



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

FACULTAD DE INGENIERÍA

“DISEÑO DE UN PROTOTIPO DE
TRANSMISIÓN AUTOMÁTICA PARA
BICICLETA”

TESIS

QUE PARA OBTENER EL GRADO DE:
INGENIERO MECÁNICO

PRESENTA:

ISRAEL HASSAN MENDOZA PÉREZ

DIRIGIDA POR:

Dr. Leopoldo A. González González

MÉXICO D.F. 2009



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

A mis hermanas, Karla y Yoko.

AGRADECIMIENTOS

Es un hecho que mi formación académica y humana, no hubiera sido posible sin el apoyo y atención de muchas personas e instituciones, por lo que me satisface dar los siguientes agradecimientos.

A mí madre, porque sin la vida no se logra nada, gracias.

A mis hermanas, con quienes siempre se pasan momentos agradables.

A mí tío Sergio, por su enorme apoyo y ejemplo de vida.

A mis abuelos, Alicia y Sergio, en quienes siempre he visto una lección de vida.

A Laura y Yesica, por su incondicional apoyo y grata compañía.

A mis tías Martha y Gaby, por su apoyo durante mí carrera.

A mis compañeros de aulas, David, Eduardo y Emilio, por su apoyo y amistad, en éste difícil camino.

A mí asesor de tesis, Leopoldo González, por el tiempo y conocimientos que amablemente me dedicó.

A mis sinodales, por las observaciones y comentarios realizados a éste trabajo.

Gracias a la Facultad de Ingeniería, por la educación que me brindó en sus aulas.



CONTENIDOS

<i>DEDICATORIA.</i>	<i>i</i>
<i>AGRADECIMIENTOS.</i>	<i>ii</i>
<i>CONTENIDOS.</i>	<i>iii</i>
<i>INDICE DE FIGURAS.</i>	<i>v</i>
<i>INDICE DE TABLAS.</i>	<i>vii</i>
1.- Introducción.	1
1.1.- Antecedentes.	
1.1. A.- Historia de la bicicleta y su sistema de transmisión.	3
1.1. B.- Estado del arte.	6
1.1. C.- Formas de transmitir potencia.	9
1.2.- Planteamiento del problema.	15
1.3.- Objetivos.	15
1.4.- Justificación.	16
1.5.- Hipótesis.	17
1.6.- Limitación del proyecto.	17
2.- Diseño conceptual.	18
2.1.- Especificaciones de funcionamiento.	19
2.1. A.- Restricciones.	19
2.1. B.- Requerimientos.	19
2.2.- Identificación de los sistemas funcionales.	20
2.3.- Generación de alternativas para el variador de relación de Transmisión.	21
2.3. A.- Engranajes accionados por embragues multidiscos.	21
2.3. B.- Continuously Variable Transmission (CVT).	24
2.4.- Generación de alternativas para el seleccionador de relación de transmisión.	28
2.4. A.- Selector centrífugo.	28
2.4. B.- Selector por controlador proporcional (P).	31
2.5.- Evaluación y selección.	33
2.6.- Transmisión concepto.	36



3.- Diseño de detalle.	41
3.1.- Cálculos mecánicos.	42
3.1. A.- Cálculo del cambiador.	42
3.1. B.- Cálculo de la relación de transmisión.	50
3.1. C.- Selección de rodamientos.	52
3.1. D.- Implementación del controlador (P).	65
3.1. E.- Selección de materiales.	75
3.2.- Especificaciones técnicas de la transmisión.	76
4.- Resultados.	78
4.1.- Ajustes recomendados para mejorar el funcionamiento de la transmisión.	79
4.2.- Resultados y Conclusiones.	80
Bibliografía.	82
ANEXOS	83
Anexo A .- Prueba en bicicleta convencional, para análisis cinético y cinemático.	84
Anexo B .- Cálculo experimental de la función de transferencia del Controlador proporcional.	94
Anexo C .- Hoja de especificaciones de rodamientos SKF.	97
Anexo D .- Planos de la transmisión.	103

**INDICE DE FIGURAS.**

1.1	Celerífero.	3
1.2	Draisiana.	3
1.3	Bici de Mc Millan.	4
1.4	Penny Farthing.	4
1.5	Bicicleta de seguridad.	5
1.6	Cambios externos de velocidad	5
1.7	Continuously Variable Planetary (CVP).	6
1.8	Funcionamiento del CVP.	6
1.9	Engranaje Planetario.	7
1.10	Masa con cambios internos.	7
1.11	Bici eléctrica Panasonic.	8
1.12	Transmisión manual por cardán.	8
1.13	Embrague multidisco.	9
1.14	Embrague cónico.	10
1.15	Embrague unidireccional de bolas.	10
1.16	Embrague unidireccional de resorte.	11
1.17	Embrague unidireccional de uñas.	11
1.18	Embrague centrífugo.	12
1.19	Eje cardán.	12
1.20	Banda V.	13
1.21	Cadena de eslabones.	13
1.22	CVT Continuously Variable Transmisión.	14
2.1	Sistemas funcionales de la transmisión.	20
2.2	Engranaje accionado por embragues.	21
2.3	Sistema para una marcha en posición neutral.	22
2.4	Sistema para una marcha en posición de acople.	23
2.5	Componentes del CVT.	24
2.6	Configuración del CVT.	25
2.7	CVT con relación de transmisión de 1.	26
2.8	CVT con relación de transmisión mayor de uno.	27
2.9	Partes que conforman el selector centrífugo.	28
2.10	Selector a baja velocidad angular.	29
2.11	Aumento de velocidad angular con desplazamientos de la corredera en dirección x.	30
2.12	Diagrama de bloques del sistema controlado.	31
2.13	Sistema de control.	32
2.14	Matriz de decisión para el diseño conceptual.	35



2.15	Cambiador.	36
2.16	Sistema mecánico de control.	37
2.17	Portadiscos.	38
2.18	Cambio de ángulo de un disco montado en el portadisco.	38
2.19	Corredera Ranura/Portadisco.	39
2.20	Cambio de ángulo de giro.	39
2.21	Corte transversal del CVT concepto.	40
3.1	Ángulos en la rosca de un tornillo de potencia.	42
3.2	Fuerza efectiva del cambiador.	44
3.3	Geometría del cambiador [unidades en milímetros].	45
3.4	Avance del cambiador [unidades en milímetros].	47
3.5	Línea de tendencia del avance del cambiador.	48
3.6	Gráfica de la fuerza efectiva del cambiador. (0° a 66°)	49
3.7	Desplazamiento angular de los discos.	50
3.8	Variación de la relación de transmisión. (1 – 2.5)	51
3.9	Diagrama de cuerpo libre de bicicleta.	53
3.10	Diagrama de cuerpo libre de rodamiento de bicicleta.	54
3.11	Diagrama para el análisis cinético.	58
3.12	Fuerzas en el CVT.	59
3.13	Diagrama de cuerpo libre de disco.	62
3.14	Diagrama de cuerpo libre del rodamiento del disco.	63
3.15	Diagrama de bloques del sistema en lazo cerrado sin controlador.	66
3.16	Lugar de las raíces del sistema en lazo cerrado.	69
3.17	Diagrama de bloques del sistema de posición en lazo cerrado.	70
3.18	Amplificador LM741 conectado como sumador.	70
3.19	Amplificador LM741 como amplificador inversor.	71
3.20	Controlador proporcional análogo.	71
3.21	Controlador proporcional.	72
3.22	Control proporcional para regular el sistema de posición.	74
A1	Disposición de platos dentados.	85
A2	Diagrama de platos dentados.	86
B1	Conexiones para la prueba.	94

**INDICE DE TABLAS.**

3.1.1	Avance del cambiador.	48
3.1.2	Tabla de rodamientos seleccionados.	64
3.1.3	Listado de piezas y materiales seleccionados.	75
3.1.4	Masa de los componentes del CVT:	76
3.1.5	Especificaciones técnicas de la transmisión.	77
A1	Secuencia de relación de transmisión.	84
A2	Rangos de velocidad.	85
B1	Relación (m/V), con $V=5$ volts.	95
B2	Relación (m/V), con $V=6$ volts.	95
B3	Relación (m/V), con $V=7$ volts.	95
B4	Relación (m/V) promedio.	95



Capítulo 1. Introducción.



1.- INTRODUCCIÓN

El presente trabajo muestra como interés principal del autor mejorar tecnológicamente el sistema de tracción de las bicicletas; esta inquietud surge como consecuencia de la construcción de una red de ciclovías en el interior de Ciudad Universitaria, misma que por sus características irregulares, exige a los ciclistas paradas continuas, así como ritmo de pedaleo constante en pendientes prolongadas.

De esta situación, se propone dotar a las bicicletas con un sistema de transmisión automática, con la intención de contar con diferentes relaciones de transmisión en el momento adecuado, para las diferentes condiciones del camino.

El proceso de trabajo para el diseño de la transmisión, se encuentra documentado a lo largo de las siguientes páginas, quedando distribuido en cuatro capítulos debidamente ordenados.

El primer capítulo contiene información que sirve como cimiento para el proceso de diseño, ya que muestra la identificación del problema, así como datos teóricos necesarios para dar inicio al proceso de diseño.

El segundo capítulo muestra la etapa de diseño conceptual, en la que se presentan las condiciones de trabajo que ha de cumplir el prototipo, además de diferentes propuestas de diseño, terminando con la propuesta de un concepto.

El tercer capítulo está constituido por el diseño de detalle, mismo que incluye cálculos, planos y especificaciones del prototipo.

El cuarto capítulo concluye el presente trabajo, con la presentación de las recomendaciones y conclusiones.

Después se presentan los anexos donde se presenta datos y planos técnicos de la transmisión.



1.1 ANTECEDENTES

1.1. A. Historia de la bicicleta y de su sistema de transmisión.

Celerífero 1690

La primera bicicleta que se construyó fue diseñada por el conde de Sivrac en París Francia y la llamaron celerífero o caballo de ruedas. La bicicleta constaba de una viga de madera que empezaba con forma de cabeza de león, dragón o ciervo y terminaba en forma puntiaguda, dicha viga se encontraba montada sobre dos ruedas también de madera como se muestra en la figura (1.1).

El celerífero carecía de sistema de dirección y tracción, es decir para las maniobras el usuario tenía que levantar la bicicleta y cambiarla de posición en la dirección a la que deseaba ir y para avanzar era necesario que se impulsara con los pies directamente en el suelo, haciendo del celerífero un medio de transporte incómodo y poco ergonómico.



Figura 1.1 Celerífero

Draisiana 1813

Para el año 1813 en Alemania, el barón Kart Drais von Sauerbronn dio algunas mejoras al antiguo celerífero.

La nueva bicicleta al igual que el celerífero estaba construida en madera, pero ahora con una estructura más desarrollada y refinada (fig. 1.2), la cual contaba con una pequeña montura sobre la cual descansaba el asiento que ahora incluía resortes para las imperfecciones del camino.

En cuanto al sistema de tracción la draisiana no tenía nada nuevo que ofrecer, ya que carecía de mecanismo alguno para transmitir movimiento a las ruedas, teniendo el usuario que usar sus piernas para impulsarse sobre el piso y así poder avanzar.

El mayor desarrollo tecnológico que presentaba la draisiana, fue la incorporación de un sistema de dirección el cual contaba con un mecanismo compuesto por eslabones y articulaciones que permitían a la rueda delantera cambiar de posición con solo mover un palo de madera y así facilitar las maniobras en la bicicleta.



Figura 1.2 Draisiana



Bicicleta de Mc Millan 1839

Hacia el año de 1839, el escocés Kirkpatrick Mc Millan logró un gran avance tecnológico en el desarrollo de la bicicleta, ya que para su construcción además de seguir utilizando madera comenzó a incorporar elementos construidos en metal, logrando rigidez y un incremento en la vida útil de la bicicleta.

El cuerpo de esta bicicleta consistía en una columna horizontal de madera, curvada ligeramente hacia arriba la cual en uno de sus extremos contenía el eje de la rueda trasera y en el otro extremo el eje de rotación del manubrio y la tijera.

Pero sin duda alguna la mayor innovación que mostraba esta bicicleta, era que por primera vez se incluía un sistema de transmisión (fig. 1.3), el cual estaba integrado por dos manivelas posicionadas opuesta y fijamente en el eje de la rueda trasera, además de un conjunto de varillas, que funcionaban como bielas para transmitir el movimiento de las piernas del usuario hacia las manivelas y estas últimas a la rueda trasera, permitiendo un desplazamiento sin necesidad de apoyar los pies en el suelo.



Figura 1.3 Bici de Mc Millan.

La Penny Farthing

La penny farthing es una de las bicicletas más famosas que se han inventado, fue construida por aficionados al ciclismo y perfeccionada por James Starley de Coventry en 1870

Esta bicicleta ya no incorporaba piezas de madera, y por primera vez se utilizaron rayos de alambre y hule macizo en las ruedas. Su característica principal, es la gran diferencia de diámetros que presentaban sus llantas, ya que la rueda delantera alcanzaba diámetros de hasta 1.5 metros, mientras que la trasera 40 centímetros como se muestra en la figura (1.4).

El sistema de tracción se encontraba en la rueda delantera y únicamente constaba de dos manivelas opuestas colocadas fijamente al eje de la llanta



Figura 1.4 Penny Farthing.



Bicicleta de seguridad

En 1876 Harry Lawson patentó su bicicleta de seguridad, también llamada crocodile que significó la clave para el desarrollo de la bicicleta moderna, ya que su geometría es prácticamente la misma que la de las bicicletas actuales, y por primera vez traía montados neumáticos en ambas ruedas (fig. 1.5).

Su sistema de tracción es el mismo que se ha venido utilizando en las últimas décadas; con cadena de eslabones, platos dentados, bielas y pedales.



Figura 1.5 Bicicleta de seguridad.

Bicicleta con cambios de velocidades.

En 1941 el inventor italiano Ghigini patenta el primer desviador de cadena, el cual consiste en un paralelogramo articulado que arrastra la cadena a través de platos dentados de diferentes dimensiones fig. (1.6), logrando así variar la relación de transmisión de la bicicleta.

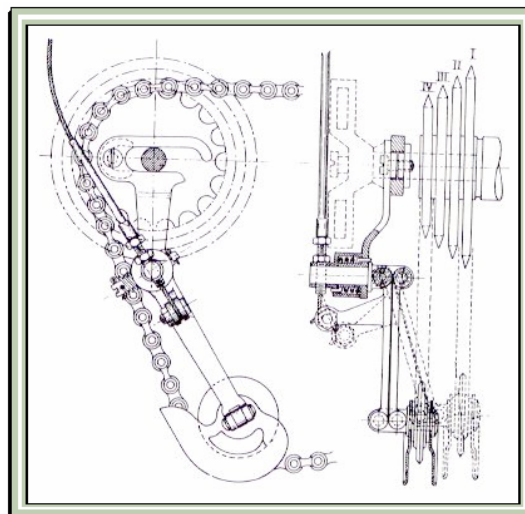


Figura 1.6 Cambios externos de velocidad.



1.1. B.- Estado del arte

Transmisión Nuvinci (USA 2004)
Continuously Variable Planetary (CVP).

La compañía Fallbrook Technologies desarrolló un sistema de transmisión, que basa su funcionamiento en la rotación de bolas planetarias de metal (fig. 1.7), mismas que se encuentran entre dos discos, uno de entrada (input disc) y otro de salida (output disc). Estas bolas se encuentran empapadas en un líquido que mejora la transmisión de par por fricción.

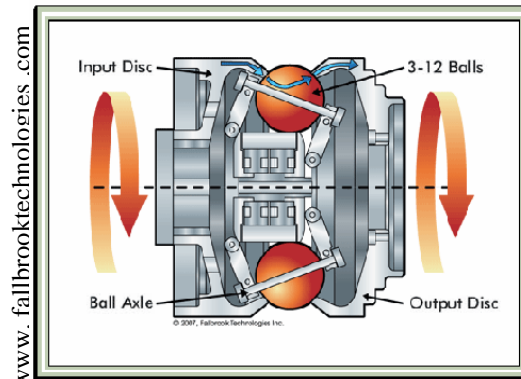


Figura 1.7 Continuously Variable Planetary (CVP).

El funcionamiento de la transmisión se basa en que las bolas planetarias cambian su ángulo de incidencia sobre los discos de entrada y de salida mediante un mecanismo accionado manualmente, es entonces cuando la velocidad de los discos varía haciendo girar a uno más rápido que el otro o viceversa. De esta manera cambia la relación de transmisión sin saltos y de manera continua.

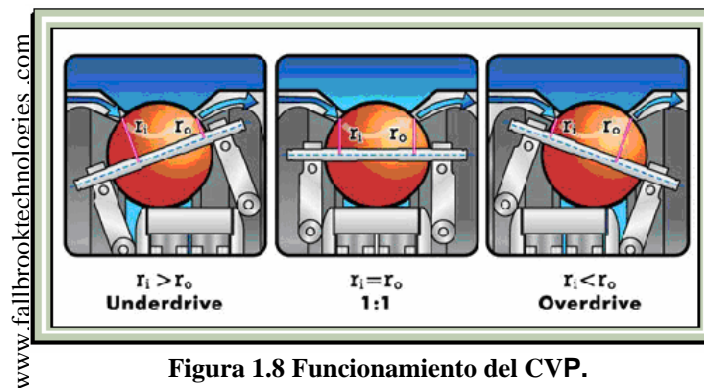


Figura 1.8 Funcionamiento del CVP.

La figura 1.8 muestra, como al cambiar el ángulo de incidencia varían los radios (r_i y r_o) y en consecuencia la relación de transmisión.



***Transmisión con cambios internos en la masa trasera
(Rohloff Speedhub, Alemania 2008).***

Este tipo de transmisión funciona a base de engranajes planetarios, los cuales consisten en uno o más engranes externos o satélites que rotan sobre un engrane central o planeta. Típicamente, los satélites se montan sobre un brazo móvil o porta satélites que a su vez puede rotar en relación al planeta. Los sistemas de engranajes planetarios pueden incorporar también el uso de un engrane anular externo o corona, que engrana con los satélites.

Los tres componentes básicos de un engranaje planetario son:

Planeta: El engrane central.

Portasatélites: Sujeta uno o más engranes satélites (piñones) periféricos, del mismo tamaño, engranados con el planeta.

Corona: Un anillo externo con dientes en su cara interna que engrana con el o los satélites.

En el sistema de transmisión con cambios internos, uno de estos tres componentes básicos permanece estacionario, uno de los dos restantes es la entrada, proporcionando potencia al sistema, y el último componente es la salida, recibiendo la potencia del sistema. La relación de rotación de la entrada con la de salida depende del número de dientes de cada rueda y de qué componente permanezca estacionario.

En este tipo de transmisión, los cambios son manuales, realizados por el ciclista.

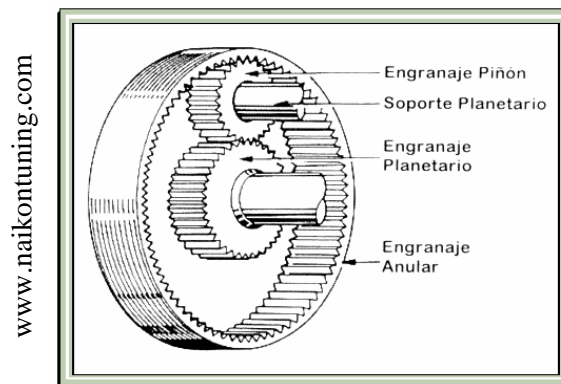


Figura 1.9 Engranaje planetario.

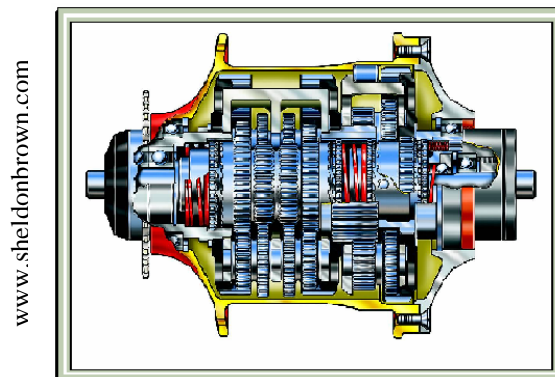


Figura 1.10 Masa con cambios internos.



Titanium Flat Road (Japón 2008).

Cuenta con una batería de litio-ion, que con una sola carga en su versión de 10 amperes por hora permite recorrer 151 km. de forma continua. Panasonic además incorpora su sistema SLIM (Sistema de Gestión Integrada de Litio-Ion), un pequeño ordenador integrado al cuadro que conectado a una pantalla LCD situada en el manillar, permite al usuario controlar, entre otras cuestiones, el nivel de batería restante, la velocidad media, la distancia total recorrida o el consumo de energía utilizado.



Figura 1.11 Bici eléctrica Panasonic.

Transmisión por cardán Beixo (Holanda 2007).

La transmisión se produce a través de engranes cónicos y un eje de transmisión. Estos engranes cónicos están colocados en un ángulo de 90 grados con respecto los unos de los otros.



Figura 1.12 Transmisión manual por cardán.



1.1. C Formas de transmitir potencia

Embragues

Un embrague es un elemento de rozamiento que permite el acoplamiento y desacoplamiento de ejes con diferentes estados de movimiento. El funcionamiento de los embragues es muy similar al de los frenos y por tanto su diseño es comparable en muchos aspectos. La diferencia principal en el diseño de frenos y embragues, es el de la mayor generación y disipación de calor que se tiene en los frenos.

Los embragues, si bien en menor magnitud, también generan calor como consecuencia del movimiento relativo entre sus partes, aunque normalmente los deslizamientos no son tan grandes como los presentados en un sistema de frenos.

Embrague de discos:

Cuando los discos se encuentran separados unos de otros (fig. 1.13), cualquiera que sea el eje conductor no podrá arrastrar al otro eje pues no existe en este caso alguna unión mecánica.

En un segundo caso si los discos se aprietan unos contra otros, los discos unidos a un eje y a su vez los otros unidos al otro permitirán el movimiento de un eje a otro.

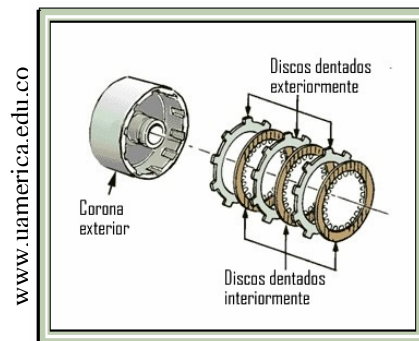


Figura 1.13 Embrague multidisco.

Este tipo de discos son metálicos (de diferente material los conductores a los conducidos) y funcionan en baño de aceite para disminuir la fricción en el funcionamiento de acople y desacople.

Para comprimir los discos unos contra otros y acoplar o desacoplar el embrague se utiliza la fuerza de presión hidráulica.



Embrague cónico:

El embrague cónico es uno de los tipos de embrague más antiguo, tan sólo se emplea en aplicaciones sencillas, es simple y eficaz. Un embrague cónico como el de la figura 1.14 debe su eficiencia a la acción de cuña de la parte cónica en la parte receptora. Una desventaja que presenta el embrague cónico es que tiende a bloquearse.

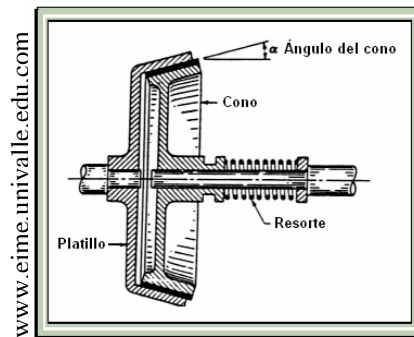


Figura 1.14 Embrague cónico.

Embragues unidireccionales:

Operan automáticamente con base en la velocidad relativa entre los dos elementos. Actúan sobre la circunferencia y permiten la rotación relativa sólo en una dirección.

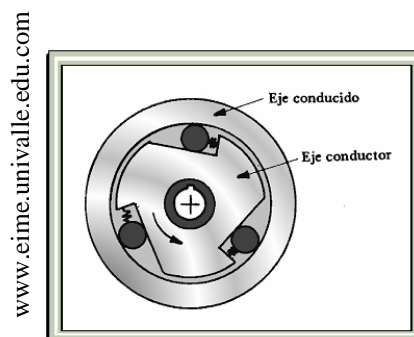


Figura 1.15 Embrague unidireccional de bolas.



Embrague de resorte:

Contiene un resorte enrollado con firmeza alrededor del eje. La rotación en una dirección aprieta el resorte con más fuerza sobre el eje, para transmitir el par de torsión. La rotación contraria afloja ligeramente el resorte, lo que provoca que se deslice.

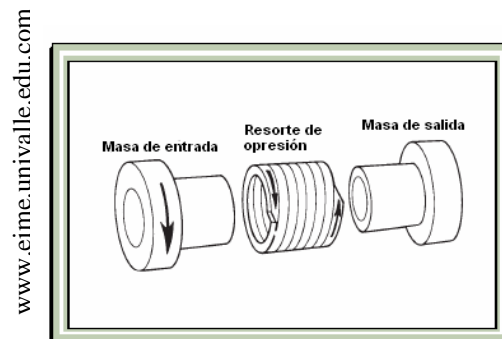


Figura 1.16 Embrague unidireccional de resorte.

Embrague de uñas:

Consta de una pista interior y una exterior, el espacio entre las pistas está ocupado con uñas de forma irregular (fig. 1.17), que permiten libre rotación en una sola dirección pero en la otra se traban y bloquean las pistas.

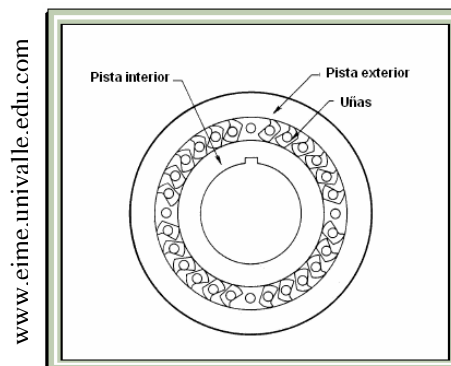


Figura 1.17 Embrague unidireccional de uñas.



Embragues centrífugos:

Los embragues a base de fuerza centrífuga como el de la figura 1.18, permiten que un motor trabaje en vacío a velocidades bajas. En estos embragues, las superficies de fricción se mantienen separadas mediante resortes, embragan automáticamente cuando alcanzan la velocidad de giro que hace que la fuerza centrífuga sea mayor a la de los resortes, permitiendo que las superficies entren en contacto. A mayor velocidad, mayor será la fuerza de contacto entre las superficies y por lo tanto, será mayor el par que se pueda transmitir. Estos embragues permiten arranques suaves tanto en motores de combustión como en motores eléctricos. También sirven como protección ante cargas elevadas y como aislantes de vibraciones entre en motor y la máquina

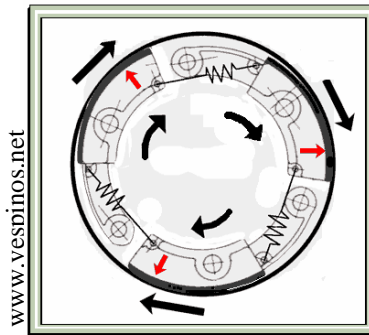


Figura 1.18 Embrague centrífugo.

Transmisión por ejes (árbol).

Un árbol o eje de transmisión, es un dispositivo mecánico axisimétrico especialmente diseñado para transmitir potencia (fig. 1.19). Estos elementos constituyen una parte fundamental de las transmisiones mecánicas y son ampliamente utilizados en una gran diversidad de máquinas debido a su relativa simplicidad.

Un árbol de transmisión es un eje que transmite un esfuerzo motriz y está sometido a sollicitaciones de torsión debido a la transmisión de un par de fuerzas y puede estar sometido a otros tipos de sollicitaciones mecánicas al mismo tiempo.

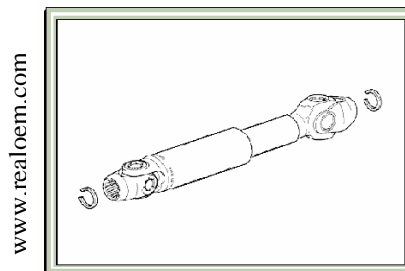


Figura 1.19 Eje cardán.



Transmisiones flexibles

Los conectores flexibles para la transmisión de potencia pueden tener diferentes formas, correas planas, correas trapezoidales o en V, dentadas, cables, cadenas etc.

Las cadenas (fig. 1.21), son menos flexibles excepto en el sentido de que tienen juntas giratorias.

Las transmisiones flexibles (fig. 1.20), tienen propiedades que a veces son ventajosas, ya que tienden a transmitir al eje conectado un mínimo de vibraciones y choques.

Son adecuadas para distancias entre centros relativamente grandes, son silenciosas y cuando están correctamente instaladas ofrecen una larga vida útil.

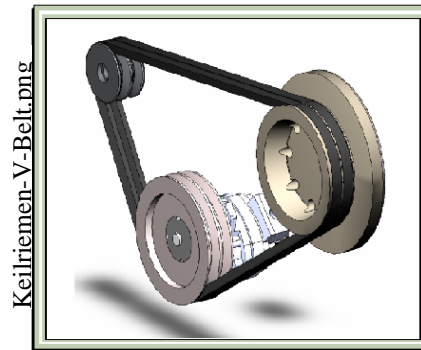


Figura 1.20 Banda V.



Figura 1. 21 Cadena de eslabones.



Transmisión CVT (Continuously Variable Transmission)

Un CVT es un sistema de transmisión que cuenta con dos poleas cuyo diámetro interior efectivo es variable (fig. 1.22). La transmisión entre las dos poleas se realiza mediante una "correa" elaborada con eslabones metálicos de forma que al variar el diámetro de las poleas se va variando progresivamente la relación de desmultiplicación. Al ser la correa un elemento inextensible, la apertura de una de las poleas implica la reducción del diámetro de la otra, aun así, se consigue un número infinito de desarrollos consiguiendo una variación continua de la marcha. De ahí que a este sistema también se le denomine cambio automático de transmisión continua.

La cara corrediza de la polea conductora que transmite el par del motor se acerca a la otra cara, haciendo que el diámetro efectivo de la polea sea mayor. La correa al tener una longitud prácticamente constante gira en la polea conducida en diámetros efectivos menores como consecuencia de la apertura de la polea mediante el desplazamiento de una de sus caras por lo que la relación de transmisión será menor.

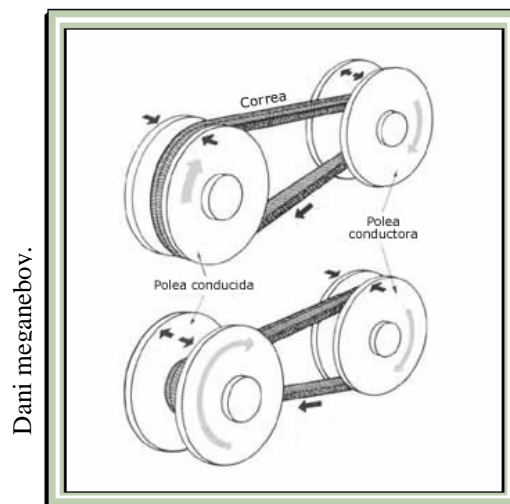


Figura 1.22 CVT Continuously Variable Transmisión.



1.2 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

Las transmisiones actuales, con platos dentados y cadena de las bicicletas, presentan gran dificultad a los usuarios para llevar a cabo los cambios en la relación de transmisión, ya que para realizarlos requieren que el usuario mantenga un pedaleo continuo, que observe los platos dentados y que tenga nociones de física para elegir la combinación de platos dentados adecuada.

Por lo anterior, surge la necesidad de conformar un dispositivo que varíe la relación de transmisión, sin precisar la atención del usuario y sin exigir pedaleo constante.

1.3 OBJETIVOS

- 1.- Realizar el diseño de detalle de un prototipo de transmisión automática para bicicleta.
- 2.- Determinar los ajustes necesarios que podrían mejorar el funcionamiento del prototipo.



1.4 JUSTIFICACIÓN

El uso excesivo de combustibles derivados del petróleo, ha generado una variación en el efecto invernadero, teniendo como consecuencia un aumento en la temperatura global; registrando los mayores incrementos en el periodo que va de 1975 al año 2000, con un aumento sobre el valor promedio de 0.6 ° C según cifras de The Scientific Basis. Technical summary.

Esta problemática ha ocasionado que distintas organizaciones del mundo, busquen inculcar a la sociedad, el uso de vehículos con bajos niveles de emisiones contaminantes, así como el uso de biocombustibles, que permitan mejorar la situación climática del planeta.

En México también se han buscado alternativas para mejorar la calidad del aire, tal es el caso de la UNAM (Universidad Nacional Autónoma de México), que con la finalidad de disminuir el tráfico y mejorar los tiempos de traslado en el interior de Ciudad Universitaria, implementó los servicios de Pumabus y Bicipuma, consistiendo éste último en el préstamo de bicicletas a la comunidad universitaria como medio de transporte a través de una ciclopista, recién rehabilitada que abarca prácticamente todo el campus de Ciudad Universitaria.

Por otra parte el gobierno del Distrito Federal, también ha mostrado interés en aumentar el uso de la bicicleta, ya que acondicionó algunos espacios públicos para crear la ciclo vía; también convoca a la sociedad a paseos dominicales en bicicleta e impuso que sus funcionarios lleguen a laborar el primer lunes de cada mes en bicicletas a sus oficinas.

Otro punto importante, es que la producción de bicicletas a nivel mundial ha ido en aumento, siendo China el país que más bicicletas produce, con 80 millones de unidades ensambladas anualmente.

La fabricación de bicicletas en México también se está viendo favorecida, ya que la producción creció a 2.84 millones entre 2001 y 2006 representando un aumento de 43%, según cifras de la ANAFABI (Asociación Nacional de Fabricantes de Bicicletas).

Por todo lo anterior, es evidente que la bicicleta está dejando de ser un juguete, para convertirse en un medio de transporte viable, motivo por el cual es necesario mejorarla tecnológicamente, con dispositivos que permitan a los ciclistas recorrer mayores distancias con mejores condiciones de funcionamiento, tomando en cuenta las complicaciones que presenta una ciudad congestionada como la Ciudad de México.



1.5 HIPÓTESIS

Una bicicleta con transmisión automática, permitirá variaciones en la relación de transmisión sin precisar la atención del ciclista, trayendo como beneficio un menor requerimiento de fuerza durante la aceleración y por tanto menor cansancio, además de permitir mayores distancias de recorrido.

1.7 ALCANCE DEL PROYECTO

Sólo se llegará hasta la etapa de diseño de detalle, sin la construcción de prototipos.



Capítulo 2.

Diseño Conceptual.



2.- DISEÑO CONCEPTUAL

2.1.- Especificaciones de funcionamiento

Los siguientes puntos muestran las restricciones y requerimientos que ha de cumplir el prototipo, para un adecuado funcionamiento y una buena aceptación de los usuarios.

2.1. A *Restricciones*

Para fijar las restricciones se consideró que el peso más común de una bicicleta es de 17 kg, de un rango de entre 10 y 24 kilogramos. Así si a una bicicleta de 17 kg se le coloca una transmisión de 5kg, su peso total quedará por debajo del mayor peso en las bicicletas.

En el caso del ciclista, el peso considerado será un valor máximo de 90 kilogramos, por lo tanto las restricciones quedan de la siguiente manera.

- Sistema de cambios que pese menos de 5 [Kg.].
- Dispositivo que pueda ser utilizado por una persona de peso ≤ 90 [Kg.].

2.1. B *Requerimientos*

Para establecer los requerimientos se consideró que la transmisión sea sencilla de operar, de reparar y que ofrezca mejores prestaciones que las transmisiones de bicicletas actuales, quedando las siguientes restricciones.

- Dispositivo que no necesite mantenimiento en periodos menores a 6 meses
- Dispositivo que logre una velocidad máxima de la bicicleta ≥ 25 [Km/h].
- Que el usuario no requiera de ningún tipo de capacitación, ni aprendizaje específico, para su uso.
- Que no se requiera de herramientas especiales para su mantenimiento mecánico.
- Que no presente elementos mecánicos a la vista de los usuarios.



2.2 IDENTIFICACIÓN DE LOS SISTEMAS FUNCIONALES

En términos generales, la transmisión automática está constituida por dos sistemas funcionales figura (2.1), uno con la capacidad de proporcionar diferentes relaciones de transmisión y otro con la función de seleccionar la relación de transmisión adecuada.

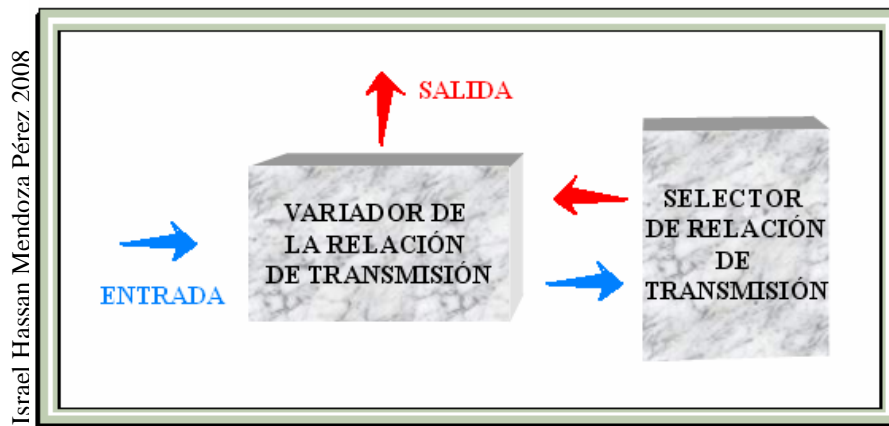


Figura 2.1 Sistemas Funcionales de la Transmisión.

El proceso de funcionamiento inicia con la aplicación de un torque de entrada sobre el dispositivo variador, este variador tiene la capacidad de proporcionar diferentes relaciones de transmisión, pero no la de generar el cambio por si solo, tratándose así de un elemento pasivo.

Al ser el variador un elemento pasivo, tendrá que ser accionado para poder cumplir con su función, trayendo como consecuencia la necesidad de un sistema activo, que tenga la facultad de operarlo y así obtener la relación de transmisión adecuada, en función de la velocidad de la bicicleta.

Este proceso da como resultado un par de salida, el cual es aplicado directamente sobre el eje de la rueda posterior de la bicicleta.



2.3 GENERACIÓN DE ALTERNATIVAS PARA EL VARIADOR DE RELACIÓN DE TRANSMISIÓN

2.3. A. Engranajes accionados por embragues multidiscos

COMPONENTES

Este sistema está conformado por engranes y embragues accionados por un selector de marchas.

A cada relación de transmisión le corresponde un par de engranes, un embrague multidiscos y una prensa hidráulica como se muestra en la figura (2.2)

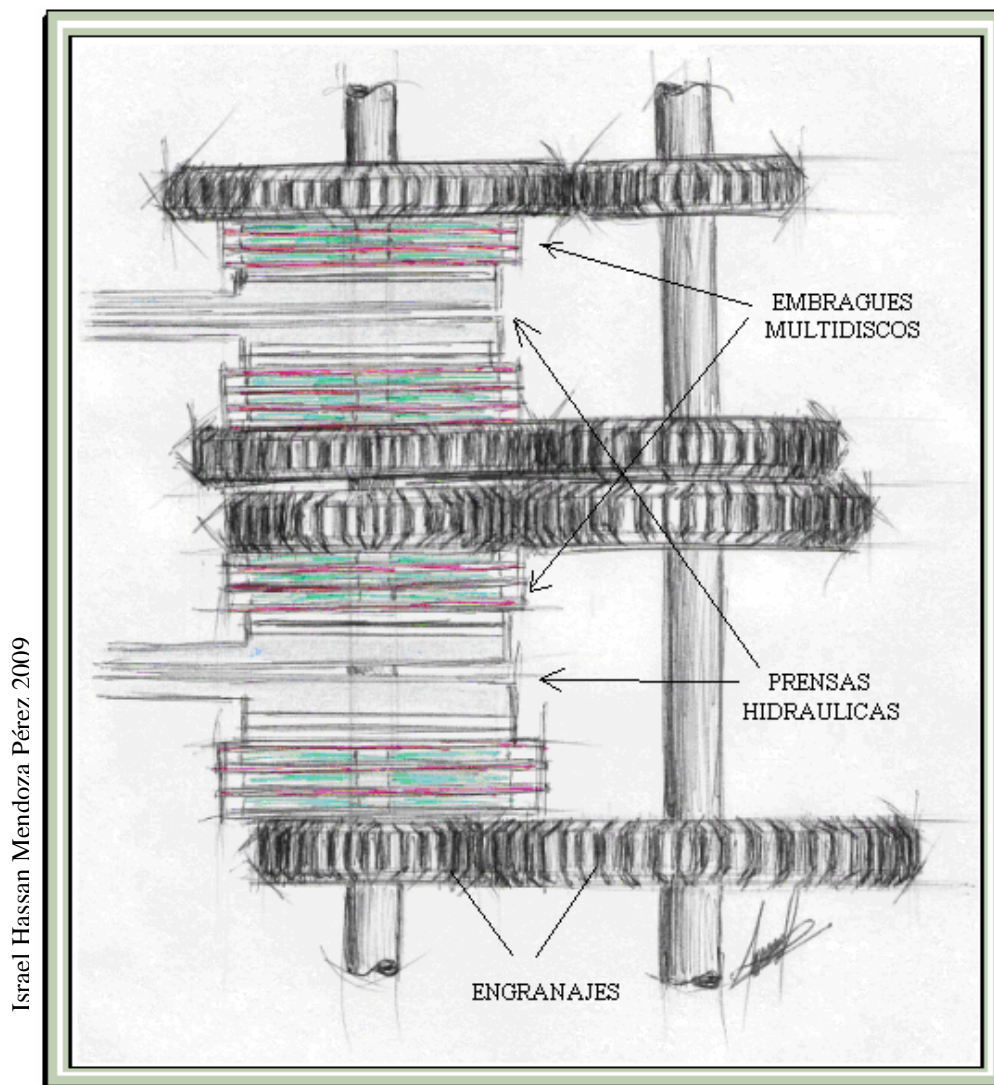
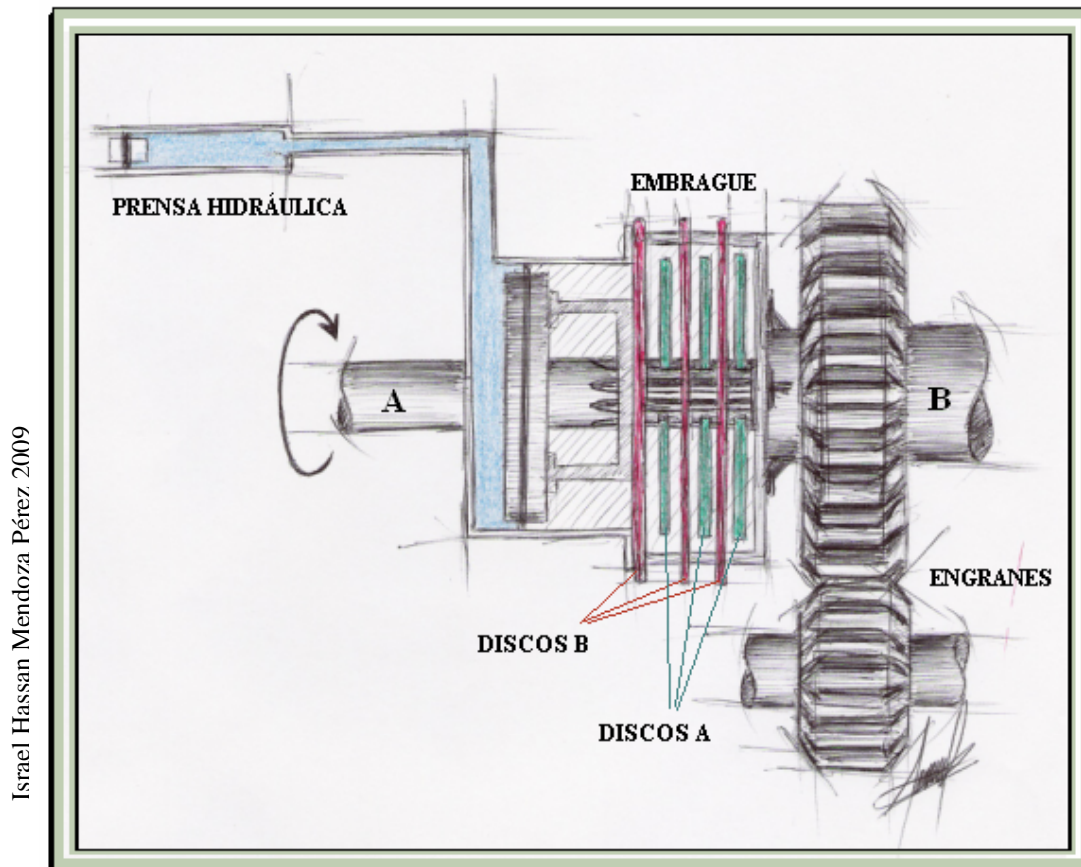


Figura 2.2 Engranaje accionado por embragues.



FUNCIONAMIENTO

Su funcionamiento consiste básicamente, en acoplar y desacoplar engranes de sus respectivos ejes motrices, por medio de embragues multidiscos, accionados con prensas hidráulicas mediante un dispositivo seleccionador, que trabaja en función de la velocidad de la bicicleta.



Israel Hassan Mendoza Pérez 2009

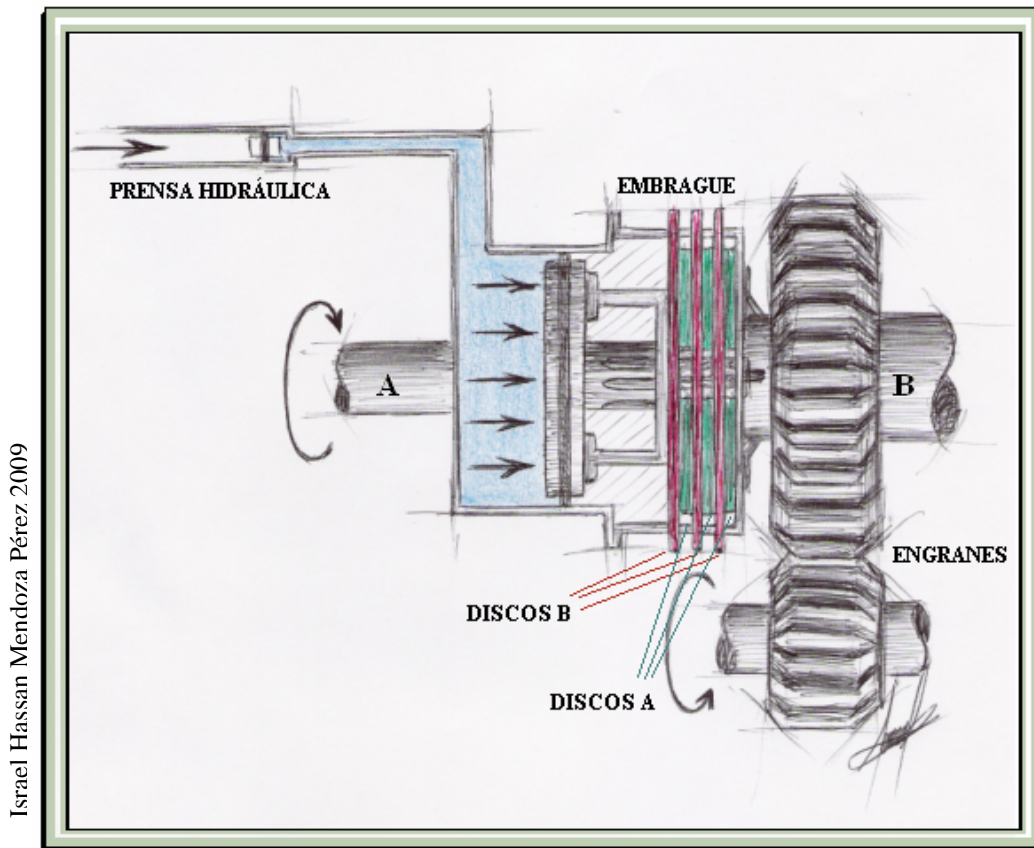
Figura 2.3 Sistema para una marcha en posición neutral.

La figura (2.3) muestra el sistema (para una determinada relación de transmisión), en posición neutral, ya que los discos del embrague no se encuentran sometidos a fuerzas normales, manteniendo desacoplado el engrane conductor de su respectivo eje motriz(A). Bajo estas condiciones, los engranes no transmiten potencia, ya que al encontrarse desembragados giran libremente.



No obstante, cuando el selector ejerce fuerza sobre la prensa hidráulica (fig. 2.4), esta la multiplica, oprimiendo así los discos del embrague, incrementando la fuerza de fricción entre ellos.

Este aumento en la fuerza de fricción hace que los discos unidos al eje A arrastren a los discos del eje B, que es en el que se encuentra fijado el engrane conductor de la transmisión.



Israel Hassan Mendoza Pérez, 2009

Figura 2.4 Sistema para una marcha en posición de acople.

Como ya se mencionó en párrafos anteriores, a cada marcha le corresponde uno de los sistemas descritos, por lo tanto durante el funcionamiento de la transmisión el seleccionador accionará secuencialmente cada una de las prensas hidráulicas en función de la velocidad de la bicicleta, obteniendo recorridos con variaciones en la relación de transmisión.

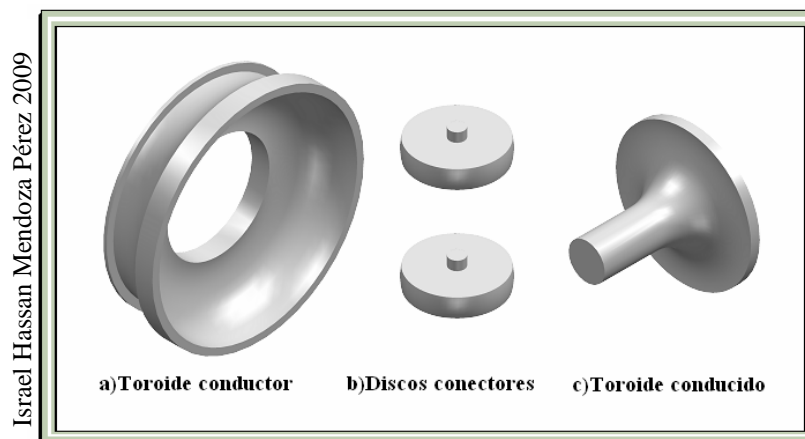


2.3. B. Continuously Variable Transmission (CVT).

Para este sistema de transmisión se emplea una nueva configuración de CVT, en la cual se omite la banda para transmitir potencia, evitando así su complicado proceso de manufactura y el costo que este implica.

COMPONENTES

El CVT está constituido por dos toroides, uno conductor de superficie interna cóncava (fig.2.5 a), otro conducido con superficie externa cóncava (fig.2.5 c) y piñones en forma de disco abarrilado (fig.2.5 b), encargados de conectar los toroides y de variar la relación de transmisión.



Israel Hassan Mendoza Pérez 2009

Figura 2.5 Componentes del CVT.



CONFIGURACIÓN

La disposición de las piezas es la siguiente:

Los dos toroides comparten el mismo eje de giro, con sendas superficies cóncavas colocadas opuestamente a una distancia igual al diámetro de los piñones.

Ortogonalmente a las superficies cóncavas se encuentran colocados los piñones, logrando conexión entre ambos toroides como lo muestra la figura (2.6).

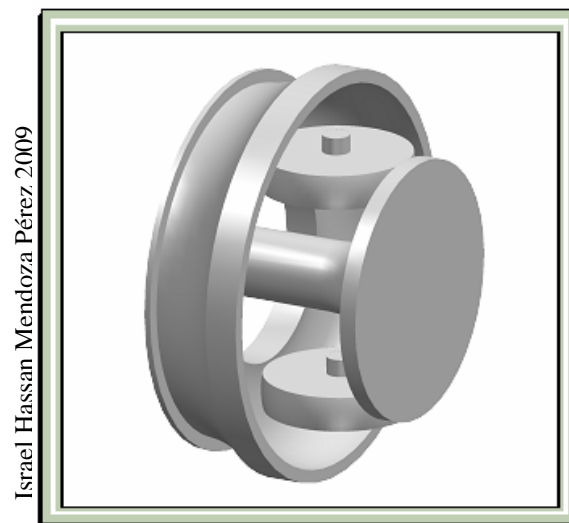


Figura 2.6 Configuración del CVT



FUNCIONAMIENTO.

El principio de funcionamiento de este CVT es muy simple, aunque es muy importante que no haya deslizamientos entre las superficies en contacto (piñón-toroides), para garantizar la transmisión de potencia.

Para variar la relación de transmisión sólo se tiene que variar el ángulo de los piñones y así cambiar el radio de contacto sobre los toroides.

En la posición mostrada en la figura (2.7), estará transmitiendo a una relación uno a uno, ya que el ángulo de los piñones es cero grados con respecto a la horizontal. Esto es más fácil de visualizar si se hace analogía con un sistema de engranajes, ya que el diámetro del engrane conductor es igual al diámetro del engrane conducido.

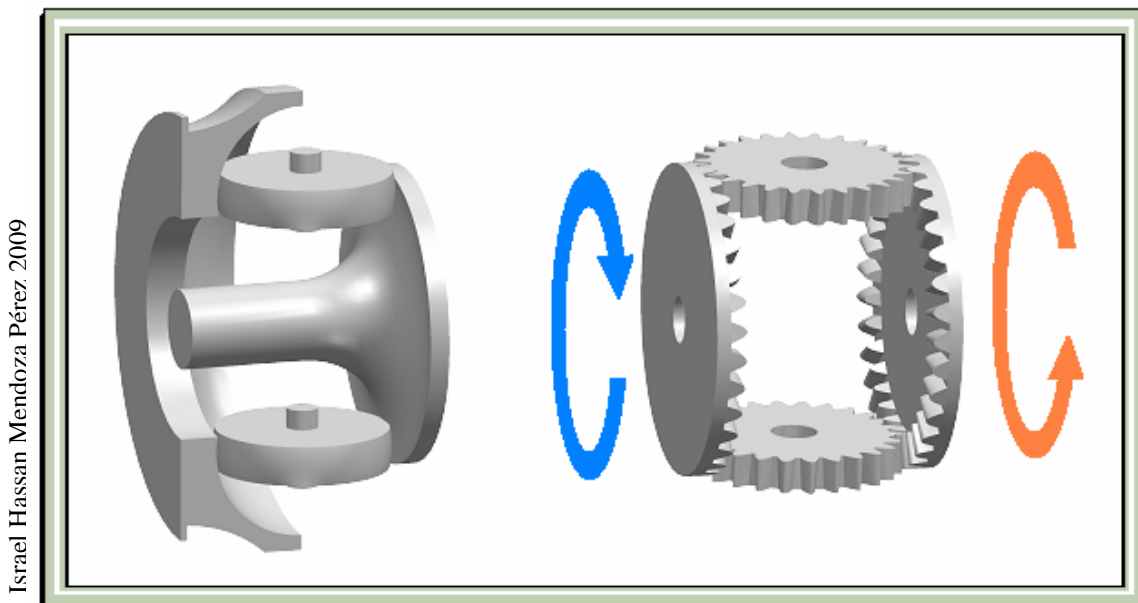


Figura 2.7 CVT con relación de transmisión de 1.



Siguiendo con la analogía, una vez que los piñones cambian su ángulo con respecto a la horizontal, la relación de transmisión también cambia, ya que el diámetro del engrane de entrada es diferente al del engrane de salida, siendo para el caso de la figura (2.8) un aumento en la relación de transmisión.

Israel Hassan Mendoza Pérez 2009

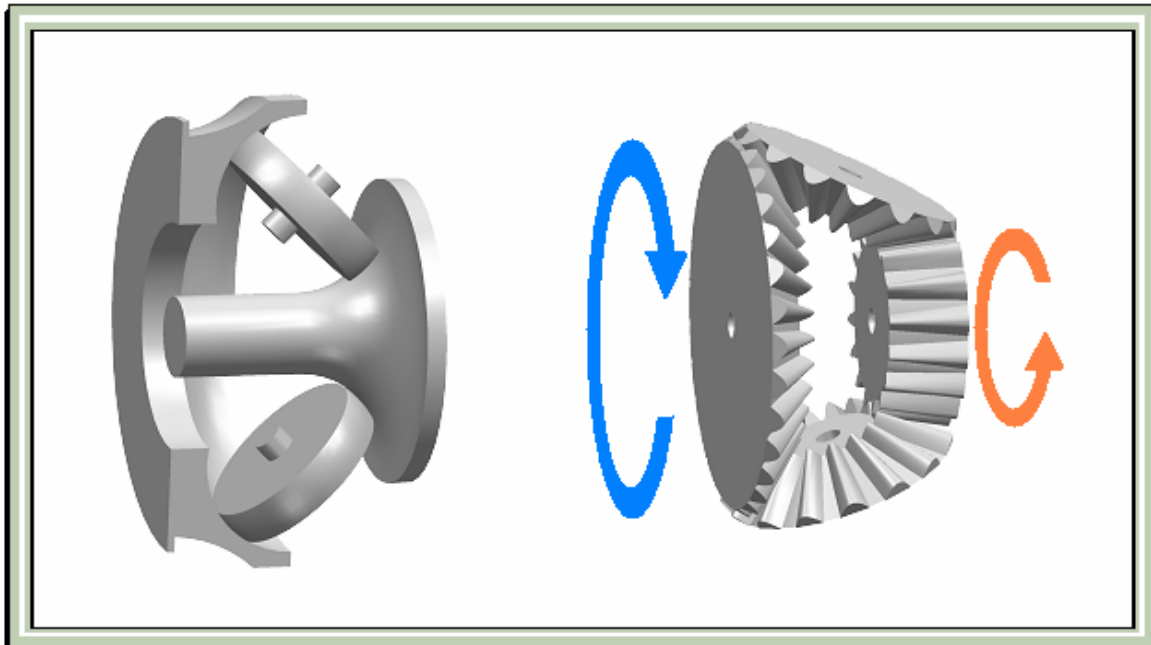


Figura 2.8 CVT con relación de transmisión mayor de uno.



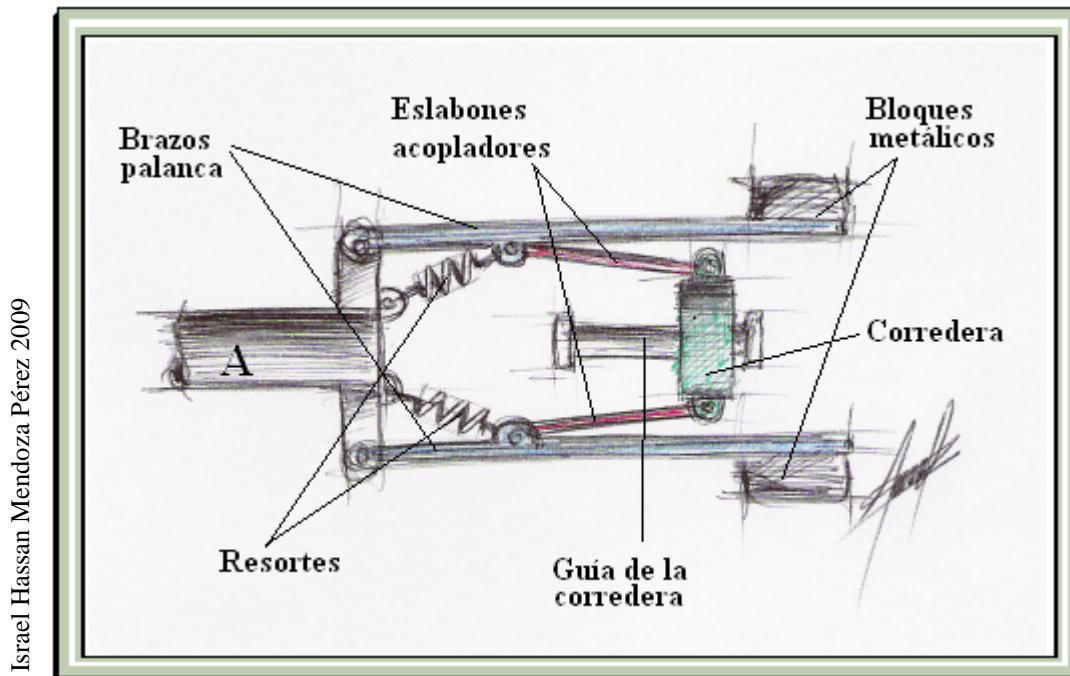
2.4 GENERACIÓN DE ALTERNATIVAS PARA EL SELECCIONADOR DE RELACIÓN DE TRANSMISIÓN.

Como ya se mencionó en párrafos anteriores, los dispositivos que varían la relación de transmisión tienen un comportamiento pasivo y requieren de otro dispositivo para su funcionamiento.

En el apartado siguiente se presentan sistemas activos que tienen la posibilidad de accionar al variador de relación de transmisión.

2.4. A. Selector centrífugo.

Este selector está conformado por dos brazos palanca (cada uno con un bloque metálico en un extremo y dos articulaciones en el otro), dos eslabones que conectan las palancas a la corredera, dos resortes que mantienen al selector en la posición mostrada en la figura (2.9), y un eje sobre el cual gira todo el sistema.



Israel Hassan Mendoza Pérez 2009

Figura 2.9 Partes que conforman el selector centrífugo.



FUNCIONAMIENTO.

La rueda posterior de la bicicleta será la encargada de transmitir movimiento al eje A, logrando así trabajar en función de la velocidad de la bicicleta. Cuando la bicicleta comience a avanzar, la rueda trasera hará girar al eje A y éste a su vez a todos los componentes del sistema.

Una vez que el sistema se encuentre girando, los bloques metálicos comenzarán a ser afectados por la fuerza centrífuga, que su masa genera. Teniendo así poca fuerza a bajas velocidades y una fuerza de mayor magnitud a altas velocidades.

Esta fuerza, es aprovechada para que el mecanismo de palancas, mueva linealmente a la corredera al extremo izquierdo de la guía de la corredera cuando la bicicleta acelere y al extremo derecho una vez que desacelere, siendo estos los movimientos que se utilicen para accionar el variador de relación de transmisión.

Cuando la bicicleta circula a bajas velocidades, el eje (A) gira a pocas revoluciones por minuto, presentándose una fuerza centrífuga sobre las palancas insuficiente para vencer la fuerza de los resortes y por lo tanto también insuficiente para accionar el variador de relación de transmisión, manteniendo la corredera en el extremo derecho. Fig. (2.10).

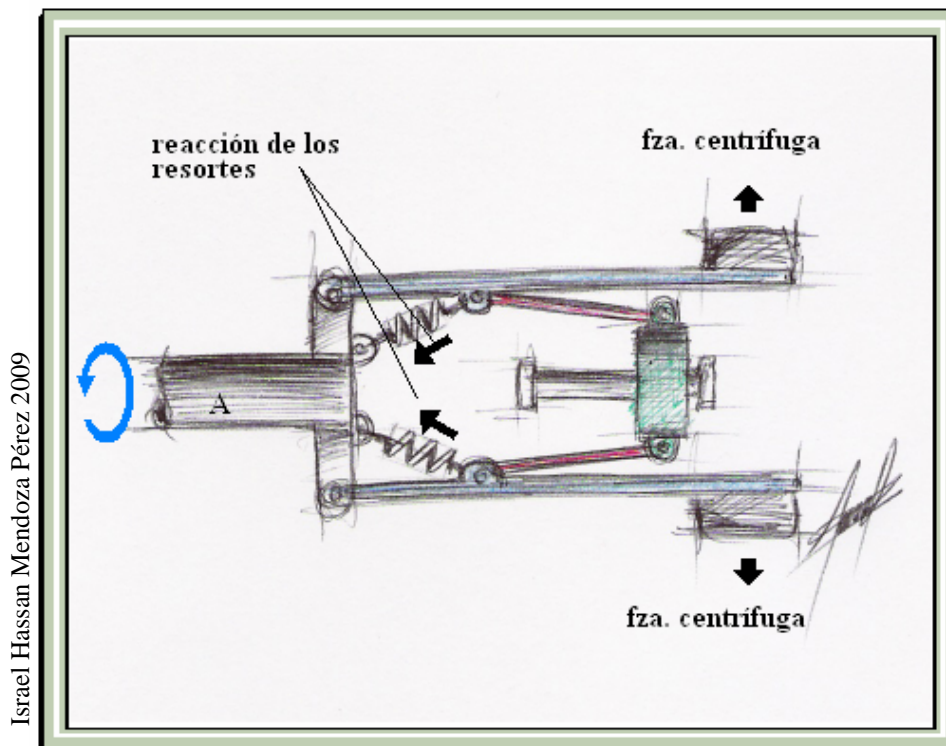
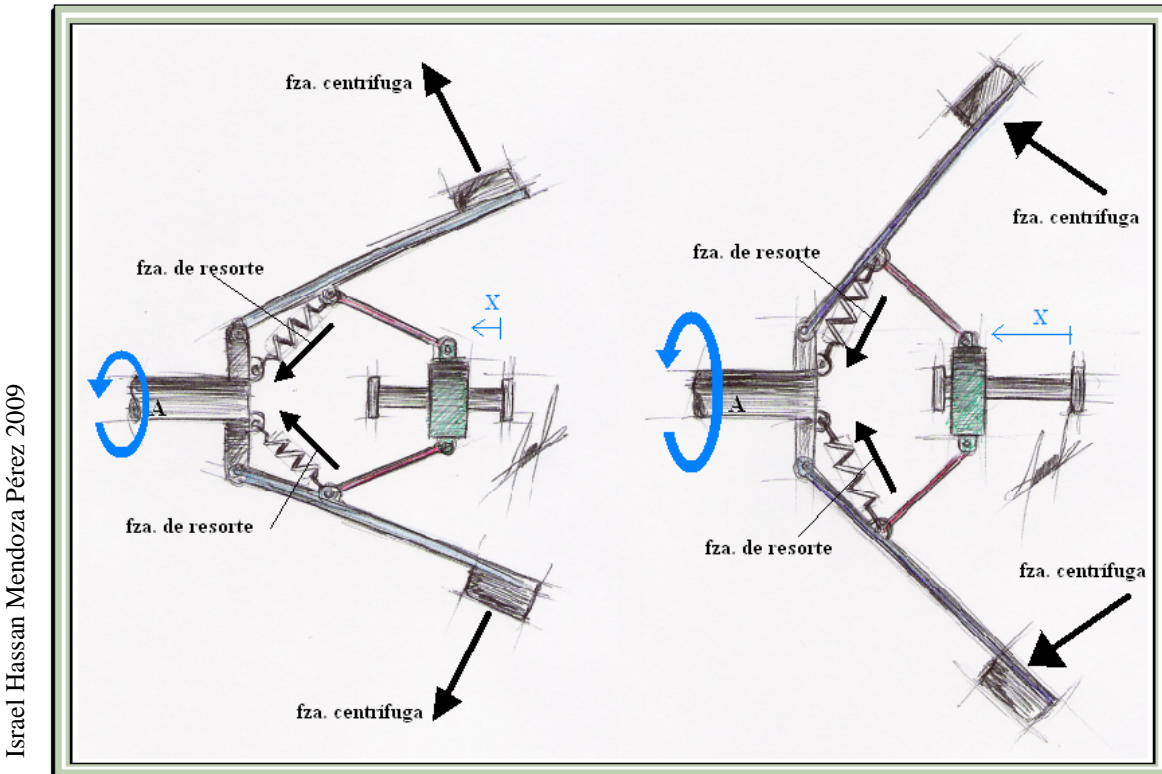


Figura 2.10 Selector a baja velocidad angular.



Una vez que la bicicleta incrementa su velocidad, el eje (A) comienza a girar más rápido, generándose una fuerza centrífuga capaz de elongar los resortes, logrando que las palancas giren desplazando la corredera hacia la izquierda (fig. 2.11), con un movimiento controlado en función de la velocidad de la bicicleta.



Israel Hassan Mendoza Pérez 2009

Figura 2.11 Aumento de velocidad angular con desplazamientos de la corredera en dirección x.

Al realizarse el posicionamiento de la corredera con un movimiento controlado, en función de la velocidad de la bicicleta, es posible manipular el variador de la relación de la transmisión, y así obtener una transmisión automática.



2.4 B. Selector por controlador proporcional (p).

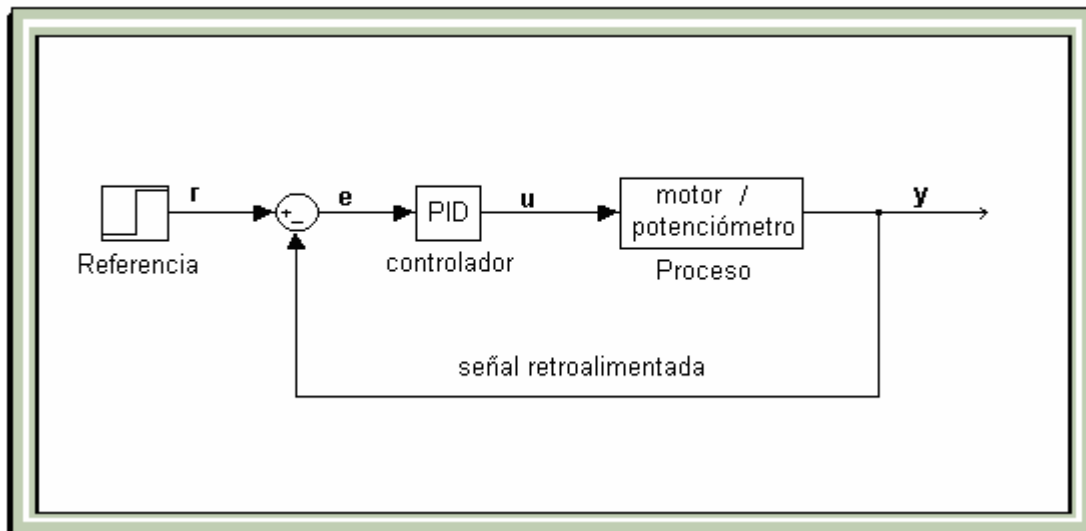


Figura 2.12 Diagrama de bloques del sistema controlado.

La figura (2.12) muestra el diagrama de bloques del sistema controlado, en donde:

- La señal de salida y , corresponde a la salida de la terminal móvil del potenciómetro. Si éste se alimenta con 5 volts en sus terminales fijas (a y b), producirá un voltaje en su terminal móvil (c) equivalente a su posición. Se puede decir entonces que cuando produce 0 volts esta en la posición equivalente a 0 grados, 1.25 volts corresponderá a 90 grados, 2.5 volts a 180 grados, etc.
- La señal de referencia, r , corresponde a la posición deseada. Es decir, si queremos que el motor alcance la posición 180 grados debemos colocar una referencia de 2.5 volts, si queremos 270 grados colocamos referencia de 3.75 volts, etc.
- La señal de error, e , corresponde a la diferencia entre la señal de referencia r y la señal de salida y . Por ejemplo, si queremos que el motor alcance la posición de 90 grados colocamos una señal de referencia de 1.25 volts y esperamos dónde se ubica exactamente. Si se posiciona en 67.5 grados el potenciómetro entregará una señal de salida de 0.9375 volts y la señal de error, e , será de 0.3125 volts (22.5 grados).
- La señal de control, u , corresponde al voltaje producido por el controlador para disminuir o anular el error. Si la señal de error es positiva indica que la referencia es mayor que la salida real, entonces el controlador coloca un voltaje positivo al motor para que continúe girando hasta minimizar o anular el error. Si por el contrario la señal de error resulta negativa indica que la salida sobrepasó la referencia entonces el controlador debe poner un voltaje negativo para que el motor gire en sentido contrario hasta minimizar o anular el error.

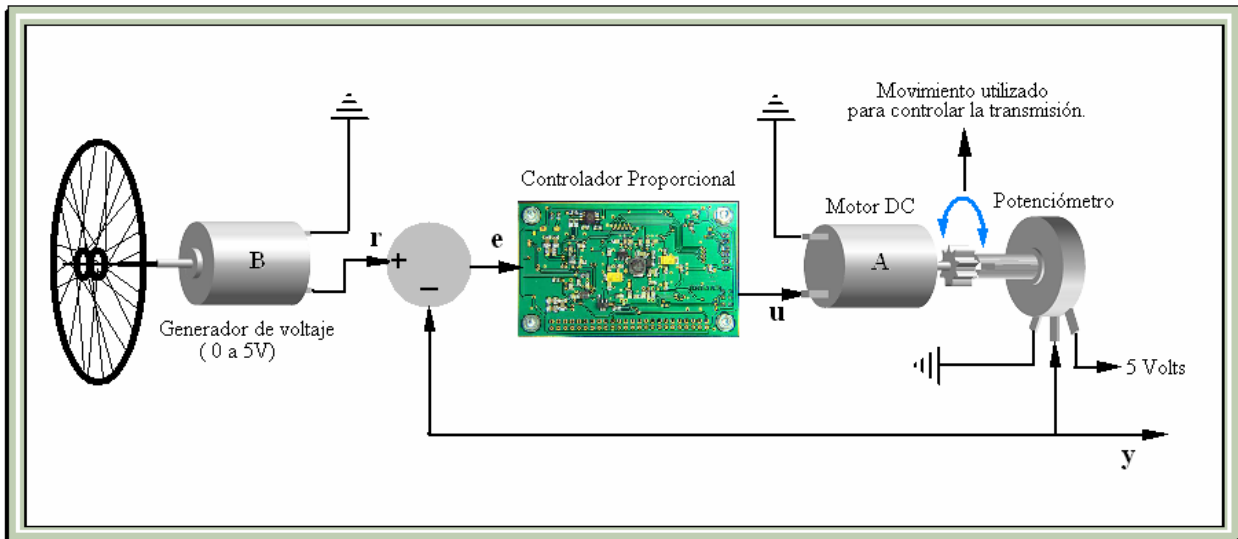


Figura 2.13 Sistema de control.

Este sistema de control cuenta con un motor (A) de corriente directa, acoplado mecánicamente a un potenciómetro, éste último para convertir el desplazamiento angular del eje del motor en un voltaje (señal de salida y) y así poder censar su posición.

Por otro lado, dispone de un pequeño generador eléctrico (B), acoplado a una de las ruedas de la bicicleta y así convertir la velocidad angular a un voltaje (señal de referencia r), como lo muestra la figura (2.13).

Ya teniendo ambas señales (referencia y salida), el controlador proporcional genera un voltaje (señal de control u), con el cual se alimenta el motor (A), haciéndolo funcionar hasta que la señal de salida (voltaje del potenciómetro) sea igual a la señal de referencia (voltaje del generador). El sentido de giro del rotor del motor dependerá de la polaridad del voltaje generado por el controlador proporcional y a su vez la polaridad del voltaje generado dependerá del signo de la diferencia entre la señal de salida y la de referencia.

El movimiento del rotor del motor es el encargado de manipular la transmisión, haciendo los cambios en función de la velocidad de la bicicleta.



2.5.- EVALUACIÓN Y SELECCIÓN.

Configuración de transmisiones a evaluar

-Diseño 1

Engranajes accionados por embragues multidiscos / Selector centrífugo

-Diseño 2

Engranajes accionados por embragues multidiscos / Controlador Proporcional P

-Diseño 3

Continuously Variable Transmission (CVT) / Selector centrífugo

-Diseño 4

Continuously Variable Transmission (CVT) / Controlador Proporcional P



Criterios de Evaluación

Puntos a evaluar en una bicicleta.

- Costo
- Peso
- Funcionamiento

Puntos a evaluar de un sistema de transmisión.

- Costo
- Mantenimiento
- Volumen
- Peso
- Funcionamiento
- Confiabilidad

Puntos a evaluar en un sistema de transmisión para bicicleta.

- Costo
- Mantenimiento
- Manufactura
- Carga sobre el pedalier
- Peso
- funcionamiento



Selección del diseño

La figura (2.14) muestra la matriz de decisión para la mejor transmisión automática. Cada diseño ocupa un renglón en la matriz. Las columnas corresponden a categorías asignadas (costo, mantenimiento, peso etc.), según las cuales se han de juzgar los diseños.

A cada categoría se le asignó un factor de ponderación (a criterio del diseñador), que mide su importancia. El cuerpo de la matriz se llenó con calificaciones que jerarquizan cada diseño según una escala del 1 al 10 en cada una de las categorías, donde el diez es la calificación más alta y el cero la más baja.

Posteriormente las calificaciones se multiplicaron por los factores de ponderación y los productos se sumaron para cada diseño, obteniendo calificaciones ponderadas que dan así una jerarquización de los diseños.

	Costo	Mantenimiento	Manufatura	Carga sobre pedalier	Peso	Funcionamiento	Rango
	0.16	0.12	0.14	0.18	0.16	0.24	
Diseño 1	7 1.12	6 0.72	6 0.84	4 0.72	6 0.96	7 1.68	6.04
Diseño 2	7 1.12	6 0.72	6 0.84	7 1.26	7 1.12	9 2.16	7.22
Diseño 3	9 1.44	8 0.96	8 1.12	6 1.08	9 1.44	7 1.68	7.72
Diseño 4	9 1.44	8 0.96	9 1.26	10 1.8	7 1.12	9 2.16	8.74

Figura 2.14 Matriz de decisión para el diseño conceptual.

De acuerdo con las calificaciones ponderadas, el mejor diseño de los cuatro presentados en la matriz es el cuarto, ya que obtuvo la calificación más alta.

El diseño cuatro, corresponde a la transmisión por CVT y controlador Proporcional P, siendo entonces éste el diseño a desarrollar detalladamente en el siguiente capítulo.



2.6.- TRANSMISIÓN CONCEPTO

Como se mencionó en el subcapítulo 2.3.B el CVT consta de dos toroides (entrada y salida) y discos piñones que varían la relación de transmisión.

Para variar la relación de transmisión es necesario cambiar el ángulo de giro de los discos piñones, para lo cual se empleará una pieza llamada cambiador.

El cambiador está conformado por un cuerpo cilíndrico hueco, con un engrane en uno de sus extremos y un toroide ranurado en el otro extremo, como el de la figura (2.15).



Figura 2.15 Cambiador.



El engrane sirve para controlar el posicionamiento angular del cambiador, mediante una banda dentada y un motor eléctrico, figura (2.16).

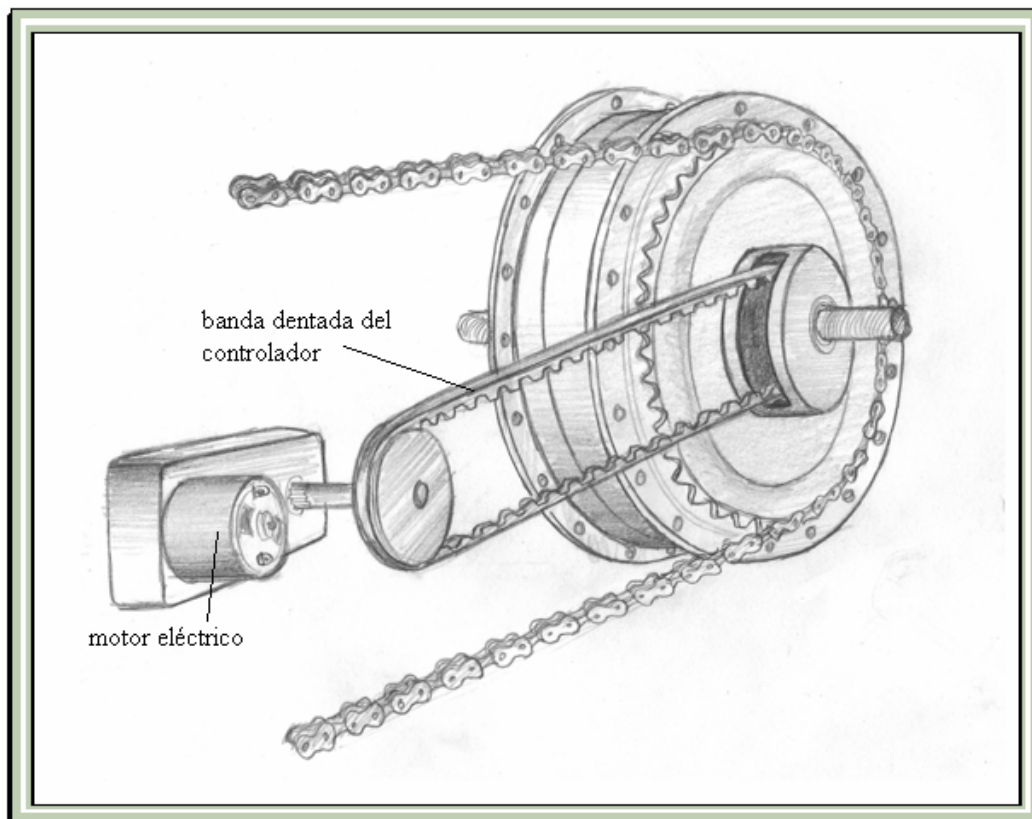


Figura 2.16 Sistema mecánico de control.

Dicho motor eléctrico forma parte del controlador proporcional que se empleará para gobernar la transmisión.



En el otro extremo del cambiador, el toroide ranurado es el encargado de cambiar el ángulo de giro de los discos piñones, para lo cual cada disco está montado sobre una base como la de la figura (2.17).

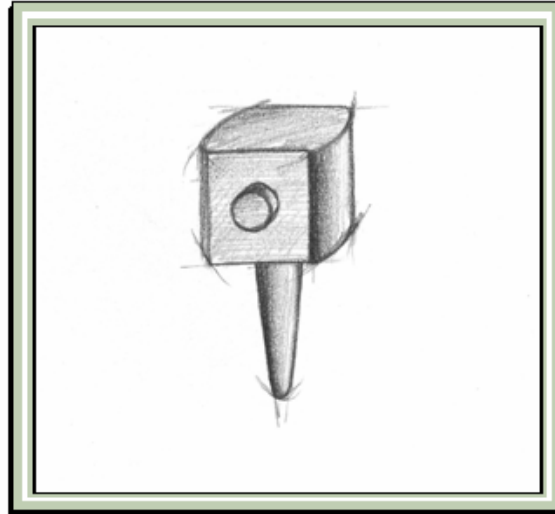


Figura 2.17 Portadiscos.

Como muestra la figura (2.18), las bases de los discos pueden girar en torno a un eje A, permitiendo cambiar el ángulo de giro de los discos.

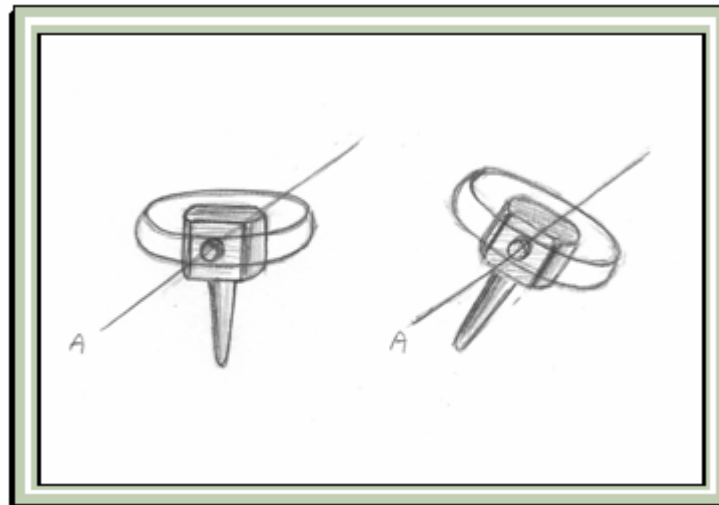


Figura 2.18 Cambio de ángulo de un disco montado en el portadisco.



La forma de cambiar la inclinación de las bases de los discos, es mediante las ranuras helicoidales del cambiador, ya que la punta del portadiscos queda contenida en dicha ranura, formando una corredera, figura (2.19).



Figura 2.19 Corredera Ranura / Portadisco.

Conforme el cambiador gira, la corredera helicoidal empuja el brazo de la base, haciéndola rotar y en consecuencia cambiando el ángulo de giro de los discos. Figura (2.20).



Figura 2.20 Cambio de ángulo de giro.



La figura (2.21) muestra un corte transversal del CVT concepto; se pueden apreciar las disposiciones de las partes que lo conforman, así como los nombres que llevarán cada una de ellas para el diseño de detalle.

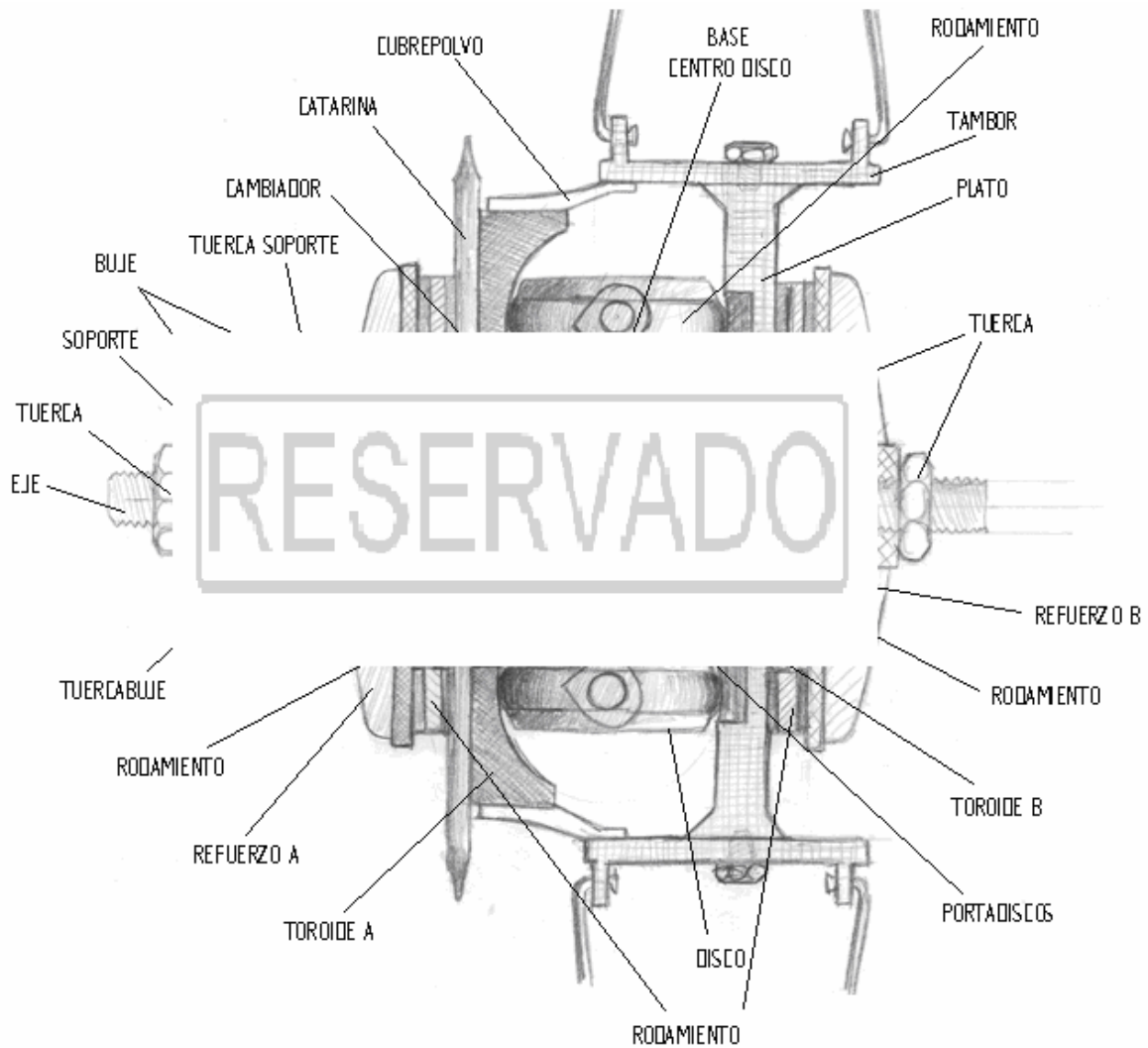


Figura 2.21 Corte transversal del CVT concepto.



Capítulo 3.

Diseño de Detalle.



3.- DISEÑO DE DETALLE

3.1 Cálculos mecánicos

3.1. A Cálculos del cambiador.

El cambiador es un tornillo de potencia con la peculiaridad de que su radio medio de rosca es variable.

- La carga axial de un tornillo de potencia convencional para avance contra la carga se define como:

$$W = \frac{T}{r_m} \frac{\left(1 - \frac{\mu \tan \alpha}{\cos \theta_n} \right)}{\left(\tan \alpha + \frac{\mu}{\cos \theta_n} \right)} \quad (a)$$

donde:

T = momento aplicado para girar el tornillo o la tuerca, cualquiera que sea el que se esté girando.

W = carga paralela al eje de giro del tornillo.

r_m = radio medio de la rosca.

μ = coeficiente de fricción entre las roscas del tornillo y la tuerca.

α = ángulo de la hélice de la rosca en el radio medio.

θ_n = ángulo entre la tangente al perfil del diente (sobre el lado cargado) y una línea radial, medido en un plano normal a la hélice de la rosca en el radio medio.

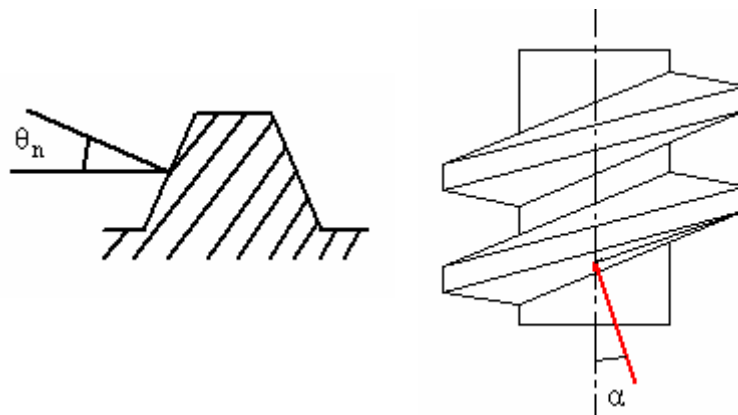


Figura 3.1 Ángulos en la rosca de un tornillo de potencia.



Para el caso del cambiador se tienen los siguientes datos:

$T = 0,185 \text{ [Nm]}$; (Par de torsión del controlador Proporcional)

$\alpha = 30^\circ$

$\tan \alpha = 0,577$

$\mu = 0,1$

$\theta_n = 0^\circ$

$\cos \theta_n = 1$

Sustituyendo los valores en la ecuación (a).

$$W = \frac{T}{r_m} \frac{\left(1 - \frac{\mu \tan \alpha}{\cos \theta_n} \right)}{\left(\tan \alpha + \frac{\mu}{\cos \theta_n} \right)}$$

$$W = \frac{0,185 \text{ [Nm]}}{r_m \text{ [m]}} \frac{\left(1 - \frac{(0,1)(0,577)}{1} \right)}{\left(0,577 + \frac{0,1}{1} \right)}$$

$$W = \frac{0,185 \text{ [Nm]}}{r_m \text{ [m]}} \left(\frac{0,9423}{0,677} \right)$$

$$W = \frac{0,185 \text{ [Nm]}}{r_m \text{ [m]}} (1,391)$$

$$W = \frac{0,257}{r_m} \text{ [N]} \quad (b)$$

Carga axial en dirección del eje X

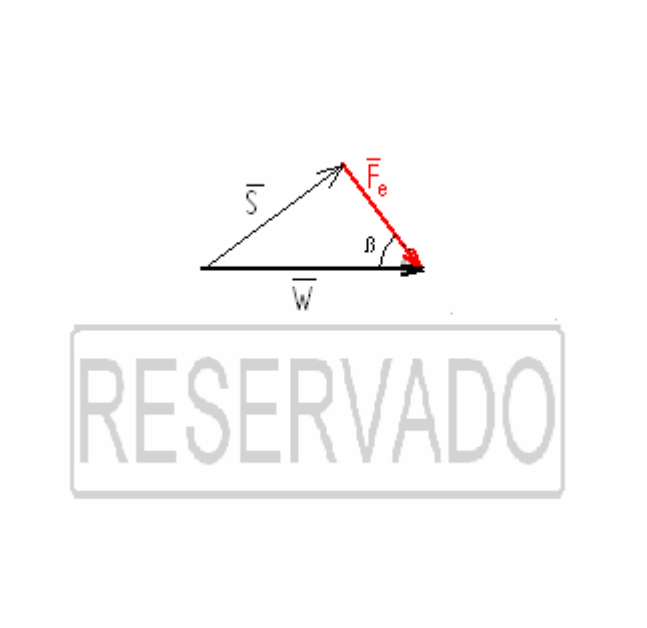


Figura 3.2 Fuerza efectiva del cambiador.

En la figura (3.2) se observa que la carga axial W esta conformada por las componentes “ S ” y “ F_e ”. Siendo únicamente F_e la fuerza efectiva que accionará al CVT.

Del diagrama de cuerpo libre, F_e queda expresada como:

$$F_e = W \cos \beta \quad (c)$$

Sustituyendo la ecuación (b) en la ecuación (c).

$$F_e = \frac{0,257}{r_m} \cos \beta \text{ [N]} \quad (d)$$

Donde “ r_m ” y “ β ” son variables.

Con la finalidad de dejar expresada la fuerza efectiva del cambiador en función de una sola variable, se determinará el ángulo β en función de r_m .

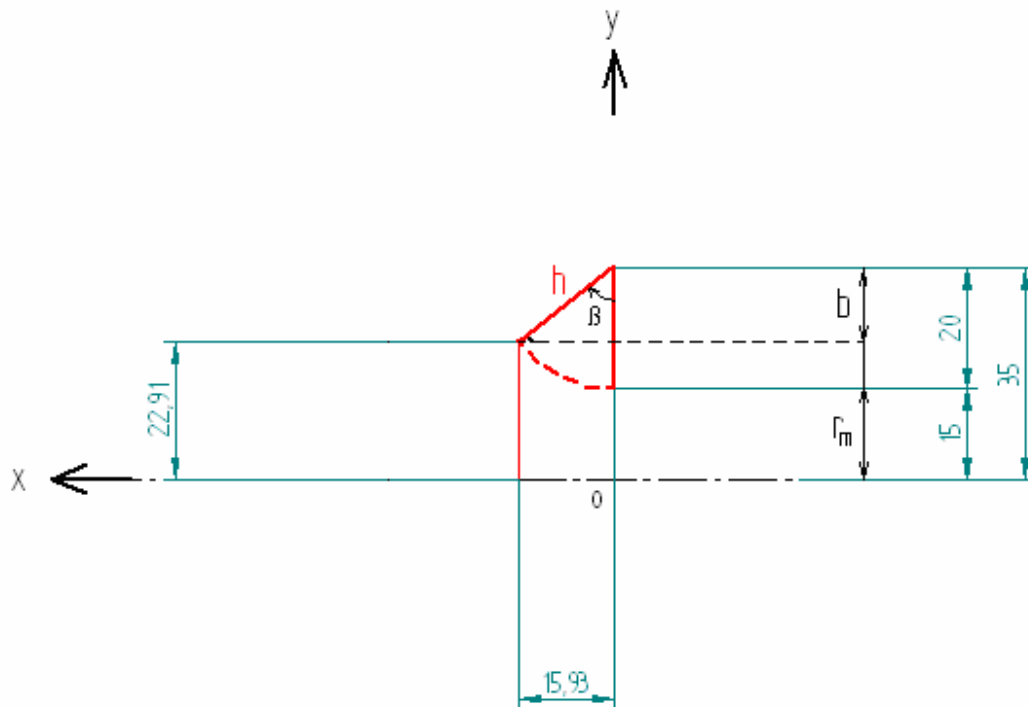


Figura 3.3 Geometría del cambiador [unidades en milímetros].

De la figura (3.3) se tiene que:

$$\text{sen } \beta = \frac{x}{h} \quad (1)$$

Por otro lado

$$h^2 = x^2 + b^2 \quad (2)$$

$$b^2 = (0,035 - r_m)^2 \quad (3)$$

Sustituyendo (3) en (2).

$$h^2 = x^2 + (0,035 - r_m)^2$$

Despejando x

$$x = \sqrt{h^2 - (0,035 - r_m)^2} \quad (4)$$



Sustituyendo (4) en (1) y despejando β .

$$\text{sen } \beta = \frac{\sqrt{h^2 - (0,035 - r_m)^2}}{h}$$

$$\beta = \text{sen}^{-1} \left(\frac{\sqrt{h^2 - (0,035 - r_m)^2}}{h} \right)$$

Como muestra la figura (3.3), $h = 0.02$ [m] entonces.

$$\beta = \text{sen}^{-1} \left(\frac{\sqrt{(0,02)^2 - (0,035 - r_m)^2}}{0,02} \right) \quad (5)$$

La ecuación (5) representa el ángulo β en función del radio medio r_m .

Sustituyendo la ecuación (5) en la ecuación (d)

$$F_e = \frac{0,257}{r_m} \cos \left[\text{sen}^{-1} \left(\frac{\sqrt{(0,02)^2 - (0,035 - r_m)^2}}{0,02} \right) \right] \quad [N] \quad (6)$$

Ecuación que representa la fuerza efectiva que acciona al CVT en función del radio medio de rosca.

Hasta éste momento se han deducido tres ecuaciones en función del radio medio del cambiador (r_m), que definen parte del estado de funcionamiento del CVT. [$x(r_m)$; $\beta(r_m)$; $F_e(r_m)$], ecuaciones (4), (5) y (6) respectivamente.

Para poder definir y controlar el estado de funcionamiento del CVT es necesario conocer las tres variables anteriores y la relación de transmisión en función del desplazamiento angular (θ) del cambiador, figura (3.4).



Figura 3.4 Avance del cambiador [unidades en milímetros].

Para determinar dichas ecuaciones, es necesario deducir una ecuación que represente el radio medio de la rosca del cambiador en función del ángulo (θ), es decir $r_m(\theta)$ y sustituirlo en las ecuaciones (4), (5) y (6).



Determinación de $r_m(\theta)$.

La tabla 3.1.1 se llenó con los datos de la figura (3.4), y representa el avance del cambiador.

θ [°]	x [m]
0	0
4	0.00194
11	0.00388
19	0.00582
27	0.00776
36	0.0097
45	0.011
55	0.013
64	0.015

Tabla 3.1.1 Avance del cambiador.

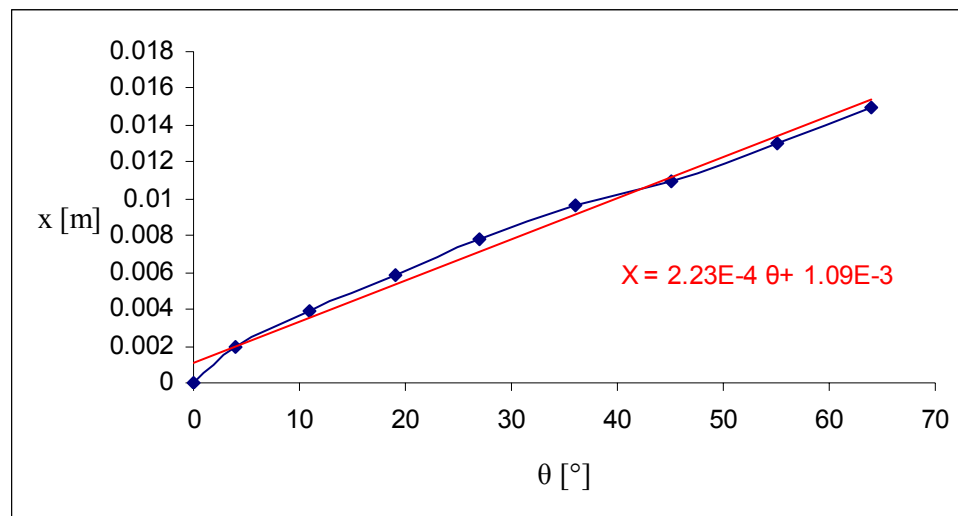


Figura 3.5 Línea de tendencia del avance del cambiador.

Graficando los datos de la tabla 3.1.1 y aplicando regresión lineal a los datos, obtenemos la línea de tendencia y la ecuación (7), que representa x en función del ángulo θ .

$$x = 2,23E-4\theta + 1,09E-3 \text{ [m]}$$

(7)



Sustituyendo (5) en la ecuación (4) y despejando r_m .

$$2,23E-4 \theta + 1,09E-3 = \sqrt{h^2 - (0,035 - r_m)^2}$$

$$h^2 - (2,23E-4 \theta + 1,09E-3)^2 = (0,035 - r_m)^2$$

$$r_m = 0,035 - \sqrt{h^2 - (2,23E-4 \theta + 1,09E-3)^2}$$

Retomando $h = 0,02$ [m]

$$r_m = 0,035 - \sqrt{(0,02)^2 - (2,23E-4 \theta + 1,09E-3)^2} \quad [m] \quad (8)$$

La ecuación (8) representa el radio medio del cambiador en función del ángulo θ .

Para determinar F_e en función de r_m , sustituimos la ecuación (8) en la ecuación (6), quedando la ecuación (9), la cual representa la fuerza efectiva con la que el cambiador gira los discos, en función del ángulo θ .

$$F_e = \frac{0,257}{0,035 - \sqrt{(0,02)^2 - (2,23E-4 \theta + 1,09E-3)^2}} \cos \left[\text{sen}^{-1} \left(\frac{\sqrt{(0,02)^2 - (0,035 - [0,035 - \sqrt{(0,02)^2 - (2,23E-4 \theta + 1,09E-3)^2}]^2)}}{0,02} \right) \right] \quad [N] \quad (9)$$

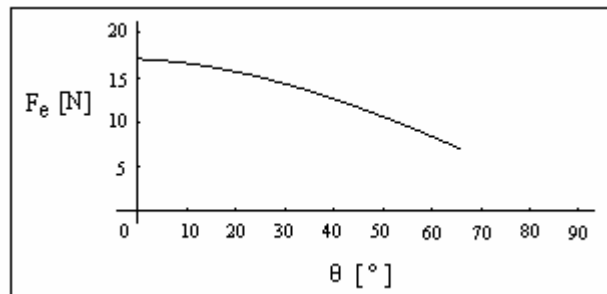


Figura 3.6 Gráfica de la fuerza efectiva del cambiador (0° a 66°).



3.1. B Cálculo de la relación de transmisión.

Determinación de la relación de transmisión m_v en función del ángulo θ :

Sustituyendo la ecuación (7) e la ecuación (1) y despejando β .

$$\text{sen } \beta = \frac{2,23\text{E-}4\theta + 1,09\text{E-}3}{0,02}$$

$$\beta = \text{sen}^{-1} \left[\frac{2,23\text{E-}4\theta + 1,09\text{E-}3}{0,02} \right] \quad (e)$$

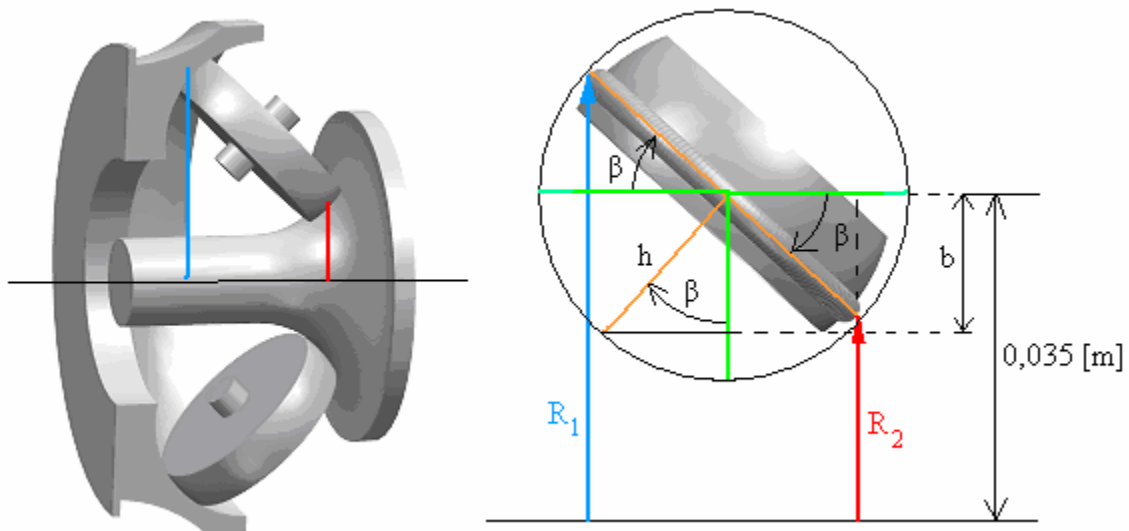


Figura 3.7 Desplazamiento angular de los discos.

De la figura (3.7) se tiene que:

$$R_1 = 0,035 + h \text{ sen } \beta$$

$$R_2 = 0,035 - h \text{ sen } \beta$$



La relación de transmisión queda entonces:

$$m_v = \frac{R_1}{R_2}$$

$$m_v = \frac{0,035 + h \operatorname{sen} \beta}{0,035 - h \operatorname{sen} \beta}$$

$$m_v = \frac{0,035 + (0,02) \operatorname{sen} \beta}{0,035 - (0,02) \operatorname{sen} \beta} \quad (f)$$

Sustituyendo (e) en (f).

$$m_v = \frac{0,035 + (0,02) \operatorname{sen} \left(\operatorname{sen}^{-1} \left[\frac{2,23E-4 \theta + 1,09E-3}{0,02} \right] \right)}{0,035 - (0,02) \operatorname{sen} \left(\operatorname{sen}^{-1} \left[\frac{2,23E-4 \theta + 1,09E-3}{0,02} \right] \right)}$$

$$m_v = \frac{0,035 + (2,23E-4 \theta + 1,09E-3)}{0,035 - (2,23E-4 \theta + 1,09E-3)}$$

$$m_v = \frac{2,23E-4 \theta + 36,09E-3}{-2,23E-4 \theta + 33,91E-3} \quad (g)$$

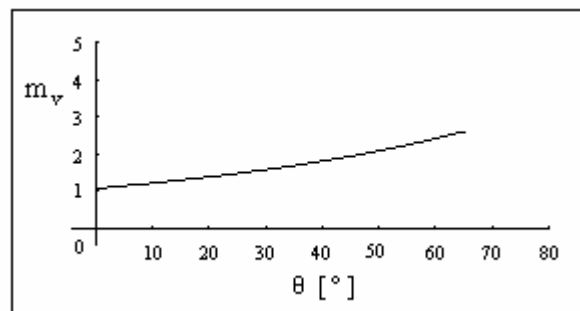


Figura 3.8 Variación de la relación de transmisión (1 - 2.5).

Con la ecuación (g), ya se tiene el desplazamiento (x), el radio medio del cambiador (r_m), fuerza efectiva del selector (F_e) y la relación de transmisión (m_v), en función del ángulo de giro del selector θ, siendo esta última la variable a controlar.



3.1. C Selección de rodamientos

- *Selección del tamaño de rodamientos radiales utilizando las fórmulas de la vida nominal*

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^p \quad (1)$$

donde :

L_{10} = vida nominal (con un 90% de fiabilidad), en millones de revoluciones [Mr].

C = capacidad de carga dinámica, [kN].

P = carga dinámica equivalente del rodamiento, [kN].

p = exponente de la ecuación de la vida nominal;
3 para los rodamientos de bolas
10/3 para los rodamientos de rodillos.



Determinación de las cargas sobre los rodamientos del eje del CVT.

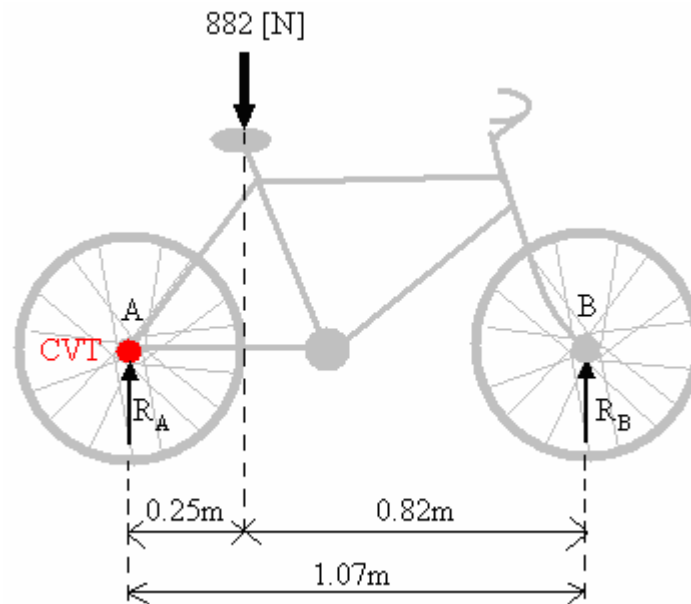


Figura 3.9 Diagrama de cuerpo libre de bicicleta.

Donde:

R_A = reacción en el eje A

R_B = reacción en el eje B

Suma de momentos con respecto al eje A igual a cero.

$$\begin{aligned} \vec{\curvearrowright} + \sum M_A &= 0 \\ (882\text{N})(0.25\text{m}) - (1.07\text{m})R_B &= 0 \\ (220.5\text{Nm}) - (1.07\text{m})R_B &= 0 \\ R_B &= \frac{220.5\text{Nm}}{1.07\text{m}} \\ R_B &= 206.07\text{N} \end{aligned}$$

Suma de momentos con respecto al eje B igual a cero.

$$\begin{aligned} \vec{\curvearrowright} + \sum M_B &= 0 \\ R_A(1.07\text{m}) - (882\text{N})(0.82\text{m}) &= 0 \\ R_A(1.07\text{m}) - (723.24\text{Nm}) &= 0 \\ R_A &= \frac{723.24\text{Nm}}{1.07\text{m}} \\ R_A &= 675.925\text{N} \end{aligned}$$

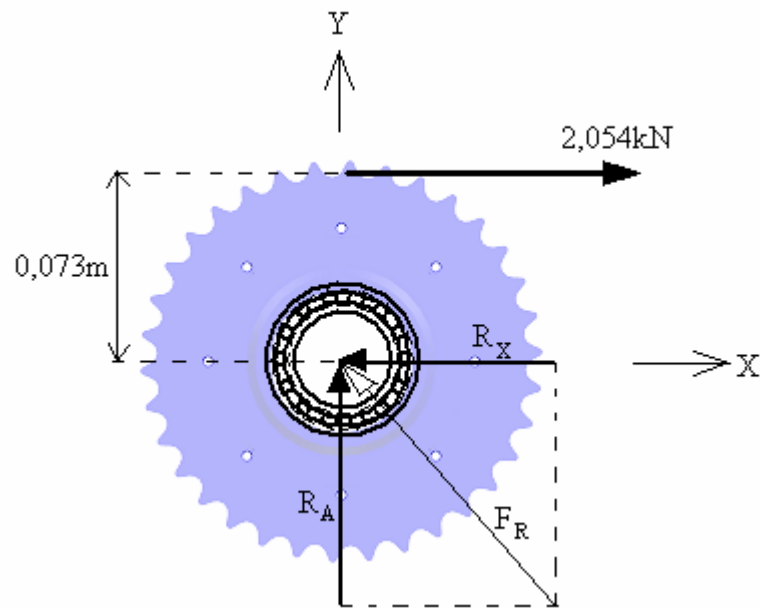


Figura 3.10 Diagrama de cuerpo libre de rodamiento de bicicleta.

Con una persona de 90 kg el par de entrada es $T=150\text{Nm}$ (pág. 58).

$$\begin{aligned} T &= 150 \text{ [Nm]} \\ T &= (0,073\text{m}) F \\ F &= 2054,79\text{[N]} \\ F &= 2,054\text{[kN]} \end{aligned}$$

De la suma de fuerzas en la dirección X

$$\begin{aligned} \sum F_x &= 0 \\ (2,054\text{kN}) - R_x &= 0 \\ R_x &= 2,054 \text{ kN} \end{aligned}$$

De la figura 3.10

$$\begin{aligned} \vec{F}_R &= -R_x \mathbf{i} + R_A \mathbf{j} \\ \vec{F}_R &= -2,054 \mathbf{i} + 0,675 \mathbf{j} \text{ [kN]} \\ |\vec{F}_R| &= \sqrt{(-2,054)^2 + (0,675)^2} \\ \boxed{F_R} &= 2,162 \text{ kN} \end{aligned}$$

Carga radial sobre los rodamientos del eje del CVT.



- Carga estática equivalente:

$$P_0 = 0,6 F_r + 0,5 F_a$$

Donde:

F_r = carga radial

F_a = carga axial

Los rodamientos del eje sólo trabajarán bajo cargas radiales, por lo tanto la carga estática equivalente es:

$$P_0 = 0,6 F_r$$

$$P_0 = 0,6 (2,162 \text{ kN})$$

$$P_0 = 1,297 \text{ [kN]}$$

- Carga dinámica equivalente:

$$P = F_r$$

$$P = 2,162 \text{ [kN]}$$

Proponiendo 7000 horas de vida útil para los rodamientos del eje del CVT.

Convirtiendo 7000 horas a 184.35 rpm en millones de revoluciones.

$$L_{10} = (7000 \text{ hr}) \left(60 \frac{\text{min}}{\text{hr}}\right) (184,35 \text{ rpm}) \times 10^{-6}$$

$$L_{10} = 77,427 \text{ [Mr]} \quad \text{duración con un máximo de 10\% de fallos}$$



Aplicando la ecuación (1) de la vida nominal para rodamientos.

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^p$$

$$C = (L_{10} P^p)^{1/p}$$

$$C = [(77,427 \text{Mr}) (2,162 \text{kN})^3]^{1/3}$$

$$C = 9,21 \text{ [kN]} \quad \text{Capacidad de carga dinámica mínima para el rodamiento de la catarina}$$

De la lista de rodamientos de bolas SKF, el rodamiento a emplear es el **61907** cuya hoja de especificaciones se encuentra en el anexo.



Debido a las dimensiones que presenta el rodamiento 61907 sólo podrá utilizarse como rodamiento de la catarina, pero no para el centro del toroide de salida (B), por lo que será necesario emplear un rodamiento de rodillos cilíndricos, los cuales presentan menores dimensiones y mayores capacidades de carga.

Utilizando los mismos datos:

$$P = 2,162 \text{ [kN]}$$

$$L_{10} = 77,427 \text{ [Mr]}$$

Calculando la capacidad dinámica de carga.

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^P$$

$$C = (L_{10} P^P)^{1/P}$$

$$C = [(77,427 \text{ Mr}) (2,162 \text{ kN})^{10/3}]^{3/10}$$

$$C = 7,97 \text{ [kN]} \quad \text{Capacidad de carga dinámica para el rodamiento del toroide B}$$

Del catálogo de rodamientos de rodillos cilíndricos SKF, el rodamiento que mejor cumple con las dimensiones es el **N203ECP**, con una capacidad dinámica $C = 17,2 \text{ kN}$. Debido a que éste valor sobrepasa el valor calculado, la vida útil del rodamiento será mayor.

La vida útil del rodamiento N203ECP será:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^P$$

$$L_{10} = \left(\frac{17,2 \text{ kN}}{2,162 \text{ kN}} \right)^{10/3}$$

$$L_{10} = 1005,17 \text{ [Mr]}$$

convirtiendo a horas de trabajo

$$\text{revoluciones} = (\text{horas}) \times \left(60 \frac{\text{min}}{\text{hr}} \right) \times (n \text{ rpm}) \times 10^{-6} \text{ [=] [Mr]}$$

$$\text{horas} = \frac{\text{revoluciones}}{\left(60 \frac{\text{min}}{\text{hr}} \right) \times (n \text{ rpm}) \times 10^{-6}}$$

$$\text{horas} = \frac{1005,17 \text{ [Mr]}}{(60)(184,35) \times 10^{-6}}$$

$$\text{horas} = 90875,77 \text{ hrs}$$

Equivalente a 31.2 años dando servicio de 8 horas diarias a 184,35 rpm



- Selección de rodamientos axiales utilizando las fórmulas de la vida nominal

Para determinar la carga axial de los rodamientos será necesario realizar un análisis cinético del CVT.

EL estado de funcionamiento que requiere más torque es cuando el CVT trabaja con una relación de transmisión de uno, por lo tanto el análisis cinético se realizó con el CVT transmitiendo con una relación de uno y pedaleando una persona de 90 kg.

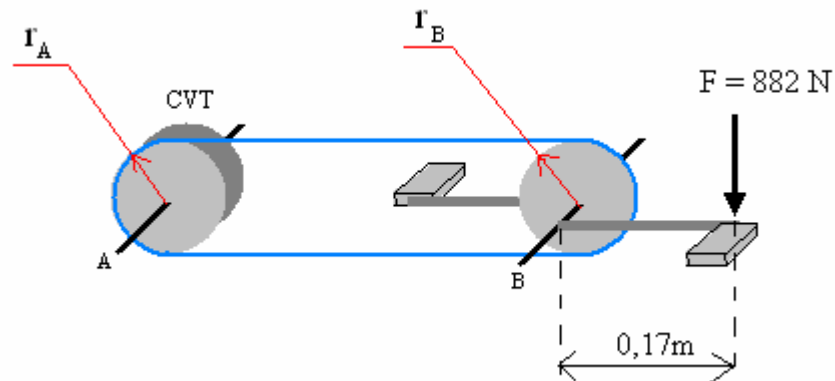


Figura 3.11 Diagrama para el análisis cinético.

Par de torsión debido a la fuerza F.

$$T_F = (882 \text{ [N]}) (0,17 \text{ [m]}) = 149,94 \text{ [Nm]}$$

$$T_F \approx 150 \text{ [Nm]} \quad \text{Par debido a la fuerza F}$$

$$\Gamma_A = \Gamma_B \quad \dots \quad T_F = T_A$$

El Par sobre el eje B es igual al Par en el eje A

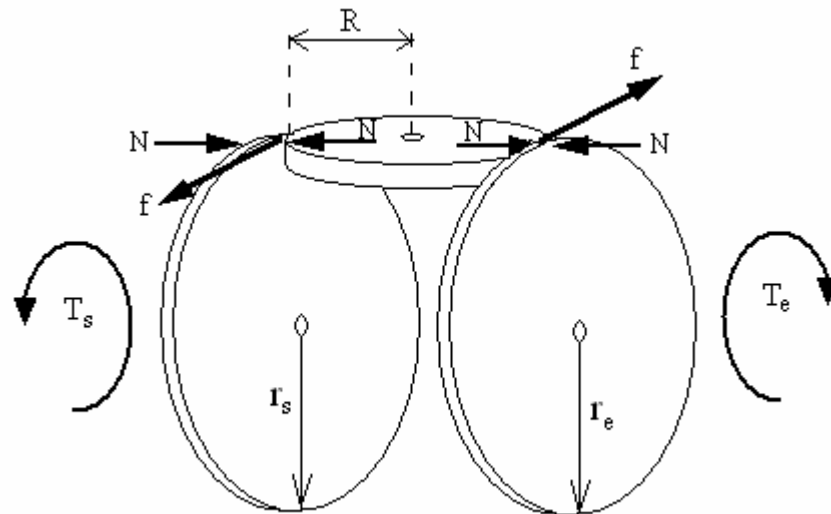


Figura 3.12 Fuerzas en el CVT.

donde:

- f = fuerza de transmisión
- F_{μ} = fuerza de fricción
- N = fuerza normal de contacto entre los discos de transmisión
- T_e = Par de entrada
- T_s = Par de salida
- r_e = radio efectivo de entrada
- r_s = radio efectivo de salida

De la figura 3.12

$$T_e = f r_e$$

$$f = \frac{T_e}{r_e} = \frac{150 \text{ [Nm]}}{0,035 \text{ [m]}} = 4285,71 \text{ [N]}$$

$$f = 4,285 \text{ [kN]} \quad \text{fuerza de transmisión}$$



Para que el CVT transmita potencia, es necesario que la fuerza de transmisión sea igual a la fuerza de fricción entre los discos, es decir:

$$\left. \begin{array}{l} F_{\mu} = f \\ \mu N = f \end{array} \right\} N = \frac{f}{\mu}$$

Si $\mu = 0,3$, (valor más común entre aceros duros para transmisión)

$$N = \frac{4,285 \text{ [kN]}}{0,3}$$

$$N = 14,283 \text{ [kN]} \quad \text{fuerza normal mínima requerida para que haya transmisión}$$

Ésta fuerza normal es la carga axial a la que se someterán los rodamientos axiales.

Entonces:

$$F_a = N = 14,283 \text{ [kN]}$$

Debido a que F_a es muy grande, se ocupará un rodamiento axial de agujas, evitando así un rodamiento más robusto.



Para rodamientos axiales de agujas

- carga estática equivalente

$$P_0 = F_a = 14,283 \text{ [kN]}$$

- carga dinámica equivalente

$$P = F_a = 14,283 \text{ [kN]}$$

Proponiendo 8000 horas de vida útil

Convirtiendo 8000 hr a 184,35 rpm en millones de revolución.

$$L_{10} = (8000 \text{ hr}) \left(60 \frac{\text{min}}{\text{hr}}\right) (184,35 \text{ rpm}) \times 10^{-6}$$

$$L_{10} = 88,488 \text{ [Mr]} \quad \text{duración con un máximo de 10\% de fallos}$$

Cálculo de la capacidad dinámica del rodamiento

Aplicando la ecuación (1) de la vida nominal para rodamientos

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p$$

$$C = (L_{10} P^p)^{1/p}$$

$$C = [(88,488 \text{ Mr}) (14,46 \text{ kN})^{10/3}]^{3/10}$$

$$C = 55,49 \text{ [kN]} \quad \text{Capacidad de carga dinámica mínima para los rodamientos axiales.}$$

Del catálogo de rodamientos axiales de agujas SKF, el rodamiento que cumple con la capacidad dinámica de carga y con las dimensiones requeridas por el diseño, es el rodamiento **AXK90120**.



- Selección de rodamientos para los discos (piñones)

Determinación de las cargas bajo las cuales estarán sometidos los rodamientos.

Para determinar las cargas sobre los rodamientos de los discos, se considera un estado crítico de sollicitaciones.

Para éste estado crítico se supone que el porta discos está bloqueado y que el cambiador ejerce una fuerza efectiva máxima.

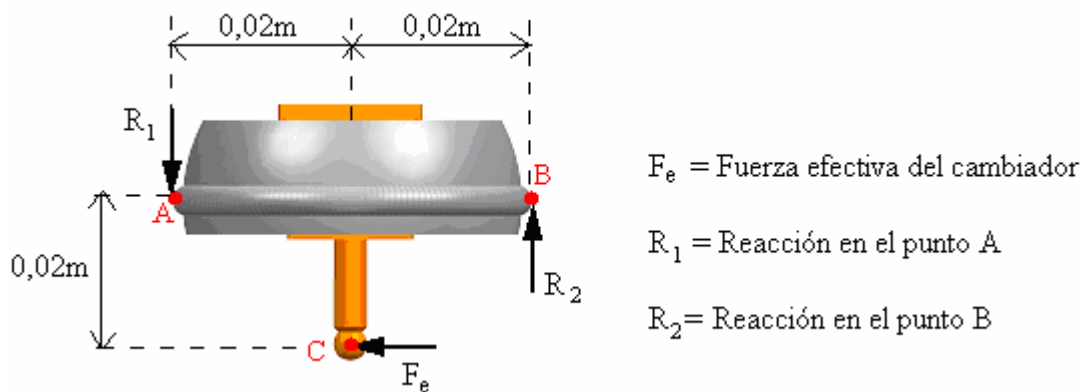


Figura 3.13 Diagrama de cuerpo libre de disco.

Suma de momentos con respecto al punto B igual a cero:

$$R_1 = R_2$$

$$\sum M_B = 0$$

$$F_e (0,02m) - R_1 (0,042m) = 0$$

$$(17,13N)(0,02m) - R_1 (0,042m) = 0$$

$$0,3426Nm - R_1 (0,042m) = 0$$

$$R_1 = \frac{0,3426Nm}{0,042m}$$

$$R_1 = 8,15 \text{ N}$$

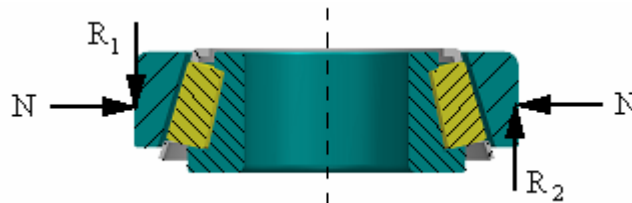


Figura 3.14 Diagrama de cuerpo libre del rodamiento del disco.

Nótese que las fuerzas coaxiales N se equilibran una con la otra, por lo que se considera que el rodamiento estará sometido únicamente a fuerzas axiales.

Por otro lado las cargas axiales R_1 y R_2 actúan en cada extremo del rodamiento en sentidos contrarios.

Por lo anterior se considera una carga axial con magnitud igual a R_1 , pero sin olvidar que dicha carga se ejercerá en ambos sentidos.

Como el rodamiento estará sometido a cargas axiales en ambos sentidos, es conveniente emplear rodamientos de rodillos cónicos.

- Carga dinámica

$$F_a = P = 8,15 \text{ [N]}$$

Proponiendo 8000 horas de vida útil.

Convirtiendo 8000 hr a 184,35 rpm a millones de revoluciones.

$$L_{10} = (8000 \text{ hr}) \left(60 \frac{\text{min}}{\text{hr}}\right) (184,35 \text{ rpm}) \times 10^{-6}$$

$$L_{10} = 88,488 \text{ [Mr]} \quad \text{duración con un máximo de 10\% de fallos}$$



Cálculo de la capacidad dinámica del rodamiento.

Aplicando la ecuación (1) de la vida nominal para rodamientos

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^p$$

$$C = (L_{10} P^p)^{1/p}$$

$$C = [(88,488Mr) (8,15 N)^{10/3}]^{3/10}$$

$$C = 31,276 \text{ [N]}$$

Capacidad de carga dinámica mínima
para los rodamientos de los discos piñones

La capacidad de carga dinámica requerida es muy pequeña, por lo que todos los rodamientos de rodillos cónicos ofrecidos por el fabricante son aptos para emplearse, dándonos libertad para seleccionar el rodamiento a base de las dimensiones, siendo el rodamiento **A4059A4138** el que mejor cumple con las dimensiones.

En forma de síntesis los rodamientos a emplear se presentan en la tabla 3.1.2

No. de asignación SKF	Colocado en el componente
61907	Eje del CVT
N203 ECP	Eje del CVT
AXK90120	Catarina
A4059A4138	Discos piñón

Tabla 3.1.2 Tabla de rodamientos seleccionados.



3.1. D.- Implementación del controlador proporcional (P).

Modelado Matemático

La función de transferencia de un sistema se define como la relación entre la salida y la entrada del sistema en el dominio de Laplace asumiendo condiciones iniciales nulas.

Basándose en la definición de función de transferencia, se aplicará una señal escalón al sistema, se graficará la salida, se hallarán las ecuaciones de cada variable en el dominio de Laplace y la relación salida-entrada será el modelo matemático del sistema.

La señal de salida $y(t)$, corresponde a una señal rampa con pendiente m .

$$y(t) = m * t$$

cuya transformada de Laplace es:

$$Y(s) = \frac{m}{s^2}$$

La señal de entrada del sistema motor-potenciómetro es una señal escalón de amplitud igual al voltaje de alimentación del motor eléctrico que accionará el CVT.

$$u(t) = V$$

y su transformada de Laplace es:

$$U(s) = \frac{V}{s}$$

El modelo matemático es la función de transferencia del sistema:

$$G(s) = \frac{Y(s)}{U(s)} = \frac{m/V}{s}$$

Donde el valor de la relación m/V permanece constante, $m/V = 0.4$

$$G(s) = \frac{0.4}{s} \text{ función de transferencia}$$

El cálculo experimental de m/V se muestra en el anexo B.



Análisis del modelo matemático.

- Polos y ceros

Dado que el numerador de la función de transferencia es constante, el modelo no tiene ceros.

Del denominador se obtiene solo un polo en el origen. Un polo en el origen representa un sistema tipo 1.

- Error en estado permanente

La figura (3.15) muestra el sistema en lazo cerrado sin controlador, donde $G(s)$ es la función de transferencia del conjunto motor-potenciómetro y $H(s)$ es la función de transferencia del lazo de retroalimentación, que en éste caso es unitaria. La salida del sistema, $y(t)$, es la señal de voltaje del potenciómetro y por lo tanto, la señal de referencia debe ser una señal de voltaje de 0 a 5 volts. Así, si se desea un giro desde 0 a 180 grados se debe aplicar una referencia de 2.5 volts.

La señal de error $e(t)$, en el sistema de control, es la diferencia entre el valor que toma la señal de referencia $r(t)$ y el valor de la señal de salida $y(t)$.

$$e(t) = r(t) - y(t)$$

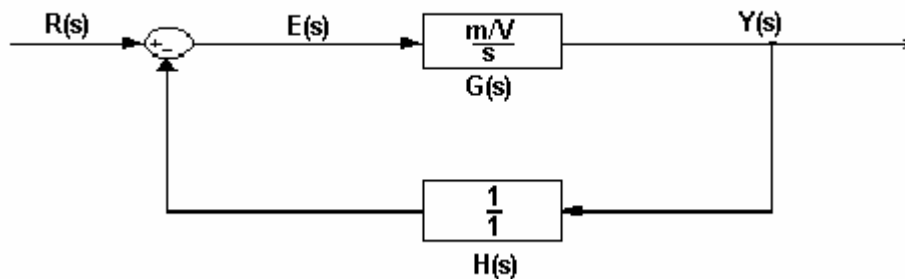


Figura 3.15 Diagrama de bloques del sistema en lazo cerrado sin controlador.

El error en estado permanente e_{EP} de un sistema de control es el valor de $e(t)$ cuando todos los transitorios en las señales del sistema han finalizado, es decir, cuando el sistema se encuentra en estado estacionario.

$$e_{EP} = \lim_{t \rightarrow \infty} e(t)$$



Para el sistema de control en lazo cerrado con retroalimentación unitaria, figura (3.15), el error en el dominio de la frecuencia se define como:

$$E(s) = R(s) - Y(s)$$

pero

$$Y(s) = E(s) G(s)$$

Entonces tenemos que:

$$E(s) = R(s) - E(s) G(s)$$

$$E(s) = \frac{R(s)}{1 + G(s)}$$

Donde

$$G(s) = \frac{0.4}{s}$$

Además si la entrada $r(t)$ es un escalón de amplitud V .

$$R(s) = \frac{V}{s}$$

Por lo tanto.

$$E(s) = \frac{\left(\frac{V}{s}\right)}{1 + \frac{0.4}{s}}$$



Usando el teorema del valor final, el error en estado permanente del sistema de control se puede evaluar si se conoce la entrada $R(s)$ y la función de transferencia $G(s)$.

teorema del valor final:
$$\lim_{t \rightarrow \infty} e(t) = \lim_{s \rightarrow 0} s E(s)$$

$$e_{EP} = \lim_{t \rightarrow \infty} e(t)$$

$$e_{EP} = \lim_{s \rightarrow 0} s E(s)$$

$$e_{EP} = \lim_{s \rightarrow 0} s \left(\frac{\left(\frac{V}{s} \right)}{1 + \frac{0.4}{s}} \right)$$

$$e_{EP} = 0$$

Un error en estado permanente igual a cero, quiere decir que el sistema en lazo cerrado respondería ante una orden de ubicación en cualquier posición angular con gran exactitud.

En la realidad no es así, porque existe un voltaje mínimo superior a cero, al cual el motor no continuará girando porque no es capaz de vencer su propia inercia y éste se detendrá sin alcanzar el valor de referencia deseado, es decir sin lograr una señal de error nula.

A pesar de lo anterior, no se puede decir que el sistema de posición no es un sistema tipo 1 sino un sistema tipo cero, puesto que en éste último el error en estado estacionario sería un porcentaje constante de la señal de referencia.



- Lugar de las Raíces

La figura (3.16), muestra el lugar de las raíces, donde se puede apreciar que el único polo del sistema, se traslada desde el origen sobre el eje real negativo a medida que la ganancia aumenta. Esto quiere decir que el sistema responde más rápido a ganancias altas, lo cual es correcto, ya que la velocidad del motor eléctrico es proporcional al voltaje aplicado.

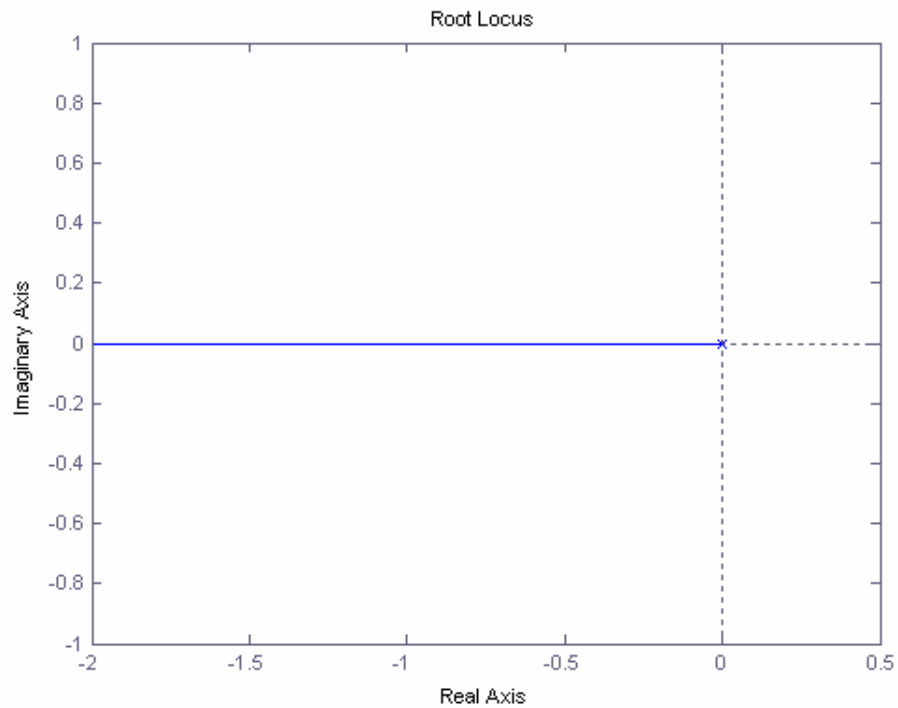


Figura 3.16 Lugar de las raíces del sistema en lazo cerrado.



Implementación del controlador

La figura (3.17) servirá como guía para la implementación del controlador proporcional.

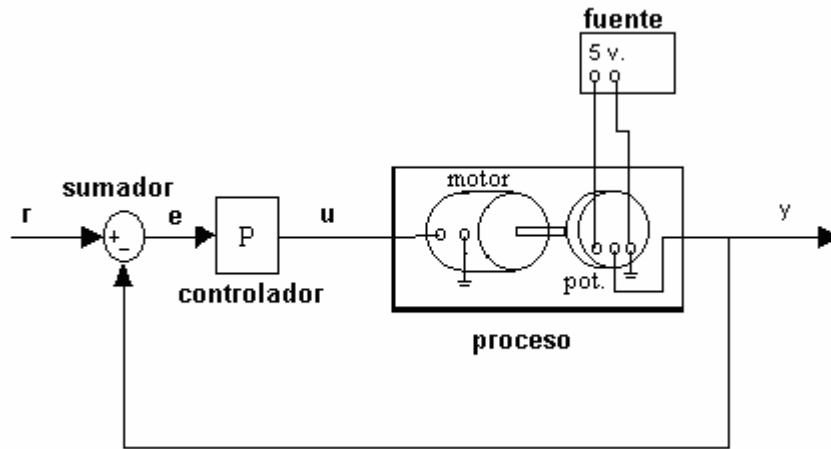


Figura 3.17 diagrama de bloques del sistema de posición en lazo cerrado.

- Sumador

El sumador, o comparador, se construye con el amplificador operacional LM741 conectado como muestra la figura 3.18, donde el voltaje de salida es igual a la diferencia de los voltajes de entradas, que en éste caso serán la referencia $r(t)$, y la salida $y(t)$ del potenciómetro.

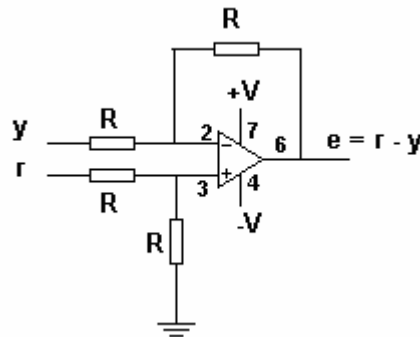


Figura 3.18 Amplificador LM741 conectado como sumador.



- Amplificador (control proporcional).

Para el control proporcional se empleará el amplificador operacional LM741 conectado como amplificador inversor como lo muestra la figura 3.19.

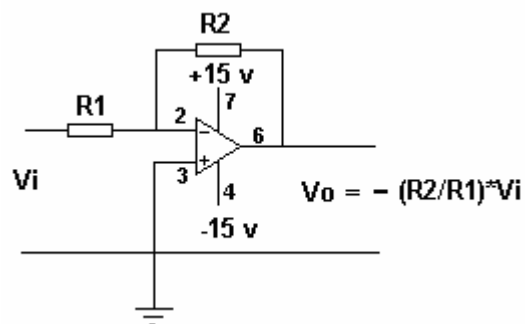


Figura 3.19 Amplificador LM741 como amplificador inversor.

De la figura (3.19), se tiene que el voltaje de salida V_o , es igual al voltaje de entrada V_i , amplificado R_2/R_1 veces, pero con polaridad inversa. Para corregir la polaridad se debe emplear otro amplificador inversor, en cascada, con ganancia igual a 1, es decir, con $R_2 = R_1$, como muestra la figura 3.20.

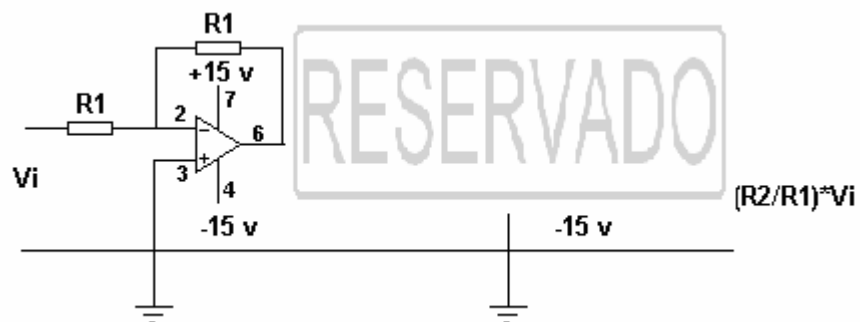


Figura 3.20 Controlador proporcional análogo.



El controlador proporcional análogo, genera un voltaje proporcional al error e , en la relación:

$$u = (K_p)e = \frac{R_3}{R_2} e$$

donde la ganancia del controlador es:

$$K_p = \frac{R_3}{R_2}$$

La señal de control u , es una señal de voltaje que puede variar entre $-V$ y $+V$ dependiendo de la magnitud y polaridad del error. Sin embargo, esta señal no tiene la potencia necesaria para mover el motor eléctrico, por lo que es necesario colocar un amplificador de potencia, que en éste caso se implementa con dos transistores, PNP y NPN, teniendo en cuenta que la salida de voltaje del amplificador operacional no podrá ser mayor que el de la fuente que los alimenta.

La figura 3.21 muestra el circuito amplificador de potencia conectado a la salida del conjunto de amplificadores operacionales.

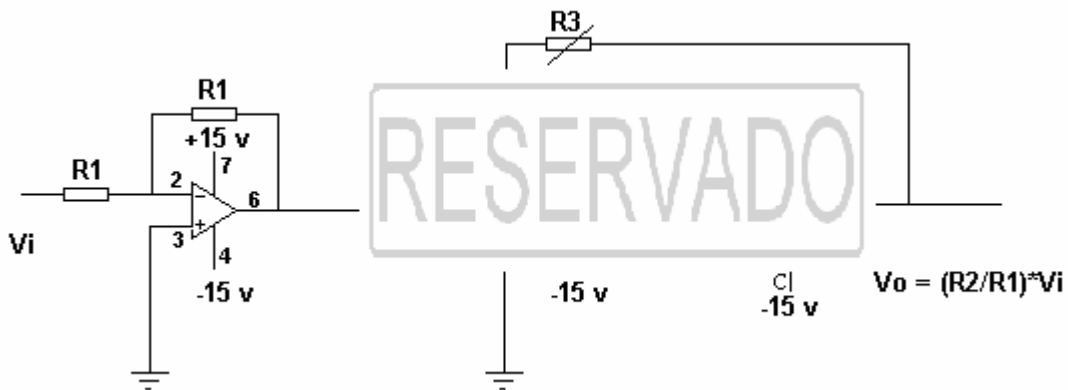


Figura 3.21 Controlador proporcional.

Teniendo el sumador, el controlador proporcional y el sistema de posición (motor-potenciómetro) se conectan entre sí como muestra el diagrama de bloques de la figura 3.21. La señal de referencia se obtiene del generador eléctrico B acoplado mecánicamente a una rueda de la bicicleta como lo muestra la figura (2.13). De esta forma, el sistema motor-potenciómetro debe seguir fielmente el voltaje del generador B empleado para generar la referencia.



Lista de elementos electrónicos.

- Motor de corriente directa de imán permanente de 12 voltios, 2 amperios con reductor de velocidad, Scanomat.
- Potenciómetro lineal de 10 k Ω , (1 vuelta).
- Acople mecánico para acoplar el eje del motor con el eje del potenciómetro.
- Tabla de conexionado.
- Tres amplificadores operacionales LM741.
- Cuatro resistencias de 270 k Ω .
- Dos resistencias de 39 k Ω .
- Una resistencia de 1 k Ω .
- Un potenciómetro lineal de 100 k Ω .
- Un transistor C2073 (C).
- Un transistor A1011 (A).

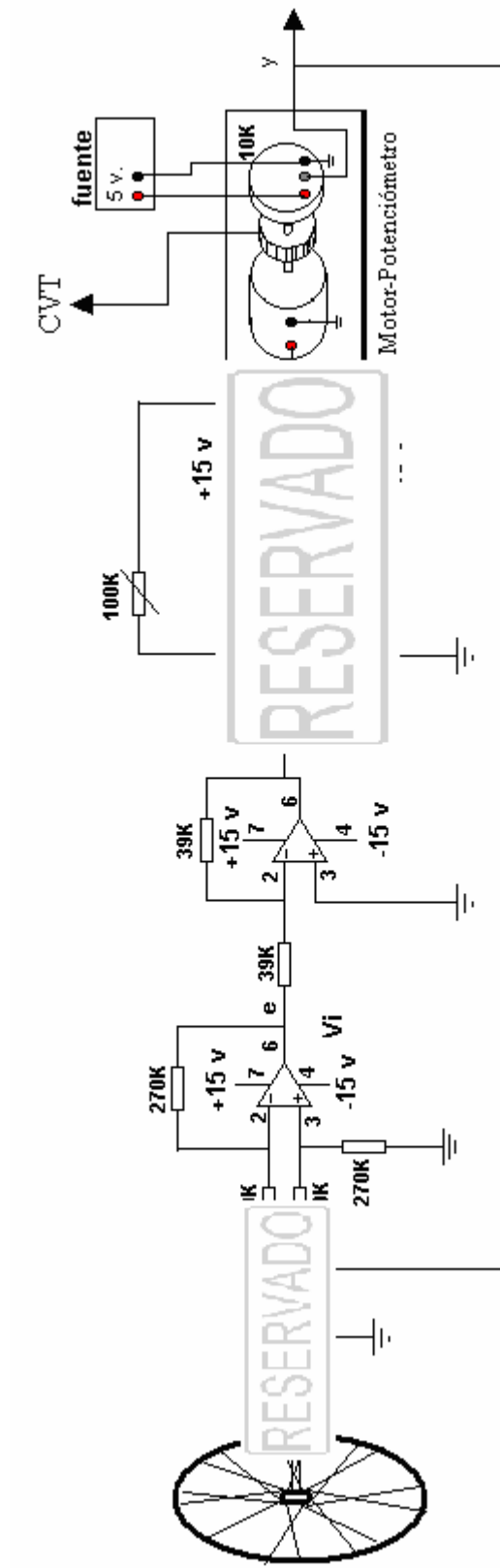


Figura 3.22 Control proporcional para regular el sistema de posición



3.1. E.- Selección de materiales.

La tabla 3.1.3 muestra las partes de la transmisión, los requerimientos que deben de cumplir los materiales, así como los materiales propuestos para cada pieza.

<i>Parte</i>	<i>No.dibujo</i>	<i>Requerimientos del material de la parte</i>	<i>Material propuesto</i>
Toroide A	18	Resistente al desgaste, alta dureza y tenacidad.	Acero 4340
Refuerzo A	8	Baja densidad, resistente a la fatiga.	Aluminio 6061
Tuerca buje	16	Baja resistencia a la rotura.	Acero 1010
Eje	1	Alta tenacidad, resistente a la fatiga.	Acero 1065
Soporte	4,5	Alta tenacidad, resistente a la fatiga.	Acero 4140
Buje	7	Bajo coeficiente de fricción, resistente a la abrasión.	Nylon (poco relleno)
Tuerca soporte	3	Baja resistencia a la rotura, con alta tenacidad.	Acero 1018
Cambiador	14,15	Baja densidad, alta dureza y buena resistencia al desgaste.	Aluminio 7075
Catarina	12	Media resistencia al desgaste, buena tenacidad.	Acero 1018
Cubrepolvo	17	Buena resistencia al desgaste y baja densidad.	ABS (impacto medio)
Centrodisco	25	Buena tenacidad y resistente a la fatiga.	Acero 1045
Tambor	19,20	Alta tenacidad y resistente a la fatiga.	Acero 1018
Plato	31,32	Buena tenacidad y resistente a la fatiga.	Acero 1045
Laina	21	Resistente al desgaste, bajo coeficiente de fricción.	Acero inoxidable 303
Tornillo centro	26	Alta tenacidad, resistente a la fatiga y alta dureza.	Acero 1065
Refuerzo B	34,35	Baja densidad, resistente a la fatiga.	Aluminio 6061
Toroide B	29	Resistente al desgaste, alta dureza y tenacidad.	Acero 4340
Portadiscos	22,23,24	Alta tenacidad, resistente a la fatiga.	Acero 1060
Disco	28	Resistente al desgaste, alta dureza y tenacidad.	Acero 8620

Tabla 3.1.3 Listado de piezas y materiales seleccionados.



3.2 ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DE LA TRANSMISIÓN.

Determinación de la masa del CVT.

La tabla 3.1.4, muestra la masa de cada parte, la cantidad de partes a emplear y la masa total del CVT.

Parte	Masa de la parte [kg]	Cantidad de partes	Masa total por parte [kg]
Toroide A	0.437	1	0.437
Refuerzo A	0.157	1	0.157
Tuerca buje	0.004	1	0.004
Eje	0.078	1	0.078
Soporte	0.164	1	0.164
Buje	0.002	2	0.004
Tuerca soporte	0.045	1	0.045
Cambiador	0.084	1	0.084
Catarina	0.35	1	0.35
Cubrepolvo	0.018	1	0.018
Centrodisco	0.015	3	0.045
Tambor	0.568	1	0.568
Plato	0.391	1	0.391
Laina	0.002	1	0.002
Tornillo centro	0.003	3	0.009
Refuerzo B	0.182	1	0.182
Toroide B	0.234	1	0.234
Portadiscos	0.038	1	0.038
Disco	0.031	3	0.093
Tuerca	0.007	3	0.021
Rodamiento SKF AXK90120	0.164	2	0.328
Rodamiento SKF 61907	0.08	1	0.08
Rodamiento SKFA4059A4138	0.051	3	0.153
Rodamiento SKFN203ECP	0.066	1	0.066
		Masa total del CVT	3.551 [kg]

Tabla 3.1.4 Masa de los componentes del CVT.



Especificaciones Técnicas del CVT.

La tabla 3.1.5, presenta las especificaciones técnicas de la transmisión.

Dimensiones del CVT..	Alto:14 cm, Largo: 14 cm, Ancho: 12.5 cm
Peso.	3.551 kg
Rango de relación de transmisión.	1-2.5
Velocidad máxima de la bicicleta.	25 Km/h
Peso máximo del ciclista.	90 Kg
Voltaje del motor eléctrico.	Dos fuentes. +12DCV; -12DCV
Voltaje del controlador.	5 DCV

Tabla 3.1.5 Especificaciones técnicas de la transmisión.



Capítulo 4. Resultados.



4.- RESULTADOS.

4.1.- Ajustes recomendados para mejorar el funcionamiento de la transmisión.

- Sustituir el cubrepolvo por un retén y así dar la posibilidad al CVT de contener fluido en su interior.
- Utilizar en el interior del CVT un fluido* que mejore la fricción y refrigere las partes internas de la transmisión.
- Diseñar un sistema, que indique la magnitud de la fuerza normal de contacto, entre los discos piñones y los toroides A y B, y así poder garantizar la fuerza normal mínima requerida para el funcionamiento del CVT.

*En la actualidad, existen en el mercado fluidos industriales que aumentan el coeficiente de fricción entre dos partes en contacto.



4.2.- Resultados y Conclusiones.

Una vez terminado el proceso de diseño del prototipo de transmisión automática para bicicleta, y teniendo en cuenta la hipótesis, los objetivos, así como las restricciones y requerimientos del proyecto, es posible concluir los siguientes puntos.

- El trabajo presentado en éste documento, muestra una propuesta de diseño de un prototipo de transmisión automática para bicicleta, además de una serie de cambios que pueden mejorar su funcionamiento.
- El prototipo tiene un peso aproximado de cuatro kilogramos, estando por debajo del peso restringido, evitando así un gran incremento en el peso de la bicicleta.
- Por otro lado, los cálculos de tracción se realizaron considerando un ciclista de noventa kilogramos, siendo éste un límite máximo y no un peso sugerido para el buen funcionamiento de la transmisión.
- Los rodamientos, son las piezas que determinan el mantenimiento que requerirá la transmisión y debido a que estos fueron seleccionados con grandes valores de vida útil, los intervalos de tiempo entre cada proceso de mantenimiento serán mayores a seis meses, que era lo requerido para el proyecto.
- Las relaciones de transmisión necesarias, así como los rangos de velocidad de la bicicleta, fueron medidos experimentalmente con una bicicleta ordinaria y debido a que esos datos se emplearon en el diseño del prototipo de transmisión, se garantiza una velocidad máxima de veinticinco kilómetros por hora, así como un menor requerimiento de fuerza durante la aceleración.
- Uno de los requerimientos más importantes, era el no requerir ningún tipo de aprendizaje o capacitación por parte del ciclista, para poder utilizar una bicicleta con éste sistema de transmisión, para lo cual, el sistema eléctrico-electrónico fue diseñado a manera de autocontrolarse y por lo tanto de no prescindir de una interfase humana.



- La transmisión automática propuesta, está dirigida a todo tipo de usuario, razón por la cual, el diseño se llevó a cabo considerando aspectos técnicos y estéticos, además de no requerir herramientas fuera de lo común para su servicio de mantenimiento.

Con los puntos anteriores, se puede concluir que el diseño propuesto cumple con lo requerido al inicio del proyecto, dejando en manifiesto que el resultado es el diseño de un primer prototipo, mismo que puede presentar fallas no detectadas por el diseñador.

Por otro lado, para continuar con la implementación del prototipo, es necesario determinar los procesos de manufactura y los costos de cada una de las piezas, teniendo en cuenta que un prototipo siempre será más costoso que una transmisión de producción masiva.



BIBLIOGRAFÍA.

ALMAZÁN, Cesar. (2004). *“Electrónica de Potencia”*. México, Universidad Tecnológica de Puebla.

CLOSE, FREDERICK & NEWELL. (2002). *“Modeling and Analysis of Dynamic Systems”*, 3rd Edition. U.S.A. John Wiley & Sons.

FAIRES, Virgil M. (2004). *“Diseño de Elementos de Máquinas”*. México, Limusa.

HALL, S. Allen. (1985). *“Teoría y Problemas de Diseño de Máquinas”*. México, McGraw-Hill. pp.145-164.

NORTON, Robert L. (2000). *“Diseño de maquinaria”*, 2^a Edición. México, McGraw-Hill.

RODRÍGUEZ R, Francisco. (1994). *“Dinámica de Sistemas”*. México, Trillas.

ROGER, WELTON. (1973). *“Interpretación del Dibujo Mecánico”*. México, Publicaciones Cultural S.A.

SMITH, William F. (1998). *“Fundamentos de la Ciencia e Ingeniería de Materiales”*, 3^a Edición. España, McGraw-Hill. pp 396-482.

Mesografía:

Historia de la bicicleta <http://www.ccleon.com/pinon_libre/historia_bici.htm>

Historia de la bicicleta <<http://www.bicicletas-astolfi.com/historia.htm>>

Historia de la bicicleta <<http://www.ccactur.com/album.htm#>>

Historia de la bicicleta <http://bicycling.about.com/od/thebikelife/ss/History_4.htm>

Historia de la bicicleta <<http://www.mundocaracol.com/bicicletos/historia.asp>>

Estado del arte <<http://www.fallbrooktech.com/Nuvinci.asp>>

Estado del arte <<http://www.naikontuning.com/mecanica/trasnmission/caja-automatica/>>

Estado del arte <<http://www.sheldonbrown.com/harris/rohloff/rohloff-model.html>>

Estado del arte <<http://www.besportier.com/archives/panasonic-titanium-flat-road-e.html>>

Estado del arte <<http://www.beixo.com/en/beixo-shaft-drive>>

Formas de transmitir potencia <http://www.uamerica.edu.co/motores/d1/trans_auto/trans%20auto/trans_auto_ed.htm>

Formas de transmitir potencia <eime.univalle.edu.co>



ANEXOS



ANEXO A.- PRUEBA EN BICICLETA CONVENCIONAL, PARA ANÁLISIS CINÉTICO Y CINEMÁTICO.

Para determinar las fuerzas, velocidades y relaciones de transmisión involucradas durante un viaje en bicicleta, se llevó a cabo una prueba física con velocidad monitoreada

Dicha prueba, consistió en hacer recorridos ciclistas iniciando desde el reposo y probando diferentes combinaciones de discos dentados a manera de facilitar la aceleración en el arranque.

Una vez que la combinación empleada ya no permitía acelerar más, se cambiaba la relación de transmisión, con la finalidad de volver a tener aceleración, haciéndose lo mismo sucesivamente hasta alcanzar una velocidad de 25 kilómetros por hora.

De la prueba se obtuvieron los datos de la tabla A1, los cuales representan la secuencia de relaciones de transmisión que permiten disponer de fuerza al arranque y posteriormente velocidad durante un recorrido de ciudad en bicicleta.

Rango de velocidad [Km/h]	Relación de transmisión
0-9	1
9-14	1.37
14-19	1.72
19-25	2.5

Tabla A1 Secuencia de relación de transmisión.

Análisis cinético de una transmisión convencional de bicicleta.



- Dispositivos utilizados en la prueba

Bicicleta

Velocímetro Digital

Marca: Bimex

Marca: CATEYE

Modelo: Intrepid

Modelo: Velo 8

Rodada: 26"

Peso: 16 Kg.

Radio de la rueda: 0.36 m

- Disposición y nomenclatura de los discos dentados de la bicicleta.

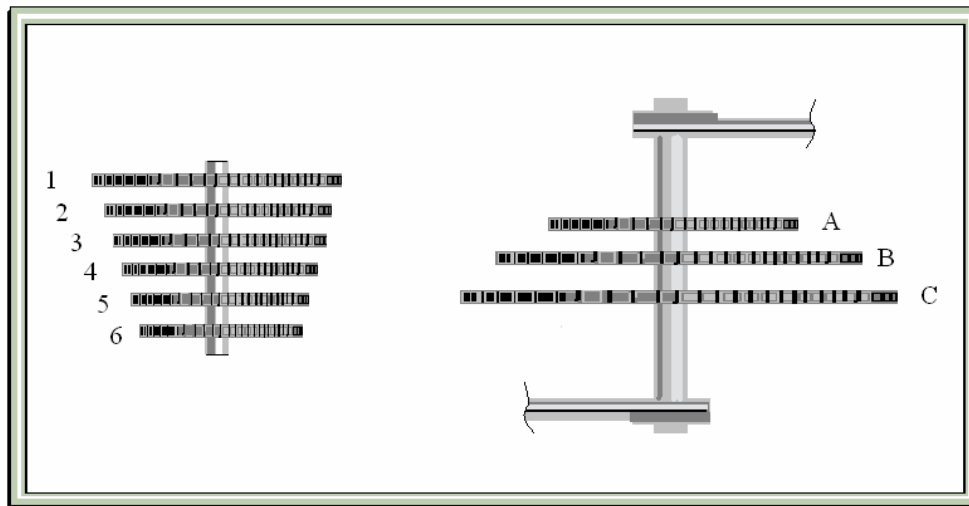


Figura A1 Disposición de platos dentados.

- Diámetros de los platos dentados utilizados.

$D_A=0.106$ m

$D_1=0.106$ m

$D_B=0.146$ m

$D_2=0.091$ m

$D_C=0.183$ m

$D_3=0.071$ m

- Secuencia de combinaciones determinada experimentalmente.

Combinación de discos dentados (entrada-salida)	Rango de velocidad [km/h]
A-1	0-9
B-1	9-14
C-1	14-19
C-3	19-25

Tabla A2 Rangos de velocidad.



Cinemática de la prueba

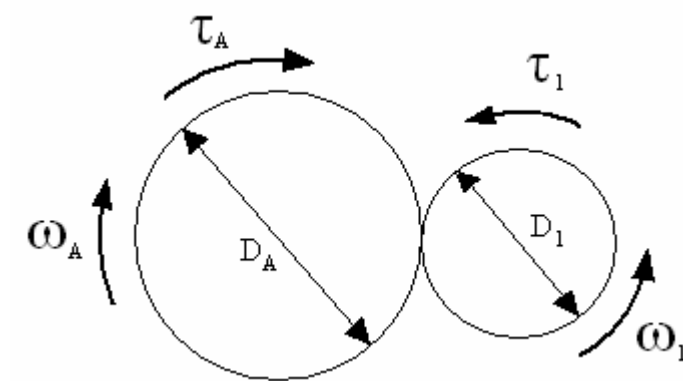


Figura A2 Diagrama de platos dentados.

$$M_1 = \frac{D_A}{D_1} = \frac{0.106 \text{ [m]}}{0.106 \text{ [m]}} = 1$$

$$\omega_1 = \frac{V_1}{r}$$

$$\omega_1 = \frac{2.5 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right]}{0.32 \text{ [m]}} = 7.812 \left[\frac{\text{rad}}{\text{s}} \right]$$

$$\omega_1 = 74.609 \text{ [rpm]}$$

$$M_2 = \frac{D_B}{D_1} = \frac{0.146 \text{ [m]}}{0.106 \text{ [m]}} = 1.37$$

$$M_3 = \frac{D_C}{D_1} = \frac{0.183 \text{ [m]}}{0.106 \text{ [m]}} = 1.72$$



$$\omega_2 = \frac{V_2}{r}$$

$$\omega_2 = \frac{3.892 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right]}{0.32 \text{ [m]}} = 12.162 \left[\frac{\text{rad}}{\text{s}} \right]$$

$$\omega_2 = 116.151 \text{ [rpm]}$$

$$M_4 = \frac{D_c}{D_3} = \frac{0.183 \text{ [m]}}{0.071 \text{ [m]}} = 2.5$$

$$\omega_3 = \frac{V_3}{r}$$

$$\omega_3 = \frac{5.282 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right]}{0.32 \text{ [m]}} = 16.506 \left[\frac{\text{rad}}{\text{s}} \right]$$

$$\omega_3 = 157.634 \text{ [rpm]}$$



Cinética de la prueba

(ciclista de 61 Kg)

$$F = m g$$

$$F = (61 \text{ kg})(9.8 \text{ m/s}^2) = 597.8 \text{ N}$$

$$F \approx 600 \text{ N}$$

$$\tau_F = F R$$

$$\tau_F = (600 \text{ N})(0.17 \text{ m})$$

$$\tau_F = 102 \text{ Nm}$$

Combinación A-1

$$\tau_F = \tau_A = 102 \text{ Nm}$$

$$F R = f_C r_A$$

$$f_C = F \frac{R}{r_A} = (600 \text{ N}) \left(\frac{0.17 \text{ m}}{0.053 \text{ m}} \right)$$

$$f_C = 1924.52 \text{ N}$$

De la relación de engranes

$$\frac{\tau_1}{\tau_A} = \frac{r_1}{r_A}$$

$$\tau_1 = \tau_A \frac{r_1}{r_A} = (102 \text{ Nm}) \left(\frac{0.053 \text{ m}}{0.053 \text{ m}} \right)$$

$$\tau_1 = 102 \text{ Nm} \quad \text{Par de salida}$$

Combinación B-1

$$\tau_F = \tau_B = 102 \text{ Nm}$$

$$F R = f_C r_B$$

$$f_C = F \frac{R}{r_B} = (600 \text{ N}) \left(\frac{0.17 \text{ m}}{0.073 \text{ m}} \right)$$

$$f_C = 1397.26 \text{ N}$$



De la relación de engranes

$$\frac{\tau_1}{\tau_B} = \frac{r_1}{r_B}$$

$$\tau_1 = \tau_B \frac{r_1}{r_B} = (102 \text{ Nm}) \left(\frac{0.053 \text{ m}}{0.073 \text{ m}} \right)$$

$$\tau_1 = 74.05 \text{ Nm} \quad \text{Par de salida}$$

Combinación C-1

$$\tau_F = \tau_C = 102 \text{ Nm}$$

$$FR = f_C r_C$$

$$f_C = F \frac{R}{r_C} = (600 \text{ N}) \left(\frac{0.17 \text{ m}}{0.0915 \text{ m}} \right)$$

$$f_C = 1114.75 \text{ N}$$

De la relación de engranes

$$\frac{\tau_1}{\tau_C} = \frac{r_1}{r_C}$$

$$\tau_1 = \tau_C \frac{r_1}{r_C} = (102 \text{ Nm}) \left(\frac{0.053 \text{ m}}{0.0915 \text{ m}} \right)$$

$$\tau_1 = 59.08 \text{ Nm} \quad \text{Par de salida}$$

Combinación C-3

$$\tau_F = \tau_C = 102 \text{ Nm}$$

$$FR = f_C r_C$$

$$f_C = F \frac{R}{r_C} = (600 \text{ N}) \left(\frac{0.17 \text{ m}}{0.0915 \text{ m}} \right)$$

$$f_C = 1114.75 \text{ N}$$

De la relación de engranes

$$\frac{\tau_3}{\tau_C} = \frac{r_3}{r_C}$$

$$\tau_3 = \tau_C \frac{r_3}{r_C} = (102 \text{ Nm}) \left(\frac{0.0355 \text{ m}}{0.0915 \text{ m}} \right)$$

$$\tau_3 = 39.57 \text{ Nm} \quad \text{Par de salida}$$



Dado que una de las restricciones de diseño es que la transmisión pueda ser usada por una persona de 90 kg los cálculos cinéticos se volvieron a realizar, teniendo en cuenta ésta restricción.

$$F = m g$$

$$F = (90 \text{ kg})(9.8 \text{ m/s}^2)$$

$$F = 882 \text{ N}$$

$$\tau_F = F R$$

$$\tau_F = (882 \text{ N})(0.17 \text{ m}) = 149.94 \text{ N m}$$

$$\tau_F \approx 150 \text{ N m}$$

Combinación A-1

$$\tau_F = \tau_A = 150 \text{ N m}$$

$$F R = f_C r_A$$

$$f_C = F \frac{R}{r_A} = (882 \text{ N}) \left(\frac{0.17 \text{ m}}{0.053 \text{ m}} \right)$$

$$f_C = 2829.056 \text{ N}$$

De la relación de engranes

$$\frac{\tau_1}{\tau_A} = \frac{r_1}{r_A}$$

$$\tau_1 = \tau_A \frac{r_1}{r_A} = (150 \text{ N m}) \left(\frac{0.053 \text{ m}}{0.053 \text{ m}} \right)$$

$$\tau_1 = 150 \text{ N m} \quad \text{Par de salida}$$

Combinación B-1

$$\tau_F = \tau_B = 150 \text{ N m}$$

$$F R = f_C r_B$$

$$f_C = F \frac{R}{r_B} = (882 \text{ N}) \left(\frac{0.17 \text{ m}}{0.073 \text{ m}} \right)$$

$$f_C = 2053.972 \text{ N}$$



De la relación de engranes

$$\frac{\tau_1}{\tau_B} = \frac{r_1}{r_B}$$

$$\tau_1 = \tau_B \frac{r_1}{r_B} = (150 \text{ Nm}) \left(\frac{0.053 \text{ m}}{0.073 \text{ m}} \right)$$

$$\tau_1 = 108.904 \text{ Nm} \quad \text{Par de salida}$$

Combinación C-1

$$\tau_F = \tau_C = 150 \text{ Nm}$$

$$F R = f_C r_C$$

$$f_C = F \frac{R}{r_C} = (882 \text{ N}) \left(\frac{0.17 \text{ m}}{0.0915 \text{ m}} \right)$$

$$f_C = 1638.688 \text{ N}$$

De la relación de engranes

$$\frac{\tau_1}{\tau_C} = \frac{r_1}{r_C}$$

$$\tau_1 = \tau_C \frac{r_1}{r_C} = (150 \text{ Nm}) \left(\frac{0.053 \text{ m}}{0.0915 \text{ m}} \right)$$

$$\tau_1 = 86.885 \text{ Nm} \quad \text{Par de salida}$$



Combinación C-3

$$\tau_F = \tau_C = 150 \text{ Nm}$$

$$FR = f_C r_C$$

$$f_C = F \frac{R}{r_C} = (882 \text{ N}) \left(\frac{0.17 \text{ m}}{0.0915 \text{ m}} \right)$$

$$f_C = 1638.688 \text{ N}$$

De la relación de engranes

$$\frac{\tau_3}{\tau_C} = \frac{r_3}{r_C}$$

$$\tau_3 = \tau_C \frac{r_3}{r_C} = (150 \text{ Nm}) \left(\frac{0.0355 \text{ m}}{0.0915 \text{ m}} \right)$$

$$\tau_3 = 58.196 \text{ Nm} \quad \text{Par de salida}$$



ANEXO B.- CÁLCULO EXPERIMENTAL DE LA FUNCIÓN DE TRANSFERENCIA DEL CONTROLADOR PROPORCIONAL.

Debido a que se dispone del subsistema motor-potenciómetro (scanomat), es posible calcular experimentalmente la señal de salida $y(t)$ del controlador.

El procedimiento consiste en aplicar un voltaje de cd (señal escalón) al motor, detenerlo antes de dar el giro completo y medir el tiempo y el voltaje final del potenciómetro.

A continuación se muestra la secuencia del procedimiento:

- Alimentar el potenciómetro con 5 volts de cd entre sus terminales a y b.
- Conectar el voltímetro con su terminal positivo a la terminal c del potenciómetro y el negativo a tierra (referencia).
- Colocar el potenciómetro en la posición inicial (0 volts).
- Poner el cronómetro en cero.
- Aplicar un voltaje de cd (señal escalón) al motor y simultáneamente activar el cronómetro.
- Detener el cronómetro cuando el voltímetro marque un voltaje cercano a 3 volts (o cualquier voltaje entre 0 y 5 volts).
- Desenergizar el motor.
- Con la información obtenida hacer una gráfica (recta) del voltaje medido en la terminal c del potenciómetro contra el tiempo de duración de la prueba, tomando como punto de partida el origen.

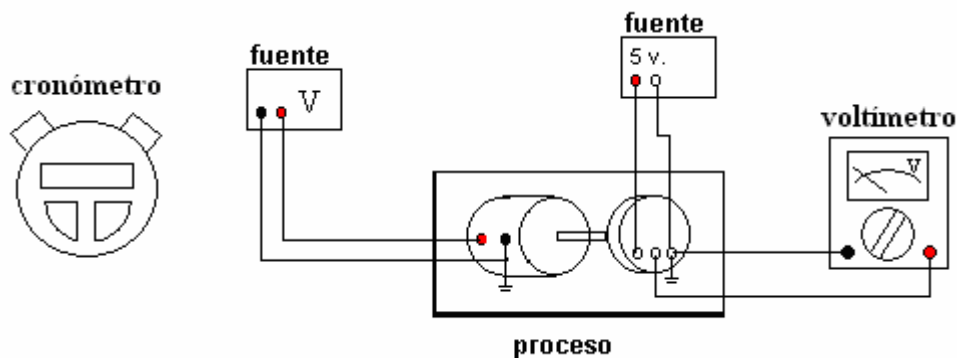


Figura B1 Conexiones para la prueba.



- **Resultados.**

Se probaron tres diferentes señales escalón (voltajes), para comprobar que la relación (m/V), permanece constante.

Donde: m = pendiente
V =señal escalón.

Para V= 5 [V]

t [s]	v[V]	m	(m/V)
1.35	2.84	2.103	0.42
1.44	2.71	1.881	0.376
		(m/V) prom.	0.398

Tabla B1 Relación (m/V), con V= 5 volts.

Para V= 6 [V]

t [s]	v[V]	m	(m/V)
1.44	4.03	2.798	0.466
1.45	4.07	2.806	0.467
		(m/V) prom.	0.4665

Tabla B2 Relación (m/V), con V= 6 volts.

Para V= 7 [V]

t [s]	v[V]	m	(m/V)
1.33	5.02	3.774	0.539
1.35	5.07	3.755	0.536
		(m/V) prom.	0.5375

Tabla B3 Relación (m/V), con V= 7 volts.

Calculando la relación (m/V) promedio de los tres valores anteriores.

V [V]	(m/V)
5	0.398
6	0.4665
7	0.5375
Promedio	0.46

Tabla B4 Relación (m/V) promedio.

De la tabla se tiene

$$\frac{m}{V} = 0.46$$



Para el cálculo de la función de transferencia se consideró $(m/V) = 0.4$

$$G(s) = \frac{Y(s)}{U(s)} = \frac{m/V}{s}$$

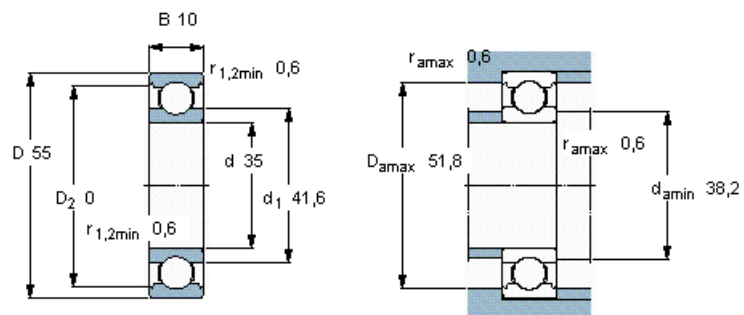
$$G(s) = \frac{0.4}{s} \quad \text{Función de transferencia.}$$



**ANEXO C .- HOJA DE ESPECIFICACIONES DE
RODAMIENTOS SKF.**

Rodamientos rígidos de bolas, de una hilera, no están obturados

Dimensiones principales			Capacidades de carga		Carga límite de fatiga P_u	Velocidades		Masa	Designación
d	D	B	dinámica C	estática C_0		Velocidad de referencia	Velocidad límite		
mm			kN		kN	rpm		kg	-
35	55	10	9,56	6,8	0,29	26000	16000	0,080	61907



Factores de cálculo

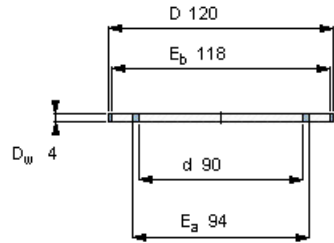
k_r 0,02

f_0 14

Rodamientos axiales de agujas, coronas axiales de agujas, bearings with centring spigot y rodamientos con resalte de centraje, coronas axiales de agujas

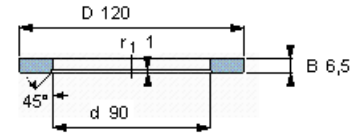
Dimensiones principales			Capacidades de carga		Carga límite de fatiga P_u	Velocidades		Masa	Designación
d	D	D_w	dinámica C	estática C_0		Velocidad de referencia	Velocidad límite		
mm			kN		kN	rpm		kg	-
90	120	4	65,5	405	48	1500	3000	0,086	AXK 90120

Componentes adecuados

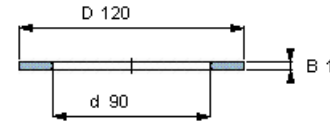


AXK 90120

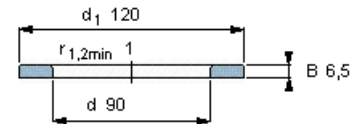
Arandela del camino de rodadura
LS 90120



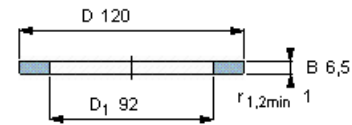
Arandela axial
AS 90120



Arandela de eje
WS 81118



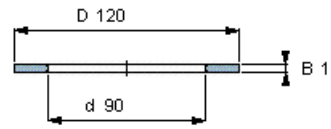
Arandela de alojamiento
GS 81118



Arandelas del rodamiento - rodamientos axiales de agujas y de rodillos cilíndricos, arandelas axiales, serie AS



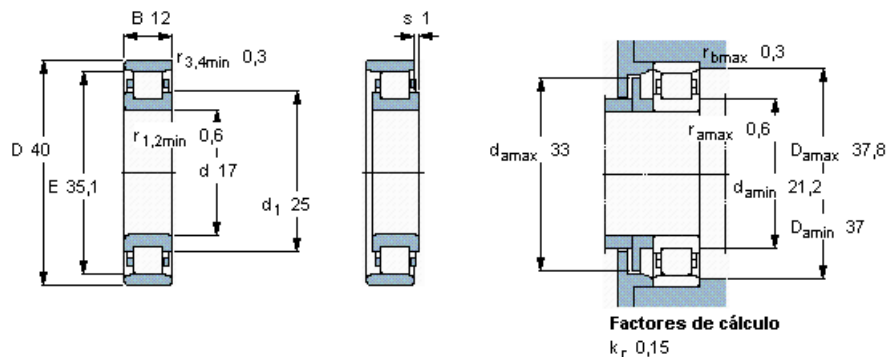
Dimensiones						Masa	Designación
d	D	B	d ₁	D ₁	r ₁ , r _{1,2}		
mm						kg	-
90	120	1	-	-	-	0,039	AS 90120



Arandela axiale

Rodamientos de rodillos cilíndricos, de una hilera, diseño N

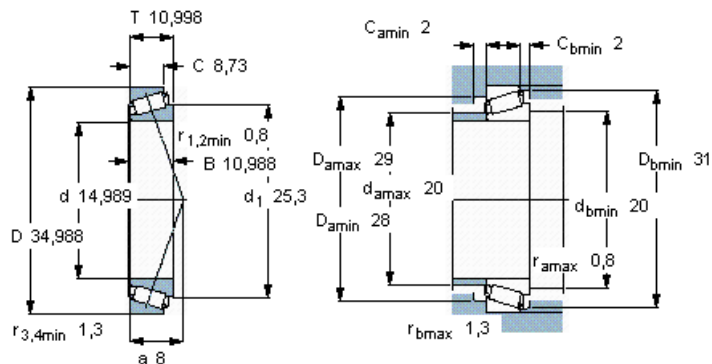
Dimensiones principales			Capacidades de carga		Carga límite de fatiga P_u	Velocidades		Masa	Designación	Aro angular Designación
d	D	B	dinámica C	estática C_0		Velocidad de referencia rpm	Velocidad límite			
mm			kN		kN	rpm		kg	-	-
17	40	12	17,2	14,3	1,73	19000	22000	0,066	N 203 ECP	-



Rodamientos de rodillos cónicos, de una hilera, rodamientos en pulgadas

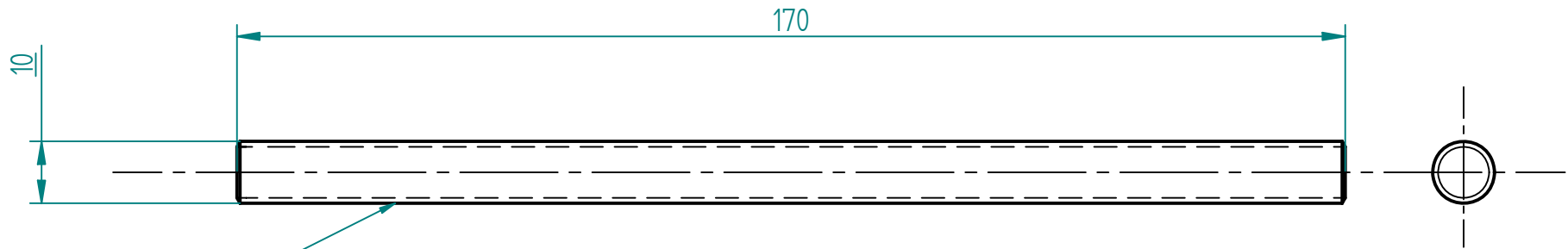


Dimensiones principales			Capacidades de carga		Carga límite de fatiga P_u	Velocidades		Masa	Designación
d	D	T	dinámica C	estática C_0		Velocidad de referencia rpm	Velocidad límite		
mm			kN		kN			kg	-
14,989	34,988	10,998	13,4	13,2	1,29	16000	24000	0,051	A 4059/A 4138


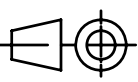


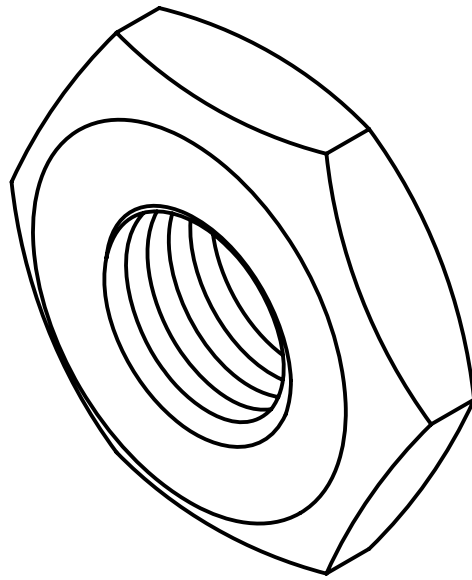
Factores de cálculo
 e 0,46
 Y 1,3
 Y_0 0,7

ANEXO D.- PLANO DE FABRICACIÓN DE LA
TRANSMISIÓN



ROSCA: M10 x 0,75

	NOMBRE:	FECHA:	 U.N.A.M. FACULTAD DE INGENIERÍA	
DIBUJÓ:	MENDOZA PÉREZ ISRAEL HASSAN	27/07/2009		
REVISÓ:	LEOPOLDO A. GLEZ. GONZALEZ	13/10/2009		
TIPO DE PLANO:	PIEZA	PROYECTO: TRANSMISIÓN AUTOMÁTICA PARA BICICLETA		
SALVO QUE SE ESPECIFIQUE : TOLERANCIAS NO INDICADAS: + - 0.4 mm LAS DIMENSIONES ESTÁN EN MILÍMETROS Y LAS TOLERANCIAS EN MICRÓMETROS		PIEZA: EJE	MATERIAL: ACERO 1065	
			ESCALA: 1:1	No. DIBUJO: 1
			HOJA: 1 DE 1	

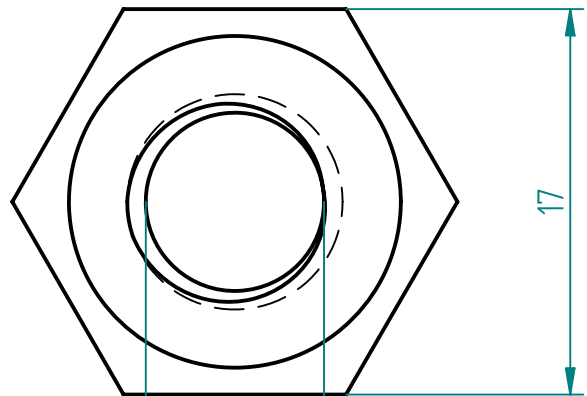


4:1



5

ROSCA: M10 x 0.75

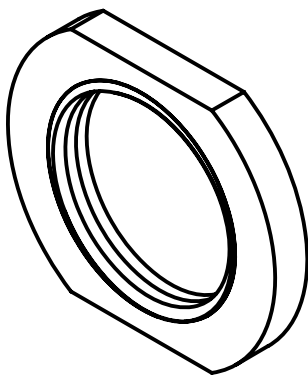
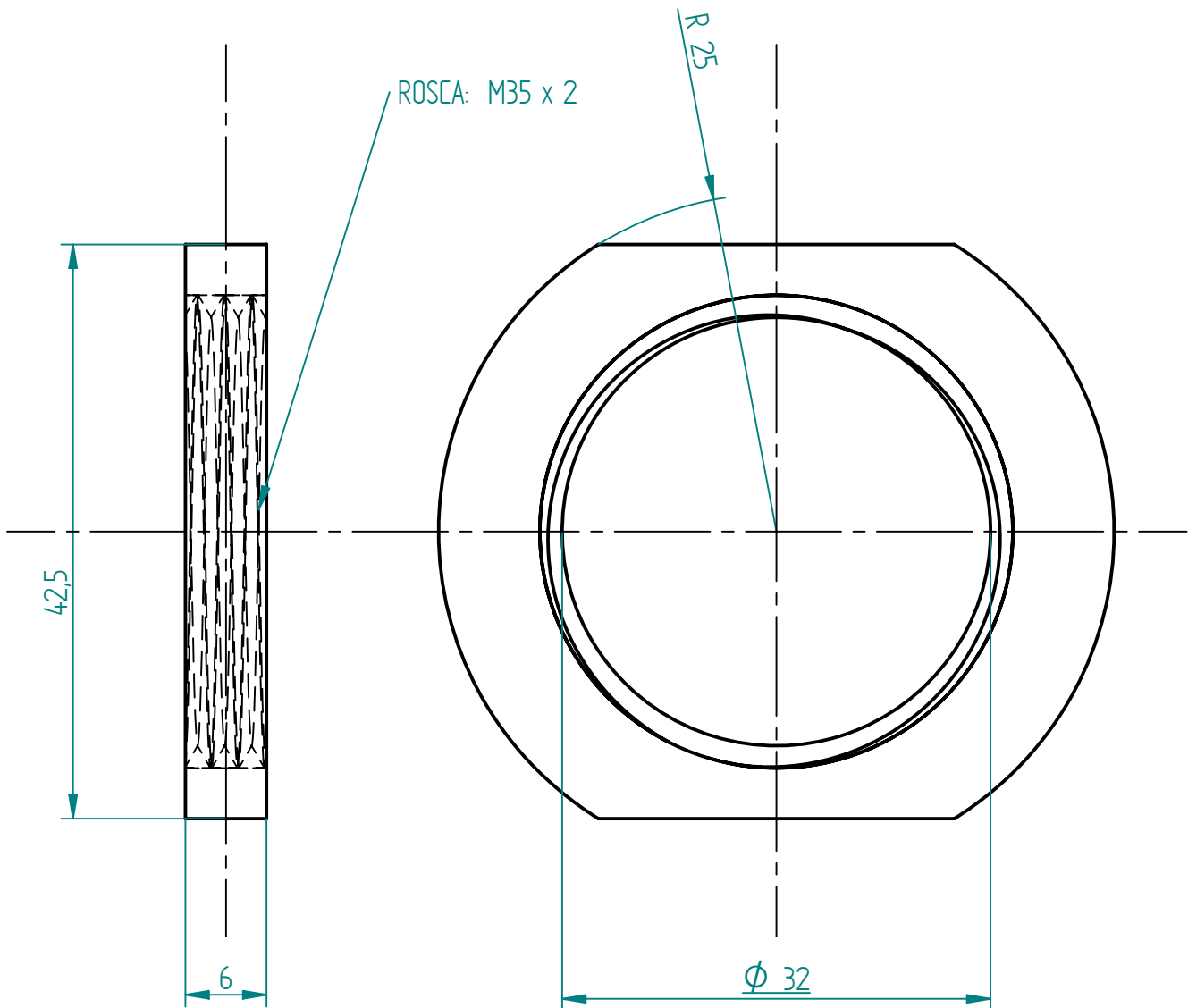


17


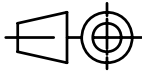
ϕ 9,25

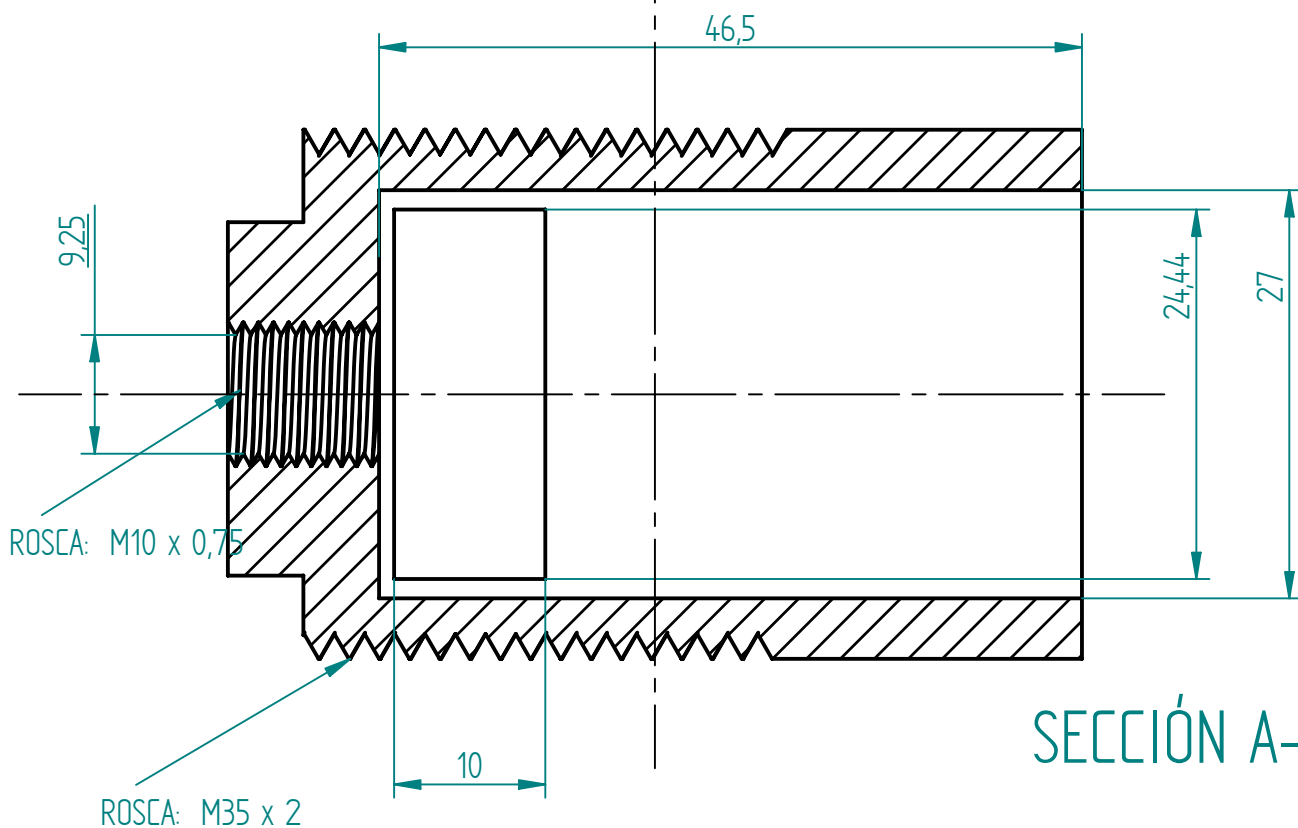
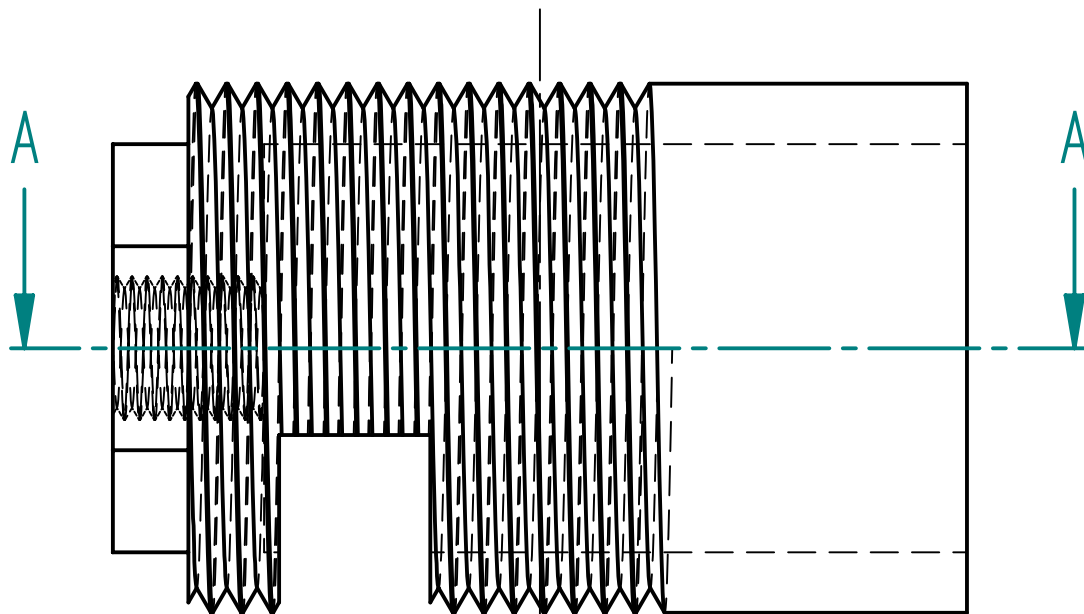
PIEZA COMERCIAL

	NOMBRE:	FECHA:	 U.N.A.M. FACULTAD DE INGENIERÍA
DIBUJÓ:	MENDOZA PÉREZ ISRAEL HASSAN	7/07/2009	
REVISÓ:	LEOPOLDO A. GLEZ. GONZALEZ	13/10/2009	
TIPO DE PLANO:	PIEZA		PROYECTO: TRANSMISIÓN AUTOMÁTICA PARA BICICLETA
SALVO QUE SE ESPECIFIQUE: TOLERANCIAS NO INDICADAS: + - 0.4 mm LAS DIMENSIONES ESTÁN EN MILÍMETROS Y LAS TOLERANCIAS EN MICRÓMETROS			PIEZA: TUERCA 
		ESCALA:	No. DIBUJO:
		3:1	2
		HOJA:	1 DE 1

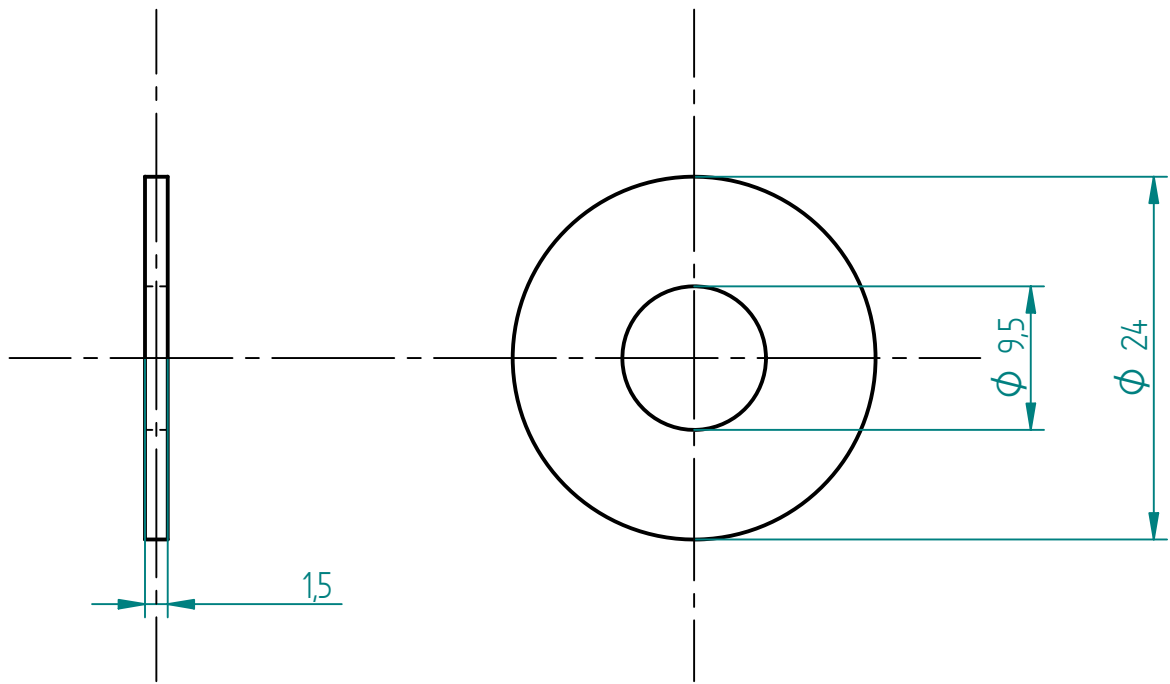



1:1

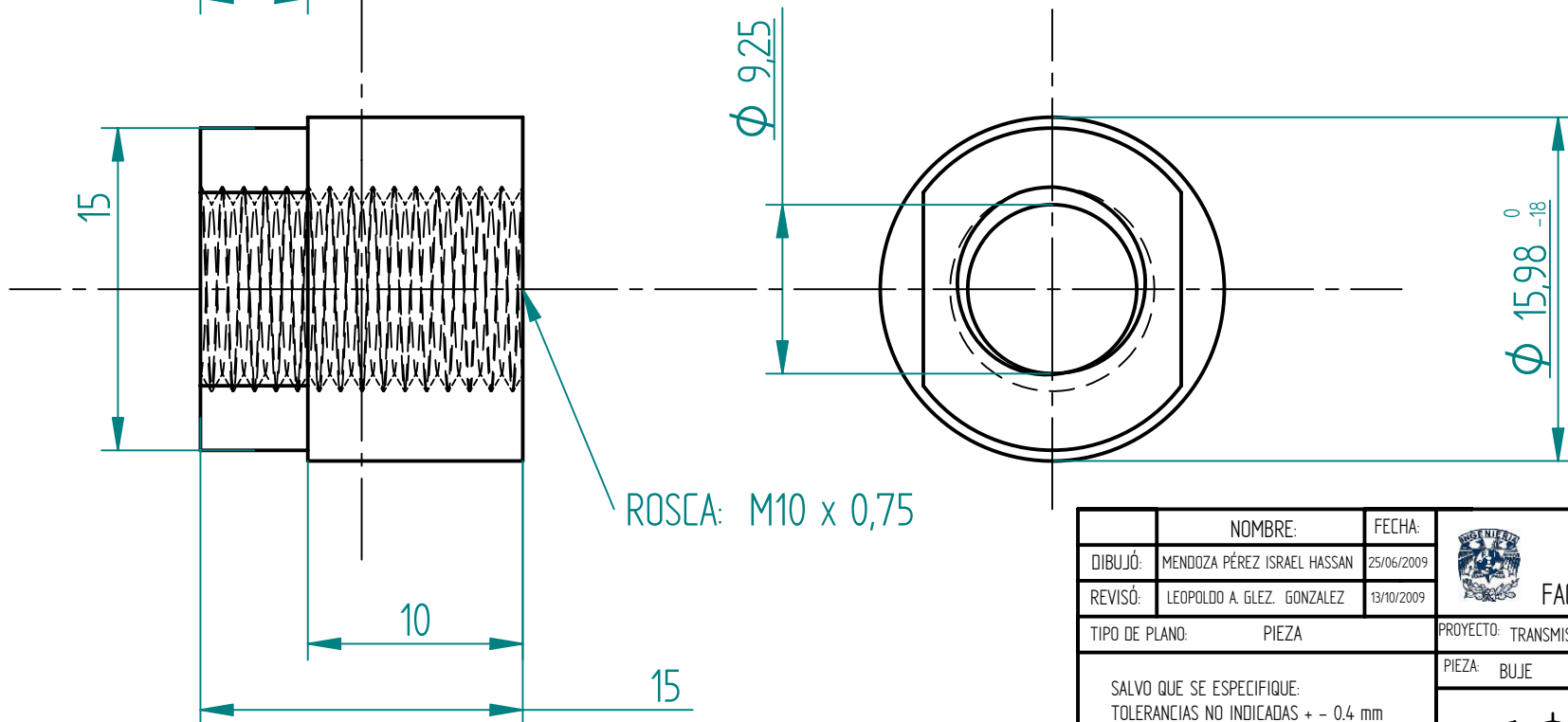
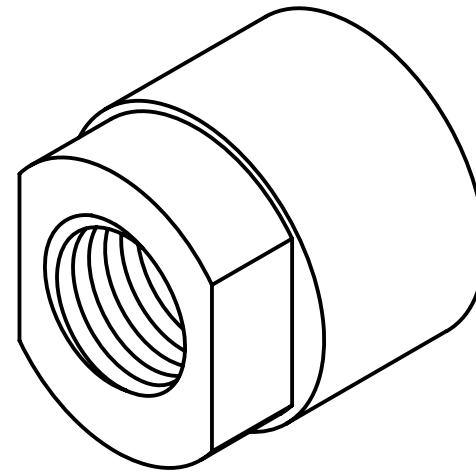
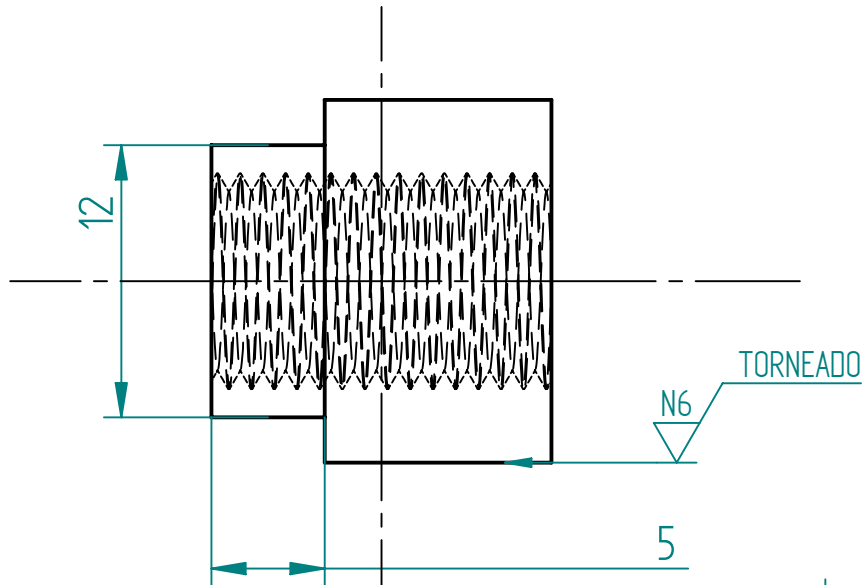
	NOMBRE:	FECHA:	 U.N.A.M. FACULTAD DE INGENIERÍA		
DIBUJÓ:	MENDOZA PÉREZ ISRAEL HASSAN	7/07/2009			
REVISÓ:	LEOPOLDO A. GLEZ. GONZALEZ	13/10/2009			
TIPO DE PLANO:	PIEZA		PROYECTO: TRANSMISIÓN AUTOMÁTICA PARA BICICLETA		
SALVO QUE SE ESPECIFIQUE: TOLERANCIAS NO INDICADAS: + - 0.4 mm LAS DIMENSIONES ESTÁN EN MILÍMETROS Y LAS TOLERANCIAS EN MICRÓMETROS			PIEZA: TUERCA PARA SOPORTE	MATERIAL: 1010	
				ESCALA: 2:1	No. DIBUJO: 3
			HOJA: 1 DE 1		



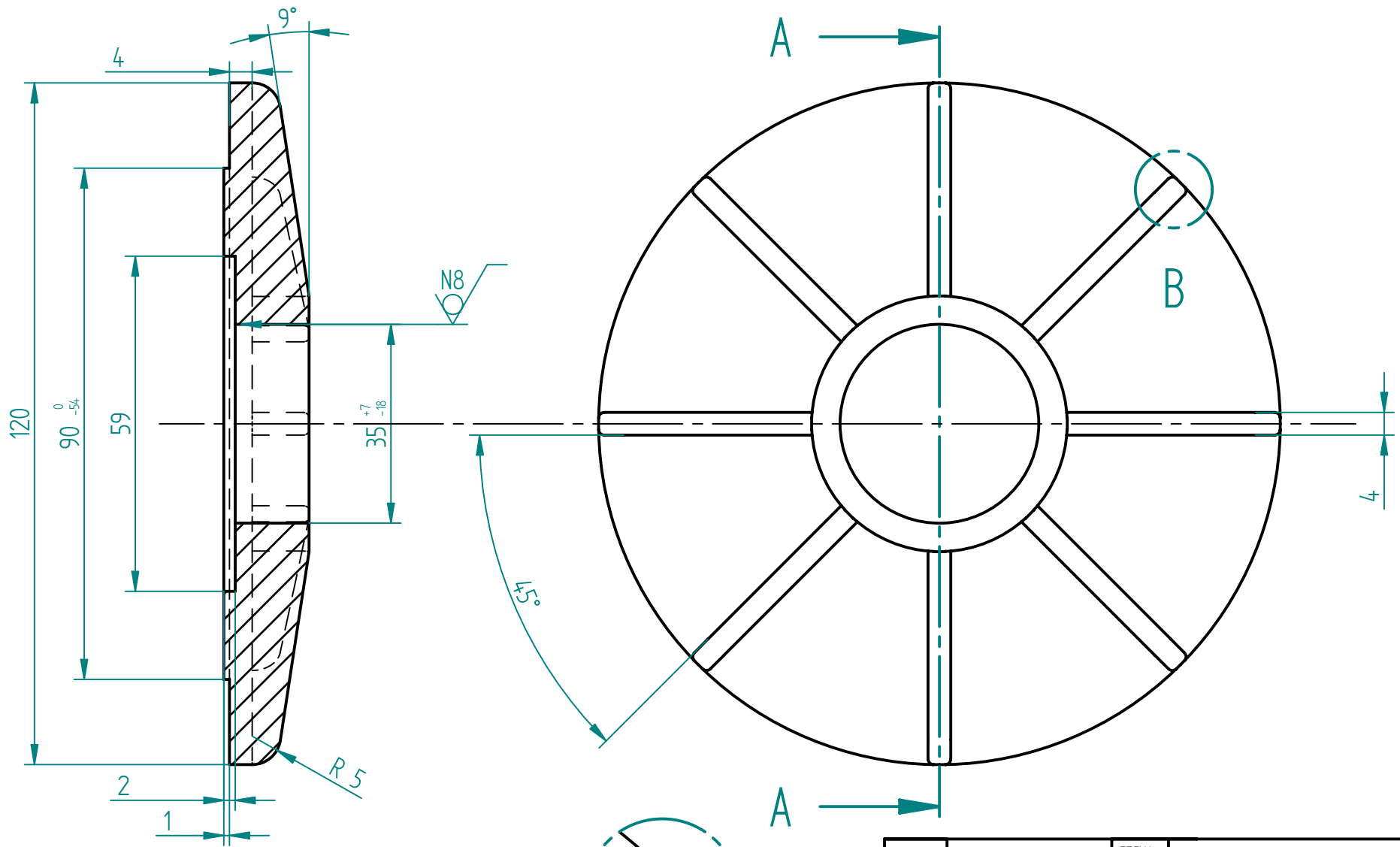
	NOMBRE:	FECHA:	 U.N.A.M. FACULTAD DE INGENIERÍA		
DIBUJÓ:	MENDOZA PÉREZ ISRAEL HASSAN	6/07/2009			
REVISÓ:	LEOPOLDO A. GLEZ. GONZALEZ	13/10/2009			
TIPO DE PLANO:		PIEZA	PROYECTO: TRANSMISIÓN AUTOMÁTICA PARA BICICLETA		
SALVO QUE SE ESPECIFIQUE: TOLERANCIAS NO INDICADAS ± 0.4 mm LAS DIMENSIONES ESTÁN EN MILÍMETROS Y LAS TOLERANCIAS EN MICRÓMETROS			PIEZA: SOPORTE	MATERIAL: 4140	
				ESCALA: 2:1	No. DIBUJO: 5
				HOJA: 2 DE 2	



	NOMBRE:	FECHA:	 U.N.A.M. FACULTAD DE INGENIERÍA	
DIBUJÓ:	MENDOZA PÉREZ ISRAEL HASSAN	6/07/2009		
REVISÓ:	LEOPOLDO A. GLEZ. GONZALEZ	13/10/2009		
TIPO DE PLANO: PIEZA		PROYECTO: TRANSMISIÓN AUTOMÁTICA PARA BICICLETA		
SALVO QUE SE ESPECIFIQUE: TOLERANCIAS NO INDICADAS ± 0.4 mm LAS DIMENSIONES ESTÁN EN MILÍMETROS Y LAS TOLERANCIAS EN MICRÓMETROS		PIEZA: RONDANA	MATERIAL: 1010	
			ESCALA: 2:1	No. DIBUJO: 6
			HOJA: 1 DE 1	


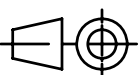


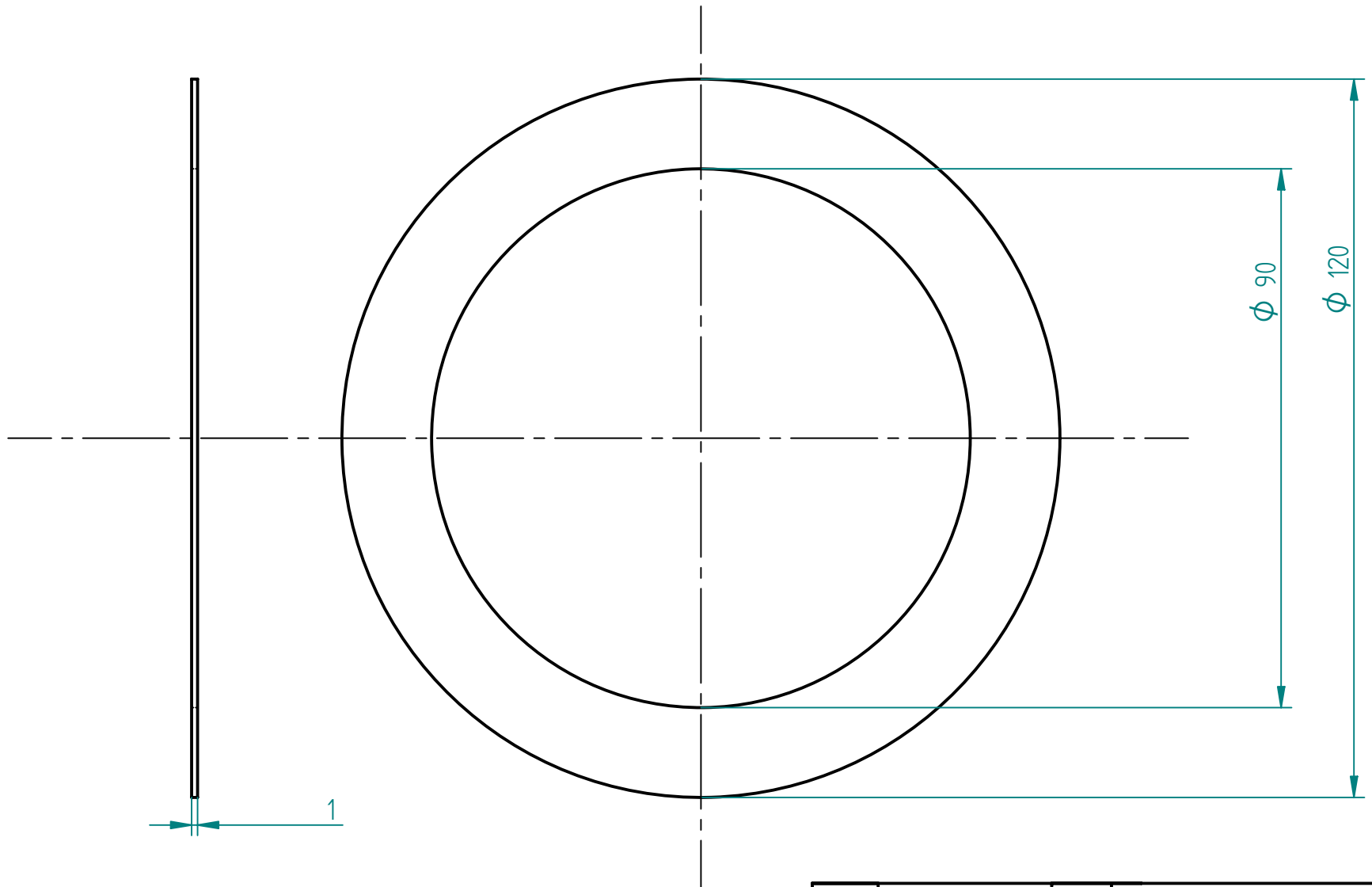
	NOMBRE:	FECHA:	 U.N.A.M. FACULTAD DE INGENIERÍA			
DIBUJÓ:	MENDOZA PÉREZ ISRAEL HASSAN	25/06/2009				
REVISÓ:	LEOPOLDO A. GLEZ. GÓNGALEZ	13/10/2009				
TIPO DE PLANO:		PIEZA	PROYECTO: TRANSMISIÓN AUTOMÁTICA PARA BICICLETA			
SALVO QUE SE ESPECIFIQUE: TOLERANCIAS NO INDICADAS + - 0.4 mm LAS DIMENSIONES ESTÁN EN MILÍMETROS Y LAS TOLERANCIAS EN MICRÓMETROS			PIEZA:	BUJE	MATERIAL:	NYLON
					ESCALA:	No. DIBUJO:
					3:1	7
			HOJA:		1 DE 1	


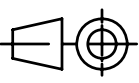


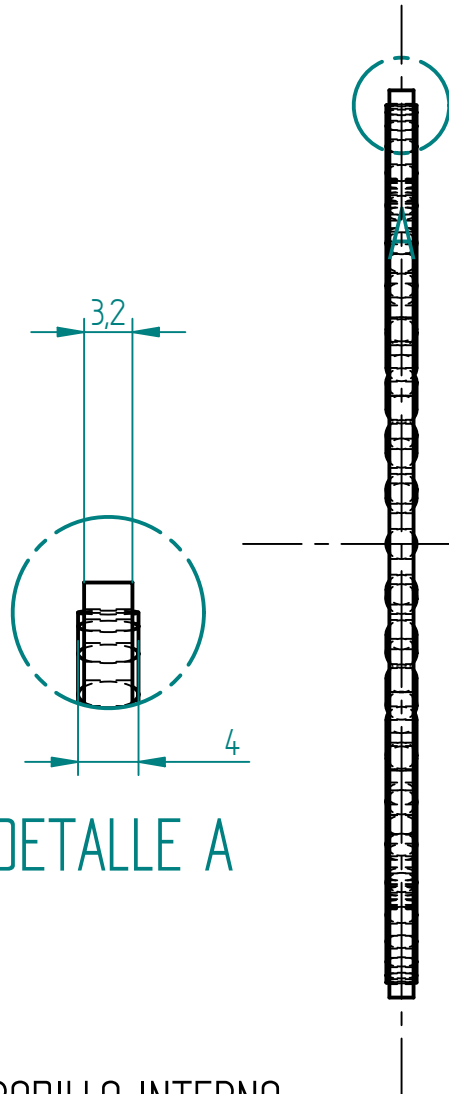
SECCIÓN A-A

DETALLE B
2:1

	NOMBRE:	FECHA:	 U.N.A.M. FACULTAD DE INGENIERÍA	
DIBUJÓ:	MENDOZA PÉREZ ISRAEL HASSAN	30/06/2009		
REVISÓ:	LEOPOLDO A. GLEZ. GONZALEZ	13/10/2009	PROYECTO: TRANSMISIÓN AUTOMÁTICA PARA BICICLETA	
TIPO DE PLANO: PIEZA		PIEZA: REFUERZO A		MATERIAL: AL 6061
SALVO QUE SE ESPECIFIQUE: TOLERANCIAS NO INDICADAS ± 0.4 mm LAS DIMENSIONES ESTÁN EN MILÍMETROS Y LAS TOLERANCIAS EN MICRÓMETROS				ESCALA: 1:1
				No. DIBUJO: 8
HOJA: 1 DE 1				

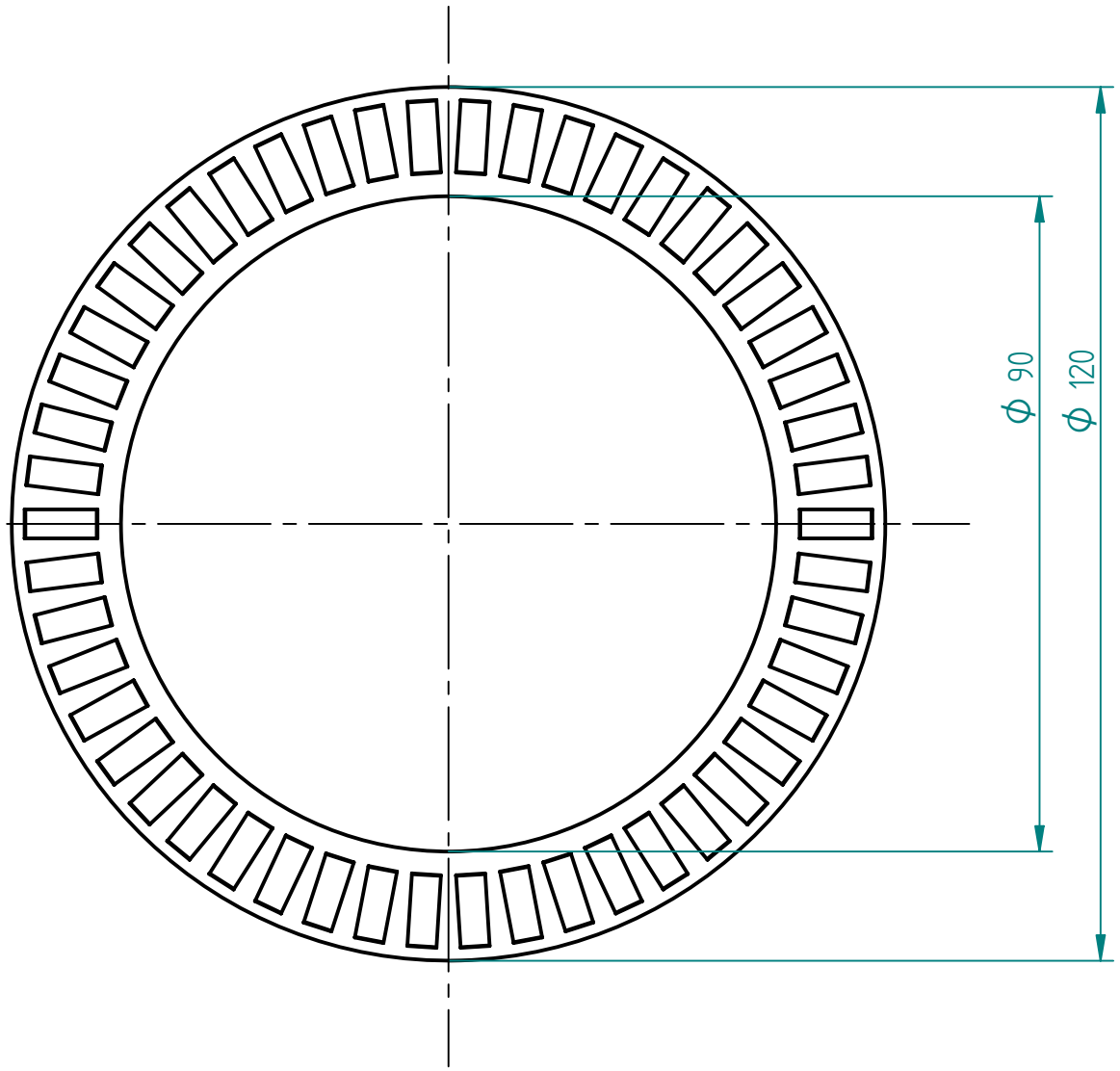
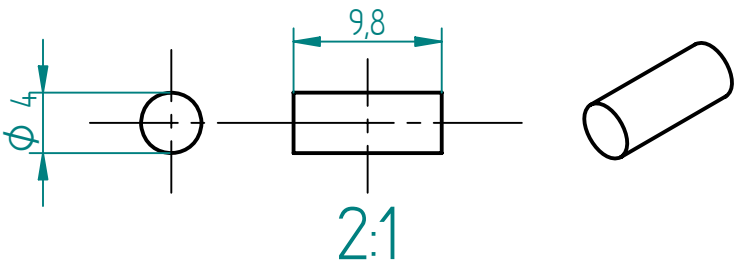



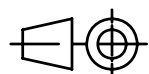
	NOMBRE:	FECHA:	 U.N.A.M. FACULTAD DE INGENIERÍA		
DIBUJÓ:	MENDOZA PÉREZ ISRAEL HASSAN	8/07/2009			
REVISÓ:	LEOPOLDO A. GLEZ. GONZALEZ	13/10/2009			
TIPO DE PLANO:		PIEZA	PROYECTO: TRANSMISIÓN AUTOMÁTICA PARA BICICLETA		
SALVO QUE SE ESPECIFIQUE, LAS DIMENSIONES ESTÁN EN MILÍMETROS Y LAS TOLERANCIAS EN MICRÓMETROS			PIEZA: ARANDELA SKF AS 90120		
				ESCALA: 1:1	No. DIBUJO: 9
				HOJA: 1 DE 1	

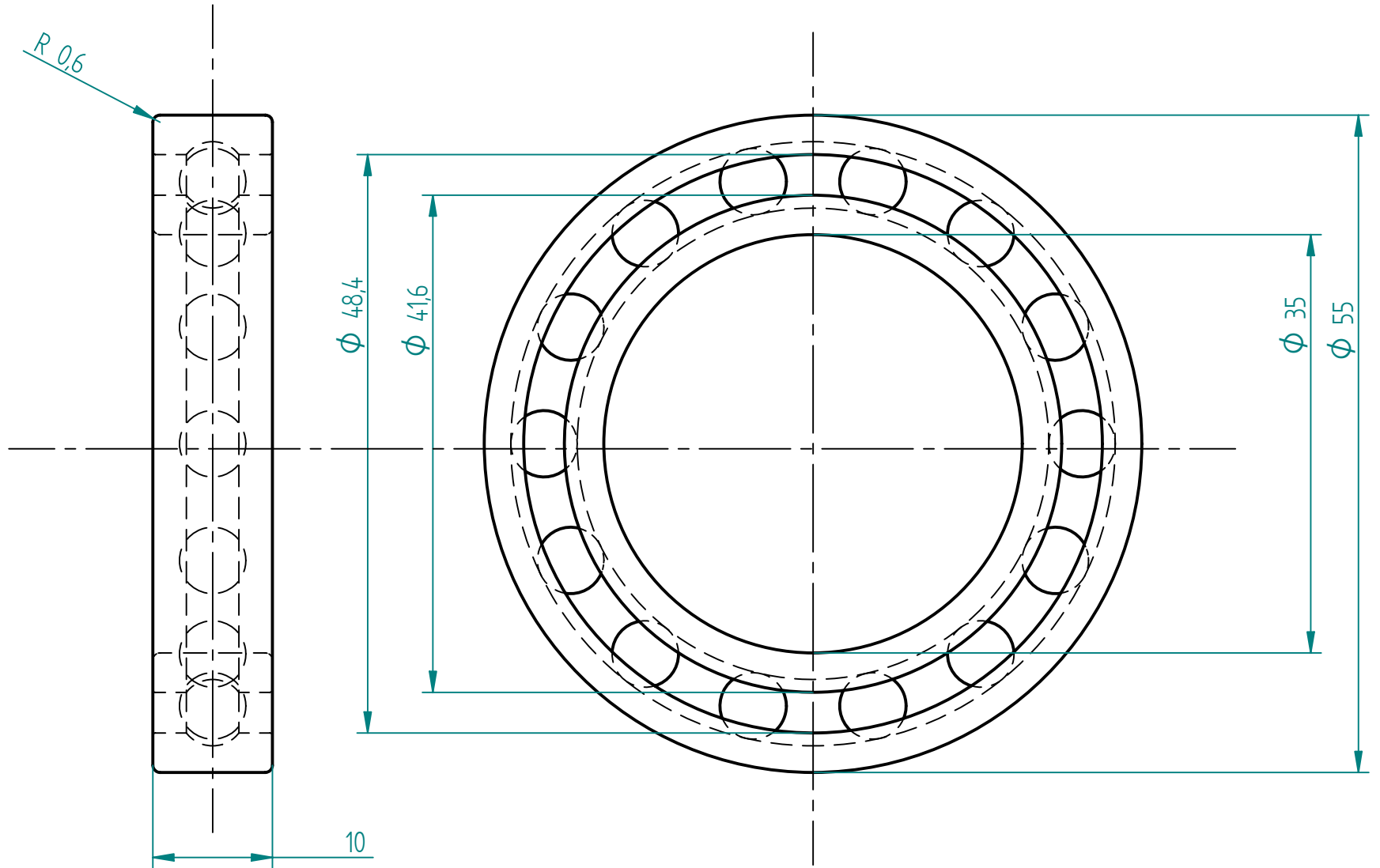


DETALLE A

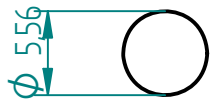
RODILLO INTERNO




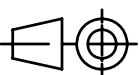
	NOMBRE:	FECHA:	 U.N.A.M. FACULTAD DE INGENIERÍA
DIBUJÓ:	MENDOZA PÉREZ ISRAEL HASSAN	8/07/2009	
REVISÓ:	LEOPOLDO A. GLEZ. GONZALEZ	13/10/2009	
TIPO DE PLANO:		PIEZA	PROYECTO: TRANSMISIÓN AUTOMÁTICA PARA BICICLETA
SALVO QUE SE ESPECIFIQUE, LAS DIMENSIONES ESTÁN EN MILÍMETROS Y LAS TOLERANCIAS EN MICRÓMETROS		PIEZA: RODAMIENTO SKF AXK90120	
			ESCALA: 1:1 No. DIBUJO: 10
		HOJA: 1 DE 1	

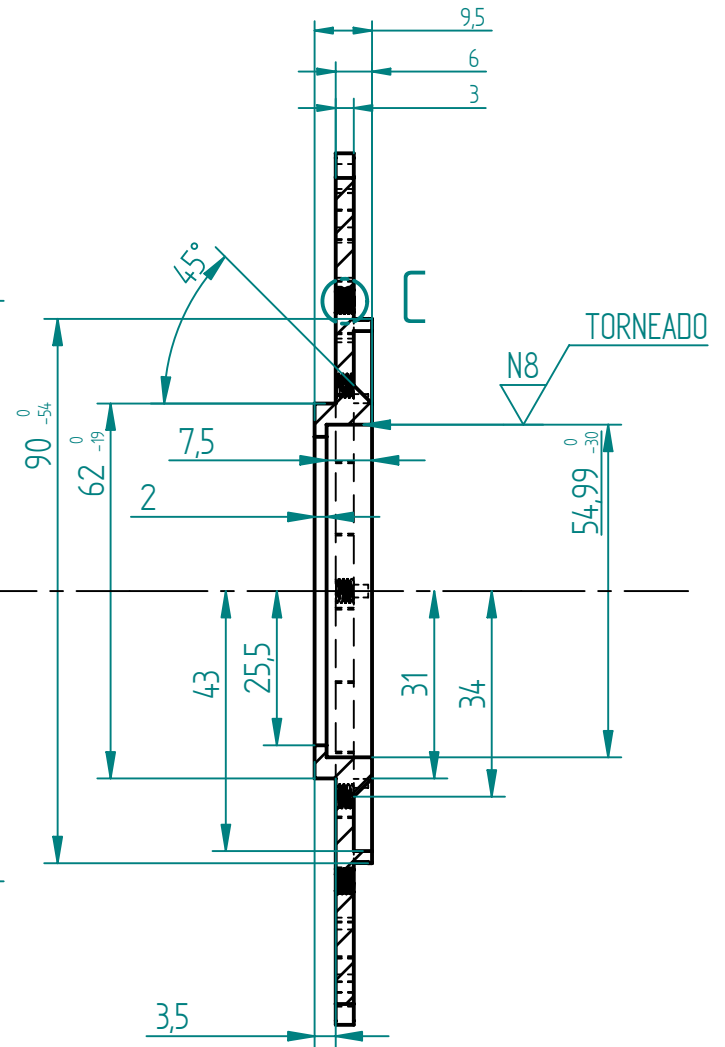
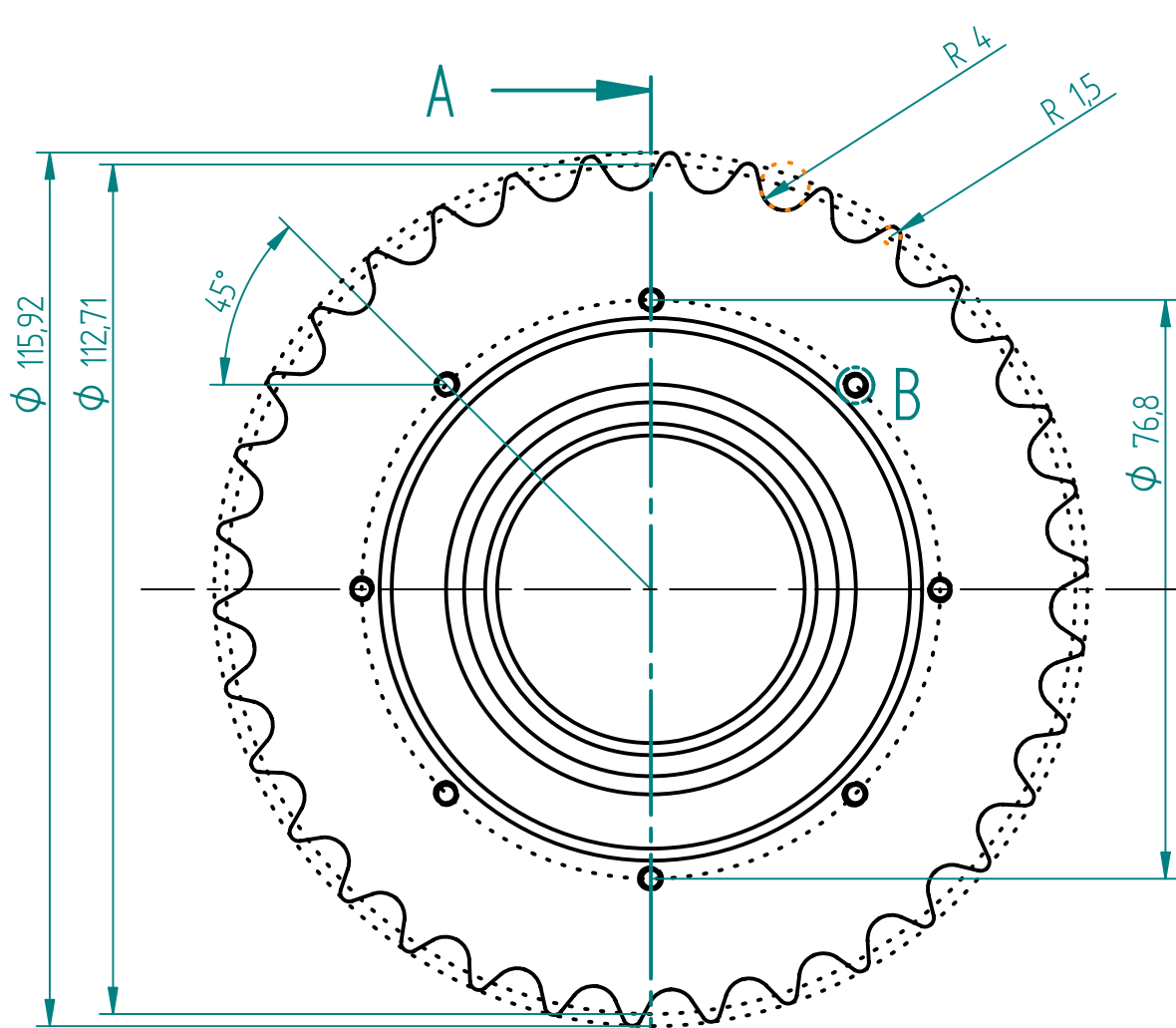


BOLAS INTERNAS

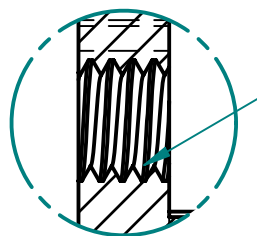


2:1

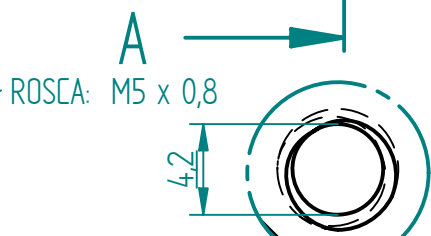
	NOMBRE:	FECHA:	 U.N.A.M. FACULTAD DE INGENIERÍA				
DIBUJÓ:	MENDOZA PÉREZ ISRAEL HASSAN	8/07/2009					
REVISÓ:	LEOPOLDO A. GLEZ. GONZALEZ	13/10/2009	PROYECTO: TRANSMISIÓN AUTOMÁTICA PARA BICICLETA				
TIPO DE PLANO:	PIEZA		PIEZA: RODAMIENTO SKF 61907				
SALVO QUE SE ESPECIFIQUE, LAS DIMENSIONES ESTÁN EN MILÍMETROS Y LAS TOLERANCIAS EN MICRÓMETROS			 <table border="1"> <tr> <td>ESCALA: 2:1</td> <td>No. DIBUJO: 11</td> </tr> <tr> <td colspan="2">HOJA: 1 DE 1</td> </tr> </table>	ESCALA: 2:1	No. DIBUJO: 11	HOJA: 1 DE 1	
ESCALA: 2:1	No. DIBUJO: 11						
HOJA: 1 DE 1							




SECCIÓN A-A

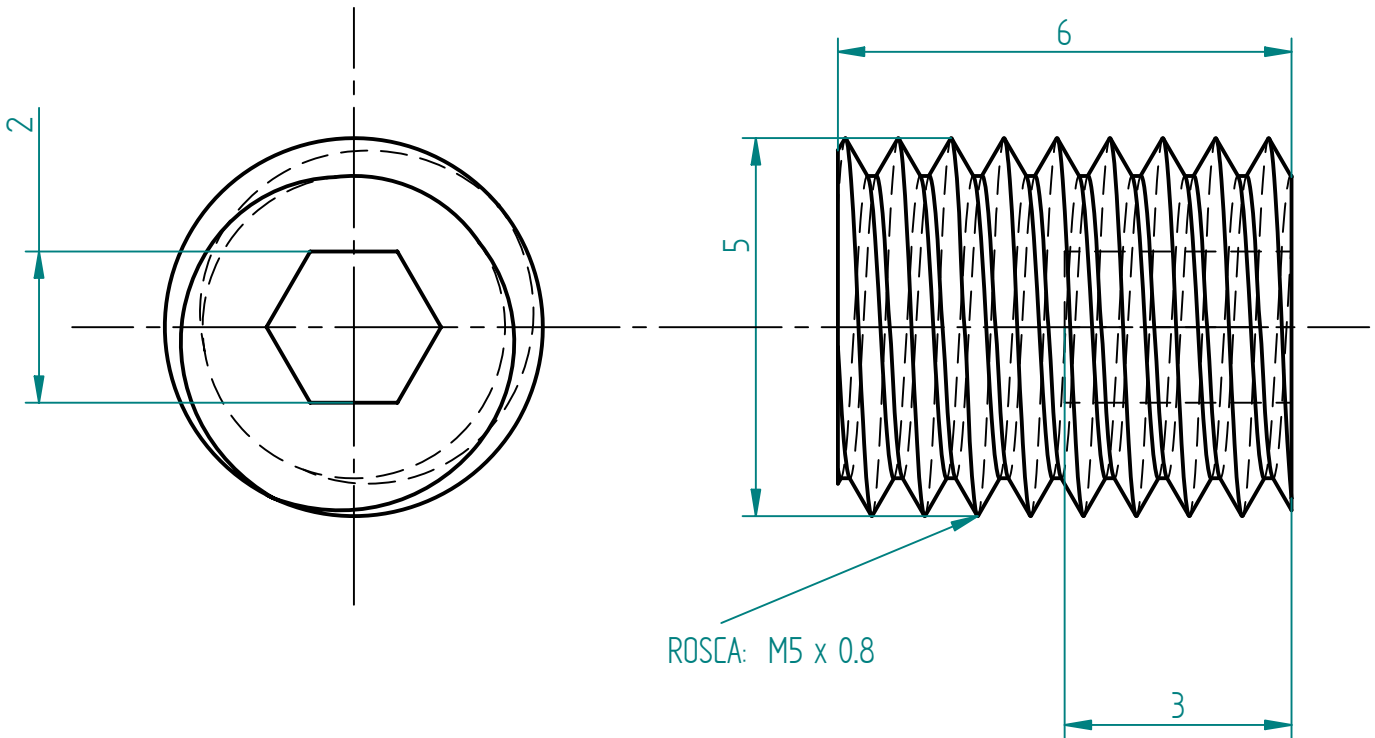
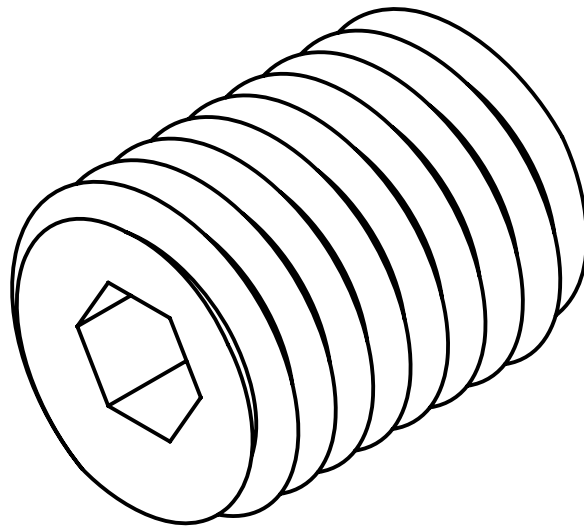



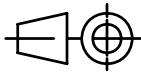
DETALLE C
4:1

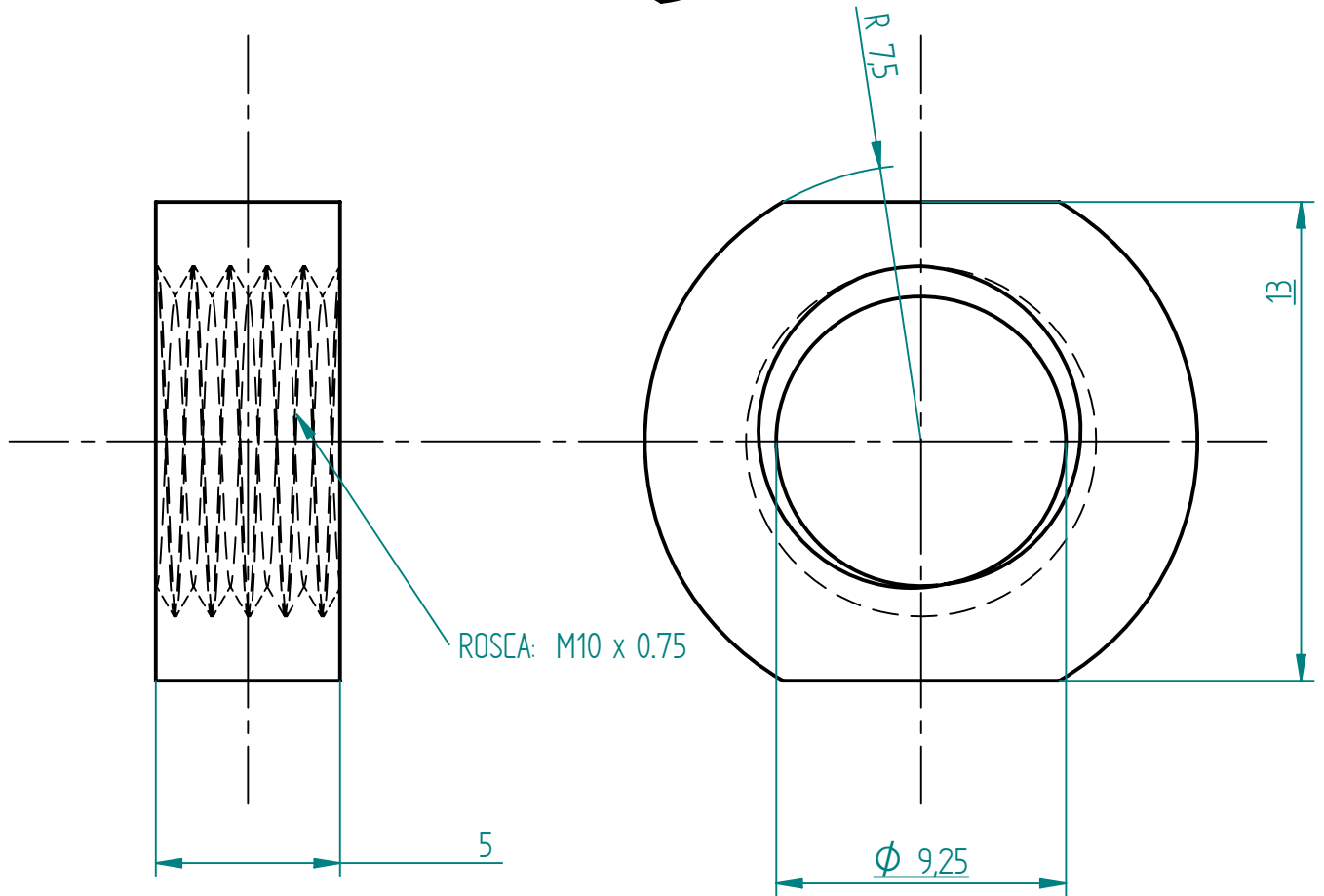
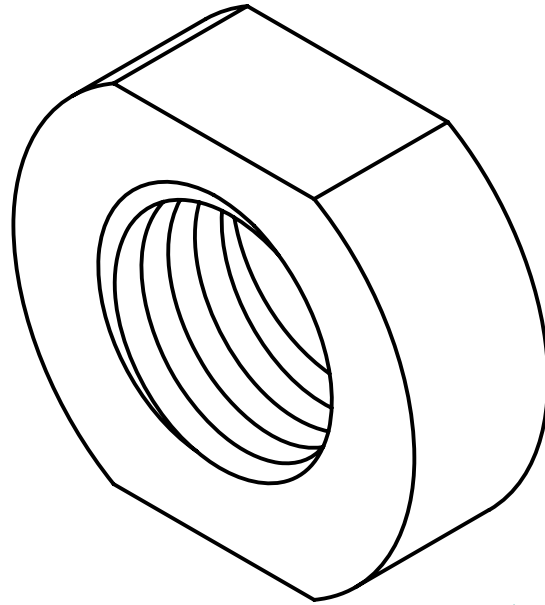


DETALLE B
4:1

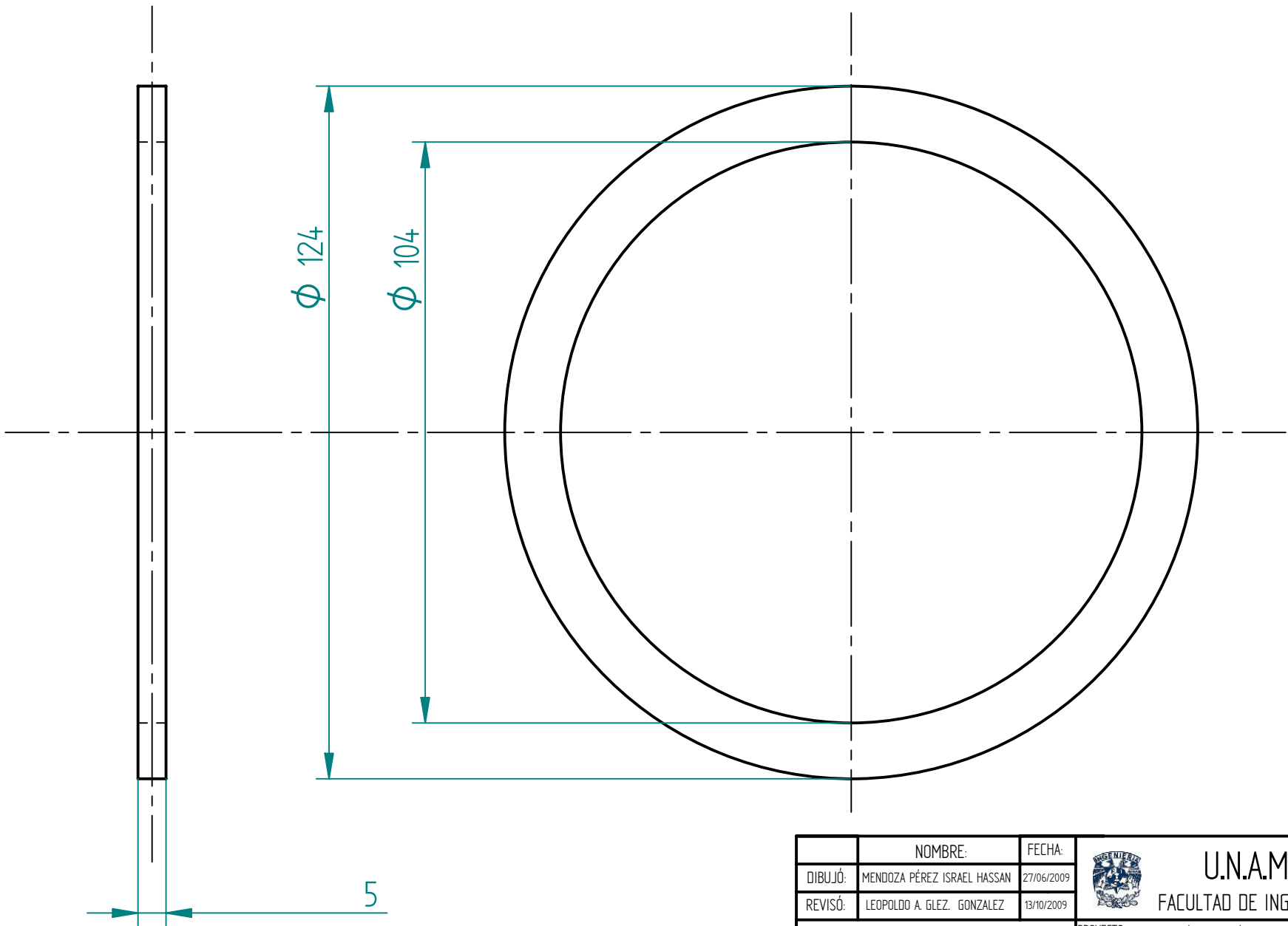
	NOMBRE:	FECHA:	 U.N.A.M. FACULTAD DE INGENIERÍA	
DIBUJÓ:	MENDOZA PÉREZ ISRAEL HASSAN	26/06/2009		
REVISÓ:	LEOPOLDO A. GLEZ. GONZALEZ	13/10/2009	PROYECTO: TRANSMISIÓN AUTOMÁTICA PARA BICICLETA	
TIPO DE PLANO: PIEZA		PIEZA: CATARINA		MATERIAL: 1018
SALVO QUE SE ESPECIFIQUE: TOLERANCIAS NO INDICADAS $\pm 0,4$ mm LAS DIMENSIONES ESTÁN EN MILÍMETROS Y LAS TOLERANCIAS EN MICRÓMETROS			ESCALA:	No. DIBUJO:
			1:1,25	12
			HOJA: 1 DE 1	


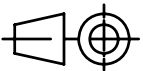


	NOMBRE:	FECHA:	 U.N.A.M. FACULTAD DE INGENIERÍA			
DIBUJÓ:	MENDOZA PÉREZ ISRAEL HASSAN	7/07/2009				
REVISÓ:	LEOPOLDO A. GLEZ. GONZALEZ	13/10/2009				
TIPO DE PLANO:		PIEZA	PROYECTO: TRANSMISIÓN AUTOMÁTICA PARA BICICLETA			
SALVO QUE SE ESPECIFIQUE, LAS DIMENSIONES ESTÁN EN MILÍMETROS Y LAS TOLERANCIAS EN MICRÓMETROS			PIEZA: PRISIONERO ALLEN			
					ESCALA:	No. DIBUJO:
					10:1	13
			HOJA: 1 de 1			

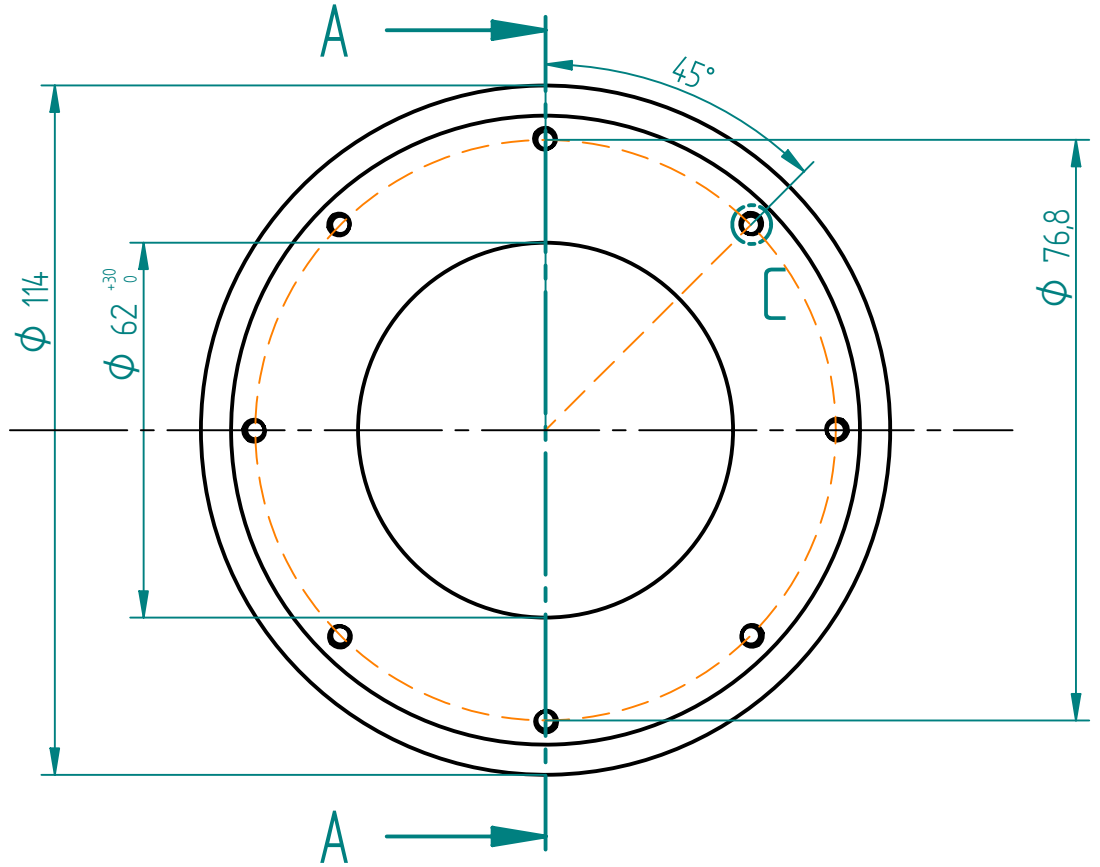
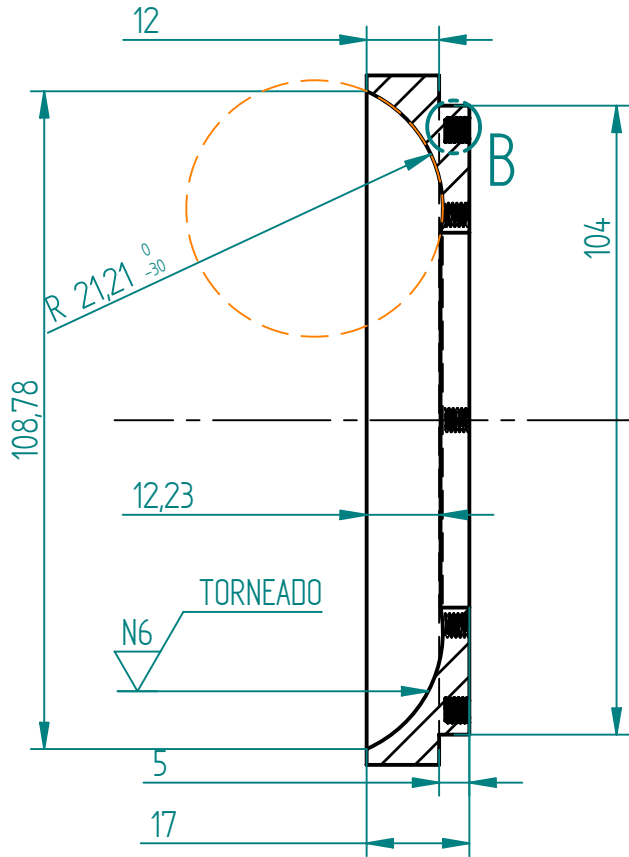


	NOMBRE:	FECHA:	 U.N.A.M. FACULTAD DE INGENIERÍA		
DIBUJÓ:	MENDOZA PÉREZ ISRAEL HASSAN	7/07/2009			
REVISÓ:	LEOPOLDO A. GLEZ. GONZALEZ	13/10/2009			
TIPO DE PLANO:	PIEZA		PROYECTO: TRANSMISIÓN AUTOMÁTICA PARA BICICLETA		
SALVO QUE SE ESPECIFIQUE: TOLERANCIAS NO INDICADAS + - 0.4 mm LAS DIMENSIONES ESTÁN EN MILÍMETROS Y LAS TOLERANCIAS EN MICRÓMETROS			PIEZA: TUERCA PARA BUJE	MATERIAL: 1010	
				ESCALA: 5:1	No. DIBUJO: 16
				HOJA: 1 DE 1	

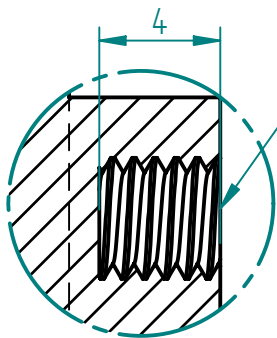


	NOMBRE:	FECHA:	 U.N.A.M. FACULTAD DE INGENIERÍA	
DIBUJÓ:	MENDOZA PÉREZ ISRAEL HASSAN	27/06/2009		
REVISÓ:	LEOPOLDO A. GLEZ. GÓNZALEZ	13/10/2009		
TIPO DE PLANO: PIEZA		PROYECTO: TRANSMISIÓN AUTOMÁTICA PARA BICICLETA		
SALVO QUE SE ESPECIFIQUE: TOLERANCIAS NO INDICADAS + - 0.4 mm LAS DIMENSIONES ESTÁN EN MILÍMETROS Y LAS TOLERANCIAS EN MICRÓMETROS		PIEZA: CUBREPOLVO	MATERIAL: ABS	
			ESCALA: 1:1	No. DIBUJO: 17
			HOJA: 1 DE 1	

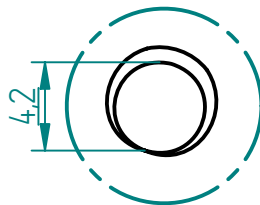
SECTION A-A




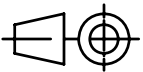
DETALLE B
4:1



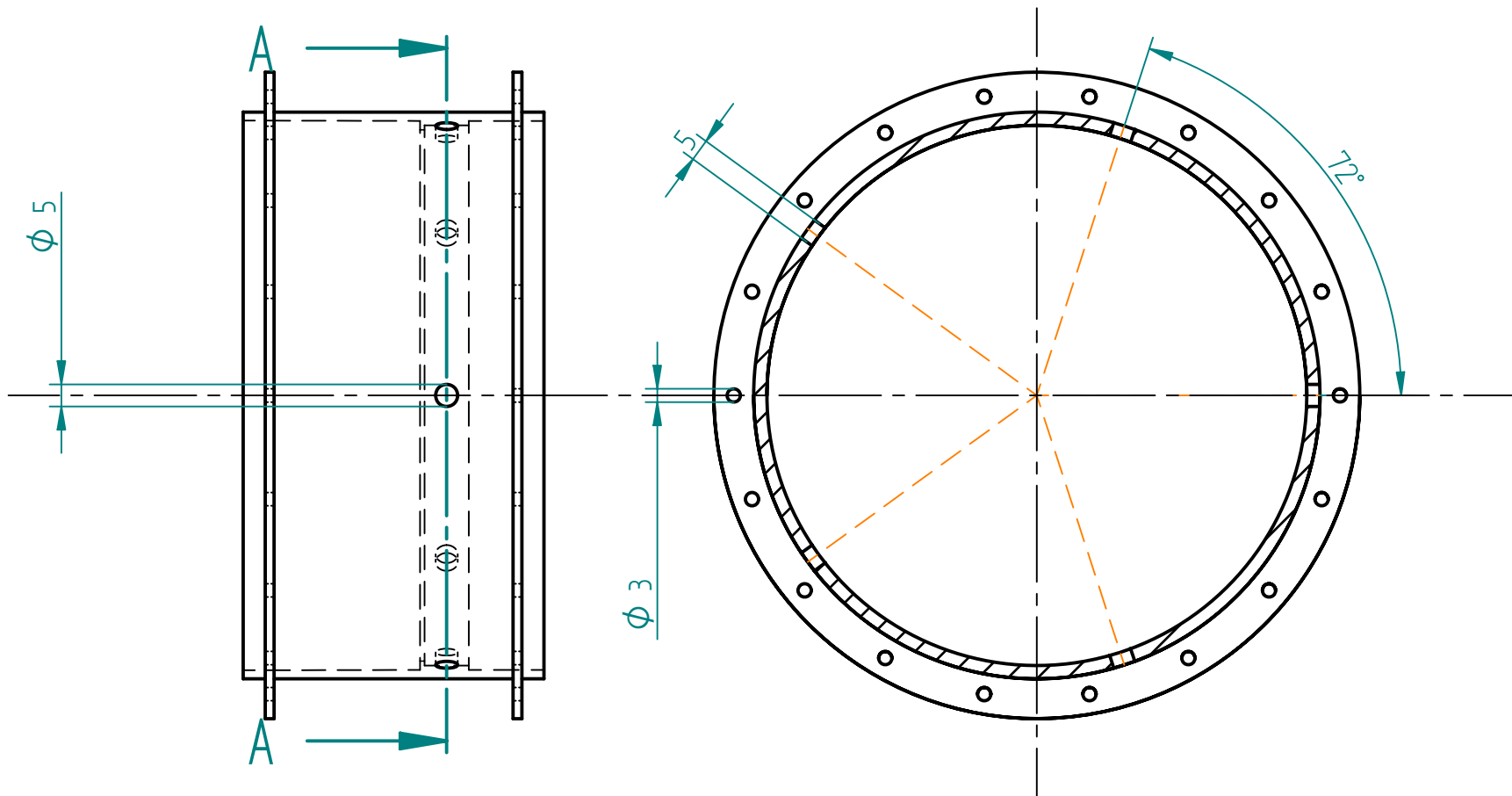
ROSCA: M5 x 0.8


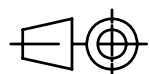


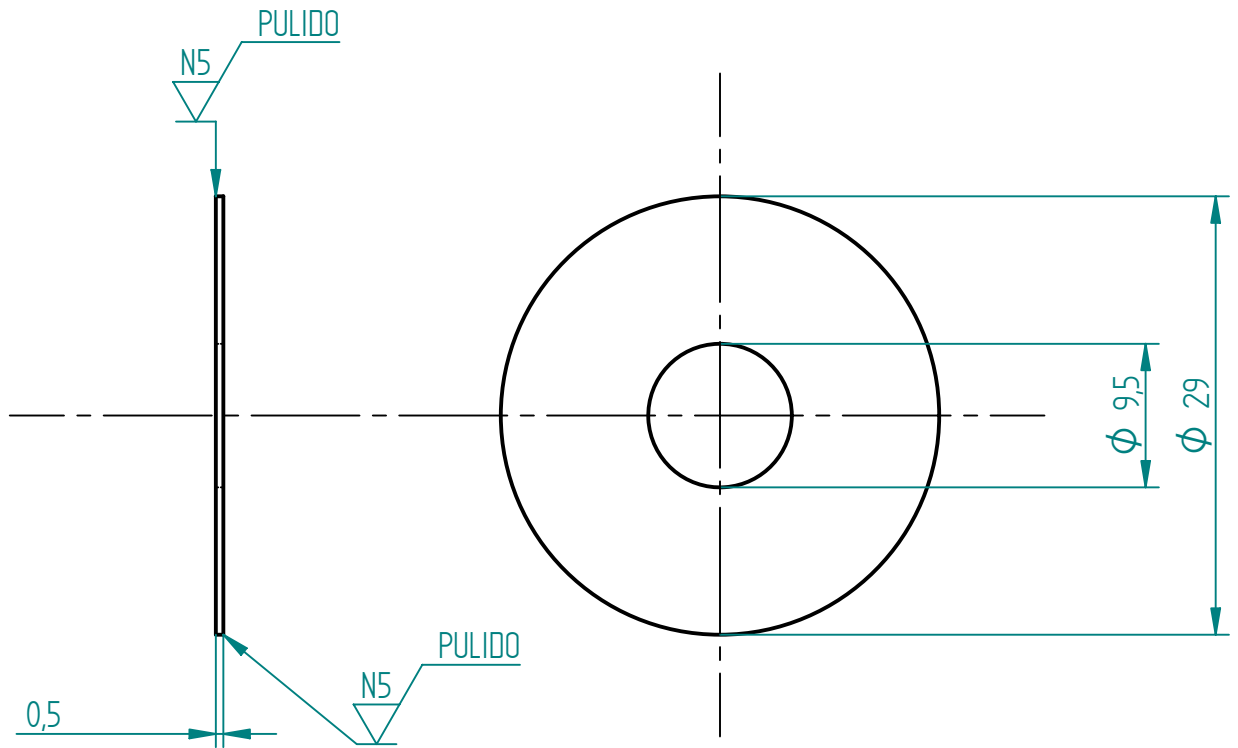
DETALLE C
4:1


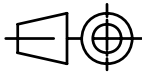
	NOMBRE:	FECHA:	 U.N.A.M. FACULTAD DE INGENIERÍA				
DIBUJÓ:	MENDOZA PÉREZ ISRAEL HASSAN	7/07/2009					
REVISÓ:	LEOPOLDO A. GLEZ. GONZALEZ	13/10/2009					
TIPO DE PLANO:		PIEZA	PROYECTO: TRANSMISIÓN AUTOMÁTICA PARA BICICLETA				
SALVO QUE SE ESPECIFIQUE: TOLERANCIAS NO INDICADAS + - 0.4 mm LAS DIMENSIONES ESTÁN EN MILÍMETROS Y LAS TOLERANCIAS EN MICRÓMETROS		PIEZA:	TOROIDE A	MATERIAL:	4340		
				ESCALA:	1:1,25	No. DIBUJO:	18
				HOJA:	1 DE 1		

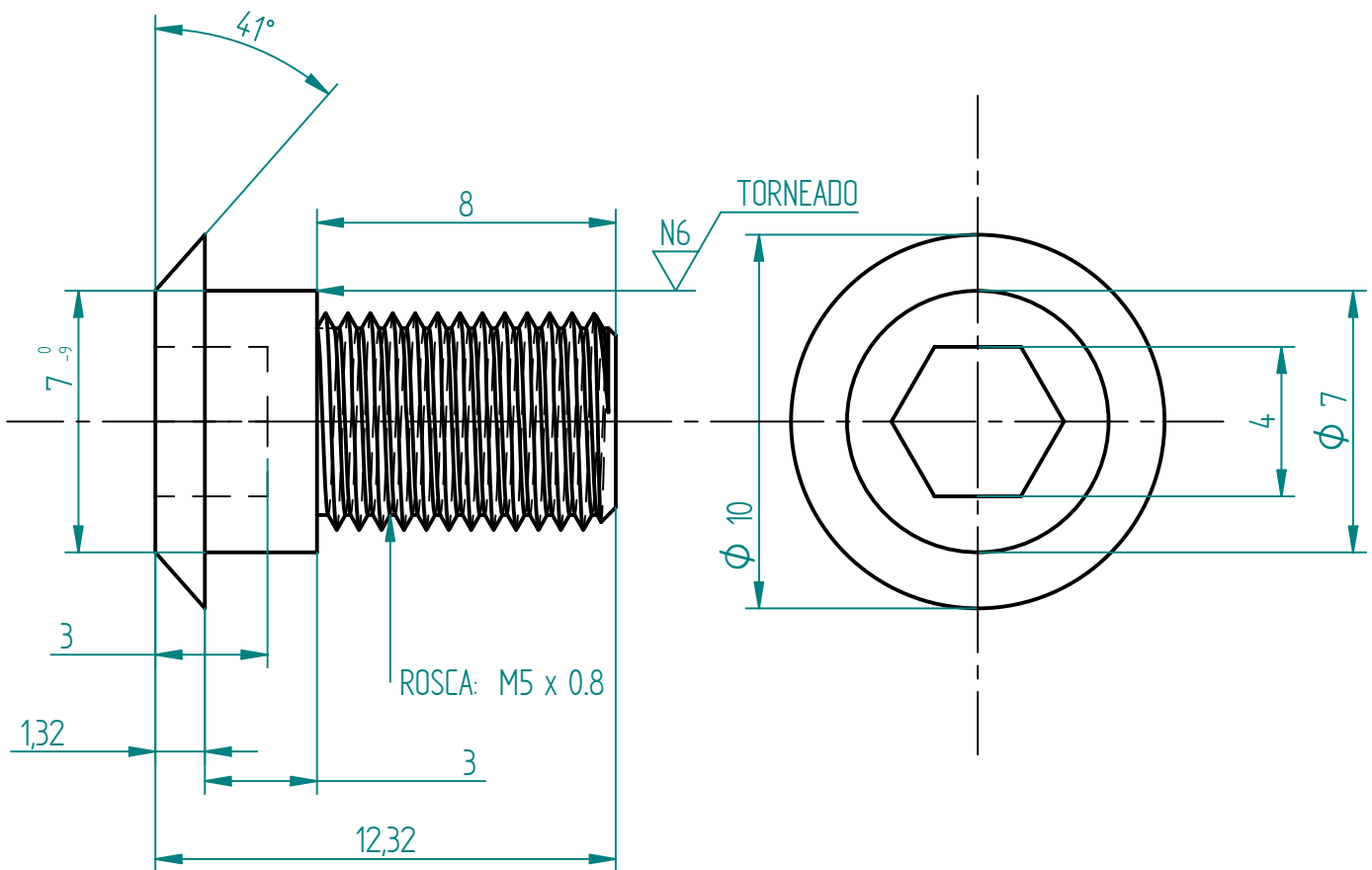
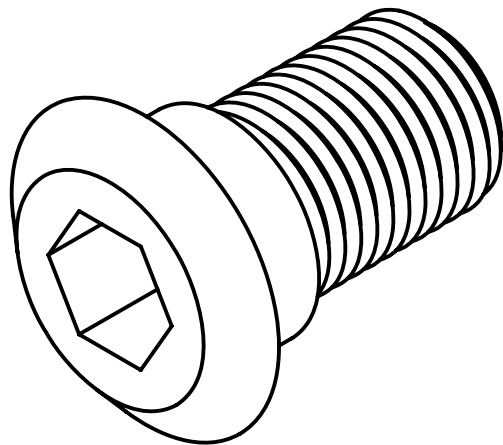
SECCIÓN A-A






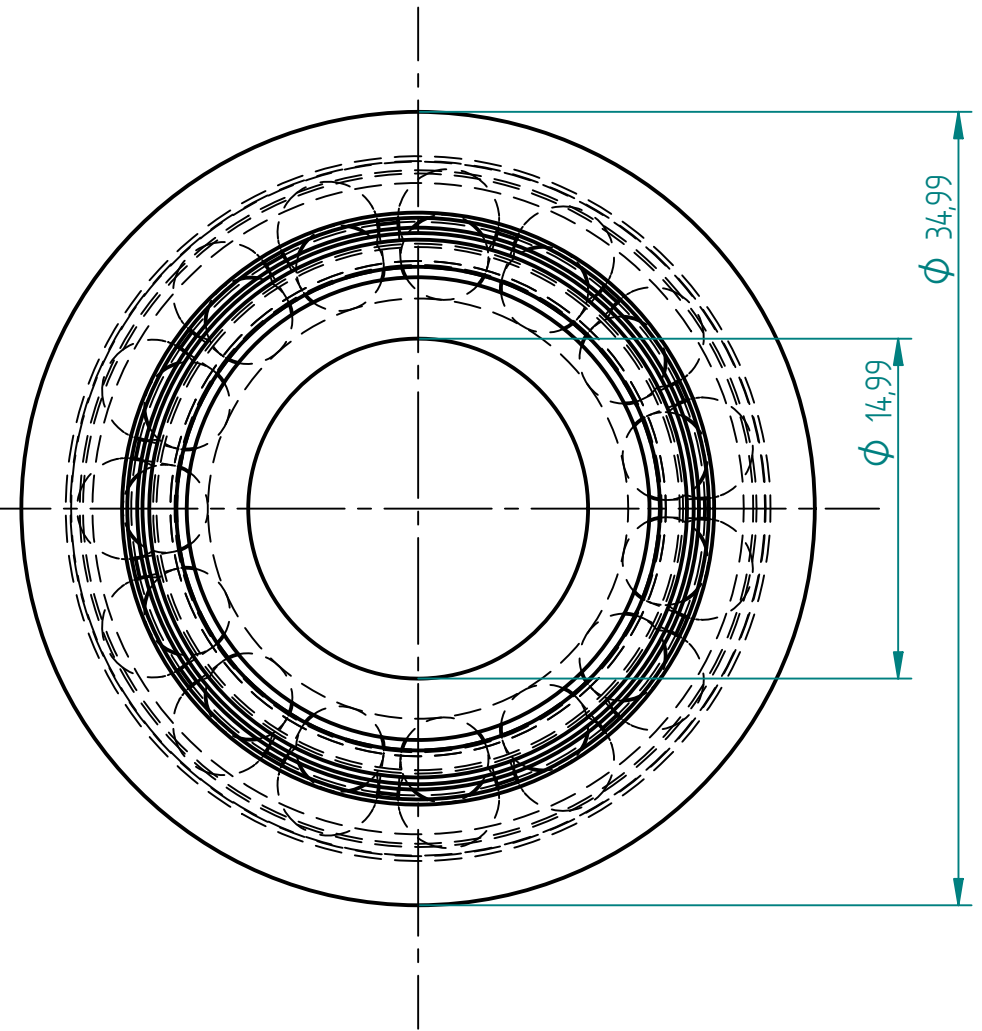
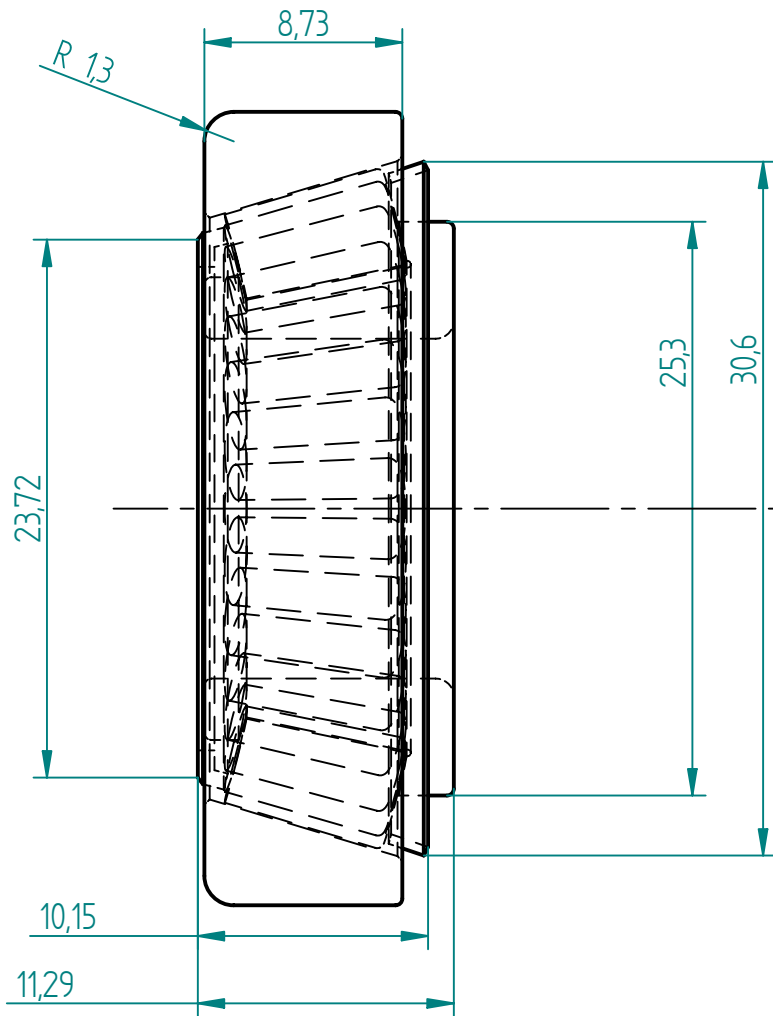
	NOMBRE:	FECHA:	 U.N.A.M. FACULTAD DE INGENIERÍA		
DIBUJÓ:	MENDOZA PÉREZ ISRAEL HASSAN	4/07/2009			
REVISÓ:	LEOPOLDO A. GLEZ. GONZALEZ	13/10/2009			
TIPO DE PLANO:		PIEZA	PROYECTO: TRANSMISIÓN AUTOMÁTICA PARA BICICLETA		
SALVO QUE SE ESPECIFIQUE: TOLERANCIAS NO INDICADAS + - 0.4 mm LAS DIMENSIONES ESTÁN EN MILÍMETROS Y LAS TOLERANCIAS EN MICRÓMETROS			PIEZA: TAMBOR	MATERIAL: 1018	
				ESCALA: 1:1.5	No. DIBUJO: 20
				HOJA: 2 DE 2	



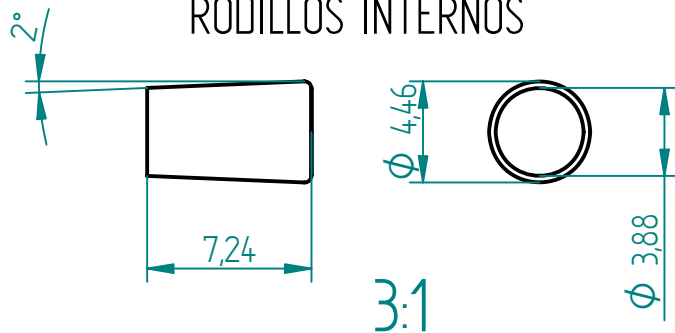
	NOMBRE:	FECHA:	 U.N.A.M. FACULTAD DE INGENIERÍA		
DIBUJÓ:	MENDOZA PÉREZ ISRAEL HASSAN	6/07/2009			
REVISÓ:	LEOPOLDO A. GLEZ. GONZALEZ	13/10/2009			
TIPO DE PLANO: PIEZA		PROYECTO: TRANSMISIÓN AUTOMÁTICA PARA BICICLETA			
SALVO QUE SE ESPECIFIQUE: TOLERANCIAS NO INDICADAS + - 0.4 mm LAS DIMENSIONES ESTÁN EN MILÍMETROS Y LAS TOLERANCIAS EN MICRÓMETROS			PIEZA: LAINA	MATERIAL: A.I. 303	
				ESCALA: 2:1	No. DIBUJO: 21
				HOJA: 1 DE 1	


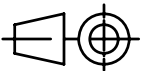


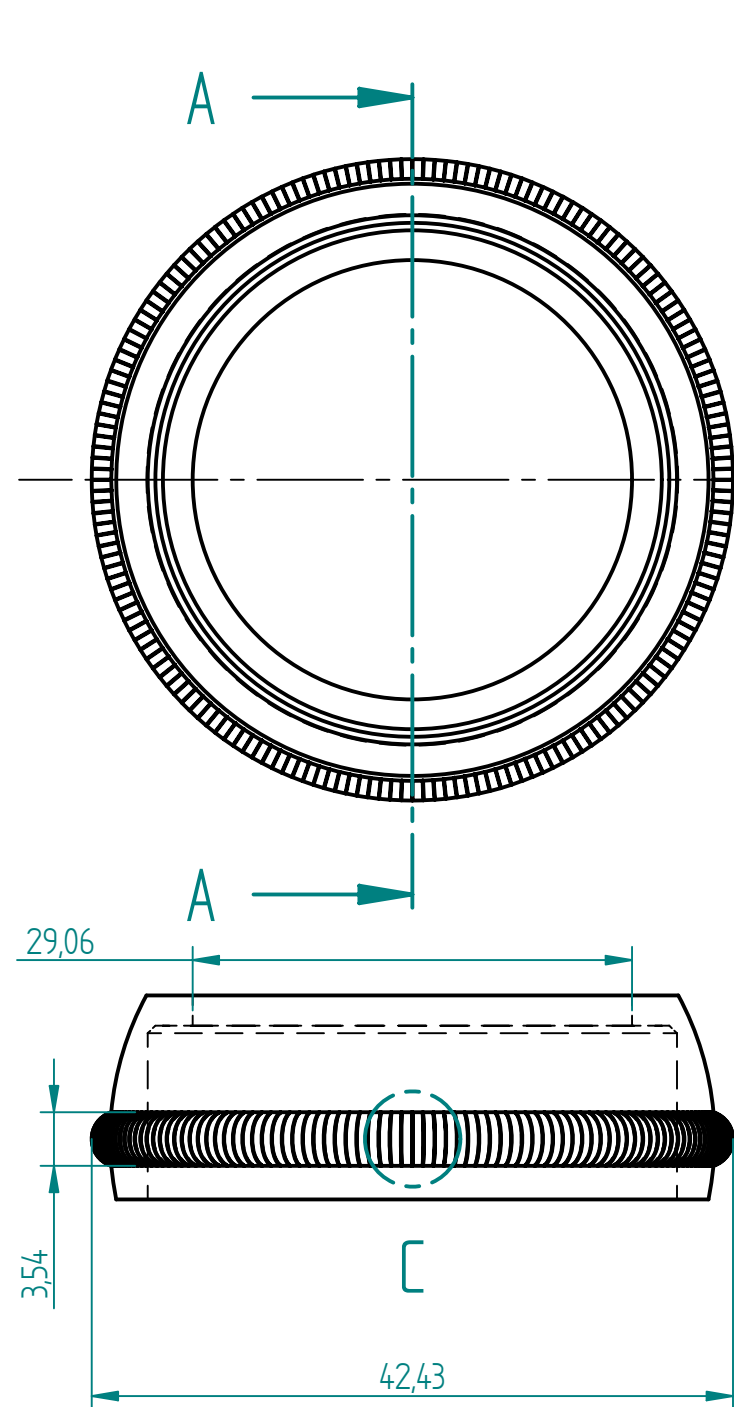
	NOMBRE:	FECHA:	 U.N.A.M. FACULTAD DE INGENIERÍA		
DIBUJÓ:	MENDOZA PÉREZ ISRAEL HASSAN	7/07/2009			
REVISÓ:	LEOPOLDO A. GLEZ. GONZALEZ	13/10/2009			
TIPO DE PLANO:	PIEZA		PROYECTO: TRANSMISIÓN AUTOMÁTICA PARA BICICLETA		
SALVO QUE SE ESPECIFIQUE: TOLERANCIAS NO INDICADAS ± 0.4 mm LAS DIMENSIONES ESTÁN EN MILÍMETROS Y LAS TOLERANCIAS EN MICRÓMETROS			PIEZA: TORNILLO CENTRO	MATERIAL: 1065	
			 	ESCALA: 5:1	No. DIBUJO: 26
				HOJA: 1 DE 1	



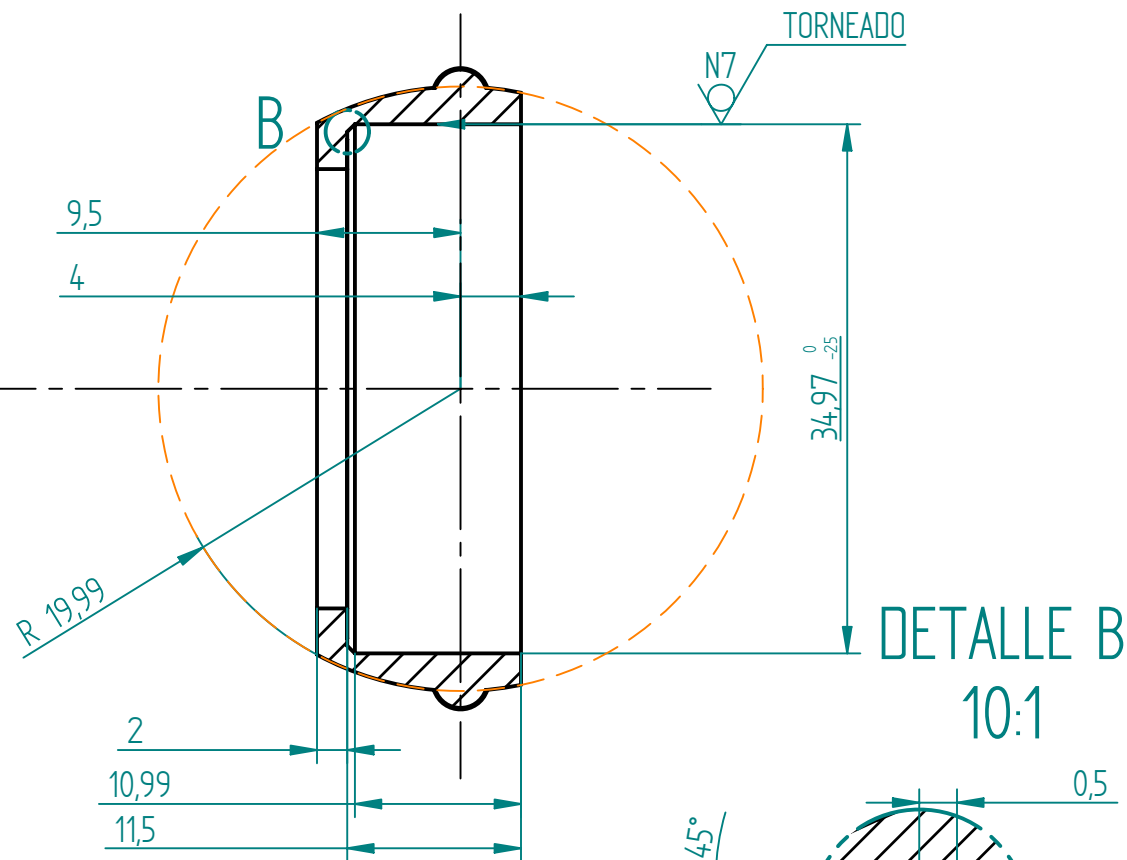
RODILLOS INTERNOS



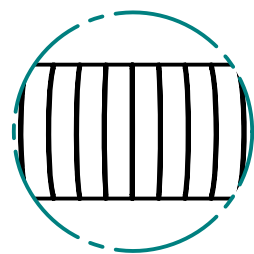
	NOMBRE:	FECHA:	 U.N.A.M. FACULTAD DE INGENIERÍA
DIBUJÓ:	MENDOZA PÉREZ ISRAEL HASSAN	8/07/2009	
REVISÓ:	LEOPOLDO A. GLEZ. GONZALEZ	13/10/2009	PROYECTO: TRANSMISIÓN AUTOMÁTICA PARA BICICLETA
TIPO DE PLANO:	PIEZA	PIEZA: RODAMIENTO SKF A4-059/A4-138	
SALVO QUE SE ESPECIFIQUE, LAS DIMENSIONES ESTÁN EN MILÍMETROS Y LAS TOLERANCIAS EN MICRÓMETROS			
			ESCALA: 3:1 No. DIBUJO: 27 HOJA: 1 DE 1



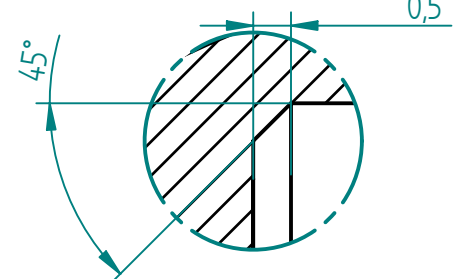
SECCIÓN A-A




DETALLE B
10:1

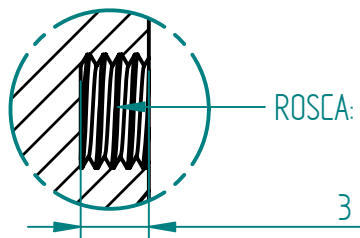
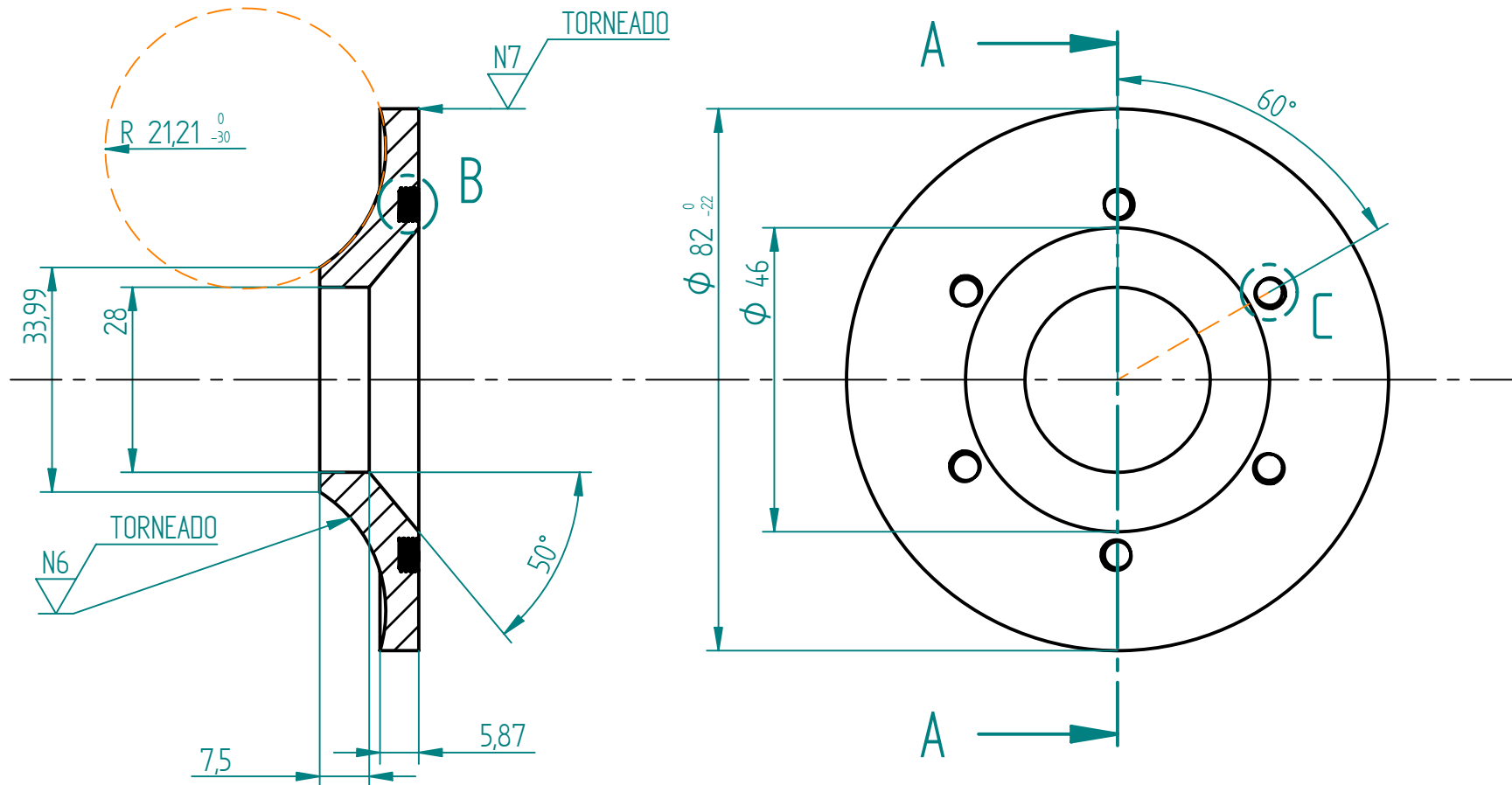


DETALLE C
5:1

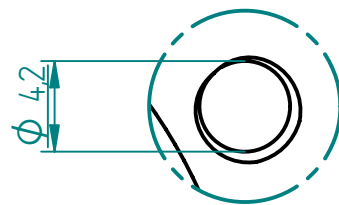


	NOMBRE:	FECHA:	 U.N.A.M. FACULTAD DE INGENIERÍA	
DIBUJÓ:	MENDOZA PÉREZ ISRAEL HASSAN	6/07/2009		
REVISÓ:	LEOPOLDO A. GLEZ. GONZALEZ	13/10/2009	TIPO DE PLANO: PIEZA PROYECTO: TRANSMISIÓN AUTOMÁTICA PARA BICICLETA	
SALVO QUE SE ESPECIFIQUE: TOLERANCIAS NO INDICADAS + - 0.4 mm LAS DIMENSIONES ESTÁN EN MILÍMETROS Y LAS TOLERANCIAS EN MICRÓMETROS			PIEZA: DISCO 8620	ESCALA: 2:1 No. DIBUJO: 28
			HOJA: 1 DE 1	


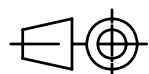
SECCIÓN A-A

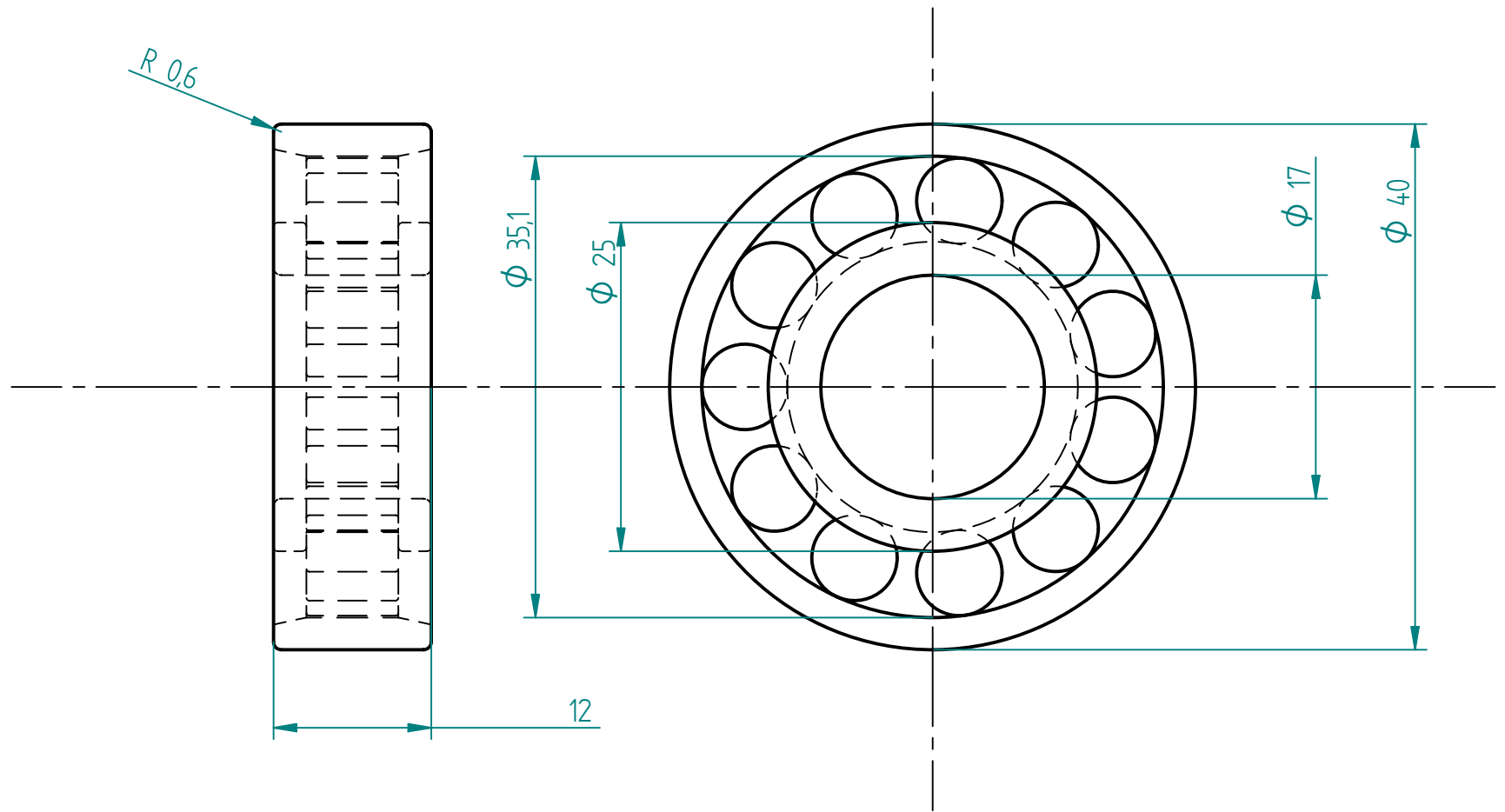


DETALLE B
3:1

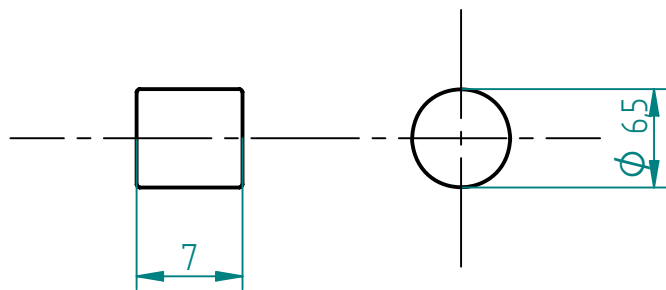


DETALLE C
3:1



	NOMBRE:	FECHA:	 U.N.A.M. FACULTAD DE INGENIERÍA	
DIBUJÓ:	MENDOZA PÉREZ ISRAEL HASSAN	26/06/2009		
REVISÓ:	LEOPOLDO A. GLEZ. GONZALEZ	13/10/2009		
TIPO DE PLANO: PIEZA		PROYECTO: TRANSMISIÓN AUTOMÁTICA PARA BICICLETA		
SALVO QUE SE ESPECIFIQUE: TOLERANCIAS NO INDICADAS ± 0.4 mm LAS DIMENSIONES ESTÁN EN MILÍMETROS Y LAS TOLERANCIAS EN MICRÓMETROS		PIEZA: TOROIDE B	MATERIAL: 4340	
			ESCALA: 1:1	No. DIBUJO: 29
			HOJA: 1 DE 1	



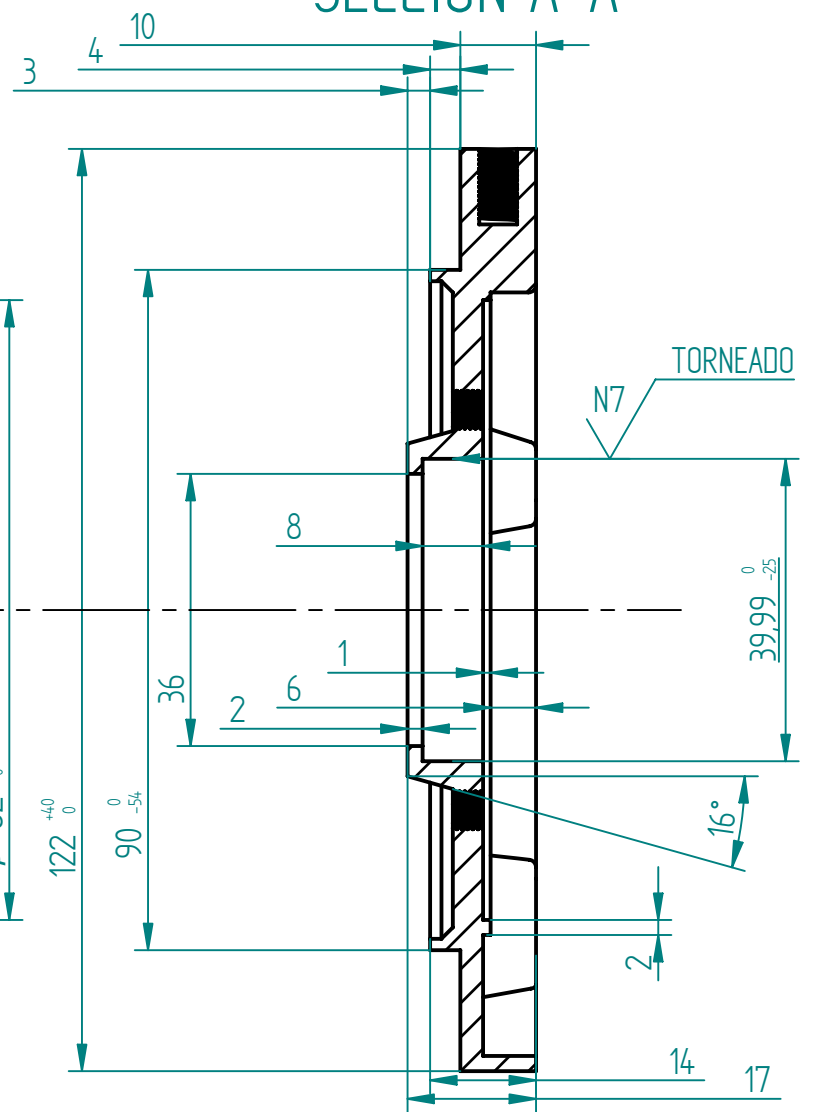
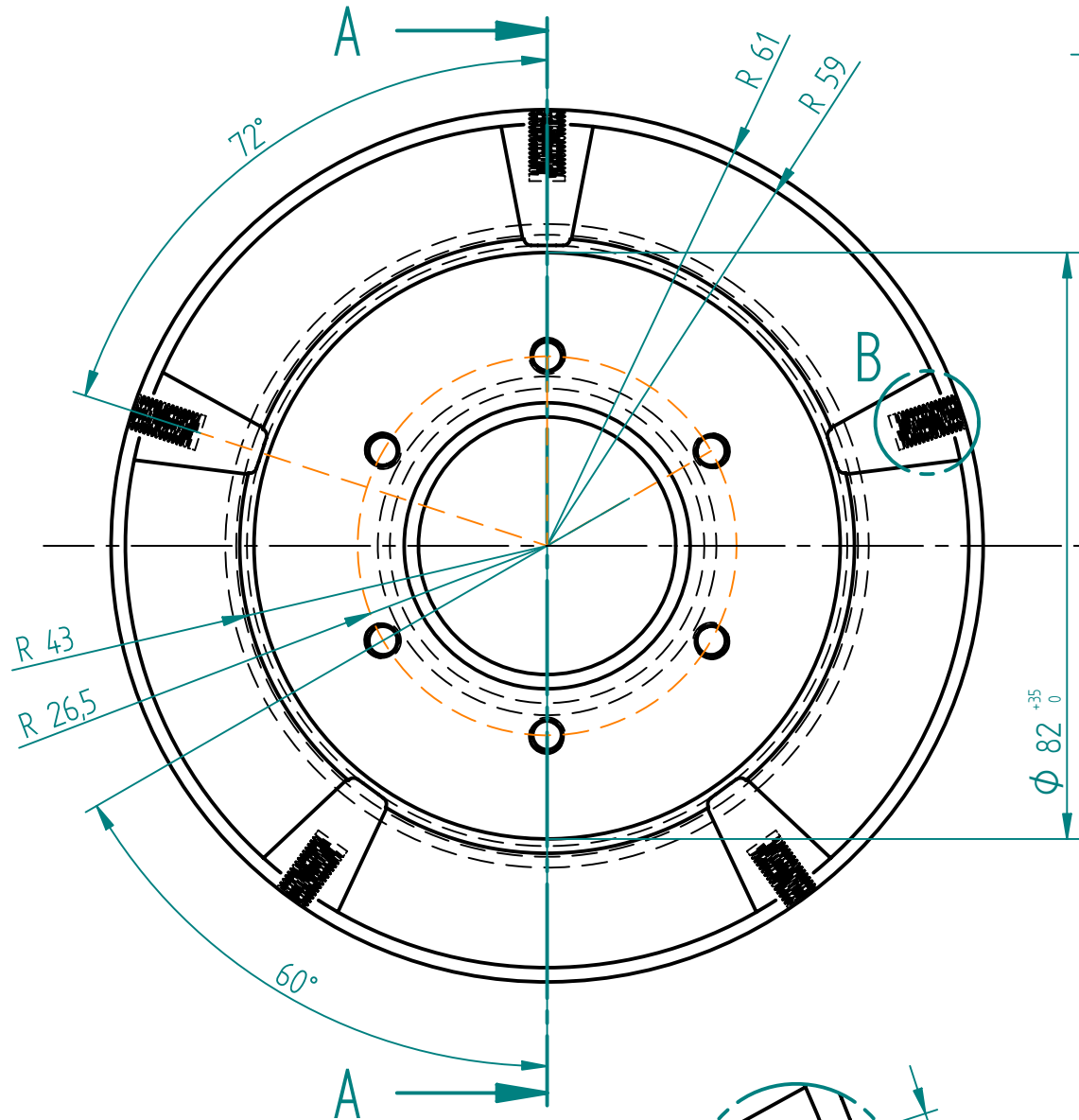
RODILLOS INTERNOS



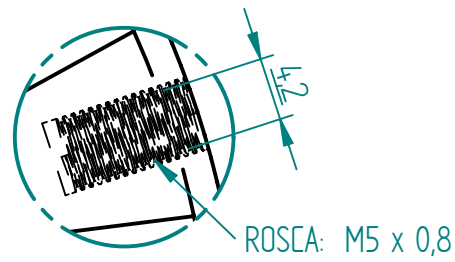
2:1


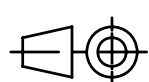
	NOMBRE:	FECHA:	 U.N.A.M. FACULTAD DE INGENIERÍA
DIBUJÓ:	MENDOZA PÉREZ ISRAEL HASSAN	8/07/2009	
REVISÓ:	LEOPOLDO A. GLEZ. GONZALEZ	13/10/2009	
TIPO DE PLANO:		PIEZA	PROYECTO: TRANSMISIÓN AUTOMÁTICA PARA BICICLETA
SALVO QUE SE ESPECIFIQUE, LAS DIMENSIONES ESTÁN EN MILÍMETROS Y LAS TOLERANCIAS EN MICRÓMETROS		PIEZA:	RODAMIENTO SKF N203ECP
			ESCALA: 2:1 No. DIBUJO: 30 HOJA: 1 DE 1

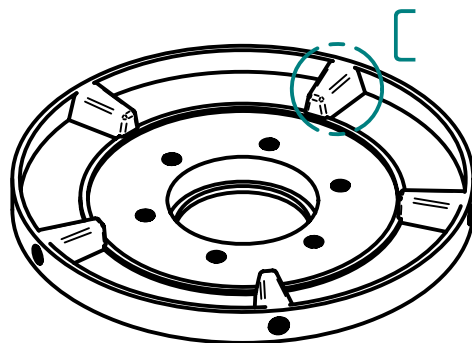
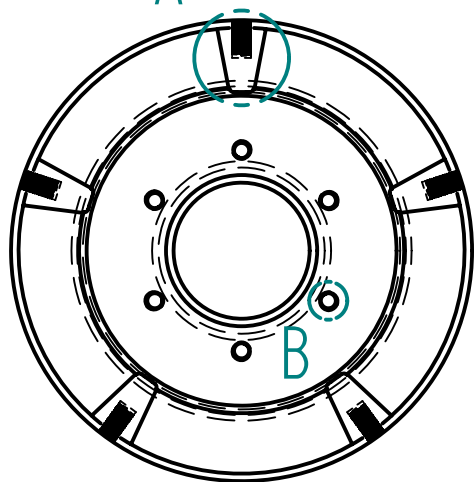
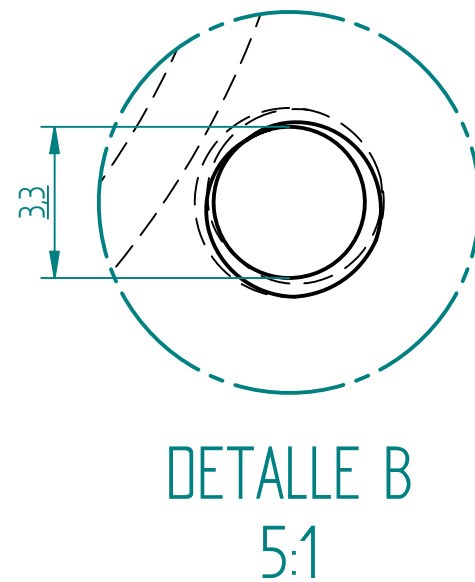
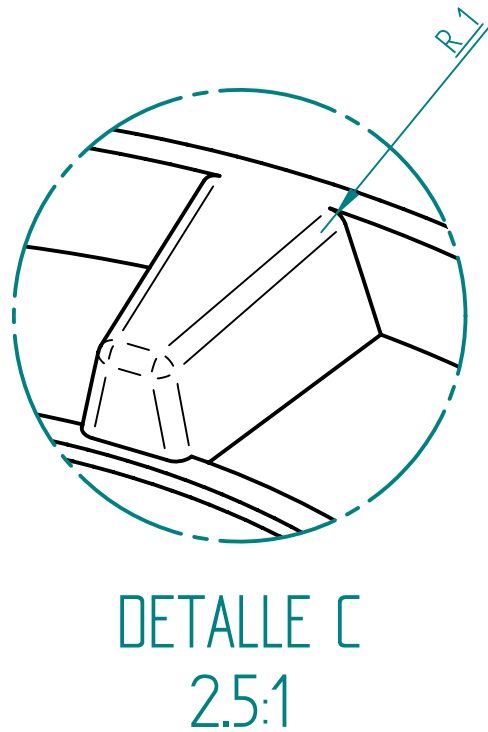
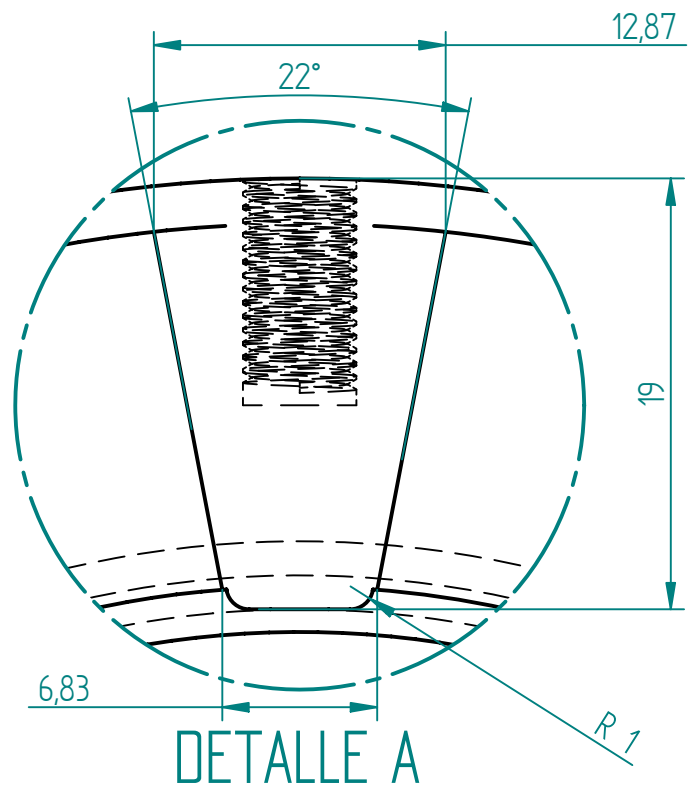
SECCIÓN A-A


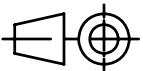


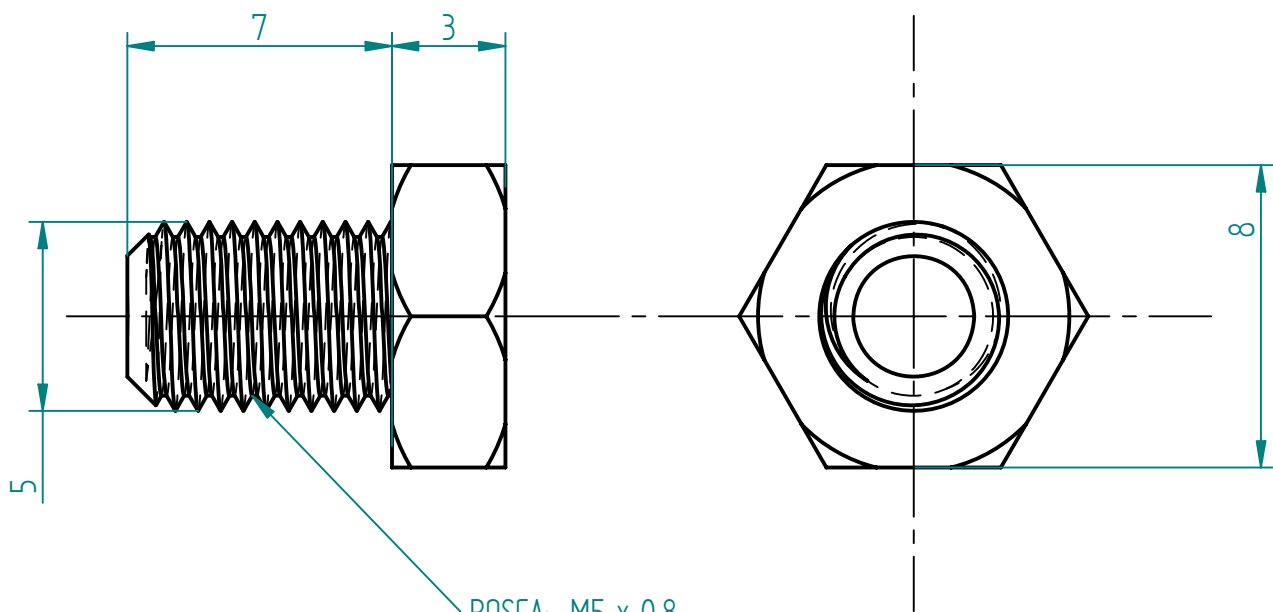
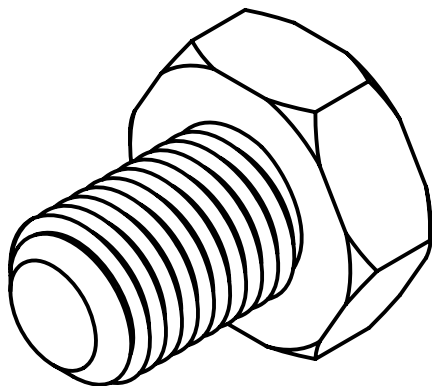
DETALLE B
2:1




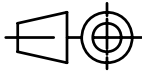
NOMBRE:		FECHA:		 U.N.A.M. FACULTAD DE INGENIERÍA
DIBUJÓ:	MENDOZA PÉREZ ISRAEL HASSAN	1/07/2009		
REVISÓ:	LEOPOLDO A. GLEZ. GONZALEZ	13/10/2009		
TIPO DE PLANO: PIEZA		PROYECTO: TRANSMISIÓN AUTOMÁTICA PARA BICICLETA		
SALVO QUE SE ESPECIFIQUE: TOLERANCIAS NO INDICADAS + - 0.4 mm LAS DIMENSIONES ESTÁN EN MILÍMETROS Y LAS TOLERANCIAS EN MICRÓMETROS		PIEZA: PLATO	MATERIAL: 1045	
				
		ESCALA: 1:1	No. DIBUJO: 31	
		HOJA: 1 DE 2		

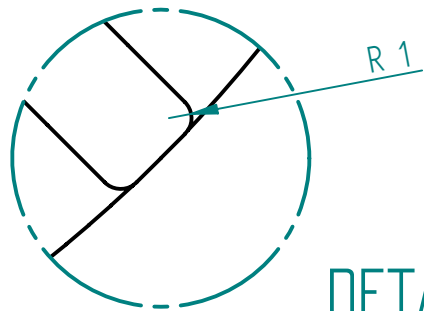
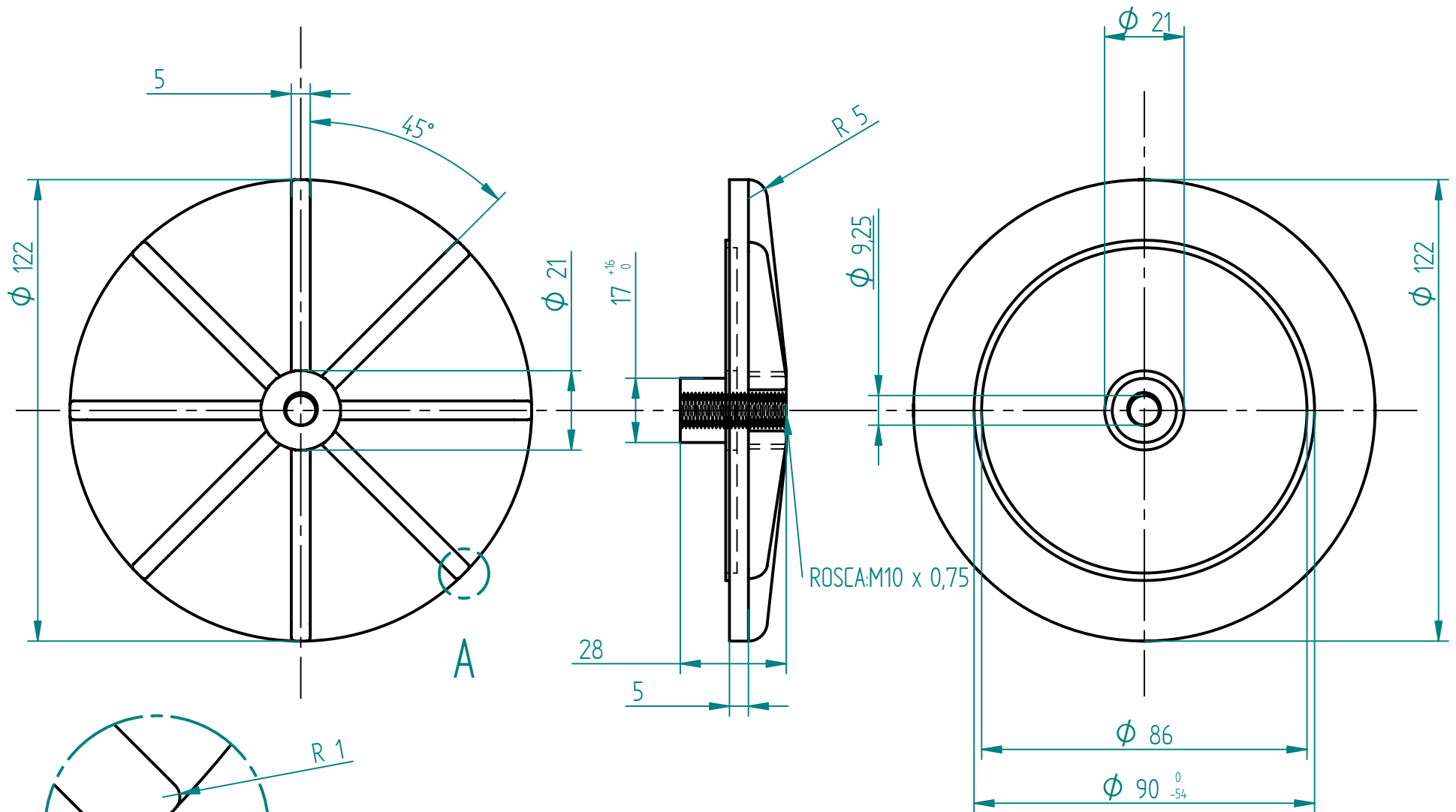


	NOMBRE:	FECHA:	 U.N.A.M. FACULTAD DE INGENIERÍA		
DIBUJÓ:	MENDOZA PÉREZ ISRAEL HASSAN	26/06/2009			
REVISÓ:	LEOPOLDO A. GLEZ. GONZALEZ	13/10/2009			
TIPO DE PLANO: DETALLE			PROYECTO: TRANSMISIÓN AUTOMÁTICA PARA BICICLETA		
SALVO QUE SE ESPECIFIQUE: TOLERANCIAS NO INDICADAS + - 0.4 mm LAS DIMENSIONES ESTÁN EN MILÍMETROS Y LAS TOLERANCIAS EN MICRÓMETROS			PIEZA: PLATO	MATERIAL: 1045	
				ESCALA: ----	No. DIBUJO: 32
				HOJA: 2 DE 2	


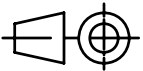


ROSCA: M5 x 0,8

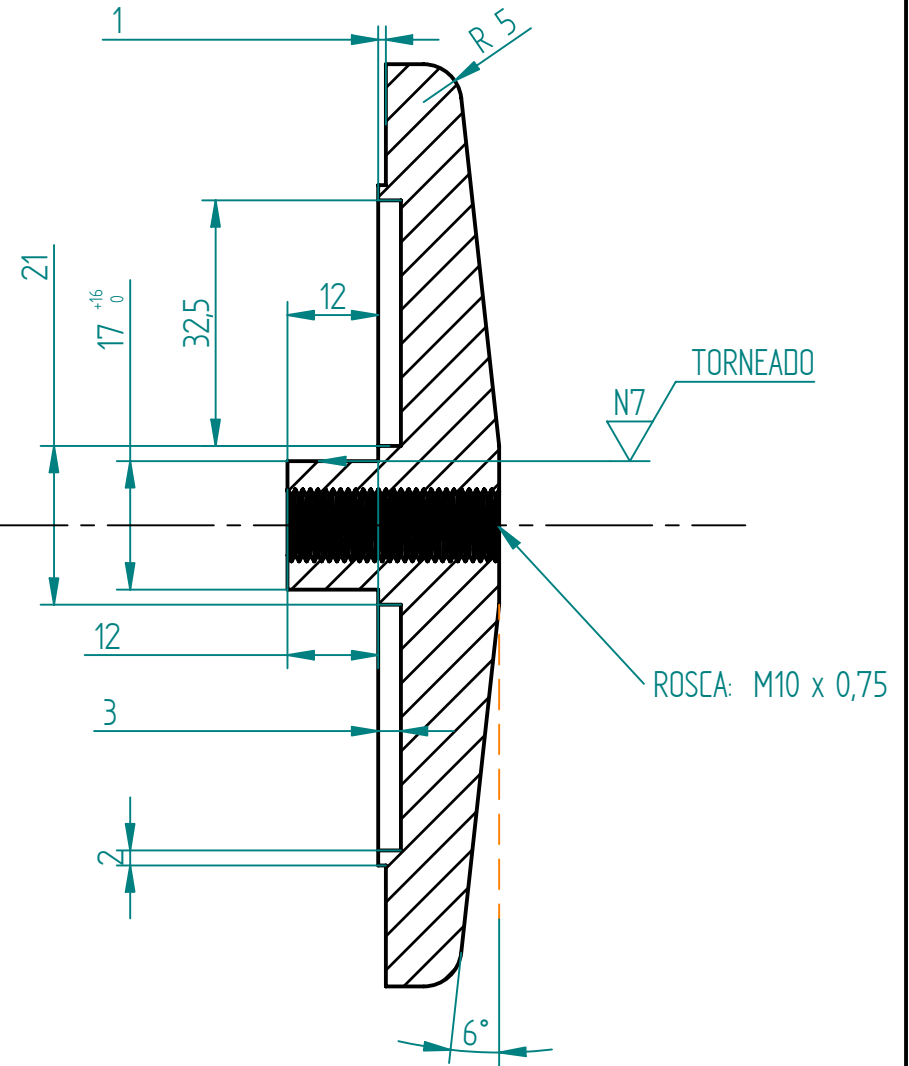
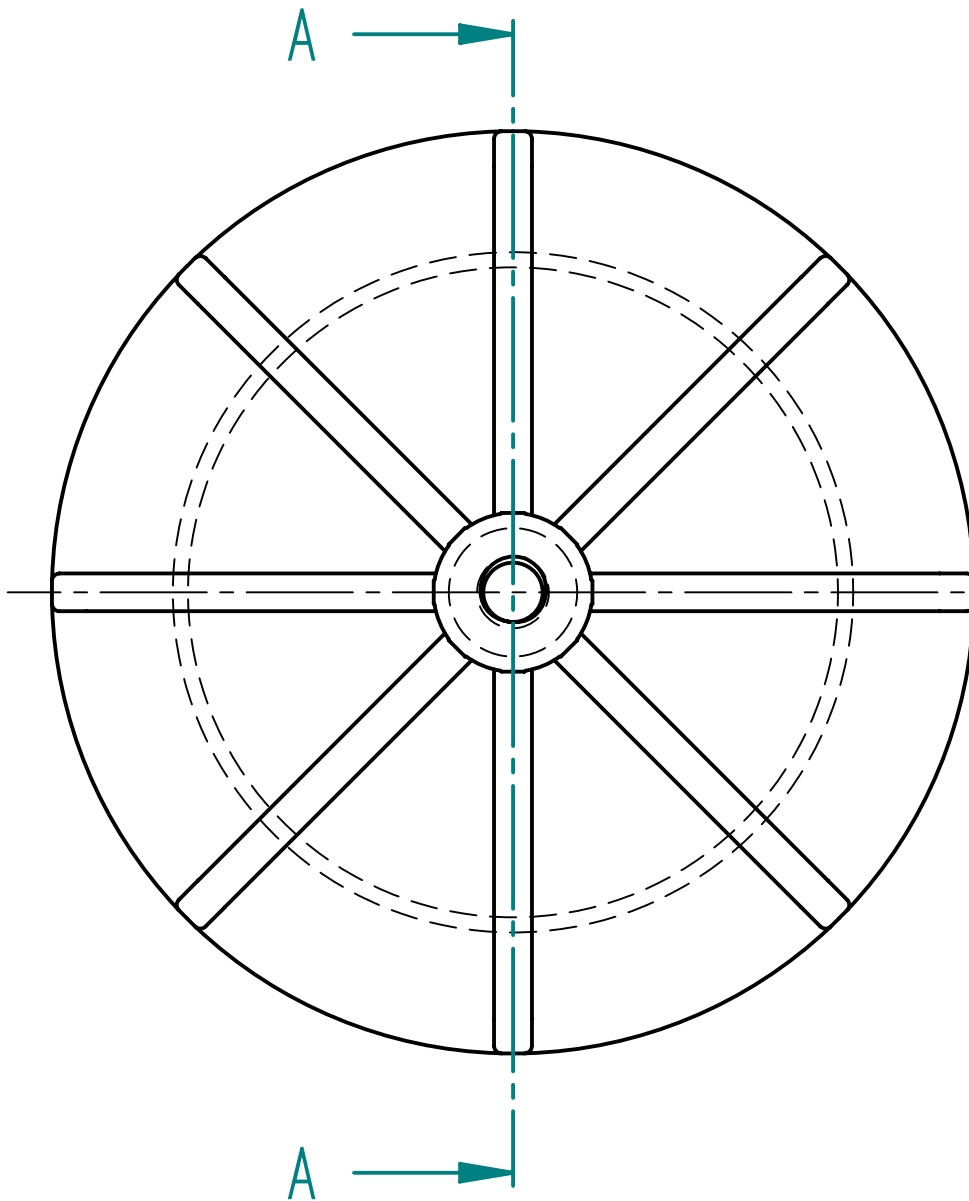
	NOMBRE:	FECHA:	 U.N.A.M. FACULTAD DE INGENIERÍA
DIBUJÓ:	MENDOZA PÉREZ ISRAEL HASSAN	6/07/2009	
REVISÓ:	LEOPOLDO A. GLEZ. GONZALEZ	13/10/2009	
TIPO DE PLANO:	PIEZA		PROYECTO: TRANSMISIÓN AUTOMÁTICA PARA BICICLETA
SALVO QUE SE ESPECIFIQUE: TOLERANCIAS NO INDICADAS + - 0.45 mm LAS DIMENSIONES ESTÁN EN MILÍMETROS Y LAS TOLERANCIAS EN MICRÓMETROS			PIEZA: TORNILLO TAMBOR
			MATERIAL: 1010
			ESCALA: 5:1
			
			HOJA: 1 DE 1




DETALLE A
3:1

	NOMBRE:	FECHA:	 U.N.A.M. FACULTAD DE INGENIERÍA		
DIBUJÓ:	MENDOZA PÉREZ ISRAEL HASSAN	3/07/2009			
REVISÓ:	LEOPOLDO A. GLEZ. GONZALEZ	13/10/2009			
TIPO DE PLANO:		PIEZA	PROYECTO: TRANSMISIÓN AUTOMÁTICA PARA BICICLETA		
SALVO QUE SE ESPECIFIQUE: TOLERANCIAS NO INDICADAS + - 0.4 mm LAS DIMENSIONES ESTÁN EN MILÍMETROS Y LAS TOLERANCIAS EN MICRÓMETROS			PIEZA: REFUERZO B	MATERIAL: AL. 6061	
				ESCALA: 1:1.5	No. DIBUJO: 34
				HOJA: 1 DE 2	

SECCIÓN A-A



	NOMBRE:	FECHA:	 U.N.A.M. FACULTAD DE INGENIERÍA	
DIBUJÓ:	MENDOZA PÉREZ ISRAEL HASSAN	3/07/2009		
REVISÓ:	LEOPOLDO A. GLEZ. GONZALEZ	13/10/2009	PROYECTO: TRANSMISIÓN AUTOMÁTICA PARA BICICLETA	
TIPO DE PLANO: PIEZA			PIEZA: REFUERZO B	MATERIAL: AL. 6061
SALVO QUE SE ESPECIFIQUE: TOLERANCIAS NO INDICADAS ± 0.4 mm LAS DIMENSIONES ESTÁN EN MILÍMETROS Y LAS TOLERANCIAS EN MICRÓMETROS				ESCALA: 1:1
				No. DIBUJO: 35
			HOJA: 2 DE 2	