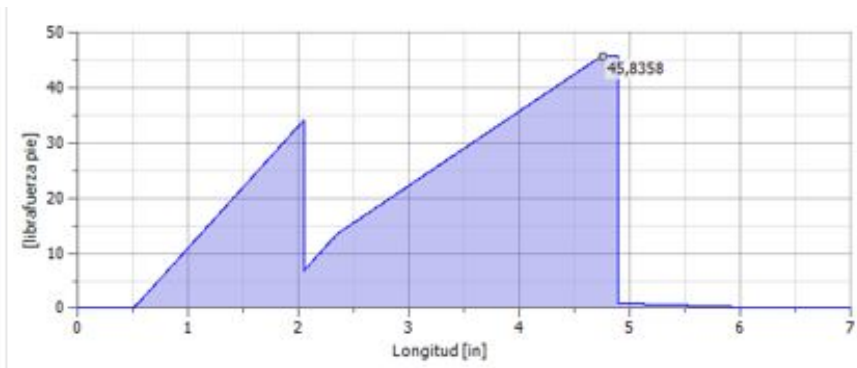


Figura 24: Diagrama de momento flector de la flecha 2.

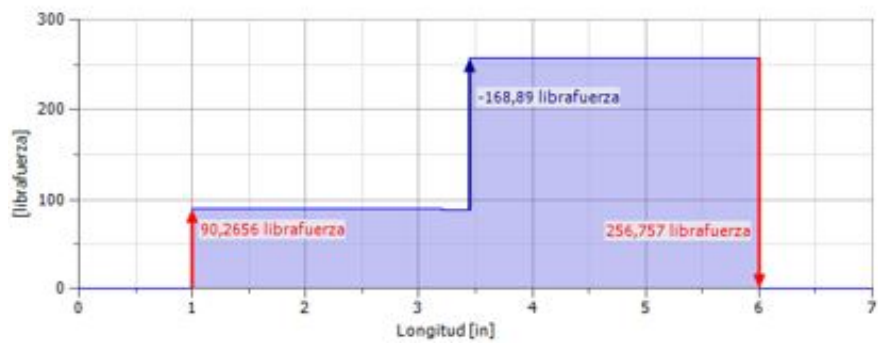


Figura 25: Diagrama de cortante de la flecha 3.

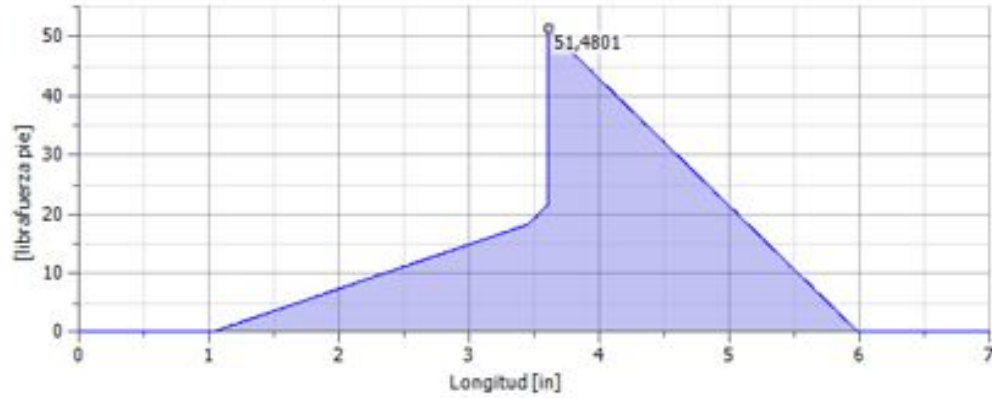


Figura 26: Diagrama de momento flector de la flecha 3.

Con los valores de momento críticos, se realizó el cálculo del diámetro ideal para cada sección de las flechas usando las ecuaciones (3.6.1) y (3.6.4), obteniendo los siguientes resultados:

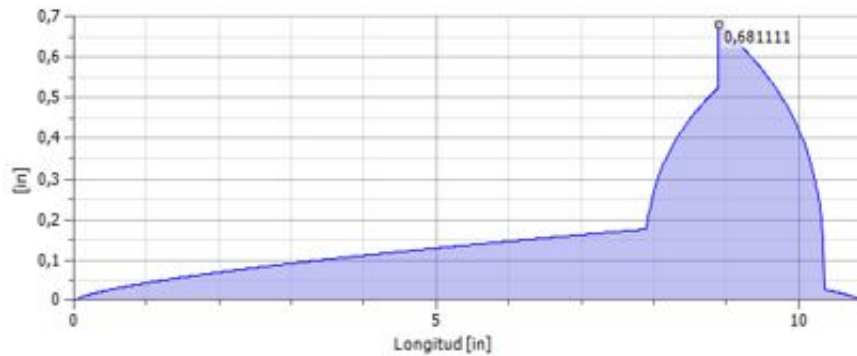


Figura 27: Diámetros ideales en la flecha 1.

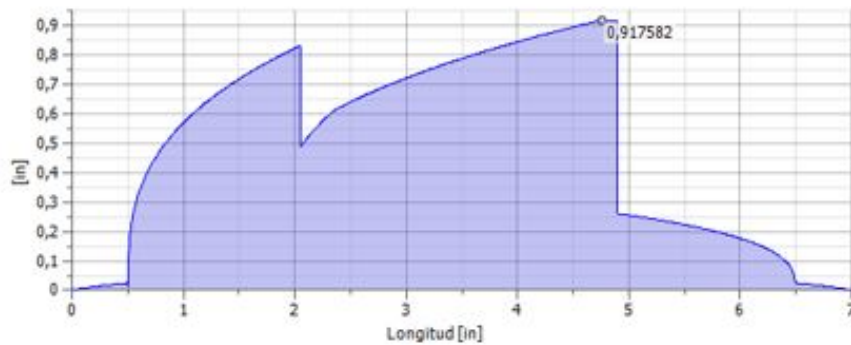


Figura 28: Diámetros ideales en la flecha 2.

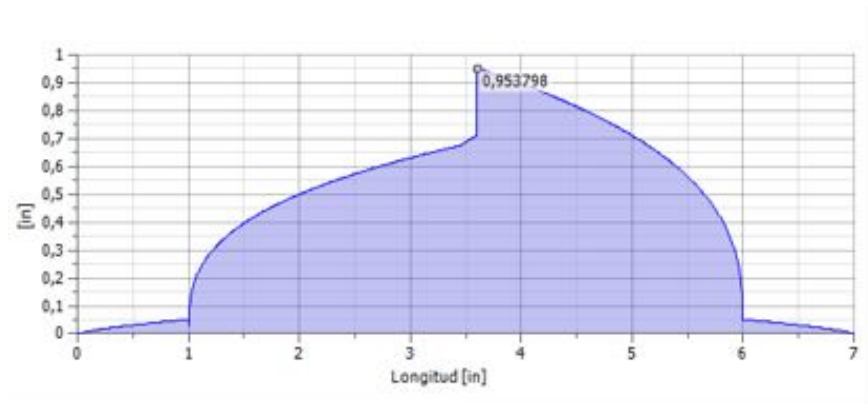


Figura 29: Diámetros ideales en la flecha 3.

De la figura (27) se observa que los diámetros ideales corresponden a 0.6 pulg en la parte de mayor diámetro de la flecha y 0.20 pulg en la parte de menor diámetro. Debido a que la CVT tiene un diámetro nominal de agujero de 0.75 pulg y considerando la protección contra sobre cargas, se eligieron diámetros de 0.75 y de 1 pulg respectivamente.

La figura (28) muestra valores de diámetros de 0.7 y 0.91, se eligieron diámetros de 0.75 y de 1 pulgada con el fin de proteger a la flecha contra efectos de sobrecarga.

De la figura (29) se aprecia que el valor del diámetro ideal es de 0.95 pulg, sin embargo, se decidieron diámetros de 1.5 y 1 pulg, ya que el engrane de 65 dientes es el más pesado de los 4 y se debía prevenir contra deflexiones excesivas.

Con los diámetros propuestos y sabiendo que sus valores estaban sobrados para soportar las cargas, se procedió a evaluar los esfuerzos en los puntos críticos mediante las ecuaciones (3.6.1) y (3.6.4).

Ya que no hay esfuerzos de torsión alternantes ni esfuerzos de flexión medios, se tiene de las ecuaciones (3.6.2) y (3.6.3) que $\sigma_m = \tau_a = 0$

Los puntos críticos de la flecha 1 se dan en el punto de máximo momento flector y en el punto de cambio de diámetros, de la figura (22) se tiene que $M_a = 72$ lbf-pulg para el punto de cambio de radios, mientras que el par torsor medio es igual a $\tau_m = 348.27$ lbf-pulg.

Los factores de concentración del esfuerzos K_t y K_{ts} resultan, de las figuras (12) y (13):

$$K_t = 3.21$$

$$K_{ft}=2.98$$

Los esfuerzos equivalentes medio y alternante [ecuaciones (3.6.5) y (3.6.6)] son:

$$\sigma'_a = 5.57 \text{ Ksi}$$

$$\sigma'_m = 21.70 \text{ Ksi}$$

Para el cuñero se tienen los siguientes valores:

$$K_t=5$$

$$K_{ts}=5$$

$$M_a = 224.95 \text{ lbf-pulg}$$

El valor del esfuerzo alternante resulta en:

$$\sigma'_a = 15.24 \text{ Ksi}$$

Para la flecha 2 se presentan los mismos puntos críticos que en la flecha 1, primero se evaluaron los esfuerzos en la discontinuidad, usando los siguientes valores:

$$M_a=180 \text{ lbf-pulg}$$

$$\tau_m=700 \text{ lbf-pulg}$$

$$K_t=3.24$$

$$K_{ts}=3.01$$

Resultando en:

$$\sigma'_a = 13.95 \text{ Ksi}$$

$$\sigma'_m = 43.62 \text{ Ksi}$$

Se asumieron los mismos valores de concentración del esfuerzo que en la flecha 1 y con $M_m = 550.8 \text{ lbf-pulg}$ para el esfuerzo en el cuñero, se tiene:

$$\sigma'_m = 28.02 \text{ Ksi}$$

En la flecha 3 se presentan los mismos puntos críticos que en las flechas anteriores, por lo tanto, con los siguientes valores $M_m = 240$ lbf-pulg, $T_m = 1867.41$ lbf-pulg, $K_f = K_{fs} = 1.36$ para la discontinuidad, se tiene:

$$\sigma'_a = 3.66 \text{ Ksi}$$

$$\sigma'_m = 22.40 \text{ Ksi}$$

Después se analizó el esfuerzo debido al momento flector máximo, resultando en:

$$\sigma'_m = 7.46 \text{ Ksi}$$

Con los valores de esfuerzos conocidos, se procedió a elegir un material adecuado. Se optó por el acero AISI 4140 usado para los engranes ($S_y=266$ Ksi y $S_{ut}=297$ Ksi) ya que así se obtendrían las mismas propiedades mecánicas en flechas y engranes.

Con el material propuesto, se procedió a calcular su resistencia a la fatiga.

Primero se obtuvo el límite de resistencia a la fatiga de muestra de viga rotativa, lo cual, según la ecuación (3.6.9) corresponde a un valor de 100 Ksi.

Enseguida se determinaron los factores de modificación de la resistencia a la fatiga, obteniendo los siguientes valores:

$$k_a=0.60$$

El valor de k_a se obtiene de la ecuación (3.6.10). Se consideran flechas maquinadas.

$$k_b=1$$

Debido a que existe una carga axial presente.

$$k_c=1$$

El factor k_c corresponde a efectos de esfuerzos de flexión. Ecuación (3.6.12)

$$k_d=1.023$$

El factor de temperatura se obtiene para una temperatura de 200°F. Ecuación (3.6.13).

$$k_e=0.659$$

El factor de confiabilidad corresponde a una confiabilidad de 99.999%. Tabla (5).

Con los valores anteriores se obtuvo un límite de resistencia a la fatiga, ecuación (3.6.8), con un valor de:

$$S_e = 40.25 \text{ Ksi}$$

Posteriormente se calculó el factor de seguridad para la fatiga, usando la ecuación de Goodman (3.6.7), se obtuvo para la flecha 1:

$$n = 4.728 \text{ Para la discontinuidad.}$$

$$n = 5.877 \text{ Para el cuñero.}$$

Para la flecha 2;

$$n = 3.254 \text{ Para la discontinuidad.}$$

$$n = 1.25 \text{ Para el cuñero.}$$

Mientras que para la flecha 3 se obtuvo:

$$n = 1.758 \text{ Para la discontinuidad.}$$

$$n = 1.05 \text{ Para el cuñero.}$$

Por último se obtuvieron los factores de seguridad contra la fluencia, de la ecuación (3.6.15), se tiene para la flecha 1:

$$n_y = 9.753 \text{ Para la discontinuidad.}$$

$$n_y = 5.963 \text{ Para el cuñero.}$$

Los valores respectivos de seguridad contra fluencia de la flecha 2, resultan en:

$$n_y = 4.314 \text{ Para la discontinuidad.}$$

$$n_y = 4.517 \text{ Para el cuñero.}$$

Para la flecha 3, se tiene:

$n_y = 10.207$ Para la discontinuidad.

$n_y = 9.859$ Para el cuñero.

Una vez que se aseguró que las flechas no fallarían debido a las cargas aplicadas, se procedió a realizar el análisis de deflexiones. Para dicho análisis se usó el programa computacional mechanical Inventor 2015, el cual proporcionó el diagrama de deflexiones en todos los puntos de las flechas. Los diagramas se muestran a continuación.

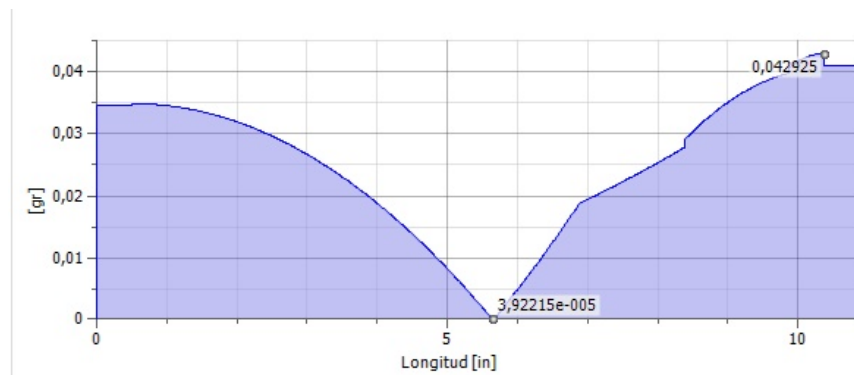


Figura 30: Diagrama de pendientes en la flecha 1.

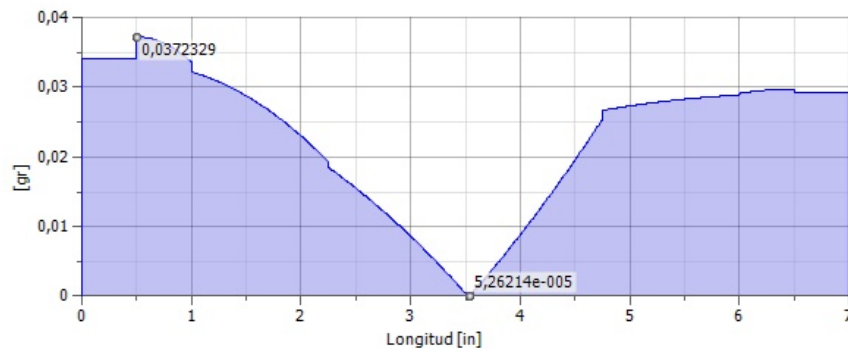


Figura 31: Diagrama de pendientes en la flecha 2.

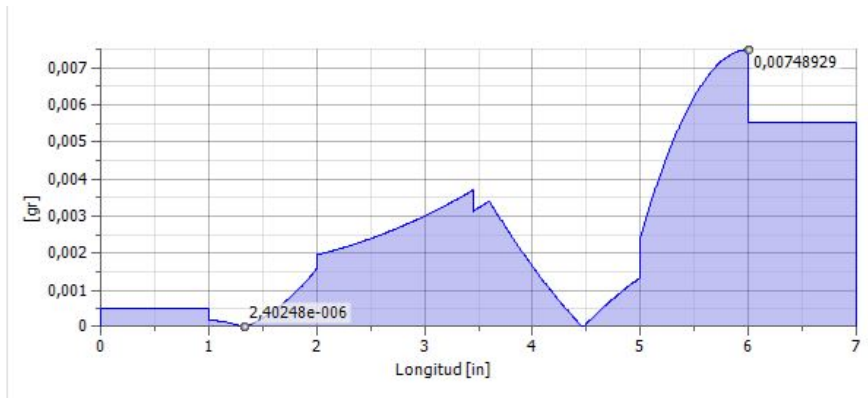


Figura 32: Diagrama de pendientes en la flecha 3.

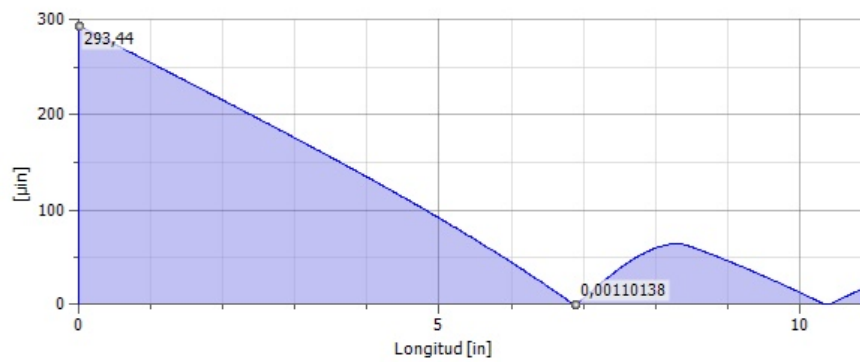


Figura 33: Diagrama de deflexiones transversales en la flecha 1.

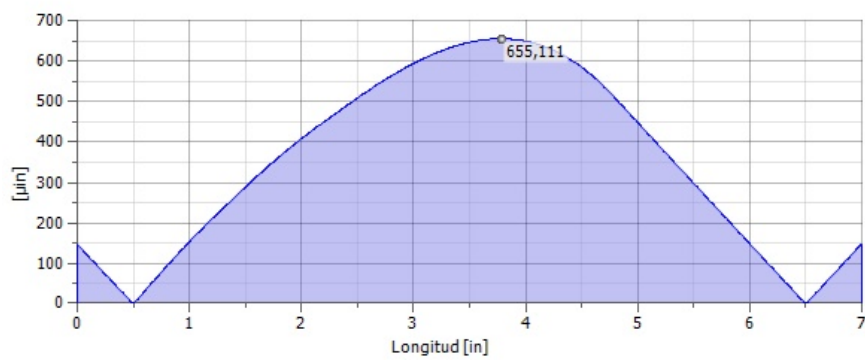


Figura 34: Diagrama de deflexiones transversales en la flecha 2.

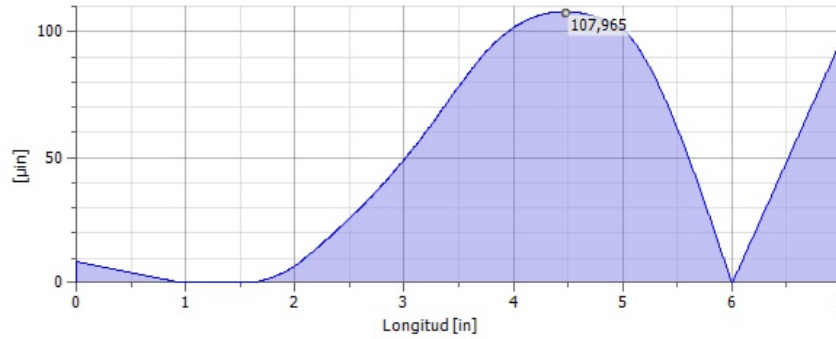


Figura 35: Diagrama de deflexiones transversales en la flecha 3.

Los valores de deflexiones permisibles en las flechas varían según los tipos de rodamientos usados, los tipos de engranes montados en las mismas y los diversos componentes que soportan. La tabla (11) muestra las deflexiones máximas permisibles en distintos tipos de rodamientos y en engranes.

Tabla 11: Valores máximos de deflexiones permisibles [10].

Pendientes de deflexión (rad)	
Rodamientos de rodillo ahusado	0.0012
Rodamientos de rodillo cilíndrico	0.0012
Rodamientos de bola con ranura profunda	0.003
Rodamientos de bola esférica	0.0052
Deflexiones transversales(pulg)	
Engranes cónicos	0.005
Engranes rectos con $P < 10$	0.010
Engranes helicoidales con $P < 10$	0.09

Primero se analizaron las pendientes máximas respectivas para cada flecha. Para la flecha 1 el valor máximo de pendiente es de 7.49×10^{-4} rad, para la flecha 2 el valor máximo corresponde a 6.49×10^{-4} rad, con respecto a la flecha 3 se presenta el valor de 1.31×10^{-4} rad. Comparando los valores anteriores con el valor máximo permisible de la tabla (11), que para el caso de rodamientos de bolas se tiene el valor de 0.0052, se corroboró que no hay problemas con las deflexiones en los rodamientos.

Enseguida se analizaron los valores de las deflexiones transversales, para la flecha 1 se tiene un valor de 2.9344×10^{-4} pulg, en la flecha 2 se tiene 6.551×10^{-4} pulg y para la flecha 3 1.08×10^{-4} pulg. Comparando los valores anteriores con 0.09, que es el valor máximo para

engranes helicoidales, se aseguró que tampoco había problemas de deflexiones debidas a los engranes.

Después del análisis de deflexiones, se programó la ecuación (3.6.16) para conocer la frecuencia natural de cada flecha. Se obtuvieron los valores de $\omega_1=8249$ rpm, $\omega_2=8791$ rpm y $\omega_3=7691$ rpm. Las flechas de transmisión no alcanzarían, bajo ninguna condición de carga, las velocidades anteriores, por lo tanto, se dedujo que no habría problemas de vibraciones.

Finalmente, se realizó el análisis de los ajustes y tolerancias para cada flecha. Considerando que los engranes no debían deslizarse sobre las flechas y que se podía tener la necesidad de desmontarlos, se seleccionó un ajuste H7/m6 de la tabla 6. Con este dato se tomaron las tolerancias de la tabla 7 (haciendo las conversiones de mm a pulg, y de micras a mil) obteniendo lo siguiente:

Flecha 1:

Diámetro nominal 0.75 pulg. Ajuste m6.

Dimensión máxima: .750827

Dimensión mínima: .750315

Desviación superior: $.750827 - .75 = .000827 = +8.27 \times 10^{-4}$

Desviación inferior: $.750315 - .75 = .000315 = +3.15 \times 10^{-4}$

IT: 5.12×10^{-4}

Diámetro nominal 1.00 pulg. Ajuste m6.

Dimensión máxima: 1.000827

Dimensión mínima: 1.000315

Desviación superior: $1.000827 - 1.00 = .000827 = +8.27 \times 10^{-4}$

Desviación inferior: $1.000315 - 1.00 = .000315 = +3.15 \times 10^{-4}$

IT: 5.12×10^{-4}

Flecha 2:

Diámetro nominal 1.00 pulg. Ajuste m6.

Dimensión máxima: 1.000827

Dimensión mínima: 1.000315

Desviación superior: $1.000827 - 1.00 = .000827 = +8.27 \times 10^{-4}$

Desviación inferior: $1.000315 - 1.00 = .000315 = +3.15 \times 10^{-4}$

IT: 5.12×10^{-4}

Flecha 3:

Diámetro nominal 1.50 pulg. Ajuste m6.

Dimensión máxima: 1.500984

Dimensión mínima: 1.500354

Desviación superior: $1.500984 - 1.50 = .000984 = +9.84 \times 10^{-4}$

Desviación inferior: $1.500354 - 1.50 = .000354 = +3.54 \times 10^{-4}$

IT: 6.30×10^{-4}

Para completar el ajuste, se realizó el análisis de los agujeros con tolerancias H7 para los engranes, obteniendo así:

Engranes N15, N18 y N40:

Diámetro nominal 1.00 pulg.

Dimensión máxima: 1.000827

Dimensión mínima: 1.00

Desviación superior: $1.000827 - 1.00 = .000827 = +8.27 \times 10^{-4}$

Desviación inferior: $1.00 - 1.00 = 0.00$

IT: 8.27×10^{-4}

Engrane N65:

Diámetro nominal 1.50 pulg.

Dimensión máxima: 1.500984

Dimensión mínima: 1.50

Desviación superior: $1.500984 - 1.50 = .000984 = +9.84 \times 10^{-4}$

Desviación inferior: $1.50 - 1.50 = 0.00$

IT: 9.84×10^{-4}

4.5. Selección de rodamientos

Con las fuerzas de reacción calculadas en la sección anterior, se procedió a seleccionar los rodamientos. Las fuerzas de reacción en la flecha 1 son las siguientes:

$$B_r = 19.54 \text{ lbf}$$

$$B_a = 118.38 \text{ lbf}$$

$$B_t = 253.87 \text{ lbf}$$

$$C_r = 83.38 \text{ lbf}$$

$$C_t = 507.74 \text{ lbf}$$

Primero se determinó la fuerza debida a la carga radial y tangencial que gobernaba la selección, esta es la fuerza de mayor magnitud en los soportes. Comenzando con el punto B, se calculó la magnitud de la fuerza a partir de la componente radial y tangencial. El resultado fue $B = 254.62 \text{ lbf}$, la fuerza en C asume el valor de $C = 514.54 \text{ lbf}$. De lo anterior el punto de gobierno en la selección de rodamientos para la flecha 1, es el punto C. Con lo anterior se contactó al fabricante de rodamientos Dodge para obtener la capacidad de carga estática de rodamientos de bolas de 3/4". Los valores proporcionados fueron de $C = 2899 \text{ lbf}$ para carga dinámica y $C_o = 1390$ para carga estática. De lo anterior se obtuvo el parámetro e , ecuación (3.7.3), con un valor de 0.3035. Con ese valor el fabricante proporcionó los valores de $X=1$ y $Y=0$, con los datos anteriores se calculó la carga equivalente, ecuación (3.7.2), obteniendo:

$$P = 254.62 \text{ lbf}$$

El valor en horas de la vida del cojinete se calculó de la ecuación (3.7.1), el valor numérico es:

$$L_{10} = 3075 \text{ horas}$$

En la flecha 2, se tienen las siguientes reacciones:

$$A_a = 75.89 \text{ lbf}$$

$$A_r = 95.27 \text{ lbf}$$

$$A_t = 90.49 \text{ lbf}$$

$$D_r = 29.3 \text{ lbf}$$

$$D_t = 72.24 \text{ lbf}$$

Calculando las fuerzas debidas a efectos radiales y tangenciales, se encontró que $A = 131.40 \text{ lbf}$, $D = 78 \text{ lbf}$, el punto que gobierna es el A. El parámetro e es igual a 0.40. Los valores de X y Y proporcionados por el fabricante resultaron en $X = 0.56$ y $Y = 1.85$. El cálculo de P resultó en:

$$P = 213.98 \text{ lbf}$$

La vida esperada del rodamiento resultó en:

$$L_{10} = 13815 \text{ horas}$$

Para el caso de la flecha 3, se tienen las siguientes reacciones:

$$E_a = 194.27 \text{ lbf}$$

$$E_r = 302.51 \text{ lbf}$$

$$E_t = 208.3 \text{ lbf}$$

$$F_r = 133.62 \text{ lbf}$$

$$F_t = 208.30 \text{ lbf}$$

Debido a que los rodamientos de la flecha 3 son de una pulgada, se presenta un cambio en su capacidad dinámica y estática, los valores correspondientes son: $C = 3146 \text{ lbf}$ y $C_o = 1565 \text{ lbf}$. La fuerza resultante en E es $E = 367.29 \text{ lbf}$ y $F = 247.47$. El factor e resultó en 0.12. Los valores de X y Y proporcionados fueron $X = 0.56$ y $Y = 2.30$. El valor de P resultó en:

$$P = 652.50 \text{ lbf}$$

El valor de la vida resultó:

$$L_{10} = 2248.6 \text{ horas}$$

5. Resultados

5.1. Resultados de la simulación numérica de la dinámica del vehículo

La rapidez máxima que el vehículo podría alcanzar se presenta cuando la aceleración es cero, de la tabla (10) se observa que ningún valor de aceleración es igual a cero, lo anterior debido a características propias del programa que se usó. Tomando el valor de la rapidez correspondiente a la aceleración más cercana a 0, se tiene el siguiente valor de rapidez máxima:

$$v_{max}=9.21 \text{ m/s}$$

En km/h se tiene:

$$v_{max}=33.16 \text{ km/h}$$

Para que el vehículo alcance esa rapidez necesitaría recorrer 98.79 m con el piloto acelerando a fondo mientras parte del reposo.

La rapidez máxima teórica que el vehículo podría alcanzar en la prueba de aceleración durante la competencia Baja, la cual consiste en acelerar a fondo en una distancia de 45 m, sería, de la tabla (10):

$$v_{teo} = 8.12 \text{ m/s}$$

En km/h se tiene:

$$v_{teo}=29.23 \text{ km/h}$$

5.2. Resultados del análisis de la CVT

A pesar de que se corroboró, mediante las pruebas explicadas en la sección 4.2, que la CVT funcionaba, una vez que se instaló en el vehículo y se puso en marcha, se notaba que la CVT no alcanzaba a llegar a su relación más baja de transmisión. Lo anterior también se intuyó de la simulación numérica.

El modelo de CVT al ser traído de Canadá (en México no la venden) y debido a que fue reutilizada de un proyecto anterior, resultó complicado conocer sus características de operación como el resorte adecuado para su funcionamiento (hay varios resortes disponibles para ser montados en la CVT pero no se conocen las características propias de los mismos), la distancia idónea entre centros de las poleas o el apriete de montaje adecuado. Las cuestiones anteriores se consultaron en el manual del dispositivo, pero no se encontraron respuestas concretas. Por lo anterior hubo varios errores, por ejemplo, se fabricó una flecha que no logró mantener fija a la polea conducida, al momento de girar rotaba sobre la flecha y perdía potencia. Después se fabricó una nueva flecha con un apriete de prensa, al momento de ensamblar la CVT, la prensa hidráulica rompió el plato de la polea conducida. La solución al problema anterior consistió en soldar el plato de la polea, pero la soldadura impedía que la polea abriera y cerrara, por lo anterior se tuvo que importar de Canadá una nueva polea.

Otro problema fue la alineación de las dos poleas, ya que la polea conductora va directamente montada en la flecha del motor, la cual es muy corta y no permitía mucho margen de maniobra para la posición de la polea. Una solución fue fabricar un eje con cuerda y montarlo en la rosca interna del eje del motor, de este modo se hizo una extensión de la flecha del motor y se pudo montar la polea en una posición que permitiera alinearla con la polea conducida. Sin embargo, la cuerda que iba al motor era de 3/8 de pulg y soportaba todo el esfuerzo cortante producido por la polea, lo que ocasionó que el eje se fracturara y se quedara parte del mismo dentro de la flecha del motor. Para resolver el problema anterior, se rediseñó el cople de extensión, en esta ocasión se fabricó de tal modo que la flecha del motor fuera una pieza macho y el cople una pieza hembra saliente de la flecha del motor, logrando que soportara adecuadamente los esfuerzos inducidos. El error en este nuevo diseño fue el apriete tan fuerte que tenía el ensamble, ya que en la competencia se necesitaba el motor en vacío para que pudiera ser regulado y se batalló para lograr desmontar el cople de la flecha.

5.3. Resultados del diseño de la transmisión de engranes

Los engranes fueron elaborados por un fabricante especializado, el proceso de manufactura se realizó con una generadora de engranes. De este modo, el perfil obtenido en los dientes fue muy preciso y se evitó la interferencia en los mismos.

El proceso de ensamblaje consistió primero en el montaje de engranes con flechas, enseguida se colocaron los rodamientos que soportarían las cargas y finalmente se montó la CVT a la primer flecha de transmisión. Los engranes fueron ensamblados con apriete, usando un mazo de plomo con goma.

Cuando el sistema de potencia estuvo totalmente ensamblado y se encendió el motor para que el vehículo funcionara, los engranes se comportaron de manera adecuada, ya que se notaba que funcionaban sin interferencia y sin golpeteos ocasionados por problemas de alineación.

Con el incremento en el tiempo de uso del vehículo, se notó que los engranes trabajaban bien bajo esfuerzos de fatiga. Los mismos no fallaron durante ninguna prueba realizada en la universidad ni en la competencia Baja SAE, lo anterior era de esperarse, pues el diseño indicaba que presentarían vida infinita bajo las condiciones de carga a las que fueron sometidos.

5.4. Resultados del diseño de las flechas de transmisión

Con el diseño de las flechas realizado, se procedió a la manufactura de las mismas, la cual fue realizada totalmente en la universidad; los maquinados en el taller de mecánica y los tratamientos térmicos en el laboratorio de materiales. Cuando estuvieron terminadas, se ensamblaron a los engranes, rodamientos y a la CVT.

Como era de esperarse, las flechas de transmisión no fallaron durante la operación del vehículo, ya que estaban consideradas para vida infinita.

5.5. Resultados de la selección de rodamientos

Los rodamientos se comportaron de acuerdo a lo esperado en el proceso de selección, soportaron las condiciones de trabajo a las que fueron sometidos y permitieron la adecuada rotación de las flechas sin presentar problemas de deflexiones excesivas.

El tiempo de uso de los mismos correspondió a aproximadamente 96 horas, de acuerdo a los tiempos de vida de los cojinetes calculados en la sección 4.5, se podría deducir que los cojinetes están prácticamente nuevos.

6. Análisis y discusión de resultados

6.1. Análisis de los resultados de la simulación dinámica del vehículo

En la tabla (10) el valor de la función de excitación siempre fue positivo, lo que indicó que el vehículo superaría el ángulo de inclinación de la prueba de pendiente, sin embargo, en la simulación numérica no se consideró la curvatura de la pendiente de la prueba, dicha curvatura generó un cambio en la dirección de la aceleración y por ende en la fuerza de inercia, lo que imposibilitó que el vehículo pudiera subir totalmente. Además, en la competencia, el vehículo no estaba acelerando a fondo debido a un problema en el chicote del acelerador, por lo anterior la fuerza motriz no logró alcanzar su valor máximo y no pudo mover al vehículo.

Cuando el vehículo compitió en la prueba de aceleración, se logró obtener, mediante medición directa, el valor de la rapidez máxima desarrollada. Cabe señalar que dicho valor fue registrado por los jueces de la competencia y se obtuvo con sensores especializados. Por lo tanto, la rapidez máxima desarrollada en la prueba de aceleración (v_{real}) corresponde a:

$$v_{real}=23.14 \text{ Km/h}$$

El porcentaje de error entre el valor teórico y el real es de 26.31 %. Para lograr buenas estimaciones en los modelos matemáticos se recomienda que el porcentaje de error sea menor a 10 %, sin embargo, para esta situación particular se puede decir que el modelo y la simulación lograron una muy aceptable estimación, ya que las funciones de excitación y la de masas reducidas deben ser obtenidas conociendo las funciones de transferencia del motor y principalmente de la CVT. En este proyecto no se pudo realizar una estimación de dichas funciones de transferencia porque no se tenían tacómetros ni sensores para realizar pruebas. Por lo anterior se supuso una linealidad entre los funcionamientos de la CVT y del motor analizados en [2] y los del presente proyecto, sin embargo, no se sabe si ambas CVT sean de la misma marca, aunque tengan la misma relación de transmisión pueden tener diferente función de transferencia.

6.2. Análisis del desempeño del sistema de potencia

Desempeño del motor.

El único problema presentado en el motor fue la instalación del chicote del acelerador, ya que en algún momento de la competencia no alcanzaba a acelerar a fondo el motor lo que ocasionaba pérdidas de potencia. Dicho problema fue ocasionado por la sujeción del chicote al motor y la fuerza en la aceleración desinstalaba los resortes montados en el motor. Para corregirlo se podría diseñar otro mecanismo de fijación aparte de los resortes, además sería conveniente cambiar de pedal de aceleración por otro que tuviera más curvatura y por ende lograra más carrera de aceleración en un menor espacio. Lo anterior para lograr mayores aceleraciones en menores periodos.

Análisis de la CVT.

Debido a los problemas expuestos en la sección 5.2, resultaría conveniente realizar pruebas a la CVT con los diferentes resortes de la misma, con la finalidad de evaluar su comportamiento y determinar el más adecuado. Debido a los tiempos de realización del proyecto y a la dificultad para cambiar de resorte (es necesario desensamblar completamente la polea conducida), no fue posible realizar pruebas con otros. Otra opción podría ser cambiar las masas de la polea conductora por las que vienen en el kit de la CVT, de este modo se lograría una operación distinta. Tampoco fue posible realizar pruebas con dichas masas, debido a que para montarlas se necesita una pistola de impacto y no se contaba con una en el momento de la realización del proyecto. Si con las opciones anteriores, no se logra que la CVT alcance su valor máximo de multiplicación, sería adecuado cambiar de modelo para tener una CVT que funcione de manera óptima.

Análisis de la transmisión.

La transmisión de engranes puede ser mejorada mediante la utilización de un menor paso diametral, lo anterior lograría un menor ancho de cara y así se ahorraría peso. Por otro lado, algunos vehículos en la competencia usaron diferencial, obteniendo un mejor desempeño en las pruebas realizadas. Adoptar ese dispositivo podría ser muy provechoso para posteriores competencias. La clave en lograr un mejor desempeño de la transmisión y lograr que sea capaz de mover al vehículo en todas las pruebas presentadas, consiste en disminuir el peso del mismo y en diseñar la carrocería con un perfil aerodinámico. Sin embargo, se debe tomar en cuenta el factor económico, en este proyecto representó una limitante importante; con la intención de optimizar y ahorrar dinero, se compraron piezas de baja calidad, usadas o no apropiadas para el vehículo, como el pedal de aceleración, el chicote y la no inversión en una protección diferente al PTR para la transmisión.

7. Conclusiones

El sistema de potencia diseñado e instalado en el vehículo de competencia, priorizó la velocidad al par torsor, lo cual fue una buena decisión de diseño. Sin embargo, el peso excesivo del vehículo afectó la operación del sistema, pues la fuerza de inercia era muy elevada e imposibilitó el movimiento óptimo del vehículo.

Se considera que haber priorizado la velocidad fue bueno, porque la competencia consiste en superar todas las pruebas en el menor tiempo posible. Sin embargo, para lograr superar las pruebas es indispensable optimizar peso. En el caso del vehículo del presente proyecto, no se logró dicha optimización.

El sistema de potencia de este proyecto resultó inadecuado para las condiciones de la competencia, ya que en línea recta la potencia de las ruedas traseras gobernaba al sistema de dirección, lo que ocasionaba que el vehículo perdiera maniobrabilidad. Para el caso de la marcha en pendientes o rocas, el efecto inercial de los engranes y flechas, además del peso de la estructura imposibilitaba el correcto desarrollo del vehículo. Lo anterior se podría resolver con un diferencial o con una flecha cardán.

Se podría concluir que es más viable construir un vehículo nuevo que mejorar el del presente proyecto, de esta manera se podría usar tubo de menor diámetro y menor calibre, rines de aluminio más pequeños que los usados, llantas más compactas y de menor tamaño, amortiguadores neumáticos que son más ligeros y con mejores coeficientes de amortiguación que los hidráulicos, engranes más delgados operando bajo una carcasa de aluminio o el uso de un diferencial compacto y capaz de proporcionar el par torsor necesario. Además, contar con una carrocería aerodinámica.

8. Referencias bibliográficas

- [1] Baja SAE México 2016, www.bajasaemexico.com/
- [2] Francisco Antonio Rodríguez Rojano, 2000, "Diseño de un sistema de transmisión para un vehículo de competencia Mini BAJA", tesis para obtener el título de ingeniero mecánico electricista, área de mecánica, Universidad Nacional Autónoma de México.
- [3] Giesbert Lechner and Harald Haunheinmer, 1999, *Automotive transmissions*, Springer, Germany.
- [4] Andrew Dimarogonas, 1989, *Computer Aided Machine Design*, Prentice-Hall, UK.
- [5] Lester C. Lichty, 1970, *Procesos de los motores de combustión*, Mcgraw-Hill , España.
- [6] Cezary Szczepaniak, 1980, *Fundamentos de diseño del automóvil*, CECSA, México.
- [7] Sistema Meteorológico Nacional 2016, <http://smn.cna.gob.mx/es/>.
- [8] Cengel Cimbala, 2006, *Mecánica de Fluidos*, Mcgraw Hill, México.
- [9] Robert L. Mott, 1992, *P.E, Machine elements in mechanical design second edition*, Macmillar publishing company, USA.
- [10] Richar G. Budynas y J. Keith Nisbett, 2008, *Diseño en ingeniería mecánica de shigley novena edición*, Mc Graw-Hill, México.
- [11] Reinaldo Alexander Wiener Roca, 2012, "Modelo del comportamiento de una CVT mecánica aplicado a prototipos Mini-Baja", tesis para obtener el título de ingeniero mecánico, Universidad Simón Bolívar.
- [12] William Thompson y Marie Dillon Dahleh, 1998, *Theory of Vibration with Applications 5th edition*, Prentice Hall, USA.
- [13] Arturo Saiz Calderón Gallegos, 2009, "Cálculo y selección para autotransportes a diésel", tesis para obtener el título de ingeniero mecánico, Instituto Politécnico Nacional.
- [14] Carlos Patiño Castillo, Christian Aldey Calderón Acuña, Juan Camilo Ortiz Liévano, Oscar Fernando Rodríguez Pico, 2008, "Diseño y construcción de un prototipo Mini Baja SAE", trabajo de grado para optar por el título de ingeniero mecánico, facultad de ingeniería mecánica, Universidad Pontificia Bolivariana.

- [15] Jafé David Pérez Morales, 2011, "Procedimiento para el diseño de un vehículo categoría mini Baja SAE", Trabajo presentado ante el departamento de Ingeniería Mecánica de la Universidad Nacional Experimental Politécnica "Antonio José de Sucre" Vice-Rectorado Barquisimeto como requisito parcial para optar por el Título de Ingeniero Mecánico", departamento de ingeniería mecánica, Universidad Nacional Experimental Politécnica "ANTONIO JOSÉ DE SUCRE".
- [16] Arcea Silva, J. D., Carmona Medina, J., Martínez Sandoval, I. A., Morales López, H. E. y Olín Ramírez, K. M, 2012, "Rediseño y construcción de un prototipo monoplaça tipo BAJA SAE", proyecto de integración, Universidad Autónoma Metropolitana Unidad Azcapotzalco.
- [17] Sergio A. Villanueva Pruneda, Jorge Ramos Watanave, 1994, Manual de métodos de fabricación metalmecánica, 4a Edición, AGT Editor, S.A., México.

A. Factores que modifican la resistencia de engranes

A.1. Obtención de los factores geométricos J e I.

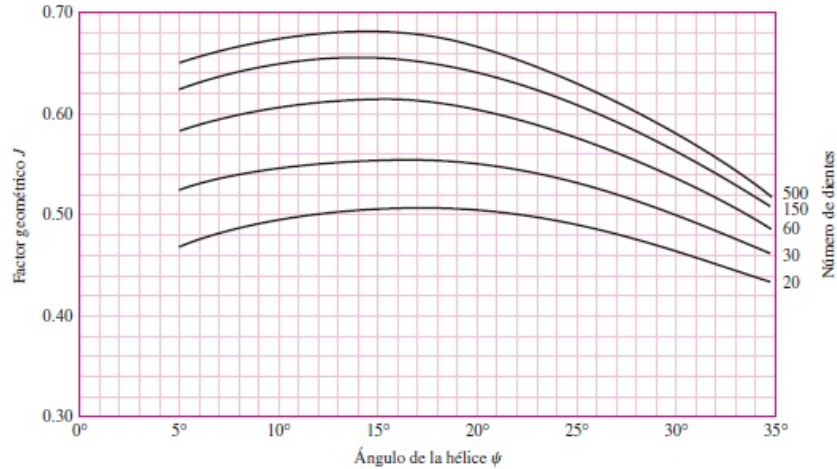


Figura A.1: Obtención del factor geométrico J [10].

$$I = \frac{\cos \phi_t \operatorname{sen} \phi_t m_G}{2m_N(m_G - 1)} \quad (\text{A.1.1})$$

A.2. Obtención del factor de sobrecarga [10].

Fuente de potencia	Máquina impulsada		
	Uniforme	Impacto moderado	Impacto pesado
Uniforme	1.00	1.25	1.75
Impacto ligero	1.25	1.50	2.00
Impacto medio	1.50	1.75	2.25

Figura A.2: Obtención del factor de sobrecarga.

A.3. Obtención del factor de tamaño [10].

$$K_s = \frac{1}{k_b} \quad (\text{A.3.1})$$

A.4. Obtención del factor de distribución de carga [10].

$$K_m = C_{mf} = 1 + C_{mc}(C_{pf}C_{pm} + C_{ma}C_e) \quad (\text{A.4.1})$$

Donde:

$$C_{mc} = C_{pm} = 1$$

$$C_a = 0.28$$

A.5. Obtención del factor de espesor del aro [10].

$$K_B = \begin{cases} 1.16(\ln 2.242/m_B) & m_B < 1.2 \\ 1 & m_B > 1.2 \text{Ksi} \end{cases} \quad (\text{A.5.1})$$

A.6. Obtención del factor dinámico [10].

$$K_v = C_{mf} = \left(\frac{A + \sqrt{V_p}}{A} \right)^{0.40} \quad (\text{A.6.1})$$

Donde:

$$A = 83.6$$

A.7. Obtención de los factores de confiabilidad y ciclos de carga [9].

Tabla 12: Factor de ciclos de carga.

Número de ciclos de carga %	Factor de confiabilidad k_L
10^7	1.00
10^8	0.92
10^9	0.87
10^{20}	0.80

Tabla 13: Factor de confiabilidad.

Confiabilidad	Factor de confiabilidad K_R
0.90	0.85
0.99	1.00
0.999	1.25
0.9999	1.50



Casa abierta al tiempo

Universidad Autónoma Metropolitana

Azcapotzalco

Otorga la presente
Constancia

a: **Alejandro Alvarado Miranda**
Capitán del equipo

Por su destacada participación con el equipo Escuadrón UAM durante la competencia Baja SAE México 2017, la cual se realizó del 23 al 26 de noviembre de 2017 teniendo como sede la Universidad Univer Millenium y la pista Calimaya ENDURO Dirt Track.

Ciudad de México, a 26 de noviembre de 2017.

Dra. María de Lourdes Delgado Núñez
Directora de la
División de Ciencias Básicas e Ingeniería

Dra. Margarita M. González Brantibia
Jefa del
Departamento de Energía

Ing. Romy Pérez Moreno
Faculty Advisor
Escuadrón UAM



Casa abierta al tiempo

Universidad Autónoma Metropolitana

Azcapotzalco

Otorga la presente
Constancia

a: **Carlos Alberto Domínguez Ramírez**

Por su destacada participación con el equipo Escuadrón UAM durante la competencia Baja SAE México 2017, la cual se realizó del 23 al 26 de noviembre de 2017 teniendo como sede la Universidad Univer Millenium y la pista Calimaya ENDURO Dirt Track.

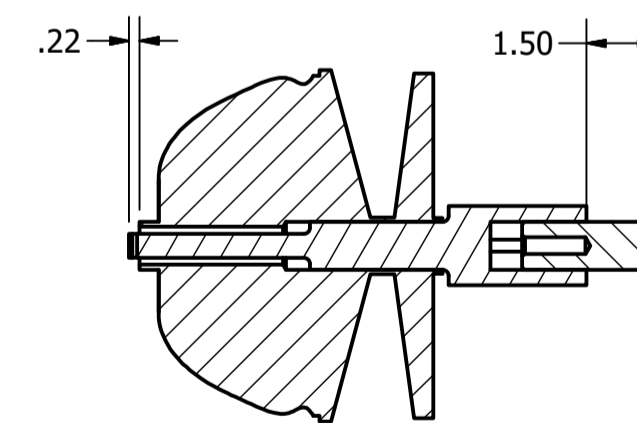
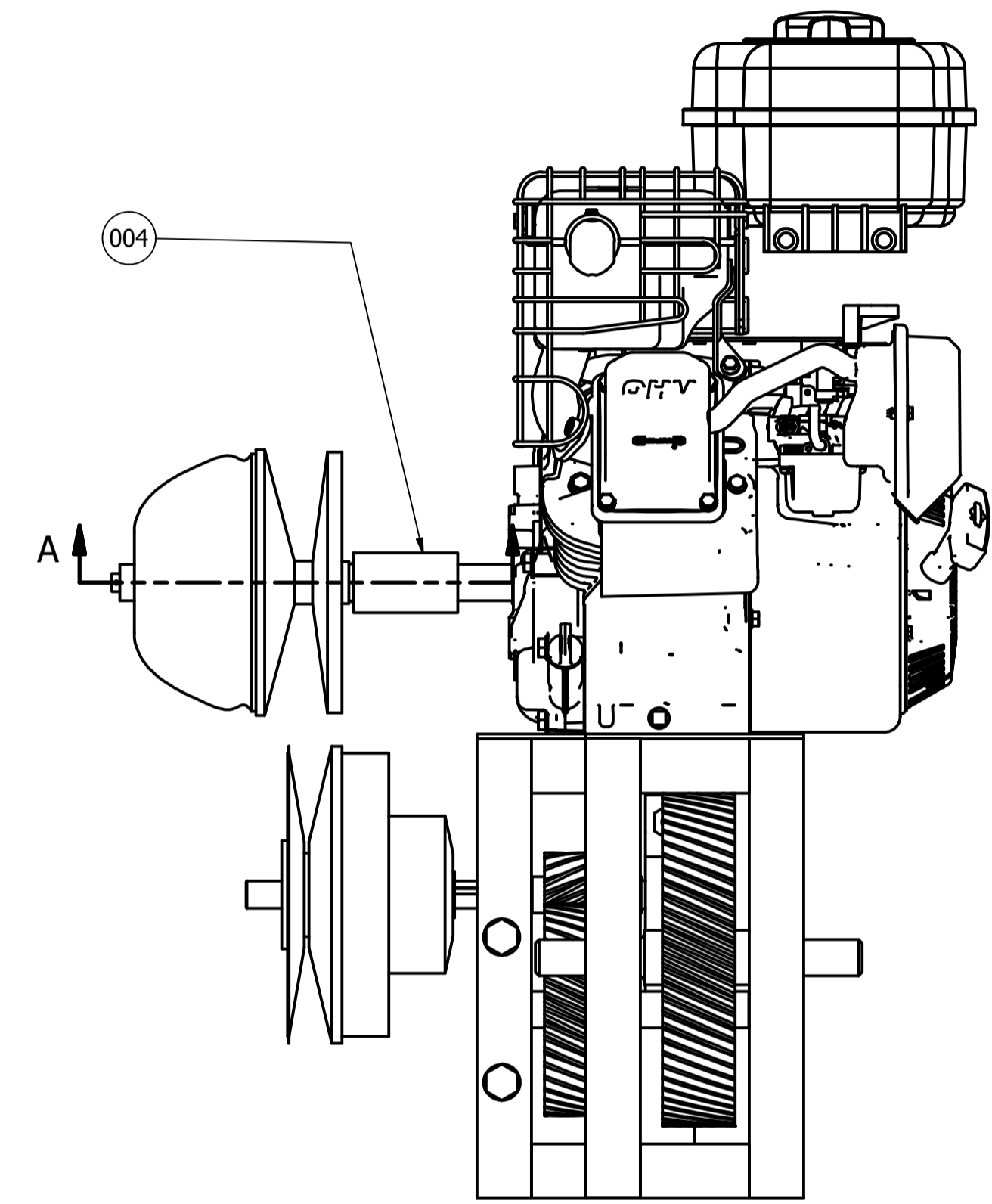
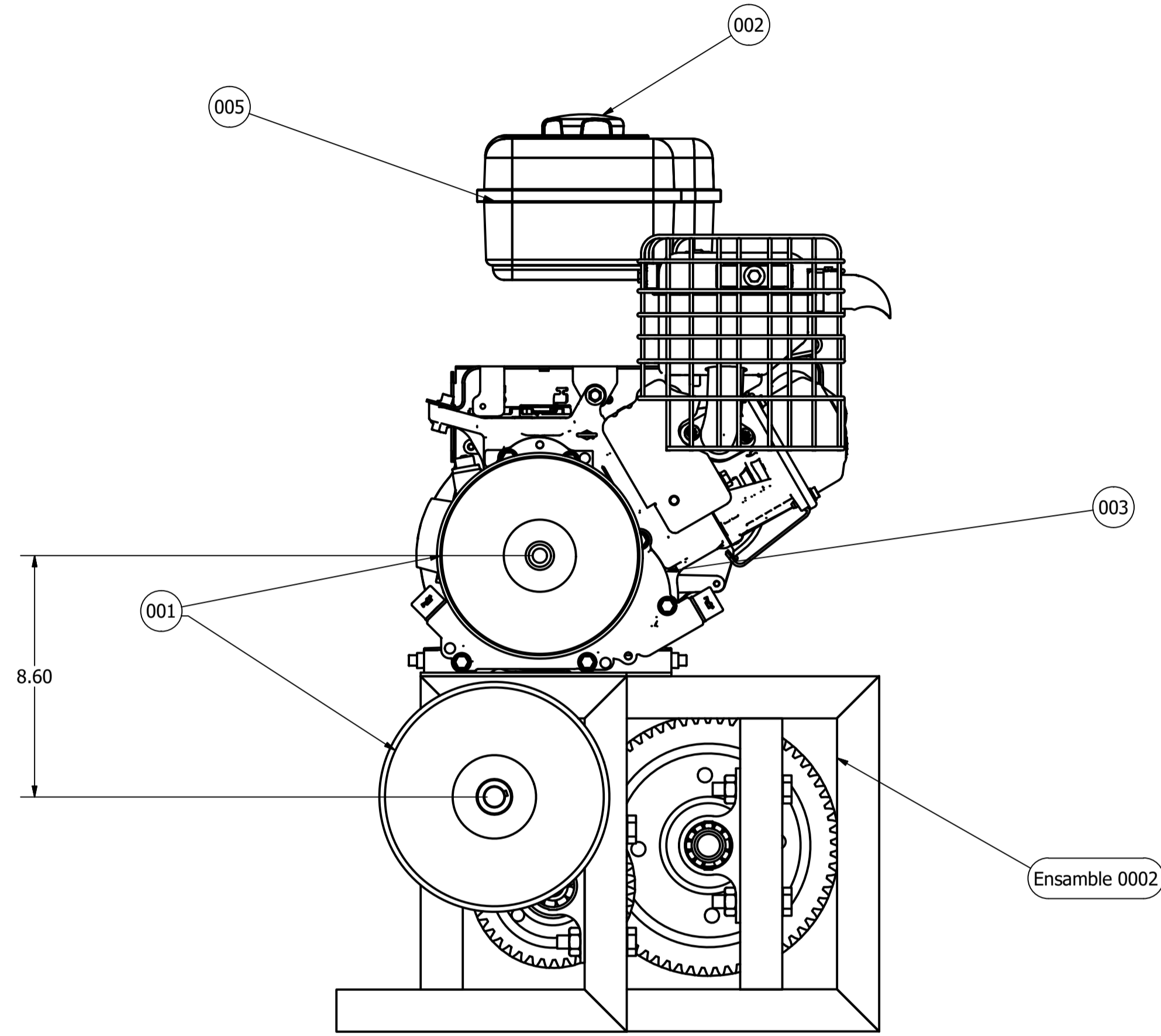
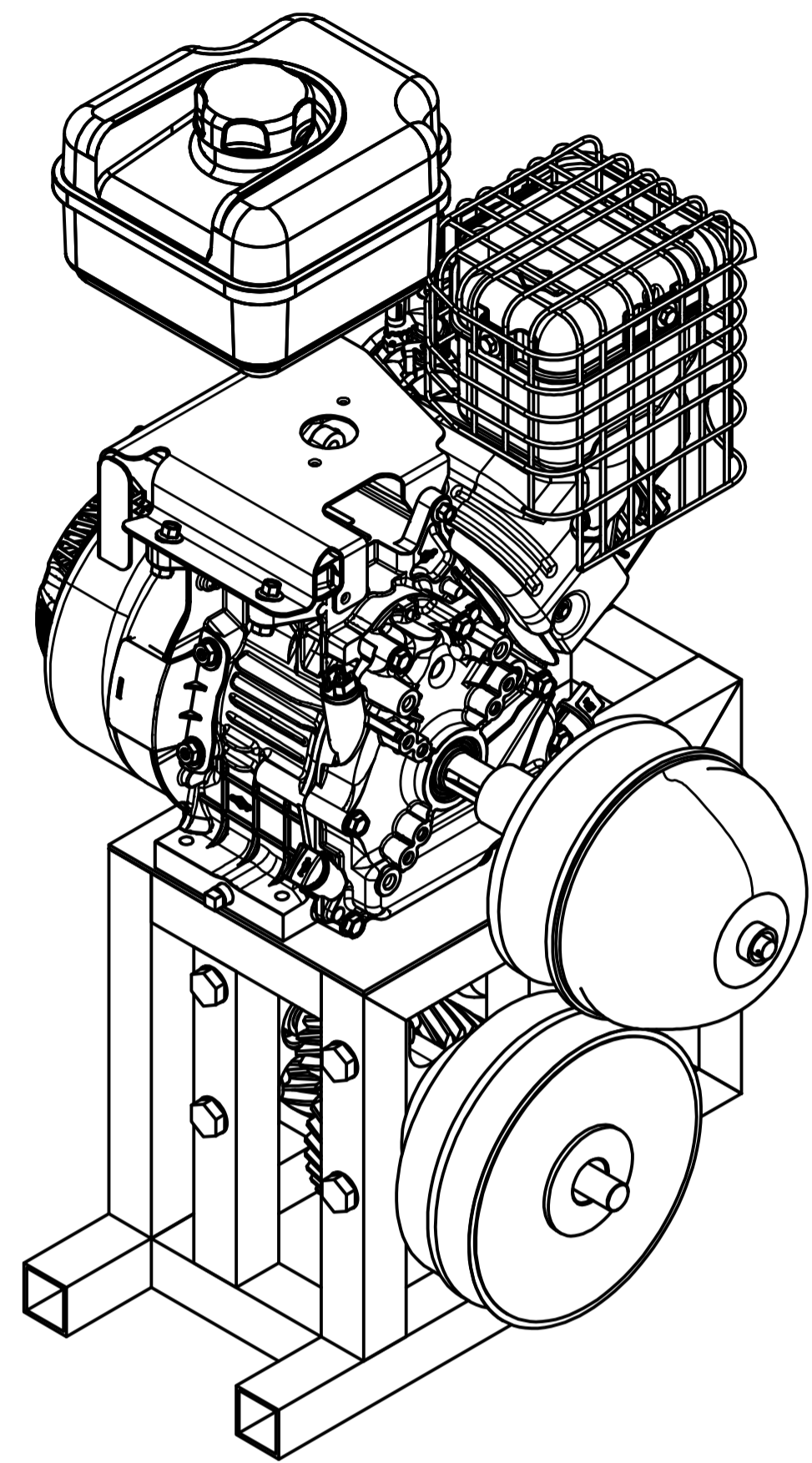
Ciudad de México, a 26 de noviembre de 2017.

Dra. María de Lourdes Delgado Núñez
Directora de la
División de Ciencias Básicas e Ingeniería

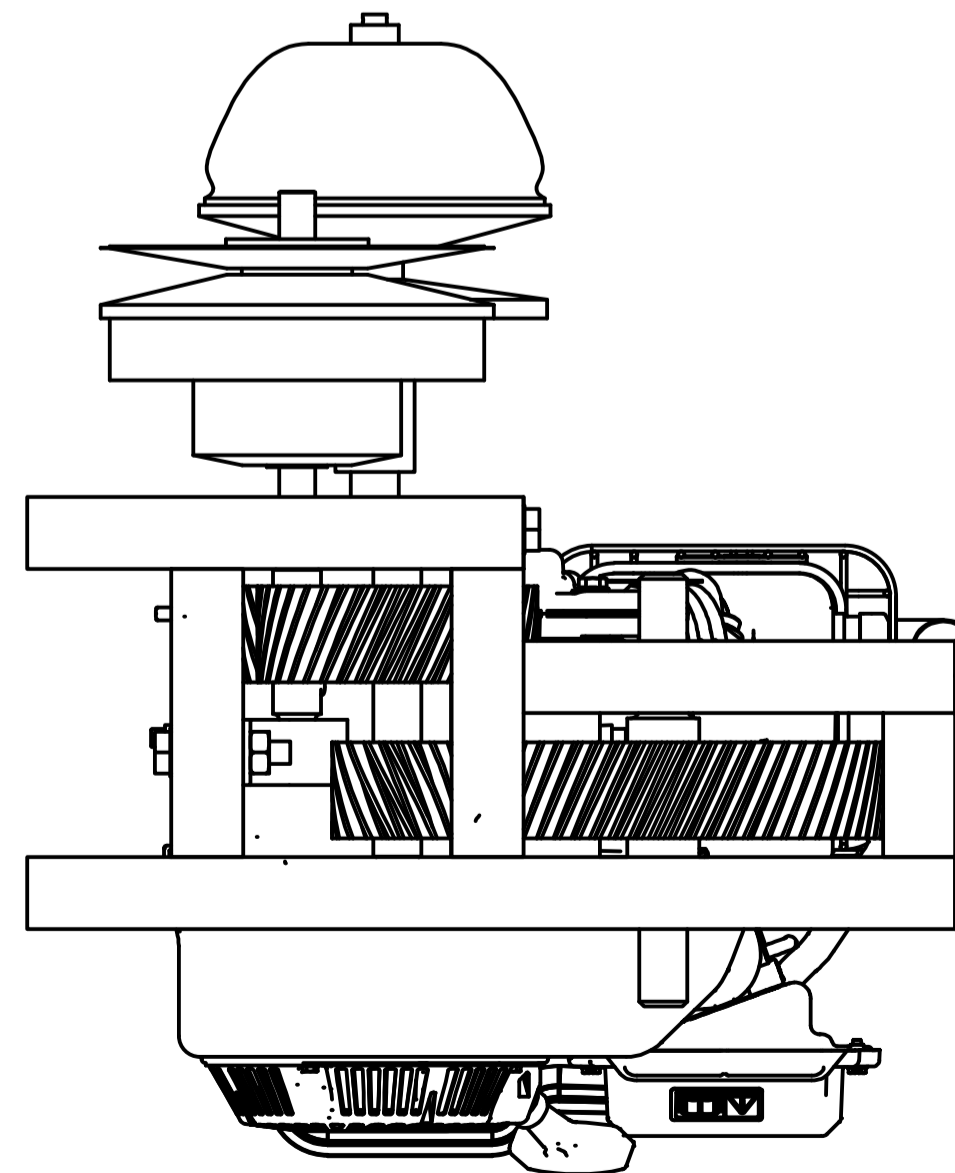
Dra. Margarita M. González Brambila
Jefa del
Departamento de Energía

Ing. Romy-Pérez Moreno
Faculty Advisor
Escuadrón UAM

A continuación se presentan los dibujos de detalle y conjunto normalizados de los elementos del sistema de potencia.

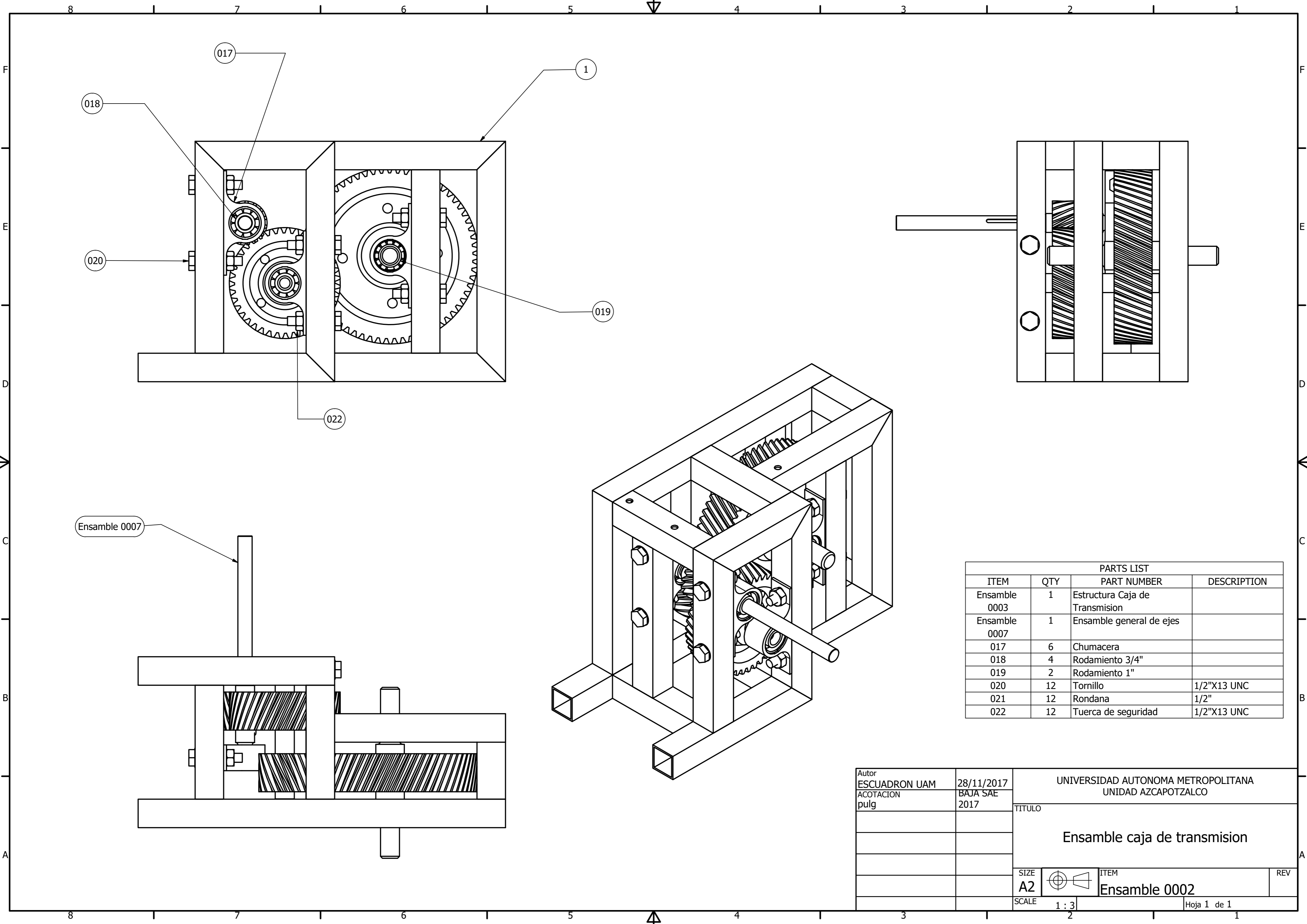


SECCION A-A
ESCALA 1 : 4



PARTS LIST			
ITEM	QTY	PART NUMBER	DESCRIPTION
Ensamble 0002	1	Ensamble Caja de transmision	
001	1	CVT	CVTech
002	1	Tapon de seguridad	Briggs & Stratton B4325GS
003	1	Motor	Briggs & Stratton 19L232-0054-GI 10HP
004	1	Cople del Motor	
005	1	Tanque de Gasolina	Briggs & Stratton 799863

AUTOR ESCUADRON UAM	28/11/2017	UNIVERSIDAD AUTONOMA METROPOLITANA UNIDAD AZCAPOTZALCO	
ACOTACION pulg	BAJA SAE 2017	Titulo	
		Ensamble general Tren Motriz	
		SIZE A1	ITEM Ensamble 0001
		ESCALA 1 : 4	REV A
			Hoja 1 de 1

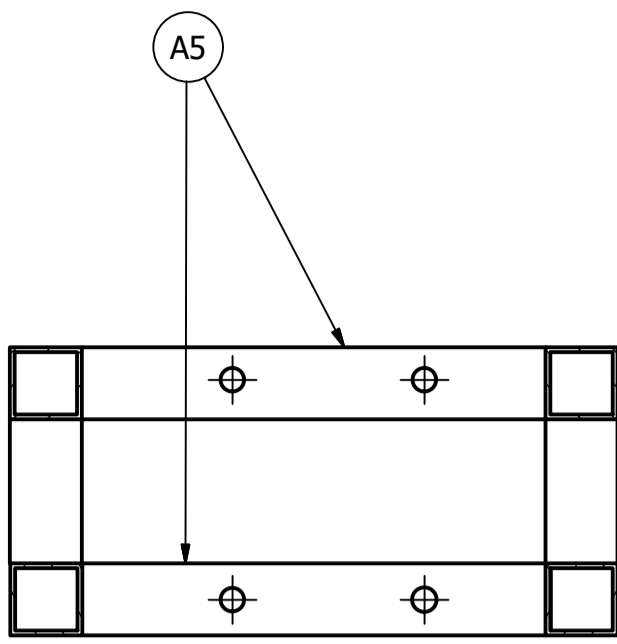


PARTS LIST			
ITEM	QTY	PART NUMBER	DESCRIPTION
Ensamble 0003	1	Estructura Caja de Transmision	
Ensamble 0007	1	Ensamble general de ejes	
017	6	Chumacera	
018	4	Rodamiento 3/4"	
019	2	Rodamiento 1"	
020	12	Tornillo	1/2"X13 UNC
021	12	Rondana	1/2"
022	12	Tuerca de seguridad	1/2"X13 UNC

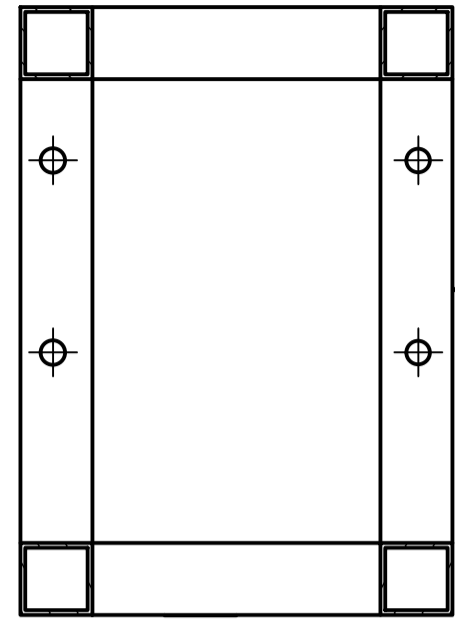
Autor ESCUADRON UAM	28/11/2017	UNIVERSIDAD AUTONOMA METROPOLITANA UNIDAD AZCAPOTZALCO	
ACOTACION pulg	BAJA SAE 2017	TITULO	
		Ensamble caja de transmision	
		SIZE A2	ITEM Ensamble 0002
		SCALE 1 : 3	REV
		Hoja 1 de 1	

8 7 6 5 4 3 2 1

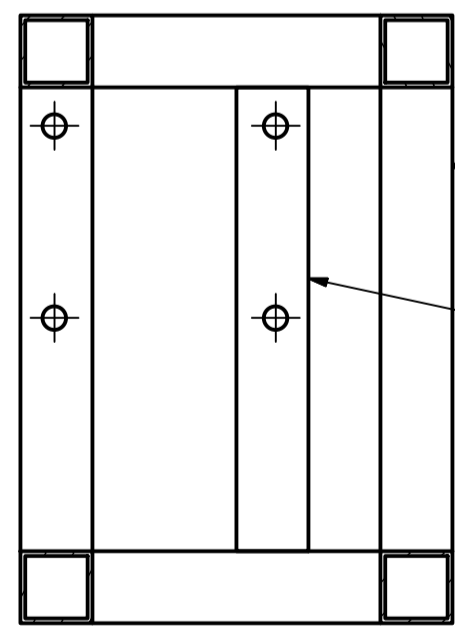
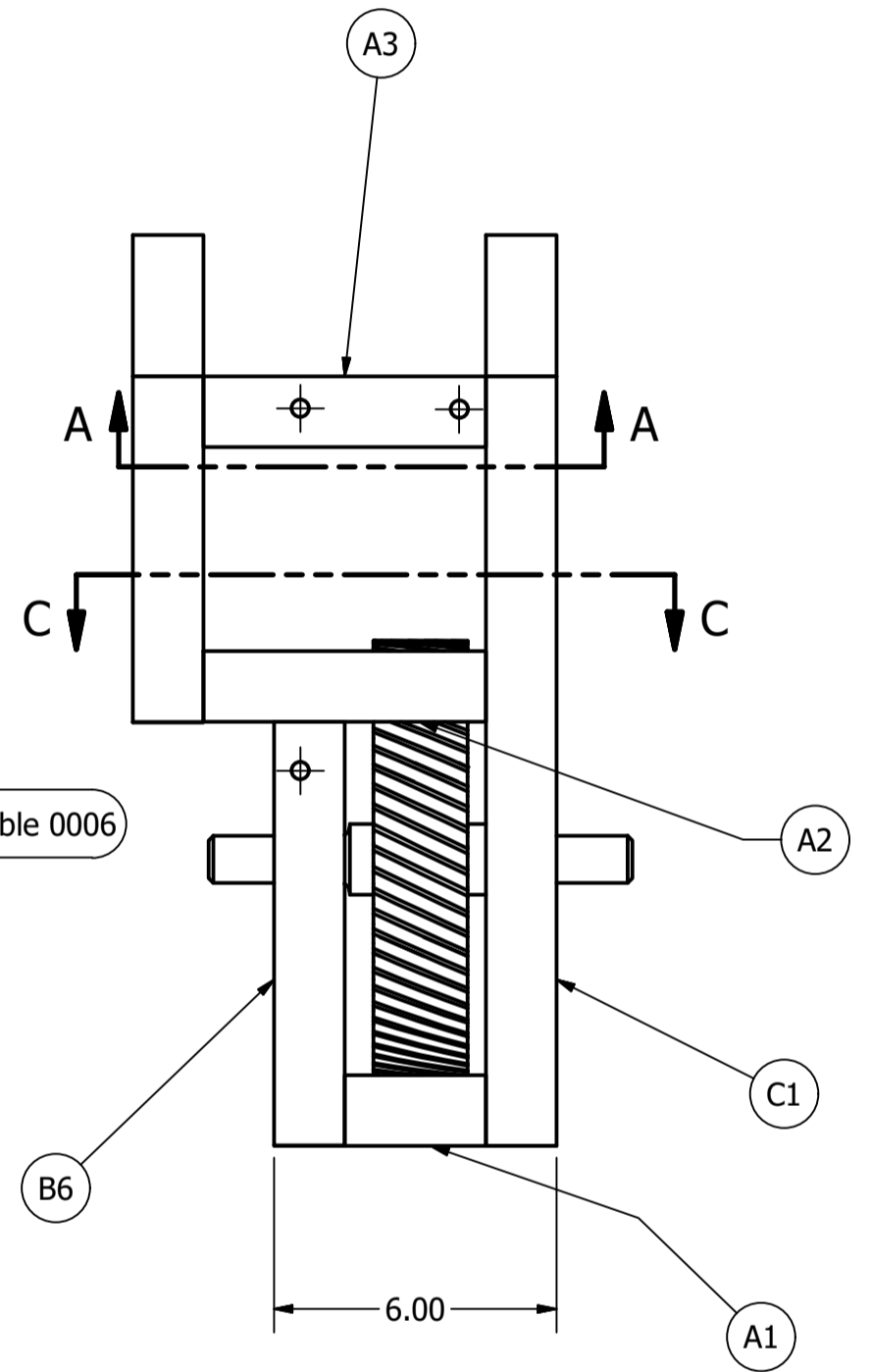
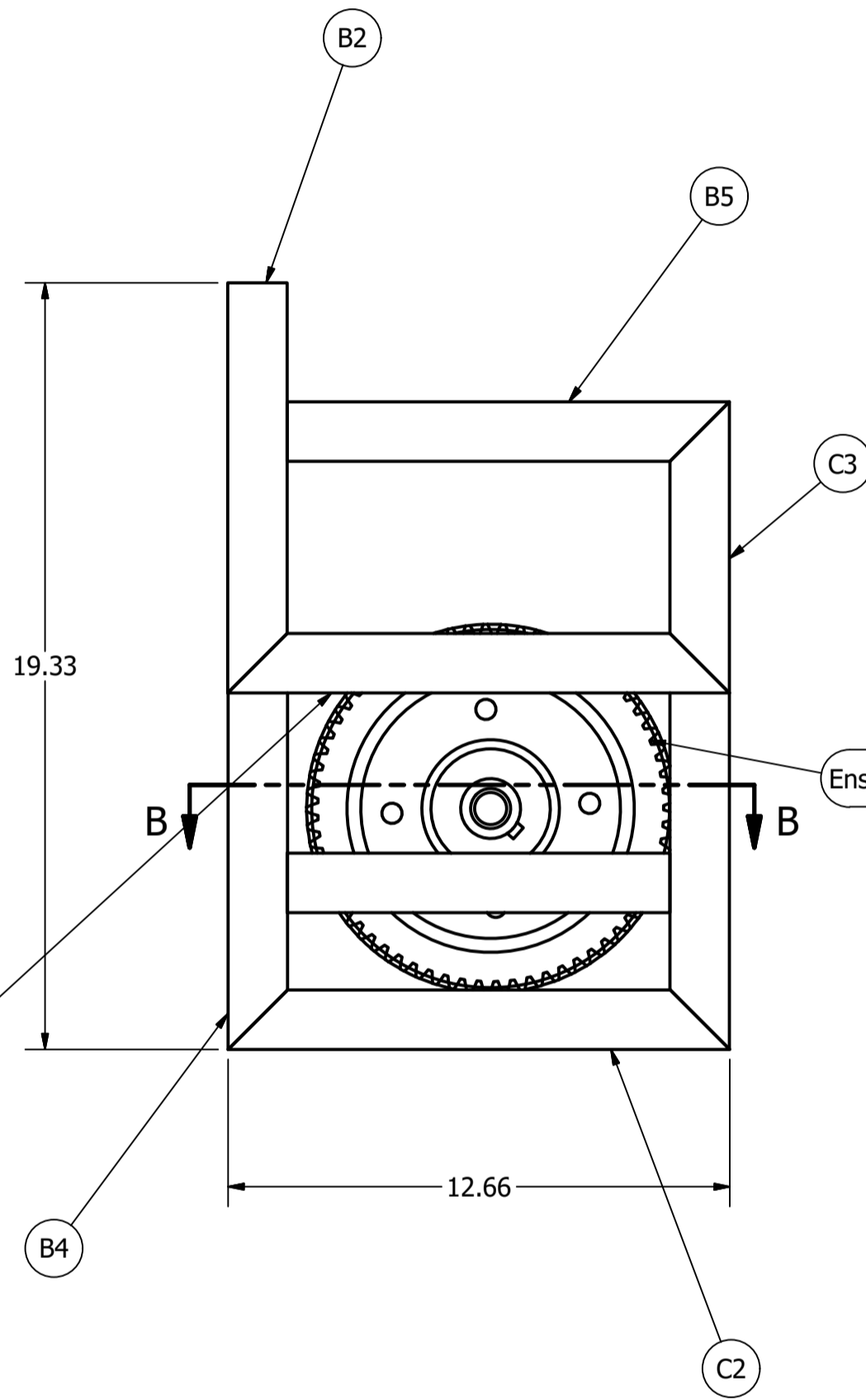
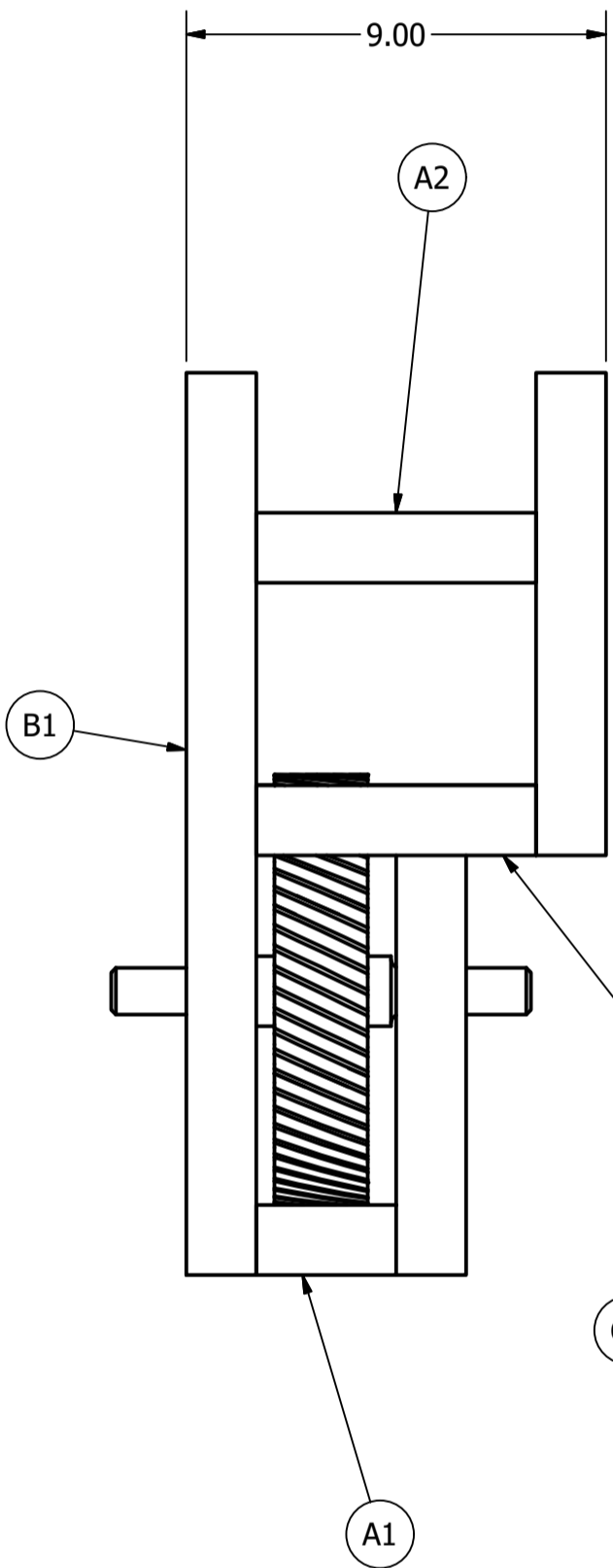
F E D C B A



SECTION B-B
SCALE 1 : 4



SECTION C-C
SCALE 1 : 4



SECTION A-A
SCALE 1 : 4

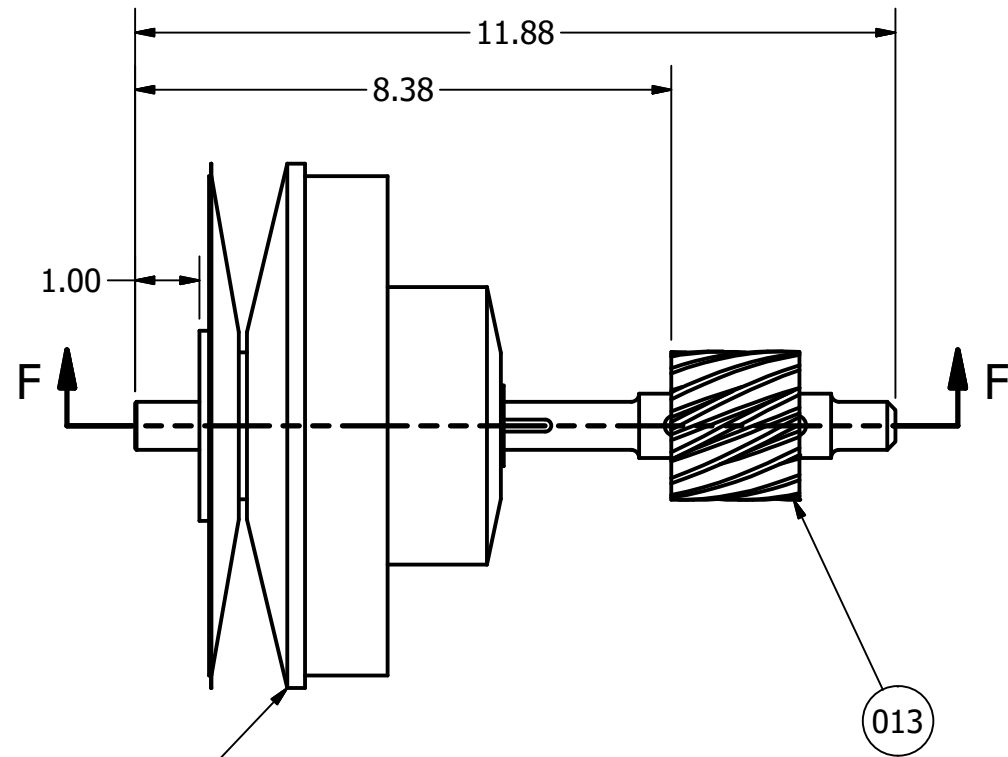
PARTS LIST		
ITEM	QTY	DESCRIPTION
A1	2	Ver tubos A
A2	3	Ver tubos A
A3	1	Ver tubos A
A4	1	Ver tubos A
A5	2	Ver tubos A
A6	1	Ver tubos A
B1	1	Ver tubos B
B2	1	Ver tubos B
B3	1	Ver tubos B
B4	1	Ver tubos B
B5	1	Ver tubos B
B6	1	Ver tubos B
C1	1	Ver tubos C
C2	2	Ver tubos C
C3	1	Ver tubos C
C4	1	Ver tubos C
Ensamble 0006	1	Ensamble Eje 3

AUTOR	ESCUADRON UAM	29/11/2017
ACOTACION	pulg	BAJA SAE 2017
MATERIAL	PTR 1 1/2"	

UNIVERSIDAD AUTONOMA METROPOLITANA UNIDAD AZCAPOTZALCO	
TITULO	
Estructura caja de la transmision	
SIZE	ITEM
A2	Ensamble 0003
SCALE	REV
1 : 4	

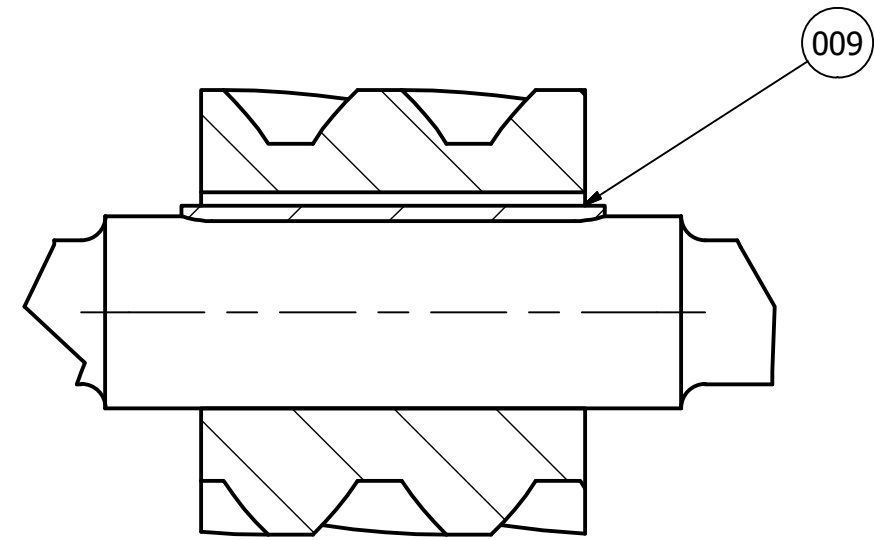
8 7 6 5 4 3 2 1

A B C D E F

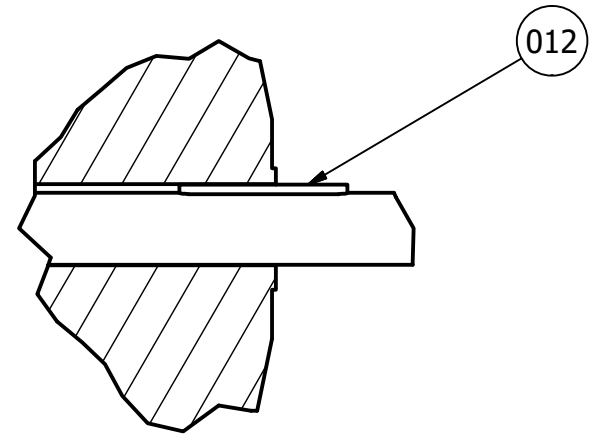


4

013

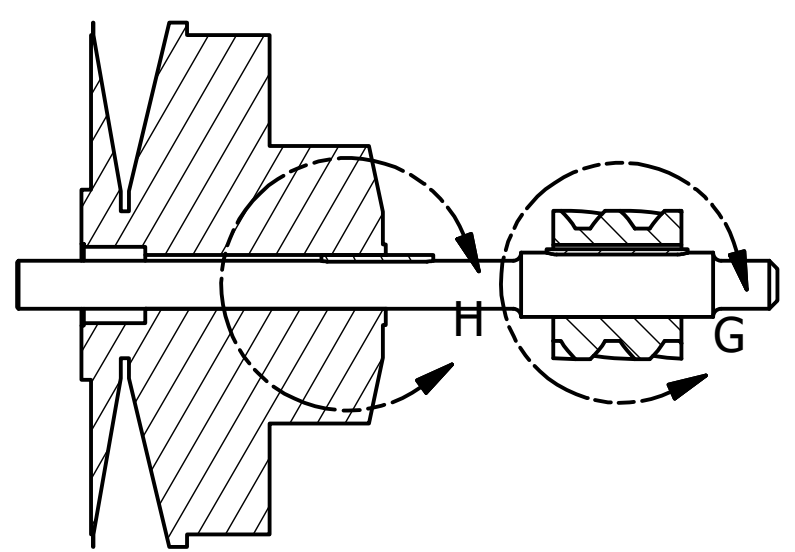


DETAIL G
SCALE 1 : 1



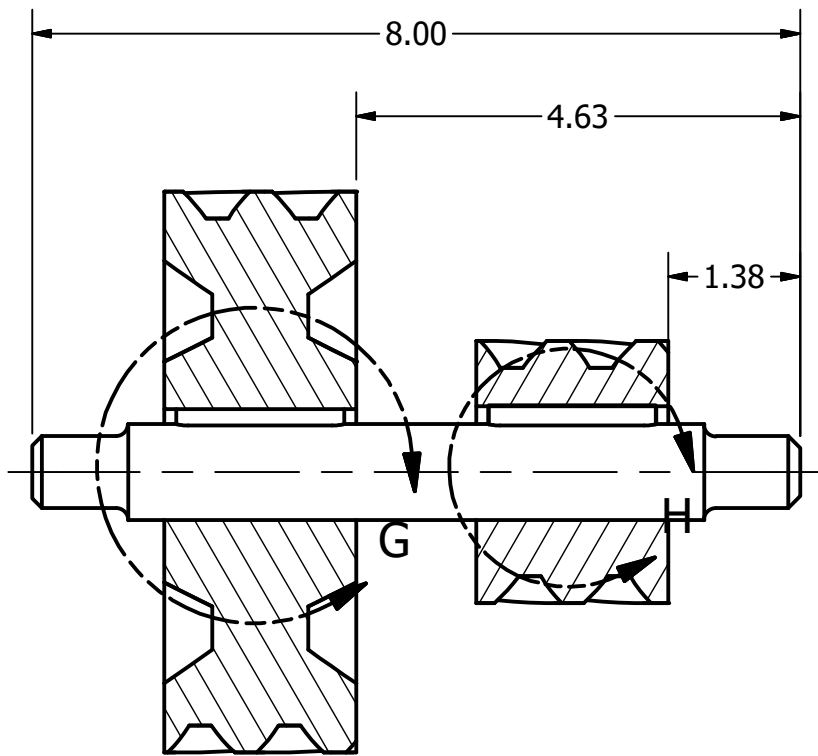
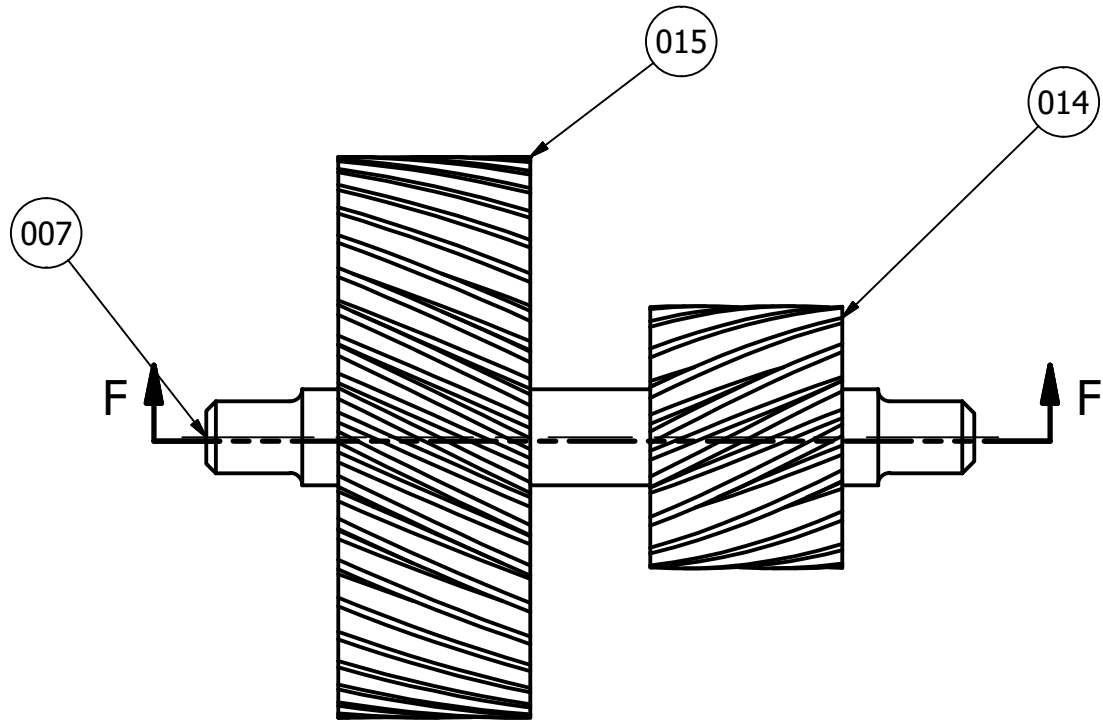
DETAIL H
SCALE 1 : 2

PARTS LIST			
ITEM	QTY	PART NUMBER	DESCRIPTION
006	1	Eje 1	
009	1	cuña1	
013	1	Engrane N15	
4	1	Cvt	
012	1	Cuña 4	



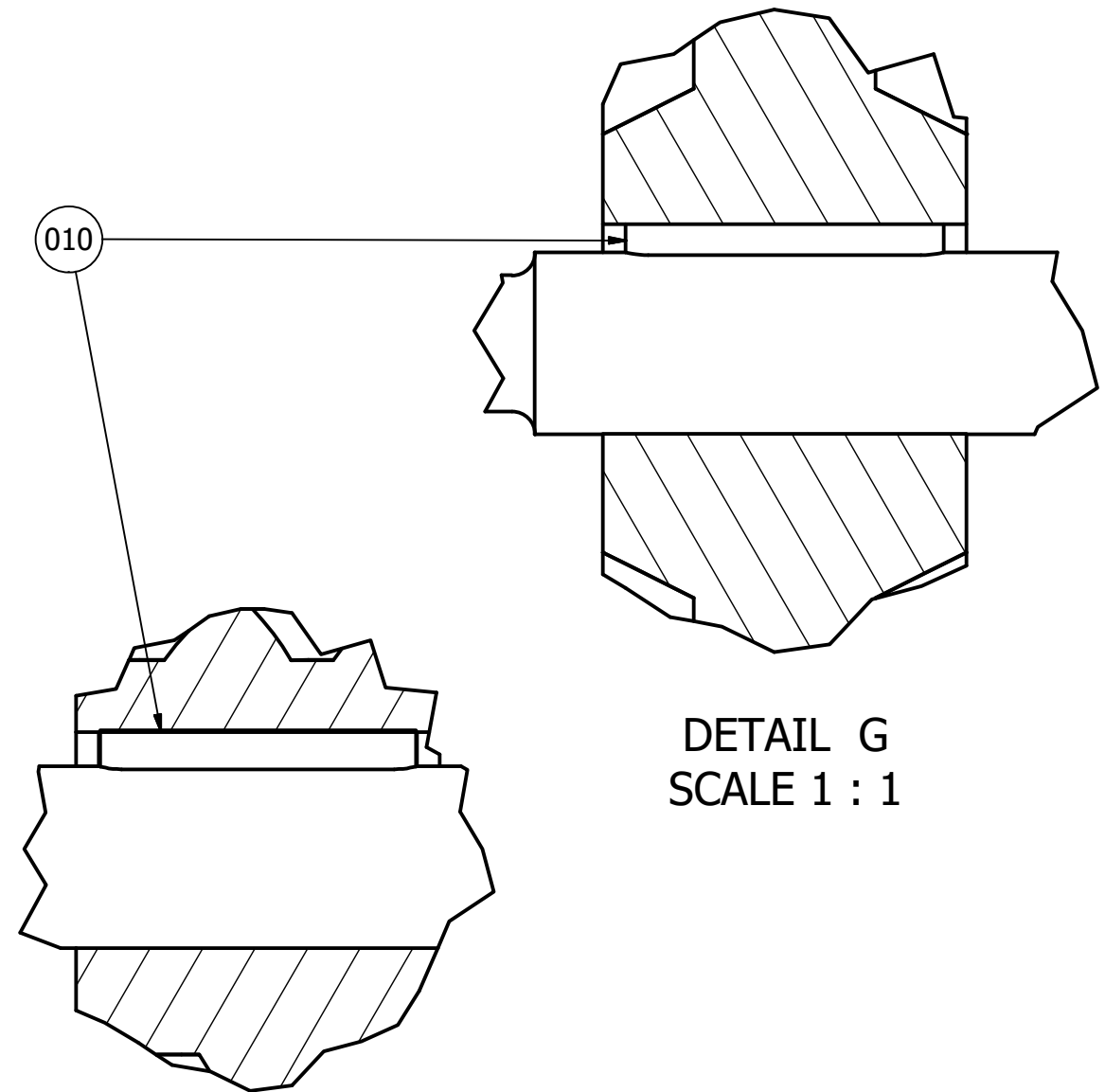
SECTION F-F
SCALE 1:3

AUTOR ESCUADRON UAM		29/11/2017	UNIVERSIDAD AUTONOMA METROPOLITANA UNIDAD AZCAPOTZALCO	
ACOTACION pulg		BAJA SAE 2017		
TITULO			Ensamble Eje 1	
SIZE A3		DIBUJO NO		REV
SCALE 1:3		Ensamble 0004		
			HOJA 1 DE 1	



SECTION F-F
SCALE 1 : 2

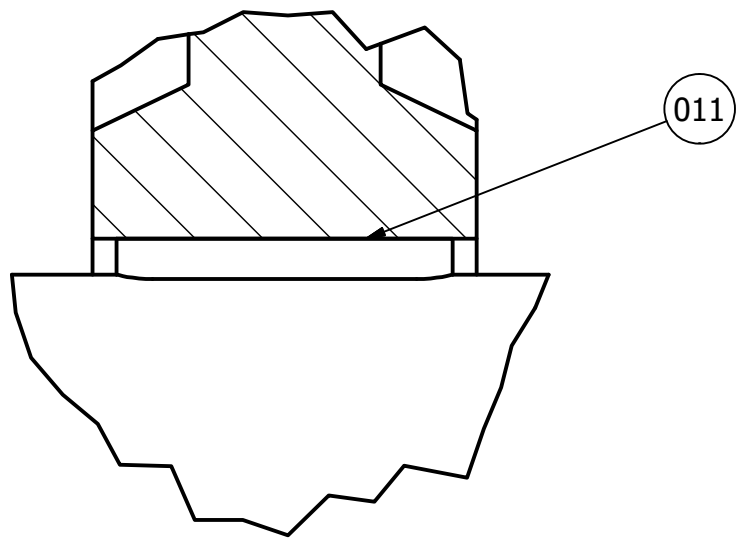
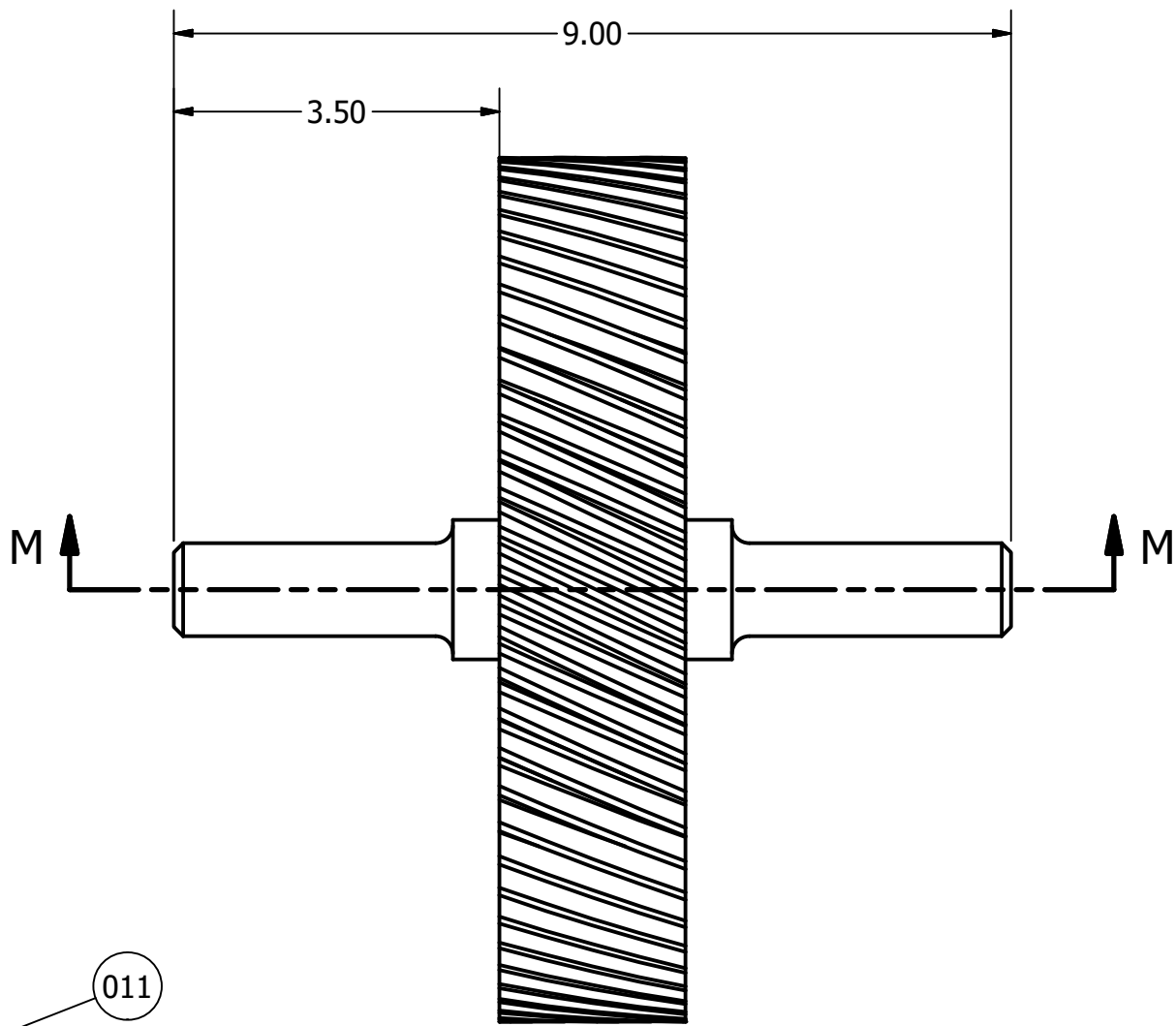
PARTS LIST			
ITEM	QTY	PART NUMBER	DESCRIPTION
007	1	Eje 2	
010	2	cuña2	
014	1	Engrane N18	
015	1	Engrane N40	



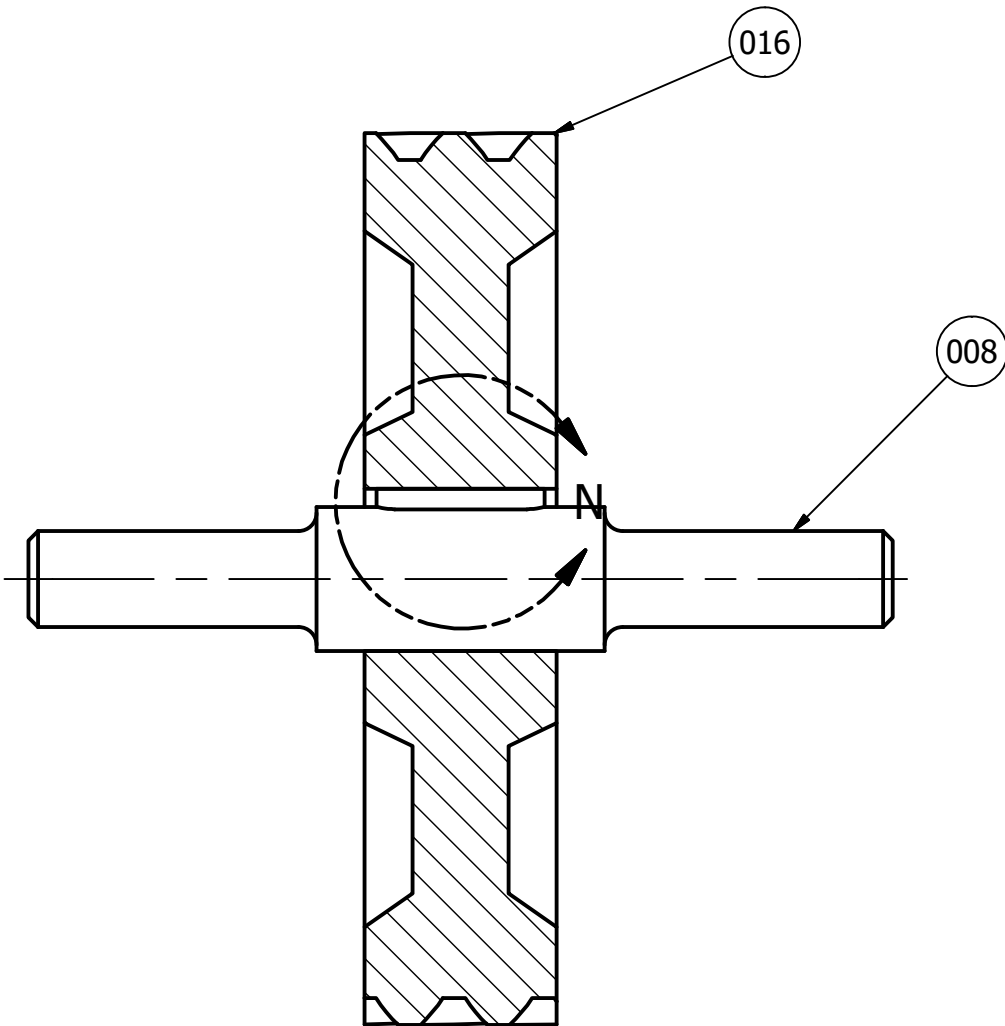
DETAIL G
SCALE 1 : 1

DETAIL H
SCALE 1 : 1

AUTOR ESCUADRON UAM	29/11/2017	UNIVERSIDAD AUTONOMA METROPOLITANA UNIDAD AZCAPOTZALCO	
ACOTACION pulg	BAJA SAE 2017	TITULO	
		Ensamble Eje 2	
		SIZE A3	REV
		DIBUJO NO Ensamble 0005	
		SCALE 1 : 2	HOJA 1 DE 1



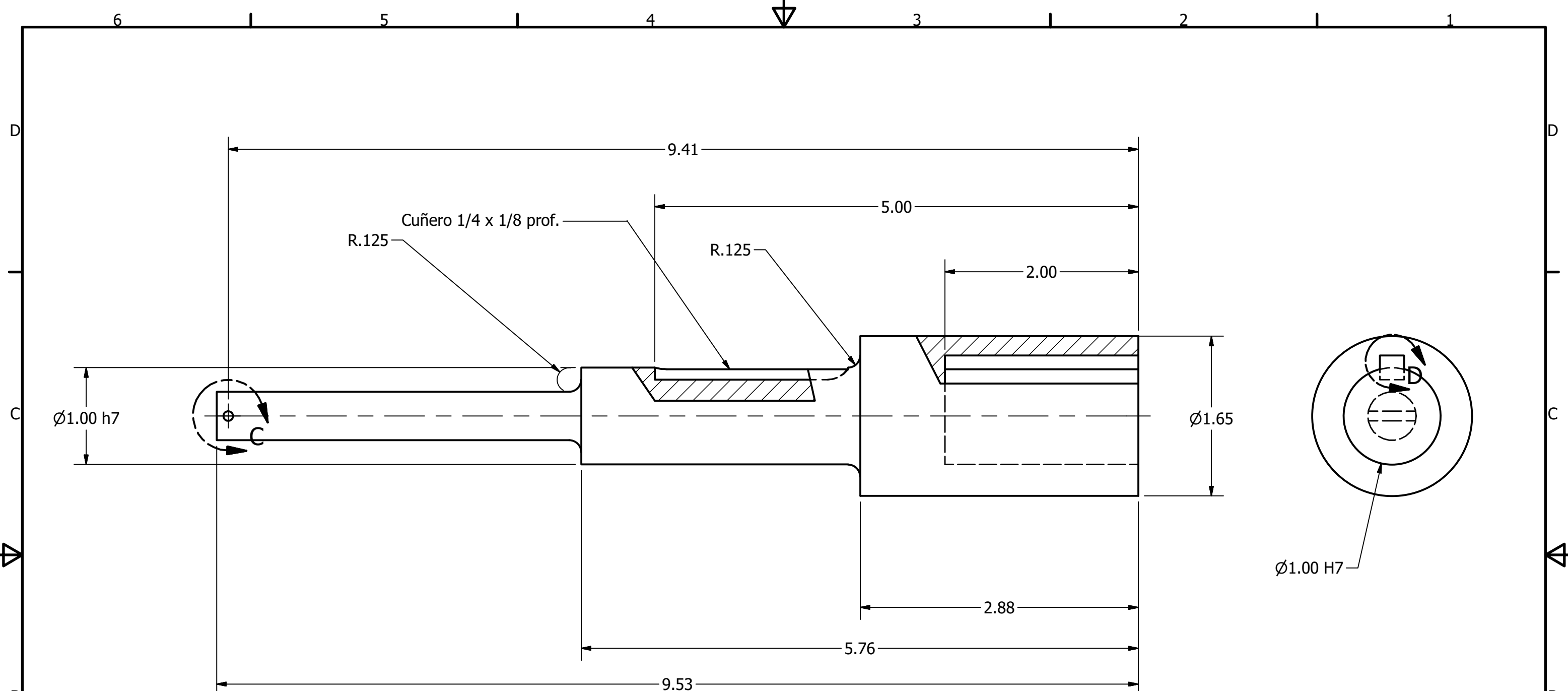
DETAIL N
SCALE 1 : 1



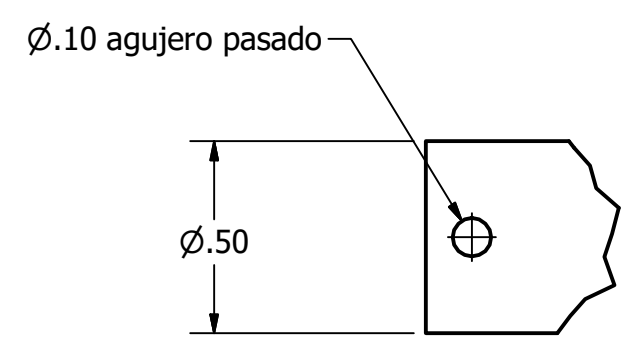
SECTION M-M
SCALE 1:2

PARTS LIST			
ITEM	QTY	PART NUMBER	DESCRIPTION
008	1	Eje 3	
011	1	cuña3	
016	1	Engrane N65	

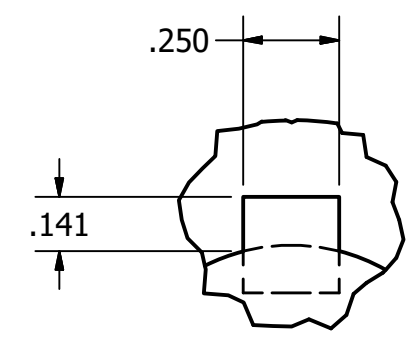
AUTOR ESCUADRON UAM	29/11/2017	UNIVERSIDAD AUTONOMA METROPOLITANA UNIDAD AZCAPOTZALCO	
ACOTACION pulg	BAJA SAE 2017	TITULO	BAJA SAE 2017
		Ensamble Eje 3	
		SIZE A3	DIBUJO NO Ensamble 0006
		SCALE 1:2	REV
		HOJA 1 DE 1	



DESVIACIONES Y TOLERANCIAS				
d	Desv.	IT	D max	D min
1.00 H7	+8.27x10 ⁻⁴ +0.00	8.27x10 ⁻⁴	1.000827	1.00
1.00 h7	+0.00 -8.27x10 ⁻⁴	-8.27x10 ⁻⁴	1.00	.999173

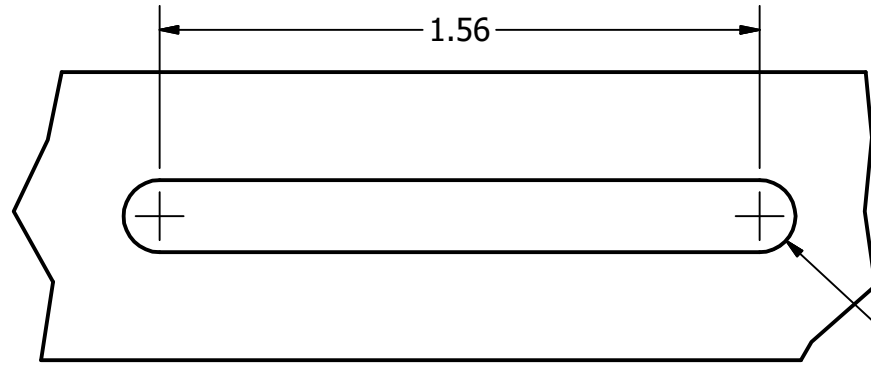


DETAIL C
SCALE 2 : 1



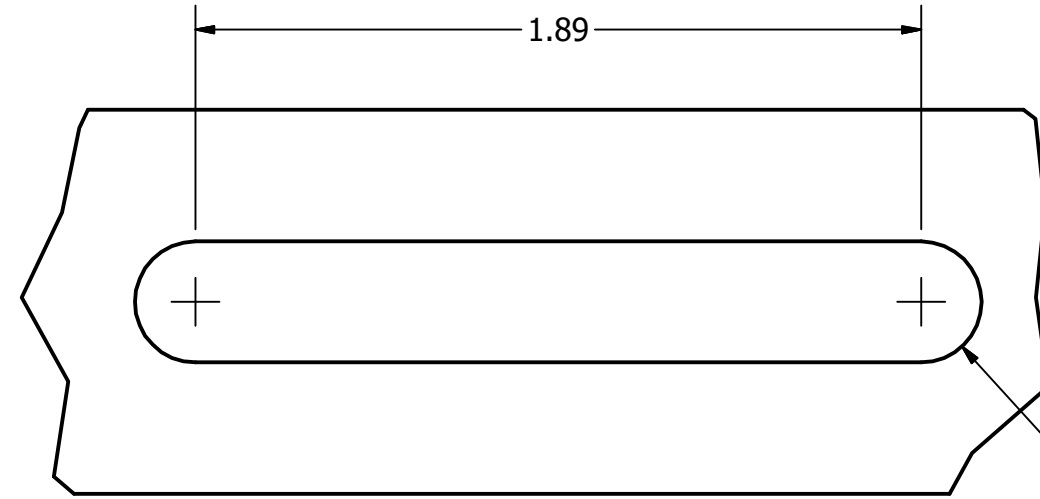
DETAIL D
SCALE 2 : 1

AUTOR ESCUARON UAM	28/11/2017	UNIVERSIDAD AUTONOMA METROPOLITANA UNIDAD AZCAPOTZALCO		
ACOTACION pulg	BAJA SAE 2017	TITULO		
MATERIAL AISI 4140		Cople Motor		
TRATAMIENTO TERMICO NA				
		SIZE A3	DIBUJO NO 004	REV
		SCALE 1 : 1	HOJA 1 DE 1	



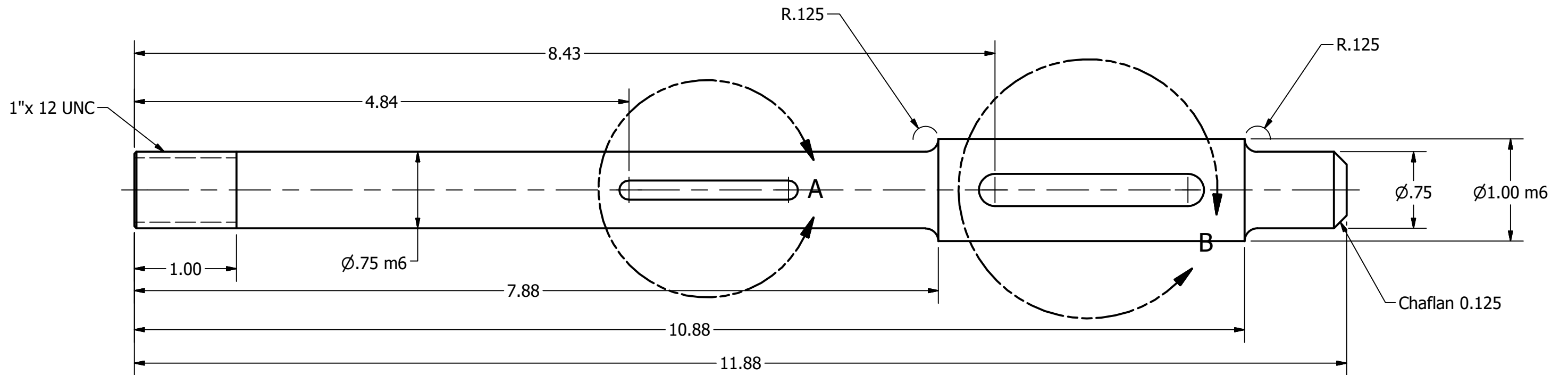
DETAIL A
SCALE 2 : 1

Cuñero R.094
5/16 x 5/32 prof.



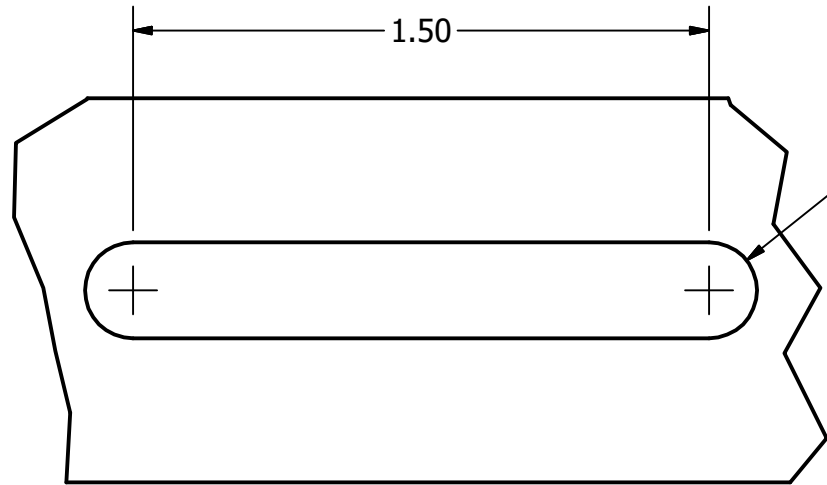
DETAIL B
SCALE 2 : 1

Cuñero R.157
5/16 x 5/32 prof.

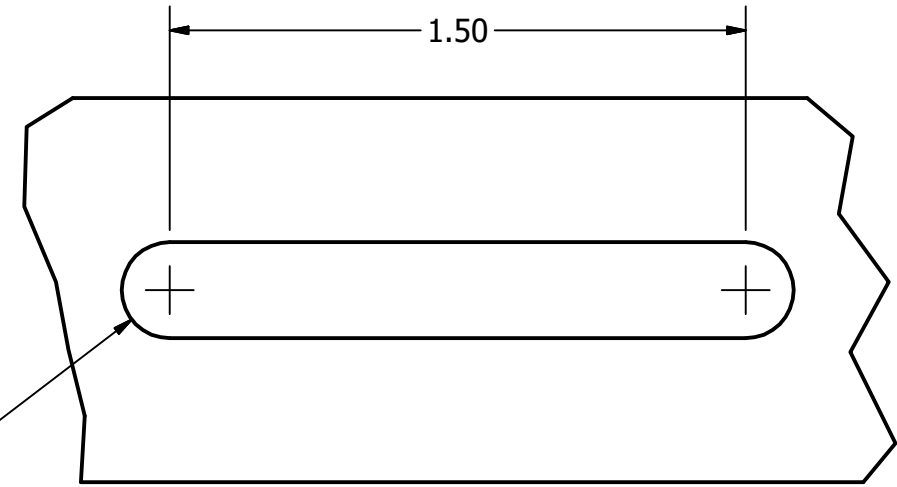


DESVIACIONES Y TOLERANCIAS				
d	Desv.	IT	D max	D min
.75 m6	+8.27x10 ⁻⁴ +3.15x10 ⁻⁴	5.12x10 ⁻⁴	.750827	.750315
1.00 m6	+8.27x10 ⁻⁴ +3.15x10 ⁻⁴	5.12x10 ⁻⁴	1.000828	1.000315

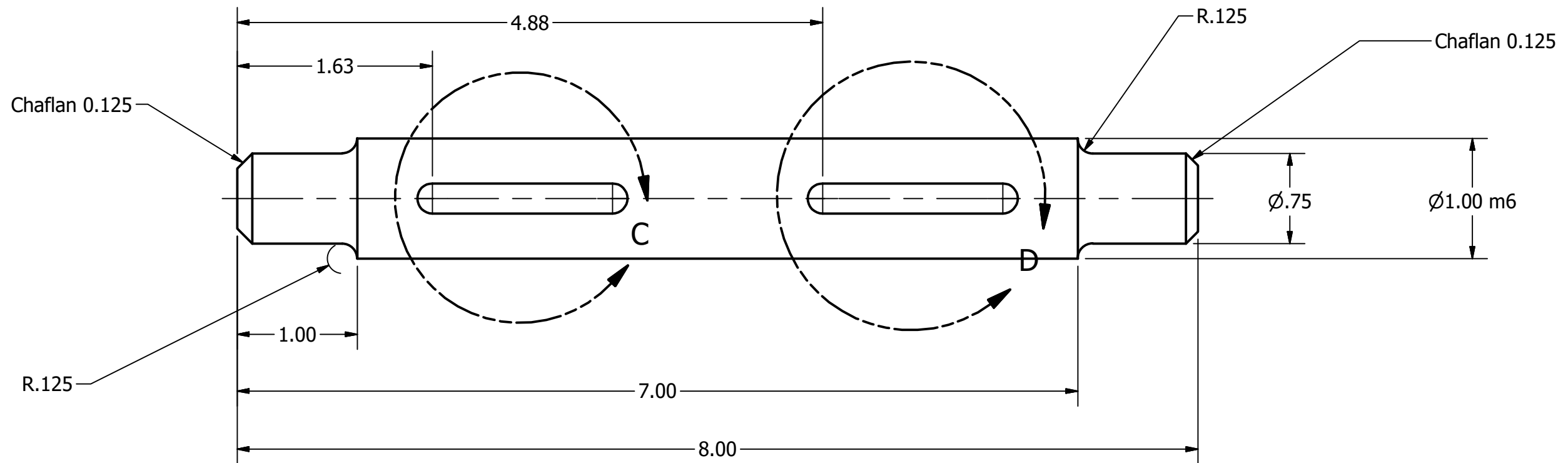
AUTOR ESCUADRON UAM	29/11/2017	UNIVERSIDAD AUTONOMA METROPOLITANA UNIDAD AZCAPOTZALCO		
ACOTACION pulg	BAJA SAE 2017	TITULO		
MATERIAL AISI 4140		Eje 1		
TRATAMIENTO TERMICO NA				
SIZE A3		DIBUJO NO 006	REV	
SCALE 1 : 1		HOJA 1 DE 1		



DETAIL C
SCALE 2 : 1

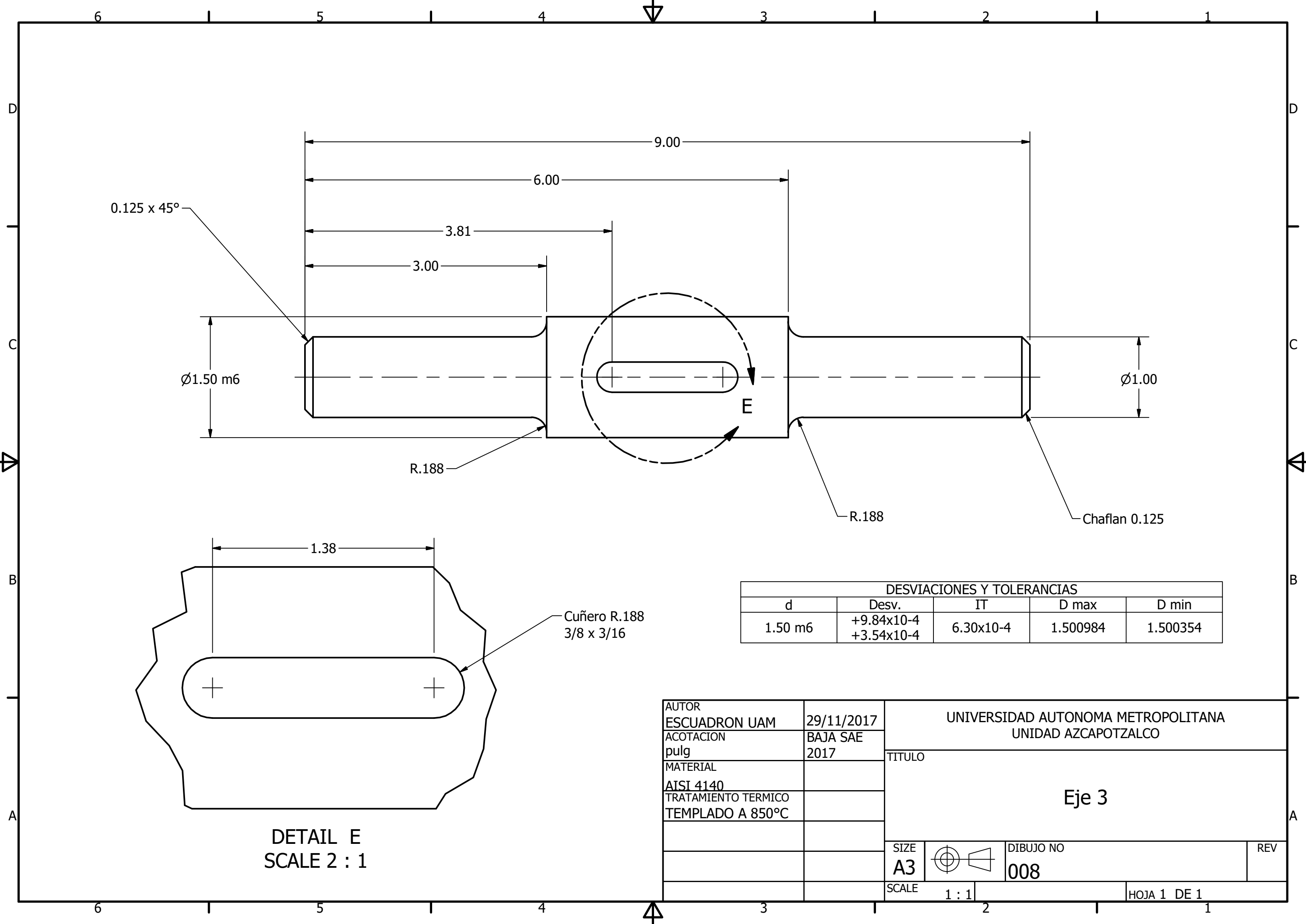


DETAIL D
SCALE 2 : 1



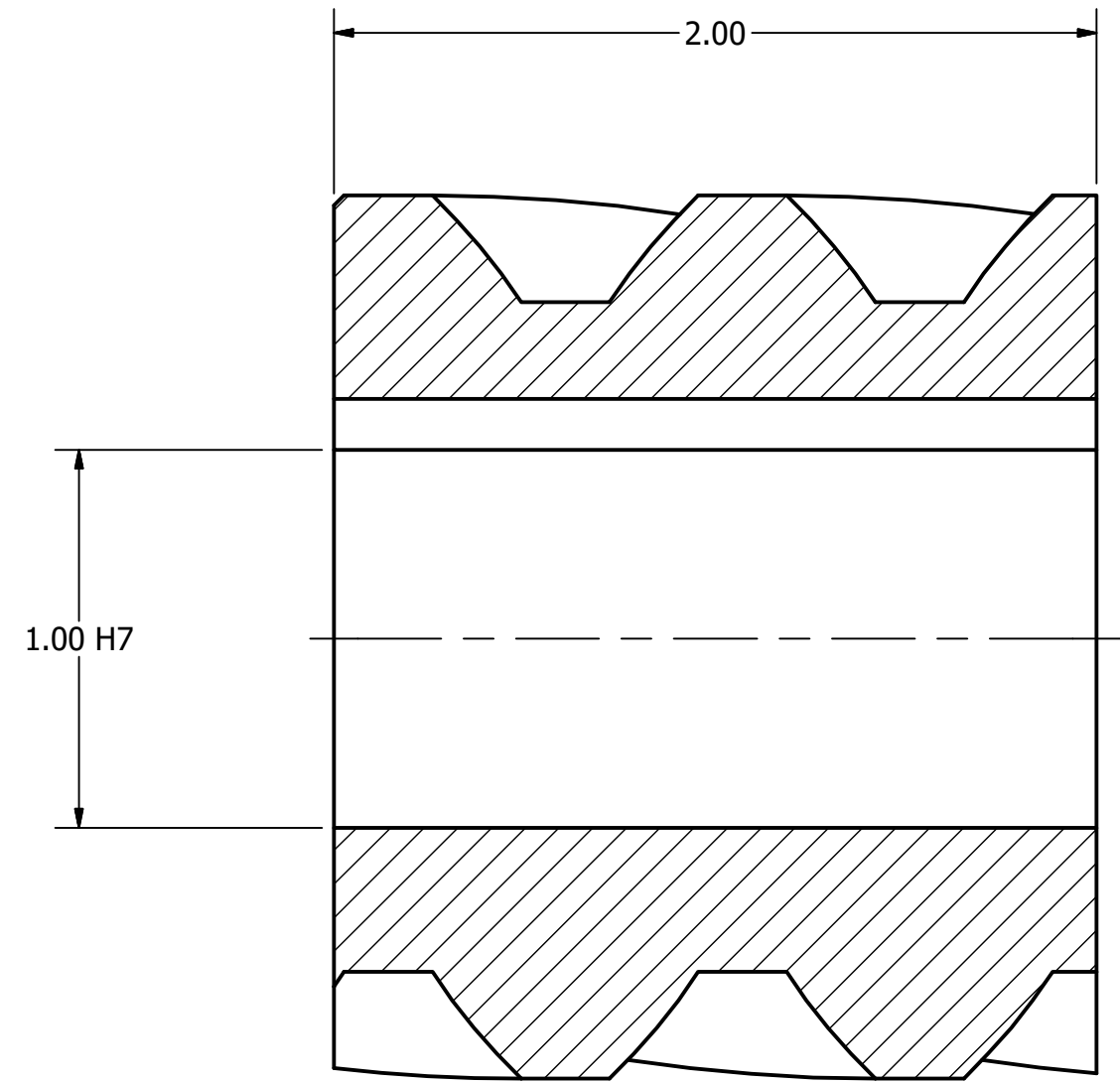
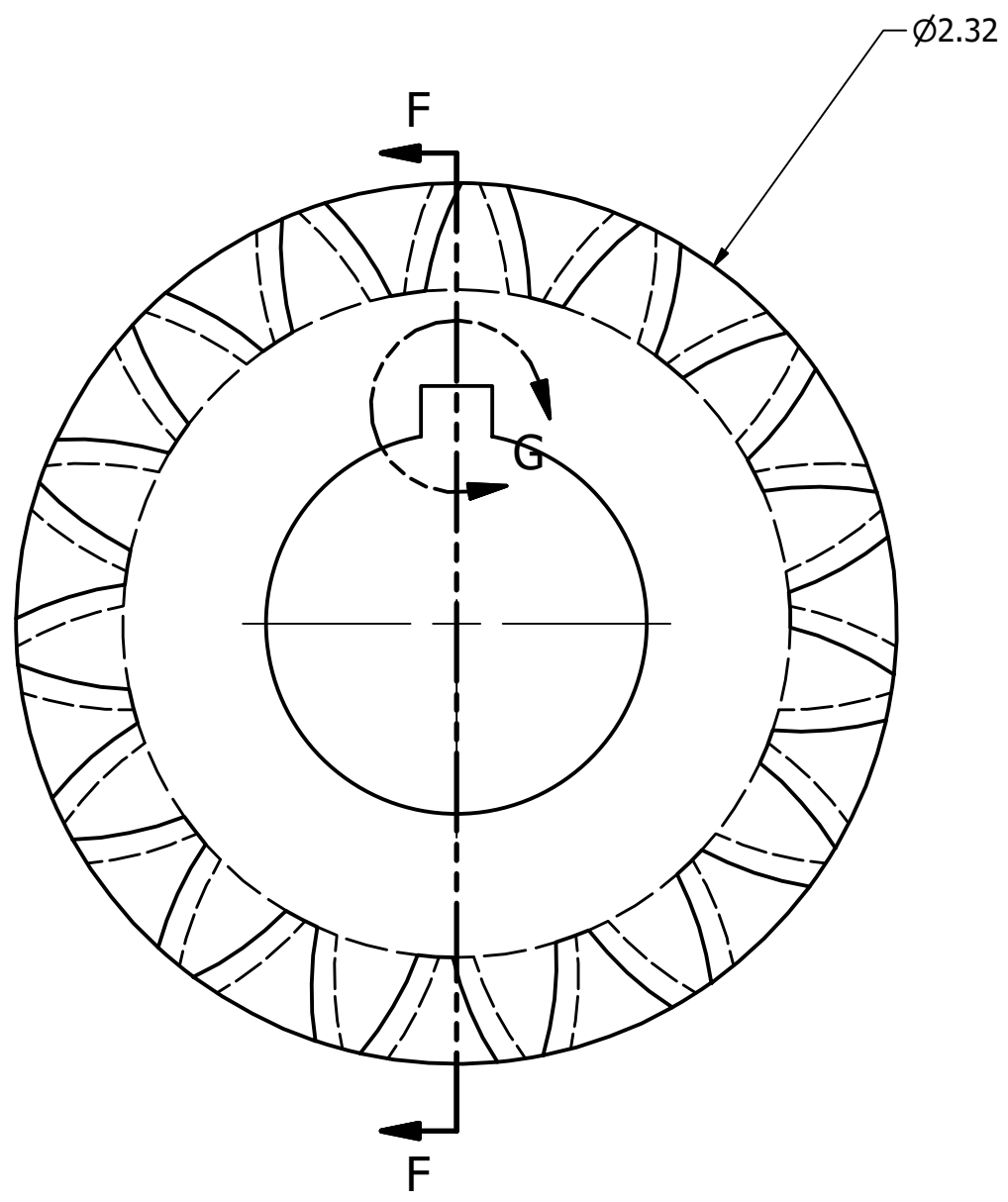
DESVIACIONES Y TOLERANCIAS				
d	Desv.	IT	D max	D min
1.00 m6	+8.27x10 ⁻⁴ +3.15x10 ⁻⁴	5.12x10 ⁻⁴	1.000827	1.000315

AUTOR ESCUADRON UAM	29/11/2017	UNIVERSIDAD AUTONOMA METROPOLITANA UNIDAD AZCAPOTZALCO		
ACOTACION pulg	BAJA SAE 2017	TITULO		
MATERIAL AISI 4140		Eje 2		
TRATAMIENTO TERMICO TEMPLADO A 850°C				
SIZE A3		DIBUJO NO 007	REV	
SCALE 1 : 1		HOJA 1 DE 1		



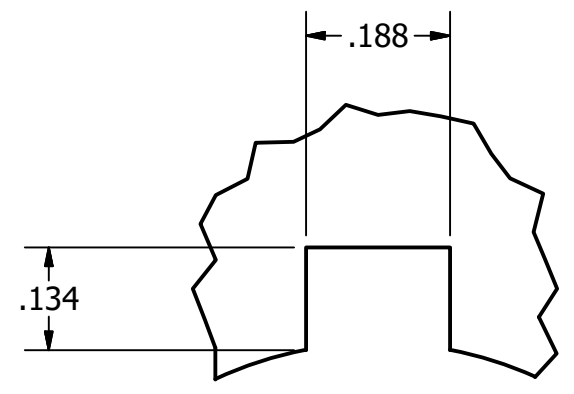
DESVIACIONES Y TOLERANCIAS				
d	Desv.	IT	D max	D min
1.50 m6	+9.84x10 ⁻⁴ +3.54x10 ⁻⁴	6.30x10 ⁻⁴	1.500984	1.500354

AUTOR ESCUADRON UAM	29/11/2017	UNIVERSIDAD AUTONOMA METROPOLITANA UNIDAD AZCAPOTZALCO		
ACOTACION pulg	BAJA SAE 2017	TITULO		
MATERIAL AISI 4140		Eje 3		
TRATAMIENTO TERMICO TEMPLADO A 850°C				
		SIZE A3	DIBUJO NO 008	REV
		SCALE 1 : 1	HOJA 1 DE 1	



SECTION F-F
SCALE 2 : 1

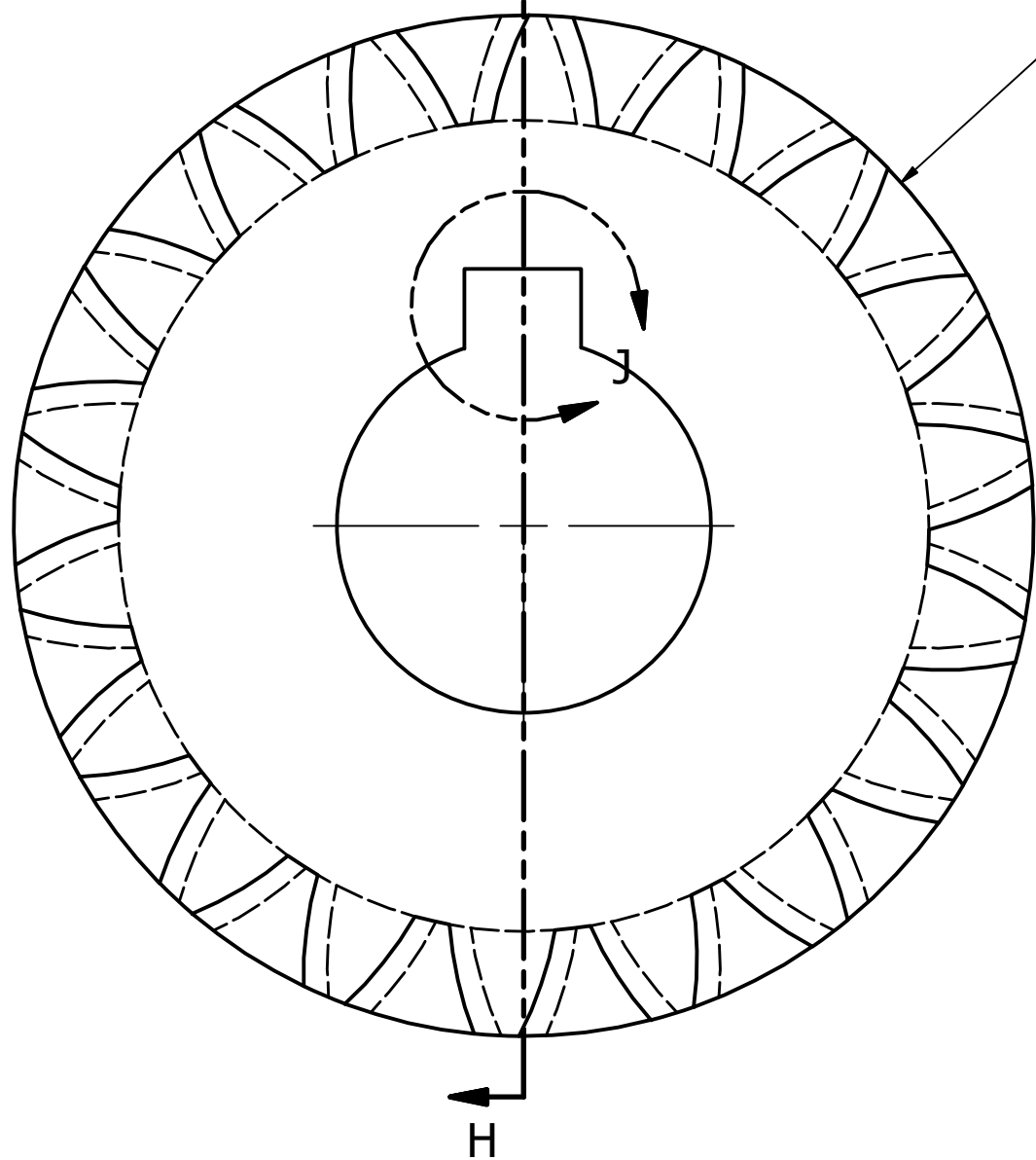
TABLA DE DATOS	
-	ESPECIFICACION
MATERIAL	AISI 4140
TRATAMIENTO TERMICO	TEMPLADO 850°C
HELICE	DERECHA
ANGULO DE HELICE	25°
ANGULO DE PRESION NORMAL	20°
DIAMETRO DE PASO	2.069
PASO DIAMETRAL	NORMAL 8
PASO TANGENCIAL	8.827



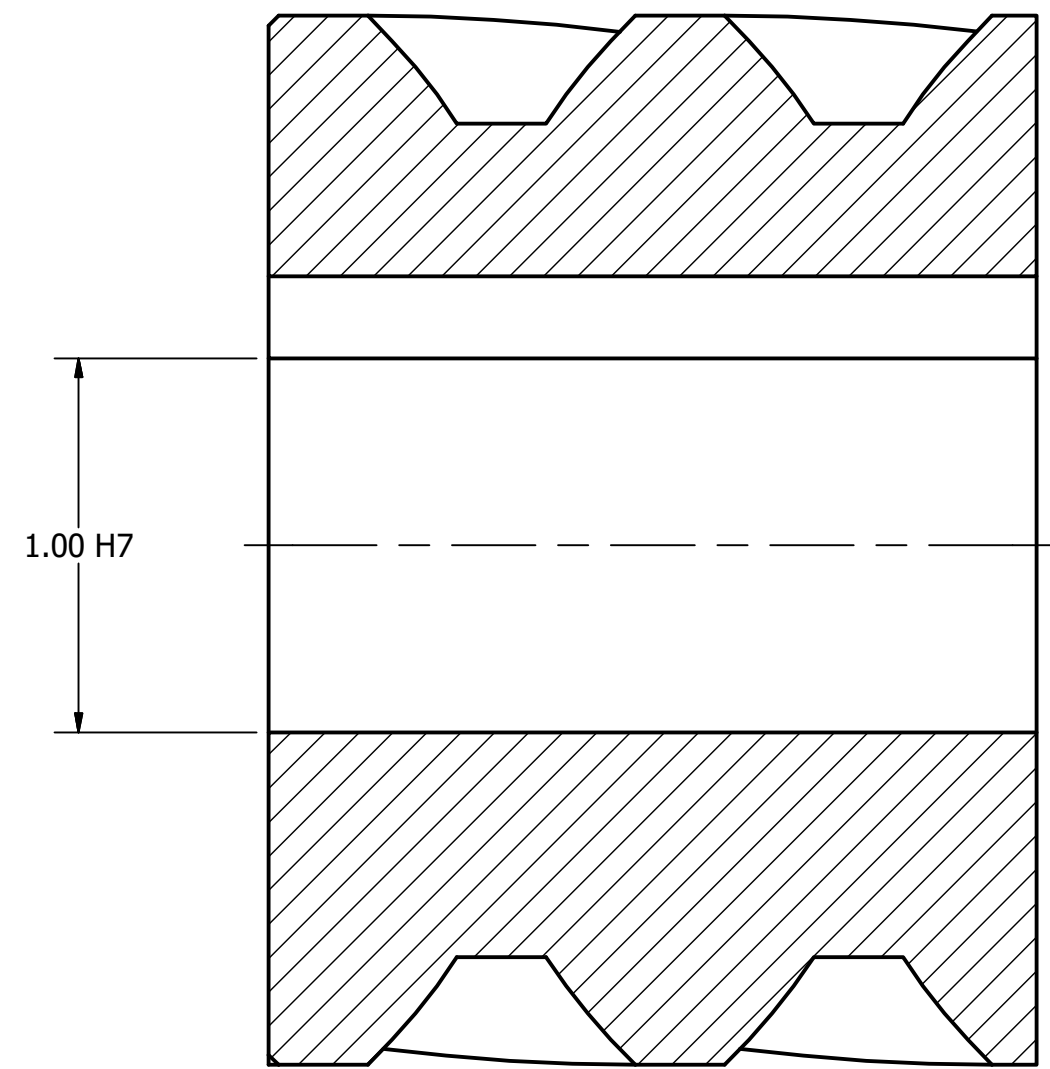
DETAIL G
SCALE 4 : 1

DESVIACIONES Y TOLERANCIAS				
d	Desv.	IT	D max	D min
1.00 H7	+8.27x10 ⁻⁴ +0.00	8.27x10 ⁻⁴	1.000827	1.00

AUTOR ESCUADRON UAM	29/11/2017	UNIVERSIDAD AUTONOMA METROPOLITANA UNIDAD AZCAPOTZALCO		
ACOTACION pulg	BAJA SAE 2017	TITULO Engrane N15		
		SIZE A3	DIBUJO NO 013	REV
		SCALE 2 : 1	HOJA 1 DE 1	



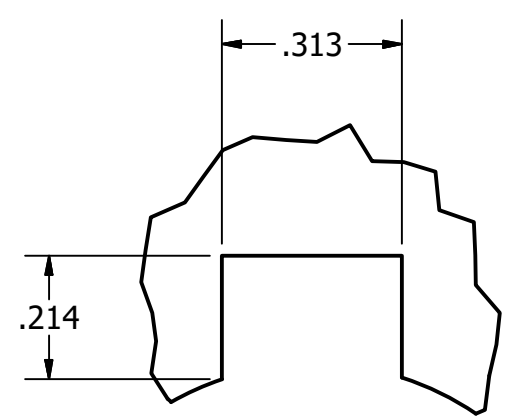
Ø2.73



1.00 H7

SECTION H-H
SCALE 2 : 1

TABLA DE DATOS	
-	ESPECIFICACION
MATERIAL	AISI 4140
TRATAMIENTO TERMICO	TEMPLADO 850°C
HELICE	DEREChA
ANGULO DE HELICE	25°
ANGULO DE PRESION NORMAL	20°
DIAMETRO DE PASO	5.517
PASO DIAMETRAL	NORMAL 8
PASO TANGENCIAL	8.827



DETAIL J
SCALE 3 : 1

DESVIACIONES Y TOLERANCIAS				
d	Desv.	IT	D max	D min
1.00 H7	+8.27x10-4 +0.00	8.27x10-4	1.000827	1.00

AUTOR ESCUADRON UAM	29/11/2017	UNIVERSIDAD AUTONOMA METROPOLITANA UNIDAD AZCAPOTZALCO		
ACOTACION pulg	BAJA SAE 2017	TITULO Engrane N18		
SIZE A3		DIBUJO NO 014	REV	
SCALE 2 : 1			HOJA 1 DE 1	

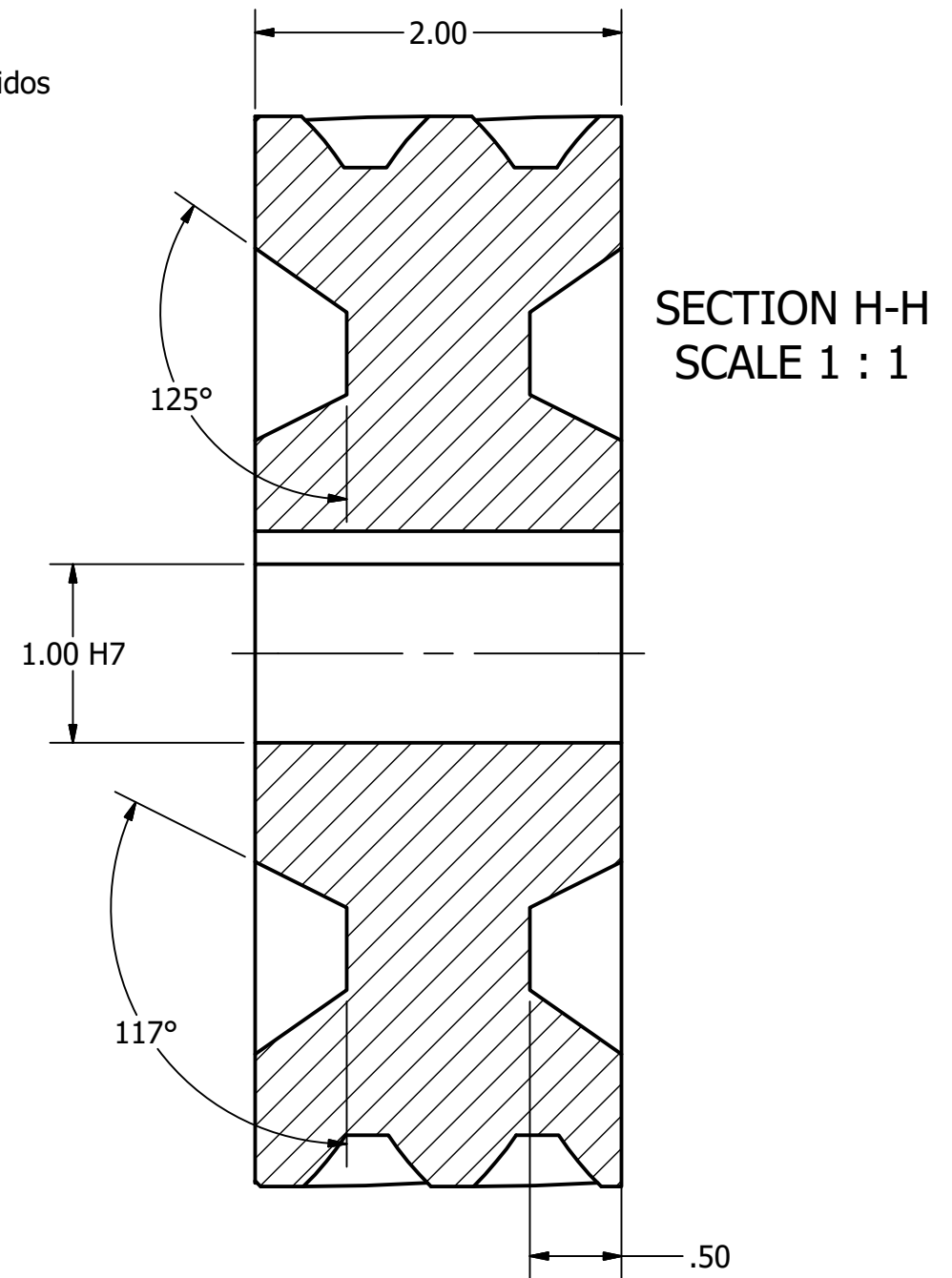
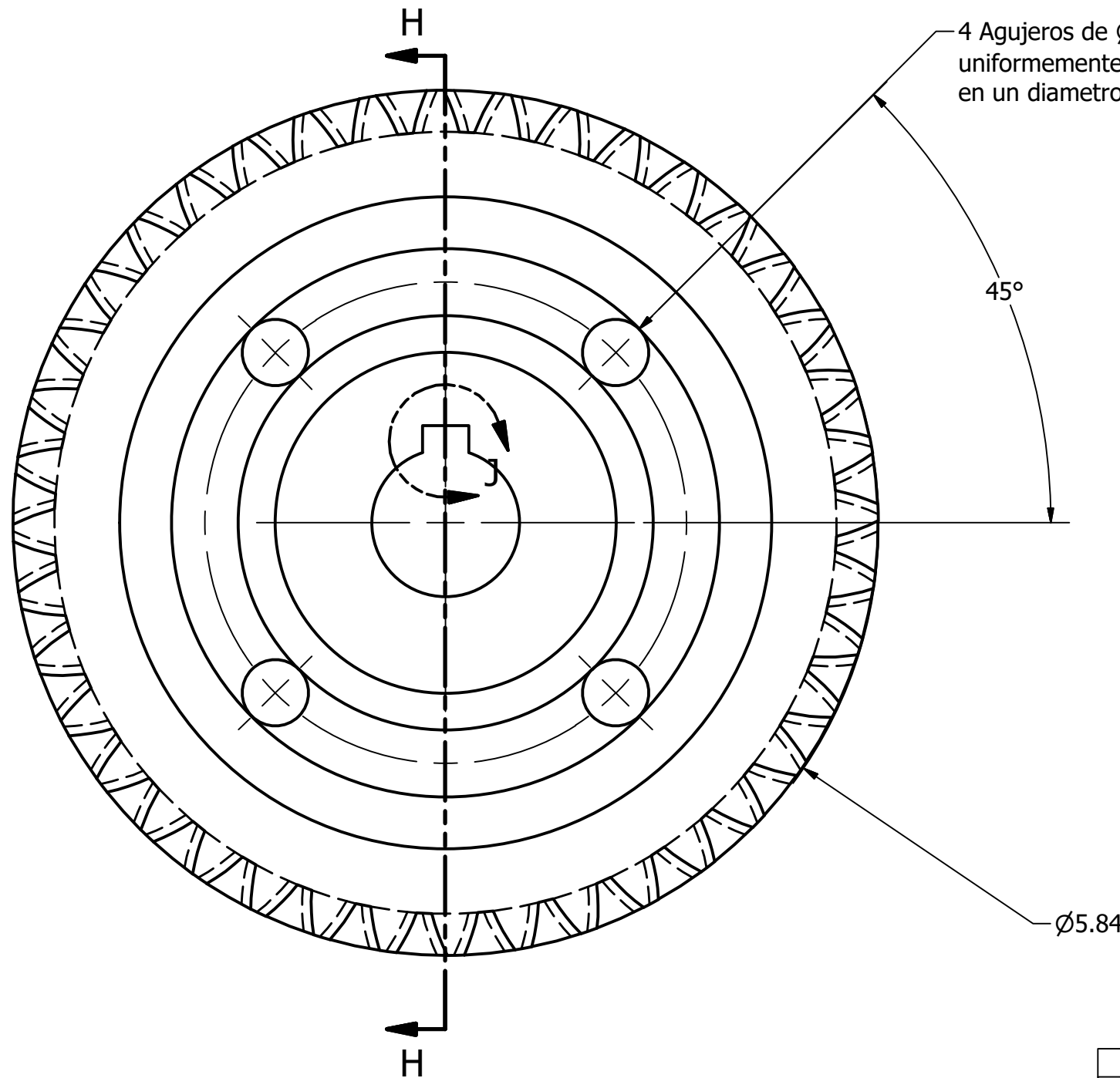
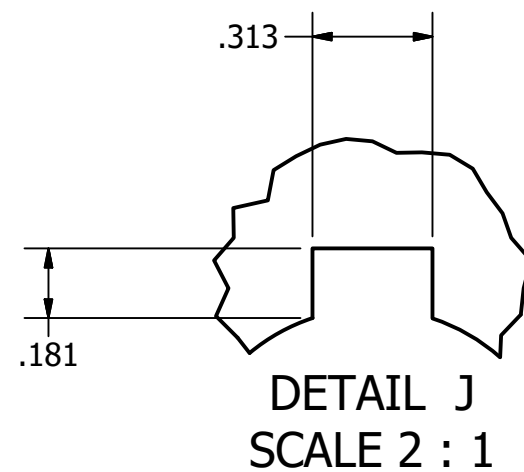


TABLA DE DATOS	
-	ESPECIFICACION
MATERIAL	AISI 4140
TRATAMIENTO TERMICO	TEMPLADO 850°C
HELICE	IZQUIERDA
ANGULO DE HELICE	25°
ANGULO DE PRESION NORMAL	20°
DIAMETRO DE PASO	5.517
PASO DIAMETRAL	NORMAL 8
PASO TANGENCIAL	8.827



DESVIACIONES Y TOLERANCIAS				
d	Desv.	IT	D max	D min
1.00 H7	+8.27x10-4 +0.00	8.27x10-4	1.000827	1.00

AUTOR ESCUADRON UAM	29/11/2017	UNIVERSIDAD AUTONOMA METROPOLITANA UNIDAD AZCAPOTZALCO		
ACOTACION pulg	BAJA SAE 2017	TITULO Engrane N40		
SIZE A3		DIBUJO NO 015	REV	
SCALE 1 : 1			HOJA 1 DE 1	

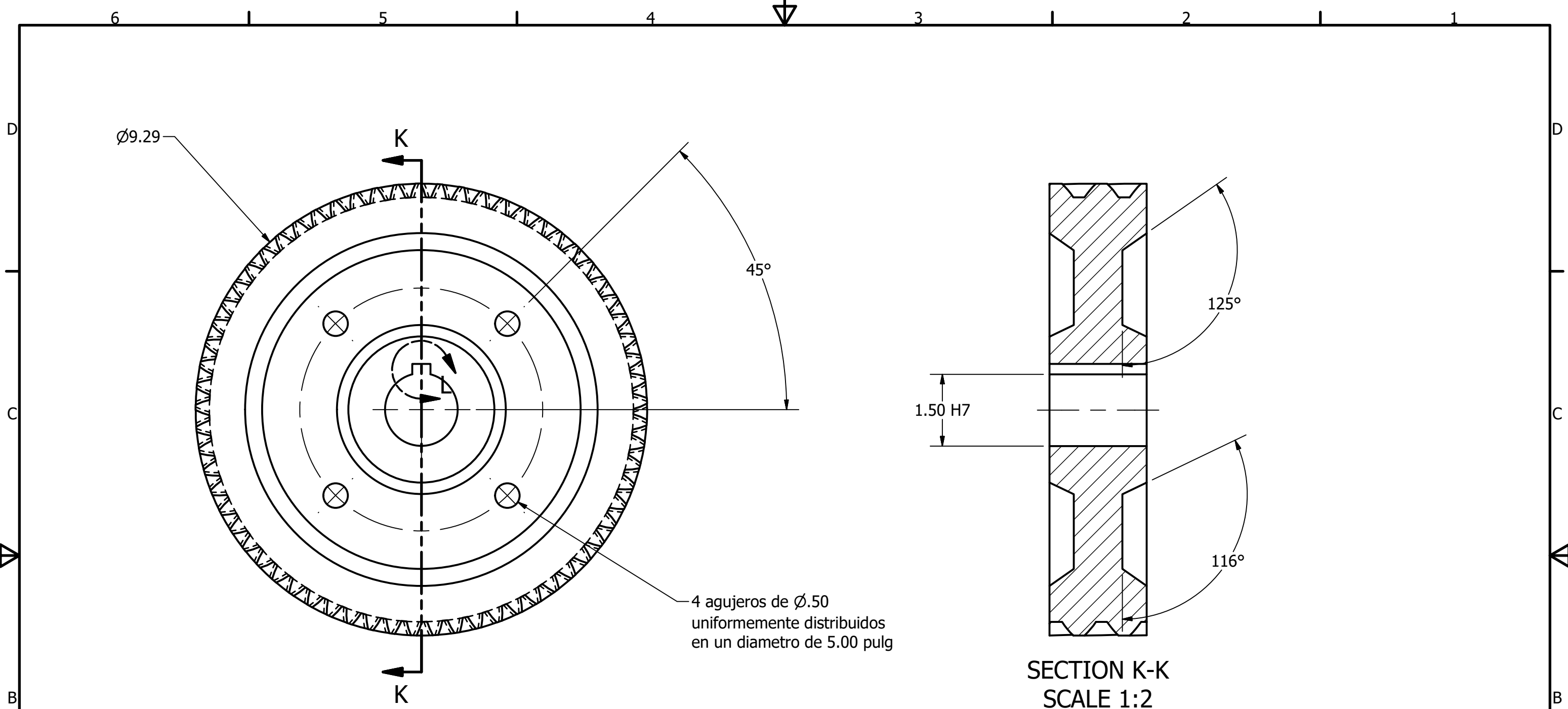
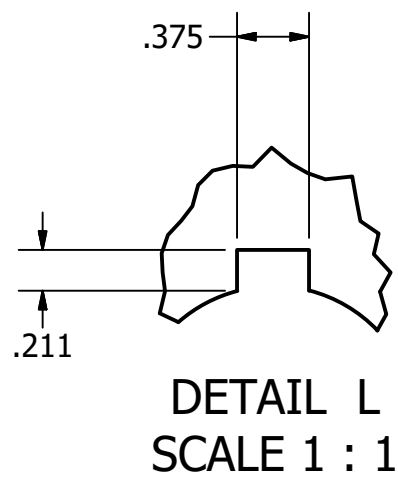


TABLA DE DATOS	
-	ESPECIFICACION
MATERIAL	AISI 4140
TRATAMIENTO TERMICO	TEMPLADO 850°C Y DOBLE REVENIDO
HELICE	IZQUIERDA
ANGULO DE HELICE	25°
ANGULO DE PRESION NORMAL	20°
DIAMETRO DE PASO	5.517
PASO DIAMETRAL	NORMAL 8
PASO TANGENCIAL	8.827



DESVIACIONES Y TOLERANCIAS				
d	Desv.	IT	D max	D min
1.50 H7	+9.84x10 ⁻⁴ +0.00	9.84x10 ⁻⁴	1.500984	1.50

AUTOR ESCUADRON UAM	29/11/2017	UNIVERSIDAD AUTONOMA METROPOLITANA UNIDAD AZCAPOTZALCO		
ACOTACION pulg	BAJA SAE 2017	TITULO Engrane N65		
		SIZE A3	DIBUJO NO 016	REV
		SCALE 1:2	HOJA 1 DE 1	

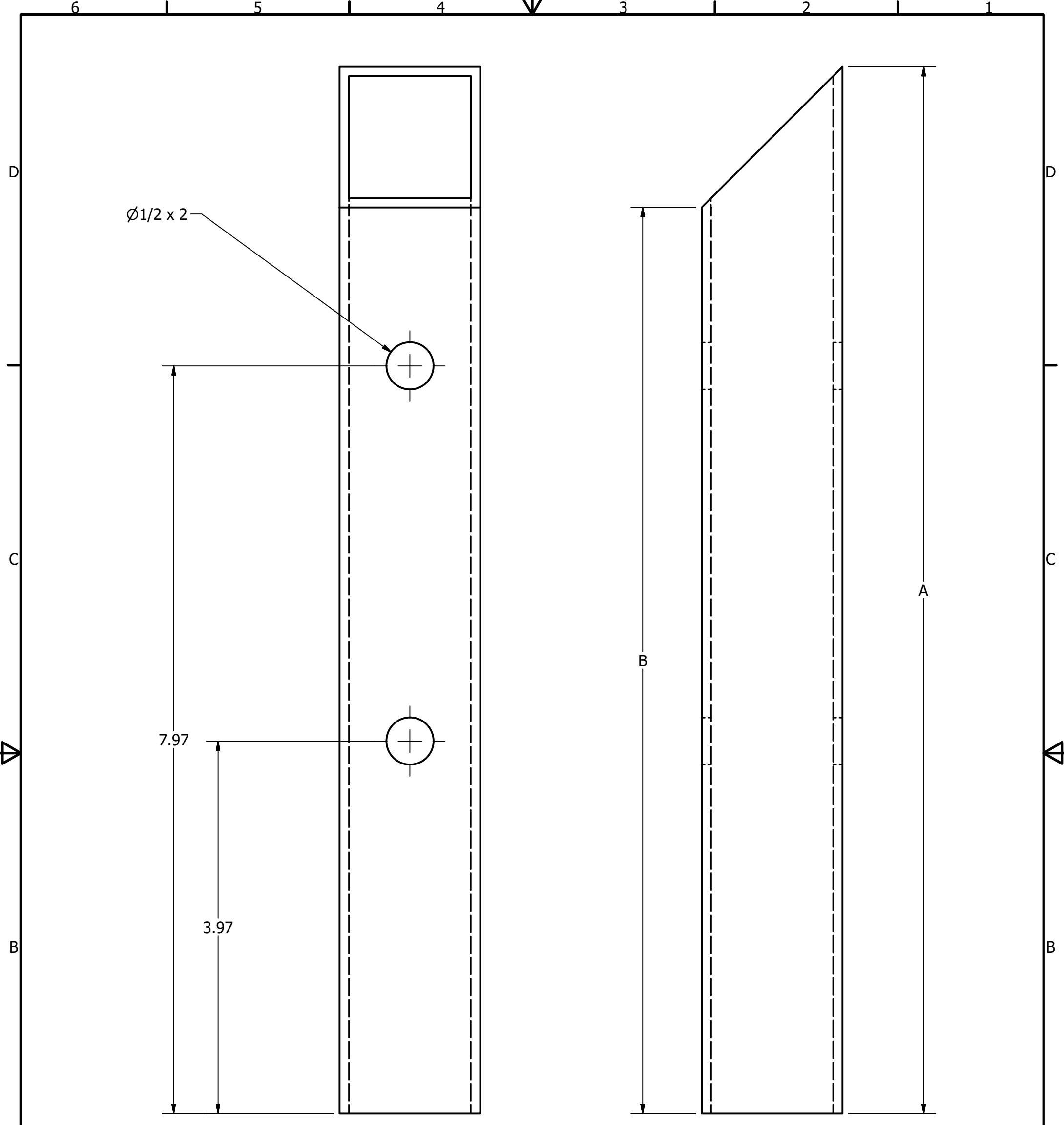
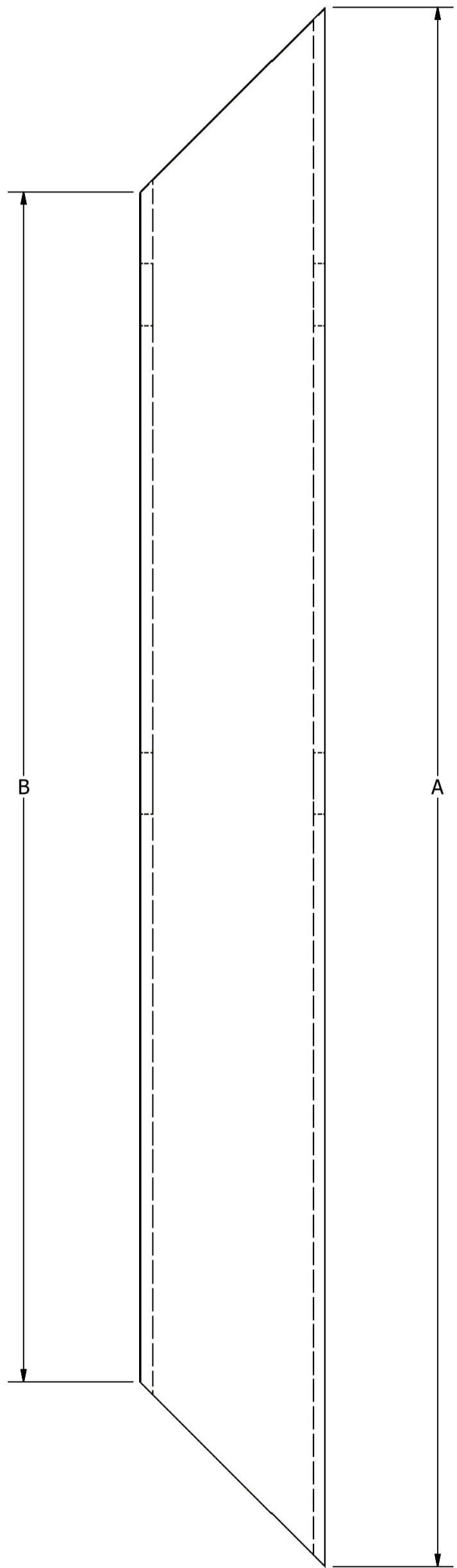


TABLA DE DATOS				
ITEM	QTY	LONGITUD A	LONGITUD B	MATERIAL
B5	1	11.16	9.66	PTR

AUTOR ESCUADRON UAM		29/11/2017		UNIVERSIDAD AUTONOMA METROPOLITANA UNIDAD AZCAPOTZALCO	
ACOTACION pulg		BAJA SAE 2017			
MATERIAL PTR 1 1/2" calibre 16		TITULO Tubos B5			
SIZE A3		ITEM Tubo B5			REV
SCALE 1 : 1		HOJA 1 DE 1			



Ø1/2 X 2

Tubo C4
ESCALA 1 : 1

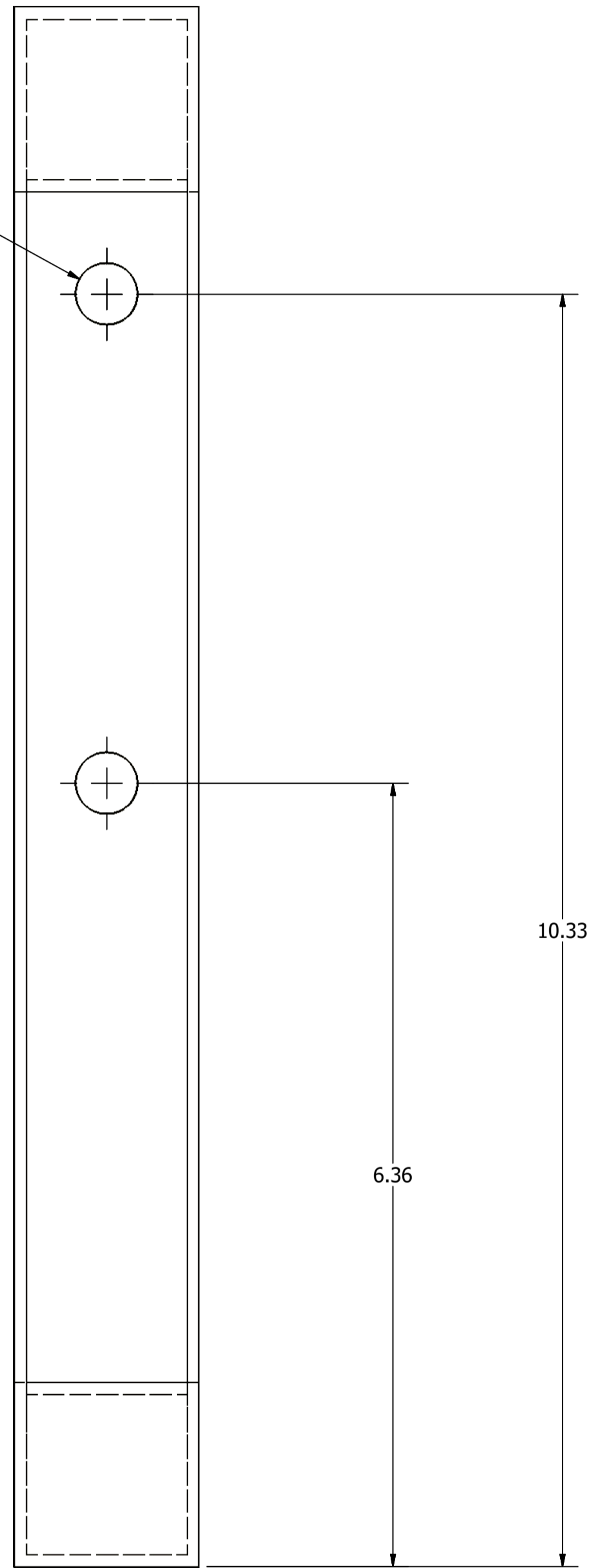
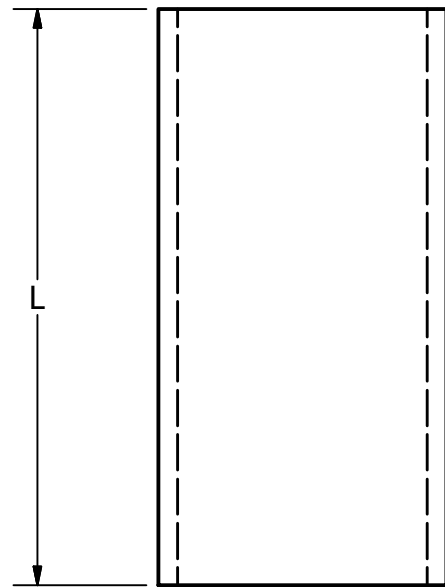


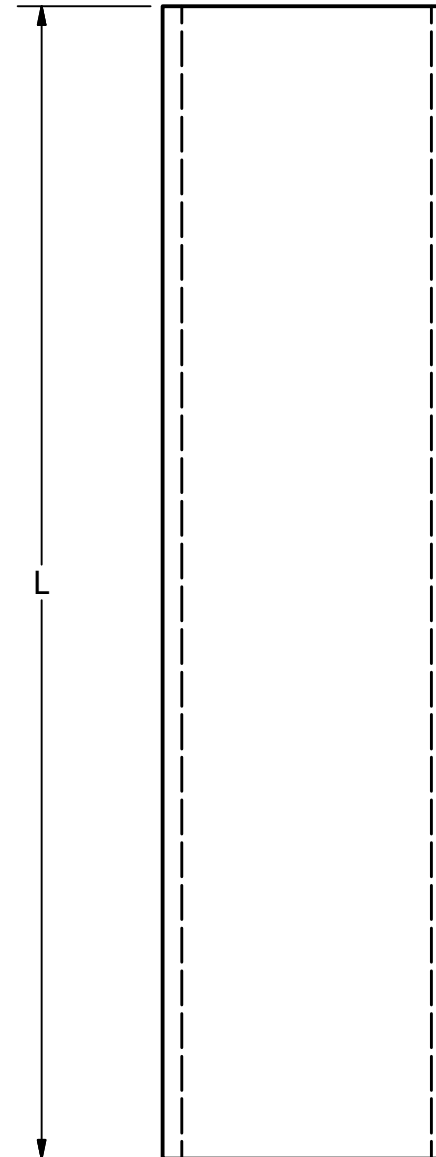
TABLE				
ITEM	QTY	LONGITUD A	LONGITUD B	MATERIAL
C4	1	12.66	9.60	PTR

AUTOR ESCUADRON UAM	29/11/2017	UNIVERSIDAD AUTONOMA METROPOLITANA UNIDAD AZCAPOTZALCO		
ACOTACION pulg	BAJA SAE 2017	TITULO		
MATERIAL PTR 1 1/2" calibre 16		Tubos C4		
		SIZE A2	DIBUJO NO Tubos C4	REV
		SCALE 1 : 1	HOJA 1 DE 1	

TABLE					
ITEM	PART NUMBER	QTY	LONGITUD L	MATERIAL	ESPECIFICATION
A1	TuboA1	2	3.33	PTR	3.33"
A2	TuboA2	3	6.00	PTR	6.00"



Tubo A1



Tubo A2

AUTOR ESCUADRON UAM		29/11/2017	UNIVERSIDAD AUTONOMA METROPOLITANA UNIDAD AZCAPOTZALCO		
ACOTACION pulg		BAJA SAE 2017	TITULO Tubos A1 y A2		
MATERIAL PTR 1 1/2 calibre 16					
			DIBUJO NO Tubos A1 y A2		
			REV		
SCALE		1 : 1	HOJA 1 DE 1		

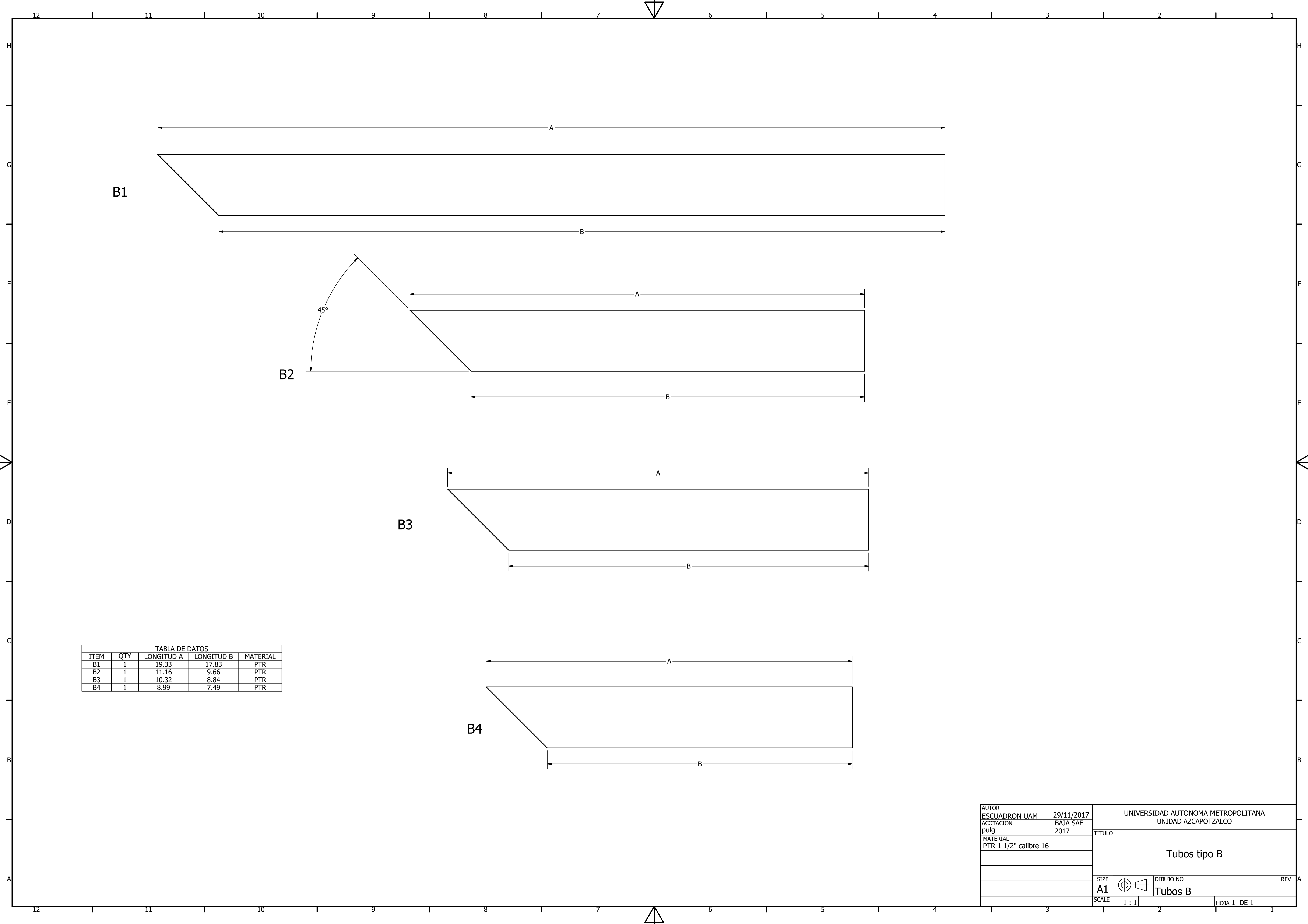


TABLA DE DATOS				
ITEM	QTY	LONGITUD A	LONGITUD B	MATERIAL
B1	1	19.33	17.83	PTR
B2	1	11.16	9.66	PTR
B3	1	10.32	8.84	PTR
B4	1	8.99	7.49	PTR

AUTOR ESCUADRON UAM	29/11/2017	UNIVERSIDAD AUTONOMA METROPOLITANA UNIDAD AZCAPOTZALCO	
ACOTACION pulg	BAJA SAE 2017	TITULO	
MATERIAL PTR 1 1/2" calibre 16		Tubos tipo B	
		SIZE A1	DIBUJO NO Tubos B
		SCALE 1 : 1	REV A
		HOJA 1 DE 1	

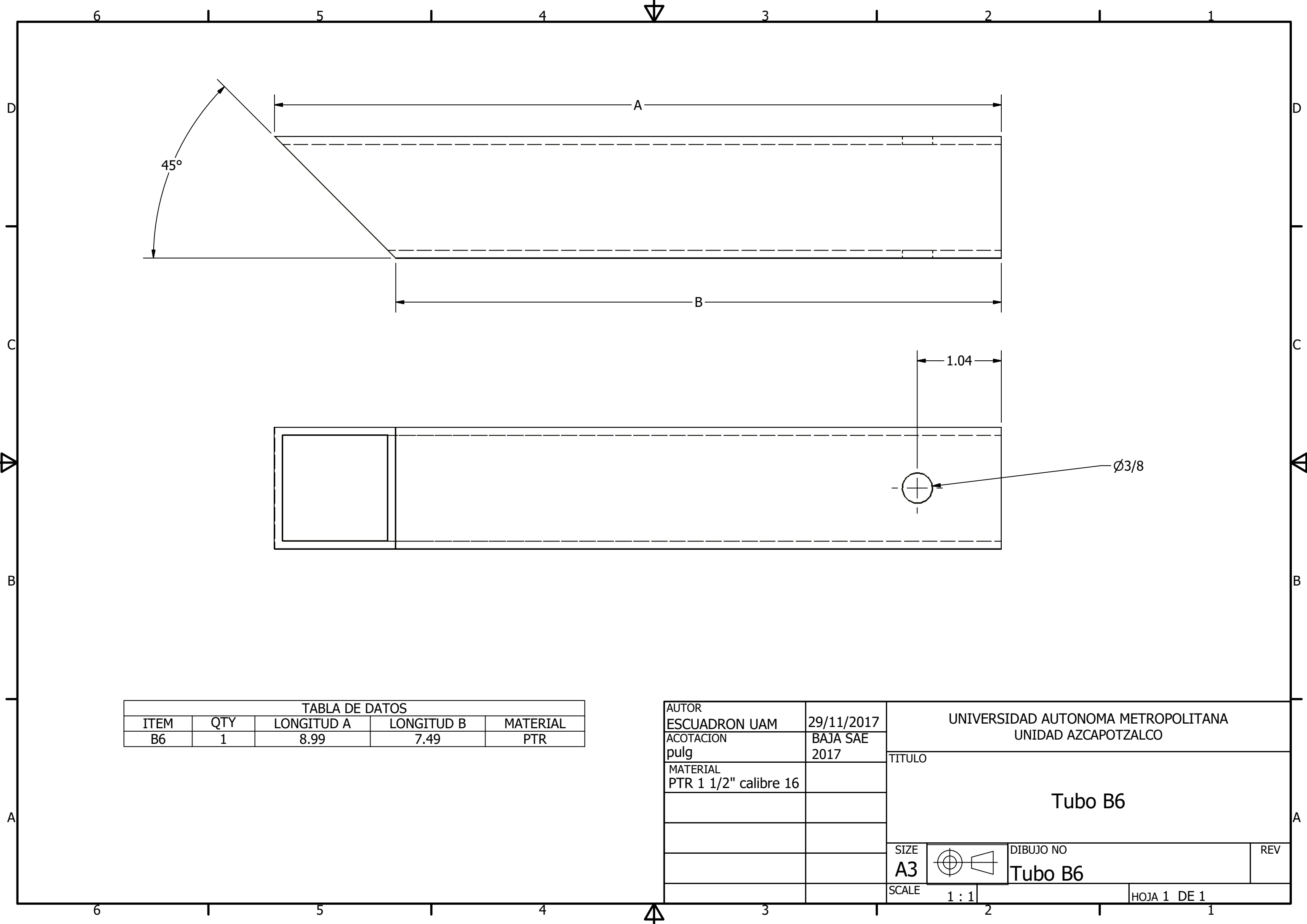


TABLA DE DATOS				
ITEM	QTY	LONGITUD A	LONGITUD B	MATERIAL
B6	1	8.99	7.49	PTR

AUTOR ESCUADRON UAM	29/11/2017	UNIVERSIDAD AUTONOMA METROPOLITANA UNIDAD AZCAPOTZALCO		
ACOTACION pulg	BAJA SAE 2017	TITULO Tubo B6		
MATERIAL PTR 1 1/2" calibre 16				
		SIZE A3	DIBUJO NO Tubo B6	REV
		SCALE 1 : 1	HOJA 1 DE 1	

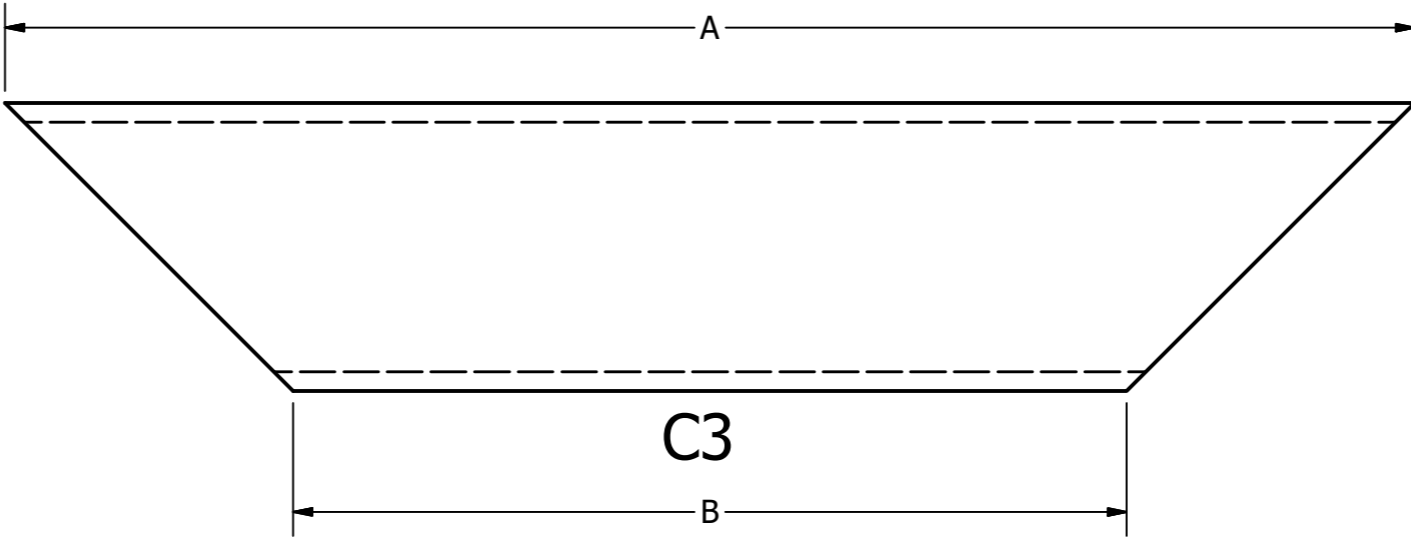
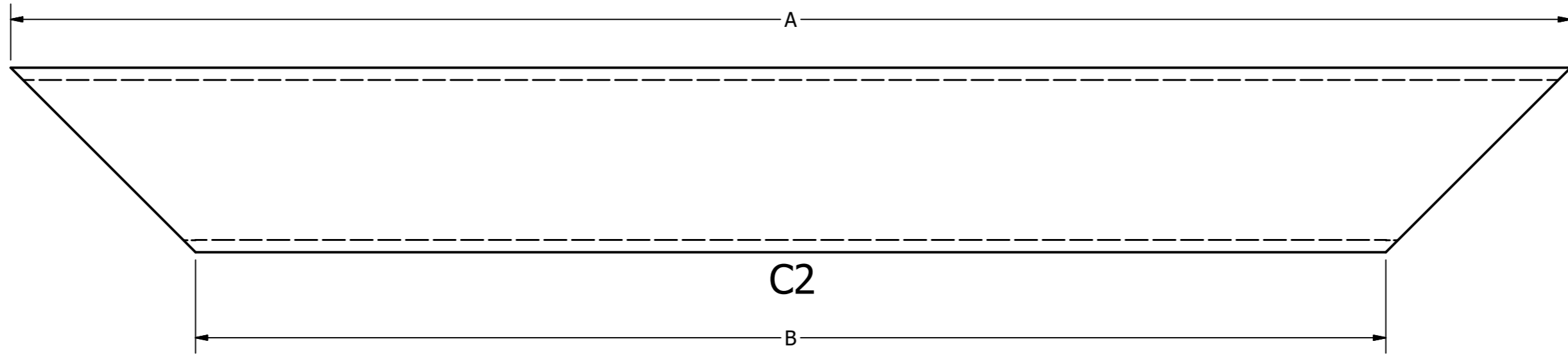
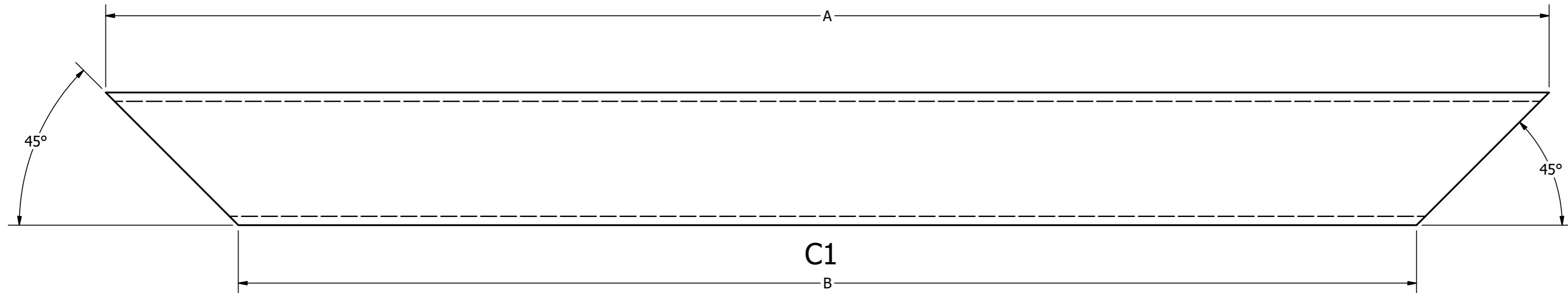


TABLA DE DATOS				
ITEM	QTY	LONGITUD A	LONGITUD B	MATERIAL
C1	1	16.33	13.33	PTR
C2	2	12.66	9.66	PTR
C3	1	7.34	4.34	PTR

AUTOR ESCUADRON UAM		29/11/2017		UNIVERSIDAD AUTONOMA METROPOLITANA UNIDAD AZCAPOTZALCO	
ACOTACION pulg		BAJA SAE 2017		TITULO	
MATERIAL PTR 1 1/2" calibre 16				Tubos C 1,2 y 3	
SIZE A2		DIBUJO NO Tubos C1, C2 y C3		REV	
SCALE 1 : 1			HOJA 1 DE 1		