

ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

**“DISEÑO DE UN SISTEMA DE TRACCIÓN DELANTERA EN
MOTOCICLETAS COMPLEMENTANDO LA TRACCIÓN
POSTERIOR.”**

**PROYECTO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO
MECÁNICO**

ARCOS PRÓCEL DANIEL ALEJANDRO

daniel.arcos.procel@hotmail.com

ORTIZ GÓMEZ ANDREA ELIZABETH

andrea.ortizgomez@gmail.com

DIRECTOR: JUAN ANTONIO SERRANO

jasb48@hotmail.com

Quito, Septiembre 2012

DECLARACIÓN

Nosotros, Daniel Alejandro Arcos Prócel y Andrea Elizabeth Ortiz Gómez, declaramos que el trabajo aquí descrito es de nuestra autoría; que no ha sido previamente presentado por ningún grado o calificación profesional, y que hemos consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en éste.

La Escuela Politécnica Nacional puede hacer uso de los derechos correspondientes a este trabajo, según lo establecido por la ley de propiedad intelectual, por su Reglamento y por la normativa institucional.

ANDREA ORTIZ

DANIEL ARCOS

CERTIFICACIÓN

Certifico que el presente trabajo fue desarrollado por los señores Daniel Alejandro Arcos Prócel y Andrea Elizabeth Ortiz Gómez bajo mi supervisión.

Ing. Juan Antonio Serrano
DIRECTOR DE PROYECTO.

AGRADECIMIENTO

A mis padres, por su apoyo constante.

A mis hermanos, mi esposo y mi familia por estar a mi lado.

A mis amigos porque fueron parte de mi vida durante esta travesía.

Un agradecimiento especial a mi querida facultad, a quienes conforman la Escuela Politécnica Nacional, a mi compañero Daniel, a mi tutor y amigo Juan Antonio.

Andrea

AGRADECIMIENTO

Gracias a la vida y al amor, que son la corriente del Universo; gracias a mis padres, mis hermanos, mi esposa, mis hijos; gracias por existir. Gracias a mis amigos y mi familia. Gracias a Andrea, que me brindó su amistad, y, desde el inicio de este camino me permitió caminar junto a ella. Gracias a mis maestros y profesores. Un agradecimiento muy especial a nuestro director y amigo Juan Antonio Serrano, quien nos brindó, abierta y desinteresadamente todo su apoyo y puso a nuestra disposición todo su conocimiento y experiencia.

Gracias a todas las personas que conforman la Escuela Politécnica Nacional, y en especial la Facultad de Ingeniería Mecánica, un verdadero segundo hogar.

Daniel

DEDICATORIA

Este trabajo se lo dedico a Dios y a mis padres, por estar siempre junto a mí, por todo su apoyo y porque gracias a ellos pude alcanzar este logro.

Andrea

DEDICATORIA

Este trabajo está dedicado al poder y amor infinito de la voluntad humana que lo ha hecho posible y a las personas que, con su inmenso cariño y apoyo incondicional, han estado junto a mí durante esta etapa de mi vida: mis padres, quienes supieron enseñarme la verdad de la vida y su valor, que me enseñaron a escribir, a estudiar, a cumplir mis sueños y a querer; mis hermanos, que son mis mejores amigos y han sido mis compañeros de camino, de juego, de tristeza y alegría durante toda mi vida; mi esposa, quien con su amor ha sostenido mi espíritu y me ha acompañado brindándome fuerza; mis hijos, Benjamín, Antonia y Martina, cuyas sonrisas alegran mi existencia y cuya alegría es la mía, quienes, con una sola mirada, son capaces de calmar mi corazón; a toda mi familia y amigos que siempre tuvieron su fé en mí y supieron valorar mi esfuerzo y darme ánimos. Dedico también este trabajo a mi universidad, que me abrió las puertas y fue una gran fuente de conocimiento y experiencia. Por último, dedico este trabajo a todo Ingeniero Mecánico que sabe que la Imaginación y el Ingenio son la base de la Ingeniería.

Daniel

CONTENIDO

CAPÍTULO I	1
1. GENERALIDADES	1
1.1. INTRODUCCIÓN	1
1.1.1. LA MOTOCICLETA.....	2
1.1.1.1. Historia	2
1.1.1.2. Partes de una motocicleta	5
1.1.1.3. Geometría de la motocicleta	6
1.1.1.4. Tipos de motocicleta	8
1.1.1.4.1. De carretera:.....	8
1.1.1.4.2 de campo:.....	14
1.1.1.5. Funcionamiento	18
1.2. OBJETIVOS	20
1.2.1. OBJETIVO GENERAL	20
1.2.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS	20
1.2.3. JUSTIFICACIÓN DEL PROYECTO:.....	21
1.3. PROBLEMÁTICA DE LA DIRECCIÓN.....	21
1.4. PROBLEMÁTICA DE LA DOBLE TRANSMISIÓN EN MOTOCICLETAS .	22
CAPÍTULO II	24
2. MECANISMOS DE TRANSMISIÓN DE MOVIMIENTO.....	24
2.1. ESTUDIO DE LOS DISTINTOS SISTEMAS POSIBLES A UTILIZARSE. .	24
2.1.1 SISTEMA HIDRÁULICO	25
2.1.2 SISTEMA CON MOTOR ELÉCTRICO.....	28
2.1.3 SISTEMA MECÁNICO	29
2.1.3.1 sistema con juntas tipo cardán	30
2.1.3.2 sistema con juntas homocinéticas	31
2.1.3.3 sistema con engranes.....	32

2.1.3.4 sistema con cadenas	34
2.2. SELECCIÓN DEL SISTEMA MÁS IDÓNEO.....	36
2.3 DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA SELECCIONADO. ENGRANES CÓNICOS	37
2.3.1. TIPOS DE ENGRANES CÓNICOS:.....	37
2.3.2. GEOMETRÍA DE LOS ENGRANES CÓNICOS.....	38
2.3.3. DISEÑO DE ENGRANES	41
2.3.3.1. Selección del tipo de engrane.....	41
2.3.3.2. Tamaño estimado de los engranes.....	42
2.3.3.3. Número de dientes.....	45
2.3.3.4. Anchura de cara.....	45
2.3.3.5. Paso diametral	47
2.3.3.6. Ángulo de presión	47
2.3.3.7. Materiales y tratamiento térmico	47
2.3.3.8. Cálculo de dimensiones básicas de los dientes de engranes cónicos	48
2.3.3.9. Conicidad de los dientes.....	51
2.3.4. RESISTENCIA DE LOS ENGRANES	52
2.3.4.1. Ecuación básica para el esfuerzo de contacto:.....	52
2.3.4.2. Explicación de las fórmulas y términos para la resistencia	53
2.4. DESCRIPCIÓN DE LOS SISTEMAS AUXILIARES	55
2.4.1. EJE DE TRANSMISIÓN.....	55
2.4.2. MÉTODO DE SODERBERG PARA DIMENSIONAR EL DIÁMETRO EN UN EJE	56
2.4.3. ENGRANES CÓNICOS RECTOS	57
CAPITULO III	60
3. DISEÑO DE LOS DIFERENTES COMPONENTES DEL SISTEMA.	60
3.1. ENGRANE CÓNICO PRIMARIO.....	69
3.2. EJE DE TRANSMISIÓN 1.....	73

3.1.1. MOMENTO TORSOR:.....	75
3.1.2. CÁLCULO DEL MOMENTO FLECTOR MÁXIMO:	75
3.1.3. CÁLCULO DE RESISTENCIA A LA FATIGA.....	81
3.3. DISEÑO DE ENGRANES CÓNICOS:.....	86
3.3.1. DIMENSIONAMIENTO DE ENGRANES:	86
3.3.2. RESISTENCIA DE LOS ENGRANES	97
3.4. DISEÑO DE LA CHAVETA 1 (SUJECCIÓN ENTRE EJE DE TRANSMISIÓN 1 Y ENGRANE CÓNICO).....	101
3.4.1. FUERZA DE CORTE	101
3.4.2. ESFUERZO DE CORTE ADMISIBLE DEL MATERIAL	102
3.4.3. ESFUERZO DE CORTE GENERADO POR LA CARGA.....	102
3.5. EJE DE TRANSMISIÓN 2	103
3.5.1. MOMENTO TORSOR:.....	105
3.5.2. CÁLCULO DEL MOMENTO FLECTOR:.....	105
3.5.3. CÁLCULO DE RESISTENCIA A LA FATIGA.....	111
3.6. DISEÑO DE LA CHAVETA 2 (ENGRANE CÓNICO Y SUJECCIÓN ENTRE EJE DE TRANSMISIÓN 2).....	115
3.6.1. FUERZA DE CORTE	116
3.6.2. ESFUERZO DE CORTE ADMISIBLE DEL MATERIAL	116
3.6.3. ESFUERZO DE CORTE GENERADO POR LA CARGA.....	116
3.6.4. EL FACTOR DE SEGURIDAD DADO POR LA ECUACIÓN:.....	117
3.7. TREN DE ENGRANES.....	118
3.7.1 DISEÑO DEL ENGRANE CILÍNDRICO 1(ENGRANE I)	119
3.7.2. DISEÑO DEL ENGRANE CILÍNDRICO 2(ENGRANE II)	124
3.7.3. DISEÑO DEL ENGRANE CILÍNDRICO 3 (ENGRANE III)	129
3.8. PAR DE ENGRANES CÓNICOS.	130
3.8.1. DIMENSIONAMIENTO DE ENGRANES	131
3.8.2. RESISTENCIA DE LOS ENGRANES	145

3.8.3. FUERZAS EJERCIDAS EN EL PUNTO DE CONTACTO DE ENGRANES	148
.....	
3.9. EJE RANURADO:	149
3.9.1. EJE RANURADO PARTE A	150
3.9.1.1. Momento torsor	153
3.9.1.2. Diseño de las ranuras	153
3.9.3. EJE RANURADO PARTE B	156
3.9.3.1. Punto de aplicación de las cargas sobre la parte b del eje ranurado	159
3.9.3.2. Cálculo del momento flector	161
3.9.3.3. Cálculo de la resistencia a la fatiga	164
3.10. CHAVETA 3 (TREN DE ENGRANES – EJE RANURADO)	169
3.10.1. FUERZA DE CORTE	169
3.10.2. ESFUERZO DE CORTE ADMISIBLE DEL MATERIAL	170
3.10.3. ESFUERZO DE CORTE GENERADO POR LA CARGA	170
3.10.4. EL FACTOR DE SEGURIDAD DADO POR LA ECUACIÓN:	170
3.11. CHAVETA 3 DEL EJE RANURADO AL ENGRANE CÓNICO	172
3.11.1. FUERZA DE CORTE	172
3.11.2. ESFUERZO DE CORTE ADMISIBLE DEL MATERIAL	172
3.11.3. ESFUERZO DE CORTE GENERADO POR LA CARGA	173
3.11.4. EL FACTOR DE SEGURIDAD DADO POR LA ECUACIÓN:	173
3.12. DISEÑO DEL EJE DE LA RUEDA	174
3.12.1. MOMENTO TORSOR:	178
3.12.2. CÁLCULO DEL MOMENTO FLECTOR	178
3.12.3. CÁLCULO DE RESISTENCIA A LA FATIGA	181
3.13. CHAVETA 4 EJE DE LA RUEDA-ENGRANE CÓNICO 90°	185
3.13.1. FUERZA DE CORTE	185
3.13.2. ESFUERZO DE CORTE ADMISIBLE DEL MATERIAL	186
3.13.3. ESFUERZO DE CORTE GENERADO POR LA CARGA	186
3.13.4. EL FACTOR DE SEGURIDAD DADO POR LA ECUACIÓN:	186

CAPÍTULO IV.....	188
4. ELABORACIÓN DE LA SIMULACIÓN DEL DISEÑO.....	188
4.1. FUNCIONAMIENTO.....	188
4.2. ELEMENTOS DEL SISTEMA.....	191
4.3. COMPROBACIÓN DEL FUNCIONAMIENTO DEL SISTEMA.....	203
CAPÍTULO V.....	204
5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	204
5.1. CONCLUSIONES.....	204
5.2. RECOMENDACIONES.....	205
5.3. REFERENCIAS.....	206
5.3.1. BIBLIOGRAFÍA.....	206
5.3.2. BIBLIOGRAFÍA WEB.....	206
ANEXOS.....	208

ÍNDICE DE FIGURAS

CAPÍTULO I

FIGURA 1 - 1.- UNA DE LAS PRIMERAS MOTOCICLETAS	2
FIGURA 1 - 2.- UNA DE LAS PRIMERAS MOTOCICLETAS	3
FIGURA 1 - 3.- CHASIS	5
FIGURA 1 - 4.- DISTANCIA ENTRE EJES, LANZAMIENTO Y AVANCE	7
FIGURA 1 - 5.- MOTOCICLETA CHOPPER	9
FIGURA 1 - 6.- CICLOMOTOR	9
FIGURA 1 - 7.- MOTOCICLETA CUSTOM	10
FIGURA 1 - 8.- MOTOCICLETA DEPORTIVA	11
FIGURA 1 - 9.- MOTOCICLETA "NAKED"	12
FIGURA 1 - 10.- MOTOCICLETA SCOOTER	12
FIGURA 1 - 11.- MOTOCICLETA DE TURISMO	13
FIGURA 1 - 12.- MOTOCICLETA DE VELOCIDAD	14
FIGURA 1 - 13.- MOTOCICLETA DE CROSS	15
FIGURA 1 - 14.- MOTOCICLETA DE ENDURO	15
FIGURA 1 - 15.- SUPER MOTO	17
FIGURA 1 - 16.- MOTOCICLETA TRAIL	17

CAPÍTULO II

FIGURA 2 - 1.- ESQUEMA BÁSICO DE UN SISTEMA	24
FIGURA 2 - 2.- FUNCIONAMIENTO DE UN SISTEMA HIDRÁULICO	25
FIGURA 2 - 3.- DISTRIBUCIÓN DE PRESIÓN	26
FIGURA 2 - 4.- JUNTAS TIPO CARDÁN	30
FIGURA 2 - 5.- JUNTAS HOMOCINÉTICAS	31
FIGURA 2 - 6.- CADENAS	34
FIGURA 2 - 7.- DIÁMETRO DE PASO DE ENGRANE BASADO EN LA DURABILIDAD DE LA SUPERFICIE	42
FIGURA 2 - 8.- DIÁMETRO DE PASO DEL ENGRANE BASADO EN LA RESISTENCIA A LA FLEXIÓN	43

FIGURA 2 - 9.- NÚMERO DE DIENTES EN FUNCIÓN DEL DIÁMETRO DE PASO PARA VARIAS RELACIONES DE TAMAÑOS	45
FIGURA 2 - 10.- ANCHO DE CARA DE ENGRANES CÓNICOS RECTOS, ESPIRALES E HIPOIDES	46
FIGURA 2 - 11.- NÚMERO DE DIENTES PARA EL CUAL SE DESEA EL FACTOR DE GEOMETRÍA, ÁNGULO DE PRESIÓN 20°.....	58
FIGURA 2 - 12.- NÚMERO DE DIENTES PARA EL CUAL SE DESEA EL FACTOR DE GEOMETRÍA, ÁNGULO DE PRESIÓN 25°.....	59

CAPÍTULO III

FIGURA 3 - 1.- MECANISMO DE TRACCIÓN DELANTERA (BOSQUEJO) ...	67
FIGURA 3 - 2.- MECANISMO DE TRACCIÓN DELANTERA UNIDO A LOS TELESCÓPICOS (BOSQUEJO).....	67
FIGURA 3 - 3.- DIMENSIONES: EJE DE TRANSMISIÓN 1	86
FIGURA 3 - 4.- DIMENSIÓN: ENGRANES CÓNICOS	100
FIGURA 3 - 5.- DIMENSIÓN: CHAVETA	103
FIGURA 3 - 6.- DIMENSIÓN: EJE DE TRANSMISIÓN 2.....	115
FIGURA 3 - 7.- DIMENSIONES: CHAVETA.....	118
FIGURA 3 - 8.- DIMENSIONES: TREN DE ENGRANES (BOSQUEJO)	130
FIGURA 3 - 9.-DIMENSIONES: ENGRANES CÓNICOS, ÁNGULO DE EJE 90°.....	149
FIGURA 3 - 10.- ESQUEMA DE EJE RANURADO PARTE A.	150
FIGURA 3 - 11.- DIMENSIONES: EJE RANURADO PARTE A.	155
FIGURA 3 - 12.- ESQUEMA DE EJE RANURADO PARTE B	157
FIGURA 3 - 13.- DIMENSIONES: EJE RANURADO PARTE B.	169
FIGURA 3 - 14.- DIMENSIONES: CHAVETA 3.....	174
FIGURA 3 - 15.- DIMENSIONES: EJE DE LA RUEDA	185
FIGURA 3 - 16.- DIMENSIONES: CHAVETA.....	187

CAPÍTULO IV

FIGURA 4 - 1.- EJE 1	191
FIGURA 4 - 2.- ENGRANE A 60°- EJE 1	192
FIGURA 4 - 3.- ENGRANE A 60°- EJE 2	193
FIGURA 4 - 4.- EJE 2.....	194
FIGURA 4 - 5.- ENGRANE I - EJE 2	195
FIGURA 4 - 6.- ENGRANE II - TELESCÓPICO	196
FIGURA 4 - 7.- ENGRANE III - EJE RANURADO PARTE A	197
FIGURA 4 - 8.- EJE RANURADO PARTE A	198
FIGURA 4 - 9.- EJE RANURADO PARTE B	199
FIGURA 4 - 10.- EJE DE LA RUEDA	200
FIGURA 4 - 11.- ENGRANE CÓNICO 90°.....	201
FIGURA 4 - 12.- ENGRANE CÓNICO 90°.....	202
FIGURA 4 - 13.- ESQUEMA DEFINITIVO DEL SISTEMA.....	203

INDICE DE TABLAS**CAPÍTULO II**

TABLA 2 - 1.- TIPO DE ENGRANE DE ACUERDO AL RANGO DE VELOCIDAD	41
TABLA 2 - 2.-FACTORES C_M DEL MATERIAL.....	44
TABLA 2 - 3.-FÓRMULAS PARA CALCULAR DIMENSIONES DE LA PREFORMA Y LOS DIENTES	49

CAPÍTULO III

TABLA 3- 1.- ESPECIFICACIONES GENERALES DE PROTOTIPO:.....	60
TABLA 3- 2.- RELACIONES DE TRANSMISIÓN EN LA MOTOCICLETA PROTOTIPO.....	63
TABLA 3-3.- TIPO, FORMAS Y ACABADOS, CARACTERÍSTICAS Y ACABADOS ACERO 1045	73

ÍNDICE DE GRÁFICOS

CAPÍTULO III

GRÁFICO 3 - 1.- DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE EJE 1, X - Y.....	76
GRÁFICO 3 - 2.- DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE EJE 1, X - Z.....	76
GRÁFICO 3 - 3.- DIAGRAMA DE CORTE Y MOMENTO EJE 1, Y	80
GRÁFICO 3 - 4.- DIAGRAMA DE CORTE Y MOMENTO EJE 1, Z	80
GRÁFICO 3 - 5.- DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE EJE 2, X – Y.....	105
GRÁFICO 3 - 6.- DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE EJE 2, X – Z.....	106
GRÁFICO 3 - 7.- DIAGRAMA DE CORTE Y MOMENTO EJE 2, Y	109
GRÁFICO 3 - 8.- DIAGRAMA DE CORTE Y MOMENTO EJE 2, Z	110
GRÁFICO 3 -9.- TELESCÓPICO, EJE 2 Y ENGRANE I.....	124
GRÁFICO 3 - 10.- DIAGRAMA DE CORTE Y MOMENTO DEL EJE RANURADO PARTE B, Z	163
GRÁFICO 3 - 11.- DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE EJE DE LA RUEDA, X - Z	178
GRÁFICO 3 - 12.- DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE EJE DE LA RUEDA, X - Y	179
GRÁFICO 3 - 13.- DIAGRAMA DE CORTE Y MOMENTO EJE DE LA RUEDA, Y	180

CAPÍTULO IV

GRÁFICO 4 - 1.- PROPIEDADES EJE 1	191
GRÁFICO 4 - 2.- PROPIEDADES ENGRANE A 60°- EJE 1.	192
GRÁFICO 4 - 3.- PROPIEDADES ENGRANE A 60°- EJE 2.	193
GRÁFICO 4 - 4.- PROPIEDADES EJE 2.	194
GRÁFICO 4 - 5.- PROPIEDADES ENGRANE I - EJE 2	195
GRÁFICO 4 - 6.- PROPIEDADES ENGRANE II – TELESCÓPICO.....	196
GRÁFICO 4 - 7.-PROPIEDADES ENGRANE III - EJE RANURADO PARTE A	197
GRÁFICO 4 - 8.- PROPIEDADES EJE RANURADO PARTE A.....	198
GRÁFICO 4 - 9.- PROPIEDADES DEL EJE RANURADO PARTE B.....	199
GRÁFICO 4 - 10.- PROPIEDADES DEL EJE DE LA RUEDA.....	200
GRÁFICO 4 - 11.- PROPIEDADES ENGRANE CÓNICO 90° ...	201
GRÁFICO 4 - 12.- PROPIEDADES ENGRANE CÓNICO 90° ...	202

INDICE DE ANEXOS

ANEXO A1.- PROPIEDADES DE ACEROS	209
ANEXO A2.- FACTORES QUE MODIFICAN EL ACABADO SUPERFICIAL PARA EL ACERO.....	210
ANEXO A3.- FACTORES DE CONFIABILIDAD K_C , CORRESPONDIENTES A UNA DESVIACIÓN ESTÁNDAR DE 8% DEL LÍMITE DE FATIGA.	211
ANEXO A4.- FACTORES Q Y K_T , DE SENSIBILIDAD A CONCENTRACIÓN DE ESFUERZOS POR CAMBIOS DE SECCIÓN EN FUNCIÓN DEL RADIO DE ACUERDO	211
ANEXO A5.- FACTOR DE PROFUNDIDAD	212
ANEXO A6.- FACTOR DE HOLGURA.....	212
ANEXO A7.- FACTOR DE ADENDO MEDIO.....	213
ANEXO A8.- FACTORES K_O , C_O DE SOBRECARGA	213
ANEXO A9.- FACTORES K_M , C_M DE DISTRIBUCIÓN DE CARGA.....	214
ANEXO A10.- FÓRMULAS PARA RANURAS SAE RECTAS.....	214
ANEXO A11.- COSTOS REFERENCIALES	215
ANEXO A 12.- DISCO ADJUNTO (SIMULACIÓN DEL SISTEMA).....	216
ANEXO A 13.- PLANOS DE CADA ELEMENTO QUE CONFORMA EL SISTEMA	217

RESUMEN

Desde su concepción, los motores de combustión interna, así como los automotores en sí, han pasado un proceso de evolución y mejora increíbles: desde un motor adaptado a una carreta y cuyo sistema de frenado era arrojar un cuerpo pesado al camino, haciendo las veces de ancla, hasta los vehículos de nuestros días, que funcionan no solamente con combustible fósil, si no, con energía eléctrica o con variedades de derivados de petróleo, o con mezcla de ambos, y cuya carrocería se basa en aerodinámica, estabilidad y seguridad.

Las motocicletas han tomado parte en este cambio, y desde un motor acoplado a una bicicleta han evolucionado paulatinamente hasta convertirse en los vehículos que vemos a diario: capaces de alcanzar altas velocidades, aerodinámica mente muy desarrolladas y brindando confort y seguridad al piloto.

En toda la historia de los automotores han tenido que darse mejoras, y se seguirán dando, en piezas, en combustibles, en ciclos, en elementos de control, etc, según la necesidad y el desarrollo de la tecnología.

En el presente estudio se desea implementar una de estas mejoras, haciendo uso de todo el ingenio y conocimiento de los diseñadores y sus colaboradores, para comprobar que es factible aportar con la evolución automotriz en nuestro medio.

El estudio se ha desarrollado de la siguiente manera:

En el Capítulo I se establecen las generalidades acerca de las motocicletas: temas necesarios de conocer para constituir las bases del estudio, como su historia, sus diferentes tipos, su funcionamiento y sus partes.

En el Capítulo II, se realiza una descripción y un estudio de los diferentes tipos de sistemas que podrían satisfacer, de alguna manera, la necesidad presentada, y así, se establece el más idóneo para este propósito, dando a conocer las principales razones de su elección y los diferentes parámetros para su diseño.

En el Capítulo III, se realiza el diseño de los elementos que constituyen el sistema seleccionado en el Capítulo II, tomando en cuenta las medidas de un Modelo a escala de la motocicleta considerada como “Conejillo de Indias” y los diferentes parámetros, en cuanto a estructura y funcionamiento de ésta.

En el Capítulo IV, se presenta una simulación de los elementos diseñados, con sus formas y dimensiones reales, así como el conjunto formado por éstos en la motocicleta.

El Capítulo V, presenta las Conclusiones y Recomendaciones de este estudio.

PRESENTACIÓN

El presente trabajo constituye un paso significativo en el desarrollo y en el desempeño de las motocicletas: al dotar de un sistema de doble tracción a éstas, se aprovecha al máximo la Potencia y Torque entregados por el motor, además que constituye la solución a la problemática de varios usuarios.

Principalmente el propósito de este trabajo es aportar al desarrollo intelectual del estudiante mediante el aprovechamiento de su ingenio y la aplicación de sus conocimientos, en la ejecución del diseño. Puesto que, a medida que se desarrolla el trabajo, se presentan problemáticas que constituyen un foco de ingenio muy grande.

La forma de una motocicleta, las partes y su funcionamiento, son temas que se debieron estudiar a fondo para desarrollar el presente proyecto, siempre con la consigna que éste representa tan solo un escalón más en la evolución de estos vehículos.

Como es sabido, la maquinaria y los automotores se encuentran en un campo en que la mejora continua es algo cotidiano; “no hay diseño perfecto”, y cada día se presentan factores que incrementan la eficiencia de estas máquinas.

Este trabajo no es la cumbre en el diseño y desempeño de una motocicleta, es solo un escalón en el camino de ascenso en busca de ésta. Con este trabajo se presentan más oportunidades de mejora y evolución de este vehículo y sobretodo se demuestra es factible de darse en nuestro medio.

CAPÍTULO I.

1. GENERALIDADES

1.1. INTRODUCCIÓN

El diseño de un sistema de tracción delantera que complemente la tracción posterior de una motocicleta, parte de la idea de crear un mecanismo que permita mejorar su desempeño, aplicando los conocimientos adquiridos y, especialmente, la inventiva de los diseñadores. La realización de este proyecto representa un verdadero reto para el estudiante, a la vez que permite aportar a su desarrollo intelectual.

A pesar de que el diseño de un sistema mecánico de transmisión delantera para motocicletas es complejo y requiere de mucho ingenio, ha sido considerado poco útil por algunos usuarios, lo cual carece de fundamentos, ya que, el sistema proporciona una gran ventaja, según la utilidad que le sea dada, o el tipo de terreno en el cual se va a desempeñar. Esto quiere decir que este sistema tendrá su máxima utilidad cuando la motocicleta se encuentre con un terreno en mal estado, resbaladizo o demasiado empinado, resultando más eficiente bajo este tipo de condiciones.

Cabe recalcar que el diseño propuesto en el presente estudio no resulta un sistema para adaptar a motocicletas ya existentes en el mercado. Es decir, el sistema no será diseñado para la transformación de una motocicleta de tracción posterior en una de tracción delantera o doble tracción. Lo que se hará es realizar el diseño de un sistema que se instale en una motocicleta que ha sido diseñada con los requerimientos previos para funcionar con doble tracción.

Adicionalmente, se indica que el sistema propuesto, es netamente mecánico; es decir, no intervendrán dispositivos de carácter hidráulico, eléctrico, o

motores adicionales. La idea es que la fuente de potencia del mecanismo sea desde el mismo motor.

1.1.1. LA MOTOCICLETA

Una motocicleta, comúnmente conocida con la abreviatura moto, es un vehículo automóvil de dos ruedas impulsado por un motor de combustión interna que acciona la rueda trasera, destinado al transporte de personas. Consta de dos ruedas y de un cuadro, que constituye la estructura fundamental del vehículo. La rueda directriz¹ es la delantera y la rueda motriz² es la trasera.

1.1.1.1. Historia

La historia de la motocicleta siempre estará vinculada con el desarrollo de las primeras bicicletas. La bicicleta ha sido la base para las primeras motocicletas y ayudó a darle forma a la historia de estas máquinas motorizadas.



Figura 1 - 1.- Una de las primeras motocicletas

En el año 1867 Sylvester Howard Roper inventó la primera máquina que alguno podría reconocer como una motocicleta. Roper, un norteamericano, creó una

¹ Dicho de una línea, de una figura o de una superficie: Que determina las condiciones de generación de otra línea, figura o superficie

² Que mueve.

máquina con motor a vapor de dos cilindros. Estas primeras motocicletas usaban carbón como combustible.

Algunos expertos insisten que una máquina de esas características no puede ser tomada como una verdadera motocicleta moderna. Muchos sugieren que la primera motocicleta real fue inventada por Gottlieb Daimler. Este hombre, por supuesto, cobró más fama por su trabajo en automóviles.



Figura 1 - 2.- Una de las primeras Motocicletas

Por algún tiempo Daimler ha estado trabajando con Nicolaus August Otto, quien era, él mismo, todo un experto en diseñar y construir motores. Daimler tomó uno de los motores de Otto y lo instaló en el marco de madera de una bicicleta.

El motor de combustión interna de cuatro tiempos de Otto fue toda una revelación y Daimler lo usó en 1885 en lo que para muchos ha sido la primera motocicleta.

Es en este momento que el motor de gasolina y la moderna bicicleta se unieron.

En el año 1898, los hermanos rusos Eugéne y Michel Werner montaron un motor pequeño en una bicicleta, colocándolo de distintas formas. En este mismo año se empieza su fabricación.

En 1901, la sociedad de motocicletas Harley-Davidson tuvo su comienzo en Milwaukee, Estados Unidos, cuando William Harley, con 21 años, y Arthur

Davidson, con 20 años, crearon un prototipo de bicicleta motorizada. Este prototipo fue construido en el garaje de Davidson, el cual medía 3 m por 5 m.

En 1902 se inventó el “escúter”, en Francia (proveniente del inglés 'scooter'), también conocido como “auto sillón”, por el francés Georges Gauthier. El escúter es una moto provista de un salpicadero de protección. Está compuesto por dos ruedas de poco diámetro y un cuadro abierto que permite al conductor estar sentado, en vez de a horcajadas³. También contiene una carrocería que protege todos los mecanismos, y ofrece algún pequeño espacio de almacenaje de objetos pequeños y de una rueda de recambio. Fue fabricada en serie en 1914. Tuvo una gran popularidad, sobre todo entre los jóvenes.

En 1910 apareció el sidecar, un carro con una rueda lateral que se une a un lado de la motocicleta. Consta de un bastidor (de una sola rueda) y de una carrocería que protege al pasajero. La motocicleta que lo arrastra, se convierte en un vehículo de tres ruedas y su conducción se controla mediante el giro del manillar⁴. Ya había aparecido años antes, pero en bicicletas.

Después de volver de la Segunda Guerra Mundial (1945), los soldados estadounidenses parecían descontentos con las motocicletas que eran construidas por Harley-Davidson e Indian. Las motos que habían montado en Europa eran más ligeras y más divertidas de conducir. Estos veteranos comenzaron a andar con otros ex-soldados para volver a vivir algo de la camaradería que habían sentido en el servicio. Estos grupos se dieron cuenta que sus motocicletas necesitaban los cambios que Harley no les proporcionaba. Así nació la Chopper.

³ Dicho de montar, cabalgar o sentarse: Con una pierna a cada lado de la caballería, persona o cosa sobre la que se está.

⁴ Pieza de los vehículos de dos ruedas encorvada por sus extremos para formar un doble mango en el que se apoyan las manos, y sirve para dirigir la máquina.

1.1.1.2. Partes de una motocicleta

- Chasis, que es la espina dorsal de la motocicleta y a partir del cual se colocan todos los demás elementos que la componen.



Figura 1 - 3.- Chasis⁵

- Horquilla o Telescópicos, que es el conjunto al cual se une el manillar o manubrio y la rueda delantera y que actúa a su vez de suspensión delantera.
- Pipa de dirección, que une la horquilla al chasis y que aloja en su interior unos rodamientos, los cuales permiten girar la dirección a uno u otro lado.
- Basculante, que es la pieza que unida al chasis mediante un eje (eje del basculante), sujeta la rueda trasera y uno de los extremos de la amortiguación trasera de suspensión
- Depósito de combustible, que es el recipiente que aloja el combustible.
- Motor de combustión interna, que es un tipo de máquina que obtiene energía mecánica a partir de la energía química producida por un combustible que arde dentro de una cámara de combustión. Este motor, anclado al basculante, y a la rueda trasera mediante una cadena, una correa o un cardan, es el encargado de impulsar a la motocicleta. Puede ser de dos o cuatro tiempos.
- Frenos delantero y trasero, que son los encargados de detener la motocicleta, y que pueden ser de disco o de tambor.

⁵Fuente: http://www.kamayuras.com/objetos/manual_motoc/CHASIS%20DE%20MOTOCICLETAS.pdf

1.1.1.3. Geometría de la motocicleta⁶

Al hablar de la geometría de una motocicleta, se hace referencia a todos los elementos que componen su estructura, así como de su disposición en la misma.

- Distancia entre ejes

Es la distancia entre los centros de las ruedas, cuando las suspensiones están en reposo. En muchas motocicletas es normal un ajuste de 20 a 40 mm para el tensado de la cadena.

La distancia entre ejes puede no ser exacta, pero tiene una gran influencia en la maniobrabilidad de la moto; de modo que, una moto de 125 cc, al pasar de 1350 mm de distancia entre ejes, su maniobrabilidad se empieza a parecer al de una de 250cc.

En conclusión se puede resaltar que una distancia entre ejes grande produce una gran estabilidad en recta, y una distancia corta, lo contrario, poca estabilidad en recta.

- Lanzamiento

Es el ángulo que forman los telescópicos con la vertical, o la normal de la rueda delantera. Normalmente el ángulo varía entre 22 y 29°, pero se pueden encontrar también fuera de este intervalo.

El lanzamiento en sí, determina la cantidad de avance que tendrá la moto.

⁶ Fuente: http://www.gassattack.com/articulos_tecnicos/geometrias.pdf

- Avance

Es la distancia horizontal entre el punto de contacto del neumático con el suelo y la extensión de la línea dibujada por la pipa de dirección hasta el suelo.

Los avances típicos para motos de carrera están entre 80 y 120 mm, pequeñas variaciones de este intervalo pueden producir grandes cambios.

El objetivo principal del avance es dar a la motocicleta una cierta estabilidad en línea recta. Este avance produce sobre la rueda delantera un momento, el cual nos permite conducir la moto.

Cuanto más cerrado sea el ángulo, más maniobrable, más ágil será la moto en virajes retorcidos. Cuanto mayor sea el avance más estable será la moto en recta y curvas rápidas. Hay motos en las que estos parámetros son graduables.

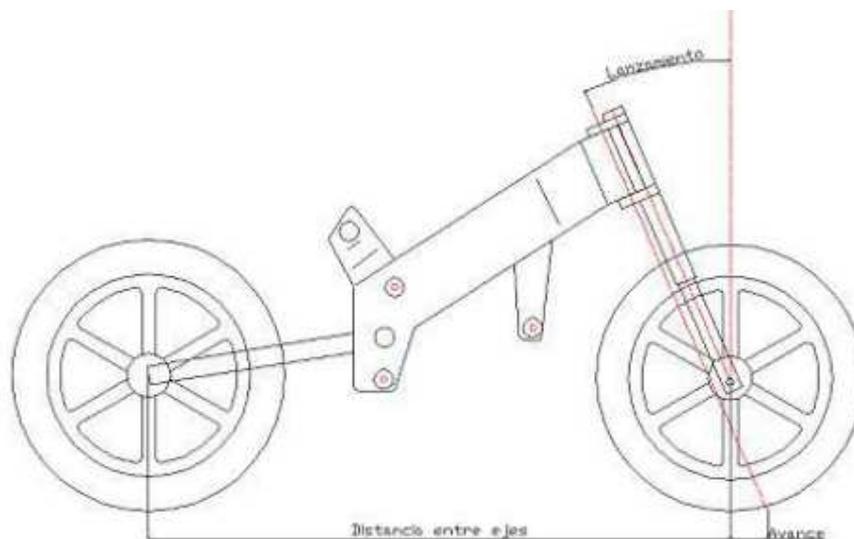


Figura 1 - 4.- Distancia entre Ejes, Lanzamiento y Avance⁷

⁷ Fuente: http://www.gassattack.com/articulos_tecnicos/geometrias.pdf

1.1.1.4. Tipos de motocicleta

De carretera

- Chopper
- Ciclomotor
- Custom
- Deportiva
- Naked
- Scooter
- De turismo
- De velocidad

De campo

- Cross
- Enduro
- Supercross
- Supermoto
- Trail
- Todoterreno

1.1.1.4.1. De carretera:

- Chopper

Una Chopper es un tipo de motocicleta modificada que carece de elementos innecesarios. Puede estar basada en una motocicleta de producción o ser creada desde cero.

Con respecto a las motocicletas tradicionales, las Chopper suelen ser más livianas, tienen tanques de combustible más pequeños, y sus parabrisas, luces, guardabarros y asientos son más pequeños o directamente fueron quitados.



Figura 1 - 5.- Motocicleta Chopper⁸

- **Ciclomotor**

Un ciclomotor es un vehículo de motor con características (potencia, cilindrada, velocidad máxima) inferiores a las motocicletas. Su cilindrada es menor de 80 cc. Según el reglamento general de vehículos, el ciclomotor no está considerado como vehículo automotor, ya tenga 2, 3 o 4 ruedas.

Son vehículos que no pueden sobrepasar los 45 km/h por construcción ni permiso. No pueden circular por Autovías ni Autopistas a no ser que no haya ninguna vía alternativa para ir a su destino.



Figura 1 - 6.- Ciclomotor⁹

⁸ Fuente: <http://es.wikipedia.org/wiki/Chopper>

- **Custom**

El término motocicleta custom proviene originalmente del verbo inglés *to customize*, que se refiere a la personalización de algo que fue creado en serie de forma industrial e impersonal. En este caso define un tipo de motocicleta que ofrece la posibilidad de personalización y modificación de acuerdo a los gustos del dueño, (partiendo casi siempre de un modelo de estilo clásico o "retro"), de tal forma que la motocicleta acaba convirtiéndose en un reflejo de la personalidad y estética de la persona que la posee.

Las custom aparecieron como tales en cuanto se popularizó la modificación por parte de los usuarios de sus motocicletas (principalmente de las marcas norteamericanas Harley Davidson e Indian), tras la finalización de la Segunda Guerra Mundial. En la actualidad, prácticamente todos los fabricantes de motocicletas tienen una gama de motos custom y un catálogo de piezas para personalizarlas.

El movimiento ha tenido tal repercusión a lo largo de las décadas, que se ha generado una industria paralela de customizadores o creadores de motocicletas totalmente exclusivas a partir de cero



Figura 1 - 7.- Motocicleta Custom¹⁰

⁹ Fuente: <http://es.wikipedia.org/wiki/Ciclomotor>

¹⁰ Fuente: http://es.wikipedia.org/wiki/Motocicleta_custom

- **Deportiva**

Una motocicleta deportiva es una motocicleta de altas prestaciones destinada al uso en la vía pública, con características de conducción más agresivas que las de una motocicleta de turismo. Muchas motocicletas de velocidad son derivadas de motocicletas deportivas.

Las motocicletas deportivas van equipadas en su mayoría de un carenado, que mejora su aerodinámica, con el fin de alcanzar altas velocidades, habitualmente por encima de los 250 km/h o incluso más de 300 km/h en los modelos más exóticos.

La posición de conducción de una motocicleta deportiva es usualmente muy agresiva, en el sentido de que obliga al cuerpo a estar muy adelantado. Con ello se gana estabilidad en la dirección y mejora la aerodinámica.¹¹



Figura 1 - 8.- Motocicleta Deportiva¹²

- **Naked**

Una motocicleta naked (o desnuda) es una motocicleta que carece de carenado, por lo que gran parte de su mecánica está al descubierto.

¹¹ Parte de la mecánica de fluidos que estudia el movimiento de los gases y principalmente el aire.

¹² **Fuente:** http://es.wikipedia.org/wiki/Motocicleta_deportiva:



Figura 1 - 9.- Motocicleta "Naked"¹³

- **Scooter**

Un scooter es un tipo de ciclomotor con un cuadro abierto en el que el conductor se sienta sin montar a horcajadas sobre parte alguna del motor. La mayoría de los scooters modernos tienen ruedas más pequeñas que las motocicletas, de entre 12 y 15 pulgadas (30–37,5 cm) de diámetro.

En contraste con la mayoría de las motocicletas, los scooters suelen tener carrocería, incluyendo una protección frontal para las piernas y un cuerpo que oculta toda o la mayor parte de la mecánica.

El diseño clásico del scooter presenta un suelo plano para los pies del conductor y a menudo incluye algún hueco de almacenaje integrado, ya sea bajo el asiento, en la protección frontal para las piernas o en ambos sitios.



Figura 1 - 10.- Motocicleta Scooter¹⁴

¹³Fuente: http://es.wikipedia.org/wiki/Motocicleta_Naked

- **Turismo**

Una motocicleta de turismo es un tipo de motocicleta diseñado específicamente para realizar largos viajes. Tienen motores de media o gran cilindrada, una posición de conducción erguida, parabrisas y tanque de combustible grandes, y maletas a los lados de la parte trasera. La mayoría de las marcas conocidas, como Yamaha, Honda y BMW, cuentan con este tipo de motocicletas dentro de sus gamas.



Figura 1 - 11.- Motocicleta de Turismo¹⁵

- **Velocidad**

El motociclismo de velocidad es una modalidad deportiva del motociclismo disputada en circuitos de carreras pavimentados.

Las motocicletas que se usan pueden ser prototipos, es decir desarrolladas específicamente para competición, o derivadas de modelos de serie (en general motocicletas deportivas) con modificaciones para aumentar las prestaciones. En el primer grupo entran las que participan en el Campeonato Mundial de Motociclismo, y en el segundo las Superbikes, las Supersport y las Superstock.

¹⁴ Fuente: [http://es.wikipedia.org/wiki/Scooter_\(motocicleta\)](http://es.wikipedia.org/wiki/Scooter_(motocicleta))

¹⁵ Fuente: http://es.wikipedia.org/wiki/Motocicleta_de_turismo

Las motocicletas deben presentar una serie de características como son la estabilidad, la alta velocidad (tanto en recta como en paso por curva), alta aceleración, gran frenada, fácil maniobrabilidad y bajo peso.



Figura 1 - 12.- Motocicleta de Velocidad¹⁶

1.1.1.4.2 De campo:

- **Cross**

Una motocicleta de cross es una motocicleta diseñada para hacer motocross. Estas motocicletas tienen las suspensiones con más recorrido que otro tipo de motocicletas y se aplica toda la potencia para sacarle la mayor aceleración posible, ya que no hace falta que tengan mucha velocidad.

Son motocicletas que no están homologadas para circular por las calles ya que carecen de faros y matrícula.

¹⁶Fuente: http://es.wikipedia.org/wiki/Motocicleta_de_velocidad



Figura 1 - 13.- Motocicleta de Cross¹⁷

- **Enduro**

La palabra enduro, proviene de la palabra inglesa "endurance", que significa resistencia. De ahí ya se deduce que nos encontramos ante un deporte de resistencia física elevada.

La disciplina del enduro deriva del moto cross. Esencialmente, una moto de enduro es similar a la de cross, con modificaciones en suspensiones, caja de cambios y encendido con salida de luces. Las enduro son motocicletas homologadas para uso urbano, a diferencia de las de cross, que son de uso exclusivo de recintos cerrados. Las enduro son motos en las que su máximo Torque se entrega a bajas y medias revoluciones, que son necesarias para afrontar los distintos obstáculos tales como subidas pedregosas, escalones de rocas, troncos.



Figura 1 - 14.- Motocicleta de Enduro¹⁸

¹⁷ Fuente: http://es.wikipedia.org/wiki/Motocicleta_de_Crosste:

- **Supercross**

El supercross es una disciplina motociclística derivada del motocross. Cada carrera se compone de un sistema de eliminatorias hasta llegar a una final. Los circuitos son mucho más pequeños e intensos que en el motocross, y las mangas clasificatorias son más cortas.

Las dos disciplinas tienen muchos aspectos en común. Las motocicletas con las que se compete son las mismas, aunque con algunos ajustes de motor y suspensiones.

- **Supermoto**

“Supermotard” es una fusión entre el motociclismo de carretera y el motocross.

Las carreras tienen lugar comúnmente en pistas con secciones todoterreno dentro del mismo circuito; aproximadamente un 70% es de asfalto y el 30% restante es de tierra y normalmente con algún salto.

Las motocicletas son frecuentemente creaciones hechas a partir de motos todoterreno, con ruedas o neumáticos de motocicletas de carrera. Los conductores visten también una combinación de trajes de carrera y todoterreno, normalmente de cuero, cascos y botas de todoterreno. A diferencia de las competiciones de carretera normales, el énfasis predomina en carreras lentas (velocidades máximas inferiores a 100 mph / 160 km/h), y pistas cortas con muchas curvas, donde las habilidades del competidor son más importantes que el desempeño de la máquina.

¹⁸ Fuente: http://es.wikipedia.org/wiki/Motocicleta_de_Enduro



Figura 1 - 15.- Super Moto¹⁹

- **Trail**

Son motocicletas que cuentan con suspensiones de gran recorrido y rueda delantera de mayor diámetro. Existen en todas las cilindradas desde 50 hasta 1150 cc, si bien, a medida que su cilindraje aumenta, y por tanto el tamaño de la máquina, disminuyen sus aptitudes de campo, pues pierde manejabilidad.



Figura 1 - 16.- Motocicleta Trail²⁰

¹⁹ Fuente: <http://es.wikipedia.org/wiki/Supermoto>

²⁰ Fuente: http://es.wikipedia.org/wiki/Motocicleta_Trial

- **Todoterreno**

Una motocicleta todoterreno es una motocicleta apta para uso todoterreno, y el motociclismo todoterreno es una modalidad deportiva del motociclismo que combina el motocross y el trial y se disputa con motocicletas todoterreno.

Se conoce como trial a la modalidad deportiva sobre ruedas -con o sin motor- donde se trata de superar diferentes obstáculos delimitados en una trazada concreta dentro de una zona señalizada, utilizando para ello; habilidad, equilibrio y valor.

En esta modalidad, los pilotos se ven obligados a competir de forma, generalmente independiente, (la salida es tipo rally), por terrenos de montaña muy variados, donde es posible discurrir por carreteras de tierra a velocidades bastante altas para este tipo de terreno o tener que pasar por estrechos senderos de muy diversa dificultad. Al contrario que el motocross, el circuito es abierto y bastante extenso y con una duración que con frecuencia es de varios días.

Otros tipos de motocicleta

"Pocket bikes" o minimotos que son motos en miniatura dotadas de un motor de explosión y cuyo funcionamiento es idéntico al de cualquier motocicleta con la única diferencia del tamaño y la cilindrada.

1.1.1.5. Funcionamiento

Normalmente va propulsada por un motor de gasolina de dos o cuatro tiempos, aunque también existen modelos eléctricos, que transmite la potencia a la rueda trasera mediante la transmisión secundaria (cadena , cardan o correa). La conducción se lleva a cabo por la articulación de la rueda delantera (que

gira sobre un eje horizontal, perpendicular al plano de la rueda) controlada por un manillar sobre el que están instalados los dispositivos necesarios para control de la motocicleta: palancas de accionamiento de los frenos, embrague, interruptores de las luces, etc.

El chasis, que puede estar construido preferentemente en acero o aluminio, y en casos más raros en aleaciones con magnesio o titanio. La rigidez y geometría del chasis es vital para su estabilidad. Normalmente la rigidez necesaria va en función de la potencia del motor y las características dinámicas. La mayoría de las motocicletas están dotadas de suspensiones, con el fin de mantener las ruedas en contacto con el suelo el máximo tiempo posible al paso por irregularidades y aumentar el confort de marcha. Los frenos son imprescindibles para detener la motocicleta. Suelen ir anclados a las llantas y son accionados por una palanca en el manillar o en el pie. Los hay de dos tipos: de tambor y de disco.

Los frenos de disco han ido ganando terreno en el total de motocicletas distribuidas, por ser más eficaces, y disipar mejor el calor generado en la frenada. Los frenos de tambor son muy particulares, porque si una de sus partes no funciona correctamente, la banda emite sonidos, como si fueran chillidos, al momento de frenar la motocicleta.

Algunas motocicletas tienen carenado, que sirve para proteger al conductor del viento y favorecer la velocidad máxima por aerodinámica mejorada.

Disponen generalmente de cambio de marchas que se controla mediante una de las empuñaduras del manillar o mediante una palanca accionada con el pie.

La motocicleta se mantiene erguida en recta y mantiene la estabilidad en curva gracias al efecto giroscópico de las ruedas. El diámetro en las ruedas puede estar comprendido entre 21" (motos todo-terreno ó enduro) y 8" (minimotos), y una anchura entre 5 cm hasta 21 cm. La diferencia más importante en relación a otros vehículos es la relación peso/potencia, esto caracteriza a la motocicleta de aceleraciones y frenadas difíciles de superar por los más eficaces automóviles.

1.2. OBJETIVOS

1.2.1. OBJETIVO GENERAL

Diseñar un sistema para tracción delantera en motocicletas complementando la tracción posterior.

El diseño está enfocado a un mecanismo netamente mecánico, el cual brinde a los usuarios la gran ventaja de poseer tracción y torque en las dos ruedas de su motocicleta, además de seguridad para terrenos irregulares.

1.2.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Idear un sistema de tracción delantera que permita el funcionamiento normal de la dirección de la motocicleta; es decir que el ángulo de giro del manubrio sea en lo posible el mismo que normalmente se tiene en condiciones de tracción posterior y que además la fuente de torque para la rueda delantera provenga del mismo motor.
- Diseñar y seleccionar los elementos específicos, luego de un análisis exhaustivo de todos los posibles sistemas que podrían utilizarse para este fin.
- Elaborar una simulación en un programa informático que permita visualizar el mecanismo escogido para tracción delantera.
- Realizar mejoras en los sistemas de tracción.

1.2.3. JUSTIFICACIÓN DEL PROYECTO:

Se realiza el diseño de un sistema de tracción delantera para motocicletas con el fin de que éstas puedan ser utilizadas en todo tipo de terreno.

La importancia del tema propuesto es que, al tratarse de una idea innovadora, se pueden obtener resultados que contribuyan con el desarrollo de la tecnología, y consecuentemente, el progreso de nuestro país.

Además, sería de gran ayuda para usuarios de motocicletas todo terreno, tanto en el ámbito laboral como deportivo.

1.3. PROBLEMÁTICA DE LA DIRECCIÓN

La dirección es el conjunto de mecanismos, mediante los cuales pueden orientarse las ruedas directrices de un vehículo a voluntad del conductor.

La dirección de la motocicleta ofrece una precisión envidiable. Se siente directamente en las manos la configuración del terreno; resulta mucho más sensible a cualquier irregularidad y esto es transmitido al piloto.

Es un sistema de dirección bastante sencillo y directo, comparándolo con los sofisticados mecanismos de los automóviles. Carece de desmultiplicadores, puesto que su elemento direccional no es un volante, sino un manillar con un leve radio de giro, el cual, unido con una serie de elementos a un eje o barra de dirección y a través de unas bridas de sujeción, se acopla a la rueda delantera.

La mayor complicación que se presenta en el diseño del sistema propuesto, es idear el mecanismo que permita transmitir el torque y la potencia desde el motor a la rueda delantera, sin afectar la movilidad del manubrio o manillar, es decir, que permita que su giro no sea alterado.

Por tratarse de un sistema netamente mecánico, su diseño implica un alto nivel de invención e imaginación y conocimiento de los diferentes componentes de la motocicleta.

En vista que los telescópicos de la motocicleta se encuentran desplazados cierta distancia del eje central de giro de la dirección y forman un solo cuerpo con la rueda, llevar el movimiento hacia éstos desde el motor, resulta el desafío principal en el presente proyecto.

La mayoría de mecanismos que pudieran utilizarse con el fin de conseguir tracción delantera se verían interrumpidos por el giro de la rueda, y como consecuencia, éste a su vez, restringiría el giro del manubrio.

1.4. PROBLEMÁTICA DE LA DOBLE TRANSMISIÓN EN MOTOCICLETAS

Se denomina transmisión mecánica a un mecanismo encargado de transmitir potencia entre dos o más elementos dentro de una máquina. Para ejercer su función emplea el movimiento de cuerpos sólidos, como pueden ser engranes o correas de transmisión, lo que le diferencia de transmisiones neumáticas, hidráulicas o hidrostáticas.

En la gran mayoría de los casos, estas transmisiones se realizan a través de elementos rotantes, ya que la transmisión de energía por rotación ocupa mucho menos espacio que aquella por traslación.

Técnicamente, la transmisión cambia la velocidad de rotación de un eje de entrada, lo que resulta en una velocidad de salida diferente.

Las transmisiones primitivas comprenden, por ejemplo, reductores y engranes en ángulo recto en molinos de viento o agua y máquinas de vapor, especialmente para tareas de bombeo, molienda o elevación.

En general, las transmisiones reducen una rotación inadecuada, de alta velocidad y bajo par motor, del eje de salida del impulsor primario a una velocidad más baja con par de giro más alto, o a la inversa.

Tipos de Transmisión

Entre las formas más habituales de transmisión son:

- Con correa, como una banda de distribución.
- Con cadena.
- Con cascada de engranes.
- Con juntas cardán u homocinéticas.

Debido a la configuración en su estructura, las motocicletas son generalmente diseñadas para funcionar de forma que la transmisión, lleve el par motor a las ruedas posteriores, ya que al ser un dispositivo relativamente liviano, ésta es suficiente.

Esta afirmación resulta inapropiada para aquellos casos en que los usuarios de este medio, se sienten en la necesidad de emplear también un sistema de transmisión delantero, ya sea por su trabajo o, para realizar una determinada actividad.

Sin embargo, lo que se debe recalcar en este sentido, es que el sistema será diseñado, considerando que va a ser colocado en una motocicleta que posea un dispositivo de salida de potencia desde el motor, especialmente diseñado para éste, tal como se expuso anteriormente.

Esta consideración es necesaria realizar puesto que el sistema de tracción en sí, por sencillo que sea, aportará ciertas variantes al desempeño de la motocicleta, tales como peso, mas potencia, e incluso el agarre, el cual se tendrá en las dos ruedas, brindando más seguridad al usuario, pero así mismo, afectaría el balance de ésta, ya sea a altas o bajas velocidades.

CAPÍTULO II.

2. MECANISMOS DE TRANSMISIÓN DE MOVIMIENTO

Se comenzará haciendo notar, que en este contexto, se refiere al término “mecanismo”, como el sistema que será diseñado para transmitir el movimiento. En tal virtud, dicho término indica que el sistema será netamente mecánico.

Primeramente, se muestra la definición de un sistema.

Se define como sistema al conjunto de elementos dinámicamente relacionados, que interactúan entre en sí, para llegar a un mismo objetivo.



Figura 2 - 1.- Esquema Básico de un Sistema

Los sistemas reciben (entrada) datos, energía o materia del ambiente y proveen (salida) información, energía o materia.

2.1. ESTUDIO DE LOS DISTINTOS SISTEMAS POSIBLES A UTILIZARSE.

El presente proyecto está orientado al diseño de un sistema mecánico, ya que por su naturaleza tiene mayor complejidad, lo cual involucra un mayor grado de conocimientos e imaginación, a pesar de que pueden utilizarse otros tipos de sistemas.

Esta es la razón por la que se presenta a continuación un breve estudio de los sistemas que también se podrían utilizar.

2.1.1 SISTEMA HIDRÁULICO

Es un sistema en el cual se genera, transmite y controla la aplicación de potencia a través de la circulación de un fluido.

En un sistema hidráulico se aprovecha la incompresibilidad del Líquido en cuestión, en forma continua y eficaz. La potencia que se transmite puede presentarse en forma de empuje, tracción, o rotación.

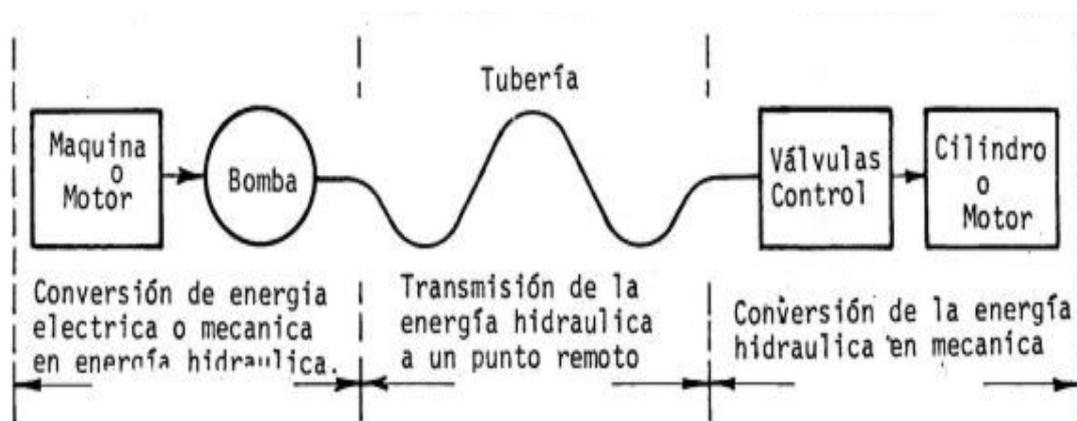


Figura 2 - 2.- Funcionamiento de un Sistema Hidráulico²¹

- **Ley básica de hidráulica.**

La ley más elemental de la física referida a la hidráulica y neumática fue descubierta y formulada por Blas Pascal en 1653 y denominada Ley de Pascal, que dice:

²¹ **Referencia:** http://www.cohimar.com/util/neumatica/neumatica_hidraulica.html

"La presión existente en un líquido confinado actúa igualmente en todas direcciones, y lo hace formando ángulos rectos con la superficie del recipiente".

La presión en un líquido sólo depende de la profundidad, cualquier incremento de presión en la superficie debe transmitirse a cada punto en el fluido. El fluido confinado en la sección de una tubería ejerce igual fuerza en todas direcciones, y perpendicularmente a las paredes.

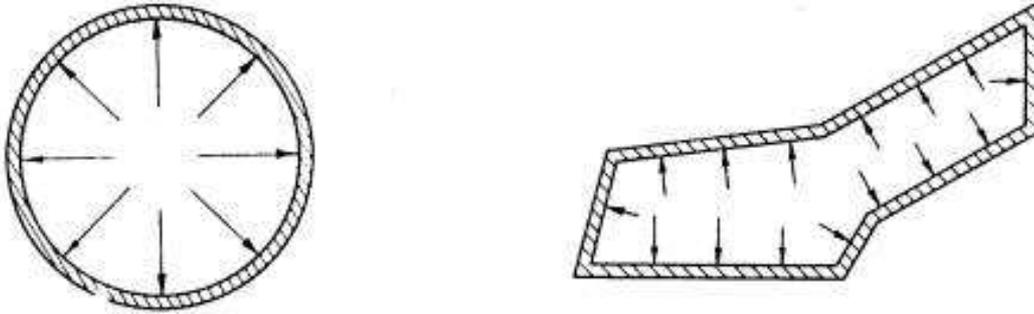


Figura 2 - 3.- Distribución de Presión²²

El fluido hidráulico lleva a cabo en el sistema cuatro funciones simples:

- Transmitir potencia
- Lubricar los diferentes elementos (la bomba, válvulas y sellos)
- Proteger el sistema removiendo contaminantes y humedad
- Refrigerar al sistema

La presión aplicada dará al fluido la potencia necesaria para transmitir una fuerza dentro del sistema. Conforme la complejidad del sistema se incrementa, el trabajo requerido del fluido también se incrementa. El fluido suministra potencia y al mismo tiempo lubrica los componentes por los cuales fluye. El fluido hidráulico, como lubricante, reduce la fricción entre los componentes produciendo una barrera o película que separa las superficies que giran o se deslizan una sobre otra.

²²Referencia: http://www.cohimar.com/util/neumatica/neumatica_hidraulica.html

- **MOTOR HIDRÁULICO**

Un motor hidráulico es un actuador mecánico que convierte presión hidráulica y flujo en un par de torsión y un desplazamiento angular, es decir, en una rotación o giro. Su funcionamiento es, pues, inverso al de las bombas hidráulicas y es el equivalente rotatorio del cilindro hidráulico. Se emplean sobre todo porque entregan un par muy grande a velocidades de giro pequeñas en comparación con los motores de combustión.

- **Análisis del sistema**

Este sistema trabajaría en conjunto con el motor de la motocicleta, ya que a éste se conecta la bomba hidráulica, la cual accionará el movimiento del fluido para conseguir la tracción.

Actualmente existen motocicletas de doble tracción que funcionan con sistemas hidráulicos, ya que, por su naturaleza, puede acoplarse más fácilmente a una motocicleta, sin interferir con el mecanismo de dirección.

Este tipo de sistema utiliza una bomba hidráulica situada encima de la caja de cambios, movida por una cadena desde la propia caja de cambios. La bomba está conectada por tubos flexibles a un motor hidráulico situado en el centro de la rueda delantera. La presión hidráulica transmitida a la rueda delantera es proporcional a la velocidad de la rueda trasera, cuanto más pierde tracción la rueda trasera, más compensa el sistema hidráulico el aumento de la potencia de tracción a la rueda delantera. La rueda delantera no puede girar más rápido que la rueda trasera, y la potencia transmitida a la rueda delantera no es nunca superior a la utilizada para la parte trasera. Este sistema auto-regulado permite que la tracción de la rueda delantera, se reduzca lentamente para que la rueda trasera vaya recuperando la tracción.

Cuando se cierra la válvula reguladora, no se transmite potencia a la rueda delantera, pero si la válvula se abre de repente y la rueda trasera empieza a perder adherencia, el repentino aumento de revoluciones de la bomba, aumenta la presión hidráulica del sistema y una mayor proporción de la potencia del motor se transmite a la rueda delantera. Si la rueda trasera continúa girando, más potencia es enviada a la rueda delantera. La proporción de potencia enviada a la rueda delantera es por lo tanto, controlada por la válvula reguladora de la tracción de la rueda trasera.

2.1.2 SISTEMA CON MOTOR ELÉCTRICO

Un motor eléctrico es una máquina eléctrica que transforma energía eléctrica en energía mecánica por medio de interacciones electromagnéticas. Algunos de los motores eléctricos son reversibles, pueden transformar energía mecánica en energía eléctrica funcionando como generadores.

- **Principio de funcionamiento**

Los motores de corriente alterna y los de corriente continua se basan en el mismo principio de funcionamiento, el cual establece que si un conductor por el que circula una corriente eléctrica se encuentra dentro de la acción de un campo magnético, éste tiende a desplazarse perpendicularmente a las líneas de acción del campo magnético.

El conductor tiende a funcionar como un electroimán debido a la corriente eléctrica que circula por el mismo adquiriendo de esta manera propiedades magnéticas, que provocan, debido a la interacción con los polos ubicados en el estator, el movimiento circular que se observa en el rotor del motor.

- **Análisis del sistema**

La potencia requerida por la rueda delantera para adquirir tracción puede ser tomada añadiendo un motor eléctrico.

Dicho motor debe ser capaz de manipular únicamente la rueda delantera, de modo que adquiera tracción propia; lo que lo hace un sistema totalmente independiente.

El motor podría colocarse en un lugar estratégico de modo que no afecte la movilidad del manubrio. Cabe recalcar que para que el motor entregue la potencia necesaria para la tracción de la rueda, su tamaño debe ser considerable, afectando directamente a la estética y equilibrio de la motocicleta.

2.1.3 SISTEMA MECÁNICO

Un sistema mecánico es un conjunto de elementos dinámicamente relacionados, que permiten producir, transmitir, regular o modificar movimiento. Cada uno de estos elementos cumple una función específica dentro del sistema.

Uno de los sistemas mecánicos más conocidos es el mecanismo, el cual está conformado por eslabones, que a su vez tienen un movimiento relativo entre sí.

En la teoría de los mecanismos se estudia únicamente la cinemática de los eslabones, es decir lo referente a posición, velocidad y aceleración; mientras que, para hablar de fuerza, torque, trabajo y potencia, se debe hacer referencia al término máquina, que es un mecanismo en el cual se estudia, además, la cinética involucrada en el movimiento de sus componentes.

2.1.3.1 Sistema con juntas tipo cardán

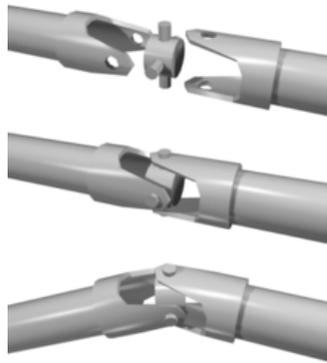


Figura 2 - 4.- Juntas Tipo Cardán²³

El cardán es un componente mecánico, descrito por primera vez por Girolamo Cardano, que permite unir dos ejes que giran formando un ángulo entre sí. Su objetivo es transmitir el movimiento de rotación de un eje al otro a pesar de ese ángulo. En los vehículos de motor se suele utilizar como parte del árbol de transmisión, que lleva la fuerza desde el motor situado en la parte delantera del vehículo hacia las ruedas traseras.

En la actualidad, la configuración más común en los automóviles es el motor delantero transversal con tracción delantera. En esta configuración, así como en otras en que el motor se ubica cerca de las ruedas motrices, no se utiliza el cardán. En estos casos la fuerza se transmite típicamente mediante semiejes y juntas homocinéticas.

El cardán es fácilmente observable en camiones por su tamaño abultado, en los que el árbol de transmisión se observa como una larga pieza de metal que rota sobre sí misma cuando el vehículo está en marcha. Está ubicada longitudinalmente entre el motor y el tren trasero donde están montadas las ruedas, pudiéndose observar un cardán típicamente en el acople con el diferencial o a la salida de la caja de cambios.

²³ Fuente: <http://es.wikipedia.org/wiki/Card%C3%A1n>

- **Análisis del sistema**

El principal problema que genera el cardán es que, por su configuración y sus características propias de diseño, el eje al que se le transmite el movimiento gira un ángulo menor del que gira el motriz en la mitad de su rotación, y en la otra mitad de ésta, el eje al que se transmite el movimiento, gira un ángulo mayor, compensando así esta pérdida.

Esto quiere decir que el eje al que se le transmite el movimiento no gira a velocidad angular constante, lo cual produce vibraciones bruscas en el sistema de tracción delantero. Esto desfazaría el movimiento relativo entre éste y el de tracción trasera, siendo este el principal inconveniente que se presenta, ya que al ser un vehículo de dos ruedas, las vibraciones producidas serían más notorias.

2.1.3.2 Sistema con juntas homocinéticas

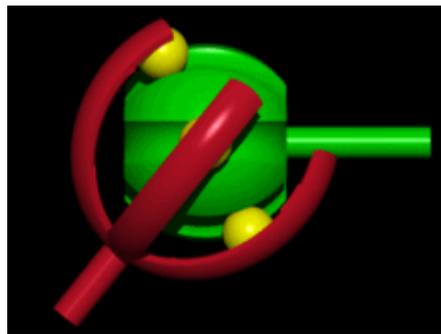


Figura 2 - 5.- Juntas Homocinéticas²⁴

La junta homocinética es una pieza compleja, que unida al palier de transmisión tiene como finalidad conectar dos ejes dispuestos longitudinalmente, no continuos, de modo que la velocidad entre ellos sea igual

²⁴ Fuente: http://es.wikipedia.org/wiki/Junta_homocin%C3%A9tica

en todo momento. El palier de transmisión de las ruedas, se conecta por uno de sus extremos con el diferencial y por el otro con el cojinete del eje de la rueda. Esta transmisión está sometida a los movimientos oscilatorios de la suspensión y los movimientos giratorios de la dirección, y por lo tanto debe ser articulada. La junta homocinética es una unión articulada, una especie de rótula compleja, que permite estos movimientos sin que por ello las ruedas pierdan tracción ni sufran las transmisiones.

- **Análisis del sistema**

Este sistema podría ser una buena opción para el fin propuesto. Sus características de fabricación y diseño permitirían una transmisión bastante eficiente de movimiento y potencia.

Lastimosamente, por ser un elemento exclusivo para este uso, su diseño resultaría complejo y costoso.

2.1.3.3 Sistema con engranes

Engrane es una rueda o cilindro dentado empleado para transmitir un movimiento giratorio o alternativo, a través de sus dientes. En toda máquina existe transmisión de movimiento de rotación de un eje a otro y los engranes constituyen uno de los mejores medios para hacerlo.

Al conjunto de dos o más engranes que transmite el movimiento de un eje a otro se denomina tren de engranes o engranaje.

Los engranes pueden ser cilíndricos de dientes rectos, cilíndricos de dientes helicoidales, cónicos y de tornillo sin fin.

Los engranes cilíndricos de dientes rectos se emplean para transmitir movimiento de rotación entre ejes paralelos. Sus dientes se encuentran paralelos al eje de rotación.

El rendimiento asociado a la transmisión de potencia en engranes cilíndricos de dientes rectos, en cada conjunción de dientes, es aproximadamente de 98%. Esta pérdida depende del material del engrane, el tipo de dientes, la lubricación, la naturaleza de las superficies, además de la pérdida de potencia en los cojinetes donde se asienta el engrane.

Los engranes generalmente se fabrican de acero, hierro fundido, bronce o resinas fenólicas²⁵.

En muchas aplicaciones el acero es la mejor opción para la fabricación de estos elementos mecánicos, ya que combina las características de alta resistencia y bajo costo.

Los engranes cilíndricos helicoidales son también usados en la transmisión de movimiento giratorio entre ejes paralelos, con la diferencia que los dientes no son paralelos al eje, sino que forman un ángulo con éste, conocido como ángulo de hélice.

El mecanismo de tornillo sin fin consiste en un engrane de dientes helicoidales y un tornillo sin fin con cinco o seis hilos de rosca. Los ejes de ambos no se cortan entre sí, y por lo general forman un ángulo de 90°, que puede ser diferente según la aplicación.

Los engranes cónicos, así llamados por su forma, similar a un tronco de cono, pueden ser de dientes helicoidales o rectos y se emplean para transmitir movimiento giratorio entre ejes no paralelos. Sus dientes pueden ser fundidos, fresados o generados, sin embargo, sólo éstos últimos se consideran perfectos.

Aunque por lo general se fabrican para transmitir movimiento entre ejes perpendiculares entre sí, pueden ser usados en ejes que forman ángulos diferentes a 90 grados.

²⁵ Resinas a base de fenol

- **Análisis del sistema**

De todos los tipos de engranes mencionados, el que más se ajustaría a los requerimientos del diseño, debido a la geometría de la motocicleta, es el engrane cónico de dientes rectos, gracias a su versatilidad respecto al ángulo entre ejes. La transmisión de potencia y movimiento es bastante eficiente.

Además de simple en cuanto a su fabricación y diseño, este tipo de engranes, resultan relativamente económicos, comparados con otros sistemas.

2.1.3.4 Sistema con cadenas



Figura 2 - 6.- Cadenas²⁶

Una cadena es un elemento de transmisión de potencia, formado por una serie de eslabones unidos por pernos.

Para la transmisión de potencia entre ejes giratorios, la cadena entra en ruedas dentadas correspondientes llamadas catalinas.

El tipo más común es la cadena de rodillos, en la que el rodillo sobre cada perno permite una fricción muy baja entre la cadena y las catalinas. Esta se caracteriza por su paso que es la distancia correspondiente entre las partes de eslabones adyacentes

²⁶ Fuente: http://es.wikipedia.org/wiki/Cadena_de_transmisi%C3%B3n

Las cadenas son elementos de máquinas utilizados para transmitir potencia a bajas velocidades, entre sus ventajas se encuentra que no sufren alteración con el pasar de los años, como tampoco son afectadas por el sol, aceite o grasa, aunque pueden ser propensas a oxidación, corrosión o desgaste de superficies. Pueden también operar a altas temperaturas.

Una transmisión por cadena no requiere tensión en el lado flojo de la cadena por tanto impone menos carga en los cojinetes de los ejes que las transmisiones por banda, esta disminución de la carga reduce el mantenimiento de cojinetes, lo mismo que las pérdidas por fricción, que en ellas se originan.

En relación a las transmisiones por engrane, el peso es menor, especialmente para distancias entre ejes medias y altas.

La capacidad de transmisión es elevada por la gran resistencia de las cadenas.

Frente a las transmisiones por correa, el sistema es más pesado, ruidoso y caro.

La velocidad máxima de la cadena es inferior a la que se puede alcanzar con algunas transmisiones por correa.

El montaje y mantenimiento son más complejos que en una transmisión por correa.

Frente a la transmisión por engrane, la relación de transmisión es menos constante, debido al efecto que produce el movimiento relativo entre partes (rodillos, pernos, etc).

- **Análisis del sistema**

La realización de un sistema que contenga únicamente cadenas o correas resulta muy complejo para este fin, pues éstas se montan entre piñones o

poleas paralelas y la estructura de la motocicleta es bastante irregular, lo que conllevaría a la utilización de un gran número de cadenas, en caso de ser posible, lo cual sería antiestético e ilógico, debido a que se perdería demasiada potencia.

El sistema de transmisión por cadenas se podría utilizar como un sistema complementario en caso de que las condiciones de diseño se presten.

2.2. SELECCIÓN DEL SISTEMA MÁS IDÓNEO.

Luego de realizado el estudio y análisis de los diferentes sistemas posibles para conseguir un mecanismo que produzca tracción delantera en una motocicleta se llegó a determinar el sistema más idóneo.

Primeramente, se presentarán las razones por las cuales los diferentes sistemas no pueden ser tomados en cuenta para este fin.

En primer lugar, el sistema hidráulico ya existe, por lo cual, su estudio sería en vano, llegando únicamente a una simple modificación del utilizado actualmente.

Para el caso del sistema con un motor eléctrico adicional, éste debería instalarse junto a la rueda delantera, afectando directamente la estabilidad de toda la motocicleta, ya que para asemejar la potencia entregada por el motor principal a la rueda trasera, el tamaño del motor eléctrico debe ser bastante considerable.

En cuanto a los sistemas mecánicos, se presentaron varias opciones.

La primera de ellas fue la posibilidad de realizar el proyecto con juntas tipo cardán, capaces de transmitir movimiento y potencia entre ejes no paralelos. El problema que presentó esta opción, es esencialmente el desfase en su giro entre ejes de entrada y salida. En la motocicleta esto provocaría vibraciones excesivas y, por ende, movimientos bruscos, lo cual es totalmente inaceptable en este tipo de vehículo.

Después se mencionó la posibilidad de realizar el proyecto con juntas homocinéticas, en las cuales se ha eliminado el desfase propio de las juntas cardán. El inconveniente con este sistema es su complejidad de diseño y su costo elevado, ya que sería un elemento de fabricación exclusiva.

En el caso del sistema con cadenas, sería inapropiado, debido a la geometría irregular de la motocicleta y sobre todo la dirección, además de la pérdida de potencia propia de este elemento.

Por todas estas razones se decide realizar el sistema con engranes cónicos de dientes rectos.

Este tipo de sistema presenta varias ventajas en relación a los otros. Entre las más importantes están su eficiencia y relativo bajo costo, su fabricación y la facilidad que presenta el poder variar el ángulo entre ejes, ya que éste depende de los requerimientos y geometría de la motocicleta.

Es necesario hacer notar que éste es el sistema principal a utilizar; sin embargo, de manera auxiliar, se puede requerir la utilización de otro u otros sistemas que permitan el correcto desempeño de la motocicleta y la fuente de potencia desde el mismo motor.

2.3 DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA SELECCIONADO. ENGRANES CÓNICOS

2.3.1. TIPOS DE ENGRANES CÓNICOS:

- Los engranes cónicos rectos: sus dientes son rectos y cónicos y si se extenderían hacia dentro, pasarían por el punto de intersección de los ejes.
- Los engranes cónicos espirales tienen dientes curvos y oblicuos respecto a sus ejes. El contacto empieza en un extremo del diente y avanza hacia otro.

- Los engranes cónicos zero: sus dientes están en la misma dirección general que los cónicos rectos y tienen curvatura similar a la de los engranes cónicos espirales.

2.3.2. GEOMETRÍA DE LOS ENGRANES CÓNICOS.

En la geometría de engranes cónicos se usan los siguientes términos:²⁷

Adendo.- del piñón a_p , del engrane a_G es la altura que sobresale el diente encima del cono de paso.

Anchura de la cara F .- es la longitud de los dientes medida a lo largo de un elemento del cono de paso.

Ángulo de cara de la preforma del piñón y del engrane.- es un ángulo entre un elemento del cono de la car y su eje.

Ángulo del dedendo del piñón o del engrane.- es el ángulo entre los elementos del cono de raíz y el cono de paso.

Ángulo del eje Σ es el ángulo entre el eje del piñón y el eje del engrane.

Ángulo de la espiral.- es el ángulo entre la huella el diente y un elemento del cono de paso. Se especifica como distancia media del cono.

Ángulo de paso del piñón o el engrane.- es el ángulo entre un elemento del cono de paso y su eje.

Ángulo de presión.- es el ángulo en el punto de paso entre la línea de presión, que está normal con la superficie del diente y el plano tangente a la superficie de paso. Se especifica en la distancia media del cono.

Ángulo de la raíz del piñón, y el engrane.- es el ángulo entre un elemento del cono de raíz y su eje.

²⁷ Fuente: SHIGLEY Joseph, 1989, "Engranes y engranajes", Ed. McGRAW-HILL, México, pg.54, tabla 3-4

Ápice de la cara más allá del punto de cruzamiento en el piñón G o el engrane Z.- es la distancia entre el ápice de la cara y el punto de cruzamiento en un juego de engranes cónicos o hipoides.

Ápice de paso más allá del punto de cruzamiento en el piñón G o el engrane Z.- es la distancia entre el ápice de paso y el punto de cruzamiento en un juego de engranes cónicos o hipoides.

Ápice de raíz más allá del punto de cruzamiento en el piñón G o el engrane Z.- es la distancia entre el ápice de la cara y el punto de cruzamiento en un juego de engranes cónicos o hipoides.

Corona delantera a punto de cruzamiento en el piñón x, o el engrane X, es la distancia en una sección axial desde la corona delantera hasta el punto de cruzamiento, medida en dirección axial.

Corona hasta punto de cruzamiento en el piñón x, o el engrane X, es la distancia en una sección axial desde la corona delantera hasta el punto de cruzamiento, medida en dirección axial.

Dedendo (dedendum) del piñón b_p o el engrane b_G es la profundidad del espacio del diente debajo del cono de paso.

Descentramiento hipoidal E es la distancia entre dos planos paralelos, uno contiene el eje del engrane y el otro el eje del piñón de un juego de engranes hipoides.

Diámetro de paso del piñón d o del engrane D es el diámetro del cono de paso en el exterior de a preforma.

Distancia del cono, externa A_o es la distancia del ápice del cono de paso hasta los extremos externos de los dientes.

Distancia del cono, media A_m es la distancia desde el ápice del cono de paso hasta el centro de la anchura de la cara.

Engrane cónico espiral, derecho, es en el que la mitad externa de un diente está inclinada en dirección de las manecillas del reloj desde el plano axial que

pasa por el punto medio del diente, visto por un observador que mire hacia la cara del engrane.

Engrane cónico espiral, izquierdo, es en el que la mitad externa de un diente está inclinada en dirección de las manecillas del reloj desde el plano axial que pasa por el punto medio del diente, visto por un observador que mire hacia la cara del engrane.

Engrane de control es el término adoptado para los engranes cónicos en lugar del término engrane maestro, e implica un engrane con todas las especificaciones de los dientes mantenidas con tolerancias muy precisas.

Espesor circular medio del piñón t o el engrane T es la longitud del arco en el cono de paso entre los dos lados del diente a la distancia media del cono.

Espesor cordal normal medio del piñón t_{nc} y del engrane T_{nc} es el espesor cordal de los dientes del piñón a la distancia media del cono en un plano normal con la huella del diente.

Factor de adendo medio c_1 es el factor de modificación del adendo.

Fuerza tangencial W_t es la fuerza aplicada a un diente de engrane en la distancia media del cono en una dirección tangente al cono de paso y normal con un elemento del cono de paso.

Huelgo c es la cantidad con la cual el dedendo en un engrane dado excede del adendo de su engrane acoplado.

Número de dientes en el piñón n o el engrane N es el número de dientes contenido en toda la circunferencia de cono de paso.

Paso circular medio p_m es la distancia a lo largo del círculo de paso, en la distancia media del cono, entre perfiles correspondientes de dientes contiguos.

Paso diametral P_d es el número de dientes de engranes por unidad de diámetro de paso.

Profundidad media de trabajo h es la profundidad de acoplamiento de dos engranes en el centro de la cara.

Profundidad total media h_m es la profundidad del diente en el centro de la cara.

Radio de cortador r_c es el radio nominal del cortador para el tipo de cara o de la rueda abrasiva acopada utilizado para cortar o rectificar los dientes cónicos espirales.

Razón de engranes m_G es la razón entre el número de dientes del engrane al número de dientes del piñón.

Suma de ángulos del dedendo, $\Sigma\delta$ es la suma de los ángulos del dedendo del piñón y del engrane.

Tolerancia para juego muerto B es la cantidad en que se reducen los espesores circulares de los dientes para lograr el juego muerto necesario al ensamblar.

2.3.3. DISEÑO DE ENGRANES

2.3.3.1. Selección del tipo de engrane

Tabla 2 - 1.- Tipo de engrane de acuerdo a rango de velocidad.

Tipo	Rango de velocidad	Características
Engranés cónicos rectos	< 1000 ft/min	Velocidad y silencio no son importantes, ideales para producciones cortas.
Engranés cónicos espirales	>1000 ft/min	Movimiento suave y silencioso, mayor compartición de carga debido a que existe más de un diente en contacto

Engranés cónicos zerol		Poco empuje axial en comparación con los engranes cónicos espirales, son empleados en vez de los engranes cónicos rectos.
Engranés hipoides	>1000 ft/min	Aplicados cuando se requiere máxima suavidad y silencio, tienen acción deslizante longitudinal que aumenta la operación de pulimento, por esto son menos eficientes que los engranes cónicos espirales.

2.3.3.2. Tamaño estimado de los engranes.

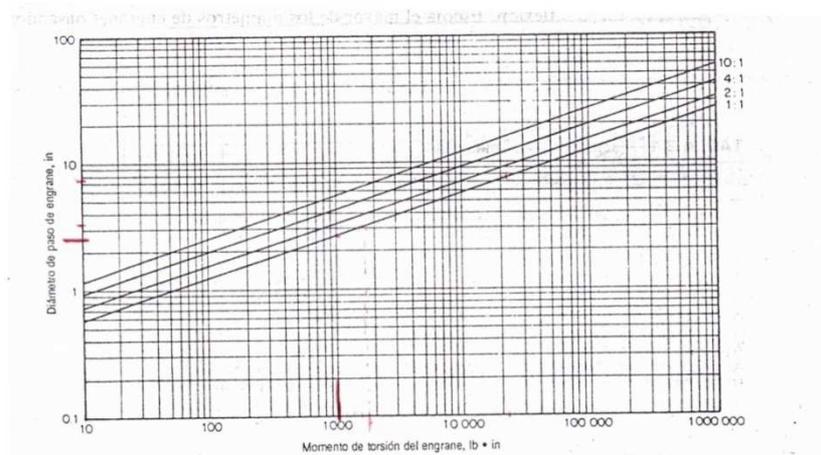


Figura 2 - 7.- Diámetro de paso de engrane basado en la durabilidad de la superficie²⁸

²⁸ Fuente: SHIGLEY Joseph, 1989, "Engranés y engranajes", Ed. McGRAW-HILL, México, pg.45, fig. 3-10

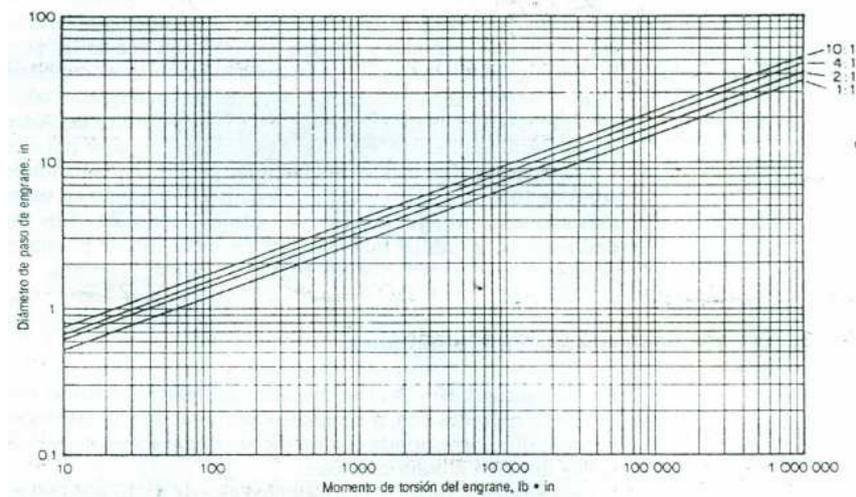


Figura 2 - 8.- Diámetro de paso del engrane basado en la Resistencia a la Flexión²⁹

Las 2 figuras presentadas muestran una relación entre el tamaño de los engranes cónicos e hipoides con el momento torsional de los engranes, que debe tomarse a un valor que corresponda con un pico máximo sostenido o con la mitad del pico como se describe a continuación.

Si la duración total de la carga pico excede en 10 000 000 ciclos durante la duración esperada del engrane, el valor de esta carga pico se utiliza para estimar el tamaño del engrane; mientras que si la duración total de la carga pico es menor, se utiliza la mitad de la carga pico o el valor de la carga sostenida más alta.

Dados el momento de torsión del engrane y la razón deseada del engrane, en las gráficas se obtiene el diámetro de paso.

Las gráficas están basadas en acero con temple superficial y deben utilizarse como sigue:

- Para otros materiales, multiplique el diámetro de paso del engrane por el factor del material de la siguiente tabla:

²⁹ Fuente: SHIGLEY Joseph, 1989, "Engranes y engranajes", Ed. McGRAW-HILL, México, pg.46, fig. 3-11

Tabla 2 - 2.-Factores C_M del material.³⁰

Engrane		Piñón		Factor C_M del material
Material	Dureza	Material	Dureza	
Acero templado superficialmente	58 R_C †	Acero templado superficialmente	60 R_C †	0.85‡
Acero templado superficialmente	55 R_C †	Acero templado superficialmente	55 R_C †	1.00
Acero templado con flama	50 R_C †	Acero templado superficialmente	55 R_C †	1.05
Acero templado con flama	50 R_C †	Acero templado con flama	50 R_C †	1.05
Acero templado al aceite	375-425 H_B	Acero templado al aceite	375-425 H_B	1.20
Acero con tratam. térmico	250-300 H_B	Acero templado superficialmente	55 R_C †	1.45
Acero con tratam. térmico	210-245 H_B	Acero con tratam. térmico	245-280 H_B	1.65
Hierro fundido		Acero templado superficialmente	55 R_C †	1.95
Hierro fundido		Acero templado con flama	50 R_C †	2.00
Hierro fundido		Acero recocido	160-200 H_B	2.10
Hierro fundido		Hierro fundido		3.10

† Valores mínimos.

‡ Los engranes deben ser a prueba de lima.

- Para engranes industriales en general, el tamaño preliminar del engrane está basado en la durabilidad de la superficie.
- Para engranes cónicos rectos, multiplique el diámetro de paso del engrane por 1.2 y para engranes cónicos zerol, multiplique el diámetro de paso por 1.3.
- Para engranes cónicos espirales e hipoides de alta capacidad, el tamaño preliminar del engrane se basa en la capacidad de la superficie y en la resistencia a la flexión. Escoja el mayor de los diámetros de engranes basándose en la gráfica de durabilidad y en la gráfica de resistencia.
- Para engranes cónicos espirales e hipoides de alta capacidad, rectificadas, el diámetro del engrane en la gráfica de durabilidad debe multiplicarse por 0.8.
- Para los engranes hipoides multiplique el diámetro de paso del engrane por $D/(D+E)$
- Los engranes con carga estática deben diseñarse para resistir la flexión más que la durabilidad de la superficie. Para engranes con carga estática sometidos a vibración, multiplique el diámetro del engrane, según la gráfica de resistencia, por 0.7. Para engranes con carga estática no sometidos a vibración, multiplique el diámetro del engrane, según la gráfica de resistencia, por 0.6.

³⁰ Fuente: SHIGLEY Joseph, 1989, "Engranes y engranajes", Ed. McGRAW-HILL, México, pg.46, tabla 3-1

- El diámetro estimado del piñón es $d = Dn/N$

2.3.3.3. Número de dientes

En la figura 2-9 se dan los números recomendados para los diferentes tipos de engranes. Sin embargo, dentro de ciertos límites la selección de los números de dientes puede hacerse en forma arbitraria.

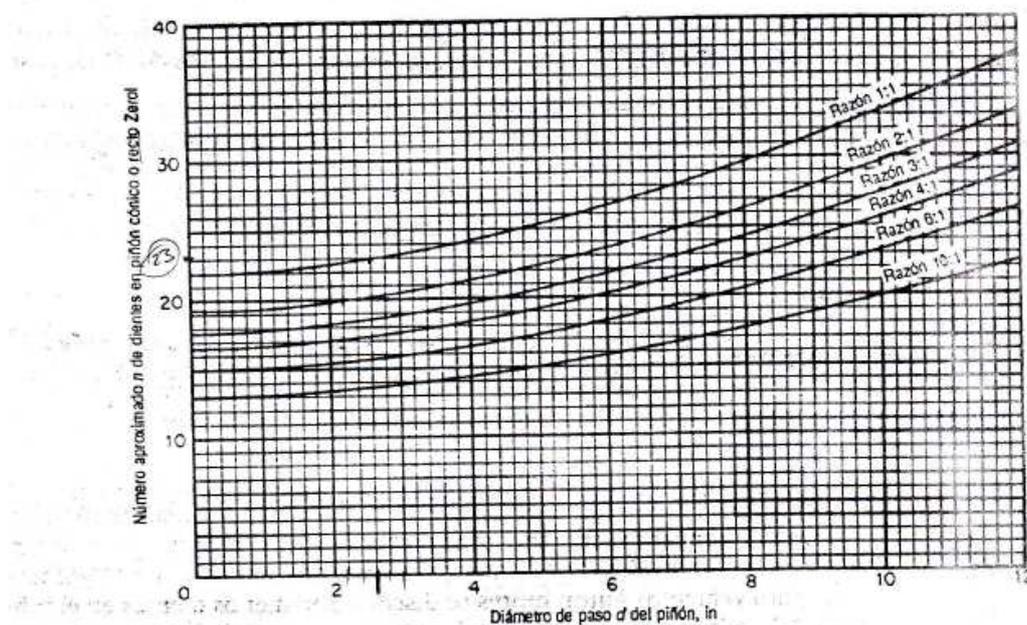


Figura 2 - 9.- Número de Dientes en función del Diámetro de Paso para varias relaciones de Tamaños³¹

2.3.3.4. Anchura de cara

La anchura de cara no debe exceder del 30% de la distancia del cono en los engranes cónicos rectos, cónicos espirales e hipoides y no debe exceder del 25% de la distancia del cono para los engranes cónicos zerol. Además, se recomienda que la anchura F de la cara esté limitada a:

³¹ Fuente: SHIGLEY Joseph, 1989, "Engranes y engranajes", Ed. McGRAW-HILL, México, pg.47, tabla 3-12

La figura 2-10, muestra la anchura aproximada de la cara de los diferentes tipos de engranes. Para los cónicos zero la anchura debe multiplicarse por 0,83.

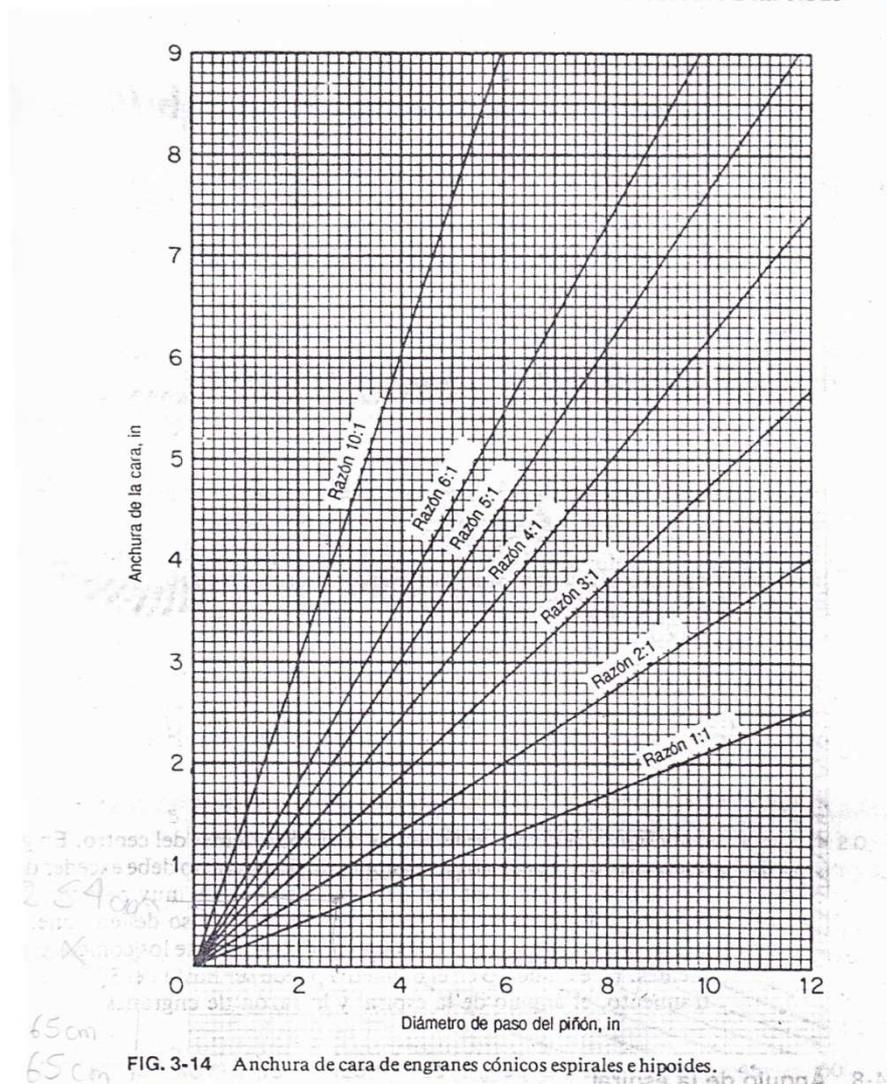


Figura 2 - 10.- Ancho de Cara de Engranes Cónicos Rectos, Espirales e Hipoides³²

³² Fuente: SHIGLEY Joseph, 1989, "Engranes y engranajes", Ed. McGRAW-HILL, México, pg.49, fig. 3-14.

2.3.3.5. Paso diametral

Para el cálculo del paso diametral se divide el número de dientes en el engrane entre el diámetro de paso del engrane.

2.3.3.6. Ángulo de presión

El ángulo de presión usual para los engranes cónicos es de 20° , aunque suelen utilizarse ángulos de presión de $22,5^{\circ}$ y 25° para impulsiones de trabajo pesado.

2.3.3.7. Materiales y tratamiento térmico

Los aceros templados se emplean cuando se desean resistencia al desgaste y capacidad de cargas medianas. Los siguientes aceros son algunos de los que se utilizan, empezando con el acero de mínima dureza: AISI 1045, 1144, 4640, 4150 y 4340. Cuando se requiere mayor dureza para engranes más grandes, a veces es necesario aumentar el contenido de carbono de esos aceros o seleccionar uno diferente.

Los engranes carburizados se utilizan cuando se requieren alta resistencia al desgaste y alta capacidad de carga. Los aceros carburizados utilizados en los engranes suelen tener un contenido de carbono de 0.1 a 0.25% y deben contar con el suficiente contenido de aleación para permitir el endurecimiento en los tamaños de secciones en que se emplean.

Aceros endurecidos totalmente.

Los engranes de los impulsores de máquinas herramientas, y de muchos tipos de reductores de velocidad, de servicio medio a pesado, se fabrican normalmente con aceros al medio carbón. Entre una gran variedad de aceros, tales como:

AISI 1020

AISI 4141

AISI 6150

AISI 1040

AISI 4340

AISI 8620

AISI 1050

AISI 4620

AISI 8650

AISI 3140

AISI 5120

AISI 9310

La norma AGMA 2001-C95 presenta datos del número del esfuerzo flexionante admisible, S_{at} , y el número del esfuerzo de contacto admisible S_{ac} para aceros en el estado endurecido total. La figura corresponde a gráficas donde se relacionan los números de esfuerzo con el número de dureza Brinell para los dientes. Observe que solo se requiere conocer la dureza, por la relación directa que existe entre la dureza y la resistencia

2.3.3.8. Cálculo de dimensiones básicas de los dientes de engranes cónicos

Las siguientes fórmulas de la tabla 2-2, son útiles para calcular las dimensiones de la preforma y de los dientes.

Tabla 2 - 3.-Fórmulas para calcular dimensiones de la preforma y los dientes³³

Concepto	Concepto No.	Componente	Fórmula
Diámetro de paso	1	Piñón	$d = \frac{n}{P_d}$
		Engrane	$D = \frac{N}{P_d}$
Ángulo de paso	2	Piñón	$\gamma = \tan^{-1} \frac{\text{sen } \Sigma}{N/n + \cos \Sigma}$
		Engrane	$\Gamma = \Sigma - \gamma$
Distancia al cono externo	3	Ambos	$A_o = \frac{0.50D}{\text{sen } \Gamma}$
Distancia media al cono	4	Ambos	$A_m = A_o - 0.5F$
Factor k_1 de profundidad	5	Ambos	Tabla 3-5
Profundidad media de trabajo	6	Ambos	$h = \frac{k_1 A_m}{P_d A_o} \cos \psi$
Factor k_2 de holgura	7	Ambos	Tabla 3-6
Holgura	8	Ambos	$c = k_2 h$
Profundidad total media	9	Ambos	$h_m = h + c$
Razón equivalente a 90°	10	Ambos	$m_{90} = \sqrt{\frac{N \cos \gamma}{n \cos \Gamma}}$
Factor C_1 de adendo medio	11	Ambos	Tabla 3-7
Paso circular medio	12	Ambos	$P_m = \frac{\pi A_m}{P_d A_o}$
Adendo medio	13	Piñón	$a_p = h - a_G$
		Engrane	$a_G = C_1 h$
Dedendo medio	14	Piñón	$b_p = h_m - a_p$
		Engrane	$b_G = h_m - a_G$
Suma de los ángulos del dedendo	15	Ambos	$\Sigma \delta$ (véase sección 3-5-2)

³³ Fuente: SHIGLEY Joseph, 1989, "Engranajes y engranajes", Ed. McGRAW-HILL, México, pg.54, tabla 3-4

Ángulo del dedendo	16	Piñón Engrane	δ_p (véase sección 3-5-2) δ_G (véase sección 3-5-2)
Ángulo de cara de la preforma	17	Piñón Engrane	$\gamma_o = \gamma + \delta_G$ $\Gamma_o = \Gamma + \delta_p$
Ángulo de raíz de la preforma	18	Piñón Engrane	$\gamma_R = \gamma - \delta_p$ $\Gamma_R = \Gamma - \delta_G$
Adendo externo	19	Piñón Engrane	$a_{oP} = a_p + 0.5F \tan \delta_G$ $a_{oG} = a_G + 0.5F \tan \delta_p$
Dedendo externo	20	Piñón Engrane	$b_{oP} = b_p + 0.5F \tan \delta_p$ $b_{oG} = b_G + 0.5F \tan \delta_G$
Profundidad externa de trabajo	21	Ambos	$h_k = a_{oP} + a_{oG}$
Profundidad total externa	22	Ambos	$h_t = a_{oP} + b_{oP}$
Diámetro exterior	23	Piñón Engrane	$d_o = d + 2a_{oP} \cos \gamma$ $D_o = D + 2a_{oG} \cos \Gamma$
Ápice de pasos a corona	24	Piñón Engrane	$x_o = A_o \cos \gamma - a_{oP} \sin \gamma$ $X_o = A_o \cos \Gamma - a_{oG} \sin \Gamma$
Paso diametral medio	25	Ambos	$P_{dm} = P_d \frac{A_o}{A_m}$
Diámetro de paso medio	26	Piñón Engrane	$d_m = \frac{n}{P_{dm}}$ $D_m = \frac{N}{P_{dm}}$
Factor K de espesor	27	Ambos	Fig. 3-17
Espesor circular normal medio	28	Piñón Engrane	$t_n = P_m \cos \psi - T_n$ $T_n = \frac{P_m}{2 \cos \psi} - (a_p - a_G) \tan \phi + \frac{K \cos \psi}{P_{dm} \tan \phi}$

Tolerancia normal externa para juego muerto	29	Ambos	B (Tabla 3-8)
Espesor cordal normal medio	30	Piñón Engrane	$t_{nc} = t_n - \frac{t_n^3}{6d_m^2} - 0.5B \frac{A_m}{A_o} \sec \phi$ $T_{nc} = T_n - \frac{T_n}{6D_m^2} - 0.5B \left(\frac{A_m}{A_o} \right) \sec \phi$
Adendo cordal medio	31	Piñón Engrane	$a_{cP} = a_p + \frac{t_n^2 \cos \gamma}{4d_m}$ $a_{cG} = a_G + \frac{T_n^2 \cos \Gamma}{4D_m}$

2.3.3.9. Conicidad de los dientes

Las preformas de los engranes cónicos espirales e hipoides se diseñan con uno de los cuatro métodos: conicidad estándar, conicidad dúplex, línea de raíz inclinada o profundidad uniforme.

La conicidad estándar se tiene cuando las líneas de raíz de los componentes acoplados se prolongan y cruzan el ápice del cono de paso. La profundidad de los dientes cambia en proporción con la distancia del cono.

La conicidad dúplex se tiene cuando las líneas de raíz están inclinadas de tal modo que la anchura de la ranura sea constante. Esta condición permite que cada componente de un par pueda acabarse en una operación empleando cortadores circulares que corten en una ranura.

La conicidad con línea de raíz inclinada es un término medio entre la conicidad dúplex y la estándar. Las preformas se diseñan con conicidad dúplex, excepto cuando la conicidad se vuelve excesiva. Cuando la conicidad es de 1.3 veces la conicidad estándar o mayor, se utiliza conicidad estándar 1.3 veces mayor.

La conicidad de profundidad uniforme se tiene cuando las líneas de raíz no están inclinadas. La profundidad del diente es uniforme desde el interior hasta el exterior de la preforma.

En muchos casos, el tipo de conicidad depende del método de manufactura. Antes de seleccionar la conicidad de los dientes, debe consultarse con el fabricante para asegurarse de que haya compatibilidad entre el diseño y el método de corte.

2.3.4. RESISTENCIA DE LOS ENGRANES

En condiciones ideales de operación, los engranes cónicos y los hipoides tienen un contacto de diente el cual utiliza todo el perfil de trabajo del diente sin concentración de carga en cualquier área. Las siguientes recomendaciones y fórmulas para clasificación están destinadas para un contacto entre dientes establecido que dé el patrón correcto en la instalación final bajo plena carga.

Fórmulas para esfuerzos de contacto y de flexión.

2.3.4.1. Ecuación básica para el esfuerzo de contacto:

$$S_c = C_p \sqrt{\frac{2T_p C_o}{C_v} \frac{1}{FD^2} \frac{N}{n} \frac{1.2 C_m C_f}{I}} \quad 34$$

$$S_t = \frac{2T_G K_o}{K_v} \frac{P_d}{FD} \frac{1.2 K_m}{J}$$

S_t = esfuerzo calculado de flexión por tracción en la raíz del diente del engrane, en lb/in²

S_c = esfuerzo calculado de contacto en el punto del diente en donde su valor máximo, en lb/in²

C_p = coeficiente elástico de la combinación de materiales del engrane y el piñón, lb^{1/2}/in

T_p, T_G = momentos de torsión transmitidos del piñón y el engrane, respectivamente, lb-in

K_o, C_o = factores de sobrecarga para resistencia y durabilidad, respectivamente.

$K_o, C_o = 1.5$ ³⁵

³⁴ Referencia: SHIGLEY Joseph, 1989, "Engranes y engranajes", Ed. McGRAW-HILL, México, pág.65

³⁵ Referencia: Anexo A 8: Factores K_o, C_o de sobrecarga

K_v, C_v = factores dinámicos para resistencia y durabilidad, respectivamente.

K_m, C_m = factores de distribución de carga para resistencia y durabilidad, respectivamente.

C_f = factor de condición de superficie para durabilidad

I = factor de geometría para durabilidad

J = factor de geometría para resistencia

2.3.4.2. Explicación de las fórmulas y términos para la resistencia

El coeficiente elástico para los engranes cónicos y los hipoides con patrón local de contacto del diente se expresa con:

$$S_c = C_p \sqrt{\frac{3}{2\pi} \frac{1}{\frac{(1-u_p^2)}{E_p} + \frac{(1-u_G^2)}{E_G}}}$$

u_p, u_G = razón de Poisson para materiales del piñón y el engrane, respectivamente (útese 0.3 para materiales ferrosos)

E_p, E_G = módulo de elasticidad de Young para materiales del piñón y el engrane, respectivamente (útese 30×10^6 lb/in² para acero)

Estudio de fuerzas

Fuerza tangencial

La fuerza tangencial sobre un engrane cónico o uno hipoide se expresa con:

$$W_{tG} = \frac{2T_G}{D_m} = \frac{126000P}{D_m N}$$

En donde:

T_G = momento de torsión del engrane, lb.in

P = potencia en caballos, hp

N = velocidad del engrane, rpm

La fuerza tangencial en el piñón de acoplamiento se expresa con la ecuación:

$$W_{tP} = \frac{W_{tG} \cos \psi_P}{\cos \psi_P} = \frac{2T_P}{d_m}$$

En donde T_P = momento de torsión del piñón en libras-pulgadas.

Fuerzas de empuje axial y separación radial.

Las fórmulas siguientes se utilizan para calcular la fuerza W_x de empuje axial y la fuerza W_R de separación radial para engranes cónicos e hipoides. La dirección de rotación del piñón debe observarse desde la parte trasera del piñón.

$$W_{xP} = W_{tG} \sec \psi (\tan \phi \sin \Gamma + \sin \psi \cos \Gamma)$$

$$W_{RG} = W_{tG} \sec \psi (\tan \phi \cos \Gamma - \sin \psi \sin \Gamma)$$

Para un piñón con espiral derecha y rotación en sentido de las manecillas del reloj o con rotación izquierda y sentido contrario a las manecillas las componentes axial y de separación de la fuerza que actúan en el piñón respectivamente, son:

$$W_{xG} = W_{tG} \sec \psi (\tan \phi \sin \Gamma - \sin \psi \cos \Gamma)$$

$$W_{RG} = W_{tG} \sec \psi (\tan \phi \cos \Gamma + \sin \psi \sin \Gamma)$$

Estas ecuaciones se aplican a engranes cónicos rectos, cónicos zerol, cónicos espirales e hipoides. Cuando se utilizan para engranes hipoides, debe comprobarse que el ángulo de presión corresponda a la cara de impulsión del diente del piñón.

El signo positivo en las ecuaciones indica que la dirección del empuje axial es hacia afuera o en alejamiento del centro del cono. El signo negativo indica que la dirección del empuje axial es hacia dentro, o sea, hacia el centro del cono.

El signo positivo en las ecuaciones indica que la dirección de la fuerza de separación es en alejamiento del engrane de acoplamiento. El signo negativo indica una fuerza de atracción hacia el engrane de acoplamiento.

Cargas en los cojinetes

Los cojinetes seleccionados deben soportar adecuadamente las fuerzas axiales W_x en ambas direcciones de rotación y para las condiciones de carga en ambos lados de los dientes.

Las fuerzas radiales se transmiten a los cojinetes en forma indirecta mediante brazos de momento. Las cargas radiales en los cojinetes derivan de la fuerza de separación del engrane, de la fuerza tangencial del engrane y del par de empuje del engrane, junto con el tipo de instalación y de posición de los cojinetes.

2.4. DESCRIPCIÓN DE LOS SISTEMAS AUXILIARES

2.4.1. EJE DE TRANSMISIÓN

Un eje de transmisión es un elemento cilíndrico de sección circular, que puede estar fijo o estar girando, sobre el que se montan engranes, poleas, volantes, ruedas de cadena, manivelas o manubrios, así como otros elementos mecánicos de transmisión de fuerza o potencia.³⁶

- Diseño para cargas estáticas:

Este diseño se aplica cuando se tiene cargas combinadas de flexión y de torsión.

³⁶ Manual Pág. 728

Mediante el círculo de Mohr se halla que el esfuerzo cortante máximo es:

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

2.4.2. MÉTODO DE SODERBERG PARA DIMENSIONAR EL DIÁMETRO EN UN EJE

En las aplicaciones más sencillas de un diagrama de Soderberg éste se emplea para determinar las dimensiones requeridas de un elemento de máquina que debe soportar un esfuerzo continuo y uno alternante de la misma clase. En el siguiente análisis se dará un ejemplo que indica cómo utilizar un diagrama de Soderberg para determinar las dimensiones de un eje sometido a una combinación de torsión constante y flexión alternante, que es un tipo común de carga en ejes de transmisión.

Como la flexión y la torsión intervienen en este problema, es necesario decidirse por una teoría de falla. Aunque las fallas debida a esfuerzos variables no se presentan en planos de cortante máximo, se empleará la teoría del esfuerzo cortante máximo porque las relaciones s_{se}/S_e y s_{sy}/S_y son ligeramente superiores a 0.5.

Como se ha resuelto ya emplear la teoría de falla mencionada, interesa conocer ahora el valor del esfuerzo cortante en la cara inclinada del elemento. Estableciendo una ecuación de equilibrio para todas las fuerzas en la dirección de τ_α , se tiene:

$$\tau_\alpha + \sigma_x \text{sen}\alpha \text{cos}\alpha + \tau_{xy} \text{sen}^2\alpha - \tau_{xy} \text{cos}^2\alpha = 0$$

O bien

$$\tau_\alpha = \tau_{xy} (\text{cos}^2\alpha - \text{sen}^2\alpha) - \sigma_x \text{sen}\alpha \text{cos}\alpha$$

Sustituyendo valores y empleando identidades trigonométricas:

$$\tau_{\alpha} = \frac{16T}{\pi d^3} \cos 2\alpha - \frac{16M}{\pi d^3} \sin 2\alpha \cos \omega t$$

En otras palabras, si se considera un plano que forma un ángulo α con el horizontal, el esfuerzo cortante tendrá un valor medio de:

$$\tau_{\alpha m} = \frac{16T}{\pi d^3} \cos 2\alpha$$

2.4.3. ENGRANES CÓNICOS RECTOS

Como ya fue indicada la nomenclatura de los engranes cónicos, los engranes rectos son simplemente una variable de este tipo un poco más sencilla. Por este motivo se realiza una explicación únicamente de algunos ítems relevantes.

Esfuerzos en los dientes de engranes:

El análisis de esfuerzos en los dientes en este tipo de engranes se facilita debido a que se considera los componentes W_t , W_r únicamente.

La fuerza tangencial W_t , produce un momento flexionante en el diente de un engrane parecido al de una viga en voladizo. El esfuerzo flexionante que resulta es máximo en la base del diente, en el chaflán que une el perfil de involuta con el fondo del espacio entre dientes. Al tomar en cuenta la geometría detallada del diente, Wilfred Lewis dedujo la ecuación del esfuerzo en la base del perfil de involuta; ahora se llama ecuación de Lewis:

$$\sigma_t = \frac{W_t P_d}{F Y}$$

W_t = fuerza tangencial

P_d = paso diametral del diente

F = ancho de la cara del diente

Y = factor de forma de Lewis

Si bien, representa la base teórica del análisis de esfuerzos de los dientes de engranes, debe modificarse la ecuación de Lewis para poder hacer diseños y análisis prácticos. Una limitación importante es que ignora la concentración de esfuerzos en el chaflán del diente.

Entonces se añade a la ecuación anterior un factor que determina la concentración de esfuerzos:

$$\sigma_t = \frac{W_t P_a K_t}{F Y}$$

El valor del factor de concentración de esfuerzos depende de la forma del diente, la forma y tamaño del chaflán en la raíz del diente y del punto de aplicación de la fuerza en el diente.

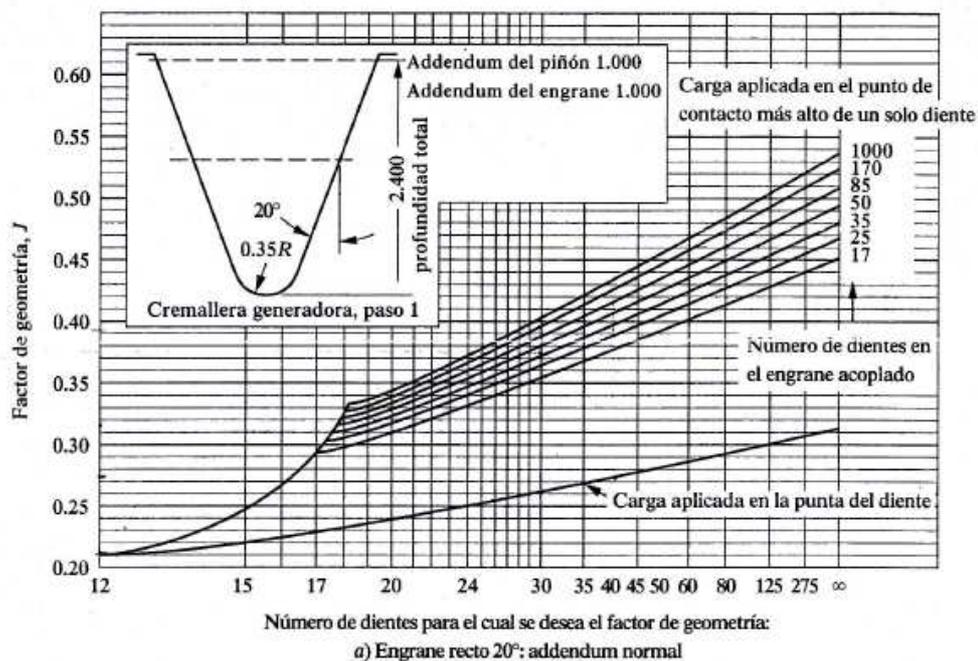


Figura 2 - 11.- Número de Dientes para el cual se desea el factor de Geometría, Ángulo de Presión 20° ³⁷

³⁷ Referencia: SHIGLEY Joseph, 1989, "Engranajes y engranes", Ed. McGRAW-HILL, México

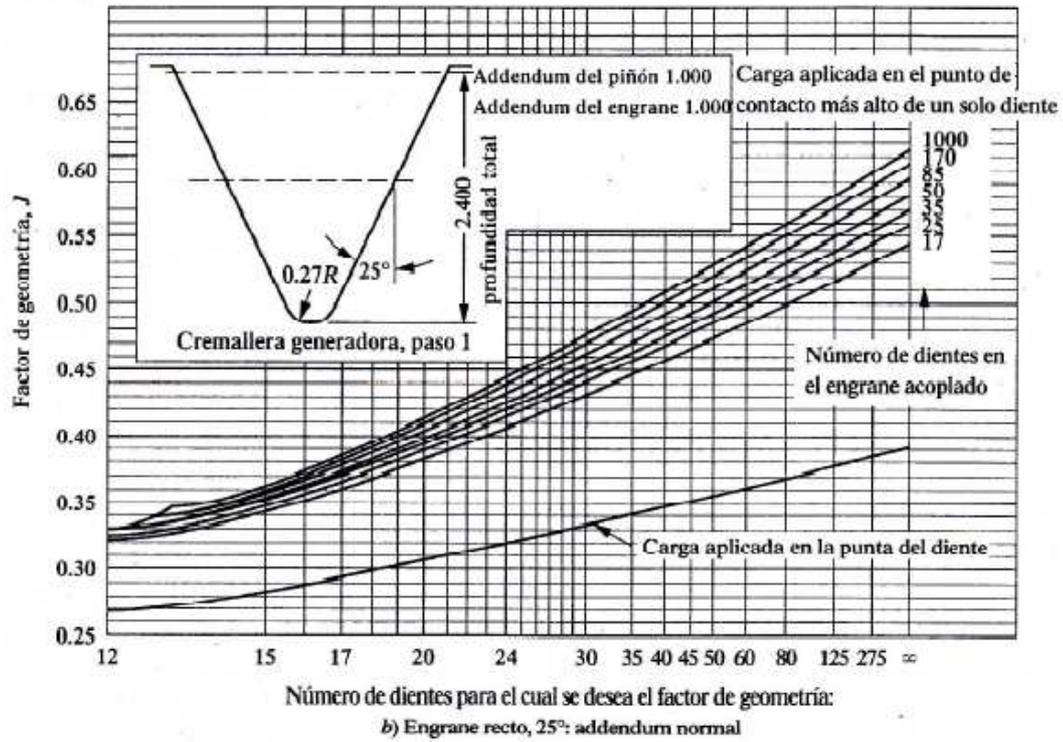


Figura 2 - 12.- Número de Dientes para el cual se desea el factor de geometría, Ángulo de Presión 25°³⁸

³⁸ Referencia: SHIGLEY Joseph, 1989, "Engranajes", Ed. McGRAW-HILL, México

CAPITULO III

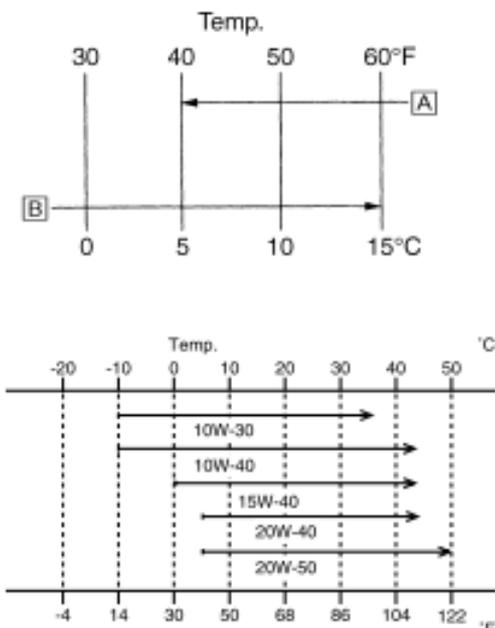
3. DISEÑO DE LOS DIFERENTES COMPONENTES DEL SISTEMA.

Para el diseño del sistema se tiene como referencia una motocicleta YAMAHA modelo YZ450F, de la cual se toma sus principales características.

Tabla 3- 1.- Especificaciones Generales de Prototipo.³⁹

Model name:	YZ450FV (USA, CDN, AUS, NZ) YZ450F (EUROPE, ZA)		
Model code number:	2S21, 2S25 (USA, CDN) 2S22 (EUROPE) 2S24, 2S26 (AUS, NZ, ZA)		
Dimensions:	USA, CDN, ZA, AUS, NZ	EUR (Except for F)	F
Overall length	2,192 mm (86.30 in)	2,197 mm (86.50 in)	←
Overall width	815 mm (32.09 in)	←	←
Overall height	1,298 mm (51.10 in)	1,300 mm (51.18 in)	1,301 mm (51.22 in)
Seat height	986 mm (38.82 in)	998 mm (39.29 in)	←
Wheelbase	1,495 mm (58.86 in)	←	1,494 mm (58.82 in)
Minimum ground clearance	370 mm (14.57 in)	373 mm (14.69 in)	374 mm (14.72 in)
Dry weight: Without oil and fuel	99.8 kg (220 lb)		
Engine:	Liquid cooled 4-stroke, DOHC		
Engine type	Single cylinder, forward inclined		
Cylinder arrangement	449 cm ³ (15.8 Imp oz, 15.2 US oz)		
Displacement	95.0 × 63.4 mm (3.74 × 2.50 in)		
Bore × stroke	12.3 : 1		
Compression ratio	Kick starter		
Starting system	Dry sump		
Lubrication system:			

³⁹ Fuente: Owner's Service Manual 2-1, 2-2, 2-3

<p>Oil type or grade: Engine oil</p> 	<p>(For USA and CDN) At 5 °C (40 °F) or higher A Yamalube 4 (20W-40) or SAE 20W-40 type SG motor oil (Non-Friction modified) At 15 °C (60 °F) or lower B Yamalube 4 (10W-30) or SAE 10W-30 type SG motor oil (Non-Friction modified) and/or Yamalube 4-R (15W-50) (Non-Friction modified)</p> <p>(Except for USA and CDN) API "SG" or higher grade</p>
<p>Oil capacity: Engine oil Periodic oil change With oil filter replacement Total amount</p>	<p>0.95 L (0.84 Imp qt, 1.00 US qt) 1.0 L (0.88 Imp qt, 1.06 US qt) 1.2 L (1.06 Imp qt, 1.27 US qt)</p>
<p>Coolant capacity (including all routes):</p>	<p>0.99 L (0.87 Imp qt, 1.05 US qt)</p>
<p>Air filter:</p>	<p>Wet type element</p>
<p>Fuel: Type Tank capacity</p>	<p>Premium unleaded gasoline only with a research octane number of 95 or higher. 7.0 L (1.54 Imp gal, 1.85 US gal)</p>
<p>Carburetor: Type Manufacturer</p>	<p>FCR MX39 KEIHIN</p>
<p>Spark plug: Type/manufacturer Gap</p>	<p>CR8E/NGK (resistance type) 0.7 – 0.8 mm (0.028 – 0.031 in)</p>
<p>Clutch type:</p>	<p>Wet, multiple-disc</p>

Transmission:			
Primary reduction system	Gear		
Primary reduction ratio	61/23 (2.652)		
Secondary reduction system	Chain drive		
Secondary reduction ratio	49/13 (3.769)		
Transmission type	Constant mesh, 5-speed		
Operation	Left foot operation		
Gear ratio: 1st	27/14 (1.929)		
2nd	23/15 (1.533)		
3rd	23/18 (1.278)		
4th	24/22 (1.091)		
5th	20/21 (0.952)		
Chassis:	USA, CDN, ZA, AUS, NZ	EUR (Except for F)	F
Frame type	Semi double cradle	←	←
Caster angle	27.0°	27.0°	27.1°
Trail	115.6 mm (4.55 in)	117.0 mm (4.61 in)	117.8 mm (4.64 in)
Tire:			
Type	With tube		
Size (front)	80/100-21 51M (For USA, CDN, ZA, AUS, NZ and F)		
Size (rear)	80/100-21 51R (For EUROPE except F) 110/90-19 62M (For USA, CDN, ZA, AUS, NZ and F) 110/90-19 NHS (For EUROPE except F)		
Tire pressure (front and rear)	100 kPa (1.0 kgf/cm ² , 15 psi)		
Brake:			
Front brake type	Single disc brake		
Operation	Right hand operation		
Rear brake type	Single disc brake		
Operation	Right foot operation		
Suspension:			
Front suspension	Telescopic fork		
Rear suspension	Swingarm (link type monocross suspension)		
Shock absorber:			
Front shock absorber	Coil spring/oil damper		
Rear shock absorber	Coil spring/gas, oil damper		
Wheel travel:			
Front wheel travel	300 mm (11.8 in)		
Rear wheel travel	310 mm (12.2 in)		
Electrical:			
Ignition system	CDI magneto		

Tabla 3- 2.- Relaciones de transmisión en la motocicleta prototipo

Transmission:	
Primary reduction system	Gear
Primary reduction ratio	61/23 (2.652)
Secondary reduction system	Chain drive
Secondary reduction ratio	49/13 (3.769)
Transmission type	Constant mesh, 5-speed
Operation	Left foot operation
Gear ratio: 1st	27/14 (1.929)
2nd	23/15 (1.533)
3rd	23/18 (1.278)
4th	24/22 (1.091)
5th	20/21 (0.952)

Fuente: Owner's Service Manual 2-3

- Revoluciones totales por minuto en primera marcha:

La motocicleta presenta tres etapas de desmultiplicación para las revoluciones entregadas por el Motor:

- La primera etapa consiste en un sistema de reducción primario formado por un tren de engranes, ubicado entre el motor y la caja de cambios.
- La segunda etapa, consiste en la desmultiplicación propia de la caja de cambios, correspondiente a cada una de las marchas.
- El sistema de reducción secundario, la tercera etapa, es la relación de diámetros existente entre la catalina motriz y la conducida. Puesto que este sistema de reducción influye únicamente en la rueda trasera, y, el estudio se enfoca en la rueda delantera, inicialmente, no es tomado en cuenta.

Para el presente estudio es necesario tomar en cuenta en qué punto se tiene las condiciones más críticas que influyen en el diseño de los elementos. Por lo

tanto, se lo hace ubicando la caja de cambios en primera marcha, debido a que en esta posición se encuentra el torque máximo que presenta la motocicleta.

Entonces, las etapas de desmultiplicación que se consideran para el diseño son, el sistema de reducción primario y la desmultiplicación propia de la caja de cambios en primera marcha.

El sistema será diseñado a partir de la caja de cambios, hasta alcanzar la rueda delantera. De este modo no se considera el sistema de reducción secundario (relación de diámetros entre catalinas); entonces se tiene un número mayor de revoluciones que llegan a la rueda delantera, con respecto a la trasera, lo cual debe ser compensado en una de las etapas del diseño.

Cálculo de las revoluciones por minuto a partir de los sistemas de Desmultiplicación:

Relación de desmultiplicación primaria (R_1): 1:2,652

$$n_1 = \frac{rpm_{totales}}{R_1} \quad \text{Ecuación 1}$$

$$n_1 = \frac{9000}{2,652}$$

$$n_1 = 3393,66 \text{ rpm}$$

Las *rpm* que se tiene para la primera marcha, se las calcula con la relación de la desmultiplicación de la caja de cambios en dicha marcha, luego de haber calculado las *rpm* a la salida de la primera etapa de reducción.

Relación de desmultiplicación de la caja de cambios en primera marcha (R_2): 1:1,929

$$n_2 = \frac{n_1}{R_2} \quad \text{Ecuación 2}$$

$$n_2 = \frac{3393,66}{1,929}$$

$$n_2 = 1759,28 \text{ rpm}$$

Este valor indica el número de revoluciones que se tiene partiendo de la caja de cambios, cuando ésta se encuentra en primera marcha, es decir, el número de revoluciones cuando el Torque es máximo.

Sin embargo, este valor, no corresponde a la velocidad angular que posee la rueda delantera, por las razones antes mencionadas.

- Potencia entregada por el motor:

Al ser una motocicleta de doble tracción, la potencia entregada por el motor se distribuye uniformemente a ambas ruedas, manteniéndose la velocidad angular en cada una y distribuyéndose el torque:

$$P_T = \tau_T * \omega$$

Ecuación 3

Donde :

P_T , Potencia entregada por el motor

ω , velocidad angular de la rueda trasera en el caso de tracción única posterior

τ_T , Torque entregado a la rueda

Si:

$$P = \tau * \omega$$

Donde :

P , Potencia entregada por el motor a cada rueda

ω , velocidad angular de cada rueda en la motocicleta de doble tracción

τ , Torque entregado a cada rueda

Tal que:

$$P = \frac{P_T}{2}$$

Y la velocidad angular se mantiene constante, entonces:

$$\tau = \frac{P}{\omega}$$

$$\tau = \frac{\frac{P_T}{2}}{\omega}$$

$$\tau = \frac{1}{2} \left(\frac{P_T}{\omega} \right)$$

$$\tau = \frac{1}{2} \tau_T$$

Entonces, la potencia entregada a cada rueda es:

$$P = \frac{P_T}{2}$$

$$P = \frac{45 \text{ kW}}{2}$$

$$P = 22,5 \text{ kW}$$

Introducción al diseño:

Como esta presentado en el Capítulo II, el sistema elegido para el presente estudio, es el de engranes cónicos, debido a la geometría de la motocicleta, principalmente.

Entonces, el mecanismo de transmisión delantera a ser diseñado consta de: engranes rectos, engranes cónicos, ejes y chavetas, los cuales se encuentran dispuestos en el siguiente orden:

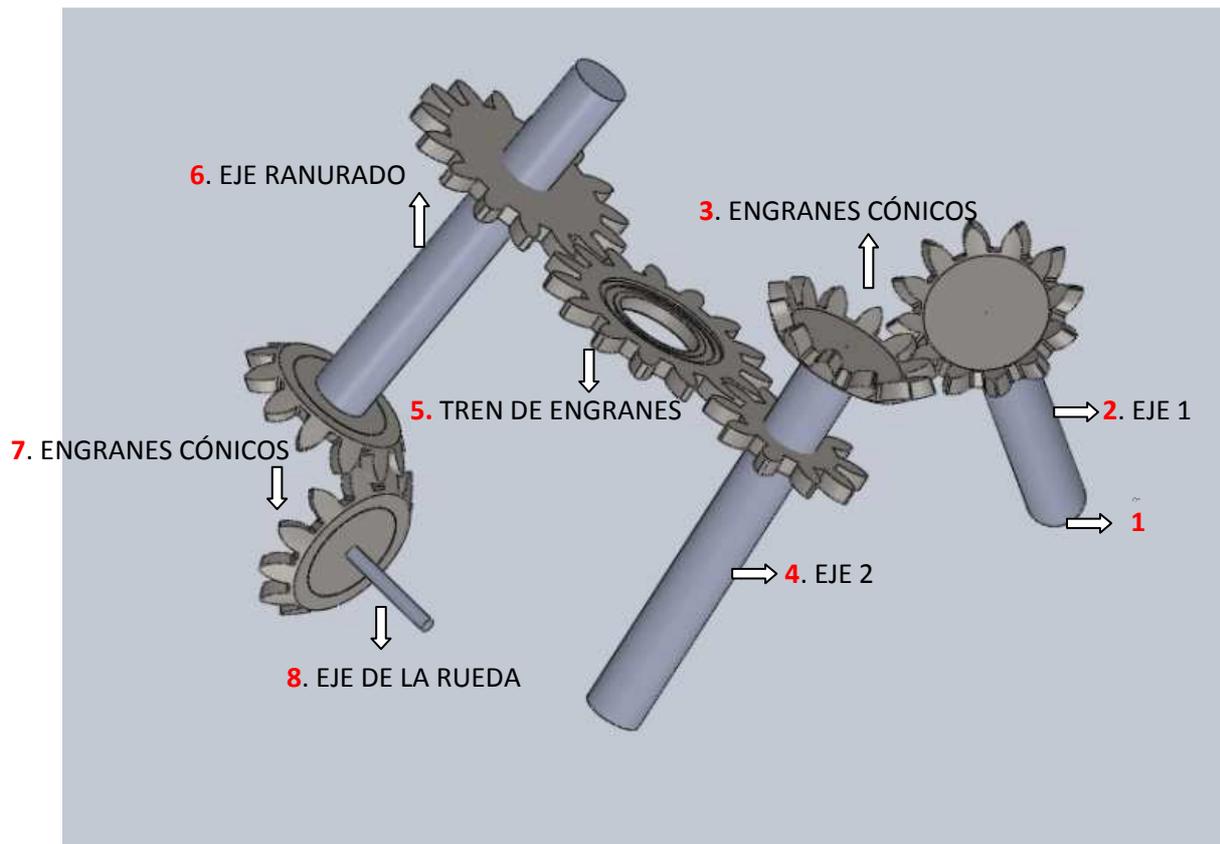


Figura 3 - 1.- Mecanismo de Tracción Delantera (Bosquejo)⁴⁰



Figura 3 - 2.- Mecanismo de Tracción Delantera unido a los Telescópicos (Bosquejo)⁴¹

⁴⁰ Fuente: Propia. Solidworks 2011.

1. Salida de la fuente de potencia: es el elemento de ésta que va conjugado con el primer elemento del mecanismo a diseñar. En el presente estudio se considera a un engrane cónico para este trabajo, ya que, por las características de forma de la motocicleta, es el más apropiado. Este engrane transmitiría el torque al primer eje de transmisión, por lo tanto, se encontraría montado sobre éste, aunque sea parte de la toma de potencia.
2. Eje de transmisión 1: Este eje se ubica formando un ángulo de 60° , al plano formado por los 2 telescópicos; a su vez se encuentra conectado a la toma de potencia asumida, que parte de la caja de cambios hasta la parte delantera de la motocicleta.
3. Par de engranes cónicos: Parten del eje de transmisión 1 y se acoplan a otro eje ubicado entre los telescópicos y en la misma dirección de éstos; debido a la geometría de la moto y a la toma de potencia asumida no son perpendiculares y forman un ángulo entre ejes de 60° .
4. Eje de transmisión 2: éste es el eje ubicado entre los telescópicos y en su misma dirección; se encuentra acoplado al segundo engrane cónico, y permite la transmisión de potencia al siguiente elemento.
5. Tren de engranes: éste parte del eje de transmisión 2 y es un conjunto que consta de 3 engranes cilíndricos de dientes rectos, dispuestos uno seguido de otro: El primer engrane, se encuentra acoplado al eje de transmisión 2 y permite la transmisión de potencia al segundo engrane, el cual se encuentra girando sobre un rodamiento que, a su vez, se encuentra montado sobre uno de los telescópicos, de manera que transmite torque al tercer engrane sin afectar al telescópico.
6. Par de engranes cónicos: Acoplados al extremo inferior de la parte B del eje ranurado, son los encargados de transmitir y direccionar el torque hacia la llanta, con un ángulo entre ejes de 90° .
7. Eje ranurado: éste parte del tercer engrane y es diseñado en 2 partes; entre ambas partes, A y B, se encuentran las ranuras. Éste permite la transmisión del torque entre ambas partes, además del movimiento longitudinal que puede darse por la suspensión delantera.

⁴¹ Fuente: Propia. Solidworks 2011.

8. Eje de la rueda: Este eje se encuentra acoplado al segundo engrane cónico y a la rueda, para la transmisión final del torque hacia ésta.
9. Chavetas de sujeción: Son los elementos que permiten la transmisión de torque entre: eje-eje y eje-engrane.

Los elementos mecánicos son citados en su respectivo orden de diseño.

3.1. ENGRANE CÓNICO PRIMARIO

Como se citó anteriormente, este engrane es considerado parte de la toma de potencia, que se asume para el diseño. En vista que no se tiene certeza de la estructura y de los componentes de dicha toma de potencia, ya que no se encuentra dentro del alcance del presente proyecto, el engrane será diseñado parcialmente. Únicamente son analizados los parámetros que influyen en el eje de transmisión 1. Éstos son:

- *Fuerza tangencial.*- Para el presente estudio, esta fuerza influye en las reacciones de los apoyos del primer eje a diseñar; así también, en su momento máximo de flexión, debido al par que produce en relación a los apoyos.

$$W_t = \frac{2\tau}{d}$$

Ecuación 4

Donde:

τ : Torque transmitido

d: diámetro de paso

- *Fuerza radial.*- Semejante a la fuerza tangencial, influye en las reacciones de los apoyos del primer eje.

$$W_R = W_t \sec \psi (\tan \phi \cos \gamma + \sin \psi \sin \gamma)$$

Ecuación 5

Donde:

ψ : Ángulo de hélice

ϕ : ángulo de presión

γ : ángulo de paso

- *Fuerza axial*.- Del mismo modo que la fuerza tangencial y radial, esta fuerza produce un par con respecto a los apoyos, el cual influye en las reacciones.

$$W_x = W_t \sec \psi (\tan \phi \operatorname{sen} \gamma - \operatorname{sen} \psi \operatorname{cos} \gamma)$$

Ecuación 6

Donde:

ψ : Ángulo de hélice

ϕ : Ángulo de presión

γ : Ángulo de paso

- Radio de paso.- Este es el parámetro más importante para empezar el diseño ya que relaciona el punto de aplicación de las tres fuerzas anteriores con el eje 1, los apoyos y el momento de flexión máximo.
- Ángulo de paso.- Es un complemento para la determinación de las fuerzas citadas.

$$\gamma = \tan^{-1} \left(\frac{\operatorname{sen} \Sigma}{\frac{N}{n} + \operatorname{cos} \Sigma} \right)$$

Ecuación 7

Donde:

Σ : Ángulo entre ejes (para el engrane cónico primario se asume igual a 90°)

$\frac{N}{n}$: Relación de número de dientes entre los engranes (para este caso se asume igual a 1)

En vista de que no se conoce la estructura de la toma de potencia, se asume que el elemento que va conectado al engrane primario es un engrane cónico de similares características

- Ángulo de presión.- Para engranes cónicos de dientes rectos se utiliza un valor estándar de 20° . Ayuda en la determinación de las fuerzas citadas.
- Ángulo de hélice.- es el ángulo de inclinación de los dientes del engrane, para este caso es igual a cero.

El cálculo del diámetro de paso se obtiene del capítulo II, pág 58 al relacionar el Torque transmitido y asumiendo una relación de engranes 1:1.

Entonces se tiene que el torque transmitido se obtiene con la Potencia total, P , y el número de revoluciones, ω :

$$\tau_1 = \frac{P}{\omega} \quad \text{Ecuación 8}$$

$$\tau_1 = \frac{22,5 \text{ kW}}{1759 \text{ rpm}} * \frac{1 \text{ rev.}}{2\pi \text{ rad}} * \frac{60 \text{ s}}{1 \text{ min}} * \frac{1000 \text{ W}}{1 \text{ kW}}$$

$$\tau_1 = 122,15 \text{ Nm}$$

O bien:

$$\tau_1 = 490,5 \text{ lb in}$$

Diámetro de paso del engrane primario:⁴²

$$d_1 = 2,0 \text{ in}$$

$$d_1 = 51 \text{ mm}$$

⁴² **Referencia:** Figura 2-7: Diámetro de paso del engrane basado en la durabilidad de la superficie, capítulo II, pág. 56

$$d_1 = 5,1 \text{ cm}$$

$$d_1 = 0,051 \text{ m}$$

Radio de Paso del engrane primario:

$$x_1 = 25 \text{ mm}$$

Fuerza Tangencial:

$$W_t = \frac{2T}{d_1}$$

Ecuación 9

$$W_t = \frac{2(122,15 \text{ N m})}{0,051 \text{ m}}$$

$$W_t = 4790,2 \text{ N}$$

Fuerza radial

$$W_r = W_t \sec \psi (\tan \phi \cos \gamma + \sin \psi \sin \gamma)$$

Ecuación 10

$$\gamma = \tan^{-1} \left(\frac{\sin \Sigma}{\frac{N}{n} + \cos \Sigma} \right)$$

Ecuación 11

$$\gamma = \tan^{-1} \left(\frac{\sin 90}{1 + \cos 90} \right)$$

$$\gamma = \tan^{-1} 1$$

$$\gamma = 45$$

$$W_r = 4790,2 \sec 0 (\tan 20 \cos 45 + \sin 0 \sin 45)$$

$$W_r = 1232,8 \text{ N}$$

Fuerza axial

$$W_x = W_t \sec \psi (\tan \phi \operatorname{sen} \gamma - \operatorname{sen} \psi \operatorname{cos} \gamma) \quad \text{Ecuación 12}$$

$$W_x = 4790,2 \sec 0 (\tan 20 \operatorname{sen} 45 - \operatorname{sen} 0 \operatorname{cos} 45)$$

$$W_x = 1232,8 \text{ N}$$

3.2. EJE DE TRANSMISIÓN 1.

Para el diseño de dicho eje se escoge el acero 1045 CD, debido a sus propiedades y aplicaciones frecuentes. Entre éstas se tiene:

Tabla 3-3⁴³.- Tipo, formas y acabados, características y acabados Acero 1045

Tipo:	Acero de medio contenido de carbón.
Formas y Acabados:	Barra redonda, cuadrada, hexagonal y solera, laminadas o forjadas en caliente, estiradas en frío y peladas o maquinadas. Placa laminada caliente. Anillos forjados.
Características:	El más popular de los aceros al carbón templables es sin duda el 1045. En todo tipo de aplicaciones en donde se requiera soportar esfuerzos por encima de los 600 MPa. (61 kgf/mm ²), o en el caso de diámetros mayores, en donde se necesite una superficie con dureza media, 30 a 40 Rc, y un centro tenaz. Aunque su maquinabilidad no es muy buena, se mejora con el estirado en frío, además con este acabado se vuelve ideal para flechas, tornillos, etc. de alta resistencia.

⁴³ Fuente: <http://www.acerospalmexico.com.mx/1045.htm>

Aplicaciones: Por sus características de temple, se tiene una amplia gama de aplicaciones automotrices y de maquinaria en general, en la elaboración de piezas como ejes y semiejes, cigüeñales, etc. de resistencia media.

- Datos del material:⁴⁴

$$S_y = 77 \text{ kpsi} / 530 \text{ MPa}$$

$$S_{ut} = 91 \text{ kpsi} / 630 \text{ MPa}$$

$$\delta = 7870 \text{ kg/m}^3$$

- Datos adicionales:

$$L_1 = 0,5 \text{ m}^{45}$$

$$L_1' = 30 \text{ mm}^{46}$$

$$L_1'' = 30 \text{ mm}$$

$$P = 22,5 \text{ kW}^{47}$$

$$n = 1759 \text{ rpm}^{48}$$

$$W_t = 4790,2 \vec{k} \text{ N}$$

$$W_r = -1232,8 \vec{j} \text{ N}$$

$$W_x = 1232,8 \vec{i} \text{ N}$$

$$x_1 = 25 \text{ mm}$$

$$\theta = 50^\circ$$

$$f = 1,5$$

⁴⁴ **Referencia:** Anexo A1.- Propiedades de aceros

⁴⁵ **Fuente:** Propia. Prototipo a escala.

⁴⁶ **Fuente:** Propia. Prototipo a escala.

⁴⁷ **Fuente:** Tabla 3.1 Características mecánicas de motocicleta YAMAHA YZ450F

⁴⁸ **Referencia:** Pág. 43 - Ec.2.

Donde:

L_1 : Longitud del eje 1

L_1' : *Distancia* desde el apoyo B, hasta el extremo final del eje

L_1'' : *Distancia* desde el apoyo A, hasta el extremo inicial del eje, punto en el que se encuentra el engrane cónico primario

P : *Potencia* entregada por el motor

n : Número de Revoluciones por Minuto que se transmiten al Eje 1

W_t, W_r, W_x : Componentes de la fuerza W , ejercida por el engrane cónico primario sobre el eje 1, las cuales afectan a las reacciones en los apoyos A y B

x_1 : Radio de paso del engrane cónico primario

θ : Ángulo del eje de transmisión 1 con la vertical.

f : factor de seguridad

3.1.1. MOMENTO TORSOR:

$$\tau_1 = 122,15 \text{ Nm}$$

$$\tau_1 = 490,5 \text{ lb in}$$

3.1.2. CÁLCULO DEL MOMENTO FLECTOR MÁXIMO:

Esquema del Eje de transmisión 1. -Se muestra el eje y las fuerzas que actúan sobre el eje de transmisión 1 en dos ejes para poder tener una mejor visualización.

Gráfico 3 - 1.- Diagrama de Cuerpo Libre EJE 1, x - y⁴⁹

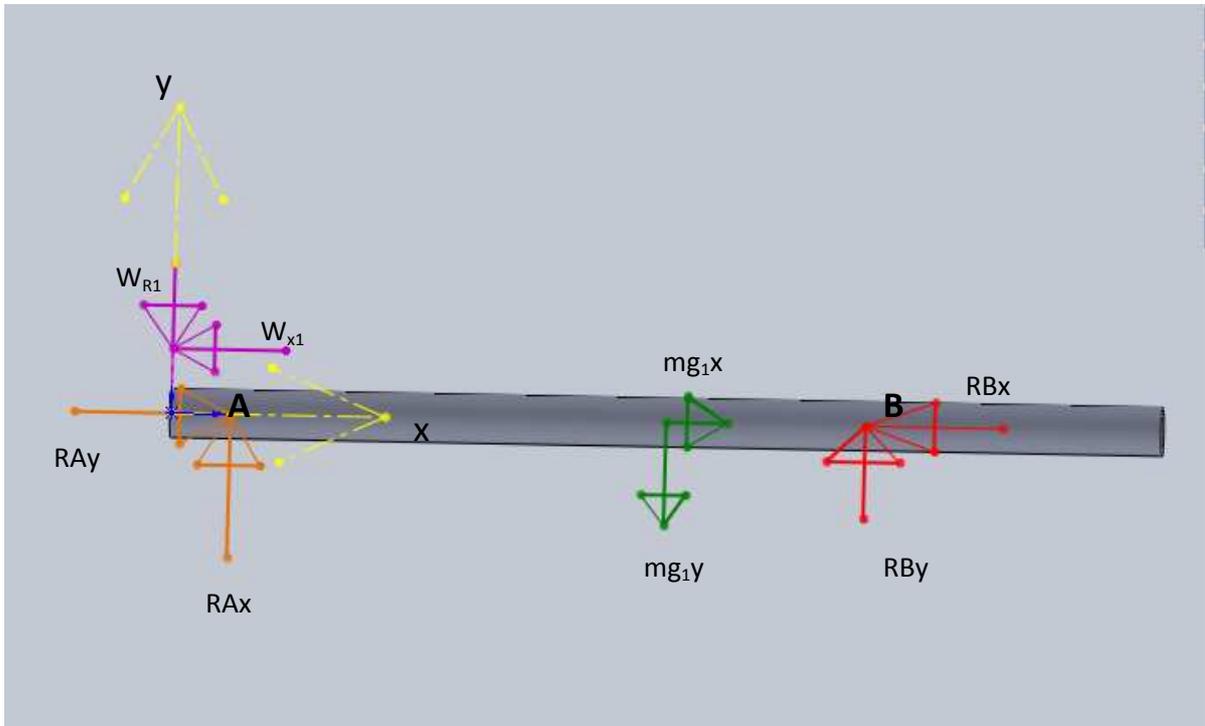
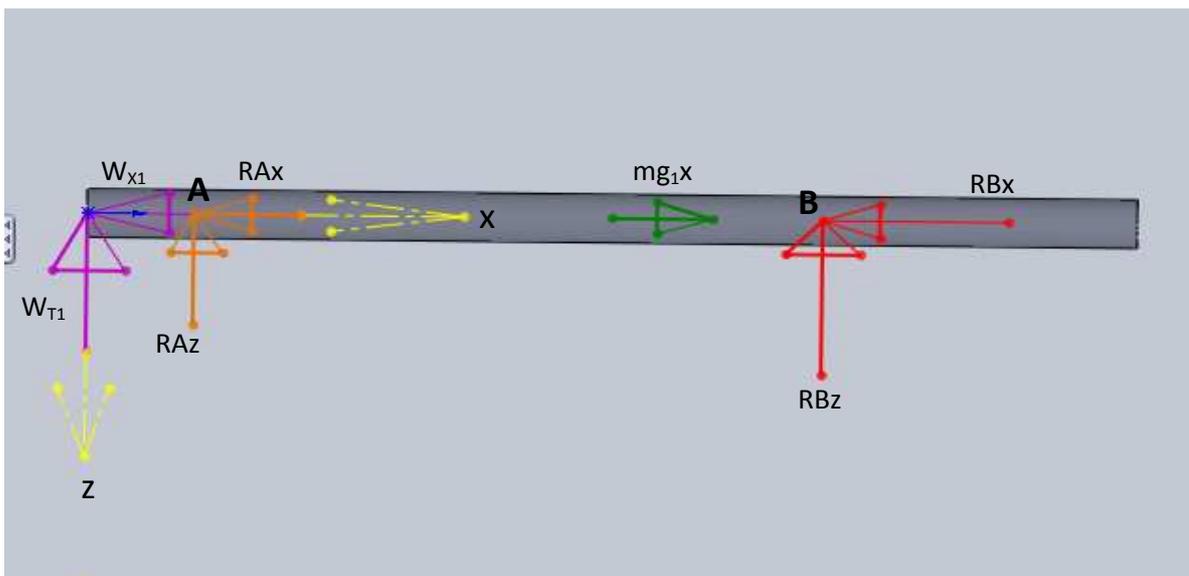


Gráfico 3 - 2.- Diagrama de Cuerpo Libre EJE 1, x - z⁵⁰



⁴⁹ Fuente: Propia Solidworks 2011

⁵⁰ Fuente: Propia Solidworks 2011

Donde:

A: Primer apoyo ubicado a la distancia L_1'

R_{Ax} , R_{Ay} , R_{Az} : Reacciones de apoyo A en los ejes de coordenadas x,y,z

F_R , F_T , F_X : Reacciones radial, tangencial y axial respectivamente; en la cara del engrane

B: Primer apoyo ubicado a la distancia L_1''

R_{Bx} , R_{By} , R_{Bz} : Reacciones de apoyo B en los ejes de coordenadas x, y, z

mg_{1x} , mg_{1y} : componentes del peso en los ejes x, y,

$$\Sigma M_A = 0$$

Ecuación 13

$$MR_B + MW = 0$$

$$r_{R_B} \times R_B + r_W \times W = 0$$

$$\left[AB i \times (R_{B_x} i + R_{B_y} j + R_{B_z} k) \right] + \left[(AZ i + ZE j) \times (W_x i + W_y j + W_z k) \right] = 0$$

$$\left[(L - L_1' - L_1'') i \times (R_{B_x} i + R_{B_y} j + R_{B_z} k) \right] + \left[(-L_1'' i + x_1 j) \times (W_x i + W_r j + W_t k) \right] = 0$$

$$\left[0,44 i \times (R_{B_x} i + R_{B_y} j + R_{B_z} k) \right] + \left[(-0,03 i + 0,025 j) \times (1232,8 i - 1232,8 j + 4790,2 k) \right] = 0$$

$$\left[\begin{array}{ccc} i & j & k \\ 0,44 & 0 & 0 \\ R_{B_x} & R_{B_y} & R_{B_z} \end{array} \right] + \left[\begin{array}{ccc} i & j & k \\ -0,03 & 0,025 & 0 \\ 1232,8 & -1232,8 & 4790,2 \end{array} \right] = 0$$

$$\left[\begin{array}{cc|c} 0 & 0 & i \\ R_{B_y} & R_{B_z} & \end{array} \right] - \left[\begin{array}{cc|c} 0,44 & 0 & j \\ R_{B_x} & R_{B_z} & \end{array} \right] + \left[\begin{array}{cc|c} 0,44 & 0 & k \\ R_{B_x} & R_{B_y} & \end{array} \right] + \left[\begin{array}{cc|c} 0,025 & 0 & i \\ -1232,8 & 4790,2 & \end{array} \right] - \left[\begin{array}{cc|c} -0,03 & 0 & j \\ 1232,8 & 4790,2 & \end{array} \right] + \left[\begin{array}{cc|c} -0,03 & 0,025 & k \\ 1232,8 & -1232,8 & \end{array} \right] = 0$$

$$\left[0i - 0,44 R_{B_z} j + 0,44 R_{B_y} k \right] + \left[120 i + 143,7 j + 6,19 k \right] = 0$$

$$120 i + (143,7 - 0,44R_{Bz})j + (0,44R_{By} + 6,19)k = 0$$

Entonces:

$$(0,44R_{By} + 6,19)k = 0k$$

$$(0,44R_{By}) = -6,19$$

$$(R_{By}) = -\frac{6,19}{0,44}$$

$$R_{By} = -14,1 N$$

También:

$$(143,7 - 0,44R_{Bz})j = 0j$$

$$143,7 - 0,44R_{Bz} = 0$$

$$R_{Bz} = \frac{143,7}{0,44}$$

$$R_{Bz} = 326,6 N$$

Continuando:

$$\sum M_B = 0$$

Ecuación 14

$$MR_A + MW = 0$$

$$r_{RA} \times R_A + r_W \times W = 0$$

$$\left[BA \times (R_{Ax}i + R_{Ay}j + R_{Az}k) \right] + [(BZ i + ZE j) \times (W_x i + W_y j + W_z k)] = 0$$

$$\left[-(L_1 - L'_1 - L_1'')i \times (R_{Ax}i + R_{Ay}j + R_{Az}k) \right] \\ + [\{ -(L_1 - L'_1)i + x_1 j \} \times (W_x i + W_r j + W_t k)] = 0$$

$$\left[-0,44i \times (R_{Ax}i + R_{Ay}j + R_{Az}k) \right] \\ + [\{ -0,47 i + 0,025 j \} \times (1232,8 i - 1232,8 j + 4790,2k)] = 0$$

$$\begin{bmatrix} i & j & k \\ -0,44 & 0 & 0 \\ R_{Ax} & R_{Ay} & R_{Az} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} i & j & k \\ -0,47 & 0,025 & 0 \\ 1232,8 & -1232,8 & 4790,2 \end{bmatrix} = 0$$

$$\begin{aligned} & \left[\begin{array}{cc|c} 0 & 0 & \\ R_{Ay} & R_{Az} & i \end{array} \right] - \left[\begin{array}{cc|c} -0,44 & 0 & \\ R_{Ax} & R_{Az} & j \end{array} \right] + \left[\begin{array}{cc|c} -0,44 & 0 & \\ R_{Ax} & R_{Ay} & k \end{array} \right] \\ & + \left[\begin{array}{cc|c} 0,025 & 0 & \\ -1232,8 & 4790,2 & i \end{array} \right] - \left[\begin{array}{cc|c} -0,47 & 0 & \\ 1232,8 & 4790,2 & j \end{array} \right] \\ & + \left[\begin{array}{cc|c} -0,47 & 0,025 & \\ 1232,8 & -1232,8 & k \end{array} \right] = 0 \end{aligned}$$

$$[0i + 0,44R_{Az}j - 0,44R_{Ay}k] + [120i + 2251,4j + 548,6k] = 0$$

$$120i + (0,44R_{Az} + 2251,4)j + (-0,44R_{Ay} + 548,6)k = 0$$

Entonces:

$$(-0,44R_{Ay} + 548,6)k = 0k$$

$$(-0,44R_{Ay} + 548,6) = 0$$

$$R_{Ay} = \frac{548,6}{0,44}$$

$$R_{Ay} = 1246,8 \text{ N}$$

También:

$$(0,44R_{Az} + 2251,4)j = 0j$$

$$0,44R_{Az} + 2251,4 = 0$$

$$R_{Az} = -\frac{2251,4}{0,44}$$

$$R_{Az} = -5117 \text{ N}$$

Gráfico 3 - 3.- Diagrama de Corte y Momento EJE 1, y⁵¹

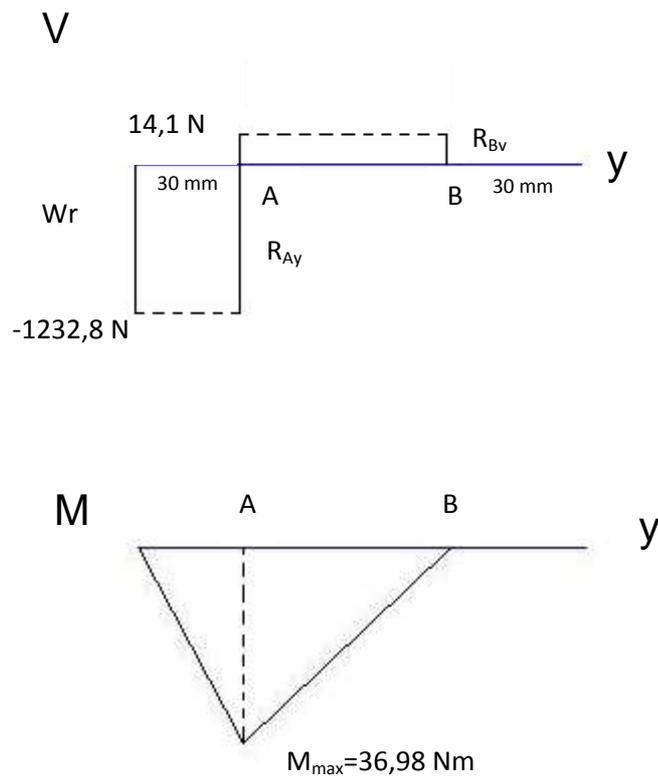
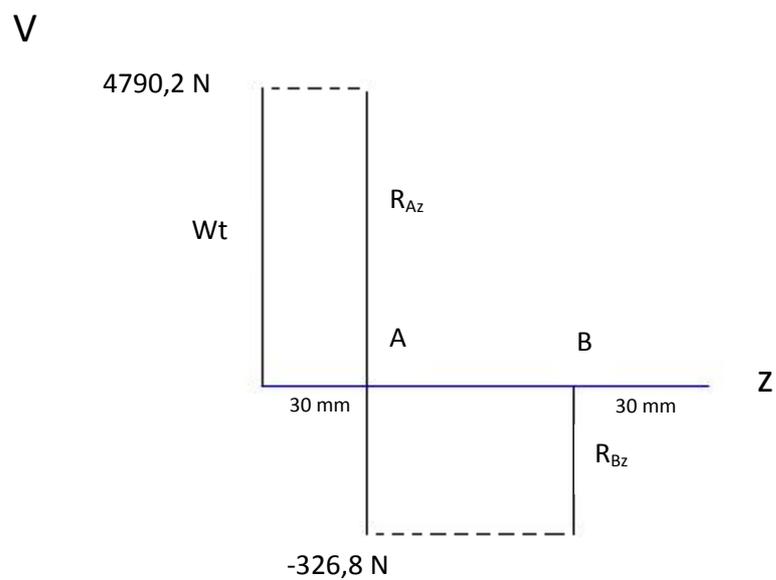
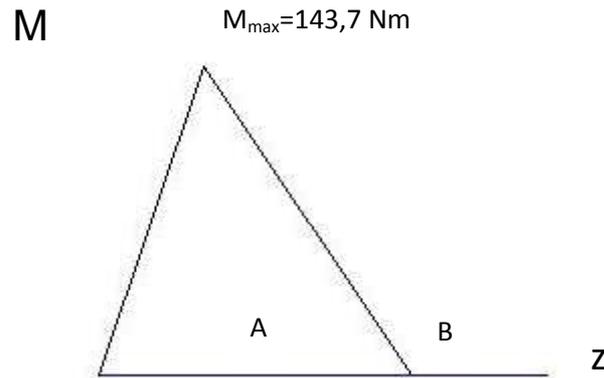


Gráfico 3 - 4.- Diagrama de Corte y Momento EJE 1, z⁵²



⁵¹ Fuente: Propia. Solidworks 2011

⁵² Fuente: Propia. Solidworks 2011.



$$M_z = 143,7 \text{ Nm}$$

Entonces:

$$M_{max} = \sqrt{M_y^2 + M_z^2}$$

$$M_{max} = \sqrt{36,98^2 + 143,7^2}$$

$$M_{max} = 148,38 \text{ Nm}$$

3.1.3. CÁLCULO DE RESISTENCIA A LA FATIGA

“Marin* ha propuesto una clasificación de algunos de los factores que modifican el límite de fatiga.”⁵³

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S_e'$$

Ecuación 15

S_e = límite de resistencia a la fatiga del elemento mecánico

S_e' = límite de resistencia a la fatiga de la muestra de viga rotatoria

k_a = factor de superficie

k_b = factor de tamaño

k_c = factor de confiabilidad

k_d = factor de temperatura

⁵³ Fuente: SHIGLEY Joseph, 1989, “Manual de Diseño Mecánico”, Ed. McGRAW-HILL, México, pág.307

k_e = factor de modificación por concentración de esfuerzo

k_f = factor de efectos diversos

- Factor de superficie⁵⁴

Con $S_{ut} = 91$ kpsi en la curva de maquinado en frío⁵⁵ se obtiene un factor de 0,75.

$$k_a = 0,75$$

- Factor de tamaño⁵⁶

Asumiendo un diámetro preliminar de 25 mm:

$$k_b = 1,189d^{-0,097} \quad 8\text{mm} < d \leq 250\text{mm} \quad \text{Ecuación 16}$$

$$k_b = 1,189(25)^{-0,097}$$

$$k_b = 0,87$$

- Factor de confiabilidad⁵⁷

Se trabaja con una confiabilidad del 50 % entonces $k_c = 1$ ⁵⁸

$$k_c = 1$$

- Factor de temperatura⁵⁹

$$k_d = 1 \quad T \leq 450^\circ\text{C} (840^\circ\text{F})$$

⁵⁴ Referencia: SHIGLEY Joseph, 1989, "Manual de Diseño Mecánico", Ed. McGRAW-HILL, México, pg.307

⁵⁵ Referencia: Anexo A2.- Factores que modifican el acabado superficial para el acero.

⁵⁶ Referencia: SHIGLEY Joseph, 1989, "Manual de Diseño Mecánico", Ed. McGRAW-HILL, México, pg.313

⁵⁷ Referencia: SHIGLEY Joseph, 1989, "Manual de Diseño Mecánico", Ed. McGRAW-HILL, México, pg.319

⁵⁸ Referencia: Anexo A3.- Factores de confiabilidad k_c , correspondientes a una desviación estándar de 8% del límite de fatiga.

⁵⁹ Referencia: SHIGLEY Joseph, 1989, "Manual de Diseño Mecánico", Ed. McGRAW-HILL, México, pg.321

- Factor de modificación por concentración de esfuerzo⁶⁰

Para sostener al eje, dentro del sistema, es necesario el uso de chumaceras, que serán los apoyos del eje.

Debido a la función que cumple el eje 1, es necesario realizar un cambio de sección, para acoplar las chumaceras, y así, que éste se asiente en dichos apoyos.

En dichos cambios de sección, se encuentran puntos de concentración de esfuerzos, de modo que, se debe considerar un factor de modificación por concentración de esfuerzos.

$$ke = \frac{1}{K_f} \quad \text{Ecuación 17}$$

Donde:

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \quad \text{Ecuación 18}$$

q , es la sensibilidad a las ranuras

Los valores de q y K_t , se encuentran tabulados⁶¹ en función del radio de acuerdo de la ranura, r .

Para el presente estudio, se toma:

$$r = 0,0015 \text{ m}$$

O bien:

$$r = 1,5 \text{ mm}$$

La relación entre ambos diámetros se establece en:

$$\frac{D}{d} = 1,5$$

Y la relación entre el radio de acuerdo, r , y el diámetro de la parte maciza, d :

⁶⁰ **Referencia:** SHIGLEY Joseph, 1989, "Manual de Diseño Mecánico", Ed. McGRAW-HILL, México, pg.322

⁶¹ **Referencia:** Anexo A4.- Factores q y K_t , de sensibilidad a concentración de esfuerzos por cambios de sección en función del radio de acuerdo.

$$\frac{r}{d} = 0,1$$

Con estas relaciones y la ayuda de la tabla de barra circular en flexión con estrechamiento y entalle⁶², se determina el factor K_t :

$$K_t = 1,65$$

Con este factor y su relación tabulada con el radio de acuerdo⁶³ se determina q :

$$q = 0,78$$

Entonces:

$$K_f = 1 + q(K_t - 1)$$

$$K_f = 1 + 0,78(1,65 - 1)$$

$$K_f = 1,507$$

Por lo tanto:

$$ke = \frac{1}{K_f}$$

Ecuación 19

$$ke = \frac{1}{1,507}$$

$$ke = 0,66$$

- Factor de efectos diversos⁶⁴

$$kf = 1$$

- Límite de resistencia a la fatiga de la muestra de viga rotatoria.⁶⁵

⁶² **Referencia:** SHIGLEY Joseph, 1989, "Manual de Diseño Mecánico", Ed. McGRAW-HILL, México, Anexo A-26-9, pág. 886

⁶³ **Referencia:** Anexo A4.- Factores q y K_t , de sensibilidad a concentración de esfuerzos por cambios de sección en función del radio de acuerdo.

⁶⁴ **Referencia:** SHIGLEY Joseph, 1989, "Manual de Diseño Mecánico", Ed. McGRAW-HILL, México, pg.325

⁶⁵ **Referencia:** SHIGLEY Joseph, 1989, "Manual de Diseño Mecánico", Ed. McGRAW-HILL, México, pg.294

$$Se' = 0,5 (Sut)$$

Ecuación 20

$$Se' = 0,5 (630)$$

$$Se' = 315 MPa$$

Entonces se tiene el límite de resistencia a la fatiga del elemento mecánico:

$$Se = ka * kb * kc * kd * ke * Se'^{66}$$

Ecuación 21

$$Se = 0,75 * 0,87 * 1 * 1 * 0,66 * 1 * 315$$

$$Se = 135,654 MPa$$

$$Se = 135654700 Pa$$

Cálculo de diámetro utilizando la teoría del esfuerzo cortante máximo⁶⁷

$$d = \left\{ \frac{32f}{\pi} \left[\left(\frac{T}{S_y} \right)^2 + \left(\frac{M}{S_e} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

Ecuación 22

$$d = \left\{ \frac{32(1,5)}{\pi} \left[\left(\frac{122,15}{530000000} \right)^2 + \left(\frac{148,38}{135654700} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

$$d = \left\{ 15,27 [5,31e - 14 + 1,19e - 12]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

$$d = \{1,7e - 5\}^{1/3}$$

$$d = 0,0257 m$$

$$d = 26 mm$$

En vista que se asumió un diámetro preliminar de 0,025 m, para el cálculo del factor de tamaño, k_b , en la teoría de diseño por resistencia a la fatiga, se debería realizar una iteración con el valor encontrado para determinar el valor

⁶⁶ Referencia: Ecuación 15.

⁶⁷ Referencia: SHIGLEY Joseph, 1989, "Manual de Diseño Mecánico", Ed. McGRAW-HILL, México, pg.736

real, pero, dado que, la diferencia no es representativa, se toma como valor definitivo el de $0,026\text{ m}$

$$d = 26\text{ mm}$$

Entonces, el diámetro mayor del eje 1 es, D , es:

$$D = d * 1,5$$

Ecuación 23

$$D = 0,026 * 1,5\text{ m}$$

$$D = 0,039\text{ m}$$

O bien:

$$d_{final} = 40\text{ mm}$$

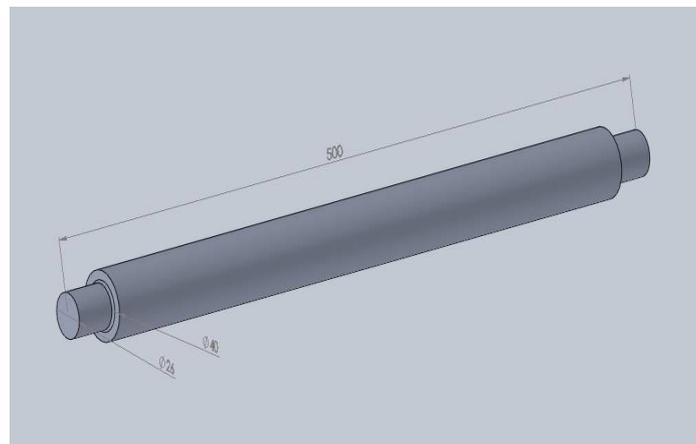


Figura 3 - 3.- Dimensiones: Eje de Transmisión 1 ⁶⁸

3.3. DISEÑO DE ENGRANES CÓNICOS:

3.3.1. DIMENSIONAMIENTO DE ENGRANES:

Para empezar el diseño de los engranes cónicos, se debe determinar el diámetro de paso que tendrán éstos, en función del Momento de torsión o Torque que transmitirán.

⁶⁸ Fuente: Propia. Solidworks 2011.

Dicho Torque es:

$$\tau_1 = 122,15 \text{ Nm}$$

O bien:

$$\tau_1 = 490,5 \text{ lb in}$$

La relación entre este torque y el diámetro de paso de los engranes, se encuentra tabulado⁶⁹, y, en éste se puede determinar, según una relación de tamaño 1:1, para los engranes, que el diámetro de paso es:

$$d = 2,0 \text{ in}$$

O bien:

$$d = 0,051 \text{ m}$$

$$d = 51 \text{ mm}$$

Entonces el radio de paso sería:

$$x_2 = 0,025 \text{ m}$$

$$x_2 = 25 \text{ mm}$$

El siguiente parámetro a determinar es el número de dientes de los engranes.

De manera análoga a la determinación del diámetro de paso, la relación entre el número de dientes recomendado para los engranes y el diámetro de paso, se encuentra tabulada⁷⁰.

De esta gráfica se determina el número de Dientes recomendado:

$$N = n = 20 \text{ dientes}$$

⁶⁹ **Referencia:** Figura 2-7: Diámetro de paso del engrane basado en la durabilidad de la superficie, capítulo II, pág. 56

⁷⁰ **Referencia:** Figura 2-9: Número de dientes recomendado en relación al Diámetro de paso del engrane, capítulo II, pág. 59

La anchura de cara puede ser determinada, también, por su relación con el diámetro de paso. Ésta se encuentra graficada⁷¹ y proporciona el valor del ancho de cara, F :

$$F = 0,40 \text{ in}$$

O bien:

$$F = 0,01 \text{ m}$$

$$F = 10 \text{ mm}$$

Se determinará, ahora, el módulo de los dientes de los engranes, el cuál es la razón entre el diámetro de paso y el número de dientes:

$$M = \frac{d}{N} \quad \text{Ecuación 24}$$

$$M = \frac{0,025 \text{ m}}{20 \text{ dientes}}$$

$$M = 1,25 \text{ e} - 3 \text{ m/diente}$$

O bien:

$$M = 1,25 \text{ mm/diente}$$

El valor del módulo es aproximado a un valor estandarizado de $M=1.25$

$$N = \frac{d}{M} \quad \text{Ecuación 25}$$

$$N = \frac{0,025 \text{ m}}{1.25 \text{ e} - 3 \text{ dientes}}$$

$$N = 20 \text{ dientes}$$

⁷¹ **Referencia:** Figura 2-10: Ancho de cara de los dientes recomendado en relación al Diámetro de paso del engrane, capítulo II, pág. 60

Otro parámetro importante a considerar, es el ángulo de presión; el cuál puede tomar valores de 20, 22,5 y 25°. En el presente estudio, el ángulo de presión considerado es 20°:

$$\phi = 20^\circ$$

Para realizar el diseño de la preforma de los engranes, se determinan los siguientes parámetros:

- Ángulo de paso:⁷²

Engrane Motriz (γ)

$$\gamma = \tan^{-1} \frac{\text{sen } \Sigma}{\frac{N}{n} + \cos \Sigma} \quad \text{Ecuación 26}$$

$$\gamma = \tan^{-1} \frac{\text{sen } 60}{1 + \cos 60}$$

$$\gamma = 30^\circ$$

Engrane conducido (Γ)

$$\Gamma = \Sigma - \gamma \quad \text{Ecuación 27}$$

$$\Gamma = 30^\circ$$

- Distancia al cono externo (A_o):⁷³

$$A_o = \frac{0,5 d}{\text{sen } \Gamma} \quad \text{Ecuación 28}$$

$$A_o = \frac{0,5 * 0,051}{\text{sen } 30}$$

$$A_o = 0,051 \text{ m}$$

⁷² Referencia: Tabla 2-2.- Fórmulas para calcular dimensiones de la preforma y los dientes, capítulo II, pag 63

⁷³ Referencia: Tabla 2-2.- Fórmulas para calcular dimensiones de la preforma y los dientes, capítulo II, pag 63

- Distancia media al cono (A_m):⁷⁴

$$A_m = A_o - 0,5F$$

Ecuación 29

$$A_m = 0,051 - 0,5(0,01)$$

$$A_m = 0,046 \text{ m}$$

- Factor de profundidad (k_1):⁷⁵

Cónico recto, 20 dientes:

$$k_1 = 2,0$$

- Profundidad media de trabajo (h):⁷⁶

$$h = \frac{k_1 A_m}{P_d A_o} \cos \psi$$

Ecuación 30

Donde ψ , es el ángulo de la espiral. En el presente caso, ψ es igual a cero, ya que los dientes son rectos

$$\cos \psi = \cos 0 = 1$$

Entonces:

$$h = \frac{2 * 0,046 * 0,00125}{0,051}$$

$$h = 0,0022 \text{ m}$$

$$h = 22 \text{ mm}$$

- Factor de holgura k_2 :⁷⁷

⁷⁴ **Referencia:** Tabla 2-2.- Fórmulas para calcular dimensiones de la preforma y los dientes, capítulo II, pag 63

⁷⁵ **Referencia:** Anexo A5.- Factor de profundidad

⁷⁶ **Referencia:** Tabla 2-2.- Fórmulas para calcular dimensiones de la preforma y los dientes, capítulo II, pag 63

Cónico recto:

$$k_2 = 0,14$$

- Holgura (c)⁷⁸:

$$c = k_2 h$$

Ecuación 31

$$c = 0,14 * 0,0022$$

$$c = 0,0003 \text{ m}$$

$$c = 0,3 \text{ mm}$$

- Profundidad total media (h_m)⁷⁹:

$$h_m = h + c$$

Ecuación 32

$$h_m = 0,0022 + 0,0003$$

$$h_m = 0,0025 \text{ m}$$

$$h_m = 25 \text{ mm}$$

- Razón equivalente a 90° ⁸⁰

$$m_{90} = \sqrt{\frac{N \cos \gamma}{n \cos \Gamma}}$$

Ecuación 33

$$m_{90} = \sqrt{\frac{20 \cos 30}{20 \cos 30}}$$

$$m_{90} = 1$$

⁷⁷ Referencia: Anexo A6.- Factor de holgura

⁷⁸ Referencia: Tabla 2-2.- Fórmulas para calcular dimensiones de la preforma y los dientes, capítulo II, pag 63

⁷⁹ Referencia: Tabla 2-2.- Fórmulas para calcular dimensiones de la preforma y los dientes, capítulo II, pag 63

⁸⁰ Referencia: Tabla 2-2.- Fórmulas para calcular dimensiones de la preforma y los dientes, capítulo II, pag 63

- Factor de adendo medio C_1 ⁸¹

$$C_1 = 0,27 + \left(0,23 / (m_{90})^2\right)$$

Ecuación 34

$$C_1 = 0,27 + \left(0,23 / (1)^2\right)$$

$$C_1 = 0,5$$

- Paso circular medio⁸²

$$P_m = \frac{\pi A_m}{P_d A_o}$$

Ecuación 35

$$P_m = \frac{\pi * 0,046 * 0,00125}{0,051}$$

$$P_m = 0,0035 \text{ m}$$

$$P_m = 35 \text{ mm}$$

- Adendo medio⁸³

$$a = C_1 h$$

Ecuación 36

$$a = 0,5 * 0,0022$$

$$a = 0,0011 \text{ m}$$

$$a = 1,1 \text{ mm}$$

⁸¹ Referencia: Anexo A7.- Factor de adendo medio

⁸² Referencia: Tabla 2-2.- Fórmulas para calcular dimensiones de la preforma y los dientes, capítulo II, pag 63

⁸³ Referencia: Tabla 2-2.- Fórmulas para calcular dimensiones de la preforma y los dientes, capítulo II, pag 63

- Dedendo medio⁸⁴

$$b = h_m - a$$

Ecuación 37

$$b = 0,0025 - 0,0011$$

$$b = 0,0014 \text{ m}$$

$$b = 1,4 \text{ mm}$$

- Ángulo del dedendo⁸⁵

$$\delta_p = \tan^{-1} \frac{b_p}{A_m}$$

Ecuación 38

$$\delta_p = \tan^{-1} \frac{0,0014}{0,046}$$

$$\delta_p = 1,74^\circ$$

- Ángulo de la cara de la preforma

$$\gamma_o = \gamma + \delta_p$$

Ecuación 39

$$\gamma_o = \gamma + \delta_p$$

$$\gamma_o = 30 + 1,74$$

$$\gamma_o = 31,74^\circ$$

- Ángulo de raíz de la preforma⁸⁶

$$\gamma_R = \gamma - \delta_p$$

Ecuación 40

$$\gamma_R = 30^\circ - 1,7$$

⁸⁴ **Referencia:** Tabla 2-2.- Fórmulas para calcular dimensiones de la preforma y los dientes, capítulo II, pag 63

⁸⁵ **Referencia:** Tabla 2-2.- Fórmulas para calcular dimensiones de la preforma y los dientes, capítulo II, pag 63

⁸⁶ **Referencia:** Tabla 2-2.- Fórmulas para calcular dimensiones de la preforma y los dientes, capítulo II, pag 63

$$\gamma_R = 28,3^\circ$$

- Adendo Externo

$$a_{oP} = a + 0,5 F \tan \delta_p \quad \text{Ecuación 41}$$

$$a_{oP} = 0,0011 + 0,5(0,01) \tan 1,7^\circ$$

$$a_{oP} = 0,0012 \text{ m}$$

$$a_{oP} = 1,2 \text{ mm}$$

- Dedendo Externo

$$b_{oP} = b + 0,5 F \tan \delta_p \quad \text{Ecuación 42}$$

$$b_{oP} = 0,0014 + 0,5(0,01) \tan 1,7^\circ$$

$$b_{oP} = 0,0015 \text{ m}$$

$$b_{oP} = 1,5 \text{ mm}$$

- Profundidad externa de trabajo

$$h_k = 2a_{oP} \quad \text{Ecuación 43}$$

$$h_k = 2(0,0012)$$

$$h_k = 0,0024 \text{ m}$$

$$h_k = 2,4 \text{ mm}$$

- Profundidad total externa

$$h_t = a_{oP} + b_{oP} \quad \text{Ecuación 44}$$

$$h_t = 0,0012 + 0,0015$$

$$h_t = 0,0027 \text{ m}$$

$$h_t = 2,7 \text{ mm}$$

- Diámetro exterior

$$d_o = d + 2a_{oP} \cos \gamma$$

Ecuación 45

$$d_o = 0,051 + 2(0,0012) \cos 30$$

$$d_o = 0,053 \text{ m}$$

$$d_o = 53 \text{ mm}$$

- Ápice de pasos a corona

$$x_o = A_o \cos \gamma - a_{oP} \sen \gamma$$

Ecuación 46

$$x_o = 0,051 * \cos 30 - 0,0012 * \sen 30$$

$$x_o = 0,043 \text{ m}$$

$$x_o = 43 \text{ mm}$$

- Paso diametral medio⁸⁷

$$P_{dm} = P_d \frac{A_o}{A_m}$$

Ecuación 47

$$P_{dm} = \frac{1}{1,25e-3} \frac{\text{dientes}}{m} * \frac{0,051m}{0,046m}$$

$$P_{dm} = 886,95 \frac{\text{dientes}}{m}$$

$$P_{dm} = 887 \frac{\text{dientes}}{m}$$

⁸⁷ **Referencia:** Tabla 2-2.- Fórmulas para calcular dimensiones de la preforma y los dientes, capítulo II, pag 63

- Diámetro de paso medio

$$d_m = \frac{n}{P_{dm}}$$

Ecuación 48

$$d_m = \frac{20 \text{ dientes}}{887 \text{ dientes}/m}$$

$$d_m = 0,0225 \text{ m}$$

$$d_m = 225 \text{ mm}$$

- Espesor circular normal medio⁸⁸

$$t_n = \frac{P_m}{2 \cos \psi} - (a_p - a_G) \tan \phi + \frac{K \cos \psi}{P_{dm} \tan \phi}$$

Ecuación 49

$$t_n = \frac{P_m}{2 * 1} - 0 + \frac{0 * \cos \psi}{P_{dm} \tan \phi}$$

$$t_n = \frac{0,0035}{2} m/diente$$

$$t_n = 0,00175 \text{ m}/diente$$

$$t_n = 1,75 \text{ mm}/diente$$

Tolerancia normal externa para juego muerto, B .⁸⁹

$$B = 0,004$$

- Espesor cordal normal medio⁹⁰

$$t_{nc} = t_n - \frac{t_n^3}{6 d_m^2} - 0,5 B \frac{A_m}{A_o} \sec \phi$$

Ecuación 50

$$t_{nc} = 0,0017 - \frac{0,0017^3}{6 * 0,022^2} - 0,5 * 0,004 \frac{0,046}{0,051} \sec 20^\circ$$

⁸⁸ Referencia: Tabla 2-2.- Fórmulas para calcular dimensiones de la preforma y los dientes, capítulo II, pag 63

⁸⁹ Referencia: SHIGLEY Joseph, 1989, "Engranajes y engranajes", Ed. McGRAW-HILL, México, pág.59, tabla 3-8

⁹⁰ Referencia: Tabla 2-2.- Fórmulas para calcular dimensiones de la preforma y los dientes, capítulo II, pag 63

$$t_{nc} = 0,00022 \text{ m/diente}$$

$$t_{nc} = 0,22 \text{ mm/diente}$$

- Adendo cordal medio

$$a_{cP} = a + \frac{t_n^2 \cos \gamma}{4d_m} \quad \text{Ecuación 51}$$

$$a_{cP} = 0,001 + \frac{0,0017^2 \cos 30}{4(0,022)}$$

$$a_{cP} = 0,00102 \text{ m}$$

$$a_{cP} = 1,02 \text{ mm}$$

3.3.2. RESISTENCIA DE LOS ENGRANES

Ecuación básica para el esfuerzo de contacto en los engranes cónicos

$$S_c = C_p \sqrt{\frac{2\tau_p C_o}{C_v} \frac{1}{FD^2} \frac{N}{n} \frac{1.2C_m C_f}{I}} \quad \text{Ecuación 52}$$

$$S_c = 150,8 \text{ N}^{1/2} / \text{m} \sqrt{\frac{2 * 122,15 \text{ Nm} * 1,5}{1} \frac{1}{0,01 * 0,051^2} * \frac{1,2 * 1,25 * 1}{0,05}}$$

$$S_c = 3,10 \text{ MPa}$$

Ecuación básica para el esfuerzo de flexión

$$S_t = \frac{2T_G K_o}{K_v} \frac{1}{FDm} \frac{1.2K_m}{J} \quad \text{Ecuación 53}$$

$$S_t = \frac{2 * 122,15 \text{ Nm} * 1,5}{1} * \frac{1}{0,00109 * 0,01 \text{ m} * 0,051 \text{ m}} * \frac{1,2 * 1,25}{0,16}$$

$$S_t = 6180 \text{ MPa}$$

⁹¹ Referencia: SHIGLEY Joseph, 1989, "Engranes y engranajes", Ed. McGRAW-HILL, México, pág.65

⁹² Referencia: SHIGLEY Joseph, 1989, "Engranes y engranajes", Ed. McGRAW-HILL, México, pág.65

S_t = esfuerzo calculado de flexión por tracción en la raíz del diente del engrane, en lb/in^2

S_c = esfuerzo calculado de contacto en el punto del diente en donde su valor máximo, en lb/in^2

C_p = coeficiente elástico de la combinación de materiales del engrane y el piñón, $\text{lb}^{1/2}/\text{in}$

T_P, T_G = momentos de torsión transmitidos del piñón y el engrane, respectivamente, lb-in

K_o, C_o = factores de sobrecarga para resistencia y durabilidad, respectivamente.

$$K_o, C_o = 1,5^{93}$$

K_v, C_v = factores dinámicos para resistencia y durabilidad, respectivamente.

K_m, C_m = factores de distribución de carga para resistencia y durabilidad, respectivamente.

$$K_m, C_m = 1,25^{94}$$

C_f = factor de condición de superficie para durabilidad

I = factor de geometría para durabilidad

$$I = 0,05^{95}$$

J = factor de geometría para resistencia

$$C_p = \sqrt{\frac{3}{2\pi} \frac{1}{\frac{(1-u_p^2)}{E_P} + \frac{(1-u_G^2)}{E_G}}}^{96}$$

Ecuación 54

⁹³ Referencia: Anexo A 8: Factores K_o, C_o de sobrecarga

⁹⁴ Referencia: Anexo A 9: Factores K_m, C_m de distribución de carga

⁹⁵ Referencia: SHIGLEY Joseph, 1989, "Engranajes y engranajes", Ed. McGRAW-HILL, México, pág.67

⁹⁶ Referencia: SHIGLEY Joseph, 1989, "Engranajes y engranajes", Ed. McGRAW-HILL, México, pág.65

u_p, u_g = razón de Poisson para materiales del piñón y el engrane, respectivamente (útese 0,3 para materiales ferrosos)

E_p, E_G = módulo de elasticidad de Young para materiales del piñón y el engrane, respectivamente (útese 30.0×10^6 lb/ in² para acero)

$$C_p = \sqrt{\frac{3}{2\pi} \frac{1}{\frac{(1-0,3^2)}{30,0 \times 10^6 \text{ lb/ in}^2} + \frac{(1-0,3^2)}{30,0 \times 10^6 \text{ lb/ in}^2}}}$$

$$C_p = 2813 \text{ lb}^{1/2} / \text{in}$$

$$C_p = 150,8 \text{ N}^{1/2} / \text{m}$$

Fuerza Tangencial:

$$W_{t_2} = \frac{2T}{d_2}$$

Ecuación 55

$$W_{t_2} = \frac{2(122,15 \text{ N m})}{0,051 \text{ m}}$$

$$W_{t_2} = 4790,19 \text{ N}$$

$$W_{t_2} = 4790,19 \text{ k N}$$

Fuerza radial

$$W_{r_2} = W_{t_2} \sec \psi (\tan \phi \cos \gamma_2 + \text{sen } \psi \text{sen } \gamma_2)$$

Ecuación 56

$$\gamma_2 = \tan^{-1} \left(\frac{\sin \Sigma}{\frac{N}{n} + \cos \Sigma} \right)$$

$$\gamma_2 = \tan^{-1} \left(\frac{\sin 60}{1 + \cos 60} \right)$$

$$\gamma_2 = 30^\circ$$

Entonces:

$$W_{r_2} = 4790,2 \sec 0 (\tan 20 \cos 30 + \sin 0 \sin 30)$$

$$W_{r_2} = 1509,9 \text{ N}$$

Fuerza axial

$$W_{x_2} = W_{t_2} \sec \psi (\tan \phi \operatorname{sen} \gamma_2 - \operatorname{sen} \psi \operatorname{cos} \gamma_2)$$

Ecuación 57

$$W_{x_2} = 4790,2 \sec 0 (\tan 20 \operatorname{sen} 30 - \operatorname{sen} 0 \operatorname{cos} 30)$$

$$W_{x_2} = 871,75 \text{ N}$$

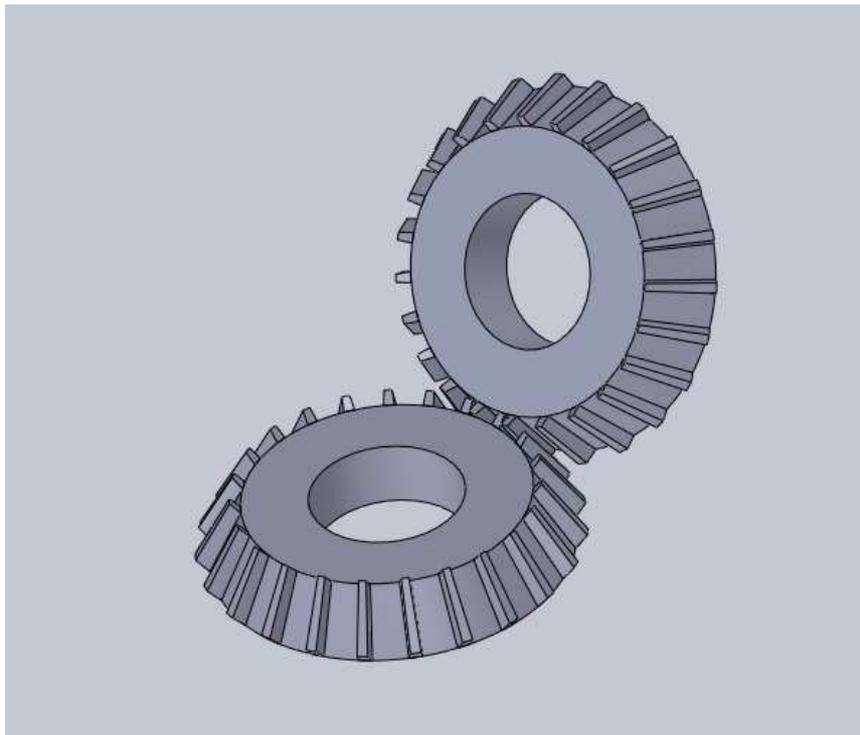


Figura 3 - 4.- Dimensión: Engranés Cónicos⁹⁷

⁹⁷ Fuente: Propia. Solid Works

3.4. DISEÑO DE LA CHAVETA 1 (SUJECCIÓN ENTRE EJE DE TRANSMISIÓN 1 Y ENGRANE CÓNICO)

Una chaveta es un elemento mecánico utilizado para fijar un engrane o polea a un eje, de tal manera que transmita torque.

Para el presente caso, se fija un engrane cónico a un eje, a través de la chaveta número 1.

Para esta chaveta se escoge el acero 1035 CD, debido a que ésta debe tener una resistencia menor a la del eje.

- Datos del material⁹⁸:

$$S_y = 450 \text{ MPa}$$

- Datos adicionales:

El valor del torque es el mismo que se transmite en el eje de transmisión 1.

$$\tau_1 = 122,15 \text{ N m}$$

3.4.1. FUERZA DE CORTE

“Cuando se ha supuesto una distribución de fuerzas, se acostumbra basar la resistencia de una cuña o chaveta en la falla por comprensión o por cortante.”⁹⁹

Se considera por cortante.

$$F = \frac{\tau_1}{r}$$

Ecuación 58

r: corresponde al radio de el eje.

$$F = \frac{122,15 \text{ N m}}{0,0125 \text{ m}}$$

⁹⁸ **Referencia:** Anexo A1.- Propiedades de aceros.

⁹⁹ **Fuente:** SHIGLEY Joseph, 1989, “Manual de Diseño Mecánico”, Ed. McGRAW-HILL, México, pg.423

$$F = 9772 \text{ N}$$

3.4.2. ESFUERZO DE CORTE ADMISIBLE DEL MATERIAL

$$S_{sy} = 0,577 S_y \quad {}^{100} \quad \text{Ecuación 59}$$

$$S_{sy} = 0,577 * 450 \text{ MPa}$$

$$S_{sy} = 259,65 \text{ MPa}$$

3.4.3. ESFUERZO DE CORTE GENERADO POR LA CARGA

$$S = \frac{F}{A} \quad {}^{101} \quad \text{Ecuación 60}$$

$$A = t * l \quad \text{Ecuación 61}$$

$$S = \frac{F}{t * l}$$

$$\frac{F}{t * l} = \frac{S_{sy}}{f}$$

$$l = \frac{F * f}{S_{sy} * t}$$

Se considera un factor de seguridad $f = 2$,

El valor para $t = 0,007 \text{ m}$ (Diámetro del eje 26mm)¹⁰².

$$l = \frac{9772 \text{ N} * 2}{259,65 * 10^6 \text{ Pa} * 0,007 \text{ m}}$$

$$l_{min} = 0,0107 \text{ m}$$

O bien:

¹⁰⁰ Referencia: SHIGLEY Joseph, 1989, "Manual de Diseño Mecánico", Ed. McGRAW-HILL, México, pág. 249, Ec. 6-12.

¹⁰¹ Referencia: TIMOSHENKO, "Resistencia de materiales", Ed. THOMSON, 5^{ta} Edición, pág. 5, Ec. 1-1.

¹⁰² Fuente: Tablas para la industria metalúrgica Pág. 139

$$l_{min} = 10.75 \text{ mm}$$

Este es el valor mínimo que puede tener la longitud de la chaveta.

El valor definitivo, por motivos de construcción se considera entonces:

$$l = 12 \text{ mm}$$

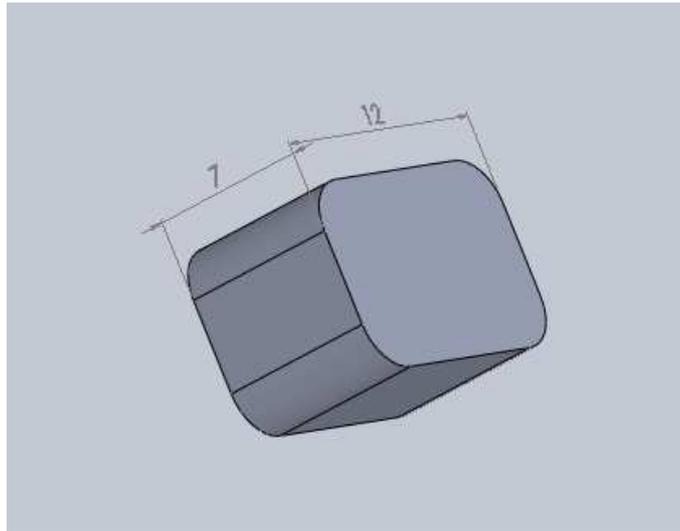


Figura 3 - 5.- Dimensión: Chaveta¹⁰³

3.5. EJE DE TRANSMISIÓN 2

Al igual que en el eje de transmisión 1, se escoge el acero 1045 CD para el diseño del eje.

- Datos del material:¹⁰⁴

$$S_y = 77 \text{ kpsi} / 530 \text{ MPa}$$

$$S_{ut} = 91 \text{ kpsi} / 630 \text{ MPa}$$

$$\delta = 7870 \text{ kg/m}^3$$

- Datos adicionales:

¹⁰³ Fuente: Propia. Solidworks 2011.

¹⁰⁴ Referencia: Anexo A1.- Propiedades de aceros

$$L_2 = 0,18 \text{ m}^{105}$$

$$L_2' = 0,04 \text{ m}^{106}$$

$$L_2'' = 0,04 \text{ m}^{107}$$

$$P = 22,5 \text{ kW}^{108}$$

$$\omega = 1759 \text{ r.p.m.}^{109}$$

$$x_2 = 0,025 \text{ m}$$

$$\theta = 10^\circ$$

$$f = 1,5$$

$$W_{t_2} = -4790,2 \vec{k} \text{ N}$$

$$W_{r_2} = 1509,9 \vec{j} \text{ N}$$

$$W_{x_2} = 871,75 \vec{i} \text{ N}$$

Donde:

L_2 : Longitud del eje 1

L_2' : Distancia desde el apoyo C, hasta el extremo inicial del eje

L_2'' : Distancia desde el apoyo D, hasta el extremo final del eje

P : Potencia entregada por el motor

ω : velocidad angular en Revoluciones por Minuto que se transmiten al eje

W_t , W_r , W_x : Componentes de la fuerza W , ejercida por el engrane cónico conducido, sobre el eje 2, las cuales afectan a las reacciones en los apoyos C y D.

x_2 : Radio de paso del engrane cónico acoplado al eje 2

¹⁰⁵ Fuente: Propia. Prototipo a escala.

¹⁰⁶ Fuente: Propia. Prototipo a escala.

¹⁰⁷ Fuente: Propia. Prototipo a escala.

¹⁰⁸ Fuente: Tabla 3.1 Características mecánicas de motocicleta YAMAHA YZ450F

¹⁰⁹ Referencia: Capítulo II, Pág. 43 - Ec.2.

θ_2 : Ángulo del eje de transmisión 2 con la vertical

f : factor de seguridad.

3.5.1. MOMENTO TORSOR:

$$\tau_1 = 122,15 \text{ Nm}$$

O bien:

$$\tau_1 = 490,5 \text{ lb in}$$

3.5.2. CÁLCULO DEL MOMENTO FLECTOR:

Para una mejor visualización se presenta los Diagramas de Cuerpo Libre en 2 ejes:

Gráfico 3 - 5.- Diagrama de Cuerpo Libre EJE 2, x – y

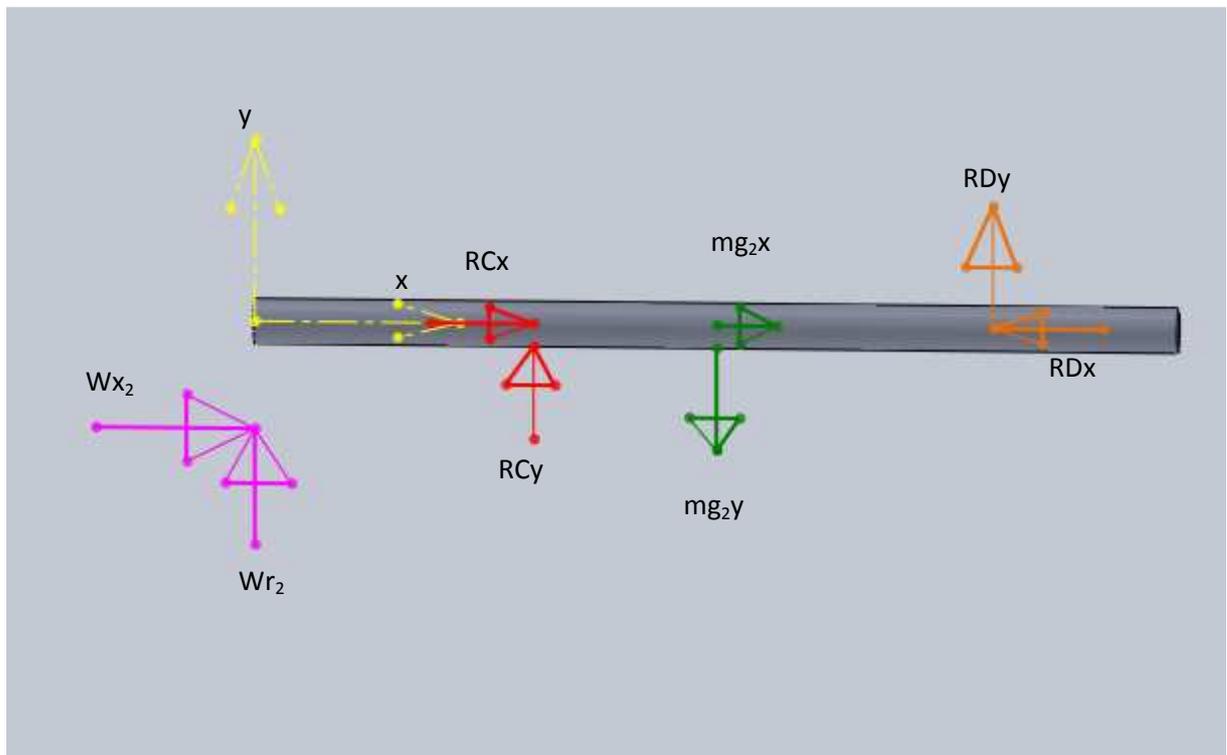
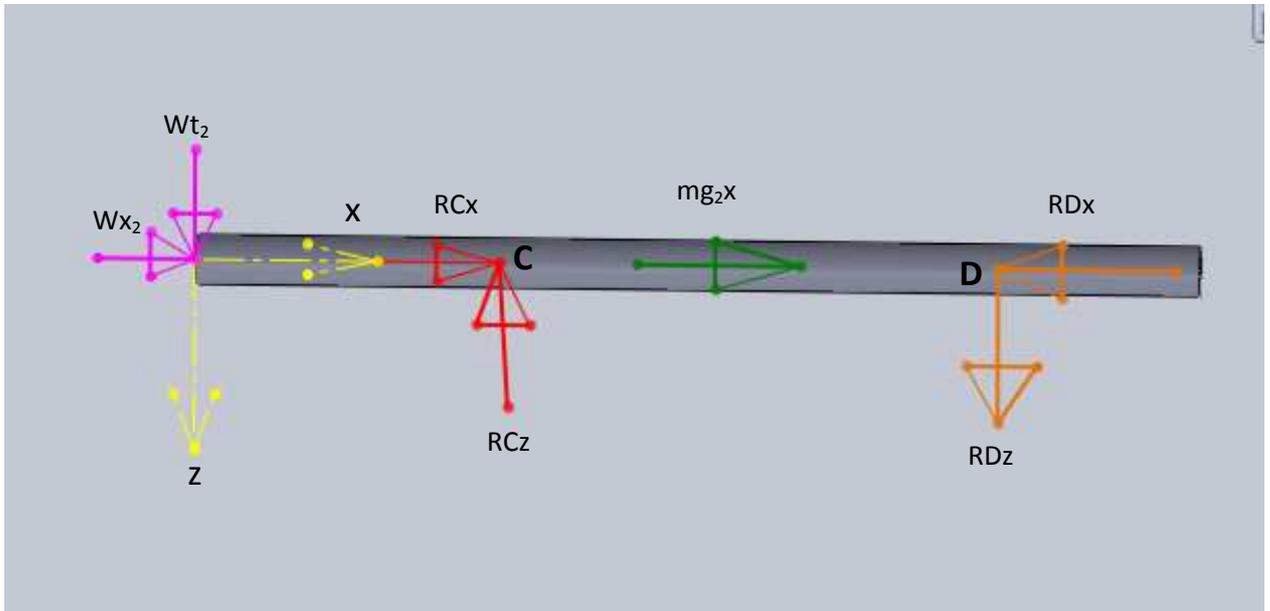


Gráfico 3 - 6.- Diagrama de Cuerpo Libre EJE 2, x – z



Donde:

C: Primer apoyo ubicado a la distancia L_2'

RC_x, RC_y, RC_z : Reacciones de apoyo A en los ejes de coordenadas x,y,z

W_{R2}, W_{T2}, W_{X2} : Reacciones radial, tangencial y axial respectivamente; en la cara del engrane.

D: Primer apoyo ubicado a la distancia L_1''

RD_x, RD_y, RD_z : Reacciones de apoyo B en los ejes de coordenadas x,y,z

mg_{2x}, mg_{2y} : componentes del peso en los ejes x,y,z

$$\sum M_C = 0$$

Ecuación 62

$$M_{W_2} + M_{R_D} = 0$$

$$(r_{W_2} \times W_2) + (r_D \times R_D) = 0$$

$$[(CG \ i + GF \ j) \times (W_{x_2} \ i + W_{r_2} \ j + W_{t_2} \ k)] + [(CD \ i) \times (R_{D_x} \ i + R_{D_y} \ j + R_{D_z} \ k)] = 0$$

$$[(-L_2' i - x_2 j) \times (W_{x_2} i + W_{r_2} j + W_{t_2} k)] + [(L_2 - L_2' - L_2'') i \times (R_{D_x} i + R_{D_y} j + R_{D_z} k)] = 0$$

$$[(-0,04 i - 0,025 j) \times (871,75 i + 1509,9 j - 4790,2 k)] + [(0,10) i \times (R_{D_x} i + R_{D_y} j + R_{D_z} k)] = 0$$

$$\begin{bmatrix} i & j & k \\ -0,04 & -0,025 & 0 \\ 871,75 & 1509,9 & -4790,2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} i & j & k \\ 0,10 & 0 & 0 \\ R_{D_x} & R_{D_y} & R_{D_z} \end{bmatrix} = 0$$

$$\begin{bmatrix} -0,025 & 0 \\ 1509,9 & -4790,2 \end{bmatrix} i - \begin{bmatrix} -0,04 & 0 \\ 871,75 & -4790,2 \end{bmatrix} j + \begin{bmatrix} -0,04 & -0,025 \\ 871,75 & 1509,9 \end{bmatrix} k + \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ R_{D_y} & R_{D_z} \end{bmatrix} i - \begin{bmatrix} 0,10 & 0 \\ R_{D_x} & R_{D_z} \end{bmatrix} j + \begin{bmatrix} 0,10 & 0 \\ R_{D_x} & R_{D_y} \end{bmatrix} k = 0$$

$$[120i - (191,6)j + (-38,6)k] + [(0)i - (0,10 R_{D_z})j + (0,10 R_{D_y})k] = 0$$

$$[120i - 191,6j - 38,6k] + [(0)i - (0,10 R_{D_z})j + (0,10 R_{D_y})k] = 0$$

$$120i + (-191,6 - 0,10 R_{D_z})j + (-38,6 + 0,10 R_{D_y})k = 0$$

Entonces:

$$(-38,6 + 0,10 R_{D_y})k = 0k$$

$$(-38,6 + 0,10 R_{D_y}) = 0$$

$$R_{D_y} = \frac{38,6}{0,10}$$

$$R_{D_y} = 386 \text{ N}$$

También:

$$(-191,6 - 0,10 R_{D_z})j = 0j$$

$$(-191,6 - 0,10 R_{D_z}) = 0$$

$$R_{D_z} = -\frac{191,6}{0,10}$$

$$R_{D_z} = -1916N$$

Continuando:

$$\Sigma M_D = 0$$

Ecuación 63

$$M_{W_2} + M_{R_C} = 0$$

$$[r_{W_2} \times W_2] + [r_C \times R_C] = 0$$

$$[(DGi + GFj) \times (W_{x_2}i + W_{r_2}j + W_{t_2}k)] + [(DC)i \times (R_{C_x}i + R_{C_y}j + R_{C_z}k)] = 0$$

$$[(-(L_2 - L_2'')i - x_2j) \times (W_{x_2}i + W_{r_2}j + W_{t_2}k)] \\ + [-(L_2 - L_2' - L_2'')i \times (R_{C_x}i + R_{C_y}j + R_{C_z}k)] = 0$$

$$[(-0,14i - 0,025j) \times (871,75i + 1509,9j - 4790,2k)] \\ + [-0,10i \times (R_{C_x}i + R_{C_y}j + R_{C_z}k)] = 0$$

$$\begin{bmatrix} i & j & k \\ -0,14 & -0,025 & 0 \\ 871,75 & 1509,9 & -4790,2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} i & j & k \\ -0,10 & 0 & 0 \\ R_{C_x} & R_{C_y} & R_{C_z} \end{bmatrix} = 0$$

$$\left[\begin{vmatrix} -0,025 & 0 \\ 1509,9 & -4790,2 \end{vmatrix} i - \begin{vmatrix} -0,14 & 0 \\ 871,75 & -4790,2 \end{vmatrix} j + \begin{vmatrix} -0,14 & -0,025 \\ 871,75 & 1509,9 \end{vmatrix} k \right] \\ + \left[\begin{vmatrix} 0 & 0 \\ R_{C_y} & R_{C_z} \end{vmatrix} i - \begin{vmatrix} -0,10 & 0 \\ R_{C_x} & R_{C_z} \end{vmatrix} j + \begin{vmatrix} -0,10 & 0 \\ R_{C_x} & R_{C_y} \end{vmatrix} k \right] = 0$$

$$[120i - (670,6)j + (-189,6)k] + [(0)i - (-0,10 R_{C_z})j + (-0,10 R_{C_y})k] = 0$$

$$[(120)i - 670,6j - 189,6k] + [(0)i + (0,10 R_{C_z})j - (0,10 R_{C_y})k] = 0$$

$$(120)i + (-670,6 + 0,10 R_{C_z})j + (-189,6 - 0,10 R_{C_y})k = 0$$

Entonces:

$$(-189,6 - 0,10 R_{C_y})k = 0k$$

$$-189,6 - 0,10 R_{C_y} = 0$$

$$R_{C_y} = -\frac{189,6}{0,10}$$

$$R_{C_y} = -1896 \text{ N}$$

También:

$$(-670,6 + 0,10 R_{C_z})j = 0j$$

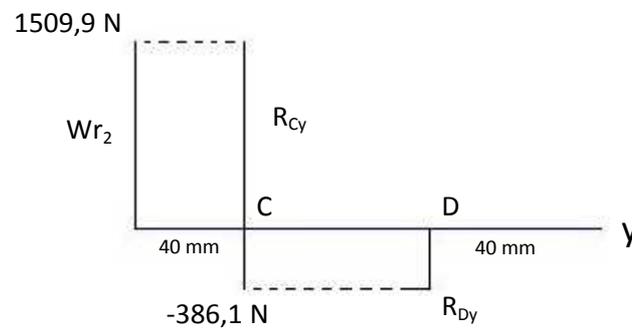
$$-670,6 + 0,10 R_{C_z} = 0$$

$$R_{C_z} = \frac{670,6}{0,10}$$

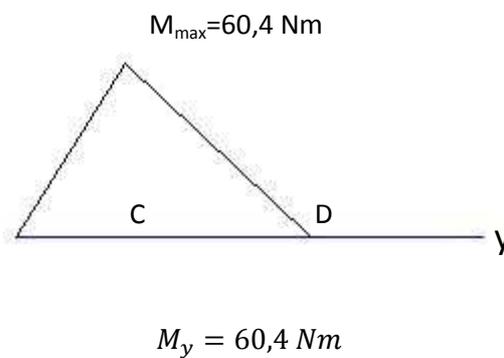
$$R_{C_z} = 6706 \text{ N}$$

Gráfico 3 - 7.- Diagrama de Corte y Momento EJE 2, y¹¹⁰

V



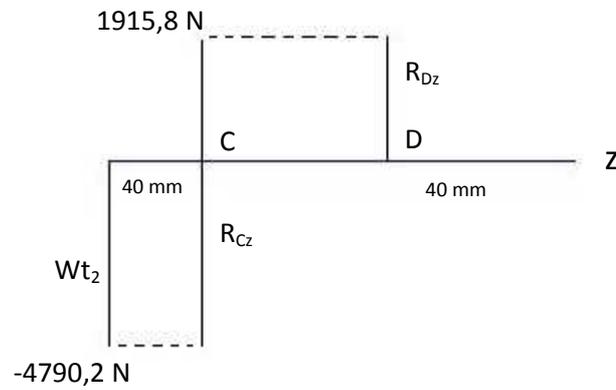
M



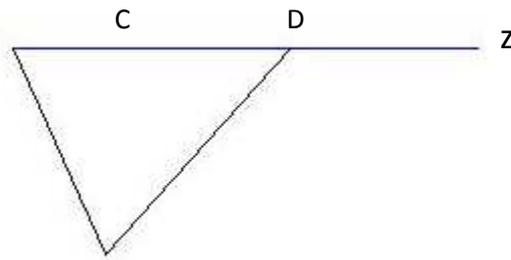
¹¹⁰ Fuente: Propia. Solidworks 2011.

Gráfico 3 - 8.- Diagrama de Corte y Momento EJE 2, z¹¹¹

V



M



$$M_{\max} = 191,61 \text{ Nm}$$

$$M_z = 191,61 \text{ Nm}$$

$$M_{\max T} = \sqrt{M_y^2 + M_z^2}$$

$$M_{\max T} = \sqrt{60,4^2 + 191,61^2}$$

$$M_{\max T} = 200,9 \text{ Nm}$$

¹¹¹ Fuente: Propia. Solidworks 2011.

3.5.3. CÁLCULO DE RESISTENCIA A LA FATIGA

- Factor de superficie¹¹²

Del mismo modo que para el eje de transmisión 1, con $S_{ut} = 91$ kpsi en la curva de maquinado en frío¹¹³ se obtiene un factor de 0,75.

$$k_a = 0,75$$

- Factor de tamaño¹¹⁴

Se asume un diámetro preliminar de 30 mm:

$$k_b = 1,189d^{-0.097} \quad 8\text{mm} < d \leq 250\text{mm} \quad \text{Ecuación 64}$$

$$k_b = 1,189(30)^{-0.097}$$

$$k_b = 0,85$$

- Factor de confiabilidad¹¹⁵

Se trabaja, igualmente, con una confiabilidad del 50 % entonces $k_c = 1$ ¹¹⁶

$$k_c = 1$$

- Factor de temperatura¹¹⁷

$$k_d = 1 \quad T \leq 450^\circ\text{C} (840^\circ\text{F})$$

¹¹² Referencia: SHIGLEY Joseph, 1989, "Manual de Diseño Mecánico", Ed. McGRAW-HILL, México, pg.307

¹¹³ Referencia: Anexo A2.- Factores que modifican el acabado superficial para el acero.

¹¹⁴ Referencia: SHIGLEY Joseph, 1989, "Manual de Diseño Mecánico", Ed. McGRAW-HILL, México, pg.313

¹¹⁵ Referencia: SHIGLEY Joseph, 1989, "Manual de Diseño Mecánico", Ed. McGRAW-HILL, México, pg.319

¹¹⁶ Referencia: Anexo A3.- Factores de confiabilidad k_c , correspondientes a una desviación estándar de 8% del límite de fatiga.

¹¹⁷ Referencia: SHIGLEY Joseph, 1989, "Manual de Diseño Mecánico", Ed. McGRAW-HILL, México, pg.321

- Factor de modificación por concentración de esfuerzo¹¹⁸

Para la sujeción del eje se usan chumaceras, que serán los apoyos del mismo.

Para acoplar las chumaceras al eje, es necesario realizar cambios de sección, en los cuales se presentan concentradores de esfuerzos.

$$ke = \frac{1}{K_f} \quad \text{Ecuación 65}$$

Donde:

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \quad \text{Ecuación 66}$$

q , es la sensibilidad a las ranuras

Los valores de q y K_t , se encuentran tabulados¹¹⁹ en función del radio de acuerdo de la ranura, r .

Para el presente estudio, se toma:

$$r = 0,0015 \text{ m}$$

O bien:

$$r = 1,5 \text{ mm}$$

La relación entre los diámetros mayor y menor del eje, se establece en:

$$\frac{D}{d} = 1,5$$

Y la relación entre el radio de acuerdo, r , y el diámetro de la parte maciza, d :

$$\frac{r}{d} = 0,1$$

Con estas relaciones y la ayuda de la tabla de barra circular en flexión con estrechamiento y entalle¹²⁰, se determina el factor K_t :

¹¹⁸ Referencia: SHIGLEY Joseph, 1989, "Manual de Diseño Mecánico", Ed. McGRAW-HILL, México, pg.322

¹¹⁹ Referencia: Anexo A4.- Factores q y K_t , de sensibilidad a concentración de esfuerzos por cambios de sección en función del radio de acuerdo.

¹²⁰ Referencia: SHIGLEY Joseph, 1989, "Manual de Diseño Mecánico", Ed. McGRAW-HILL, México, Anexo A-26-9, pág. 886

$$K_t = 1,65$$

Con este factor y su relación tabulada con el radio de acuerdo¹²¹ se determina q :

$$q = 0,78$$

Entonces:

$$K_f = 1 + q(K_t - 1)$$

$$K_f = 1 + 0,78(1,65 - 1)$$

$$K_f = 1,507$$

Por lo tanto:

$$k_e = \frac{1}{K_f}$$

$$k_e = \frac{1}{1,507}$$

$$k_e = 0,66$$

- Factor de efectos diversos¹²²

$$k_f = 1$$

- Límite de resistencia a la fatiga de la muestra de viga rotatoria¹²³

$$S_e' = 0,5 (S_{ut})$$

Ecuación 67

$$S_e' = 0,5 (630)$$

$$S_e' = 315 \text{ MPa}$$

¹²¹ Referencia: Anexo A4.- Factores q y K_t , de sensibilidad a concentración de esfuerzos por cambios de sección en función del radio de acuerdo.

¹²² Referencia: SHIGLEY Joseph, 1989, "Manual de Diseño Mecánico", Ed. McGRAW-HILL, México, pg.325

¹²³ Referencia: SHIGLEY Joseph, 1989, "Manual de Diseño Mecánico", Ed. McGRAW-HILL, México, pág. 294, Ec. 7-1

Entonces se tiene el límite de resistencia a la fatiga del elemento mecánico:

$$S_e = k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * S_e' \quad \text{Ecuación 68}$$

$$S_e = 132,53 \text{ MPa}$$

$$S_e = 132530000 \text{ Pa}$$

Cálculo de diámetro utilizando la teoría del esfuerzo cortante máximo¹²⁴

$$d = \left\{ \frac{32f}{\pi} \left[\left(\frac{T}{S_y} \right)^2 + \left(\frac{M}{S_e} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3} \quad \text{Ecuación 69}$$

$$d = \left\{ \frac{32(1,5)}{\pi} \left[\left(\frac{122,15}{530000000} \right)^2 + \left(\frac{200,9}{132530000} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

$$d = \left\{ 15,27[5,31e - 14 + 2,29e - 12]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

$$d = \{2,34e - 5\}^{1/3}$$

$$d_{min} = 0,029 \text{ m}$$

La diferencia no es representativa, respecto al diámetro preliminar de $0,030 \text{ m}$, de modo que se toma como valor definitivo el de $0,030 \text{ m}$, por motivos de construcción.

Entonces, el diámetro menor del eje 2, d_2 , es:

$$d_2 = 0,03 \text{ m}$$

O bien:

$$d_2 = 30 \text{ mm}$$

Y el diámetro mayor del eje 2, D_2 , es:

$$D_2 = d_2 * 1,5$$

$$D_2 = 0,03 * 1,5 \text{ m}$$

¹²⁴ Referencia: SHIGLEY Joseph, 1989, "Manual de Diseño Mecánico", Ed. McGRAW-HILL, México, pg.736

$$D_2 = 0,045 \text{ m}$$

O bien:

$$D_2 = 45 \text{ mm}$$

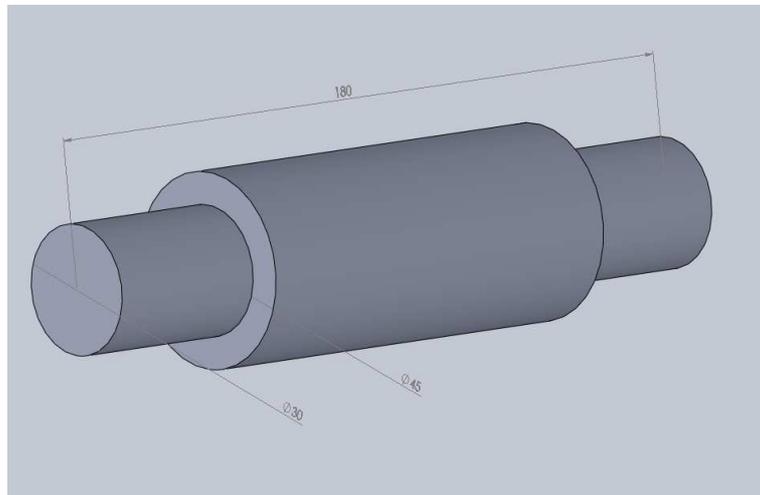


Figura 3 - 6.- Dimensión: Eje de Transmisión 2¹²⁵

3.6. DISEÑO DE LA CHAVETA 2 (ENGRANE CÓNICO Y SUJECIÓN ENTRE EJE DE TRANSMISIÓN 2)

De la misma manera que la chaveta 1, ésta constituye el elemento de transmisión de torque entre un eje y un engrane cónico.

El material a usarse en la chaveta 2, es, igualmente, el acero 1035 CD.

- Datos del material¹²⁶:

$$S_y = 450 \text{ MPa}$$

- Datos adicionales:

El valor del torque es el mismo que se transmite en el eje de transmisión 1.

¹²⁵ Fuente: Propia. Solid Works

¹²⁶ Referencia: Anexo A1.- Propiedades de aceros.

$$\tau_1 = 122,15 \text{ N m}$$

3.6.1. FUERZA DE CORTE

“Cuando se ha supuesto una distribución de fuerzas, se acostumbra basar la resistencia de una cuña o chaveta en la falla por compresión o por cortante.”¹²⁷

Al igual que en la chaveta 1, se considera la falla por cortante.

$$F = \frac{\tau_1}{r_2} \quad \text{Ecuación 70}$$

r_2 : corresponde al radio menor del eje 2.

$$F = \frac{122,15 \text{ N m}}{0,014 \text{ m}}$$

$$F = 8725 \text{ N}$$

3.6.2. ESFUERZO DE CORTE ADMISIBLE DEL MATERIAL

$$S_{sy} = 0,577 S_y \quad ^{128} \quad \text{Ecuación 71}$$

$$S_{sy} = 0,577 * 450 \text{ MPa}$$

$$S_{sy} = 259,65 \text{ MPa}$$

3.6.3. ESFUERZO DE CORTE GENERADO POR LA CARGA

$$S = \frac{F}{A} \quad ^{129} \quad \text{Ecuación 72}$$

¹²⁷ Fuente: SHIGLEY Joseph, 1989, “Manual de Diseño Mecánico”, Ed. McGRAW-HILL, México, pg.423

¹²⁸ Referencia: SHIGLEY Joseph, 1989, “Manual de Diseño Mecánico”, Ed. McGRAW-HILL, México, pág. 249, Ec. 6-12.

$$A = t * l$$

Ecuación 73

$$S = \frac{F}{t * l}$$

3.6.4. EL FACTOR DE SEGURIDAD DADO POR LA ECUACIÓN:

$$f = \frac{S_{sy}}{S} \quad 130$$

Ecuación 74

$$S = \frac{S_{sy}}{f}$$

Reemplazando:

$$\frac{F}{t * l} = \frac{S_{sy}}{f}$$

$$l = \frac{F * f}{S_{sy} * t}$$

Se considera un factor de seguridad $f = 2$, y el valor para $t = 0,008 \text{ m}$

$$l = \frac{8725N * 2}{259,65 \times 10^6 \text{ Pa} * 0,008 \text{ m}}$$

$$l = 0,0084 \text{ m} \quad \text{ó,} \quad l = 8,4 \text{ mm}$$

Este es el valor mínimo recomendado. Por motivos de construcción y montaje la extendemos de tal manera que se acople tanto al Engrane de 60° como al Engrane i.

$$l = 0,025 \text{ m} \quad \text{ó,} \quad l = 25 \text{ mm}$$

¹²⁹ Referencia: TIMOSHENKO, "Resistencia de materiales", Ed. THOMSON, 5^{ta} Edición, pág. 5, Ec. 1-1.

¹³⁰ Referencia: SHIGLEY Joseph, 1989, "Manual de Diseño Mecánico", Ed. MCGRAW-HILL, México, pg.425

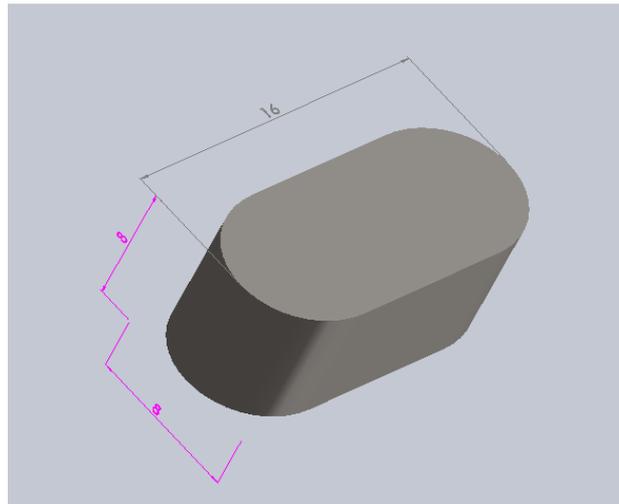


Figura 3 - 7.- Dimensiones: Chaveta¹³¹

3.7. TREN DE ENGRANES

El tren de engranes es aquel que transmite el torque desde el eje 2 hasta el eje ranurado.

Consta de 3 engranes cilíndricos de dientes rectos, colocados uno tras otro, y con sus ejes paralelos entre sí, y, a su vez, paralelos a los telescópicos de la motocicleta.

El primero de estos 3 engranes va acoplado al eje 2 y transmite movimiento al segundo engrane. Este último se encuentra montado sobre un rodamiento que, a su vez, está acoplado al telescópico de la moto; de esta manera, el segundo engrane gira dependiente del primero, y no, del giro que se dé con el manubrio a los telescópicos.

El tercer engrane va acoplado al eje ranurado y recibe el torque del segundo engrane. Su tamaño es igual al del primer engrane; de esta manera se garantiza que la velocidad angular sea igual a la transmitida desde el eje 1.

El tamaño del segundo engrane puede ser cualquiera, ya que, independientemente de éste, la velocidad angular y torque que se le transmita al eje ranurado, será la misma que el eje 2, debido a la relación de tamaños

¹³¹ Fuente: Propia. Solidworks 2011.

1:1, entre los engranes 1 y 3. La consideración que se debe tener para el diseño de este engrane es el elemento en el que va montado y las condiciones de éste.

3.7.1 DISEÑO DEL ENGRANE CILÍNDRICO 1(ENGRANE I)

Para empezar el diseño, es necesario recordar los valores de Velocidad Angular, Potencia y Torque, que el engrane transmitirá:

$$\omega_2 = 1759,28 \text{ rpm.}$$

$$P = 22,5 \text{ kW}^{132}$$

$$\tau = 122,15 \text{ Nm}^{133}$$

El material elegido para la fabricación de los engranes, debido a sus características de uso, es el Acero AISI 1040 CD. Sus propiedades son:¹³⁴

Resistencia a la Fluencia, S_y :

$$S_y = 490 \text{ MPa}$$

Resistencia última a la tensión, S_{ut} :

$$S_{ut} = 552 \text{ MPa}$$

Dureza Brinell, H_b :

$$H_b = 160 \text{ HB}$$

Se elije un valor preliminar de Módulo m ¹³⁵:

$$m = 2,5^{136}$$

¹³² Fuente: Tabla 3.1 Características mecánicas de motocicleta YAMAHA YZ450F

¹³³ Fuente: Tabla 3.1 Características mecánicas de motocicleta YAMAHA YZ450F

¹³⁴ Fuente: MOTT Robert, "Diseño de Elementos de Máquinas", Ed. PRENTICE HALL, México, 1992, pág. A-6, Apéndice 3

¹³⁵ Fuente: MOTT Robert, "Diseño de Elementos de Máquinas", Ed. PRENTICE HALL, México, 1992, pág. 409

¹³⁶ Fuente: <http://www2.ing.puc.cl/~icm2312/apuntes/engrana/disenoa.html>

Número de dientes z :

$$z = 20^{137}$$

Diámetro de paso del engrane 1, d_p :

$$d_{p_1} = z * m$$

Ecuación 75

$$d_{p_1} = 20 * 2,5$$

$$d_{p_1} = 50 \text{ mm}$$

$$d_{p_1} = 0,05 \text{ m}$$

Radio de paso del engrane 1, x_i :

$$x_i = 25 \text{ mm}$$

$$x_i = 0,025 \text{ m}$$

A continuación se presenta el análisis de los parámetros geométricos.

Se considera un ángulo de presión, ϕ de:

$$\phi = 20^\circ$$

El ancho de cara, F , se encuentra en el Intervalo de:

$$8m < F < 16m$$

Se elije el valor mínimo, para reducir al máximo el peso que pueda aportar este elemento:

$$F = 8 * m$$

Ecuación 76

$$F = 8 * 2,5$$

$$F = 20 \text{ mm}$$

¹³⁷ Fuente: SHIGLEY Joseph, 1985, "Diseño en Ingeniería Mecánica", Ed. McGRAW-HILL, México, pg.622

Adendo, a_1 :

$$a_1 = 1,00 * m$$

Ecuación 77

$$a_1 = 1,00 * 2,5$$

$$a_1 = 2,5 \text{ mm}$$

Dedendo, b_1 :

$$b_1 = 1,25 * m$$

Ecuación 78

$$b_1 = 1,25 * 2,5$$

$$b_1 = 3,12 \text{ mm}$$

$$b_1 = 3 \text{ mm}$$

Altura de trabajo, h_k :

$$h_k = 2,00 * m$$

Ecuación 79

$$h_k = 2,00 * 2,5$$

$$h_k = 5,0 \text{ mm}$$

Altura total, h_t :

$$h_t = 2,25 * m$$

Ecuación 80

$$h_t = 2,25 * 2,5$$

$$h_t = 5,625 \text{ mm}$$

$$h_t = 5,6 \text{ mm}$$

Grueso del diente, t :

$$t = \frac{\pi * m}{2}$$

Ecuación 81

$$t = \frac{\pi * 2,5}{2}$$

$$t = 3,93 \text{ mm}$$

$$t = 4 \text{ mm}$$

Radio de entalle en la cremallera básica, r_f :

$$r_f = 0,30 * m$$

Ecuación 82

$$r_f = 0,30 * 2,5$$

$$r_f = 0,75 \text{ mm}$$

Holgura básica, c :

$$c = 0,25 * m$$

Ecuación 83

$$c = 0,25 * 2,5$$

$$c = 0,625 \text{ mm}$$

$$c = 0,6 \text{ mm}$$

Ancho mínimo del tope del diente, t_o :

$$t_o = 0,25 * m$$

Ecuación 84

$$t_o = 0,25 * 2,5$$

$$t_o = 0,625 \text{ mm}$$

Se procederá al análisis de esfuerzo flexionante σ_t , en el diente del engrane:

$$\sigma_t = \frac{W_t}{F J m}$$

Ecuación 85

Donde:

W_t : Carga tangencial transmitida por el engrane.

F : Ancho de cara del diente del engrane.

J : Factor geométrico de Lewis.

m : Módulo del engrane.

Carga tangencial, W_t :

$$\tau = W_t * x_i$$

Ecuación 86

$$W_t = \frac{\tau}{x_i}$$

$$W_t = \frac{122,15 Nm}{0,024 m}$$

$$W_t = 5089,6 N$$

Carga Radial, W_r :

$$W_r = W_t * \tan \phi$$

Ecuación 87

$$W_r = 5089,6 * \tan 20^\circ$$

$$W_r = 1852,5 N$$

El factor geométrico, J .¹³⁸

$$J = 0,21$$

Entonces:

$$\sigma_t = \frac{5089,6 N}{(32mm)(0,21)(2,5)}$$

¹³⁸ Fuente: MOTT Robert, "Diseño de Elementos de Máquinas", Ed. PRENTICE HALL, México, 1992, pág.

$$\sigma_t = 303 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_t = 303000000 \frac{N}{m^2}$$

$$\sigma_t = 303000000 Pa$$

$$\sigma_t = 303 MPa$$

El esfuerzo flexionante, comparado con la resistencia a la fluencia, S_y , y a la tensión, S_{ut} , es menor; en consecuencia, el diseño es el apropiado.

3.7.2. DISEÑO DEL ENGRANE CILÍNDRICO 2(ENGRANE II)

Este engrane se situará sobre un rodamiento que a su vez se montará sobre uno de los telescópicos. La figura (siguiente....) muestra un esquema de los telescópicos con el eje 2 y el engrane i .

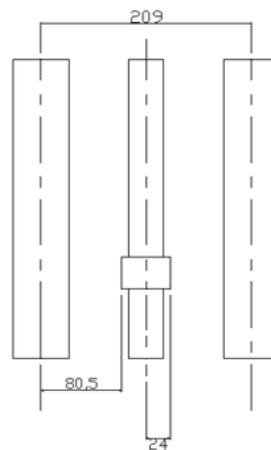


Gráfico 3 -9.- Telescópico, Eje 2 y Engrane i .¹³⁹

Como se aprecia, la distancia entre el telescópico izquierdo y el extremo del engrane i , tiene que ser el radio de paso, x_{ii} , del engrane 2 (*engrane ii*).

De modo que, el radio de paso, x_{ii} , es:

¹³⁹ Fuente: Propia. Modelo Autocad

$$x_{ii} = 80,5 \text{ mm}$$

$$x_{ii} = 0,0805 \text{ m}$$

Y el diámetro de paso, d_p , del engrane 2 sería:

$$d_{p2} = 161 \text{ mm}$$

$$d_{p2} = 0,161 \text{ m}$$

$$d_{p2} = 160 \text{ mm}$$

Con estos valores se empieza el diseño del engrane 2.

Primeramente, se recuerdan los valores de potencia, velocidad angular y torque:

$$\omega_2 = 1759,28 \text{ rpm}$$

$$P = 22,5 \text{ kW}^{140}$$

$$\tau = 122,15 \text{ Nm}^{141}$$

El material elegido para la fabricación este engrane, es igualmente el Acero AISI 1040 CD, por sus propiedades¹⁴²:

Resistencia a la Fluencia, S_y :

$$S_y = 490 \text{ MPa}$$

Resistencia última a la tensión, S_{ut} :

$$S_{ut} = 552 \text{ MPa}$$

Dureza Brinell, H_b :

$$H_b = 160 \text{ HB}$$

¹⁴⁰ Fuente: Tabla 3.1 Características mecánicas de motocicleta YAMAHA YZ450F

¹⁴¹ Fuente: Tabla 3.1 Características mecánicas de motocicleta YAMAHA YZ450F

¹⁴² Fuente: MOTT Robert, "Diseño de Elementos de Máquinas", Ed. PRENTICE HALL, México, 1992, pág. A-6, Apéndice 3

Para que exista transmisión de torque, potencia y movimiento, el valor del módulo de los dientes, m , debe ser el mismo que para el engrane 1:

$$m = 2,5^{143}$$

Número de dientes z :

$$d_{p1} = z * m$$

Ecuación 88

$$z = \frac{d_{p1}}{m}$$

$$z = \frac{160}{2,5}$$

$$z = 64 \text{ dientes}$$

A continuación se presenta el análisis de los parámetros geométricos.

Ángulo de presión, ϕ de:

$$\phi = 20^\circ$$

El ancho de cara, F , se encuentra en el Intervalo de:

$$8m < F < 16m$$

Se elije el valor mínimo, por la misma razón que para engrane 1:

$$F = 8 * m$$

Ecuación 89

$$F = 8 * 2,5$$

$$F = 20 \text{ mm}$$

Adendo, a_1 :

$$a_1 = 1,00 * m$$

Ecuación 90

$$a_1 = 1,00 * 2,5$$

¹⁴³ Fuente: <http://www2.ing.puc.cl/~icm2312/apuntes/engrana/disenoa.html>

$$a_1 = 2,5 \text{ mm}$$

Dedendo, b_f :

$$b_1 = 1,25 * m$$

Ecuación 91

$$b_1 = 1,25 * 2,5$$

$$b_1 = 3,12 \text{ mm}$$

Altura de trabajo, h_k :

$$h_k = 2,00 * m$$

Ecuación 92

$$h_k = 2,00 * 2,5$$

$$h_k = 5,0 \text{ mm}$$

Altura total, h_t :

$$h_t = 2,25 * m$$

Ecuación 93

$$h_t = 2,25 * 2,5$$

$$h_t = 5,625 \text{ mm}$$

Grueso del diente, t :

$$t = \frac{\pi * m}{2}$$

Ecuación 94

$$t = \frac{\pi * 2,5}{2}$$

$$t = 3,93 \text{ mm}$$

Radio de entalle en la cremallera básica, r_f :

$$r_f = 0,30 * m$$

Ecuación 95

$$r_f = 0,30 * 2,5$$

$$r_f = 0,75mm$$

$$r_f = 1 mm$$

Holgura básica, c :

$$c = 0,25 * m$$

Ecuación 96

$$c = 0,25 * 2,5$$

$$c = 0,625 mm$$

Ancho mínimo del tope del diente, t_o :

$$t_o = 0,25 * m$$

Ecuación 97

$$t_o = 0,25 * 2,5$$

$$t_o = 0,625 mm$$

Se procederá al análisis de esfuerzo flexionante, σ_t , en el diente del engrane:

$$\sigma_t = \frac{W_t}{F J m}$$

Ecuación 98

Donde:

W_t : Carga tangencial transmitida por el engrane

F : Ancho de cara del diente del engrane

J : Factor geométrico de Lewis

m : Módulo del engrane

Carga tangencial, W_t :

$$\tau = W_t * x_{ii}$$

Ecuación 99

$$W_t = \frac{\tau}{x_{ii}}$$

$$W_t = \frac{122,15 \text{ Nm}}{0,0805 \text{ m}}$$

$$W_t = 1517,4 \text{ N}$$

El factor geométrico, J .¹⁴⁴

$$J = 0,275$$

Entonces:

$$\sigma_t = \frac{W_t}{F J m}$$

Ecuación 100

$$\sigma_t = \frac{1517,4 \text{ N}}{(32\text{mm})(0,275)(2,5)}$$

$$\sigma_t = 68,97 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_t = 68970000 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

$$\sigma_t = 68970000 \text{ Pa}$$

$$\sigma_t = 68,97 \text{ MPa}$$

El esfuerzo flexionante, comparado con la resistencia a la fluencia, S_y , y a la tensión, S_{ut} , es menor; en consecuencia, el diseño es apropiado.

3.7.3. DISEÑO DEL ENGRANE CILÍNDRICO 3 (ENGRANE III)

Este engrane tiene las mismas características que el engrane 1, ya que de esta manera, la relación de velocidad, a la entrada y salida del tren de engranes, se mantiene constante.

¹⁴⁴ **Referencia:** MOTT Robert, "Diseño de Elementos de Máquinas", Ed. PRENTICE HALL, México, 1992, pág. A-6, Apendice 3

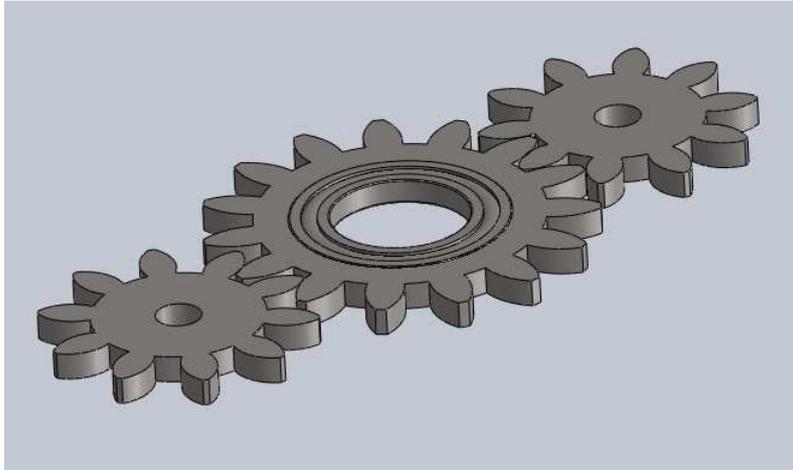


Figura 3 - 8.- Dimensiones: Tren de Engranos (Bosquejo)¹⁴⁵

3.8. PAR DE ENGRANES CÓNICOS.

Ésta pareja de engranes cónicos, son los encargados de direccionar el torque a la rueda formando un ángulo entre ellos de 90°.

Es en este elemento, que se aplica la tercera relación de desmultiplicación.

El diseño original de la motocicleta considerada para el presente estudio, muestra tres etapas en la desmultiplicación del Torque producido por el motor. Las dos primeras fueron consideradas al inicio del presente capítulo; la tercera, que corresponde a la desmultiplicación provocada por la diferencia de diámetros entre la catalina a la salida de la caja de cambios y la de la rueda trasera, debe ser considerada en este punto del diseño.

La importancia de la consideración de esta etapa en la desmultiplicación, radica en que ésta influye también en la tracción de la rueda trasera, y, para que ambas ruedas giren a la misma velocidad, las tres etapas de desmultiplicación deben influir en el movimiento de ambas ruedas.

La desmultiplicación en el sistema de reducción secundario, la tercera etapa es:

¹⁴⁵ Fuente: Propia. Solidworks 2011.

$$49:13$$

$$\frac{49}{13} = 3,77$$

Esta relación será tomada en cuenta para la relación de tamaños entre este par de engranes cónicos.

3.8.1. DIMENSIONAMIENTO DE ENGRANES

De la misma manera, para empezar el diseño de estos engranes cónicos, se debe determinar el diámetro de paso que tendrán, en función del Momento de torsión o Torque que transmitirán y la relación de tamaño de ambos engranes.

Dicho Torque es:

$$\tau_1 = 122,15 \text{ Nm}$$

O bien:

$$\tau_1 = 490,5 \text{ lb in}$$

La relación entre este torque y el diámetro de paso de los engranes, se encuentra tabulado¹⁴⁶, y, en éste se puede determinar, según una relación de tamaño 1:3,77, para los engranes, que el mínimo diámetro de paso del engrane conducido es:

$$d_c = 3 \text{ in}$$

$$d_c = 0,076 \text{ m}$$

O bien:

$$d_c = 76 \text{ mm}$$

¹⁴⁶ **Referencia:** Figura 2-7: Diámetro de paso del engrane basado en la durabilidad de la superficie, capítulo II, pág. 56

Entonces el radio de paso de este engrane sería:

$$x_4 = 0,038 \text{ m}$$

O bien:

$$x_4 = 38 \text{ mm}$$

Para el engrane motriz, que se conecta al eje ranurado:

$$d_m = \frac{d_c}{3,77}$$

$$d_m = \frac{3}{3,77}$$

$$d_m = 0,795 \text{ in}$$

$$d_m = 0,020 \text{ m}$$

O bien:

$$d_m = 20 \text{ mm}$$

El valor obtenido es el mínimo con el que se puede trabajar, pero por fines constructivos, se considera un valor de:

$$d_m = 30 \text{ mm}$$

De modo que el diámetro de paso definitivo del engrane conducido es:

$$d_c = 30 * 3,77$$

$$d_c = 114 \text{ mm}$$

El siguiente parámetro a determinar es el número de dientes de los engranes. De manera análoga a la determinación del diámetro de paso, la relación entre

el número de dientes recomendado para los engranes y el diámetro de paso, se encuentra tabulada¹⁴⁷. (fig 3-13, pag 48)

De esta gráfica determinamos el número de Dientes recomendado para el engrane motriz:

$$n = 17 \text{ dientes}$$

Con este valor, se determina el módulo de los engranes:

$$m = \frac{d_m}{N} \quad \text{Ecuación 101}$$

$$m = \frac{0,03 \text{ m}}{17}$$

$$m = 0,0017 \text{ m/diente}$$

Se aproxima el módulo a uno estandarizado.

$$m = 2 \text{ mm/diente}$$

Con el valor del módulo y el del diámetro de paso, se determina el número de real de dientes del engrane motriz:

$$n = \frac{d_m}{m} \quad \text{Ecuación 102}$$

$$n = \frac{30 \text{ mm}}{2 \text{ mm/diente}}$$

$$n = 15$$

Con el mismo módulo y el del diámetro de paso del engrane conducido, se determina el número de dientes de éste:

$$N = \frac{d_c}{m} \quad \text{Ecuación 103}$$

$$N = \frac{114 \text{ mm}}{2 \text{ mm/diente}}$$

¹⁴⁷ **Referencia:** Figura 2-9: Número de dientes recomendado en relación al Diámetro de paso del engrane, capítulo II, pág. 59

$N = 57$ dientes

La anchura de cara es la misma para ambos engranes y puede ser determinada, también, por su relación con el diámetro de paso. Ésta se encuentra graficada¹⁴⁸ en la figura y proporciona el ancho de cara, F :

$$F = 0,7 \text{ in}$$

O bien:

$$F = 0,0178 \text{ m}$$

Ó:

$$F = 17,8 \text{ mm}$$

El siguiente parámetro a considerar, es el ángulo de presión; el cuál puede tomar valores de 20, 22,5 y 25°. En el presente estudio, el ángulo de presión considerado es 20°.

$$\phi = 20^\circ$$

Para realizar el diseño de la preforma de los engranes, se determinan los siguientes parámetros:

- Ángulo de paso:¹⁴⁹

Engrane Motriz (γ)

$$\gamma = \tan^{-1} \frac{\text{sen } \Sigma}{\frac{N}{n} + \cos \Sigma}$$

Ecuación 104

$$\gamma = \tan^{-1} \frac{\text{sen } 90}{3,77 + \cos 90}$$

¹⁴⁸ Referencia: Figura 2-10: Ancho de cara de los dientes recomendado en relación al Diámetro de paso del engrane, capítulo II, pág. 60

¹⁴⁹ Referencia: Tabla 2-2.- Fórmulas para calcular dimensiones de la preforma y los dientes, capítulo II, pág. 63

$$\gamma = 14,85^\circ$$

Engrane conducido (Γ)

$$\Gamma = \Sigma - \gamma$$

Ecuación 105

$$\Gamma = 90 - 14,85$$

$$\Gamma = 75,15^\circ$$

- Distancia al cono externo (A_o), para ambos:¹⁵⁰

$$A_o = \frac{0,5 \cdot d_c}{\text{sen } \Gamma}$$

Ecuación 106

$$A_o = \frac{0,5 \cdot 0,114}{\text{sen } 75,15}$$

$$A_o = 0,06 \text{ m}$$

$$A_o = 60 \text{ mm}$$

- Distancia media al cono (A_m), para ambos:¹⁵¹

$$A_m = A_o - 0,5F$$

Ecuación 107

$$A_m = 0,06 - 0,5(0,0178)$$

$$A_m = 0,051 \text{ m}$$

$$A_m = 51 \text{ mm}$$

- Factor de profundidad (k_1)¹⁵²:

Cónico recto, 15 y 57 dientes:

¹⁵⁰ Referencia: Tabla 2-2.- Fórmulas para calcular dimensiones de la preforma y los dientes, capítulo II, pag 63

¹⁵¹ Referencia: Tabla 2-2.- Fórmulas para calcular dimensiones de la preforma y los dientes, capítulo II, pag 63

¹⁵² Referencia: Anexo A5.- Factor de profundidad

$$k_1 = 2,0$$

- Profundidad media de trabajo (h), para ambos¹⁵³:

$$h = \frac{k_1 A_m m}{A_o} \cos \psi \quad \text{Ecuación 108}$$

Donde ψ , es el ángulo de la espiral. En el presente caso, ψ es igual a cero, ya que los dientes son rectos

$$\cos \psi = \cos 0 = 1$$

Entonces:

$$h = \frac{2 * 0,051 * 0,002}{0,06}$$

$$h = 0,0034 \text{ m}$$

$$h = 3,4 \text{ mm}$$

- Factor de holgura k_2 ¹⁵⁴, para ambos:

Cónico recto:

$$k_2 = 0,14$$

- Holgura (c)¹⁵⁵, para ambos:

$$c = k_2 h \quad \text{Ecuación 109}$$

$$c = 0,14 * 0,0034$$

$$c = 0,00048 \text{ m}$$

$$c = 0,48 \text{ mm}$$

¹⁵³ Referencia: Tabla 2-2.- Fórmulas para calcular dimensiones de la preforma y los dientes, capítulo II, pag 63

¹⁵⁴ Referencia: Anexo A6.- Factor de holgura

¹⁵⁵ Referencia: Tabla 2-2.- Fórmulas para calcular dimensiones de la preforma y los dientes, capítulo II, pag 63

- Profundidad total media (h_m)¹⁵⁶, para ambos:

$$h_m = h + c$$

Ecuación 110

$$h_m = 0,0034 + 0,00048$$

$$h_m = 0,0039 \text{ m}$$

$$h_m = 3,9 \text{ mm}$$

- Razón equivalente a 90°¹⁵⁷

$$m_{90} = \sqrt{\frac{N \cos \gamma}{n \cos \Gamma}}$$

Ecuación 111

$$m_{90} = \sqrt{\frac{57 \cos 14,85}{15 \cos 75,15}}$$

$$m_{90} = 3,79$$

- Factor de adendo medio C_1 ¹⁵⁸, para ambos:

$$C_1 = 0,27 + \left(0,23 / (m_{90})^2 \right)$$

Ecuación 112

$$C_1 = 0,27 + \left(0,23 / (3,79)^2 \right)$$

$$C_1 = 0,29$$

¹⁵⁶ Referencia: Tabla 2-2.- Fórmulas para calcular dimensiones de la preforma y los dientes, capítulo II, pag 63

¹⁵⁷ Referencia: Tabla 2-2.- Fórmulas para calcular dimensiones de la preforma y los dientes, capítulo II, pag 63

¹⁵⁸ Referencia: Anexo A7.- Factor de adendo medio

- Paso circular medio¹⁵⁹, para ambos:

$$P_m = \frac{\pi A_m m}{A_o} \quad \text{Ecuación 113}$$

$$P_m = \frac{\pi * 0,051 * 0,002}{0,06}$$

$$P_m = 0,0053 \text{ m}$$

$$P_m = 5,3 \text{ mm}$$

- Adendo medio¹⁶⁰ del engrane conducido:

$$a_c = C_1 h \quad \text{Ecuación 114}$$

$$a_c = 0,29 * 0,0034$$

$$a_c = 0,001 \text{ m}$$

$$a_c = 1 \text{ mm}$$

Del engrane motriz:

$$a_m = h - a_c \quad \text{Ecuación 115}$$

$$a_m = 0,0034 - 0,001$$

$$a_m = 0,0024 \text{ m}$$

$$a_m = 2,4 \text{ mm}$$

- Dedendo medio¹⁶¹ para el engrane motriz:

$$b_m = h_m - a_m \quad \text{Ecuación 116}$$

$$b_m = 0,0039 - 0,0024$$

¹⁵⁹ Referencia: Tabla 2-2.- Fórmulas para calcular dimensiones de la preforma y los dientes, capítulo II, pag 63

¹⁶⁰ Referencia: Tabla 2-2.- Fórmulas para calcular dimensiones de la preforma y los dientes, capítulo II, pag 63

¹⁶¹ Referencia: Tabla 2-2.- Fórmulas para calcular dimensiones de la preforma y los dientes, capítulo II, pag 63

$$b_m = 0,0015 \text{ m}$$

$$b_m = 1,5 \text{ mm}$$

Para el engrane conducido:

$$b_c = h_m - a_c$$

Ecuación 117

$$b_c = 0,0039 - 0,001$$

$$b_c = 0,0029 \text{ m}$$

$$b_c = 2,9 \text{ mm}$$

- Ángulo del dedendo¹⁶²:

Para el engrane motriz:

$$\delta_m = \tan^{-1} \frac{b_m}{A_m}$$

Ecuación 118

$$\delta_m = \tan^{-1} \frac{0,0015}{0,051}$$

$$\delta_m = 1,68^\circ$$

Para el engrane conducido:

$$\delta_c = \tan^{-1} \frac{b_c}{A_m}$$

Ecuación 119

$$\delta_c = \tan^{-1} \frac{0,0029}{0,051}$$

$$\delta_c = 3,25^\circ$$

- Ángulo de la cara de la preforma, para el engrane motriz:

$$\gamma_o = \gamma + \delta_m$$

Ecuación 120

$$\gamma_o = 14,85 + 1,68$$

¹⁶² **Referencia:** Tabla 2-2.- Fórmulas para calcular dimensiones de la preforma y los dientes, capítulo II, pag 63

$$\gamma_o = 16,53^\circ$$

Para el engrane conducido:

$$\Gamma_o = \Gamma + \delta_c$$

Ecuación 121

$$\Gamma_o = 75,15 + 3,25$$

$$\gamma_o = 78,4^\circ$$

- Ángulo de raíz de la preforma¹⁶³, para el engrane motriz:

$$\gamma_R = \gamma - \delta_m$$

Ecuación 122

$$\gamma_R = 14,85^\circ - 1,68$$

$$\gamma_R = 13,17^\circ$$

Para el engrane conducido:

$$\Gamma_R = \Gamma - \delta_c$$

Ecuación 123

$$\Gamma_R = 75,15^\circ - 3,25$$

$$\Gamma_R = 71,9^\circ$$

- Adendo Externo del engrane motriz:

$$a_{om} = a_m + 0,5 F \tan \delta_m$$

Ecuación 124

$$a_{om} = 0,0024 + 0,5(0,0178) \tan 1,68^\circ$$

$$a_{om} = 0,0027 \text{ m}$$

$$a_{om} = 2,7 \text{ mm}$$

Del engrane conducido:

$$a_{oc} = a_c + 0,5 F \tan \delta_c$$

Ecuación 125

¹⁶³ Referencia: Tabla 2-2.- Fórmulas para calcular dimensiones de la preforma y los dientes, capítulo II, pag 63

$$a_{oc} = 0,001 + 0,5(0,0178) \tan 3,25^\circ$$

$$a_{oc} = 0,0015 \text{ m}$$

$$a_{oc} = 1,5 \text{ mm}$$

- Dedendo Externo del engrane motriz:

$$b_{om} = b_m + 0,5 F \tan \delta_m \quad \text{Ecuación 126}$$

$$b_{om} = 0,0015 + 0,5(0,0178) \tan 1,68^\circ$$

$$b_{om} = 0,0026 \text{ m}$$

$$b_{om} = 2,6 \text{ mm}$$

Del engrane conducido:

$$b_{oc} = b_c + 0,5 F \tan \delta_c \quad \text{Ecuación 127}$$

$$b_{oc} = 0,0029 + 0,5(0,0178) \tan 3,25^\circ$$

$$b_{oc} = 0,0034 \text{ m}$$

$$b_{oc} = 3,4 \text{ mm}$$

- Profundidad externa de trabajo para ambos:

$$h_k = a_{om} + a_{oc} \quad \text{Ecuación 128}$$

$$h_k = 0,0027 + 0,0015$$

$$h_k = 0,0042 \text{ m}$$

$$h_k = 4,2 \text{ mm}$$

- Profundidad total externa para ambos

$$h_t = a_{om} + b_{om} \quad \text{Ecuación 129}$$

$$h_t = 0,0027 + 0,0026$$

$$h_t = 0,0053 \text{ m}$$

$$h_t = 5,3 \text{ mm}$$

- Diámetro exterior del engrane motriz:

$$d_o = d_m + 2a_{om} \cos \gamma$$

Ecuación 130

$$d_o = 0,03 + 2(0,0027) \cos 14,85^\circ$$

$$d_o = 0,035 \text{ m}$$

$$d_o = 35 \text{ mm}$$

Del engrane conducido:

$$D_o = d_c + 2a_{oc} \cos \Gamma$$

Ecuación 131

$$D_o = 0,114 + 2(0,0015) \cos 75,15^\circ$$

$$d_o = 0,115 \text{ m}$$

$$d_o = 115 \text{ mm}$$

- Paso diametral medio para ambos¹⁶⁴

$$P_{dm} = P_d \frac{A_o}{A_m}$$

Ecuación 132

$$P_{dm} = \frac{1}{2e - 3} \frac{\text{dientes}}{m} * \frac{0,060m}{0,051m}$$

$$P_{dm} = 588,23 \frac{\text{dientes}}{m}$$

$$P_{dm} = 588 \frac{\text{dientes}}{m}$$

- Diámetro de paso medio del engrane motriz

¹⁶⁴ Referencia: Tabla 2-2.- Fórmulas para calcular dimensiones de la preforma y los dientes, capítulo II, pag 63

$$d_{m_m} = \frac{n}{P_{dm}}$$

Ecuación 133

$$d_{m_m} = \frac{15 \text{ dientes}}{588 \text{ dientes}/m}$$

$$d_{m_m} = 0,0255 \text{ m}$$

$$d_{m_m} = 25,5 \text{ mm}$$

- Diámetro de paso medio del engrane conducido

$$d_{m_c} = \frac{n}{P_{dm}}$$

Ecuación 134

$$d_{m_c} = \frac{57 \text{ dientes}}{588 \text{ dientes}/m}$$

$$d_{m_c} = 0,097 \text{ m}$$

$$d_{m_c} = 97 \text{ mm}$$

- Espesor circular normal medio del engrane conducido¹⁶⁵

$$t_{n_c} = \frac{P_m}{2 \cos \psi} - (a_P - a_G) \tan \phi + \frac{K \cos \psi}{P_{dm} \tan \phi}$$

Ecuación 135

$$t_{n_c} = \frac{P_m}{2 * 1} - 0 + \frac{0 * \cos \psi}{P_{dm} \tan \phi}$$

$$t_{n_c} = \frac{0,0053}{2} m/diente$$

$$t_{n_c} = 0,00265 \text{ m}/diente$$

$$t_{n_c} = 2,65 \text{ mm}/diente$$

- Espesor circular normal medio del engrane motriz¹⁶⁶

¹⁶⁵ Referencia: Tabla 2-2.- Fórmulas para calcular dimensiones de la preforma y los dientes, capítulo II, pag 63

$$t_{n_m} = P_m \cos \psi - t_{n_c}$$

Ecuación 136

$$t_{n_m} = 0,0053m/diente(\cos 0) - 0,00265 m/diente$$

$$t_{n_m} = 0,00265 m/diente$$

$$t_{n_m} = 2,65 mm/diente$$

Tolerancia normal externa para juego muerto, B .¹⁶⁷

$$B = 0,003$$

- Espesor cordal normal medio del engrane motriz¹⁶⁸

$$t_{nc_m} = t_{n_m} - \frac{t_{n_m}^3}{6 d_{m_m}^2} - 0,5B \frac{A_m}{A_o} \sec \phi$$

Ecuación 137

$$t_{nc_m} = 0,00265 - \frac{0,00265^3}{6 * 0,0255^2} - 0,5 * 0,003 \frac{0,051}{0,06} \sec 20^\circ$$

$$t_{nc_m} = 0,00264 m/diente$$

$$t_{nc_m} = 2,64 mm/diente$$

- Espesor cordal normal medio del engrane conducido¹⁶⁹

$$t_{nc_c} = t_{n_c} - \frac{t_{n_c}^3}{6 d_{m_c}^2} - 0,5B \frac{A_m}{A_o} \sec \phi$$

Ecuación 138

$$t_{nc_m} = 0,00265 - \frac{0,00265^3}{6 * 0,097^2} - 0,5 * 0,003 \frac{0,051}{0,06} \sec 20^\circ$$

$$t_{nc_m} = 0,0013 m/diente$$

¹⁶⁶ Referencia: Tabla 2-2.- Fórmulas para calcular dimensiones de la preforma y los dientes, capítulo II, pag 63

¹⁶⁷ Referencia: Referencia: SHIGLEY Joseph, 1989, "Engranajes y engranajes", Ed. McGRAW-HILL, México, pág.59, tabla 3-8

¹⁶⁸ Referencia: Tabla 2-2.- Fórmulas para calcular dimensiones de la preforma y los dientes, capítulo II, pag 63

¹⁶⁹ Referencia: Tabla 2-2.- Fórmulas para calcular dimensiones de la preforma y los dientes, capítulo II, pag 63

$$t_{nc_m} = 1,3 \text{ mm/diente}$$

- Adendo cordal medio del engrane motriz:

$$a_{c_m} = a_m + \frac{t_{nm}^2 \cos \gamma}{4d_{mm}} \quad \text{Ecuación 139}$$

$$a_{c_m} = 0,0024 + \frac{0,00265^2 \cos 14,85}{4(0,0255)}$$

$$a_{c_m} = 0,00246 \text{ m}$$

$$a_{c_m} = 2,46 \text{ mm}$$

- Adendo cordal medio del engrane conducido:

$$a_{c_c} = a_c + \frac{t_{nc}^2 \cos \Gamma}{4d_{mc}} \quad \text{Ecuación 140}$$

$$a_{c_c} = 0,0024 + \frac{0,00265^2 \cos 75,15}{4(0,097)}$$

$$a_{c_c} = 0,002404 \text{ m}$$

$$a_{c_c} = 2,4 \text{ mm}$$

3.8.2. RESISTENCIA DE LOS ENGRANES

Ecuación básica para el esfuerzo de contacto en los engranes cónicos

Engrane motriz:

$$S_c = C_p \sqrt{\frac{2\tau_p C_o}{C_v} \frac{1}{FD^2} \frac{N}{n} \frac{1.2C_m C_f}{I}} \quad \text{Ecuación 141}$$

¹⁷⁰ Referencia: SHIGLEY Joseph, 1989, "Engranes y engranajes", Ed. McGRAW-HILL, México, pág.65

$$S_c = 150,8 \text{ N}^{1/2} / \text{m} \sqrt{\frac{2 * 122,15 \text{ Nm} * 1,5}{1} * 3,77 * \frac{1}{0,0178 * 0,03^2} * \frac{1,2 * 1,25 * 1}{0,05}}$$

$$S_c = 7,67 \text{ MPa}$$

Engrane conducido:

$$S_c = C_p \sqrt{\frac{2\tau_p C_o}{C_v} \frac{1}{FD^2} \frac{N}{n} \frac{1,2 C_m C_f}{I}} \quad \text{Ecuación 142}$$

$$S_c = 150,8 \text{ N}^{1/2} / \text{m} \sqrt{\frac{2 * 122,15 \text{ Nm} * 1,5}{1} * 3,77 * \frac{1}{0,0178 * 0,114^2} * \frac{1,2 * 1,25 * 1}{0,05}}$$

$$S_c = 2,018 \text{ MPa}$$

Ecuación básica para el esfuerzo de flexión

Engrane motriz:

$$S_t = \frac{2\tau_G K_o}{K_v} \frac{1}{FDm} \frac{1,2 K_m}{J} \quad \text{Ecuación 143}$$

$$S_t = \frac{2 * 122,15 \text{ Nm} * 1,5}{1} \frac{1}{0,0178 \text{ m} * 0,03 \text{ m} * 0,002} \frac{1,2 * 1,25}{0,16}$$

$$S_t = 3216,7 \text{ MPa}$$

Engrane conducido:

$$S_t = \frac{2 * 122,15 \text{ Nm} * 1,5}{1} \frac{1}{0,0178 \text{ m} * 0,114 \text{ m} * 0,002} \frac{1,2 * 1,25}{0,16}$$

$$S_t = 846,5 \text{ MPa}$$

S_t = esfuerzo calculado de flexión por tracción en la raíz del diente del engrane,
en lb/in^2

¹⁷¹ Referencia: SHIGLEY Joseph, 1989, "Engranajes", Ed. McGRAW-HILL, México, pág.65

¹⁷² Referencia: SHIGLEY Joseph, 1989, "Engranajes", Ed. McGRAW-HILL, México, pág.65

S_c = esfuerzo calculado de contacto en el punto del diente en donde su valor máximo, en lb/in^2

C_p = coeficiente elástico de la combinación de materiales del engrane y el piñón, $\text{lb}^{1/2}/\text{in}$

T_P, T_G = momentos de torsión transmitidos del piñón y el engrane, respectivamente, lb-in

K_o, C_o = factores de sobrecarga para resistencia y durabilidad, respectivamente.

$$K_o, C_o = 1,5^{173}$$

K_v, C_v = factores dinámicos para resistencia y durabilidad, respectivamente.

K_m, C_m = factores de distribución de carga para resistencia y durabilidad, respectivamente.

$$K_m, C_m = 1,25^{174}$$

C_f = factor de condición de superficie para durabilidad

I = factor de geometría para durabilidad

$$I = 0,05^{175}$$

J = factor de geometría para resistencia

$$C_p = \sqrt{\frac{3}{2\pi} \frac{1}{\frac{(1-u_p^2)}{E_P} + \frac{(1-u_G^2)}{E_G}}}^{176}$$

Ecuación 144

u_p, u_g = razón de Poisson para materiales del piñón y el engrane, respectivamente (útese 0,3 para materiales ferrosos)

¹⁷³ Referencia: Anexo A 8: Factores K_o, C_o de sobrecarga

¹⁷⁴ Referencia: Anexo A 9: Factores K_m, C_m de distribución de carga

¹⁷⁵ Referencia: SHIGLEY Joseph, 1989, "Engranés y engranajes", Ed. McGRAW-HILL, México, pág.67

¹⁷⁶ Referencia: SHIGLEY Joseph, 1989, "Engranés y engranajes", Ed. McGRAW-HILL, México, pág.65

E_p, E_G = módulo de elasticidad de Young para materiales del piñón y el engrane, respectivamente (úsese $30,0 \times 10^6$ lb/ in² para acero)

$$C_p = \sqrt{\frac{3}{2\pi} \frac{1}{\frac{(1-0.3^2)}{30.0 \times 10^6 \text{ lb/in}^2} + \frac{(1-0.3^2)}{30.0 \times 10^6 \text{ lb/in}^2}}}$$

$$C_p = 2813 \text{ lb}^{1/2} / \text{in}$$

$$C_p = 150,8 \text{ N}^{1/2} / \text{m}$$

3.8.3. FUERZAS EJERCIDAS EN EL PUNTO DE CONTACTO DE ENGRANES

Fuerza Tangencial:

$$W_{t_4} = \frac{2T}{d_c} \quad \text{Ecuación 145}$$

$$W_{t_4} = \frac{2(122,15 \text{ N m})}{0,076 \text{ m}}$$

$$W_{t_4} = 3214,5 \text{ N}$$

Fuerza radial

$$W_{r_4} = W_{t_4} \sec \psi (\tan \phi \cos \gamma_m + \sen \psi \sen \gamma_m) \quad \text{Ecuación 146}$$

$$W_{r_4} = 3214,5 \sec 0 (\tan 20 \cos 14,85 + \sen 0 \sen 14,85)$$

$$W_{r_4} = 1130,9 \text{ N}$$

Fuerza axial

$$W_{x_4} = W_{t_4} \sec \psi (\tan \phi \sen \gamma_m - \sen \psi \cos \gamma_m) \quad \text{Ecuación 147}$$

$$W_{x_4} = 3214,5 \sec 0 (\tan 20 \sen 14,85 - \sen 0 \cos 14,85)$$

$$W_{x_4} = 299,8 N$$

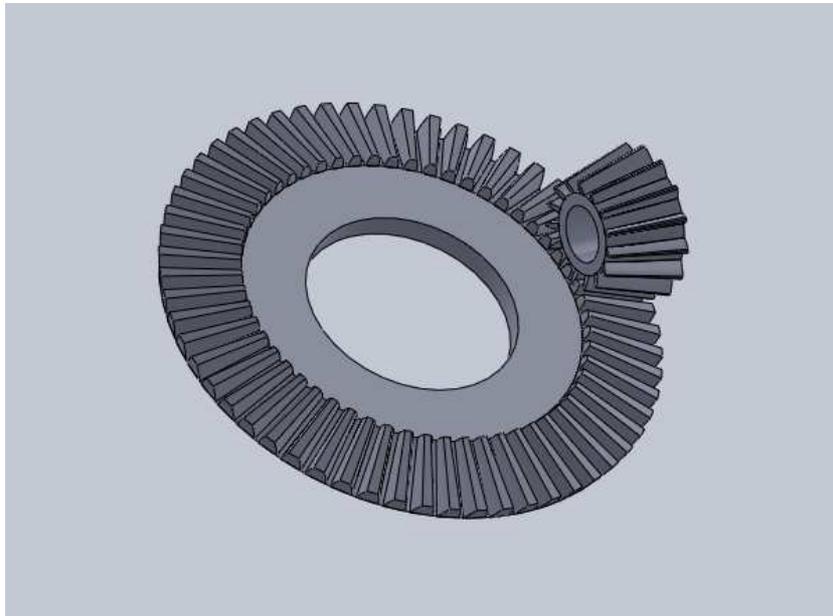


Figura 3 - 9.-Dimensiones: Engranés Cónicos, Ángulo de Eje 90°.¹⁷⁷

3.9. EJE RANURADO:

Debido a la suspensión delantera de la motocicleta, es necesario el diseño de un sistema que permita el desplazamiento longitudinal, además de la transmisión de torque de los elementos involucrados.

En tal virtud, se ha considerado apropiado el uso de un eje ranurado, que no se vea afectado por el movimiento amortiguado en los Telescópicos.

Para empezar el diseño de este elemento, es necesario conocer la longitud que tendrá, en el modelo a escala. Por esta razón, se lo estudia después de diseñado el par de engranes cónicos al que va conectado, ya que, el radio de paso del engrane conducido ocupa parte de la longitud medida desde el tren de engranes hasta el eje de la rueda, que es la longitud del eje ranurado.

¹⁷⁷ Fuente: Propia. Solidworks 2011.

Con esta consideración se determina la longitud de este eje ranurado y se empieza el diseño. La longitud es mostrada posteriormente.

El eje ranurado consta de dos partes. Cada parte puede considerarse como un “Sub eje”. El torque se transmite entre ambas partes gracias a la acción de las ranuras en el “primer sub eje” y los alojamientos para éstas en el segundo. Además, el “primer sub eje” se inserta en el segundo, de manera que puede desplazarse longitudinalmente.

3.9.1. EJE RANURADO PARTE A

A continuación se presenta un esquema para el diseño del sub-eje A (ranurado).

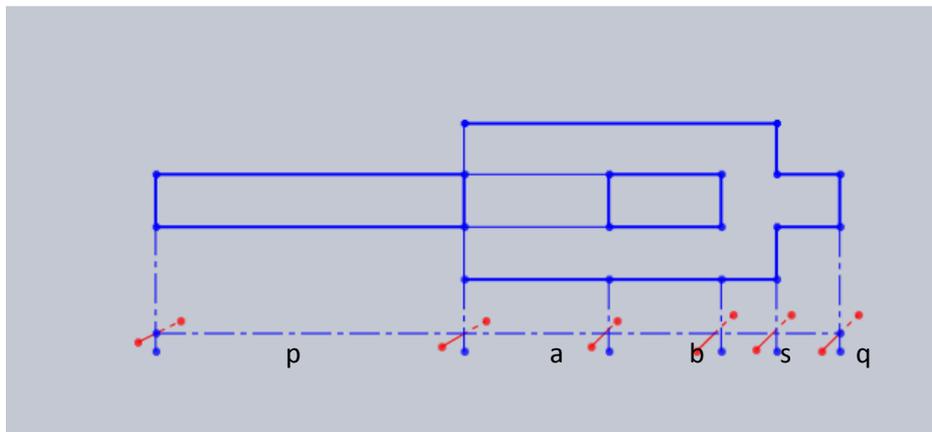


Figura 3 - 10.- Esquema de Eje ranurado Parte A.¹⁷⁸

En la figura se tiene: p , distancia libre de la parte A del eje ranurado; q , sección de menor diámetro del eje ranurado parte B; s , parte maciza de la sección de mayor diámetro del eje ranurado parte B; a , longitud de la parte A del eje ranurado insertada en la parte B; b , longitud libre para desplazamiento de la parte A dentro de la parte B del eje ranurado.

¹⁷⁸ Fuente: Propia. Modelación Autocad

Una vez determinado el diámetro de los engranes cónicos, y, partiendo del modelo a escala, se establece la longitud total del eje ranurado. En el esquema se puede apreciar:

$$L_3 = 0,392 \text{ m} = p + a + b + s + q \quad \text{Ecuación 148}$$

Donde:

$$a = 0,06 \text{ m}$$

$$b = 0,12 \text{ m}$$

Según el modelo a escala:

$$p = 0,15 \text{ m}$$

Entonces la distancia total de la parte A del eje ranurado es:

$$L_{3A} = p + a$$

$$L_{3A} = 0,15 + 0,06$$

$$L_{3A} = 0,21 \text{ m}$$

Para el fin propuesto se escoge, igualmente, el acero 1045 CD para el diseño del eje.

Datos del material:¹⁷⁹

Sy 77 kpsi / 530 MPa

Sut 91 kpsi/ 630MPa

$$\delta = 7870 \text{ kg/m}^3$$

Datos adicionales:

La longitud total que ocupa el eje ranurado, L_3 , es:

$$L_3 = 0,392 \text{ m}^{180}$$

Para la parte A, de dicho eje:

¹⁷⁹ Referencia: Anexo A1.- Propiedades de aceros.

¹⁸⁰ Fuente: Propia. Prototipo a escala.

$$L_{3A} = 0,21 \text{ m}^{181}$$

$$L_{3A}' = 0,03 \text{ m}^{182}$$

$$L_{3A}'' = 0,03 \text{ m}^{183}$$

$$P = 22,5 \text{ kW}^{184}$$

$$\omega_3 = 1759 \text{ rpm}^{185}$$

$$W_{t3A} = 5089,6 \text{ j N}$$

$$W_{r3A} = 1852,5 \text{ k N}$$

$$x_i = 0,025 \text{ m}$$

$$f = 1,5$$

Donde:

L_{3A} : Longitud del eje ranurado, parte A

L_{3A}' : Distancia desde el apoyo L, hasta el punto de colocación del *engrane iii*

L_{3A}'' : Distancia media de la parte A del eje, insertada en la parte B. En este caso se le considera el segundo apoyo para el eje A.

P : *Potencia* entregada por el motor

ω_3 : Velocidad angular, en Revoluciones por Minuto, transmitidas al eje

W_{t3A} , W_{r3A} : Fuerza tangencial y radial, ejercidas por el *engrane iii*

x_i : Radio de paso del *engrane iii*, que es el mismo que el del *engrane i*

f : factor de seguridad

¹⁸¹ **Fuente:** Propia. Prototipo a escala.

¹⁸² **Fuente:** Propia. Prototipo a escala.

¹⁸³ **Fuente:** Propia. Prototipo a escala.

¹⁸⁴ **Fuente:** Tabla 3.1 Características mecánicas de motocicleta YAMAHA YZ450F

¹⁸⁵ **Referencia:** capítulo II, Pág. 43 - Ec.2.

3.9.1.1. Momento torsor

$$\tau_1 = 122,15 \text{ Nm}$$

O bien: |

$$\tau_1 = 490,5 \text{ lb in}$$

3.9.1.2. Diseño de las ranuras

Se comienza el diseño eligiendo el número de ranuras, N , en el eje:

$$N = 6$$

El torque a transmitir es:

$$\tau_1 = 122,15 \text{ Nm} \quad \text{ó} \quad \tau_1 = 490,5 \text{ lb in}$$

De acuerdo a la teoría de diseño de ranuras de dientes rectos de Mott, basado en el límite de 1000 psi de tensión:

$$D = \sqrt{\frac{8 \tau}{1000 N l_r (0,19)}} \quad \text{Ecuación 149}$$

Donde:

D , diámetro mayor de la ranura

τ , torque a transmitir

N , número de dientes de la ranura

l_r , longitud de la ranura

Tal que l_r es la longitud total del eje ranurado parte A, menos la distancia sobre éste, ocupada por el apoyo L:

$$l_r = l_{3A} - l'_{3A} \quad \text{Ecuación 150}$$

$$l_r = 0,21 - 0,03$$

$$l_r = 0,18 \text{ m}$$

O bien:

$$l_r = 7,1 \text{ in}$$

Entonces:

$$D = \sqrt{\frac{8 * 490,5 \text{ lb in}}{1000 \frac{\text{lb}}{\text{in}^2} * 6 * 7,1 \text{ in} * 0,19}}$$

$$D = 0,7 \text{ in}$$

O bien:

$$D = 0,018 \text{ m} \quad \text{ó} \quad D = 18 \text{ mm}$$

Del anexo A10¹⁸⁶, se obtiene la altura de los dientes, h , el diámetro menor, d , y, el ancho de los dientes, W , considerando un ajuste para que la ranura deslice sometiéndose a carga (Torque).

$$h = 0,1D$$

Ecuación 151

$$h = 0,1 * 0,7 \text{ in}$$

$$h = 0,07 \text{ in}$$

O bien:

$$h = 1,8 \text{ mm}$$

$$h = 0,0018 \text{ m}$$

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

Continuando:

$$d_{3A} = 0,8D$$

$$d_{3A} = 0,8 * 0,7 \text{ in}$$

¹⁸⁶ Referencia: Anexo A10.- Fórmulas para ranuras SAE Rectas

$$d_{3A} = 0,56 \text{ in}$$

O bien:

$$d_{3A} = 14,2 \text{ mm}$$

$$d_{3A} = 0,014 \text{ m}$$

Y:

$$W = 0,25 D$$

Ecuación 152

$$W = 0,25 * 0,7 \text{ in}$$

$$W = 0,175 \text{ in}$$

O bien:

$$W = 4,5 \text{ mm}$$

$$W = 0,0045 \text{ m}$$

El diámetro de la sección donde se colocan los cojinetes y el chavetero para el tren de engranes se establece como el diámetro menor de la parte A:

$d_{3A} = 14,2 \text{ mm}$, se toma un valor definitivo de:

$$d_{3A} = 14 \text{ mm}$$

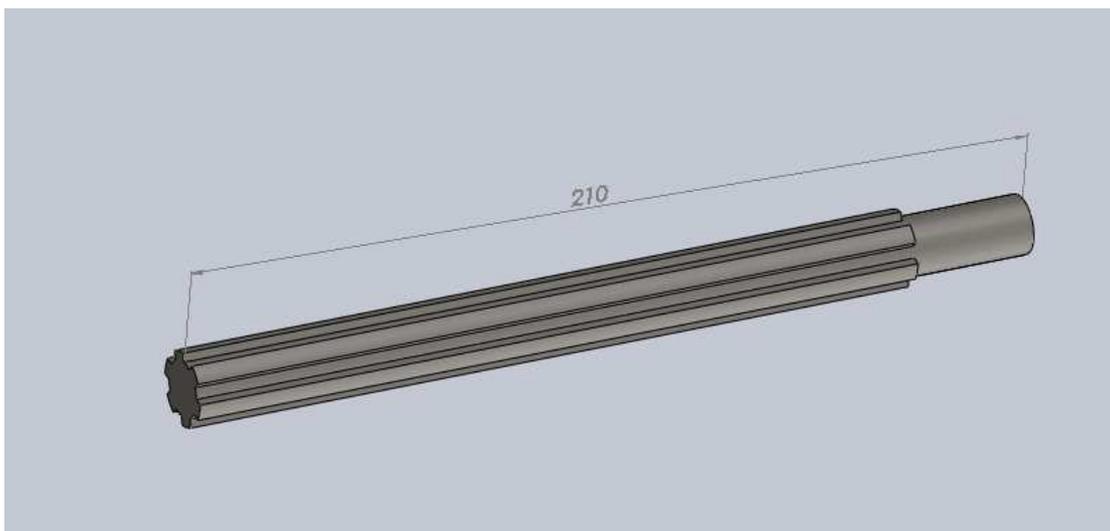


Figura 3 - 11.- Dimensiones: Eje Ranurado Parte A.

3.9.3. EJE RANURADO PARTE B

Esta parte del eje, al igual que ejes anteriores, para poder sostenerse en los apoyos, consta de 2 secciones: una de mayor diámetro y otra de menor diámetro. Su particularidad es la sección de mayor diámetro, ya que ésta es hueca, debido a que, en su interior se produce el desplazamiento longitudinal del eje ranurado parte A. Este movimiento es determinado, y, dependiente directamente de la suspensión delantera de la motocicleta.

Dentro de la parte hueca, se encuentran maquinados los alojamientos para las ranuras, las cuales permitirán la transmisión de Torque, de la parte A, a la parte B.

El material elegido es el mismo de los ejes anteriores.

Datos del material:¹⁸⁷

Sy 77 kpsi / 530 MPa

Sut 91 kpsi/ 630MPa

$\delta = 7870 \text{ kg/m}^3$

A continuación se presenta un esquema que muestra la distribución de las diferentes longitudes que conforman el eje ranurado en su parte B.

¹⁸⁷ Referencia: Anexo A1.- Propiedades de aceros.

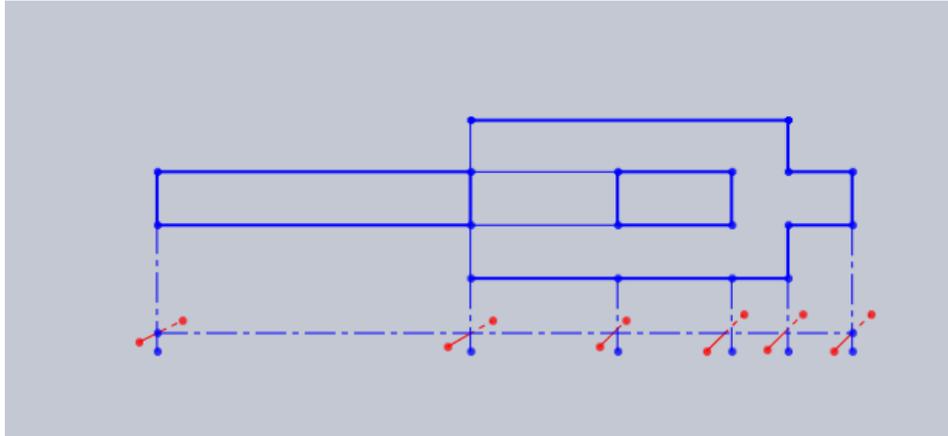


Figura 3 - 12.- Esquema de Eje Ranurado Parte B¹⁸⁸

La figura muestra: p , distancia libre de la parte A del eje ranurado; q , parte maciza del eje ranurado parte B; s , parte maciza de la sección de mayor diámetro del eje ranurado parte B; a , longitud de la parte A del eje ranurado insertada en la parte B; b , longitud libre para desplazamiento de la parte A dentro de la parte B del eje ranurado.

Según muestra la figura, y, a partir del modelo a escala:

$$L_3 = 0,392 \text{ m} = p + a + b + q + s$$

Ecuación 153

Donde:

$$a = 0,06 \text{ m}$$

$$b = 0,12 \text{ m}$$

$$q = 0,042 \text{ m}$$

$$s = 0,02 \text{ m}$$

La Longitud total de la parte B:

$$L_{3B} = a + b + s + q$$

$$L_{3B} = 0,06 + 0,12 + 0,02 + 0,042$$

¹⁸⁸ Fuente: Propia. Modelación Autocad

$$L_{3B} = 0,242 \text{ m}$$

Como dato adicional, la profundidad de perforación, c , en la parte B del eje ranurado (espacio para desplazamiento de la parte A dentro de la parte B, en caso de movimiento amortiguado) es:

$$c = a + b$$

$$c = 0,06 + 0,12$$

$$c = 0,18 \text{ m}$$

Datos adicionales:

La longitud total que ocupa el eje ranurado, L_3 , es:

$$L_3 = 0,392 \text{ m}^{189}$$

Para la parte B, de dicho eje:

$$L_{3B} = 0,242 \text{ m}^{190}$$

$$L_{3B}' = 0,042 \text{ m}^{191}$$

$$L_{3B}'' = 0,02 \text{ m}$$

$$P = 22,5 \text{ kW}^{192}$$

$$\omega = 1759 \text{ r.p.m.}^{193}$$

$$f = 1,5$$

Donde:

L_{3B} : Longitud del eje ranurado, parte B

¹⁸⁹ Fuente: Propia. Prototipo a escala.

¹⁹⁰ Fuente: Propia. Prototipo a escala.

¹⁹¹ Fuente: Propia. Prototipo a escala.

¹⁹² Fuente: Tabla 3.1 Características mecánicas de motocicleta YAMAHA YZ450F

¹⁹³ Referencia: Capítulo II, Pág. 43 - Ec.2.

L_{3B}' : Distancia desde el apoyo S, hasta el extremo inferior de esta parte del eje ranurado.

L_{3B}''' : Distancia desde el apoyo P hasta la parte superior del eje ranurado parte B. En vista que este apoyo soporta únicamente cargas radiales, no se realiza un cambio de sección para su ubicación.

P : Potencia entregada por el motor

ω : Número de Revoluciones por Minuto que se transmiten al eje

f : factor de seguridad

3.9.3.1. Punto de aplicación de las cargas sobre la parte B del eje ranurado

El torque de acción es transmitido de la parte A, a la parte B, gracias a la acción de las ranuras.

El torque se reparte equitativamente a cada diente del eje, y, cada uno de éstos, transmite la carga a la parte B del eje ranurado.

Si se toman las caras laterales de los dientes, donde se produce un esfuerzo de corte, y se divide la altura de estas caras para dos, la carga transmitida al eje se concentra en el centro de la superficie de la mitad superior de la cara de cada diente, es decir, a tres cuartas partes de su altura.

La carga va a ser igual a la división del torque para el radio de aplicación de ésta. Este radio es la distancia existente desde el centro mismo del eje ranurado parte A hasta el punto de aplicación de la carga, que es igual a la suma del radio menor de la parte A del eje, mas las tres cuartas parte de la altura del diente.

$$x_{3B} = \frac{d_{3A}}{2} + \frac{3}{4} h_{diente}$$

Ecuación 154

$$x_{3B} = \frac{0,014}{2} + \frac{3}{4} * 0,0018$$

$$x_{3B} = 0,0083 \text{ m}$$

O bien:

$$x_{3B} = 8,3 \text{ mm}$$

Donde:

x_{3B} : Radio de aplicación de la carga sobre el eje ranurado parte B

$d_{3A}/2$: Radio menor del eje ranurado parte A

h_{diente} : Altura de los dientes

El torque transmitido, τ_t , a cada diente es:

$$\tau_t = \frac{\tau}{6}$$

$$\tau_t = \frac{122,15 \text{ Nm}}{6}$$

$$\tau_t = 20,36 \text{ Nm}$$

Pero, para fines de diseño, se considera el torque total transmitido por un diente a la vez.

De modo que, la carga transmitida por el diente, $W_{t_{3B}}$, es:

$$W_{t_{3B}} = \frac{\tau}{x_{3B}}$$

Ecuación 155

$$W_{t_{3B}} = \frac{122,15}{0,0083}$$

$$W_{t_{3B}} = 14716,9 \text{ N}$$

$$W_{t_{3B}} = 14716,9 \text{ k N}$$

La distancia en el eje ranurado parte B, a la cual se aplica la carga, L''_{3B} , es:

$$L''_{3B} = \frac{a}{2}$$

Por motivos de diseño, se hace referencia al instante en el cual el desplazamiento axial, producido por la suspensión en los telescopicos es cero, es decir, se diseña considerando un estado de acción nula de la suspensión.

De modo que:

$$L''_{3B} = \frac{0,06}{2}$$

$$L''_{3B} = 0,03 \text{ m}$$

O bien:

$$L''_{3B} = 3 \text{ mm}$$

3.9.3.2. Cálculo del momento Flector

$$\Sigma M_P = 0$$

Ecuación 156

$$M_{W_{t_{3B}}} + M_{R_S} = 0$$

$$[r_{W_{t_{3B}}} \times W_{t_{3B}}] + [r_{R_S} \times R_S] = 0$$

$$[PT \times W_{t_{3B}}] + [PS \times R_S] = 0$$

$$[(L''_{3B} - L'''_{3B})i + x_{3B}j] \times (W_{t_{3B}})k + [(L_{3B} - L'_{3B} - L_{3B}''')i \times (R_{S_x}i + R_{S_y}j + R_{S_z}k)] = 0$$

$$[(0,01i + 0,0083j) \times (14716,9)k] + [0,18i \times (R_{S_x}i + R_{S_y}j + R_{S_z}k)] = 0$$

$$\left[\begin{array}{ccc} i & j & k \\ 0,01 & 0,0083 & 0 \\ 0 & 0 & 14716,9 \end{array} \right] + \left[\begin{array}{ccc} i & j & k \\ 0,18 & 0 & 0 \\ R_{S_x} & R_{S_y} & R_{S_z} \end{array} \right] = 0$$

$$\left[\begin{array}{cc} 0,0083 & 0 \\ 0 & 14716,9 \end{array} \right] i - \left[\begin{array}{cc} 0,01 & 0 \\ 0 & 14716,9 \end{array} \right] j + \left[\begin{array}{cc} 0,01 & 0,0083 \\ 0 & 0 \end{array} \right] k + \left[\begin{array}{cc} 0 & 0 \\ R_{S_y} & R_{S_z} \end{array} \right] i - \left[\begin{array}{cc} 0,18 & 0 \\ R_{S_x} & R_{S_z} \end{array} \right] j + \left[\begin{array}{cc} 0,18 & 0 \\ R_{S_x} & R_{S_y} \end{array} \right] k = 0$$

$$[122,15i - 147,17j + 0k] + [0i - (0,18 R_{S_z})j + (0,18R_{S_y})] = 0$$

$$122,15i + (-147,17 - 0,18R_{S_z})j + 0,18R_{S_y} = 0$$

Entonces:

$$(-147,17 - 0,18R_{S_z})j = 0j$$

$$-147,17 - 0,18R_{S_z} = 0$$

$$R_{S_z} = -\frac{147,17}{0,18}$$

$$R_{S_z} = -817,61 N$$

También:

$$R_{S_y} = 0$$

Continuando:

$$\Sigma \mathbf{M}_S = \mathbf{0}$$

Ecuación 157

$$M_{W_{t_{3B}}} + M_{R_P} = 0$$

$$[r_{W_{t_{3B}}} \times W_{t_{3B}}] + [r_{R_S} \times R_P] = 0$$

$$[ST \times W_{t_{3B}}] + [SP \times R_P] = 0$$

$$[(-L_{3B} - L''_{3B} - L_{3B}')i + x_{3B}j] \times (W_{t_{3B}})k] \\ + [-(L_{3B} - L'_{3B} - L_{3B}''')i \times (R_{P_x}i + R_{P_y}j + R_{P_z}k)] = 0$$

$$[(-0,17i + 0,0083j) \times (14716,9)k] + [-0,18i \times (R_{P_x}i + R_{P_y}j + R_{P_z}k)] = 0$$

$$\left[\begin{array}{ccc} i & j & k \\ -0,17 & 0,0083 & 0 \\ 0 & 0 & 14716,9 \end{array} \right] + \left[\begin{array}{ccc} i & j & k \\ -0,18 & 0 & 0 \\ R_{P_x} & R_{P_y} & R_{P_z} \end{array} \right] = 0$$

$$\left[\begin{array}{cc} 0,0083 & 0 \\ 0 & 14716,9 \end{array} \right] i - \left[\begin{array}{cc} -0,17 & 0 \\ 0 & 14716,9 \end{array} \right] j + \left[\begin{array}{cc} -0,17 & 0,0083 \\ 0 & 0 \end{array} \right] k \\ + \left[\begin{array}{cc} 0 & 0 \\ R_{P_y} & R_{P_z} \end{array} \right] i - \left[\begin{array}{cc} -0,18 & 0 \\ R_{P_x} & R_{P_z} \end{array} \right] j + \left[\begin{array}{cc} -0,18 & 0 \\ R_{P_x} & R_{P_y} \end{array} \right] k = 0$$

$$[122,15i + 2501,9j + 0k] + [0i + 0,18R_{P_z}j - 0,18R_{P_y}k] = 0$$

$$122,15i + (2501,9 + 0,18R_{P_z})j - 0,18R_{P_y}k = 0$$

Entonces:

$$(2501,9 + 0,18R_{P_z})j = 0j$$

$$2501,9 + 0,18R_{P_z} = 0$$

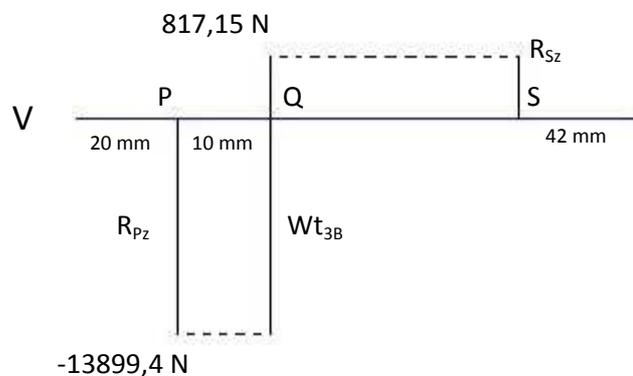
$$R_{P_z} = -\frac{2501,9}{0,18}$$

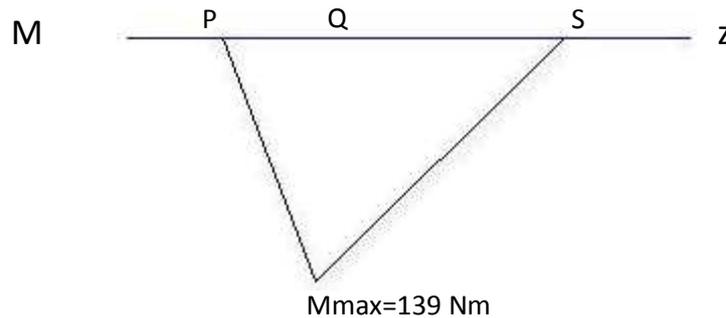
$$R_{P_z} = -13899,4 \text{ N}$$

También:

$$R_{P_y} = 0$$

Gráfico 3 - 10.- Diagrama de Corte y Momento del EJE RANURADO parte B, z





Entonces el momento máximo es:

$$M_{max} = 139 \text{ Nm}$$

3.9.3.3. Cálculo de la resistencia a la fatiga

- Factor de superficie¹⁹⁴

Con $S_{ut} = 91 \text{ kpsi}$ en la curva de Pulido se obtiene un factor de 1.¹⁹⁵

- Este factor es muy importante, debido a que la superficie de contacto entre los dos ejes debe ser lo más lisa posible.

$$k_a = 1$$

- Factor de tamaño¹⁹⁶

Inicialmente, se asumirá un diámetro de la parte B del eje de 26 mm:

$$k_b = 1,189d^{-0,097} \quad 8\text{mm} < d \leq 250\text{mm} \quad \text{Ecuación 158}$$

$$k_b = 1,189(26)^{-0,097}$$

$$k_b = 0,87$$

¹⁹⁴ Referencia: SHIGLEY Joseph, 1989, "Manual de Diseño Mecánico", Ed. McGRAW-HILL, México, pg.307

¹⁹⁵ Referencia: Anexo A2.- Factores que modifican el acabado superficial para el acero.

¹⁹⁶ Referencia: SHIGLEY Joseph, 1989, "Manual de Diseño Mecánico", Ed. McGRAW-HILL, México, pg.313

- Factor de confiabilidad ¹⁹⁷

Se trabaja con una confiabilidad del 50 % entonces $k_c = 1$ ¹⁹⁸

$$k_c = 1$$

- Factor de temperatura ¹⁹⁹

$$k_d = 1 \quad T \leq 450^\circ\text{C} (840^\circ\text{F})$$

- Factor de modificación por concentración de esfuerzo ²⁰⁰

Debido a la existencia de un cambio de sección en la parte B del eje ranurado, para la sujeción del apoyo S, se debe considerar un factor de modificación por concentración de esfuerzos.

$$k_e = \frac{1}{K_f} \quad \text{Ecuación 159}$$

Donde:

$$K_f = 1 + q(K_t - 1)$$

q , es la sensibilidad a las ranuras

Los valores de q y K_t , se encuentran tabulados ²⁰¹ en función del radio de acuerdo de la ranura, r .

Para el presente estudio, se toma:

$$r = 0,0025 \text{ m}$$

¹⁹⁷ Referencia: SHIGLEY Joseph, 1989, "Manual de Diseño Mecánico", Ed. McGRAW-HILL, México, pg.319

¹⁹⁸ Referencia: Anexo A3.- Factores de confiabilidad k_c , correspondientes a una desviación estándar de 8% del límite de fatiga.

¹⁹⁹ Referencia: SHIGLEY Joseph, 1989, "Manual de Diseño Mecánico", Ed. McGRAW-HILL, México, pg.321

²⁰⁰ Referencia: SHIGLEY Joseph, 1989, "Manual de Diseño Mecánico", Ed. McGRAW-HILL, México, pg.322

²⁰¹ Referencia: Anexo A4.- Factores q y K_t , de sensibilidad a concentración de esfuerzos por cambios de sección en función del radio de acuerdo.

Se puede decir que la parte b del eje ranurado, consta de 2 partes a su vez: una hueca, y una maciza. La parte hueca, tendrá un diámetro mayor que la parte maciza, para la ubicación del apoyo y la optimización de recursos.

La relación entre ambos diámetros se establece en:

$$\frac{D}{d} = 1,5$$

Y la relación entre el radio de acuerdo, r , y el diámetro de la parte maciza, d :

$$\frac{r}{d} = 0,1$$

Con estas relaciones y la ayuda de la tabla de barra circular en flexión con estrechamiento y entalle²⁰², se determina el factor K_t :

$$K_t = 1,65$$

Con este factor y su relación tabulada²⁰³ con el radio de acuerdo, se determina q :

$$q = 0,8$$

Entonces:

$$K_f = 1 + q(K_t - 1)$$

$$K_f = 1 + 0,8(1,65 - 1)$$

$$K_f = 1,52$$

Por lo tanto:

$$k_e = \frac{1}{K_f}$$

$$k_e = \frac{1}{1,52}$$

²⁰² **Referencia:** SHIGLEY Joseph, 1989, "Manual de Diseño Mecánico", Ed. McGRAW-HILL, México, Anexo A-26-9, pág. 886

²⁰³ **Referencia:** Anexo A4.- Factores q y K_t , de sensibilidad a concentración de esfuerzos por cambios de sección en función del radio de acuerdo.

$$k_e = 0,66$$

- Factor de efectos diversos²⁰⁴

$$k_f = 1$$

- Límite de resistencia a la fatiga de la muestra de viga rotatoria²⁰⁵

$$S_e' = 0,5 (S_{ut})$$

Ecuación 160

$$S_e' = 0,5 (630 \text{ MPa})$$

$$S_e' = 315 \text{ MPa}$$

- Límite de resistencia a la fatiga del elemento mecánico:

$$S_e = k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * \dots * S_e'$$

Ecuación 161

$$S_e = 180,873 \text{ MPa}$$

$$S_e = 180873000 \text{ Pa}$$

Cálculo de diámetro utilizando la teoría del esfuerzo cortante máximo²⁰⁶

$$d = \left\{ \frac{32f}{\pi} \left[\left(\frac{T}{S_y} \right)^2 + \left(\frac{M}{S_e} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

Ecuación 162

$$d = \left\{ \frac{32(1,5)}{\pi} \left[\left(\frac{122,15}{530000000} \right)^2 + \left(\frac{139}{180873000} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

$$d = \left\{ 15,27[(5,31e - 14) + (5,9e - 13)]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

$$d = \{1,23e - 5\}^{1/3}$$

²⁰⁴ Referencia: SHIGLEY Joseph, 1989, "Manual de Diseño Mecánico", Ed. McGRAW-HILL, México, pg.325

²⁰⁵ Referencia: SHIGLEY Joseph, 1989, "Manual de Diseño Mecánico", Ed. McGRAW-HILL, México, pág. 294, Ec. 7-1

²⁰⁶ Referencia: SHIGLEY Joseph, 1989, "Manual de Diseño Mecánico", Ed. McGRAW-HILL, México, pg.736

$$d_{3A} = 0,023 \text{ m}$$

Este es el diámetro menor del eje ranurado parte B; la diferencia no es representativa, con el diámetro preliminar de $0,026 \text{ m}$, entonces, se toma como valor definitivo el de $0,023 \text{ m}$.

Entonces, el diámetro menor del eje ranurado parte B, d_{3B} , es:

$$d_{3B} = 0,023 \text{ m}$$

O bien:

$$d_{3B} = 23 \text{ mm}$$

Y el diámetro mayor del eje ranurado parte B, D_{3B} , es:

$$D_{3B} = d_{3B} * 1,5$$

$$D_{3B} = 0,023 * 1,5 \text{ m}$$

$$D_{3B} = 0,034 \text{ m}$$

O bien:

$$D_{3B} = 34 \text{ mm}$$

Al relacionar el diámetro mayor del eje ranurado parte B, D_{3B} , con el diámetro mayor de la parte A, D :

$$D = 20 \text{ mm}$$

$$D_{3B} = 34 \text{ mm}$$

Se observa que la diferencia es suficiente para que A se inserte en B, y deslice.

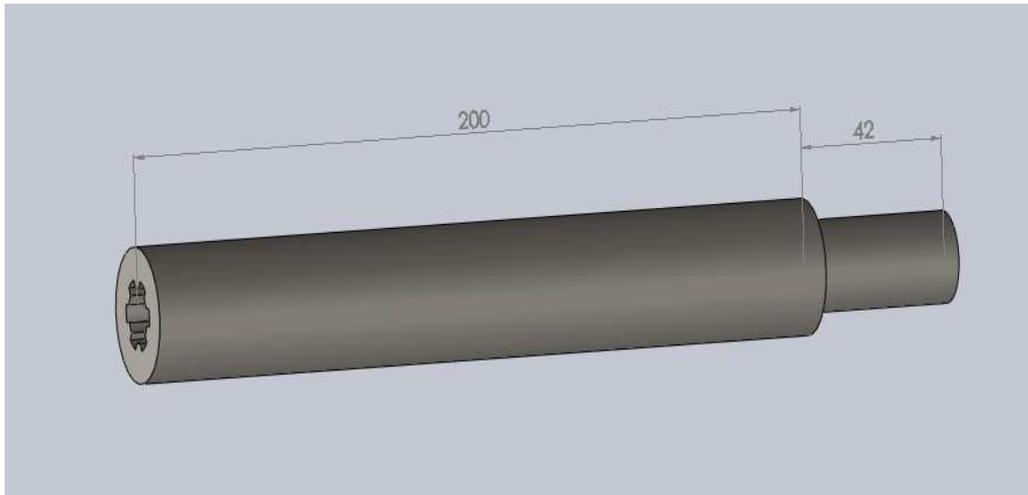


Figura 3 - 13.- Dimensiones: Eje ranurado Parte B.

3.10. CHAVETA 3 (TREN DE ENGRANES – EJE RANURADO)

Para dicha chaveta se escoge, igualmente, el acero 1035 CD.

Datos del material:²⁰⁷

$$S_y = 450 \text{ MPa}$$

- Datos adicionales:

El valor del torque es el mismo que se transmite al eje ranurado.

$$\tau = 122,15 \text{ Nm}$$

3.10.1. FUERZA DE CORTE

Se diseña la chaveta en base al esfuerzo cortante:²⁰⁸

²⁰⁷ **Referencia:** Anexo A1.- Propiedades de aceros.

²⁰⁸ **Fuente:** SHIGLEY Joseph, 1989, "Manual de Diseño Mecánico", Ed. McGRAW-HILL, México, pág.423

$$F = \frac{\tau}{r_{3A}}$$

Ecuación 163

r_{3A} : radio de la parte A del eje ranurado

$$F = \frac{122,15}{0,007} Nm$$

$$F = 17450 N$$

3.10.2. ESFUERZO DE CORTE ADMISIBLE DEL MATERIAL

$$S_{sy} = 0,577 S_y^{209}$$

Ecuación 164

$$S_{sy} = 0,577 * 450 MPa$$

$$S_{sy} = 259,65 MPa$$

3.10.3. ESFUERZO DE CORTE GENERADO POR LA CARGA

$$S = \frac{F}{A}^{210}$$

Ecuación 165

$$A = t * l$$

$$S = \frac{F}{t * l}$$

3.10.4. EL FACTOR DE SEGURIDAD DADO POR LA ECUACIÓN:

$$f = \frac{S_{sy}}{S}^{211}$$

Ecuación 166

²⁰⁹ Referencia: SHIGLEY Joseph, 1989, "Manual de Diseño Mecánico", Ed. McGRAW-HILL, México, pág. 249, Ec. 6-12.

²¹⁰ Referencia: TIMOSHENKO, "Resistencia de materiales", Ed. THOMSON, 5^{ta} Edición, pág. 5, Ec. 1-1.

²¹¹ Referencia: SHIGLEY Joseph, 1989, "Manual de Diseño Mecánico", Ed. McGRAW-HILL, México, pg.425

$$S = \frac{S_{sy}}{f}$$

Reemplazando:

$$\frac{F}{t * l} = \frac{S_{sy}}{f}$$

$$l = \frac{F * f}{S_{sy} * t}$$

Se considera un factor de seguridad:

$$f = 2$$

Del mismo modo que para los casos anteriores se decide trabajar con un valor de:

$$t = 0,008 \text{ m.}$$

Entonces:

$$l = \frac{17450 \text{ N} * 2}{259,65 \times 10^6 \text{ Pa} * 0,008 \text{ m}}$$

$$l = 0,026 \text{ m}$$

O bien:

$$l = 26 \text{ mm}$$

3.11. CHAVETA 3 DEL EJE RANURADO AL ENGRANE CÓNICO

Para dichas chavetas se escoge, igualmente, el acero 1035 CD.

Datos del material²¹²:

$$S_y = 450 \text{ MPa}$$

- Datos adicionales:

El valor del torque es el mismo que se transmite al eje de la rueda.

$$\tau = 122,15 \text{ Nm}$$

3.11.1. FUERZA DE CORTE

$$F = \frac{\tau}{r_{3B}} \quad \text{Ecuación 167}$$

r_{3B} : corresponde al radio de la sección menor del eje ranurado, parte B

$$F = \frac{122,15 \text{ Nm}}{0,0115 \text{ m}}$$

$$F = 10621,7 \text{ N}$$

3.11.2. ESFUERZO DE CORTE ADMISIBLE DEL MATERIAL

$$S_{sy} = 0,577 S_y \quad \text{Ecuación 168}$$

$$S_{sy} = 0,577 * 450 \text{ MPa}$$

$$S_{sy} = 259,65 \text{ MPa}$$

²¹² Referencia: Anexo A1.- Propiedades de aceros.

²¹³ Referencia: SHIGLEY Joseph, 1989, "Manual de Diseño Mecánico", Ed. McGRAW-HILL, México, pág. 249, Ec. 6-12.

3.11.3. ESFUERZO DE CORTE GENERADO POR LA CARGA

$$S = \frac{F}{A} \quad \text{Ecuación 169}$$

$$A = t * l$$

$$S = \frac{F}{t * l}$$

3.11.4. EL FACTOR DE SEGURIDAD DADO POR LA ECUACIÓN

$$f = \frac{S_{sy}}{S} \quad \text{Ecuación 170}$$

$$S = \frac{S_{sy}}{f}$$

Reemplazando:

$$\frac{F}{t * l} = \frac{S_{sy}}{f}$$

$$l = \frac{F * f}{S_{sy}}$$

Se considera un factor de seguridad:

$$f = 2$$

El valor recomendado para la altura de esta chaveta, t , es $t = 0,008 \text{ m}$, por las razones ya mencionadas.

$$l = \frac{10621,7 \text{ N} * 2}{259,65 \times 10^6 \text{ Pa} * 0,005 \text{ m}}$$

$$l_{min} = 0,010 \text{ m}$$

²¹⁴ Referencia: TIMOSHENKO, "Resistencia de materiales", Ed. THOMSON, 5^{ta} Edición, pág. 5, Ec. 1-1.

²¹⁵ Referencia: SHIGLEY Joseph, 1989, "Manual de Diseño Mecánico", Ed. McGRAW-HILL, México, pg.425

$$l_{elegida} = 0,016 \text{ m}$$

O bien:

$$l_{elegida} = 16 \text{ mm}$$

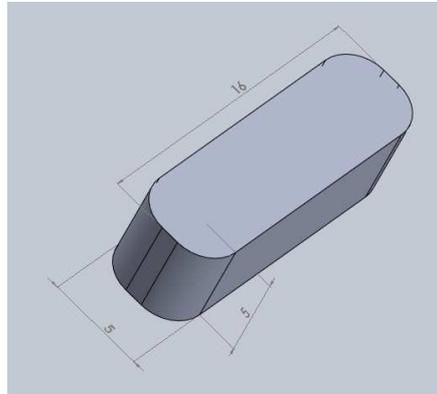


Figura 3 - 14.- Dimensiones: Chaveta 3

3.12. DISEÑO DEL EJE DE LA RUEDA

La distancia que debe sobresalir este eje del marco de los telescopios, depende de los radios de paso de los engranes *ii* y *iii*, del tren de engranes, ya que la suma de estos 2 radios indica la posición del centro del eje ranurado. Además se debe considerar el par de engranes cónicos, ya que el radio de paso del engrane motriz debe restarse de la suma de los radios antes mencionados.

Así pues, la distancia que sobresale este eje de los telescopios es:

$$d = r_{iii} + r_{ii} - x_4$$

$$d = 25 + 80,5 - 38$$

$$d = 67,5 \text{ mm}$$

$$d = 0,0675 \text{ m}$$

Esta longitud debe sumarse a la distancia entre los telescopios (264mm) en su parte externa, y de esta manera se halla la longitud total de este eje.

$$L_4 = 0,0675 + 0,264 \text{ m}$$

$$L_4 = 0,3315 \text{ m}$$

O bien:

$$L_4 = 331,5 \text{ mm}$$

El peso de la motocicleta y del usuario, es también un factor que influye en el diseño de este eje, ya que, el peso está distribuido entre los apoyos de la rueda trasera y los de la delantera.

Para el caso de la rueda delantera, el peso se transmite a través de los telescópicos al eje y de éste a la rueda. De esta manera, este eje tiene su único apoyo en la rueda.

La distribución del peso se considera igual para cada rueda, es decir, la mitad es soportada por la rueda trasera y la otra mitad por la rueda delantera.

A su vez, en la rueda delantera, el peso se distribuye igualmente, una parte a cada telescópico.

De modo que, si se considera el peso total de la motocicleta, 100Kg^{216} , y se asume un peso aproximado de un usuario de 60 Kg , se tiene un peso total de 160 Kg , repartidos como 80 kg a cada rueda. De esta manera cada telescópico transmite un peso de 40 Kg al eje. La línea de acción de estos pesos es la misma que la de los telescópicos.

Estos pesos se ubican en los puntos 3 y 5 del diagrama y se descomponen en los ejes y y z :

$$M_U = M_W = 40 * 9,8$$

$$M_U = M_W = 392 \text{ N}$$

²¹⁶ Fuente: Especificaciones de la motocicleta

Donde:

M_U , M_W : Peso de la motocicleta y el usuario, distribuidos en ambos telescopicos, y, ubicados en los apoyos U y W , respectivamente.

Sus componentes son:

En y :

$$M_{U_y} = M_{W_y} = M_U \cos \alpha$$

Donde:

α : Ángulo que forman los telescopicos con la vertical

$$M_{U_y} = M_{W_y} = 392 * \cos 10^\circ$$

$$M_{U_y} = M_{W_y} = 386 \text{ N}$$

$$M_{U_y} = M_{W_y} = -386 \mathbf{j} \text{ N}$$

En z :

$$M_{U_z} = M_{W_z} = M_U \sin \alpha$$

$$M_{U_z} = M_{W_z} = 392 * \sin 10^\circ$$

$$M_{U_z} = M_{W_z} = 68,1 \text{ N}$$

$$M_{U_z} = M_{W_z} = 68,1 \mathbf{k} \text{ N}$$

El material usado para el diseño del eje es, igualmente, el acero 1045 CD.

Datos del material:²¹⁷

Sy 77 kpsi / 530 MPa

Sut 91 kpsi 630MPa

$\delta = 7870 \text{ kg/m}^3$

²¹⁷ Referencia: Anexo A1.- Propiedades de aceros

Datos adicionales:

$$L_4 = 0,3315 \text{ m}^{218}$$

$$L'_4 = 0,0665 \text{ m}$$

$$L''_4 = 0,132 \text{ m}$$

$$L'''_4 = 0,03 \text{ m}$$

$$P = 22,5 \text{ kW}^{219}$$

$$\omega = 1759 \text{ r.p.m.}^{220}$$

$$W_{t_4} = 3214,5 \text{ k N}$$

$$W_{r_4} = -1130,9 \text{ j N}$$

$$W_{x_4} = 299,8 \text{ i N}$$

$$x_4 = 0,038 \text{ m}$$

$$f = 1,5$$

Donde:

L_4 : Longitud del eje 4 (eje de la rueda)

L'_4 : Distancia desde el apoyo en el telescopico, hasta el extremo inicial del eje

L''_4 : Distancia desde el apoyo en el telescopico hasta el punto medio del eje, situado en la mitad de la distancia entre los telescopicos

L'''_4 : Distancia desde el apoyo en el otro telescopico hasta el extremo final del eje

P : Potencia entregada por el motor

ω : Número de Revoluciones por Minuto que se transmiten al eje

²¹⁸ Fuente: Propia. Prototipo a escala.

²¹⁹ Fuente: Tabla 3.1 Características mecánicas de motocicleta YAMAHA YZ450F

²²⁰ Referencia: Caítulo II, Pág. 43 - Ec.2.

W_t, W_r, W_x : Componentes de la fuerza W , ejercida por el engrane cónico sobre el eje 4.

x_4 : Radio de paso del engrane cónico conducido

f : factor de seguridad

3.12.1. MOMENTO TORSOR:

$$\tau = 122,15 \text{ Nm}$$

O bien:

$$\tau = 490,5 \text{ lb in.}$$

3.12.2. CÁLCULO DEL MOMENTO FLECTOR

Gráfico 3 - 11.- Diagrama de Cuerpo Libre EJE de la RUEDA, x - z

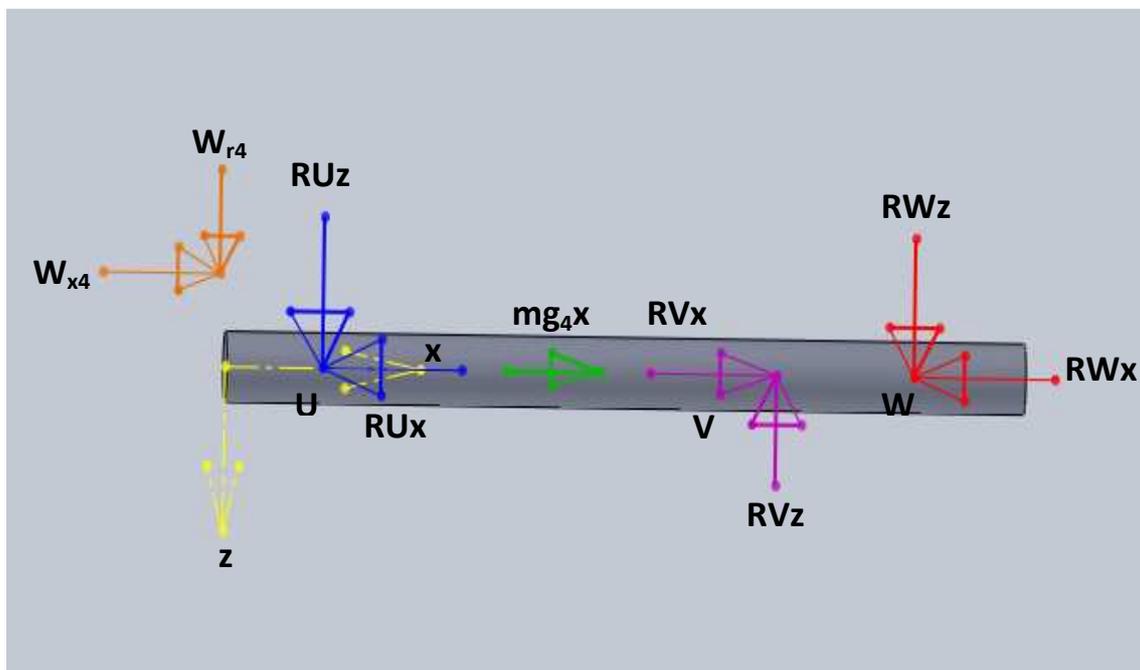
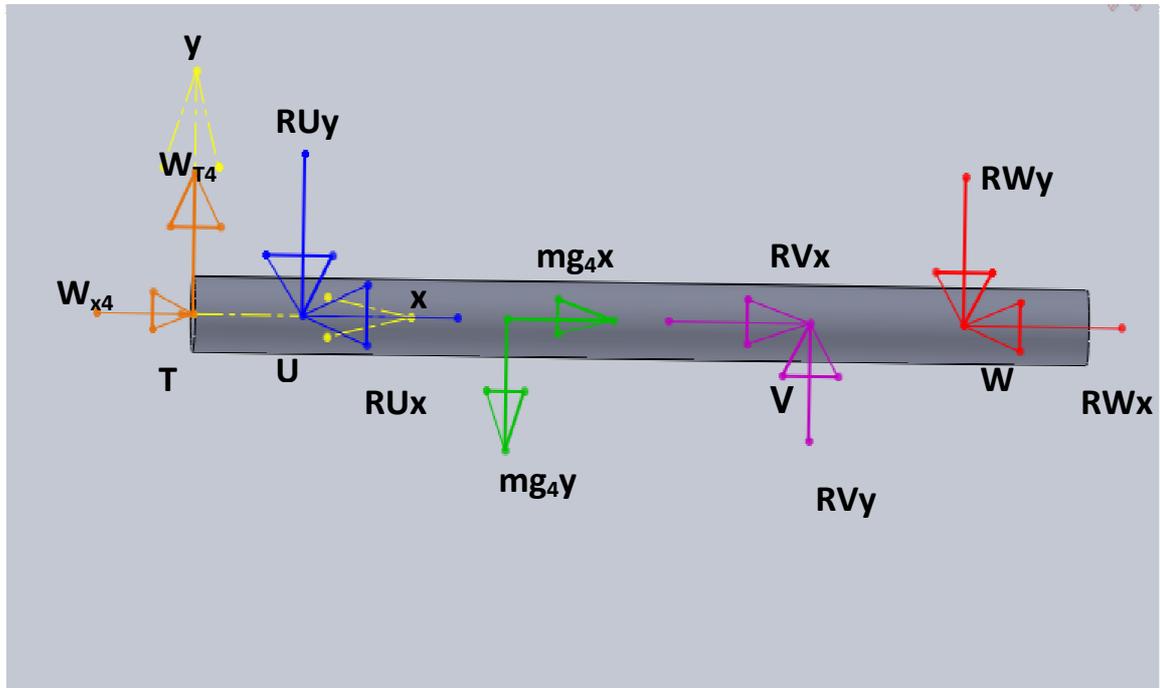


Gráfico 3 - 12.- Diagrama de Cuerpo Libre EJE de la RUEDA, x - y



Ecuación 171

Continuando:

Ecuación 172

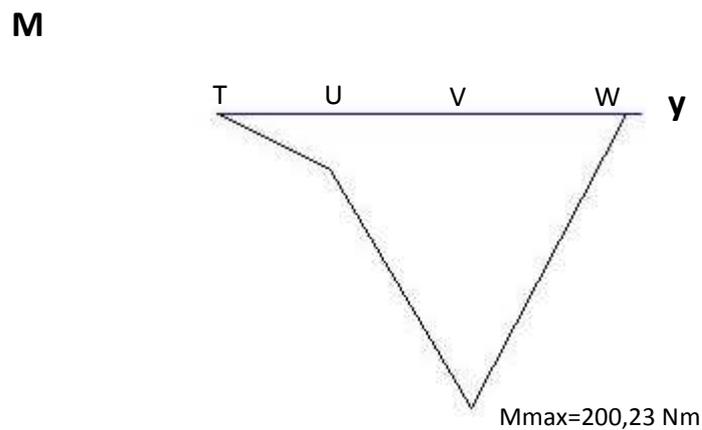
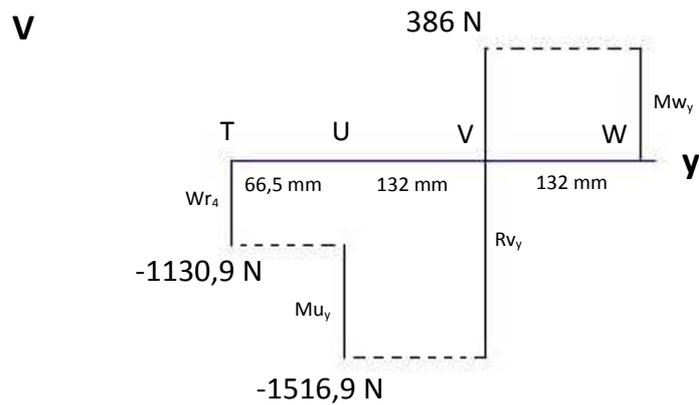
Continuando:

Ecuación 173

$$3214,5 + 68,1 + R_{Vz} + 68,1 = 0$$

$$R_{Vz} = -3350,7 \text{ N}$$

Gráfico 3 - 13.- Diagrama de Corte y Momento EJE de la RUEDA, y²²¹



$$M_z = 433,3 \text{ Nm}$$

$$M_{max} = \sqrt{M_y^2 + M_z^2}$$

$$M_{max} = \sqrt{200,23^2 + 433,3^2}$$

$$M_{max} = 477,32 \text{ Nm}$$

²²¹ Fuente: Propia. Modelación Autocad

3.12.3. CÁLCULO DE RESISTENCIA A LA FATIGA

- Factor de superficie²²²

Con $S_{ut} = 91$ kpsi en la curva de maquinado en frío²²³ se obtiene un factor de 0,75.

$$k_a = 0,75$$

- Factor de tamaño²²⁴

Se asumirá inicialmente, un diámetro de 38 mm

$$k_b = 1,189d^{-0,097} \quad 8\text{mm} < d \leq 250\text{mm} \quad \text{Ecuación 174}$$

$$k_b = 1,189(38)^{-0,097}$$

$$k_b = 0,84$$

- Factor de confiabilidad²²⁵

Se trabaja con una confiabilidad del 50 % entonces $k_c = 1$ ²²⁶

$$k_c = 1$$

- Factor de temperatura²²⁷

$$k_d = 1 \quad T \leq 450^\circ\text{C} (840^\circ\text{F})$$

²²² Referencia: SHIGLEY Joseph, 1989, "Manual de Diseño Mecánico", Ed. McGRAW-HILL, México, pg.307

²²³ Referencia: Anexo A2.- Factores que modifican el acabado superficial para el acero.

²²⁴ Referencia: SHIGLEY Joseph, 1989, "Manual de Diseño Mecánico", Ed. McGRAW-HILL, México, pg.313

²²⁵ Referencia: SHIGLEY Joseph, 1989, "Manual de Diseño Mecánico", Ed. McGRAW-HILL, México, pg.319

²²⁶ Referencia: Anexo A3.- Factores de confiabilidad k_c , correspondientes a una desviación estándar de 8% del límite de fatiga

²²⁷ Referencia: SHIGLEY Joseph, 1989, "Manual de Diseño Mecánico", Ed. McGRAW-HILL, México, pg.321

- Factor de modificación por concentración de esfuerzo

Igualmente se usan chumaceras para la sujeción del eje, las cuales que serán los apoyos del mismo.

Para acoplar las chumaceras al eje, es necesario realizar cambios de sección, en los cuales se presentan concentradores de esfuerzos.

$$ke = \frac{1}{K_f}$$

Ecuación 175

Donde:

$$K_f = 1 + q(K_t - 1)$$

q , es la sensibilidad a las ranuras

Los valores de q y K_t , se encuentran tabulados²²⁸ en función del radio de acuerdo de la ranura, r .

Para el presente estudio, se toma:

$$r = 0,0015 \text{ m}$$

O bien:

$$r = 1,5 \text{ mm}$$

La relación entre los diámetros mayor y menor del eje, se establece en:

$$\frac{D}{d} = 1,5$$

Y la relación entre el radio de acuerdo, r , y el diámetro de la parte maciza, d :

$$\frac{r}{d} = 0,1$$

Con estas relaciones y la ayuda de la tabla de barra circular en flexión con estrechamiento y entalle²²⁹ Con estas relaciones y la ayuda de la tabla (a-26, pag 886, shigley), se determina el factor K_f :

²²⁸ **Referencia:** Anexo A4.- Factores q y K_t , de sensibilidad a concentración de esfuerzos por cambios de sección en función del radio de acuerdo.

$$K_t = 1,65$$

Con este factor y su relación tabulada²³⁰ con el radio de acuerdo, se determina q :

$$q = 0,78$$

Entonces:

$$K_f = 1 + q(K_t - 1)$$

$$K_f = 1 + 0,78(1,65 - 1)$$

$$K_f = 1,507$$

Por lo tanto:

$$ke = \frac{1}{K_f}$$

Ecuación 176

$$ke = \frac{1}{1,507}$$

$$ke = 0,66$$

- Factor de efectos diversos²³¹

$$kf = 1$$

- Límite de resistencia a la fatiga de la muestra de viga rotatoria²³²

$$Se' = 0,5 (Sut)$$

Ecuación 177

$$Se' = 0,5 (630)$$

$$Se' = 315 \text{ MPa}$$

²²⁹ Referencia: SHIGLEY Joseph, 1989, "Manual de Diseño Mecánico", Ed. McGRAW-HILL, México, Anexo A-26-9, pág. 886

²³⁰ Referencia: Anexo A4.- Factores q y K_t , de sensibilidad a concentración de esfuerzos por cambios de sección en función del radio de acuerdo.

²³¹ Referencia: SHIGLEY Joseph, 1989, "Manual de Diseño Mecánico", Ed. McGRAW-HILL, México, pg.325

²³² Referencia: SHIGLEY Joseph, 1989, "Manual de Diseño Mecánico", Ed. McGRAW-HILL, México, pág. 294, Ec. 7-1

- Límite de resistencia a la fatiga del elemento mecánico:

$$S_e = k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * \dots * S_e' \quad \text{Ecuación 178}$$

$$S_e = 130,98 \text{ MPa}$$

$$S_e = 130980000 \text{ Pa}$$

Cálculo de diámetro utilizando la teoría del esfuerzo cortante máximo²³³

$$d = \left\{ \frac{32f}{\pi} \left[\left(\frac{T}{S_y} \right)^2 + \left(\frac{M}{S_e} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3} \quad \text{Ecuación 179}$$

$$d = \left\{ \frac{32(1,5)}{\pi} \left[\left(\frac{122,15}{530000000} \right)^2 + \left(\frac{477,33}{130980000} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

$$d = \left\{ 15,27[(5,31e - 14) + (1,32e - 11)]^{1/2} \right\}^{1/3}$$

$$d = \{5,58e - 5\}^{1/3}$$

$$d_{3A} = 0,0382 \text{ m}$$

El diámetro final encontrado guarda una diferencia pequeña con el considerado inicialmente, de modo que, es el definitivo.

Entonces, el diámetro menor del eje de la rueda, d_4 , es:

$$d_4 = 0,038 \text{ m}$$

O bien:

$$d_4 = 38 \text{ mm}$$

Y el diámetro mayor del eje de la rueda, D_4 , es:

$$D_4 = d_4 * 1,5$$

$$D_4 = 0,038 * 1,5 \text{ m}$$

$$D_4 = 0,057 \text{ m}$$

²³³ Referencia: SHIGLEY Joseph, 1989, "Manual de Diseño Mecánico", Ed. McGRAW-HILL, México, pg.736

O bien:

$$D_4 = 57 \text{ mm}$$

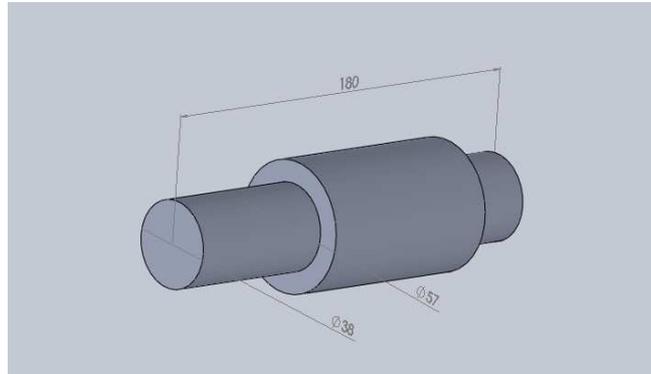


Figura 3 - 15.- Dimensiones: Eje de la Rueda

3.13. CHAVETA 4 EJE DE LA RUEDA-ENGRANE CÓNICO 90°

Para dichas chavetas se escoge, igualmente, el acero 1035 CD.

Datos del material²³⁴:

$$S_y = 450 \text{ MPa}$$

- Datos adicionales:

El valor del torque es el mismo que se transmite al eje de la rueda.

$$\tau = 122,15 \text{ Nm}$$

3.13.1. FUERZA DE CORTE

Se considera falla por cortante.

$$F = \frac{\tau}{r_4}$$

Ecuación 180

²³⁴ Referencia: Anexo A1.- Propiedades de aceros.

r_4 : corresponde al radio del eje de la rueda

$$F = \frac{122,15}{0,0185} Nm$$

$$F = 6602,7 N$$

3.13.2. ESFUERZO DE CORTE ADMISIBLE DEL MATERIAL

$$S_{sy} = 0,577 S_y \quad \text{Ecuación 181} \quad \text{235}$$

$$S_{sy} = 0,577 * 450 MPa$$

$$S_{sy} = 259,65 MPa$$

3.13.3. ESFUERZO DE CORTE GENERADO POR LA CARGA

$$S = \frac{F}{A} \quad \text{Ecuación 182} \quad \text{236}$$

$$A = t * l$$

$$S = \frac{F}{t * l}$$

3.13.4. EL FACTOR DE SEGURIDAD DADO POR LA ECUACIÓN

$$f = \frac{S_{sy}}{S} \quad \text{Ecuación 183} \quad \text{237}$$

$$S = \frac{S_{sy}}{f}$$

²³⁵ Referencia: SHIGLEY Joseph, 1989, "Manual de Diseño Mecánico", Ed. McGRAW-HILL, México, pág. 249, Ec. 6-12.

²³⁶ Referencia: TIMOSHENKO, "Resistencia de materiales", Ed. THOMSON, 5^{ta} Edición, pág. 5, Ec. 1-1.

²³⁷ Referencia: SHIGLEY Joseph, 1989, "Manual de Diseño Mecánico", Ed. McGRAW-HILL, México, pg.425

Reemplazando:

$$\frac{F}{t * l} = \frac{S_{sy}}{f}$$

$$l = \frac{F * f}{S_{sy} * t}$$

Se considera un factor de seguridad:

$$f = 2$$

El valor recomendado para la altura de esta chaveta, t , es $t = 0,01 \text{ m}$

$$l = \frac{6602,7 \text{ N} * 2}{259,65 \times 10^6 \text{ Pa} * 0,01 \text{ m}}$$

$$l_{min} = 0,0051 \text{ m}$$

$$l_{final} = 0,016 \text{ m}$$

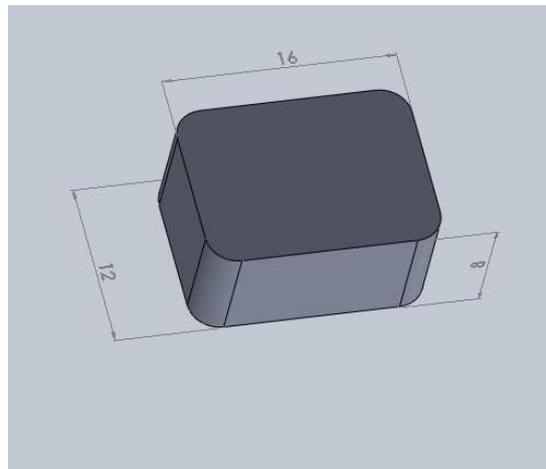


Figura 3 - 16.- Dimensiones: Chaveta

CAPÍTULO IV

4. ELABORACIÓN DE LA SIMULACIÓN DEL DISEÑO

Antes de presentar los diferentes elementos en su forma tridimensional definitiva, es necesario considerar la función ideal que presentaría el sistema.

A continuación se detalla el funcionamiento definitivo considerado para el diseño del sistema, sin entrar en detalles técnicos.

4.1. FUNCIONAMIENTO

Antes de presentar los diferentes elementos en su forma tridimensional definitiva, es necesario considerar la función ideal que presentaría el sistema.

A continuación se detalla el funcionamiento definitivo considerado para el diseño del sistema, sin entrar en detalles técnicos.

Como se estableció en el capítulo III, el diseño empieza con la salida de la fuente de potencia que se conjuga con el primer elemento que es el EJE 1. Esta “salida” ha sido considerada como un engrane cónico ubicado sobre el EJE 1, que gracias a la acción de una chaveta, le transmite el torque proveniente de la fuente de potencia (que a su vez viene indirectamente desde el motor).

El EJE 1, en cuyo extremo final se encuentra también un engrane cónico, transmite el torque a éste último. Básicamente, este eje está sujeto al chasis de la motocicleta.

El eje de este último engrane cónico forma 60° con el eje del engrane cónico con el que se conjuga, que también es paralelo al de los telescópicos.

Este segundo engrane cónico está montado sobre el EJE 2, que a su vez está sujeto a los telescópicos de la motocicleta y está alineado con éstos.

El torque se transmite de un engrane cónico al otro y de éste último al EJE 2.

En el otro extremo del EJE 2, se encuentra un engrane cilíndrico de dientes rectos que forma parte del tren de engranes.

El tren de engranes, consta de tres engranes cilíndricos de dientes rectos: “engrane i”, “engrane ii” y “engrane iii”, que se encuentran en tres ejes paralelos entre sí y a los telescópicos, respectivamente y uno tras otro.

El “engrane i” recibe el torque del EJE 2, gracias a la acción de una chaveta y lo transmite al “engrane ii”, al cual está conjugado.

El “engrane ii” está montado sobre el rodamiento que a su vez va montado sobre el telescópico correspondiente. Este conjunto (telescópico – rodamiento – engrane ii) conjugado al “engrane i” es la clave para que el giro del manubrio de la motocicleta no se vea afectado por la transmisión de torque. El “engrane i” transmite el torque al “engrane ii”, que a su vez, está girando “loco” sobre el telescópico, gracias a la acción del rodamiento, y transmite el torque al “engrane iii”.

Gracias a que el “engrane ii” está girando “loco” sobre el telescópico, el giro del manubrio no afecta ni se ve afectado por la transmisión de torque entre el “engrane i” y el “engrane ii”, puesto que, el telescópico, en un giro del manubrio, describe una trayectoria circular cuyo centro es el EJE 2, y, si el “engrane ii” gira “loco” sobre el telescópico se produce una relación única de transmisión de torque, sin influencia de la relación de posición de los elementos. De este modo el torque se ha transmitido al “engrane iii”.

El “engrane iii” tiene las mismas dimensiones que el “engrane i” y se encuentra ubicado al otro lado del telescópico, de este modo, se ha mantenido la relación de transmisión.

El siguiente elemento, al cual se conecta el “engrane iii” es el EJE RANURADO. Éste tiene la característica de ser capaz de transmitir torque por movimiento rotacional, mientras soporta la compresión que le transmite la suspensión propia de los telescópicos, gracias al movimiento relativo lineal que posee entre sus dos partes: la parte A dentro de la parte B. La primera parte

está sujeta a la parte superior del telescópico y la segunda a la inferior. En caso de existir compresión en los telescópicos también habrá deslizamiento de la parte A dentro de la parte B, en el EJE RANURADO.

Esto garantiza que el torque se transmita a pesar de existir terreno en mal estado y la suspensión en los telescópicos entre en acción.

En el extremo de su parte B, el EJE RANURADO se conecta a un conjunto de dos engranes cónicos, cuyos ejes forman 90 grados entre sí y su relación de transmisión es 49:13; con esta relación se mantiene igual la desmultiplicación de torque que llega a la rueda trasera tanto como a la delantera.

El segundo engrane cónico de este último conjunto se conecta al EJE de la RUEDA, que forma 90° con el EJE RANURADO y se conecta a éste gracias a los engranes cónicos.

Una vez que el torque se encuentra en el eje de la rueda, la rueda posee tracción.

4.2. ELEMENTOS DEL SISTEMA

Figura 4 - 1.- EJE 1

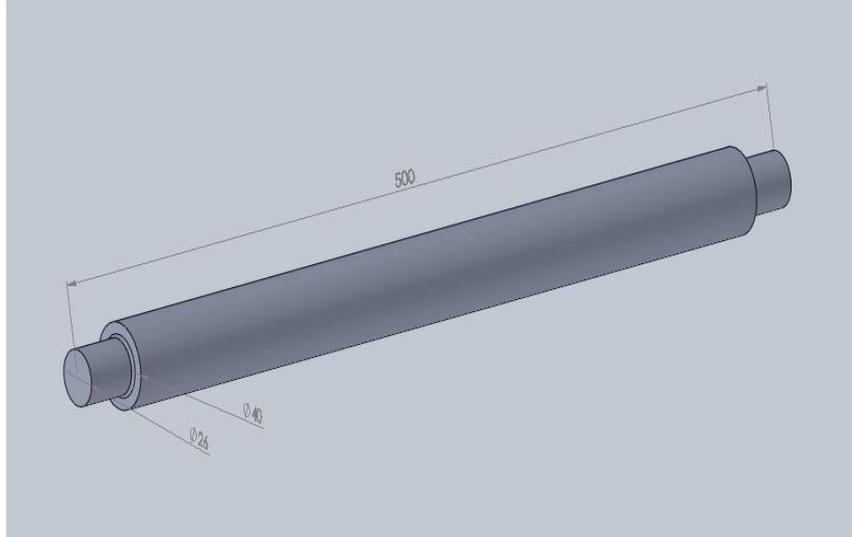


Gráfico 4 - 1.- Propiedades EJE 1

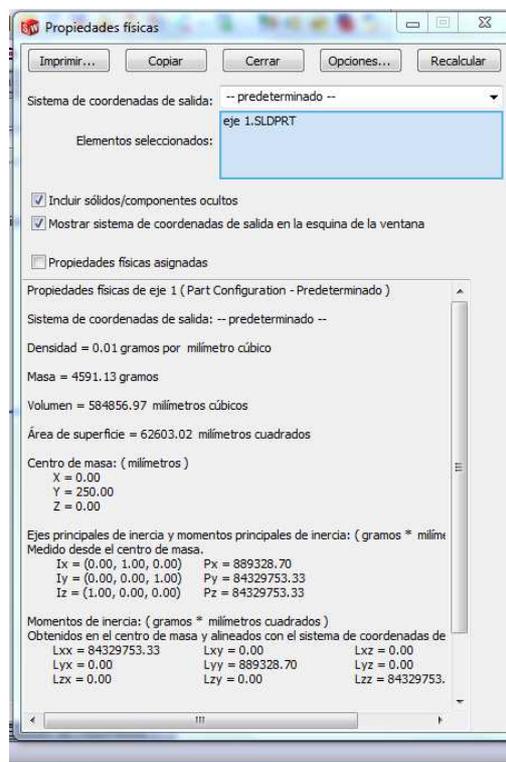


Figura 4 - 2.- ENGRANE A 60° - EJE 1

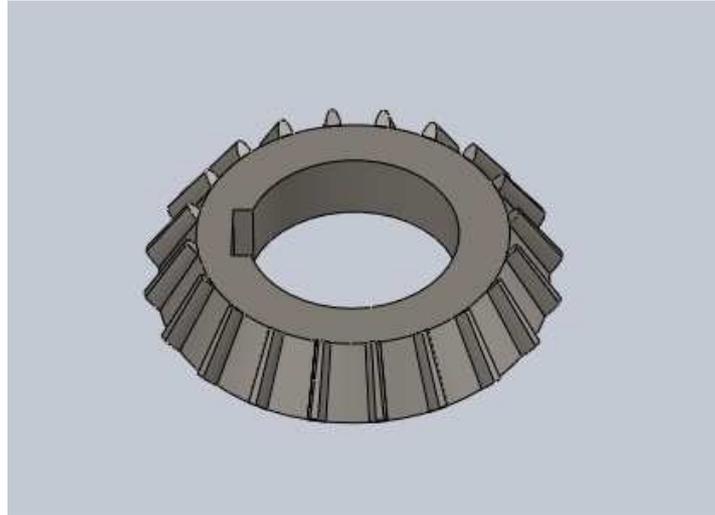


Gráfico 4 - 2.- Propiedades ENGRANE A 60° - EJE 1

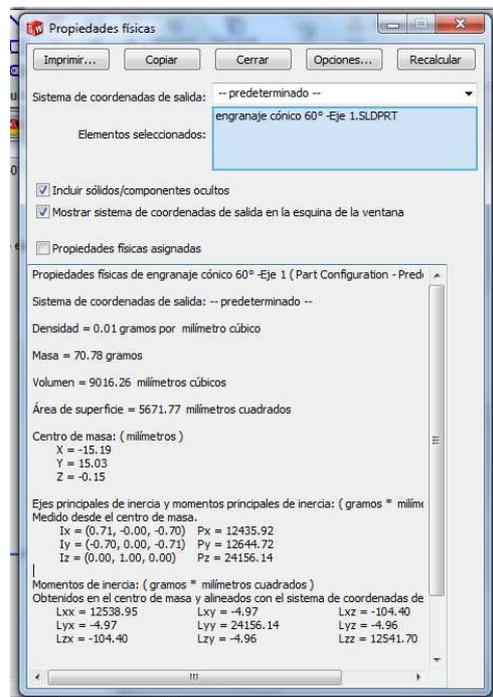


Figura 4 - 3.- ENGRANE A 60° - EJE 2

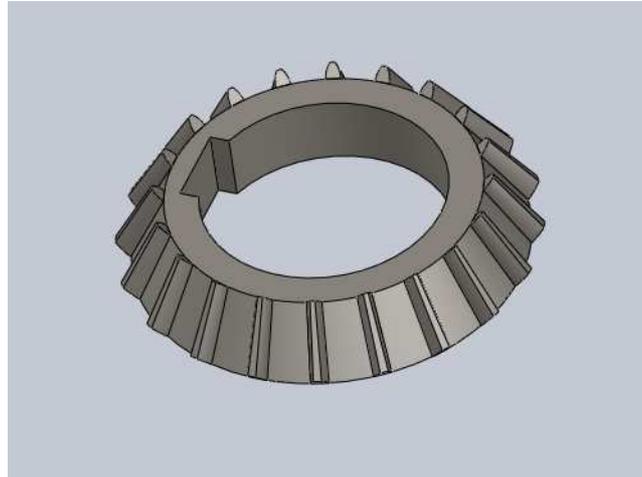


Gráfico 4 - 3.- Propiedades ENGRANE A 60° - EJE 2

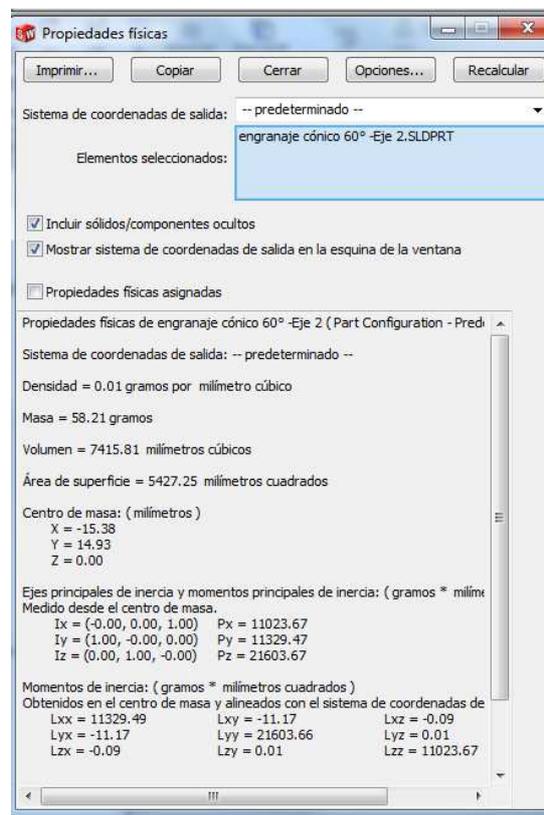


Figura 4 - 4.- EJE 2

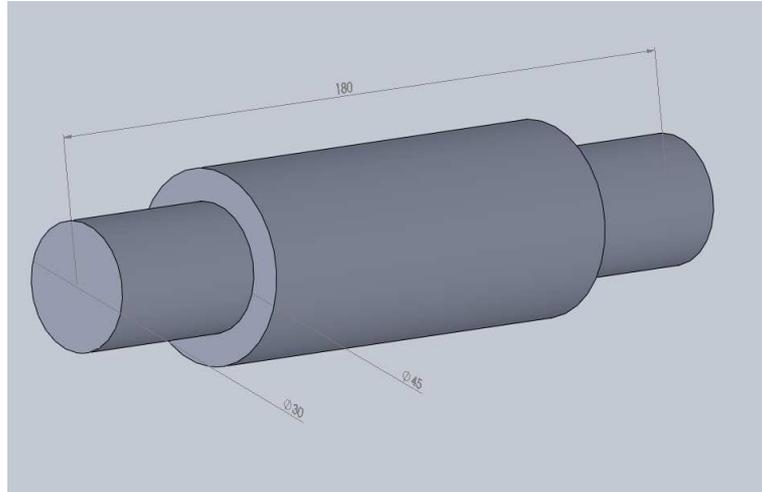


Gráfico 4 - 4.- Propiedades EJE 2.

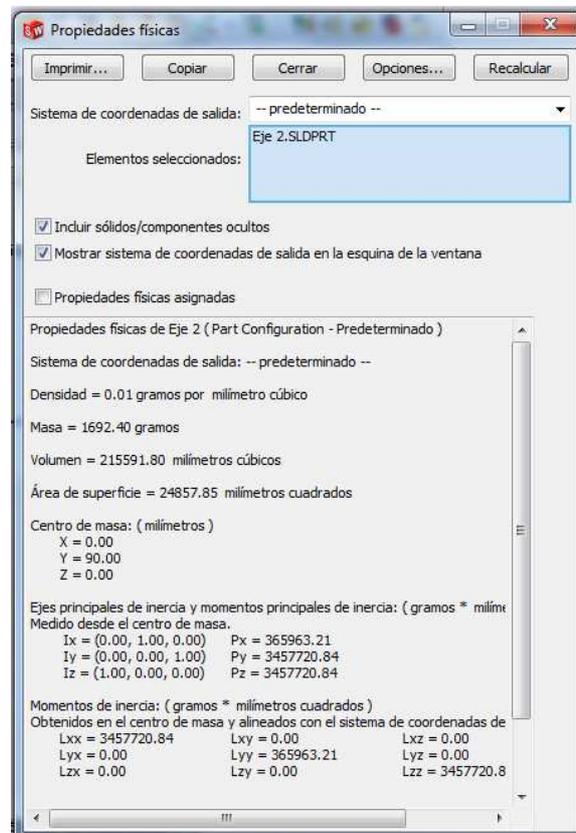


Figura 4 - 5.- ENGRANE i - EJE 2

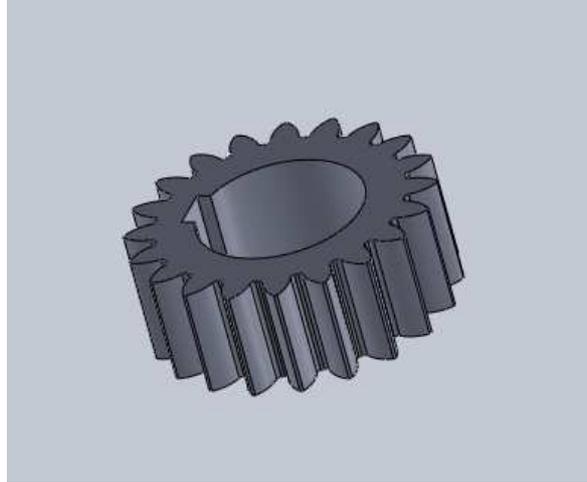


Gráfico 4 - 5.- Propiedades ENGRANE i - EJE 2

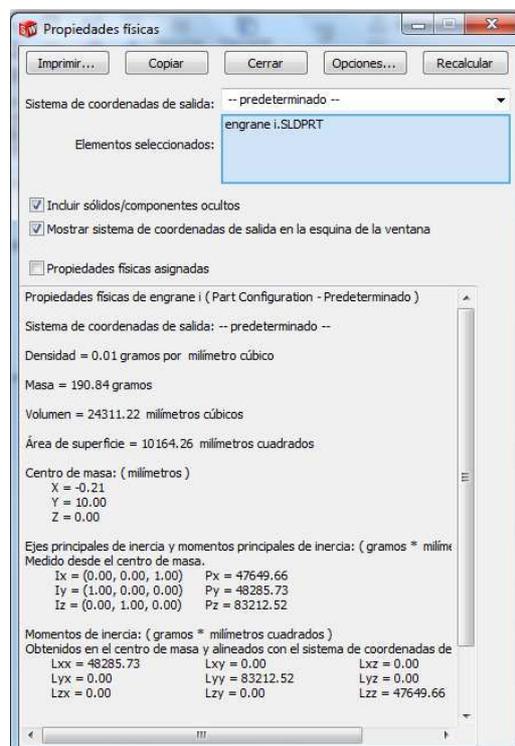


Figura 4 - 6.- ENGRANE ii - TELESCÓPICO

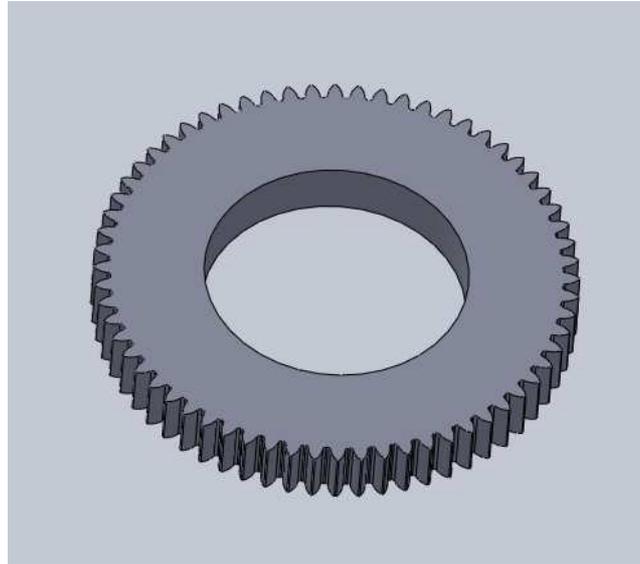


Gráfico 4 - 6.- Propiedades ENGRANE ii – TELESCÓPICO

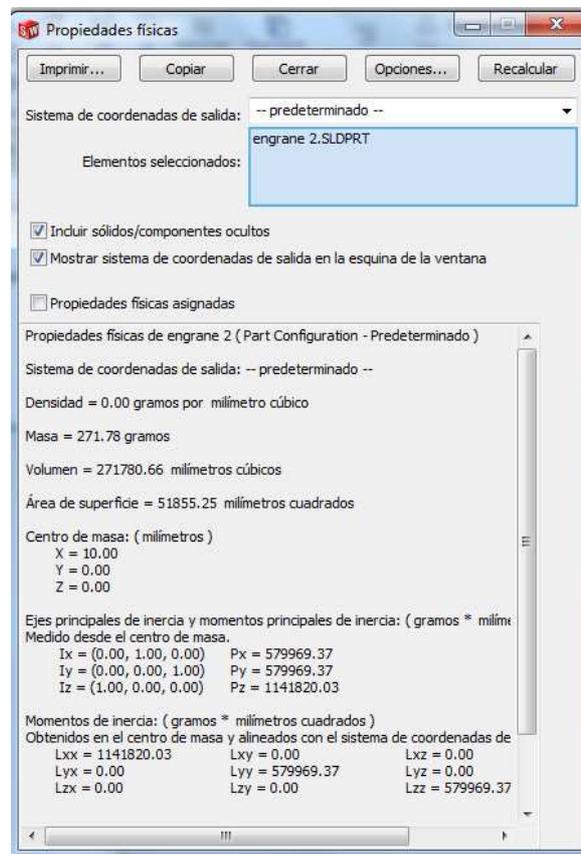


Figura 4 - 7.- ENGRANE iii - EJE RANURADO PARTE A

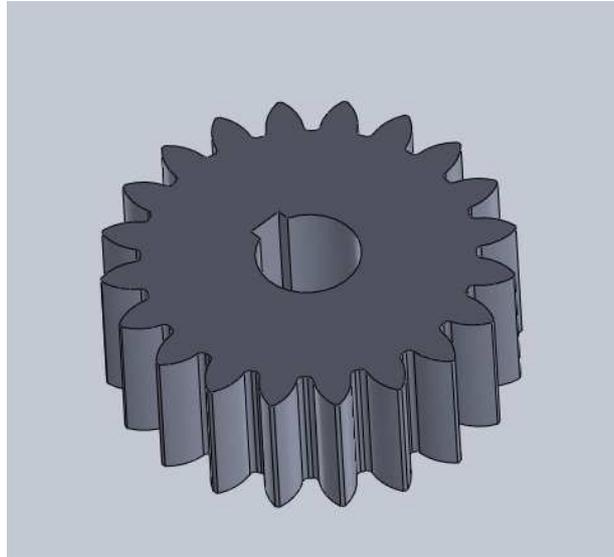


Gráfico 4 - 7.-Propiedades ENGRANE iii - EJE RANURADO PARTE A

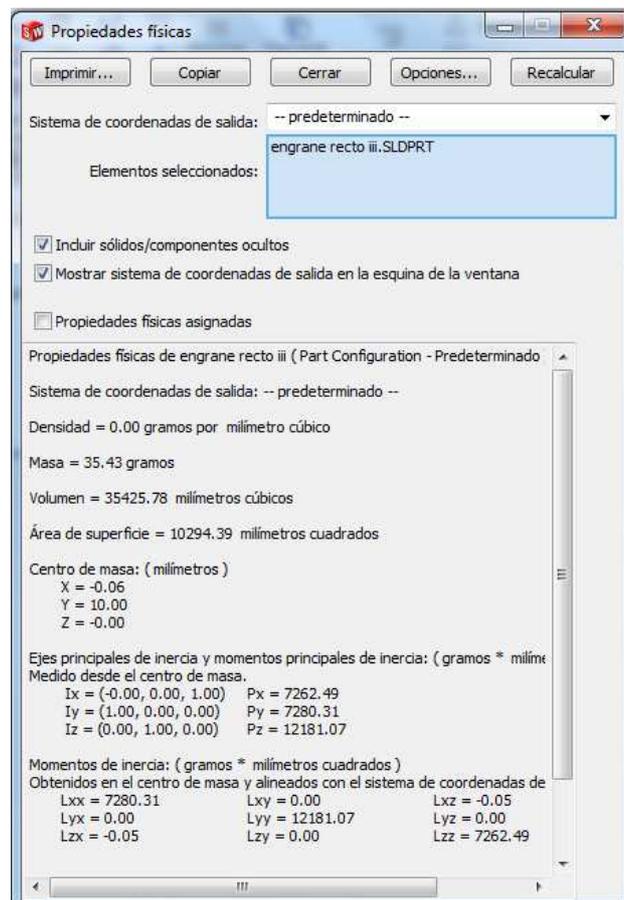


Figura 4 - 8.- EJE RANURADO PARTE A

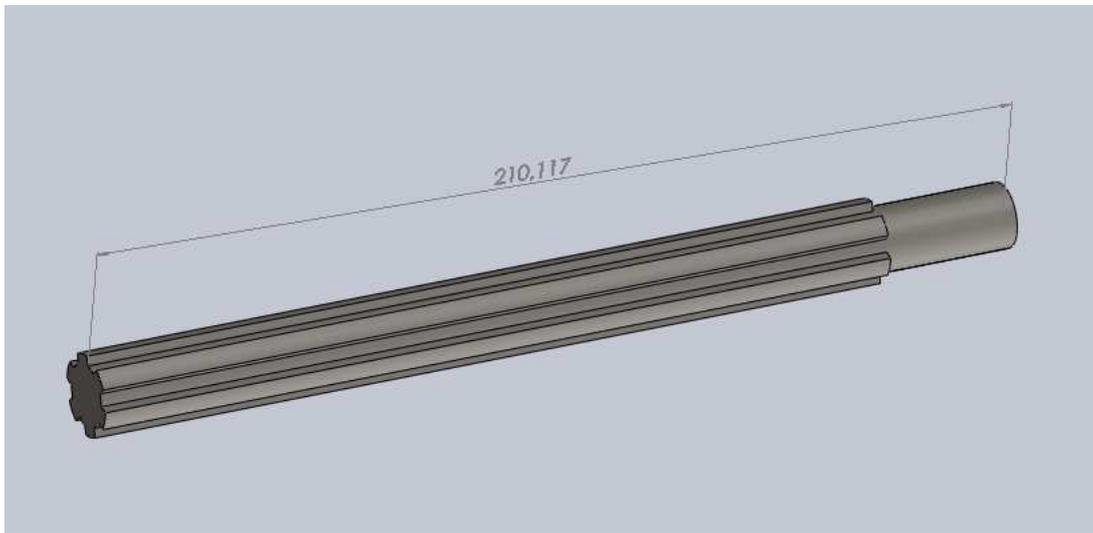


Gráfico 4 - 8.- Propiedades EJE RANURADO Parte A

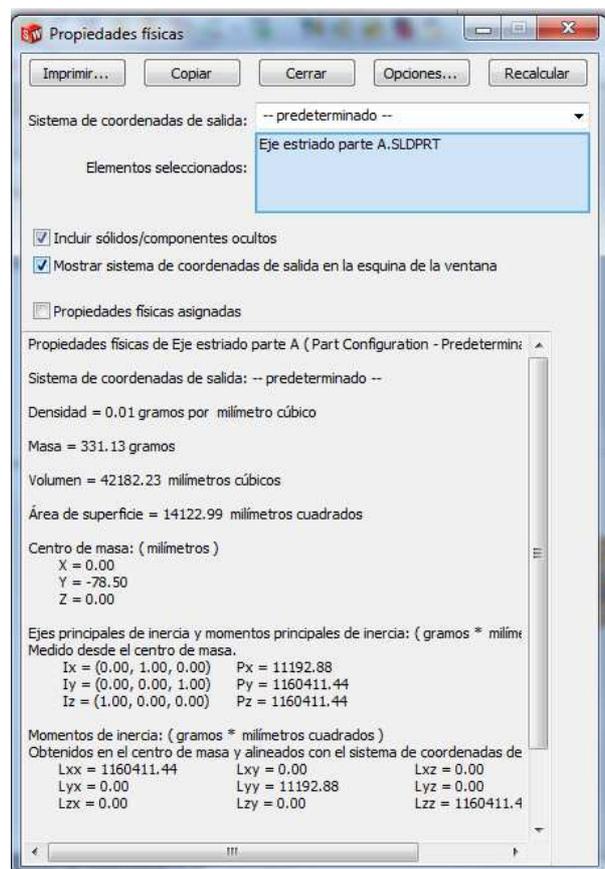


Figura 4 - 9.- EJE RANURADO PARTE B

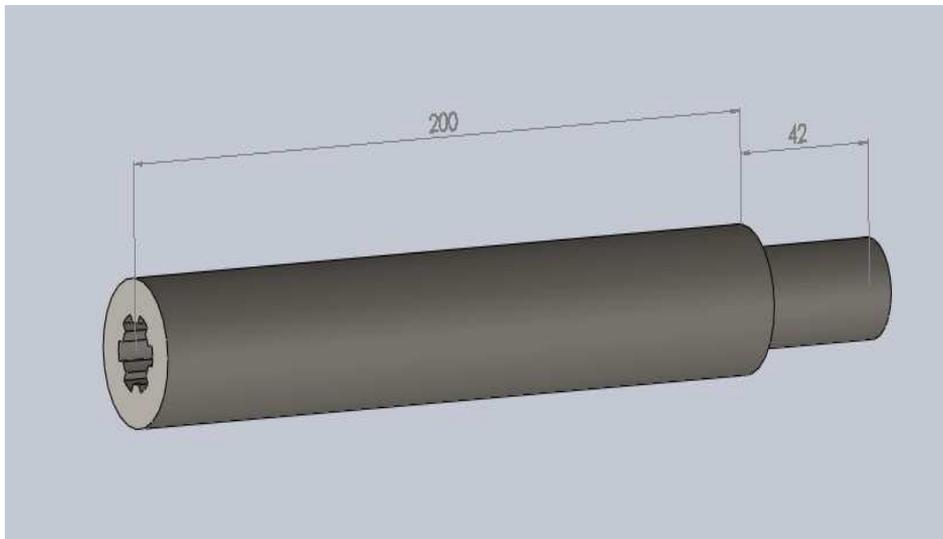


Gráfico 4 - 9.- Propiedades del EJE RANURADO Parte B

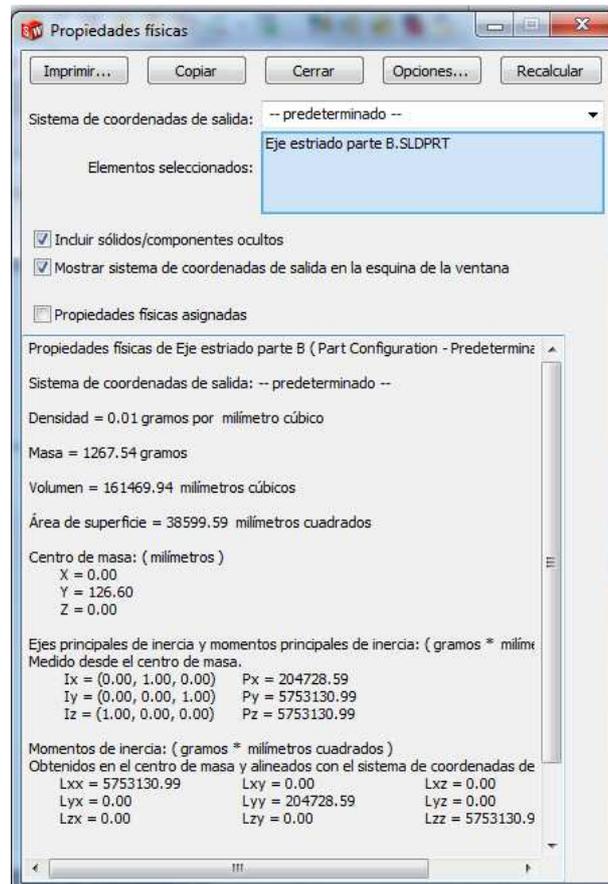


Figura 4 - 10.- EJE DE LA RUEDA

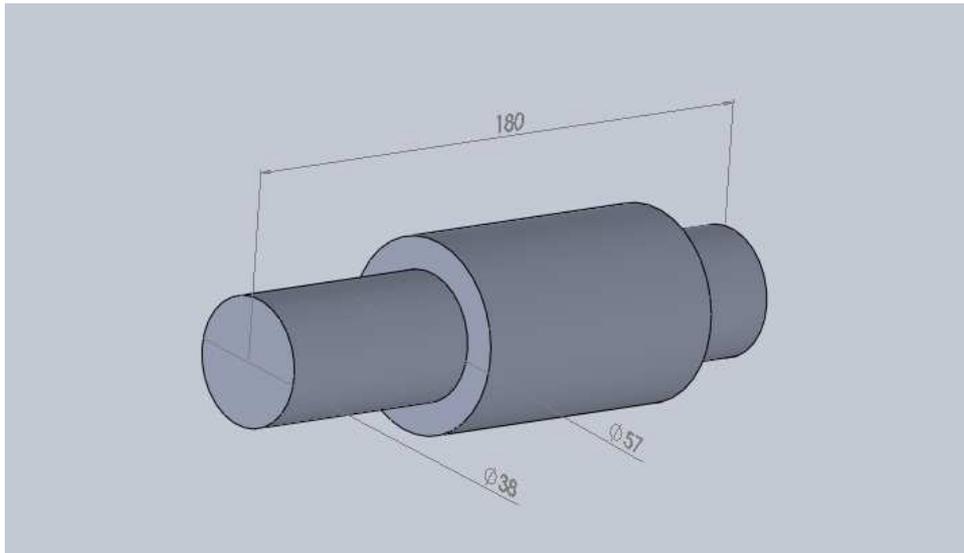


Gráfico 4 - 10.- Propiedades del EJE de la RUEDA.

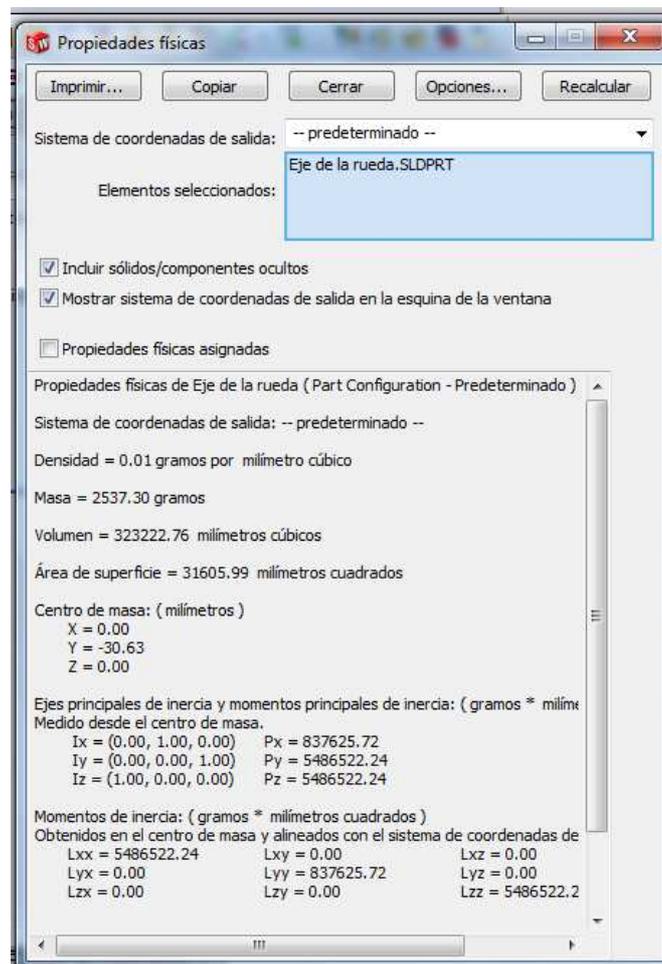


Figura 4 - 11.- ENGRANE CÓNICO 90°

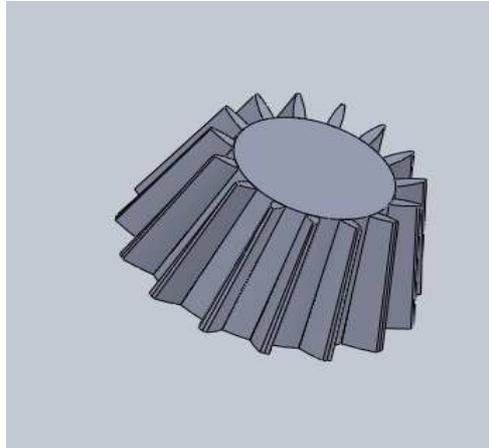


Gráfico 4 - 11.- Propiedades ENGRANE CÓNICO 90°

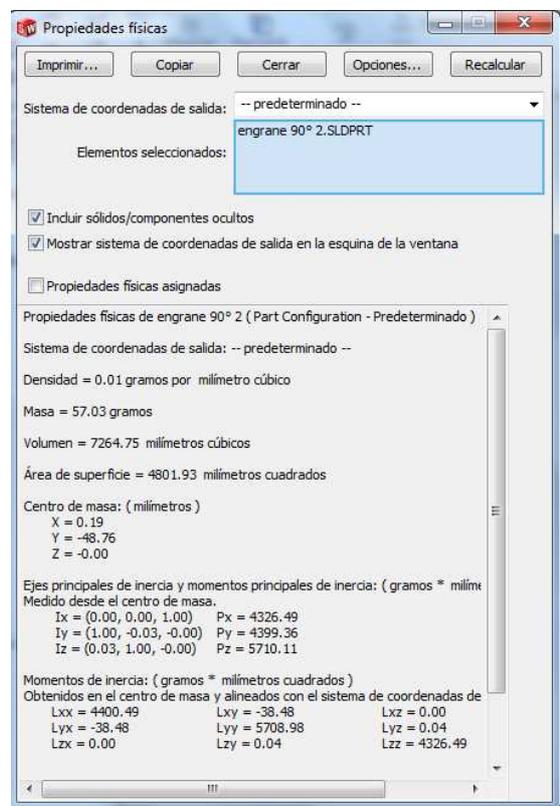


Figura 4 - 12.- ENGRANE CÓNICO 90°

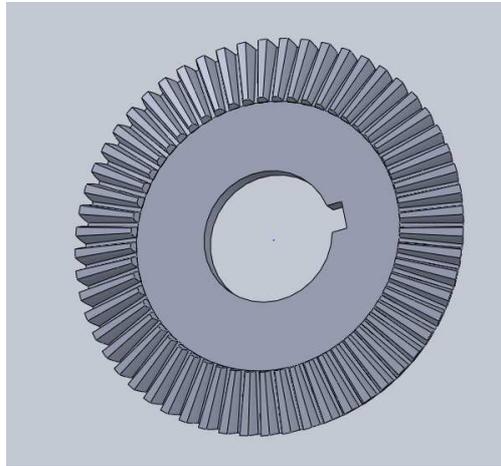
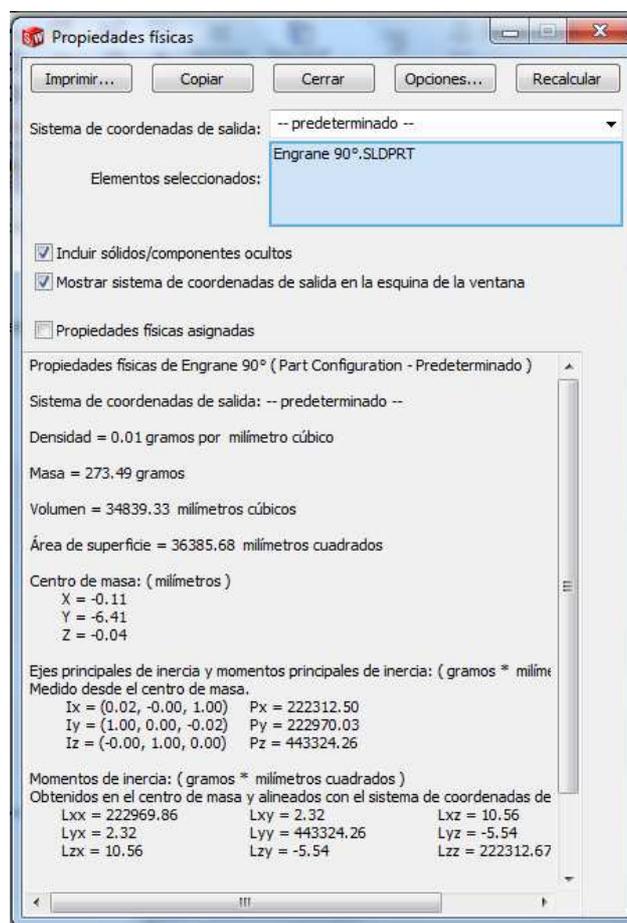


Gráfico 4 - 12.- Propiedades ENGRANE CÓNICO 90°



4.3. COMPROBACIÓN DEL FUNCIONAMIENTO DEL SISTEMA.

Figura 4 - 13.- ESQUEMA DEFINITIVO DEL SISTEMA



CAPÍTULO V

5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1. CONCLUSIONES

- El presente estudio se ha desarrollado considerando variables y parámetros que influirían directamente en el desempeño del sistema en cuestión. En base a todos éstos, se ha demostrado que el sistema es factible de construir y cumplir su función.
- El mecanismo presentado en este estudio es el primero de su clase. No existen datos de alguno similar; por esto, la inventiva, el uso de la razón y, sobre todo, el criterio ingenieril fueron las herramientas más importantes en su desarrollo. Esto demuestra la gran utilidad e importancia que tienen estas herramientas en la aplicación de la ingeniería.
- La dirección es el principal desafío para el diseño, puesto que el mecanismo diseñado no debe afectar el giro que presenta el manubrio.
- Se realizó el análisis de los posibles sistemas que funcionarían para el propósito deseado. Por razones técnicas, económicas y de ingenio, el sistema más viable fue el Mecánico, ya que involucra elementos que afectarían mínimamente el desempeño de la motocicleta, además de ser el sistema que requiere mayor ingenio para su diseño.
- El sistema de engranes cónicos, se selecciona ya que existe la posibilidad de variación del ángulo entre ejes lo que resulta indispensable debido a la geometría de la motocicleta.
- Al realizar un diseño mecánico de esta naturaleza, la resistencia de los materiales juega uno de los papeles más importantes, ya que se la debe

tener en cuenta para determinar medidas, ubicación e incluso si es factible de realizar.

- El costo asociado a los materiales y a la construcción del sistema es razonable y resulta conveniente en relación al costo total de la motocicleta.
- Los telescópicos de la motocicleta constituyen el armazón delantero de ésta, y así, soportan los choques producidos por imperfecciones del camino razón por la cual, dentro de éstos se encuentran los sistemas de amortiguación delanteros. Es por esto que los telescópicos están formados por dos partes: una se desliza dentro de la otra por acción de los amortiguadores y existe un movimiento relativo entre éstas. El eje ranurado se diseña en dos partes, A y B, para que cada una se deslice con cada parte del telescópico respectivamente.
- Al colocar sobre el Rodamiento del telescópico al engrane ii, del tren de engranes, éste pasa a “ser” parte del rodamiento y gira dependiente de los elementos con los que se conjuga; es decir, pasa a ser un engrane loco, que gira en torno a un eje fijo.

5.2. RECOMENDACIONES

- Apoyar al desarrollo de temas como el presentado, pues involucra el desarrollo del ingenio junto con el conocimiento adquirido durante la carrera, sin caer en la monotonía.
- En caso de querer aplicar el presente diseño a un prototipo en la vida real, se debe tener en cuenta que el diseño tiene que ser acoplado a una motocicleta que ha sido diseñada previamente para funcionar con el mismo.
- El tipo de material, sus propiedades, su accesibilidad, disponibilidad y la facilidad para trabajar en él, en el medio, son parámetros que deben considerarse desde el inicio.

- En un estudio de esta naturaleza, se deben considerar todas las variables necesarias, ya que al llevarlo a la vida real, el diseño se ve afectado por ellas.
- La problemática que conllevan los diferentes sistemas que conforman la motocicleta, debe ser superada mediante la aplicación de criterios y conocimientos mecánicos propios del estudiante.
- Las mejores herramientas con las que cuenta un ingeniero son su ingenio e imaginación, y, su uso debe efectuarse antes que el de las herramientas técnicas y matemáticas.

5.3. REFERENCIAS

5.3.1. BIBLIOGRAFÍA

TIMOSHENKO, “Resistencia de materiales”, Ed. THOMSON, 5^{ta} Edición.

SHIGLEY Joseph, 1989, “Manual de Diseño Mecánico”, Ed. McGRAW-HILL.

SHIGLEY Joseph, 1989, “Engranajes y engranajes”, Ed. McGRAW-HILL, México
Owner’s Service Manual

MOTT Robert, “Diseño de Elementos de Máquinas”, Ed. PRENTICE HALL, México, 1992.

5.3.2. BIBLIOGRAFÍA WEB

[http://www.kamayuras.com/objetos/manual_motos/CHASIS%20DE%20MOTO
CICLETAS.pdf](http://www.kamayuras.com/objetos/manual_motos/CHASIS%20DE%20MOTO%20CICLETAS.pdf).

http://www.gassattack.com/articulos_tecnicos/geometrias.pdf

http://www.gassattack.com/articulos_tecnicos/geometrias.pdf

<http://es.wikipedia.org/wiki/Chopper>

<http://es.wikipedia.org/wiki/Ciclomotor>

http://es.wikipedia.org/wiki/Motocicleta_custom

[http://es.wikipedia.org/wiki/Motocicleta_deportiva:](http://es.wikipedia.org/wiki/Motocicleta_deportiva)

http://es.wikipedia.org/wiki/Motocicleta_Naked

[http://es.wikipedia.org/wiki/Scooter_\(motocicleta\)](http://es.wikipedia.org/wiki/Scooter_(motocicleta))

<http://es.wikipedia.org/wiki/Card%C3%A1n>

http://es.wikipedia.org/wiki/Junta_homocin%C3%A9tica

http://es.wikipedia.org/wiki/Cadena_de_transmisi%C3%B3n

<http://www.acerospalmexico.com.mx/1045.htm>

http://es.wikipedia.org/wiki/Motocicleta_de_turismo

http://es.wikipedia.org/wiki/Motocicleta_de_velocidad

[http://es.wikipedia.org/wiki/Motocicleta_de_Crosste:](http://es.wikipedia.org/wiki/Motocicleta_de_Crosste)

http://es.wikipedia.org/wiki/Motocicleta_de_Enduro

http://es.wikipedia.org/wiki/Motocicleta_Trial

<http://es.wikipedia.org/wiki/Supermoto>

http://www.cohimar.com/util/neumatica/neumatica_hidraulica.html

ANEXOS

ANEXO A1.- Propiedades de aceros²³⁸

Resistencias mínimas determinísticas a la tensión y a la cedencia ASTM para algunos aceros laminados en caliente (HR) y estirados en frío (CD).

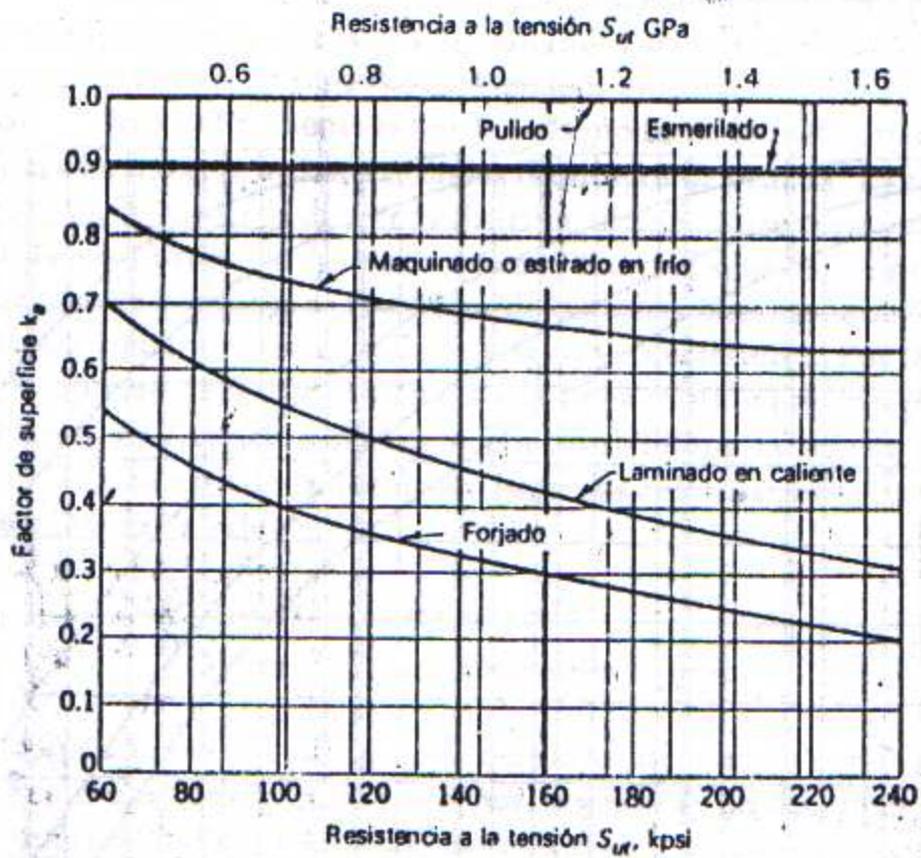
[Las resistencias listadas son valores ASTM mínimos estimados en el intervalo de tamaños de 18 a 32 mm ($\frac{3}{4}$ a $1\frac{1}{4}$ pulg). Estas resistencias resultan adecuadas para usarse con el factor de diseño definido en la sección 1-9, a condición que los materiales se conformen a los requisitos ASTM A6 o A568 o se requieran en las especificaciones de compra. Recuerde que un sistema de numeración no es una especificación. Véase la tabla 1-1 para ciertos aceros ASTM]

Fuente: 1986 SAE Handbook, p. 2.15.

1	2	3	4	5	6	7	8
UNS núm.	Núm. SAE y/o AISI	Procesamiento	Resistencia a la tensión, MPa (kpsi)	Resistencia a la cedencia, MPa (kpsi)	Elongación en 2 pulg, %	Reducción en área, %	Dureza Brinell
G10060	1006	HR	300(43)	170(24)	30	55	86
		CD	330(48)	280(41)	20	45	95
G10100	1010	HR	320(47)	180(26)	28	50	95
		CD	370(53)	300(44)	20	40	105
G10150	1015	HR	340(50)	190(27.5)	28	50	101
		CD	390(56)	320(47)	18	40	111
G10180	1018	HR	400(58)	220(32)	25	50	116
		CD	440(64)	370(54)	15	40	126
G10200	1020	HR	380(55)	210(30)	25	50	111
		CD	470(68)	390(57)	15	40	131
G10300	1030	HR	470(68)	260(37.5)	20	42	137
		CD	520(76)	440(64)	12	35	149
G10350	1035	HR	500(72)	270(39.5)	18	40	143
		CD	550(80)	460(67)	12	35	163
G10400	1040	HR	520(76)	290(42)	18	40	149
		CD	590(85)	490(71)	12	35	170
G10450	1045	HR	570(82)	310(45)	16	40	163
		CD	630(91)	530(77)	12	35	179
G10500	1050	HR	620(90)	340(49.5)	15	35	179
		CD	690(100)	580(84)	10	30	197
G10600	1060	HR	680(98)	370(54)	12	30	201
G10800	1080	HR	770(112)	420(61.5)	10	25	229
G10950	1095	HR	830(120)	460(66)	10	25	248

²³⁸ Fuente: SHIGLEY Joseph, 1989, "Manual de Diseño Mecánico", Ed. McGRAW-HILL, México, Apéndice

ANEXO A2.- Factores que modifican el acabado superficial para el acero²³⁹

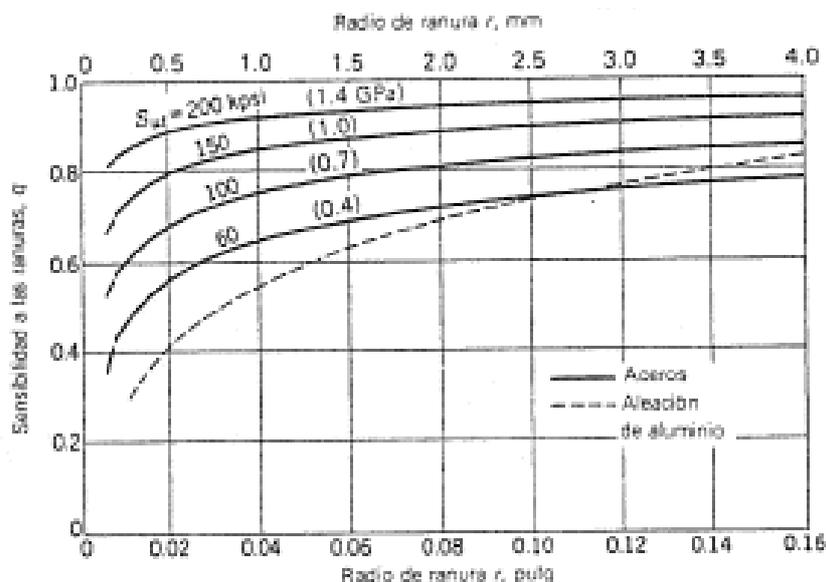


²³⁹ Fuente: SHIGLEY Joseph, 1989, "Manual de Diseño Mecánico", Ed. McGRAW-HILL, México, pg.308

ANEXO A3.- Factores de confiabilidad k_c , correspondientes a una desviación estándar de 8% del límite de fatiga.²⁴⁰

Confiabilidad R	Variable estandarizada z_r	Factor de confiabilidad k_c
0.50	0	1.000
0.90	1.288	0.897
0.95	1.645	0.868
0.99	2.326	0.814
0.999	3.091	0.753
0.999 9	3.719	0.702
0.999 99	4.265	0.659
0.999 999	4.753	0.620
0.999 999 9	5.199	0.584
0.999 999 99	5.612	0.551
0.999 999 999	5.997	0.520

ANEXO A4.- Factores q y K_t , de sensibilidad a concentración de esfuerzos por cambios de sección en función del radio de acuerdo²⁴¹



²⁴⁰ Fuente: SHIGLEY Joseph, 1989, "Manual de Diseño Mecánico", Ed. McGRAW-HILL, México, pg.319, tabla 7-7

²⁴¹ Fuente: SHIGLEY Joseph, 1989, "Manual de Diseño Mecánico", Ed. McGRAW-HILL, México, pg.323, tabla 7-18

ANEXO A5.- Factor de profundidad²⁴²
→ TABLA 3-5 Factor de profundidad

Tipo de engrane	No. dientes del piñón	Factor k_1 de profundidad
Cónico recto	12 y más	2.000
Cónico espiral	12 y más	2.000
	11	1.995
	10	1.975
	9	1.940
	8	1.895
	7	1.835
	6	1.765
Cónico Zerol	13 y más	2.000
Hipoide	11 y más	4.000
	10	3.900
	9	3.8
	8	3.7
	7	3.6
	6	3.5

ANEXO A6.- Factor de holgura²⁴³
→ TABLA 3-6 Factores de holgura

Tipo de engrane	Factor k_2 de holgura
Cónico recto	0.140
Cónico espiral	0.125
Cónico Zerol	0.110
Hipoide	0.150

²⁴² Fuente: SHIGLEY Joseph, 1989, "Engranajes", Ed. McGRAW-HILL, México, pg.56, tabla 3-5

²⁴³ Fuente: SHIGLEY Joseph, 1989, "Engranajes", Ed. McGRAW-HILL, México, pg.57, tabla 3-6

ANEXO A7.- Factor de adendo medio²⁴⁴

→ **TABLA 3-7** Factor de adendo medio

Tipo de engrane	No. dientes del piñón	Factor C_1 de adendo medio †
Cónico recto	12 y más	$C_1 †$
Cónico espiral	12 y más	$C_1 †$
	11	0.490
	10	0.435
	9	0.380
	8	0.325
	7	0.270
	6	0.215
Cónico Zerol	13 y más	$C_1 †$
Hipoide	21 y más	$C_1 †$
	9 a 20	0.170
	8	0.150
	7	0.130
	6	0.110

† Usar $C_1 = 0.270 + 0.230/(m_{90})^2$.

ANEXO A8.- Factores K_o , C_o de sobrecarga²⁴⁵

→ **TABLA 3-11** Factores K_o , C_o de sobrecarga †

Máquina motriz	Carácter de la carga sobre el elemento impulsado		
	Uniforme	Choque mediano	Choque fuerte
Uniforme	1.00	1.25	1.75
Choque mediano	1.25	1.50	2.00
Choque fuerte	1.50	1.75	2.25

† Esta tabla es para impulsión reductora de velocidad; para impulsión multiplicadora de velocidad, súmese $0.01 (N/n)^2$ a los factores anteriores.

²⁴⁴ Fuente: SHIGLEY Joseph, 1989, "Engranajes y engranajes", Ed. McGRAW-HILL, México, pg.57, Tabla 3-7

²⁴⁵ Fuente: SHIGLEY Joseph, 1989, "Engranajes y engranajes", Ed. McGRAW-HILL, México, pag.66, Tabla 3-

ANEXO A9.- Factores K_m , C_m de distribución de carga²⁴⁶

→ **TABLA 3-12** Factores K_m , C_m de distribución de carga

Aplicación	Ambos componentes montados a horcajadas	Un componente montado a horcajadas	Ningún componente montado a horcajadas
Industrial general	1.00-1.10	1.10-1.25	1.25-1.40
Automotores	1.00-1.10	1.10-1.25	
Aeronaves	1.00-1.25	1.10-1.40	1.25-1.50

ANEXO A10.- Fórmulas para ranuras SAE Rectas²⁴⁷

Número de ranuras	W para todos los ajustes	A Ajuste permanente		B Para que se deslice sin carga		C Para que se deslice si se somete a carga	
		h	d	h	d	h	d
Cuatro	0.241D	0.075D	0.850D	0.125D	0.750D	—	—
Seis	0.250D	0.050D	0.900D	0.075D	0.850D	0.100D	0.800D
Diez	0.156D	0.045D	0.910D	0.070D	0.860D	0.095D	0.810D
Diez y seis	0.098D	0.045D	0.910D	0.070D	0.860D	0.095D	0.810D

Estas fórmulas dan las dimensiones máximas para W , H y d .

²⁴⁶ Fuente: SHIGLEY Joseph, 1989, "Engranés y engranajes", Ed. McGRAW-HILL, México, pág.67, Tabla 3-12

²⁴⁷ Fuente: MOTT Robert, "Diseño de Elementos de Máquinas", Ed. PRENTICE HALL, México, 1992, pág. 345

ANEXO A11.- Costos Referenciales

ELEMENTO	MATERIAL	COSTO REFERENCIAL
EJE 1	ACERO AISI 1045	30
EJE 2	ACERO AISI 1045	12
EJE 3 ^a	ACERO AISI 1045	50
EJE 3B	ACERO AISI 1045	75
EJE RUEDA	ACERO AISI 1045	40
ENGRANE I	ACERO AISI 1045	60
ENGRANE II	ACERO AISI 1045	192
ENGRANE III	ACERO AISI 1045	60
ENGRANE CONICO 60 ° I	ACERO AISI 1045	75
ENGRANE CONICO 60 ° II	ACERO AISI 1045	75
ENGRANE CÓNICO 90 ° p	ACERO AISI 1045	56,25
ENGRANE CÓNICO 90 °	ACERO AISI 1045	213,75
	TOTAL	939

ANEXO A 12.- Disco Adjunto (Simulación del Sistema)

ANEXO A 13.- Planos de cada elemento que conforma el sistema