

**TRABAJO ESPECIAL DE GRADO**

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE SUJECIÓN  
ÚNICA Y CENTRAL PARA LAS RUEDAS DEL PROTOTIPO  
FSAE-UCV 2009”**

Presentado ante la Ilustre  
Universidad Central de Venezuela  
Por el Bachiller  
Avila H., Jorge A.  
Para optar al Título de  
Ingeniero Mecánico

Caracas, 2008

**TRABAJO ESPECIAL DE GRADO**

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE SUJECIÓN  
ÚNICA Y CENTRAL PARA LAS RUEDAS DEL PROTOTIPO  
FSAE-UCV 2009”**

Tutor Académico: Prof. José Di Marco

Presentado ante la Ilustre  
Universidad Central de Venezuela  
Por el Bachiller  
Avila H., Jorge A  
Para optar al Título de  
Ingeniero Mecánico

Caracas, 2008



Caracas, 05 de diciembre de 2.008

## ACTA

Los abajo firmantes, miembros del jurado por el Consejo de Escuela de Ingeniería Mecánica, para evaluar el Trabajo Especial de Grado presentado por el bachiller:

**JORGE AVILA**

*Titulado:*


“DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UN SISTEMA DE SUJECION UNICA Y CENTRAL PARA LA RUEDA DEL PROTOTIPO F-SAE UCV 2.009”

Consideran que el mismo cumple con los requisitos exigidos por el plan de estudio conducente al Titulo de Ingeniero Mecánico.

  
Prof. José M. Gómez  
Jurado



  
Prof. Rodolfo Berrios  
Jurado

  
Prof. José di Marças  
Tutor

## DEDICATORIA

---

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE SUJECIÓN ÚNICA Y CENTRAL PARA  
LAS RUEDAS DEL PROTOTIPO F-SAE UCV 2009

## DEDICATORIA

*A mi madre y hermana  
A mi padre Freddy  
A mi familia, la más grande  
...y AMIGOS varios*

***George***

## AGRADECIMIENTOS

---

### DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE SUJECCIÓN ÚNICA Y CENTRAL PARA LAS RUEDAS DEL PROTOTIPO F-SAE UCV 2009

## AGRADECIMIENTOS

A la vida por permitirme llegar hasta acá.

A mi madre que por sobre todo me ha amado y educado para bien.

A mi hermana por ser tan luchadora y por ser mi hermana.

A mi padre Freddy por darme educación y tenerme como su hijo Gracias.

A mi familia, por siempre confiar en mí apoyarme cuando lo necesité.

A Orlando Molina Amigo y hermano.

A Tia Ljubica, tía y en ocasiones 2da madre.

A Ramby por toda la colaboración.

A Naho, persona muy especial.

A los Landa Landa: Na, Ro, Ja, Flo, Re, Ya, Ne, La y Ju.

A los compañeros de tesis virtuales: David y Leo.

A la UCV por ser mi segunda (casi primera) casa por estos últimos 5 años.

A los profesores de la UCV que imparten conocimientos de una manera desinteresada y por vocación.

Al glorioso Team Formula SAE UCV, por darme la oportunidad de crecer profesional y personalmente.

Al Tutor José Di Marco por ayudarme en el zaperoco.

Al Prof. Ramón Sánchez, con su colaboración y ayuda se llevo por un buen camino este trabajo.

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE SUJECIÓN ÚNICA Y CENTRAL PARA LAS RUEDAS DEL PROTOTIPO F-SAE UCV 2009**

Avila H., Jorge A.

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE SUJECIÓN ÚNICA Y CENTRAL PARA LAS RUEDAS DEL PROTOTIPO FSAE-UCV 2009**

**Tutor Académico: Prof. José Di Marco. Caracas, U. C. V. Facultad de Ingeniería, Escuela de Ingeniería Mecánica. 2008. 72 Pág.**

**Palabras Claves:** Formula SAE, vehículo, eje, rotor, esfuerzo, rueda, tuerca central.

**Resumen:** En el presente trabajo se realizó el diseño y la construcción de un sistema de sujeción único y central para las ruedas del prototipo, su soporte en los porta masas y los esfuerzos a los que están sometidos estos elementos tanto para las ruedas delanteras como para las traseras del prototipo FSAE-UCV 2009, esto con el fin principal de diseñar una geometría optima para sujetar el rin de los cauchos los rotores mediante una sola tuerca central por cada llanta, como producto de una necesidad de los miembros del equipo. A pesar de ser libre el diseño de las geometrías, estas están sometidas a solicitaciones específicas requeridas en la competencia. El diseño debe estar acompañado a una justificación de diseño escrita y un reporte de costos del sistema como parte de aspectos a evaluar por los jueces de la competencia en la cual se desempeñara dicho vehículo en el año 2009. Dentro de las exigencias de la agrupación, es que se cuente con un diseño funcional, económico, confiable, seguro que permita disminuir los tiempos de montaje y desmontaje de los cauchos tanto en la temporada de construcción y puesta a punto del prototipo como en la competencia. Al tener todos los cálculos se procede a la construcción del sistema, así como a la elaboración de una hoja de cálculo para modificar fácilmente los datos de entrada del diseño.

NOMENCLATURA Y SÍMBOLOS

(unidades)

g: Aceleración de la gravedad

s: Segundos

M: Masa

df: Distancia final

do: Distancia inicial

Vo: Velocidad inicial

a1: Aceleración

a2: Aceleración de frenada

Wr: Componente de peso en el eje trasero

Wf : Componente del peso en el eje delantero

a: Distancia del centro de gravedad al eje delantero

b: Distancia del centro de gravedad al eje trasero

Fbf: Fuerza de frenado delantera

Fbr: Fuerza de frenado trasera

L: Distancia entre ejes

Rf2: Radio corregido de la rueda delantera en frenado

rr1: Radio corregido de la rueda trasera en aceleración máxima

Tbf: Par torsor de frenada en eje delantero

Tbr: Par torsor de frenada en el eje trasero

Fzfe: Fuerza vertical estática por rueda frontal

Fzre: Fuerza vertical estática por rueda trasera

Fzfd: Fuerza vertical frontal por rueda en frenada

Fzrd: Fuerza vertical trasera por rueda en aceleración máxima

Fyfd: Fuerza lateral por rueda delantera en frenada y viraje

Fyrd: Fuerza lateral por rueda trasera en aceleración y viraje

Tf: Par torsor delantero por rueda en frenada

Tr: Par torsor trasero por rueda en aceleración máxima

Tm: Par máximo del motor en cada rueda.

## NOMENCLATURA Y SÍMBOLOS

---

### DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE SUJECIÓN ÚNICA Y CENTRAL PARA LAS RUEDAS DEL PROTOTIPO F-SAE UCV 2009

#### **Símbolos griegos:**

$\mu_x$ : Coeficiente de fricción caucho-pavimento en el eje x

$\mu_y$ : Coeficiente de fricción caucho-pavimento en el eje y



# TABLA DE CONTENIDO

<b>LISTA DE TABLAS.....</b>	<b>XI</b>
<b>LISTA DE FIGURAS.....</b>	<b>XII</b>
<b>INTRODUCCIÓN.....</b>	<b>1</b>
<b>CAPITULO I FUNDAMENTOS DE LA INVESTIGACIÓN.....</b>	<b>3</b>
1.1 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA .....	4
1.2 ANTECEDENTES .....	4
1.3 OBJETIVOS .....	5
<i>Objetivo General</i> .....	5
<i>Objetivos Específicos</i> .....	5
1.4 ALCANCES Y LIMITACIONES .....	6
<b>CAPITULO II MARCO REFERENCIAL .....</b>	<b>8</b>
2.1 PUNTA DE EJE (EJE) .....	9
2.2 ROTOR .....	9
2.3 CARACTERÍSTICAS DEL VEHÍCULO (DATOS DE ENTRADA) .....	10
2.4 PRUEBAS A SER EVALUADAS EN LA COMPETENCIA .....	11
2.4.1 <i>Prueba de aceleración</i> .....	11
✓ <i>Aceleración máxima (calculo de aceleración media)</i> .....	12
2.4.2 <i>Prueba de frenado</i> .....	13
✓ <i>Calculo de deceleración máxima</i> .....	13
2.4.3 <i>Prueba de Giros (Skid-Pad)</i> .....	14
✓ <i>Calculo de aceleración lateral</i> .....	14
2.5 DINÁMICA DEL VEHÍCULO EN ACELERACIÓN Y DECELERACIÓN .....	15
2.6 PAR MÁXIMO DEL MOTOR .....	20
2.7 PASOS DE DISEÑO.....	20
2.8 MECANIZADO POR ARRANQUE DE VIRUTA.....	21
2.9 MECANIZADO CON MÁQUINA DE HERRAMIENTA .....	22
2.10 TEORÍAS DE FALLA .....	22
2.10.1 <i>Teoría de la tensión tangencial máxima (Criterio de Tresca)</i> .....	23

## TABLA DE CONTENIDO

### DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE SUJECIÓN ÚNICA Y CENTRAL PARA LAS RUEDAS DEL PROTOTIPO F-SAE UCV 2009

<b>CAPITULO III METODOLOGÍA.....</b>	<b>24</b>
3.1 DEFINICIÓN DE LAS ESPECIFICACIONES .....	25
3.1.1 <i>Requisitos del equipo Team Formula SAE-UCV</i> .....	25
3.1.2 <i>Funciones del dispositivo</i> .....	25
3.1.3 <i>Requisitos de Diseño</i> .....	26
3.1.4 <i>Criterios de evaluación</i> .....	26
3.2 CREACIÓN DE LOS CONCEPTOS DE DISEÑO .....	27
3.2.1 <i>Propuesta de diseños alternativos</i> .....	27
3.2.2 <i>Evaluación de las propuestas</i> .....	32
3.2.3 <i>Validación de los diseños</i> .....	32
3.3 TOMA DE DECISIONES .....	33
3.4 DISEÑO DETALLADO .....	35
3.4.1 <i>Sujeción al porta masas</i> .....	36
3.4.2 <i>Transmisión de potencia</i> .....	44
3.4.3 <i>Sujeción al rin</i> .....	52
3.5 ANÁLISIS DE COSTOS .....	52
3.6 SEPARADORES DE RODAMIENTOS .....	52
3.7 ESTOPERAS.....	53
<b>CAPITULO IV RESULTADOS .....</b>	<b>54</b>
4.1 EJE.....	56
4.2 RODAMIENTOS CÓNICO 32004 X/Q MARCA SKF .....	57
4.3 ROTOR DELANTERO .....	57
4.4 ROTOR TRASERO.....	58
4.5 PASADORES .....	59
4.6 ROSCA DE ROTOR Y TUERCA CENTRAL.....	59
4.7 COSTOS .....	60
<b>CAPITULO V ANÁLISIS DE RESULTADOS .....</b>	<b>61</b>
<b>CAPITULO VI CONCLUSIONES.....</b>	<b>63</b>
<b>CAPITULO VII RECOMENDACIONES .....</b>	<b>65</b>
<b>REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....</b>	<b>66</b>
<b>APÉNDICES .....</b>	<b>67</b>

## LISTA DE TABLAS

---

### DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE SUJECIÓN ÚNICA Y CENTRAL PARA LAS RUEDAS DEL PROTOTIPO F-SAE UCV 2009

## LISTA DE TABLAS

Tabla 2.1: Características del vehículo y datos de entrada del diseño.....	11
Tabla 2.2: Pasos en el proceso de diseño.....	21
Tabla 3.1: Matriz de selección para el sistema de sujeción.....	34
Tabla 3.2: Matriz de selección para el sistema de transmisión de potencia.....	34
Tabla 3.3: Matriz de selección para el sistema de vinculo entre el rotor y porta masas .....	35
Tabla 3.4: Matriz de selección para el tipo de rodamiento.....	42

## LISTA DE FIGURAS

### DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE SUJECIÓN ÚNICA Y CENTRAL PARA LAS RUEDAS DEL PROTOTIPO F-SAE UCV 2009

## LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1: Diagrama Porta masas-eje-rotor.....	9
Figura 2.2: Configuración de la prueba de giros (skid-pad).....	15
Figura 2.3: Diagrama de cuerpo libre longitudinal del vehículo.....	16
Figura 2.4: Diagrama de cuerpo libre lateral en un plano vertical que pasa por el eje delantero del vehículo.....	18
Figura 2.5: Diagrama de cuerpo libre lateral de un plano vertical que pasa por el eje trasero del vehículo.....	29
Figura 3.1: Sujeción del rin mediante un collarín y tornillo prisionero.....	27
Figura 3.2: Sujeción del rin mediante tuerca central en el rotor.....	28
Figura 3.3: Sujeción al rotor por rosca interna en el rin.....	28
Figura 3.4: Transmisión de potencia mediante engranajes rectos en una dirección y en dirección radial.....	29
Figura 3.5: Transmisión de potencia mediante nervadura en el eje del rotor.....	29
Figura 3.6: Transmisión de potencia por dientes trapezoidales.....	30
Figura 3.7: Transmisión de potencia fricción entre la pared del rotor y la pared interna del rin.....	30
Figura 3.8: Transmisión de potencia mediante pasadores lisos.....	31
Figura 3.9: Sujeción al porta masas por rodamiento en porta masas y rotor en el rodamiento.....	31
Figura 3.10: Sujeción al porta masas por eje fijo al porta masas y rodamientos en el eje.....	32
Figura 3.11: Diagrama de cuerpo libre del eje del rotor.....	36
Figura 3.12: Diagrama de momento flector del eje.....	37
Figura 3.13: Perfil para los hilos de la rosca externa del eje.....	40
Figura 3.14: Perfil para los hilos de la rosca interna de la tuerca del eje.....	44
Figura 3.15: Ubicación de los topes de rodamientos para optimizar el diseño.....	45
Figura 3.16: Planos de corte en la bridas del rotor.....	47

## INTRODUCCIÓN

### DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE SUJECIÓN ÚNICA Y CENTRAL PARA LAS RUEDAS DEL PROTOTIPO F-SAE UCV 2009

## INTRODUCCIÓN

En la página Web <http://students.sae.org/competitions/formulaseries/about.htm> de la *Sociedad de Ingenieros Automotrices* (SAE pos sus siglas en inglés), encontramos su propia definición de esta competencia:

*“La Fórmula SAE® es una competencia para los estudiantes miembros de SAE para concebir, diseñar, fabricar y competir con pequeños carros de carreras al estilo fórmula. Las restricciones en el chasis y el motor son limitadas por lo que el conocimiento, la creatividad y la imaginación de los estudiantes son desafiados. Los carros se construyen con un esfuerzo de equipo durante un período de aproximadamente un año y son llevados a la competencia anual para ser evaluados y comparados con aproximadamente 120 vehículos procedentes de otros colegios y universidades de todo el mundo. El resultado final es una gran experiencia para los jóvenes ingenieros en un proyecto de ingeniería, así como la oportunidad de trabajar esforzadamente en un equipo dedicado”*

Formula SAE engloba todos los aspectos de negocios incluyendo investigación, diseño, manufactura, prueba, desarrollo, mercadeo, gerencia y movilización de fondos. Formula SAE toma a los estudiantes y los coloca fuera de las aulas de clases en el mundo real. Hoy, la competición se ha expandido e incluye a competencias alrededor del mundo tales como Formula Student que se realiza en Inglaterra, Formula SAE Australasia que toma lugar en Australia, así como Brasil, Japón, Alemania, Italia entre otras.

El grupo “Team Formula SAE-UCV” nace en el año 2004 con la firme intención de participar en esta competencia para representar a la Universidad Central de Venezuela y en especial a su Facultad de Ingeniería. Con su 4to año de participación, este grupo ha logrado importantes avances en la competencia, ejemplo de ello es el premio de menor índice de sonido en el sistema de escape, obtenido en el año 2007 y

## INTRODUCCIÓN

### DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE SUJECCIÓN ÚNICA Y CENTRAL PARA LAS RUEDAS DEL PROTOTIPO F-SAE UCV 2009

desarrollado como trabajo especial de grado. Sin embargo, quedan muchos aspectos que mejorar en sus prototipos especialmente en el área de diseño e innovación de sus componentes principales. Dentro de las metas planteadas por la agrupación, está la de obtener la mayor cantidad de puntos en competencia y en la mayor cantidad de eventos posibles.

Para evaluar los carros y a los equipos participantes, la competencia se divide en dos grandes eventos, 1) Estáticos y 2) Dinámicos. A continuación se dará detalle de los estos y sus ponderaciones:

#### Eventos Estáticos

Presentación	75 Ptos
Diseño Ingenieril	150 Ptos
Análisis de Costos	100 Ptos

#### Eventos Dinámicos

Aceleración	75 Ptos
Prueba de Giros	50 Ptos
Pre-clasificación	150 Ptos
Economía de combustible	50 Ptos
Resistencia	350 Ptos

Los participantes con mejor puntaje son premiados y las innovaciones en diseño y manufactura ganadores son publicadas en revistas internacionales de la SAE.

# **CAPITULO I**

## **FUNDAMENTOS DE LA INVESTIGACIÓN**

Para llevar a cabo con éxito la realización de este trabajo especial, se da a conocer en este primer capítulo introductorio la necesidad expuesta por la agrupación Team Formula SAE-UCV de la cual surge el problema a abordar y que al cierre de este trabajo se desea solventar satisfactoriamente. Por ello para ubicar al lector en el campo de acción de esta investigación, se presentara a continuación el planteamiento del problema, algunos antecedentes a la propuesta presentada, que serán de utilidad como guía en el desarrollo de la investigación, objetivos general del trabajo, y objetivos específicos que son puntos propuestos a satisfacer para lograr el objetivo general. Al concluir este capítulo se exponen los alcances y limitaciones que demarcarán un campo de acción del estudio.

### **1.1 Planteamiento del problema**

Es incontable el número de veces que se necesita montar y desmontar el sistema de suspensión o de tracción del prototipo, en las etapas de construcción donde es difícil de llevar un orden de prelación de ensamblaje estricto y en las primeras etapas de prueba y puesta a punto del carro de competencia. Asimismo por las condiciones climáticas cambiantes en la localidad del evento, que se realiza en el estado de Michigan E.E.U.U. a mediados del mes de mayo, es necesario cambiar el tipo de neumáticos de secos a húmedos para las distintas pruebas dinámicas, por requerimientos de los jueces y tal como lo establece la norma según condiciones de lluvia o clima seco. Esto es necesario llevarlo a cabo en el menor tiempo posible con la finalidad de ahorrar el máximo tiempo posible de cambio de llantas y para optimizar el recurso humano en competencia ya que varios eventos se pueden llevar a cabo simultáneamente. Se propone el diseño y construcción de un sistema de sujeción única y central para el prototipo del año 2009 del grupo Team Formula SAE-UCV.

### **1.2 Antecedentes**

- Desde hace muchos años en los vehículos de Formula 1, máxima categoría del automovilismo, sujetan las ruedas con una sola tuerca en el centro con la finalidad de hacer más rápidas sus paradas de cambio de neumáticos y abastecimiento de combustible, esto con el fin de reducir el tiempo final de la carrera.
- Un grupo de estudiantes de la universidad de Texas, se reúnen en el año 1987 y tienen como iniciativa construir pequeños vehículos estilo formula, con el objetivo de competir a nivel estatal contra otros equipos universitarios.



## CAPITULO I: FUNDAMENTOS DE LA INVESTIGACIÓN

### DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE SUJECCIÓN ÚNICA Y CENTRAL PARA LAS RUEDAS DEL PROTOTIPO F-SAE UCV 2009

- Los integrantes del equipo Formula SAE de la Universidad de Michigan Ann Arbor, son los primeros en diseñar un sistema de sujeción de este tipo en su prototipo tipo Formula para llevarlo a competencia en el año 1998.
- En el año 2003 el vehículo Formula SAE del Politécnico de Helsinki de Finlandia, introduce por primera vez en su prototipo, ruedas con una sujeción única en el centro, haciendo más fácil la manufactura, disminuyendo el número de piezas removibles en mantenimiento y disminuyendo el tiempo de cambio de llantas.
- En el año 2004 el prototipo de la Universidad Simón Bolívar de Venezuela, serian los primeros latinoamericanos en incorporar un sistema de sujeción central en las ruedas para competir en Formula Series, evento organizado por la SAE.
- Herrera A. Jaime A. – León I. Oswaldo J (2007) realizaron un trabajo especial de grado titulado: OPTIMIZACIÓN DEL SISTEMA DE FRENOS DE UN VEHICULO TIPO FORMULA SAE; donde plantean varias ecuaciones para calcular las reacciones de las ruedas del prototipo en condiciones de frenada

### 1.3 Objetivos

#### Objetivo General

Diseñar y construir el elemento único de sujeción en el centro de los neumáticos, para el prototipo 2009 del grupo Team Formula SAE-UCV

#### Objetivos Específicos

- Calcular las cargas y sollicitaciones de las ruedas delanteras y traseras.

- Diseñar un sistema de sujeción central de los rines al porta masas
- Seleccionar los materiales según los requerimientos estáticos y dinámicos de sujeción.
- Hacer los cálculos de resistencia estática y dinámica del nuevo sistema para dar las dimensiones adecuadas según los materiales seleccionados.
- Calcular el costo de fabricación del sistema de sujeción diseñado basado en materiales, tiempo de manufactura y ensamblaje.
- Construcción del sistema de sujeción diseñado.

#### **1.4 Alcances y limitaciones**

- Conocer el desempeño del prototipo de sujeción en condiciones de aceleración frenado y viraje.
- Al no conocer las propiedades del vehículo modelo 2009, se utilizaran las características del prototipo 2008 ya que son los datos de los que se dispone cayendo factores de seguridad más altos al considerar las mejoras estimadas para el nuevo prototipo.
- Se proporcionará una ficha técnica con la descripción detallada del equipo, la lista de materiales o componentes necesarios, planos descriptivos del dispositivo, así como instrucción para la manufactura del mismo.
- La metodología de diseño estará conformada por el planteamiento de una necesidad, luego una tormenta de ideas sin restricción alguna, seguido de la combinación de dichas ideas en una matriz morfológica, y por último la selección de la(s) mejor(es) por medio de una matriz de selección que contenga criterios razonables y fundamentados.

**CAPITULO I: FUNDAMENTOS DE LA INVESTIGACIÓN**

---

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE SUJECIÓN ÚNICA Y CENTRAL PARA  
LAS RUEDAS DEL PROTOTIPO F-SAE UCV 2009**

- Al tener las propuestas completamente esquematizadas, se seleccionará la opción final a desarrollar mediante una matriz de selección con criterios pertinentes, adaptados a la realidad.
- En el diseño del sistema se considerará que las dimensiones del mismo deben estar sujetas a los requerimientos del vehículo prototipo 2009 tales como peso, funcionalidad, y facilidad de manufactura.
- Se proporcionará una hoja de cálculo que permita una óptima selección de las piezas con el simple ingreso de variables a considerar dentro del diseño del vehículo.
- Solo se realizará el estudio de los componentes y el conjunto desde un punto de vista de resistencia de materiales, siendo el principal objetivo hallar los factores de diseño adecuados y confiables, para unas dimensiones mínimas de los elementos.
- No se tomarán en cuenta los elementos específicos de desempeño tales como tipo de grasas y estoperas, se consideran como un problema de operación, no enmarcada en el estudio de este Trabajo Especial.
- No se toman en cuenta efectos de arrastre o sustentación aerodinámica del vehículo.

# **CAPITULO II**

## **MARCO REFERENCIAL**

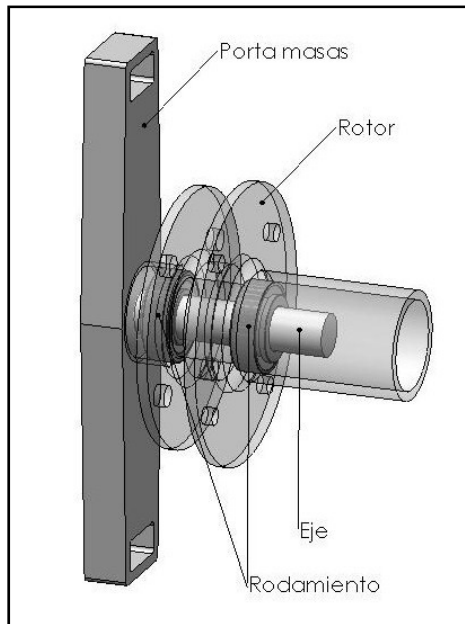
En el siguiente capítulo se presentan las definiciones y funciones en el prototipo de los componentes a ser estudiados, posteriormente se presentan los datos de entrada tales como: masa del vehículo, distancia entre ejes, propiedades físicas de los neumáticos entre otros, necesarios para determinar las reacciones del caucho contra la pista, fundamentales para lograr un diseño confiable de los elementos. Asimismo se definen las pruebas de la competencia donde son mayores las cargas en las ruedas, y los requerimientos del tren delantero y trasero para cumplir con estas. Posteriormente se presenta la metodología de diseño a utilizar, y las herramientas para la evaluación de la resistencia de las piezas diseñadas tanto para carga estáticas como cíclicas.

### **2.1 Punta de eje (eje)**

Es el elemento que vincula la masa no suspendida del prototipo con la rueda en el eje delantero, se coloca fijo respecto al porta masas y en él se colocan rodamientos que permiten el giro libre con respecto al rotor. Los vehículos FSAE-UCV han tenido distintos tipos de puntas de eje; de sección continua y variable, y de materiales de acero al carbono SAE 1010 y SAE 304. Poseen una parte roscada en el extremo con la finalidad de colocar una tuerca de con algún mecanismo de seguridad como pasadores, evitando el desplazamiento axial de los rodamientos que soporta.

### **2.2 Rotor**

Es el componente que permite el transmitir la potencia de los tripoides a la rueda en el eje trasero, es también el elemento responsable de transmitir el torque de frenado en ambos ejes (delantero y trasero) ya que a él va sujeto el disco de freno en uno de sus bridas al extremo. El prototipo 06 posee rotores de acero 1020 y el prototipo 08 de aluminio 6061-T6.



*Figura 2.1 Diagrama Porta masas-eje-rotor*

## CAPITULO II: MARCO REFERENCIAL

### DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE SUJECIÓN ÚNICA Y CENTRAL PARA LAS RUEDAS DEL PROTOTIPO F-SAE UCV 2009

Es en el rotor donde se centra el estudio de este trabajo especial de grado ya que es él quien transmite el par proveniente del motor a las ruedas y el necesario para frenar el vehículo. En las versiones 2005 2006 y 2008 del rotor los espárragos que transmiten la potencia son también los responsables de evitar el desplazamiento lateral entre el rotor y rueda evitando que se salga. En la propuesta de este trabajo son elementos separados los de transmisión de par a la rueda y la de sujeción axial.

En los siguientes apartados se presentan los pasos para hallar las reacciones del pavimento contra el caucho en las pruebas más exigentes de la competencia que son los que estas piezas tendrán que resistir.

#### **2.3 Características del vehículo (datos de entrada)**

Antes de iniciar con el cálculo de las reacciones del caucho-pavimento, se deben conocer ciertas constantes o propiedades físicas del prototipo y las ruedas, los datos de entrada para calcular los requerimientos de los dispositivos. Estas propiedades son masa, distancia entre ejes delantero y trasero, posición lateral y longitudinal del centro de gravedad del vehículo, coeficiente de fricción lateral y longitudinal entre el caucho y el pavimento, radio de las ruedas y su constante elástica, ancho delantero y trasero entre ruedas y el valor de la aceleración de la gravedad local.

## CAPITULO II: MARCO REFERENCIAL

### DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE SUJECIÓN ÚNICA Y CENTRAL PARA LAS RUEDAS DEL PROTOTIPO F-SAE UCV 2009

Propiedad	Símbolo	Valor	Unidad
Masa del vehículo con piloto	m	327.93	Kg
Distancia entre ejes	L	1.58	M
Porcentaje de peso delantero	-	45.00%	-
Porcentaje de peso trasero	-	55.00%	-
Porcentaje de peso lateral derecho	-	50.00%	-
Porcentaje de peso lateral izquierdo	-	50.00%	-
Altura del centro de gravedad	h	0.30	M
Coefficiente de fricción longitudinal neumático/Pista	$\mu_x$	2.22960	-
Coefficiente de fricción lateral neumático/Pista	$\mu_y$	2.45700	-
Ancho delantero entre ruedas	A	1.42	M
Ancho trasero entre ruedas	B	1.35	M
Radio del neumático (sin carga)	r	0.2540	M
Constante elástica del neumático	Krueda	162,167	N/m
Aceleración de la gravedad	g	9.805	m/s <sup>2</sup>

*Tabla 2.1: Características del vehículo y datos de entrada del diseño.*

Los valores presentados en la tabla anterior se toman como referencia al vehículo prototipo 2008 ya que el del año 2009 está en fase de construcción y es imposible estimar algunas de sus propiedades. Sin embargo al utilizar la misma marca y modelos de fabricantes de cauchos, las propiedades físicas para el 2009 serán exactamente las mismas. Los demás valores propios del vehículo completamente ensamblado se pueden tomar sin problemas del modelo 2008 obteniendo resultados cercanos a los que serán los del prototipo 2009 en funcionamiento.

#### 2.4 Pruebas a ser evaluadas en la competencia

##### 2.4.1 Prueba de aceleración

En esta el vehículo se somete a una aceleración en 75 metros de pista en línea recta y el prototipo que lo logre en menor tiempo, obtiene la mayor cantidad de puntos. El carro que lo logro en menor tiempo entre los años 2005 y 2008 fue la universidad de

## CAPITULO II: MARCO REFERENCIAL

### DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE SUJECIÓN ÚNICA Y CENTRAL PARA LAS RUEDAS DEL PROTOTIPO F-SAE UCV 2009

North Carolina State University Raleigh en el 2005, registrando un tiempo de 3.951 s. En esta prueba el vehículo está sometido a la aceleración más alta en toda la competencia y también a los rotores traseros al par máximo del motor que se transmite en la primera velocidad de la caja. De esta se puede calcular un estimado de la aceleración máxima que soportara el prototipo.

✓ *Aceleración máxima (calculo de aceleración media)*

La desaceleración y aceleración son medidas en unidades de gravedad (g's). Un g es la fuerza ejercida por un objeto debido a la gravedad sobre la superficie de la tierra. Usando ecuaciones básicas de movimiento rectilíneo uniforme es posible calcular la aceleración media, conociendo la longitud de la pista y el tiempo en llevarse a cabo la prueba:

$$df = do + Vo * t + \frac{a1*t^2}{2} \quad (2-1)$$

Resolviendo para a1

$$a1 = \frac{2*(df-do-Vo*t)}{t^2} \quad (2-2)$$

Donde:

do = 0 m (inicia el tiempo en el instante cero y al comienzo de la pista)

Vo = 0 m/s (vehículo parte del reposo)



2.4.2 Prueba de frenado

Es la 2da prueba más exigente para el vehículo de la competencia, ya que en esta se somete el prototipo a una alta aceleración en una pista recta no muy larga, donde luego se deben aplicar los frenos a fondo deben bloquearse completamente las 4 ruedas del prototipo. Esta es una evaluación puramente de seguridad, por lo que no tiene ninguna ponderación dentro de la competencia. Sin embargo es requisito obligatorio para poder continuar a los eventos dinámicos que tienen un peso de más del 50% del puntaje de la competencia. El diseño de los rotores y ejes debe soportar las cargas resultantes de la interacción de las ruedas y el pavimento en el momento crítico de la evaluación que es la de deslizamiento inminente del caucho, ya que en este punto la fuerza producto de la normal del vehículo y el coeficiente de roce estático caucho-pavimento, es mayor al de la fuerza longitudinal del caucho en pleno deslizamiento al ser el coeficiente de roce dinámico menor al estático.

A continuación se presenta el criterio estimación del valor de la máxima deceleración del vehículo en esta prueba, necesario para calcular la reacción longitudinal del caucho en la pista.

✓ *Calculo de deceleración máxima*

Una vez que los frenos son aplicados, el carro se detiene por la fuerza de fricción entre los cauchos y el pavimento. Durante la frenada, la fricción actúa en los cauchos en la dirección opuesta al movimiento. Mientras mayor sea la desaceleración, la fuerza de fricción es mayor. El máximo posible de desaceleración ocurre cuando existe el máximo coeficiente de fricción entre el camino y los cauchos, esto pasa cuando los neumáticos están a punto de deslizar. Una vez que las ruedas pierden tracción y deslizan la desaceleración cae. En este trabajo se denota como **a2**.

$$a_2 = \mu_x * g \tag{2.3}$$

## CAPITULO II: MARCO REFERENCIAL

### DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE SUJECIÓN ÚNICA Y CENTRAL PARA LAS RUEDAS DEL PROTOTIPO F-SAE UCV 2009

#### 2.4.3 Prueba de Giros (Skid-Pad)

En el apartado 6.1 de las reglas para la competencia Formula Series 2009 encontramos el objetivo de este evento:

“El objetivo del evento de skid-pad es medir la habilidad de cruce del vehículo en una superficie plana mientras realiza giros de radio constante.”

#### *Configuración del skid-pad (apartado 6.4, Reglamento 2009 Formula SAE)*

“Habrán dos círculos de 15.5 m de diámetro en una configuración de figura ocho. Los centros de los círculos estarán separados 18.25 m, y con un ancho de pista de 3.0 m delimitados por conos y una raya blanca justo después de los conos. La línea de inicio/final estará definida por los centros de los dos círculos. Una vuelta está definida como el recorrido alrededor de un círculo desde la línea de inicio/final y retornando a la misma línea.”

#### ✓ *Calculo de aceleración lateral*

La puntuación del skid-pad se calcula sobre la base de la capacidad de aceleración lateral. La aceleración lateral (normalmente denominado G) se calcula a partir de:  $2,012 \cdot \text{diámetro} / t^2$ . Sera asumido un diámetro de 17,10 m en el cálculo del G lateral. Este método de calcular la aceleración lateral G se encuentra en el articulo 6.8.1 del reglamento Formula Series 2009.

$$a_t = \frac{2.012 \cdot 17.10}{t^2} \text{ [m/(s}^2 \cdot \text{g)]} \quad (2.4)$$

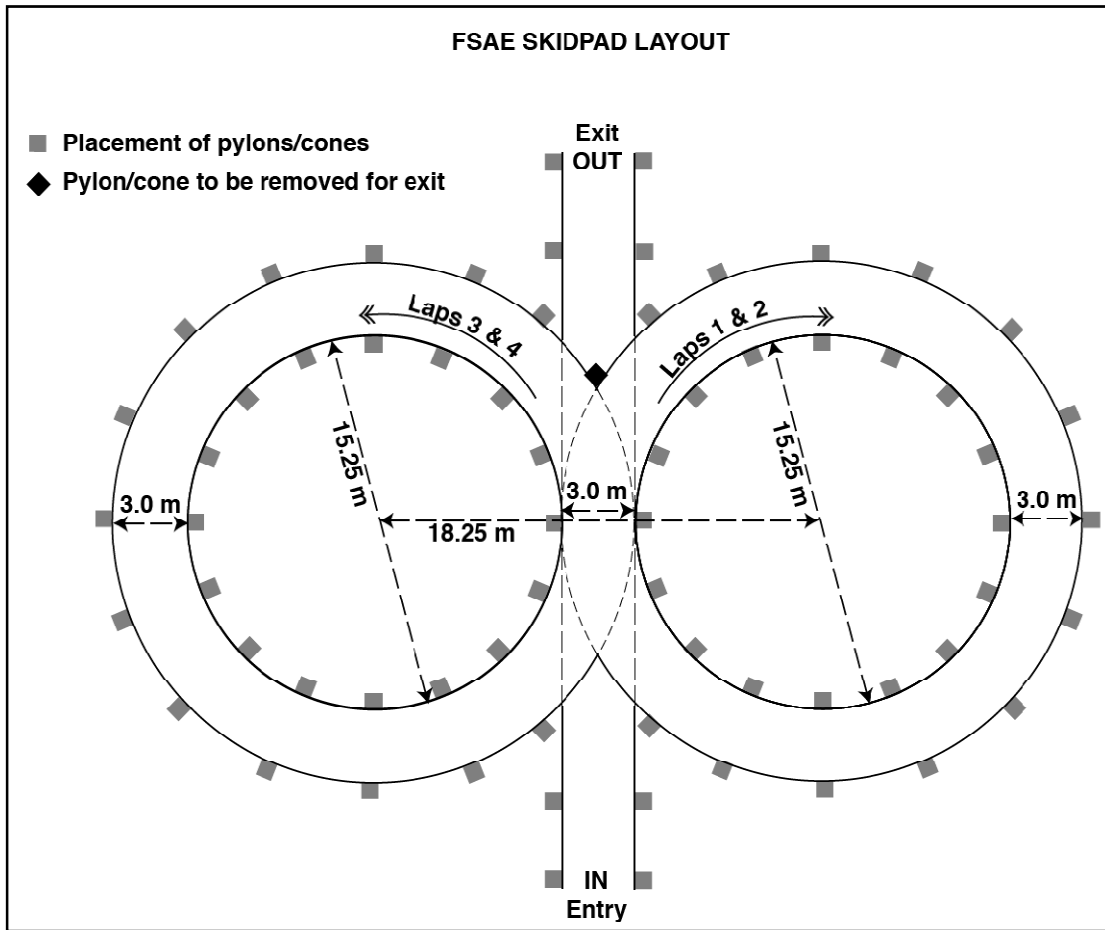


Figura 2.2 Configuración de la prueba de giros (skid-pad)

## 2.5 Dinámica del vehículo en aceleración y deceleración

### Longitudinal

A través del Diagrama de Cuerpo Libre del vehículo (figura 2.6) se puede realizar un balance de fuerzas, utilizando la segunda ley de Newton y así obtener las ecuaciones que rigen la dinámica del vehículo durante aceleración y frenada.

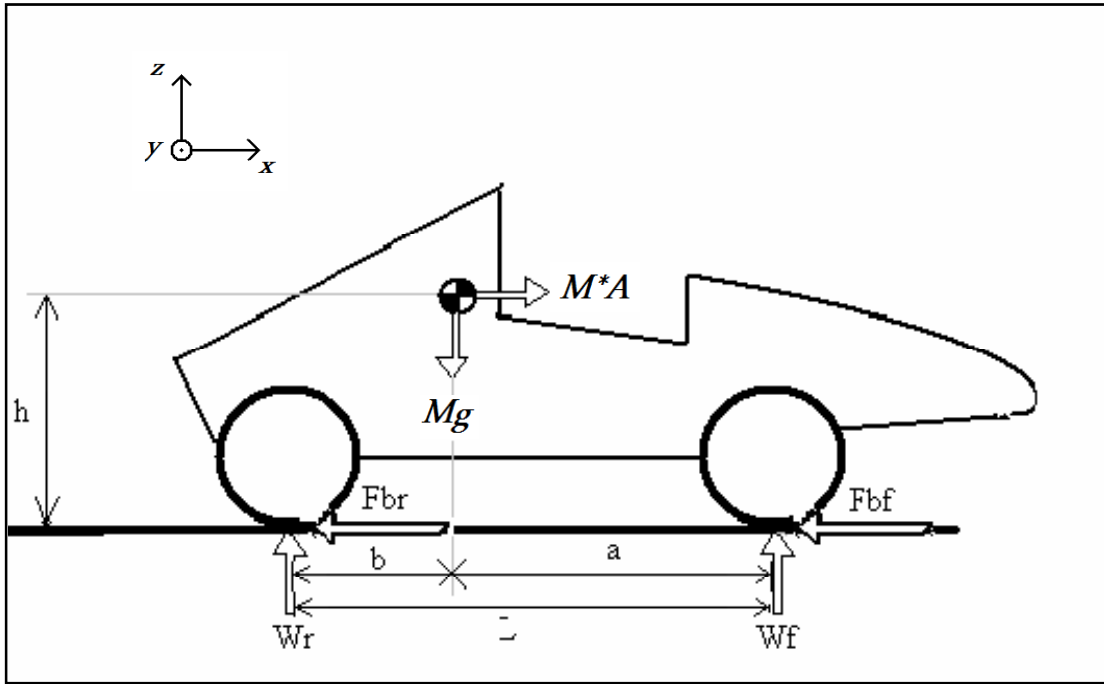


Figura 2.3: Diagrama de cuerpo libre longitudinal del vehículo.

Donde  $M$  es la masa total del vehículo en kg.,  $g$  la aceleración de gravedad en  $m/s^2$ .,  $W_f$  la componente del peso del eje delantero en N.,  $W_r$  la componente del peso del eje trasero en N.,  $a$  la distancia del eje delantero al centro de gravedad en m.,  $b$  la distancia del eje trasero al centro de gravedad en m.,  $h$  la altura del centro de gravedad en m.,  $F_{bf}$  la fuerza de frenado (fricción) en la parte delantera en N.,  $F_{br}$  la fuerza de frenado en la parte trasera en N.,  $A$  la aceleración lineal en  $m/s^2$ .,  $Mg$  la componente del peso del vehículo en N y  $L$  la distancia entre ejes en m.

Del trabajo OPTIMIZACIÓN DEL SISTEMA DE FRENOS DE UN VEHICULO TIPO FORMULA SAE (Herrera A. Jaime A. – León I. Oswaldo J, 2007) obtenemos las siguientes ecuaciones:

$$W_f = \frac{M \cdot g \cdot b + M \cdot A \cdot h}{L} \quad (2-5)$$

$$W_r = \frac{M \cdot g \cdot a - M \cdot A \cdot h}{L} \quad (2-6)$$

## CAPITULO II: MARCO REFERENCIAL

### DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE SUJECIÓN ÚNICA Y CENTRAL PARA LAS RUEDAS DEL PROTOTIPO F-SAE UCV 2009

$$F_{bf} = W_f * \mu_x \quad (2-7)$$

$$F_{br} = W_r * \mu_x \quad (2-8)$$

$$T_{bf} = F_{bf} * r_{f2} \quad (2-9)$$

$$T_{br} = F_{br} * r_{r1} \quad (2-10)$$

Para este estudio es conveniente manejar estos valores en cada rueda, ya que el balance de peso lateral es de 50% se dividen estos valores entre 2 y queda:

$$F_{zfe} = \frac{W_f}{2} \text{ con } A = 0 \quad (2-11)$$

$$F_{zre} = \frac{W_r}{2} \text{ con } A = 0 \quad (2-12)$$

$$F_{zfd} = \frac{W_f}{2} \text{ con } A = a_2 \quad (2-13)$$

$$F_{zrd} = \frac{W_r}{2} \text{ con } A = a_1 \quad (2-14)$$

$$F_{xfd} = F_{zfd} * \mu_x \quad (2-15)$$

$$F_{xrd} = F_{zrd} * \mu_x \quad (2-16)$$

$$F_{yfd} = F_{zfd} * \mu_y \quad (2-17)$$

$$F_{yrd} = F_{zrd} * \mu_y \quad (2-18)$$

$$r_{f2} = r - \frac{F_{zfd}}{K_{rueda}} \quad (2-19)$$

$$r_{r1} = r - \frac{F_{zrd}}{K_{rueda}} \quad (2-20)$$

$$T_f = F_{xfd} * r_{f2} \quad (2-21)$$

$$T_r = F_{xrd} * r_{r1} \quad (2-22)$$

Lateral

De manera análoga al análisis longitudinal, se puede elaborar el diagrama de cuerpo libre lateral del vehículo. Este análisis es especialmente útil cuando el prototipo se encuentra girando. Específicamente este diagrama es útil para analizar la transferencia de carga lateral durante la prueba de skid-pad en la cual el valor de la aceleración lateral es máximo en toda la competencia.

Es importante hacer este diagrama lateral en un plano vertical que pasa por el eje delantero, y en un plano vertical que pasa por el eje trasero. El estudio lateral se realiza en la peor condición para cada eje, que es en deceleración máxima en caso del eje frontal, y aceleración máxima en caso del eje trasero. Por ende las el peso instantáneo que va a sentir cada uno es el que se toma en cuenta para la componente vertical del peso en los diagramas de cuerpo libre.

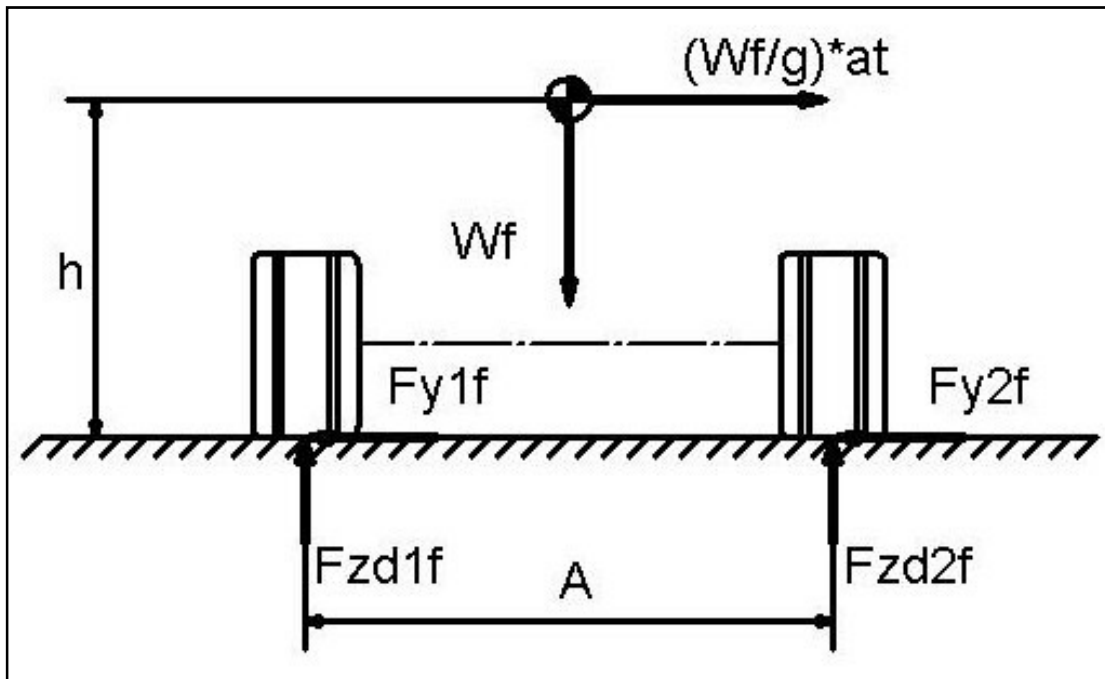


Figura 2.4: Diagrama de cuerpo libre lateral en un plano vertical que pasa por el eje delantero del vehículo.

**CAPITULO II: MARCO REFERENCIAL**

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE SUJECCIÓN ÚNICA Y CENTRAL PARA LAS RUEDAS DEL PROTOTIPO F-SAE UCV 2009**

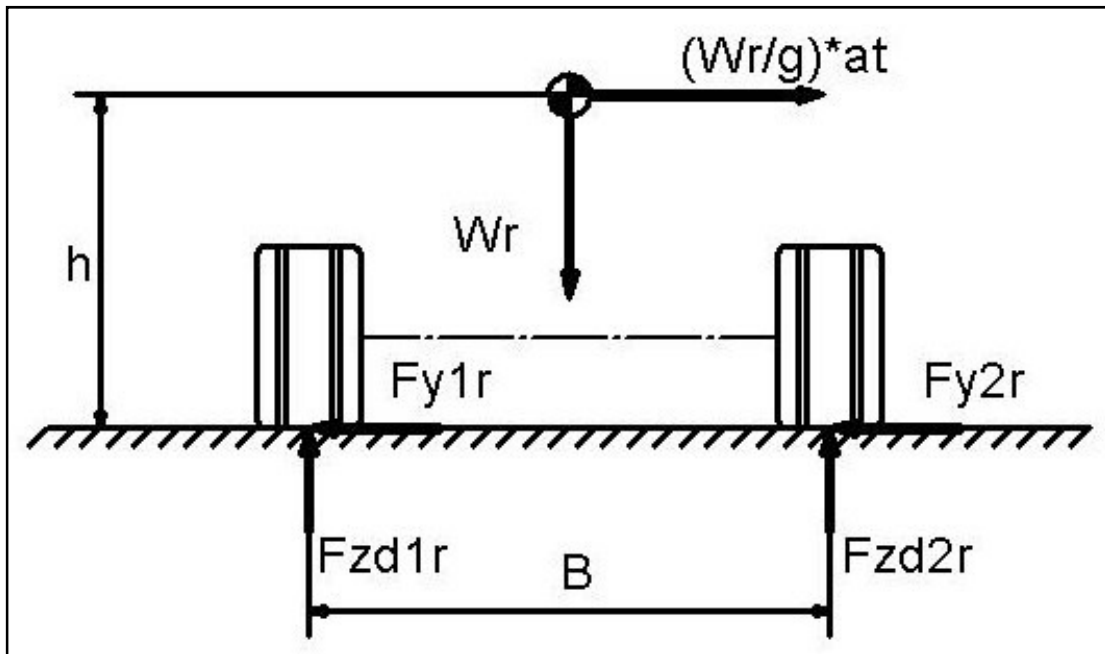
A continuación se presentan las ecuaciones del análisis lateral del prototipo en el eje delantero:

$$Fzd1f = \frac{Wf * \frac{B}{2} - \frac{Wf}{g} * at * h}{A} \quad (2-23)$$

$$Fzd2f = \frac{Wf * \frac{B}{2} + \frac{Wf}{g} * at * h}{A} \quad (2-24)$$

$$Fy1f = Fzd1f * \mu_y \quad (2-25)$$

$$Fy2f = Fzd2f * \mu_y \quad (2-26)$$



*Figura 2.5: Diagrama de cuerpo libre lateral de un plano vertical que pasa por el eje trasero del vehículo.*

De manera análoga se obtienen a continuación las ecuaciones del diagrama de cuerpo libre lateral del vehículo en el eje trasero.

$$Fzd1r = \frac{Wr * \frac{B}{2} - \frac{Wr}{g} * at * h}{B} \quad (2-27)$$

$$Fzd2r = \frac{Wr * \frac{B}{2} + \frac{Wr}{g} * at * h}{B} \quad (2-28)$$

$$Fy1r = Fzd1r * \mu_y \quad (2-29)$$

$$Fy2r = Fzd2r * \mu_y \quad (2-30)$$

## **2.6 Par máximo del motor**

En años anteriores se determino el par máximo y la potencia máxima del motor en 4<sup>ta</sup> velocidad de transmisión. Con la relación de trasmisión obtenida en el manual de fabricante del motor se obtiene que el par máximo del motor en 1ra velocidad tiene un valor de 115 N.m medido en piso. La condición más desfavorable en el eje trasero por rueda, es resistir el par máximo Tf sumado el par del motor entregado en cada una que tiene un valor de 57.5 N.m y lo denotamos como Tm.

## **2.7 Pasos de Diseño**

Se utilizará como guía, una tabla muy útil en el que se propone el procedimiento a seguir para llevar a cabo el diseño de un elemento, para aprovechar al máximo su uso, se contó con las opiniones y la participación de varios miembros del equipo para definir con un campo más amplio de criterios en cada una de las casillas de estos pasos.



## CAPITULO II: MARCO REFERENCIAL

### DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE SUJECIÓN ÚNICA Y CENTRAL PARA LAS RUEDAS DEL PROTOTIPO F-SAE UCV 2009

Identificar los requisitos del equipo	Definir especificaciones
Definir las funciones del dispositivo	
Indicar los requisitos de diseño	
Definir los criterios de evaluación	
Proponer varios conceptos de diseños alternativos	Crear los conceptos de diseño
Evaluar cada alternativa propuesta	
Validar cada alternativa de acuerdo con cada criterio de evaluación	
Seleccionar el concepto de diseño optimo	Toma de decisiones
Completar el diseño detallado del concepto seleccionado	Diseño detallado

*Tabla 2.2 Pasos en el proceso de diseño (Fuente: Diseño de elementos de maquinas; Robert L. Mott)*

#### 2.8 Mecanizado por arranque de viruta

El material es arrancado o cortado con una herramienta dando lugar a viruta. La herramienta generalmente consta de uno o varios filos o cuchillas que separan la viruta de la pieza en cada pasada. En el mecanizado por arranque de viruta se dan procesos de desbaste (eliminación de mucho material con poca precisión; proceso intermedio) o de acabado (eliminación de poco material con mucha precisión, para dejar terminada la pieza). Sin embargo, tiene una limitación física: no se puede eliminar todo el poco material que se quiera porque llega un momento en que el esfuerzo para apretar la herramienta contra la pieza es tan liviano que la herramienta no penetra y no se llega a extraer viruta.

## **2.9 Mecanizado con máquina de herramienta**

El mecanizado se hace mediante una máquina herramienta, manual, semiautomática o automática, pero el esfuerzo de mecanizado es realizado por un equipo mecánico, con los motores y mecanismos necesarios. Las máquinas herramientas de mecanizado clásicas son:

- Taladro: La pieza es fijada sobre la mesa del taladro, la herramienta, llamada broca, realiza el movimiento de corte giratorio y de avance lineal, realizando el mecanizado de un agujero o taladro del mismo diámetro que la broca y de la profundidad deseada.
- Torno: El torno es la máquina herramienta de mecanizado más difundida, si bien solo puede realizar piezas de revolución, estas son en la industria las de uso más general, la pieza se fija en el plato del torno, que realiza el movimiento de corte girando sobre su eje, la cuchilla realiza el movimiento de avance eliminando el material en los sitios precisos.
- Fresadora: En la fresadora el movimiento de corte lo tiene la herramienta; que se denomina fresa, girando sobre su eje, el movimiento de avance lo tiene la pieza, fijada sobre la mesa de la fresadora que realiza este movimiento.

## **2.10 Teorías de falla**

Se conocen como teorías de falla o criterios de falla a los criterios usados para determinar los esfuerzos permisibles en estructuras o componentes de máquinas. Se utilizan diversas formulaciones, dependiendo del tipo de material que se utiliza. Existen teorías para materiales dúctiles y frágiles, en este caso, los materiales

## CAPITULO II: MARCO REFERENCIAL

### DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE SUJECIÓN ÚNICA Y CENTRAL PARA LAS RUEDAS DEL PROTOTIPO F-SAE UCV 2009

utilizados para la fabricación de los elementos son variados aunque todos ubicados en el rango de materiales dúctiles.

#### 2.10.1 Teoría de la tensión tangencial máxima (Criterio de Tresca)

Esta teoría fue propuesta por Henri Tresca, bajo este criterio una pieza resistente o elemento estructural falla cuando en alguno de sus puntos sucede que:

$$\tau_{max} \geq \frac{\sigma_{fluencia}}{2} \quad \tau_{max} = \left( \frac{\sigma I - \sigma III}{2} \right)$$

Donde  $\sigma_{fluencia}$  es la tensión de límite elástico del material de la pieza.,  $\tau_{máx}$  la tensión cortante máxima del punto considerado,  $\sigma I$  y  $\sigma III$  son la mayor y menor tensión principal en el punto considerado respectivamente.

# **CAPITULO III**

## **METODOLOGÍA**

En el siguiente capítulo encontraremos el procedimiento técnico para la concepción del diseño final del sistema de sujeción único y central para el prototipo FSAE-UCV 2009. Para ello se utilizaron herramientas conocidas de diseño, tales como tormenta de ideas y matrices de selección con el fin de facilitar y disminuir el tiempo entre el inicio y el final del proyecto. Asimismo se tuvo el especial interés de tomar en cuenta los requerimientos del dispositivo sugeridos por varios miembros del equipo Team Formula SAE-UCV que cuentan con experiencia dentro de la competencia, conocen el desempeño de los elementos, y están involucrados en el satisfactorio desarrollo del sistema de sujeción de la rueda al vehículo.

## CAPITULO III: METODOLOGÍA

### DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE SUJECIÓN ÚNICA Y CENTRAL PARA LAS RUEDAS DEL PROTOTIPO F-SAE UCV 2009

#### 3.1 Definición de las especificaciones

##### 3.1.1 Requisitos del equipo Team Formula SAE-UCV

Basado en las experiencias y criterios de varios miembros del equipo, se estableció los requerimientos del elemento a diseñar; en general estas son las características deseables de todos los elementos diseñados y construidos en Venezuela por los integrantes de la agrupación.

- Corto tiempo de montaje y desmontaje de la rueda, rotor y disco de freno
- Uso de pocas herramientas
- Que soporte las cargas máximas de desempeño del vehículo
- Que sea ligero
- Que implique poco mantenimiento
- De fácil fabricación bajos costos de fabricación
- Confiable
- Estético
- Funcional
- Durable en el tiempo
- Que sea estandarizado
- Elementos encontrados mercado nacional
- Manufactura al alcance del equipo

##### 3.1.2 Funciones del dispositivo

En este punto el criterio personal toma mayor peso ya que durante el estudio minucioso del desempeño del rotor, el cual es el vinculo entre el rin y el disco de freno, es donde se conoce claramente que funciones este debe cumplir.

- Sujetar el rin al rotor mediante un elemento único ubicado en el centro del rin

## CAPITULO III: METODOLOGÍA

### DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE SUJECIÓN ÚNICA Y CENTRAL PARA LAS RUEDAS DEL PROTOTIPO F-SAE UCV 2009

- Soportar las fuerzas laterales en el evento “skid-pad” Soportar el par de frenada para ruedas delanteras
- Soportar el par máximo del motor y frenada para las ruedas traseras
- Soportar la flexión máxima de trenada en las ruedas delanteras
- Soportar la flexión máxima de acelerada en las ruedas traseras

#### 3.1.3 Requisitos de Diseño

- Debe entrar en espacio confinado por el rin de 32 cm de diámetro.
- Debe ser indiferente su operación bajo condiciones de lluvia.
- Los rotores delanteros y traseros deben soportar los pares máximos calculados por las ecuaciones (2-19) y (2-20) respectivamente.
- El conjunto delantero debe resistir las cargas verticales en el instante de frenada, esta fuerza vertical se obtiene de la ecuación (2-13).
- El rotor trasero debe soportar la carga vertical en máxima aceleración; la magnitud viene dada por la ecuación (2-14).
- El conjunto debe resistir las fuerzas laterales en condiciones de viraje, estas magnitudes se obtienen a través de las ecuaciones (2-15) y (2-16).
- El porta masas preferiblemente debe quedar adentro del rin.

#### 3.1.4 Criterios de evaluación

- Seguridad
- Costo
- Facilidad de manufactura
- Tiempo de montaje y desmontaje
- Peso
- Costo de operación y mantenimiento
- Materiales accesibles

### 3.2 Creación de los conceptos de diseño

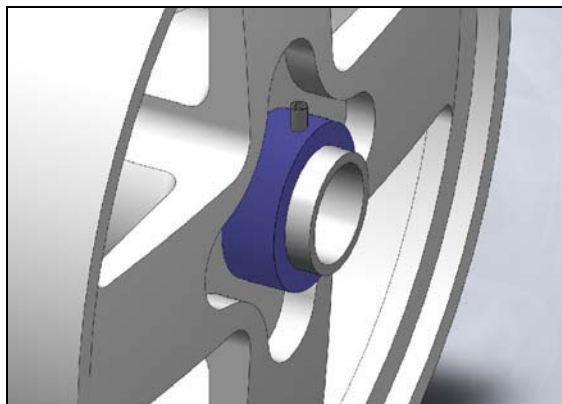
Para la creación de varias propuestas de diseño se conto con una técnica muy conocida y bastante útil como lo es la tormenta de ideas, con la cual se disminuye considerablemente el periodo de la concepción del diseño final y surgen soluciones no consideradas anteriormente. Esta tormenta ideas se llevo a cabo con el 70% del los miembros activos de la agrupación y con algunos ex-miembros. Fueron en total 14 integrantes que participaron en esta actividad.

#### 3.2.1 Propuesta de diseños alternativos

De los resultados de la tormenta de ideas se tomaron en cuenta solo las posibilidades que cumplen en totalidad con los requisitos expuestos en la sección 3.1.1 de este trabajo. A continuación se presentan las propuestas seleccionadas:

Para la sujeción del rin al rotor.

- a) Sujeción mediante un collarín y tornillo prisionero: Se tiene el eje hueco del rotor donde se coloca un collarín del mismo material con un agujero para colocar un tornillo prisionero y de este modo evitar el desplazamiento axial del rin con respecto al eje del rotor.

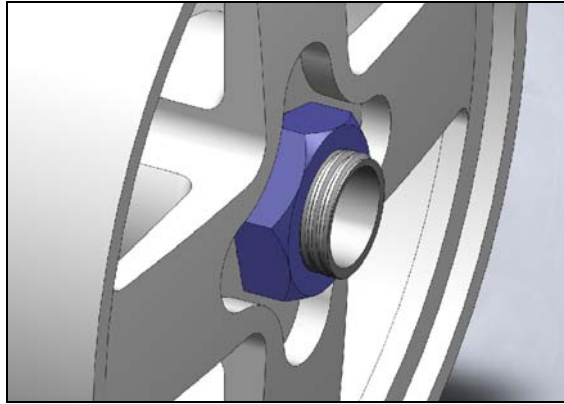


*Figura 3.1: Sujeción del rin mediante un collarín y tornillo prisionero.*

### CAPITULO III: METODOLOGÍA

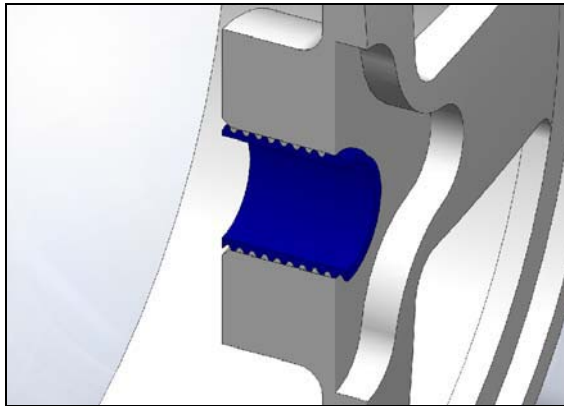
#### DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE SUJECIÓN ÚNICA Y CENTRAL PARA LAS RUEDAS DEL PROTOTIPO F-SAE UCV 2009

- b) Sujeción con tuerca central en los rotores del vehículo: En esta propuesta se rosca externamente el eje vinculante del rotor al rin, para con una tuerca sujetar el rin evitando el desplazamiento.



*Figura 3.2: Sujeción del rin mediante tuerca central en el rotor.*

- c) Rosca interna en el rin: Consiste en roscar internamente el agujero del rin, para hacerlo girar al eje con el mismo tamaño de rosca en la parte exterior del eje del rotor.



*Figura 3.3: Sujeción al rotor por rosca interna en el rin.*

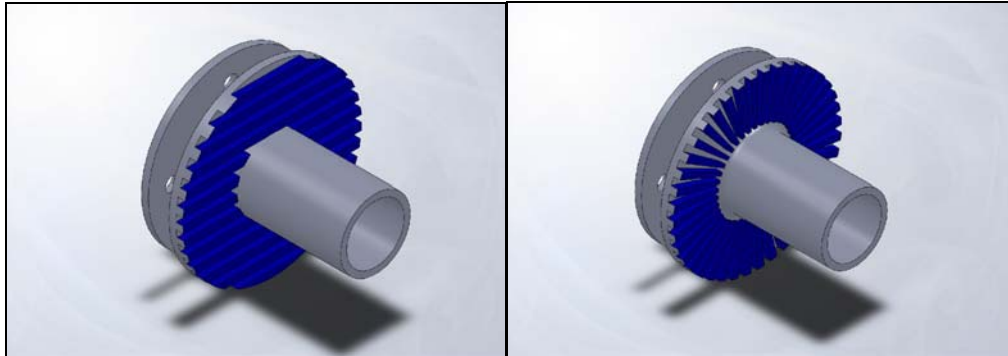


### CAPITULO III: METODOLOGÍA

#### DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE SUJECIÓN ÚNICA Y CENTRAL PARA LAS RUEDAS DEL PROTOTIPO F-SAE UCV 2009

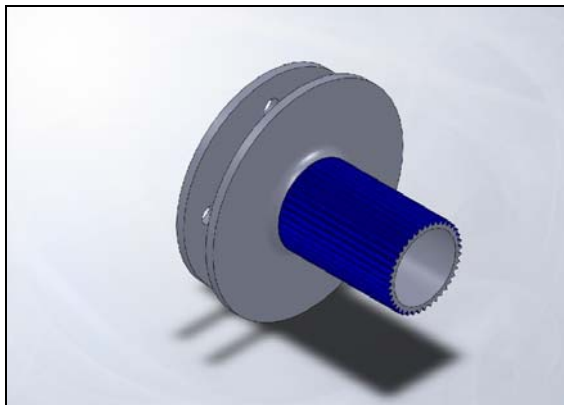
Para la transmisión de potencia.

- a) Engranaje recto: Consiste en mecanizar la pared externa del rotor en forma de engranajes rectos, que pueden estar dispuestos en una sola dirección o en forma radial con respecto al eje geométrico del rotor.



*Figura 3.4: Transmisión de potencia mediante engranajes rectos en una dirección y en dirección radial.*

- b) Eje nervado en el eje del rotor: La transmisión de potencia para este particular se da a través de engranajes rectos dispuestos a lo largo del eje del rotor y con la respectiva hembra de nervado en el rin de las ruedas.



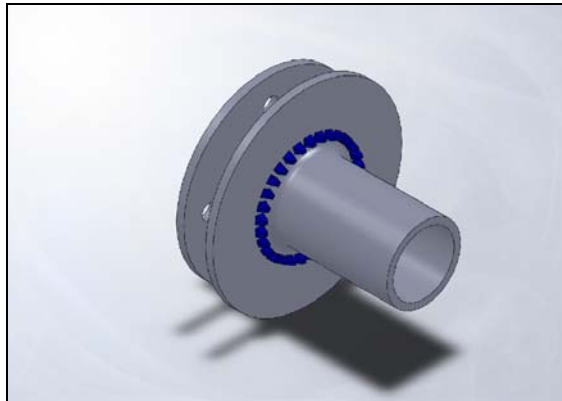
*Figura 3.5: Transmisión de potencia mediante nervadura en el eje del rotor.*

- c) Dientes trapezoidales: En esta se deben mecanizar dientes de engranes trapezoidales en la superficie del rotor que hace contacto con el rin, teniendo

### CAPITULO III: METODOLOGÍA

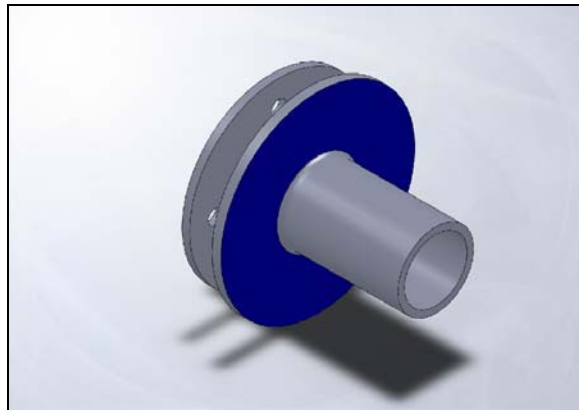
#### DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE SUJECIÓN ÚNICA Y CENTRAL PARA LAS RUEDAS DEL PROTOTIPO F-SAE UCV 2009

este ultimo cavidades trapezoidales para acoplar correctamente el rotor y el rin.



*Figura 3.6: Transmisión de potencia por dientes trapezoidales.*

- d) Fricción: Esta solución trabajaría similar al un dispositivo de cloche en los automóviles de caja sincrónica, en el cual mediante dos superficies en contacto con alto coeficiente de fricción, se transmite el par motor de un eje a otro.

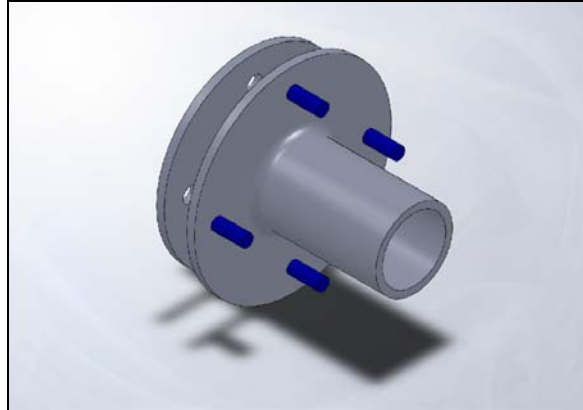


*Figura 3.7: Transmisión de potencia fricción entre la pared del rotor y la pared interna del rin.*

- e) Pasadores lisos. Se sustituyen los espárragos o pernos en los sistemas de sujeción convencionales, por una cantidad definida de pasadores lisos dispuestos radialmente en la pared del rotor, los cuales acoplan en agujeros ciegos hechos en el rin de las ruedas del prototipo.

### CAPITULO III: METODOLOGÍA

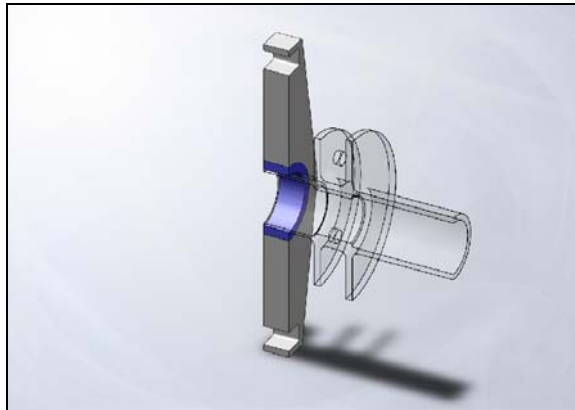
#### DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE SUJECIÓN ÚNICA Y CENTRAL PARA LAS RUEDAS DEL PROTOTIPO F-SAE UCV 2009



*Figura 3.8: Transmisión de potencia mediante pasadores lisos.*

Para sostén del sistema al porta masas

- a) Rodamiento en el porta masas y rotor en el rodamiento: Se perfora el porta masa con un agujero que cumplirá la función de asiento de un rodamiento, en el cual iría en la pista interna el extremo opuesto al rin del rotor.

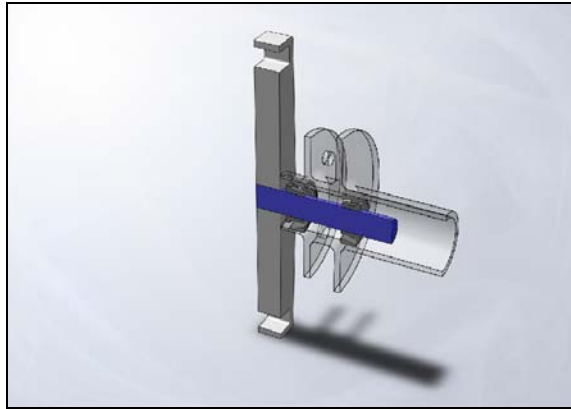


*Figura 3.9: Sujeción al porta masas por rodamiento en porta masas y rotor en el rodamiento.*

- b) Eje fijo al porta masas y rodamientos en eje: Se mecaniza un eje previamente calculado, el cual se fija en un agujero en el porta masas, y en el cual se fija uno o varios rodamientos los cuales permitirían el giro libre del rotor, que gira solidario a la rueda, con respecto al eje.

## CAPITULO III: METODOLOGÍA

### DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE SUJECIÓN ÚNICA Y CENTRAL PARA LAS RUEDAS DEL PROTOTIPO F-SAE UCV 2009



*Figura 3.10: Sujeción al porta masas por eje fijo al porta masas y rodamientos en el eje.*

#### 3.2.2 Evaluación de las propuestas

Para evaluar cada alternativa se contó con el apoyo de varios miembros con experiencia de la agrupación y con uno de los profesores asesores. Se analizó cada una de las alternativas según las funciones que debe cumplir cada elemento. Se tomaron en cuenta para la selección la que cumplen con todas ellas y se procederá luego a la selección de la que produzca mejores beneficios.

#### 3.2.3 Validación de los diseños

Al igual que en el apartado anterior se validó cada propuesta de diseño según los criterios de evaluación. Se descartaron aquellas que no cumplieran con alguno de estos criterios ya que son de cumplimiento estricto para el correcto desempeño de los dispositivos, y para garantizar un mínimo de beneficios y competitividad para la agrupación.

### **3.3 Toma de decisiones**

*Selección del concepto de diseño optimo.*

Para concretar el diseño final, con los criterios de evaluación previamente definidos en la sección 3.1.4, se procede a la selección del tipo de sujeción, transmisión de potencia y sujeción al porta masas mediante el uso de matrices de selección, en la cual se jerarquizan estos criterios y se les asigna una ponderación de 0 a 5 puntos; posteriormente a los diseños se les asigna un valor que muestra el nivel de cumplimiento de los requisitos establecidos, entre 0 y 10 puntos, donde 0 indica que no cumple el requisito y 10 que lo cumple. Una vez asignadas las ponderaciones y valores correspondientes se suman para obtener una puntuación total, seleccionando aquel que obtenga la mayor puntuación. La ponderación de cada criterio de selección es la siguiente:

- 1) Seguridad: 4
- 2) Costo: 4
- 3) Facilidad de manufactura: 5
- 4) Tiempo de montaje y desmontaje: 4
- 5) Peso: 5
- 6) Costo de operación y mantenimiento: 2
- 7) Materiales accesibles: 3

### CAPITULO III: METODOLOGÍA

#### DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE SUJECIÓN ÚNICA Y CENTRAL PARA LAS RUEDAS DEL PROTOTIPO F-SAE UCV 2009

#### SISTEMA DE SUJECIÓN

	PONDERACIÓN	a	b	c
SEGURIDAD	4	5	10	8
COSTO	4	9	9	10
MANUFACTURA	5	9	8	7
TIEMPO DE MONTAJE Y DESMONTAJE	4	6	10	9
PESO	5	9	8	10
COSTO DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO	2	6	10	10
MATERIALES ACCESIBLES	3	9	10	10
<b>TOTAL</b>		<b>209</b>	<b>246</b>	<b>243</b>

*Tabla 3.1: Matriz de selección para el sistema de sujeción.*

#### TRANSMICIÓN DE POTENCIA

	PONDERACIÓN	a	b	C	d	e
SEGURIDAD	4	10	7	9	10	10
COSTO	4	9	9	9	6	10
MANUFACTURA	5	5	5	5	3	10
TIEMPO DE MONTAJE Y DESMONTAJE	4	10	10	9	10	8
PESO	5	9	8	8	9	10
COSTO DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO	2	10	10	10	8	9
MATERIALES ACCESIBLES	3	10	10	10	4	10
<b>TOTAL</b>		<b>236</b>	<b>219</b>	<b>223</b>	<b>192</b>	<b>260</b>

*Tabla 3.2: Matriz de selección para el sistema de transmisión de potencia.*

### CAPITULO III: METODOLOGÍA

#### DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE SUJECIÓN ÚNICA Y CENTRAL PARA LAS RUEDAS DEL PROTOTIPO F-SAE UCV 2009

##### SUJECION AL PORTA MASAS

	PONDERACION	a	b
SEGURIDAD	4	9	10
COSTO	4	7	8
MANUFACTURA	5	9	7
TIEMPO DE MONTAJE Y DESMONTAJE	4	10	10
PESO	5	7	9
COSTO DE OPERACION Y MANTENIMIENTO	2	6	8
MATERIALES ACCESIBLES	3	10	10
TOTAL		226	238

Tabla 3.3: Matriz de selección para el vinculo entre el rotor y porta masas.

Es importante destacar en este punto que debido al vinculo existente en el eje trasero con los elementos de transmisión de potencia, se imposibilita colocar el sistema de sujeción al porta masas por un eje fijo ya que en este espacio debe ir el elemento giratorio que une al rotor con el tripoide del vehículo, por lo que se sujetara por la opción a) con una brida adicional entre el rotor y el elemento de transmisión del par.

#### 3.4 Diseño detallado

En este punto se calcularan las dimensiones necesarias de todos los elementos de las configuraciones seleccionadas para sujeción del rin, transmisión de potencia y sujeción al porta masas. El método de diseño se llevara a cabo empezando desde el elemento de sujeción al porta masas luego la transmisión de potencia y por último la sujeción al rin, ya que se desea hacer el sistema lo más ligero posible es necesario diseñar de adentro hacia afuera desde el porta masas.

3.4.1 Sujeción al porta masas

**Eje**

Para dimensionar el eje se dibuja el diagrama de cuerpo libre del mismo para encontrar el punto más crítico en condiciones de máxima deceleración. Se construye el diagrama de momento flector y fuerza cortante, para de este modo hallar el punto más crítico y hacer los cálculos en las condiciones más desfavorables. Luego de esto se llevo a cabo un análisis del elemento por fatiga ya que este eje estaría sometido a repetidas condiciones de acelerada y frenada.

Se debe considerar que sobre la rueda existen 2 fuerzas de interés al trasladar hasta el eje del porta masas, la fuerza  $Fzfd$  y la fuerza  $Fxfd$ . Por lo cual en el momento flector se debe considerar ambas trasladadas al eje. Como la  $Fxfd$  es proporcional en una magnitud igual a  $\mu x$  con respecto a  $Fzfd$  (ecuación 2.15), y ambas son perpendiculares, tenemos que la fuerza resultante que actúa en el lado del empotramiento es igual a:

$$\text{Fresultante} = Fzfd * \sqrt{1 + \mu x^2} \quad (3-1)$$

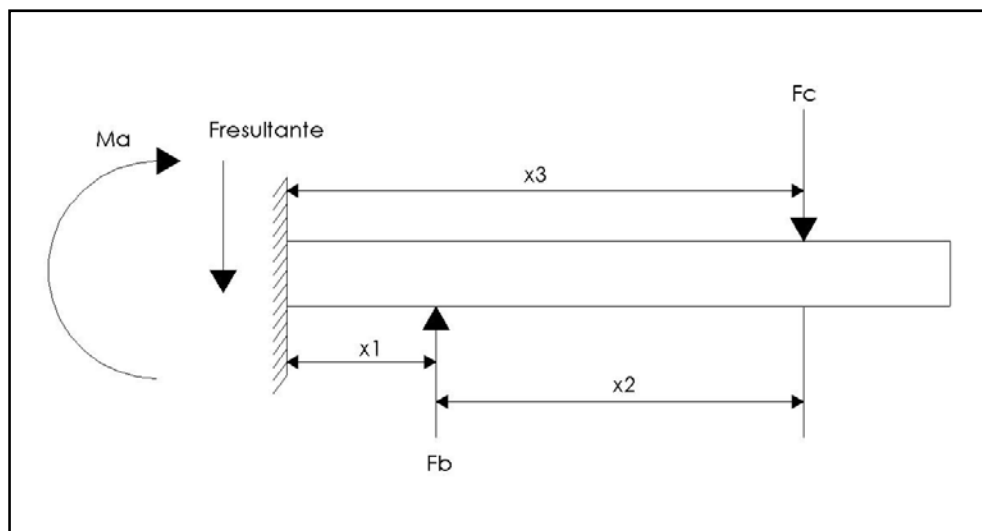


Figura 3.11: Diagrama de cuerpo libre del eje del rotor.



### CAPITULO III: METODOLOGÍA

#### DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE SUJECIÓN ÚNICA Y CENTRAL PARA LAS RUEDAS DEL PROTOTIPO F-SAE UCV 2009

En el diagrama anterior se representan las cargas correspondientes al peso delantero por rueda del vehículo en condiciones de frenada con bloqueo de ruedas que es la condición crítica de trabajo para el eje delantero, asimismo se representan las cargas producidas por los asientos de los rodamientos dispuestos en el eje, representadas por  $F_b$  y  $F_c$ . Las distancias desde el porta masas a cada uno de los rodamientos son  $x_1$  para el primer rodamiento y  $x_3$  para el segundo. La distancia entre rodamientos se representa por  $x_2$ .

Estableciendo las ecuaciones de equilibrio de este diagrama de cuerpo libre se determina lo siguiente:

$$F_b = \text{Fresultante} * \frac{x_3}{x_2} \quad (3-2)$$

$$F_c = \text{Fresultante} * \frac{x_1}{x_2} \quad (3-3)$$

$$M_a = 0 \quad (3-4)$$

El siguiente paso es dibujar el diagrama de momento flector en el eje para determinar el esfuerzo axial máximo en el eje ya que es este el que se considera para análisis de falla.

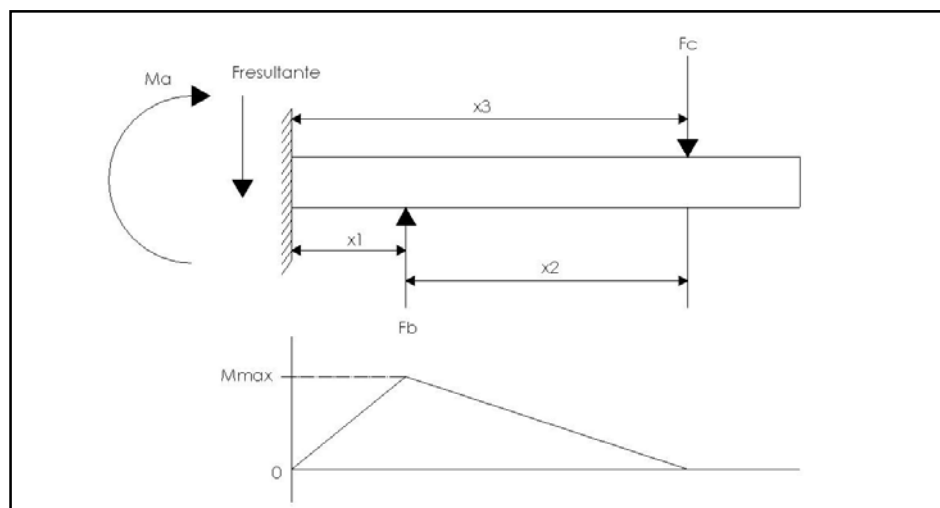


Figura 3.12: Diagrama de momento flector del eje.

### CAPITULO III: METODOLOGÍA

#### DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE SUJECIÓN ÚNICA Y CENTRAL PARA LAS RUEDAS DEL PROTOTIPO F-SAE UCV 2009

De lo cual se deduce:

$$M_{max} = F_b * x_1 \quad (3-5)$$

Considerando que en frenada a fondo con bloqueo de las ruedas, también se está girando, se debe tomar en cuenta la fuerza axial producida por la rueda y que es transmitida al eje. Por lo que se debe utilizar la teoría de superposición para calcular el esfuerzo axial en el eje producido por el momento flector y por la fuerza axial en viraje.

$$\sigma_m = \frac{M_{max} * r}{I_{eje}} + \frac{F_y f d}{A_{eje}} \quad (3-6)$$

Donde:

$\sigma_m$  = Esfuerzo axial en punto de máximo momento flector del eje

$r$  = Radio de la sección transversal del eje.

$A_{eje}$  = Área del eje.

$I_{eje}$  = Momento de inercia del eje respecto al eje centroidal.

No es necesario realizar el diagrama de fuerzas cortantes en el sistema ya que está demostrado que para una sección circular el esfuerzo cortante horizontal es cero en el punto en el que el esfuerzo axial es máximo y esto ocurre en la periferia del elemento en la sección del momento flector máximo.

Por criterio uniaxial de esfuerzos se determina el factor de seguridad de este elemento para las condiciones críticas antes expuestas:

$$FS = \frac{\sigma_{fluencia}}{\sigma_m} \quad (3-7)$$

### CAPITULO III: METODOLOGÍA

#### DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE SUJECIÓN ÚNICA Y CENTRAL PARA LAS RUEDAS DEL PROTOTIPO F-SAE UCV 2009

Siendo  $\sigma$ fluencia esfuerzo de fluencia para el material seleccionado.

Para calcular el eje para vida a la fatiga se considera utiliza el método de Goodman que es un método aceptablemente conservador para este tipo de aplicaciones, ya que el método de Gerber es un método muy preciso para hacer cálculos de ruptura, y el método de Sodeberg es demasiado conservador según la bibliografía consultada.

Las ecuaciones para fatiga del eje son las siguientes:

$$sn' = cn * cr * sn \quad (3-7)$$

$$cn = \frac{2*r^{-0.11}}{7.62} \quad (3-8)$$

$$cr = 0.9 \quad (3-9)$$

$$\sigma_{min} = \frac{\frac{M*g*b+M*A2*h}{2*L} * \frac{x3}{x2} * x1*r}{I_{eje}} \quad (3-10)$$

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max}*r}{I_{eje}} \quad (3-11)$$

$$\sigma_{medio} = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad (3-12)$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \quad (3-13)$$

$$FS_{fatiga} = \frac{1}{\frac{\sigma_a}{sn'} + \frac{\sigma_{medio}}{su}} \quad (3-14)$$

Donde:

$sn'$  = Resistencia estimada a la fatiga

$cn$  = Factor de tamaño

$cr$  = Factor de confiabilidad

$\sigma_{min}$  = Esfuerzo axial mínimo

$\sigma_{max}$  = Esfuerzo axial máximo

$\sigma_{medio}$  = Esfuerzo medio

$\sigma_a$  = Esfuerzo alternante

$FS_{fatiga}$  = Factor de seguridad a fatiga

Se debe tener en cuenta al momento de calcular el diámetro del eje, tomar valores normalizados para que este pueda ser ajustado a la pista interna de los rodamientos disponibles en el mercado que se seleccionaran para el sistema.

### Roscado externo del eje

Para sujetar esta tuerca el eje debe tener una rosca externa. A continuación se especifica el tipo de rosca para el eje:

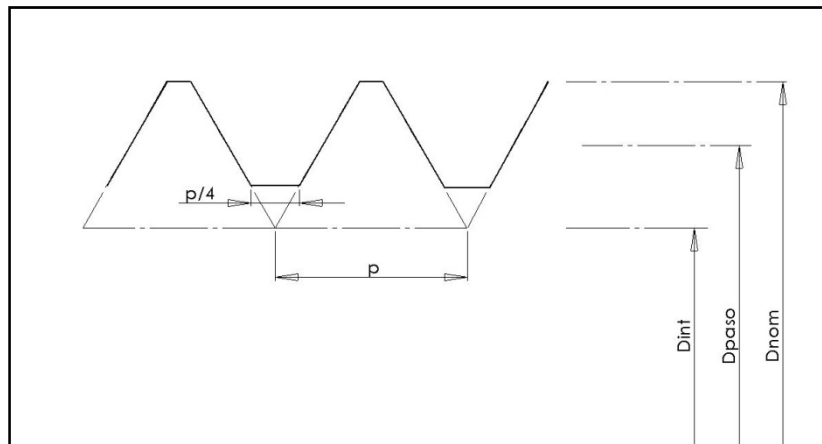


Figura 3.13: Perfil para los hilos de la rosca externa del eje.

En la figura anterior  $D_{nom}$  es el diámetro nominal calculado para el eje,  $D_{int}$  es el diámetro interno de la rosca,  $D_{paso}$  es el diámetro de paso de la rosca y  $p$  es el paso de la rosca. Se utiliza como referencia la tabla 8-1 del libro Diseño en Ingeniería Mecánica del autor Joseph Shigley Sexta edición Pág. 456, que contiene ecuaciones y datos de roscas métricas estándar de paso basto y fino, que cumplen con la norma ANSI B1.1-1974 y ANSI B18.3.1-1978.

Para el cálculo del diámetro interno y diámetro de paso se usan las ecuaciones presentadas en la tabla antes referida que cumplen con las normas.

### CAPITULO III: METODOLOGÍA

#### DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE SUJECIÓN ÚNICA Y CENTRAL PARA LAS RUEDAS DEL PROTOTIPO F-SAE UCV 2009

$$D_{int} = D_{nom} - 1.226869p \quad (3-15)$$

$$D_{paso} = D_{nom} - 0.649519p \quad (3-16)$$

Para determinar la resistencia a la tensión de del elemento roscado, se calcula el área con el diámetro igual a la media entre el diámetro interno y el diámetro de paso, que según referencias encontradas tiene la misma resistencia a la tensión que una barra sin roscar de ese mismo diámetro [11] y se define como  $A_t$ .

$$A_{t1} = \pi * \frac{(D_{int} + D_{paso})^2}{4} \quad (3-17)$$

con la cual podemos calcular el esfuerzo en la rosca

$$\sigma_{rosca1} = \frac{F_y f d}{A_t} \quad (3-18)$$

y el factor de seguridad para esfuerzo uniaxial de la rosca del eje:

$$FS_{rosca1} = \frac{\sigma_{fluencia}}{\sigma_{rosca1}} \quad (3-19)$$

Calculada la resistencia a tensión de la rosca del eje, se procede a calcular la resistencia al arranque debido a la fuerza de corte. Para esto es necesario conocer la longitud del área efectiva a tensión que es igual al espesor de la tuerca. Luego con el diámetro del paso de la rosca y la longitud se calcula el área de resistencia a corte  $A_c$ .

$$A_c = \frac{\pi * D_{paso} * L_{rosca}}{2} \quad (3-20)$$

Siendo el esfuerzo a corte:

$$\tau_{rosca1} = \frac{F_y f d}{A_c} \quad (3-21)$$

### CAPITULO III: METODOLOGÍA

#### DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE SUJECIÓN ÚNICA Y CENTRAL PARA LAS RUEDAS DEL PROTOTIPO F-SAE UCV 2009

y el factor de seguridad de estado uniaxial del eje a corte:

$$FSCrosca1 = \frac{\tau_{corte}}{\tau_{rosca1}} \quad (3-22)$$

#### Selección y cálculo de los rodamientos del eje

Debido a que el sistema debe soportar frecuentemente cargas axiales, debe seleccionarse rodamientos que cumplan con los requisitos de funcionamiento del sistema. Criterios para seleccionar estos rodamientos son costo, dimensiones y peso, por lo cual se hace uso de una matriz de selección para elegir qué tipo de rodamiento ofrece mayores beneficios. Son considerados 2 tipos de rodamientos: a) rodamientos de bola contacto angular y b) rodamientos cónicos.

	PONDERACION	a	b
TAMAÑO	5	8	10
COSTO	4	8	10
PESO	5	9	10
TOTAL		109	130

Tabla 3.4: Matriz de selección para el tipo de rodamiento.

Se comparó un rodamiento de cada tipo para el mismo diámetro de la pista interna para establecer los valores en la matriz de selección.

El se tomó SKF como la marca de los rodamientos y es de los catálogos de esta de donde se toman las siguientes ecuaciones para calcular las cargas estática y dinámica equivalente para seleccionar el tamaño del rodamiento.

$$P = 0.4 * Fb + Y * Fyfd \quad (3-15)$$

### CAPITULO III: METODOLOGÍA

#### DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE SUJECIÓN ÚNICA Y CENTRAL PARA LAS RUEDAS DEL PROTOTIPO F-SAE UCV 2009

Donde:

$P$  = Carga dinámica equivalente [N]

$Y$  = Coeficiente de carga axial específico para cada modelo de rodamiento y suministrado por el fabricante

$$p = 0.5 * F_b + Y_o * F_y f d \quad (3-16)$$

Donde:

$p$  = Carga dinámica equivalente [N]

$Y_o$  = Coeficiente de carga axial específico para cada modelo de rodamiento y suministrado por el fabricante

Para asegurarse que un rodamiento cumplirá con las condiciones de carga, la carga dinámica y estática equivalente calculada para las condiciones específicas de carga, deben ser menores a la capacidad de carga dinámica y estática respectivamente especificada por el fabricante para el rodamiento seleccionado.

#### **Tuerca del eje**

La tuerca de eje es la responsable de mantener ambos rodamientos en su lugar mientras el vehículo está en pleno desempeño. Para el diseño de la rosca interna en la tuerca se usa el negativo o recíproco de la figura 3.12 que fue la utilizada para el diseño de la rosca externa en el eje y es donde este elemento debe asentar en armonía.

Para el análisis de falla de este elemento tenemos que la tuerca siempre trabaja a compresión, por lo que no es necesario calcular la resistencia a la tensión de la rosca de la tuerca. Por otro lado, al seleccionarse el material de la tuerca igual al material del eje, la falla por corte puede ocurrir en el eje o bien puede ocurrir en la tuerca, por tanto la resistencia a corte de la rosca es la misma que en el eje calculado por la

### CAPITULO III: METODOLOGÍA

#### DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE SUJECIÓN ÚNICA Y CENTRAL PARA LAS RUEDAS DEL PROTOTIPO F-SAE UCV 2009

ecuación 3-21 y el factor de seguridad también es el mismo calculado por la ecuación 3-22.

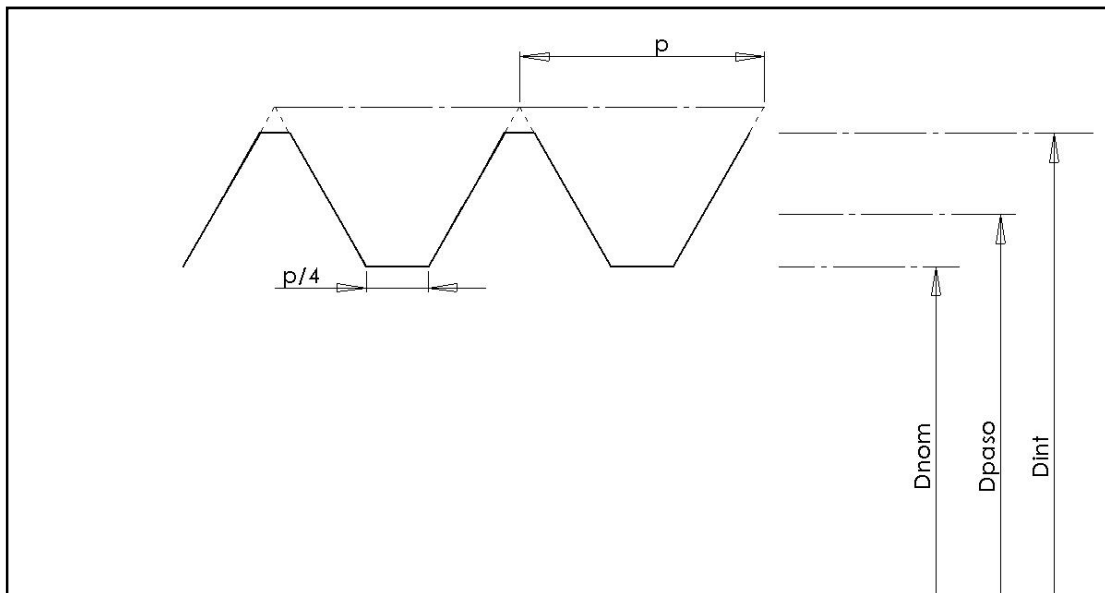


Figura 3.14: Perfil para los hilos de la rosca interna de la tuerca del eje.

En este caso el diámetro del valle es igual al diámetro nominal de la rosca externa del eje, y el diámetro nominal es igual al diámetro del valle de la rosca externa del eje para que ambas roscas puedan acoplar correctamente.

#### 3.4.2 Transmisión de potencia

Se debe tener en cuenta que debido a que el diseño del sistema de sujeción al porta masas, y las condiciones críticas de operación en el eje delantero y trasero del vehículo son distintas, las dimensiones de los rotores para cada eje transversal también los son. De este modo a continuación se describen por separado los procedimientos para el cálculo de los espesores de pared óptimos para cada elemento.



### Rotor delantero

El diámetro interno menor de los rotores viene dado por el diámetro de la pista externa de los rodamientos seleccionados para el apoyo del rotor al eje. Asimismo se debe considerar un cambio de sección para que las pistas externas de estos rodamientos puedan tener un tope y no se deslicen con el apriete de la tuerca en general en las condiciones de funcionamiento. Se propone que las caras internas de estos rodamientos que hacen tope en el rotor estén en el plano de la cara del rin para el caso del rodamiento mas externo, y en la cara más interna hacia el lado del porta masas de la brida del rotor que sujeta el disco de freno, esto con la finalidad de aprovechar el cambio de sección del rotor para transmitir también el par torsor en el momento de frenada.

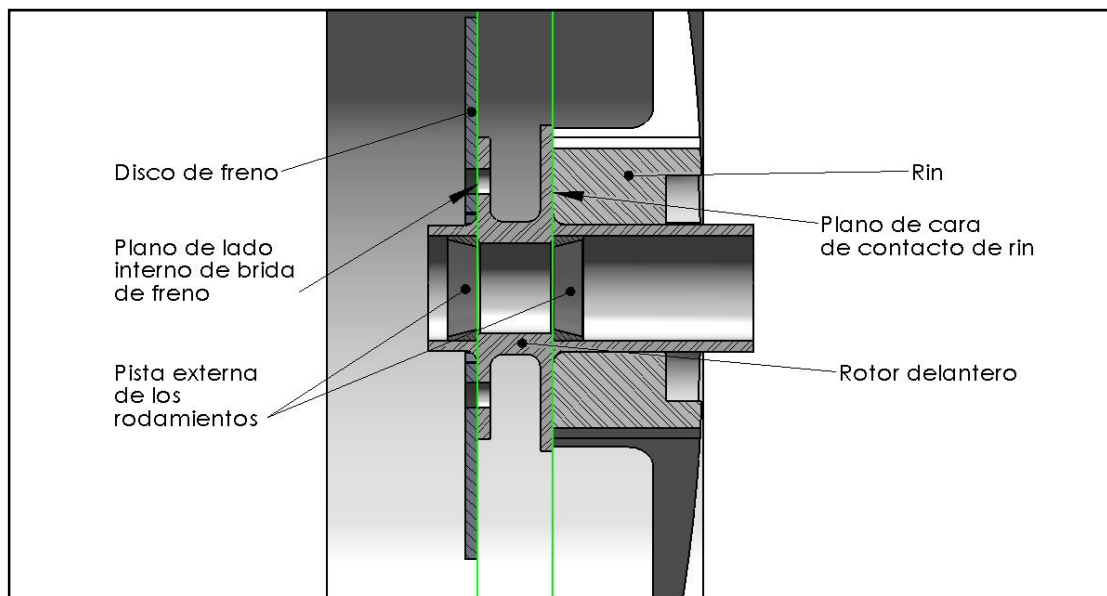


Figura 3.15: Ubicación de los toques de rodamientos para optimizar el diseño.

De este modo es el volumen que está entre los dos planos identificados donde calculamos el esfuerzo a torsión para las condiciones críticas de funcionamiento de este rotor.

**Cuerpo del rotor delantero a torsión**

Definimos como cuerpo del rotor al cilindro confinado entre los dos planos definidos en la parte anterior, sin incluir las bridas, y que es la que debe soportar para este caso en los rotores delanteros el par máximo de frenada con bloqueo de ruedas y en un caso atípico pero que debe estudiarse, frenado con viraje. El elemento se considera que soporta esfuerzos combinados de torsión debido al par de frenado, y un esfuerzo axial como efecto del viraje de la rueda. Debido a esto según el criterio de falla de Tesca, para un caso particular en que existe solo un esfuerzo normal y uno cortante, determinamos el factor de seguridad para unas ciertas dimensiones como la siguiente:

$$FS = \frac{0,5 * \sigma_{fluencia}}{T_{max1}} \quad (3-17)$$

Donde T<sub>max</sub> (esfuerzo de corte máximo en el círculo de Mohr) se determina de la siguiente forma:

$$T_{max1} = \sqrt{\frac{\sigma_{yrotor1}^2}{2} + \tau_{yzmax1}^2} \quad (3-18)$$

$$\sigma_{yrotor1} = \frac{F_y f d}{A_{rotor1}} \quad (3-19)$$

$$\tau_{yzmax1} = \frac{T_f * R1}{J_{o1}} \quad (3-20)$$

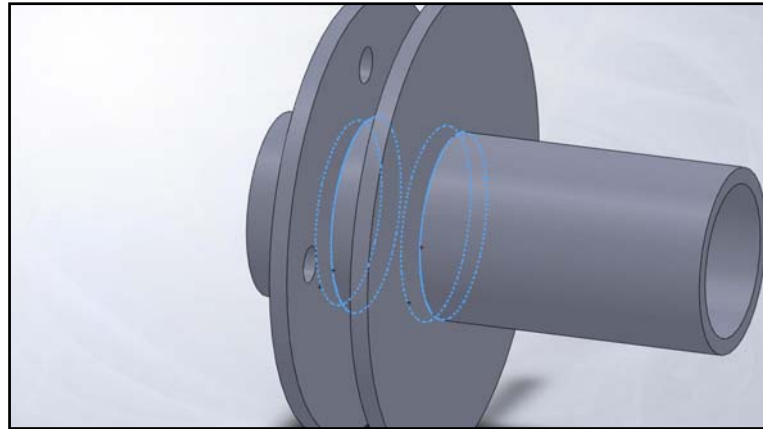
$$A_{rotor1} = \pi * (R1^2 - r1^2) \quad (3-21)$$

$$J_{o1} = \frac{1}{2} * \pi * (R1^4 - r1^4) \quad (3-22)$$

Siendo en las ecuaciones anteriores R1 el radio mayor del cuerpo del rotor y r1 el radio menor.

**Calculo del espesor de las bridas del rotor**

A continuación se presenta una figura donde se representan los planos que están sometidos a corte puro en el momento de transmitir el par máximo. Este estudio se hace para calcular el espesor óptimo de las paredes del rotor.



*Figura 3.16: Planos de corte en la bridas del rotor.*

Si consideramos el espesor de la pared “E1”, determinamos el área sometida a corte en la menor sección de la brida que es donde hay un máximo par, con radio igual a R1. Las ecuaciones son las siguientes:

$$Ar1 = 2 * \pi * R1 * E1 \tag{3-23}$$

$$F1 = \frac{Tf}{R1} \tag{3-24}$$

$$\tau_{p1} = \frac{F1}{Ar1} \tag{3-25}$$

$$FS1 = \frac{0.5 * \sigma_{fluencia}}{\tau_{p1}} \tag{3-26}$$

Siendo:

F1: Fuerza de corte en el área estudiada.

$\tau_{p1}$ : Esfuerzo de corte en la pared del rotor con un radio igual a R1.

FS1: factor de seguridad de la pared del rotor a corte.

### **Calculo de fatiga del cuerpo del rotor**

Es importante estimar la vida a la fatiga del componente a diseñar ya que al vehículo estará, durante su vida útil, expuesto a un alto ciclo de cambio de condiciones de manejo. En el caso de los rotores delanteros se verán expuestos a un constante cambio de par, ya que el prototipo debe acelerar y frenar constantemente. En el sistema delantero como no hay transmisión de potencia del motor, el esfuerzo mínimo a torsión es cero, y el máximo es el de frenada con bloqueo de ruedas. Conociendo esto se calcula el esfuerzo alternante y el esfuerzo medio para posteriormente calcular el factor de seguridad a fatiga en este elemento. Las ecuaciones para determinar el FS según el criterio de Goodman son los siguientes:

$$\tau_{maxf1} = \tau_{xy_{max}1} \quad (3-27)$$

$$\tau_{min1} = 0 \quad (3-26)$$

$$\tau_{m1} = \frac{\tau_{maxf1} + \tau_{min1}}{2} \quad (3-28)$$

$$\tau_{a1} = \frac{\tau_{maxf1} - \tau_{min1}}{2} \quad (3-29)$$

$$FS_f = \frac{1}{\frac{kt \cdot \tau_{a1}}{sn' \cdot 0,577} + \frac{\tau_{m1}}{su \cdot 0,5}} \quad (3-30)$$

Siendo  $kt$  un valor de concentración de esfuerzos causado por los redondeos entre las paredes del rotor y el cuerpo del mismo. El valor de  $kt$  se halla en el apéndice 15 Figura A15-1 de Diseño de elementos de maquinas del autor Mott R. y que depende de las dimensiones del cuerpo la brida y el redondeo.

**Rotor trasero**

En este caso, al estar el rotor vinculado a una brida del elemento que descansa en el rodamiento del porta masas, la sección interna del rotor trasero puede ser continua, sin cambios de sección debido a que en su interior no debe ir ningún elemento de rodamiento.

Para el diseño de este, se debe considerar la carga vertical producida por la rueda en condiciones de aceleración máxima. Ya que por la configuración del sistema es imposible colocar un eje que soporte las cargas verticales, debe soportarla este rotor. Sin embargo como se verá en el capítulo de resultados, los esfuerzos cortantes producidos en este, son considerablemente mayores a los esfuerzos axiales, por lo que se puede omitir su cálculo sin que represente errores importantes en el elemento, ya que la falla ocurriría primero debido a los altos esfuerzos cortantes. Para estimar esta resistencia al corte de los rotores, se utilizan las mismas ecuaciones del rotor delantero, haciendo los debidos cambios de las variables por las condiciones críticas de operación en el eje trasero como lo son  $F_{yrd}$  por  $F_{yfd}$ ,  $T_r + T_m$  por  $T_f$  y todas las propiedades identificadas por 1 sustituidas y recalculadas con propiedades identificadas por 2.

El análisis de fatiga es un poco más complejo, debido a la existencia de esfuerzos combinados, es preciso el uso de la teoría de Goodman de fatiga bajo esfuerzos combinados. En esta es necesario construir el círculo de mohr para esfuerzos alternantes y medios, con el fin de introducir en la ecuación de fatiga el esfuerzo de corte máximo alternante y el esfuerzo de corte máximo medio [10].

### CAPITULO III: METODOLOGÍA

#### DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE SUJECIÓN ÚNICA Y CENTRAL PARA LAS RUEDAS DEL PROTOTIPO F-SAE UCV 2009

$$\text{Cargamax} = Fzrd \quad (3-31)$$

$$\text{Carga min} = \frac{M \cdot g \cdot a - M \cdot A1 \cdot h}{2 \cdot L} \quad (3-32)$$

$$I2 = \frac{\pi}{64} * ((R2)^4 - (r2)^4) \quad (3-33)$$

$$\sigma_{\text{max}2} = \frac{\text{Cargamax} \cdot d \cdot R2}{I2} \quad (3-34)$$

$$\sigma_{\text{min}2} = \frac{\text{Cargamin} \cdot d \cdot R2}{I2} \quad (3-35)$$

$$\sigma_{\text{m}2} = \frac{\sigma_{\text{max}2} + \sigma_{\text{min}2}}{2} \quad (3-36)$$

$$\sigma_{\text{a}2} = \frac{\sigma_{\text{max}2} - \sigma_{\text{min}2}}{2} \quad (3-37)$$

$$\tau_{\text{xzmax}r2} = \frac{Fr \cdot r2 \cdot R2}{Jo2} \quad (3-38)$$

$$\tau_{\text{xzmin}r2} = \frac{Tm \cdot R2}{Jo2} \quad (3-39)$$

$$\tau_{\text{m}2} = \frac{\tau_{\text{xzmax}r2} + \tau_{\text{xzmin}r2}}{2} \quad (3-40)$$

$$\tau_{\text{a}2} = \frac{\tau_{\text{xzmax}r2} - \tau_{\text{xzmin}r2}}{2} \quad (3-41)$$

$$T_{\text{maxa}2} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_{\text{a}2}}{2}\right)^2 + \tau_{\text{a}2}^2} \quad (3-42)$$

$$T_{\text{maxm}2} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_{\text{m}2}}{2}\right)^2 + \tau_{\text{m}2}^2} \quad (3-43)$$

$$\text{FSf} = \frac{1}{\frac{kt \cdot T_{\text{maxa}2}}{sn \cdot 0,577} + \frac{T_{\text{maxm}2}}{su \cdot 0,5}} \quad (3-44)$$

Siendo R2 el radio mayor del cuerpo del rotor, r1 el radio menor, d la distancia entre las caras más lejanas de las bridas traseras, y Jo2 el momento polar de inercia de la sección transversal del rotor.

### Pasadores

Los pasadores lisos, son el mecanismo elegido según la tabla 3.2 para transmitir el torque de frenada del rotor al rin. El primer paso es fijar el número de agujeros en el rotor para los pasadores y la distancia entre centros de cada uno de los agujeros. La distancia entre cada agujero y el centro del rotor es indispensable para calcular el valor de la fuerza tangencial que se produce en los pasadores. Estos pasadores están sometidos a un esfuerzo cortante directo. Al establecer el diámetro de los pasadores es posible calcular el FS de estos.

Las ecuaciones usadas para el diseño de pasadores son:

$$FS_p = \frac{T_{material}}{\tau_1}$$

$$\tau_1 = \frac{F_{pasador1}}{N1 * A_{pas1}}$$

$$F_{pasador1} = \frac{T_f}{R_{pas}}$$

$$A_{pas1} = \pi * r_{p1}^2$$

Siendo  $T_{material}$  la resistencia al corte del material seleccionado,  $F_{pasador1}$  la fuerza en cortante en los pasadores,  $\tau_1$  el esfuerzo cortante en los pasadores,  $N1$  el numero de pasadores por rueda y  $A_{pas1}$  el área transversal de cada pasador.

En el caso de los pasadores traseros, el procedimiento es el mismo pero cambian los valores. Por cuestiones de simplicidad, se usan la misma cantidad y el mismo diámetro de pasadores traseros con y delanteros, quedando solo como diferencia a las ecuaciones anteriores que el esfuerzo de corte se calcula con el torque trasero  $T_r$  sumado el torque entregado por el motor  $T_m$  en lugar de  $T_f$ .

### 3.4.3 Sujeción al rin

#### **Tuerca central**

Para el diseño de resistencia de la tuerca central se usa un procedimiento análogo al descrito para el diseño de la tuerca del eje, mientras que las ecuaciones de la (3-15) a la (3-22), son usadas del mismo modo en este caso, con la diferencia entre las cargas. Se utiliza  $F_{yfd}$  para los rotores y tuercas delanteros y  $F_{yrd}$  para el rotor y tuerca trasero. Es usado el mismo perfil y especificaciones de la rosca para este conjunto, con el único cambio del paso de la rosca ya que para estos el diámetro nominal es mayor al del eje.

#### **3.5 Análisis de Costos**

Según especificaciones de la norma 2009 de Formula Series, se estipula un valor de costos para fabricación, ensamblaje y maquinado de las piezas así como de los elementos adquiridos por el equipo como nuevos. El costo para fabricación y ensamblaje de las piezas tiene un costo de 35\$/hora, el costo del aluminio 0.75\$/libra, costo por maquinado en CNC 70\$/hora, agujeros de menos de 25.4 mm 0.35\$/agujero para cualquier profundidad, y para agujeros mayores a 25.4 mm un valor de 0.35\$/agujero\*profundidad.

#### **3.6 Separadores de rodamientos**

Como desventaja del tipo de sujeción seleccionado para los rotores delanteros, esta que se deben colocar unos separadores para mantener las pistas de los rodamientos en su lugar, y evitar que el apriete de la tuerca del eje sobrecargue los rodamientos y exista un exceso de fricción en ellos, disminuyendo el libre rodamiento del rotor en el



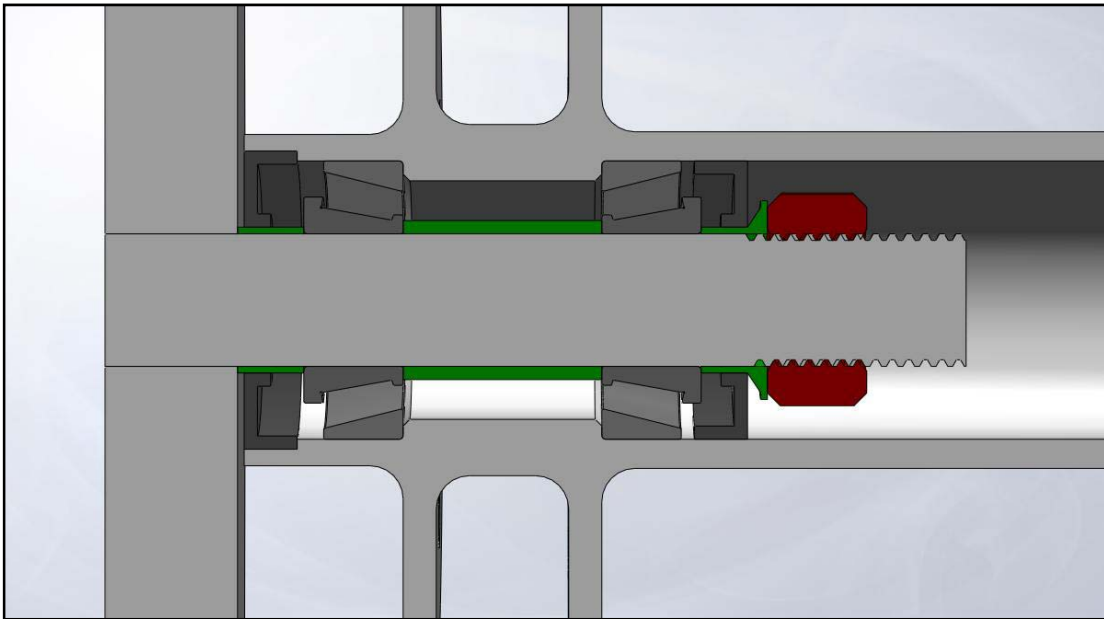
## CAPITULO III: METODOLOGÍA

### DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE SUJECIÓN ÚNICA Y CENTRAL PARA LAS RUEDAS DEL PROTOTIPO F-SAE UCV 2009

eje. Estos separadores se identifican de color verde en la figura 3.17 al final de este capítulo.

#### 3.7 Estoperas

Las estoperas encontradas para evitar derramar la grasa de los rodamientos delanteros tienen una medida de 45 x 22 x 8 mm. Poseen un diámetro interno de 22 mm ya que se debe considerar el diámetro de los separadores que están ubicados entre el primer rodamiento, entre ambos rodamientos y entre el segundo rodamiento y la tuerca del eje.



*Figura 3.17: Vista de corte del ensamblaje con separadores y estoperas.*

# **CAPITULO IV**

## **RESULTADOS**

En este capítulo, se presentan todas las tablas con los resultados que arrojan los valores de esfuerzo factores de seguridad y dimensiones de los elementos estudiados. Dichas tablas se presentan en el mismo orden en que se encuentran en el diseño detallado, en el capítulo de metodología de este trabajo. Todos los datos que se necesitan para el correcto dimensionamiento de todo el conjunto se tienen a continuación. En la primera tabla se ordenan todos los datos calculados referentes a la operación del prototipo, necesarios para el resto del diseño.

## CAPÍTULO IV: RESULTADOS

### DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE SUJECIÓN ÚNICA Y CENTRAL PARA LAS RUEDAS DEL PROTOTIPO F-SAE UCV 2009

El material seleccionado para todos los elementos el 6061-T6, con un  $\sigma$ fluencia de 276 MPa y  $T_{\text{corte}}$  207 MPa. Fue seleccionado este material debido a la alta resistencia y baja densidad con respecto al acero SAE 1020. Este es el único aluminio de alta resistencia que se consigue en el mercado venezolano.

#### Datos de operación de vehículo

Propiedad	Símbolo	Valor	Unidad
Peso delantero por rueda (estático)	Fzfe	723.45	N
Peso trasero por rueda (estático)	Fzre	884.22	N
Aceleración máxima	a1	0.9800g	m/s <sup>2</sup>
Declaración máxima	a2	2.2296g	m/s <sup>2</sup>
Peso delantero en deceleración máxima por rueda	Fzfd	1404.05	N
Peso trasero en aceleración máxima por rueda	Fzrd	1183.37	N
Fuerza de roce delantero en deceleración máxima por rueda	Fxfd	3130.47	N
Fuerza de roce trasero en aceleración máxima por rueda	Fxrd	2638.45	N
Fuerza axial máxima delantera por rueda	Fyfd	3449.75	N
Fuerza axial máxima trasera por rueda	Fyrd	2907.55	N
Radio de la rueda delantera a máxima deceleración	rf2	0.24534	m
Radio de la rueda trasera a máxima aceleración	rr1	0.24670	m
Par máximo en la rueda delantera	Tf	768.04	N.m
Par máximo en la rueda trasera	Tr	708.71	N.m

## CAPÍTULO IV: RESULTADOS

### DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE SUJECIÓN ÚNICA Y CENTRAL PARA LAS RUEDAS DEL PROTOTIPO F-SAE UCV 2009

#### 4.1 Eje

##### Análisis estático

Propiedad	Símbolo	Valor	Unidad
Radio del la sección transversal del eje	r	10.00	mm
Fuerza resultante de las ruedas trasladada al eje	Fresultante	3431	N
Fuerza en el punto B del eje	Fb	1723	N
Momento flector máximo en el eje	Mmax	52.633	N.m
Esfuerzo axial en punto de máximo momento flector del eje	$\sigma_m$	77.996	MPa
Factor de seguridad por esfuerzo uniaxial en el eje	FS	3.539	-

##### Análisis a carga cíclica

Propiedad	Símbolo	Valor	Unidad
Esfuerzo a la fatiga estimada para $5 \times 10^8$ ciclos	sn'	78.125	MPa
Esfuerzo mínimo	$\sigma_{min}$	8.288	MPa
Esfuerzo máximo	$\sigma_{max}$	77.996	MPa
Esfuerzo medio	$\sigma_{medio}$	43.142	MPa
Esfuerzo alternante	$\sigma_a$	34.854	MPa
Factor de seguridad por fatiga en el eje para $5 \times 10^8$ ciclos	FSfatiga	1.709	-

##### Rosca externa trapezoidal simétrica a 60° M20x1.5

Propiedad	Símbolo	Valor	Unidad
Paso de la rosca	p	1.5	-
Diámetro nominal	Dnom	20	mm
Diámetro interno	Dint	18.16	mm
Diámetro de paso	Dpaso	19.03	mm
Área de resistencia a la tensión de la rosca	At	271.50	mm <sup>2</sup>
Esfuerzo en la rosca	$\sigma_{rosca1}$	12.71	MPa
Factor de seguridad a tensión en la rosca	FSrosca1	21.72	-
Área de resistencia a corte de la rosca	Ac	448.26	mm <sup>2</sup>
Esfuerzo de corte en la rosca	$\tau_{rosca1}$	7.696	MPa
Factor de seguridad a corte en la rosca	FSCrosca1	26.898	MPa

## CAPÍTULO IV: RESULTADOS

### DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE SUJECIÓN ÚNICA Y CENTRAL PARA LAS RUEDAS DEL PROTOTIPO F-SAE UCV 2009

#### 4.2 Rodamientos cónico 32004 X/Q marca SKF

Propiedad	Símbolo	Valor	Unidad
Masa	m	97	gm
Diámetro de pista interna	d	20	mm
Diámetro de pista externa	D	42	mm
Capacidad de carga dinámica	C	24.2	kN
Capacidad de carga estática	Co	27	kN
Carga dinámica equivalente	P	5.756	kN
Carga estática equivalente	p	3.401	kN

#### 4.3 Rotor delantero

##### Análisis estático del cuerpo

Propiedad	Símbolo	Valor	Unidad
Radio mayor del cuerpo del rotor	R1	53.00	mm
Radio menor del cuerpo del rotor	r1	36.00	mm
Esfuerzo axial en el rotor	$\sigma_{rotor1}$	2.90	MPa
Esfuerzo cortante en el rotor	$\tau_{zrotor}$	33.38	MPa
Esfuerzo cortante máximo	Tmax1	33.411	MPa
Factor de seguridad combinado	FS	4.13	-

##### Análisis estático de bridas

Propiedad	Símbolo	Valor	Unidad
Espesor de las bridas del rotor	E1	5	mm
Esfuerzo de corte en la brida	$\tau_{p1}$	34.813	MPa
Factor de seguridad de corte de la pared del rotor	FS1	3.964	-

##### Análisis a carga cíclica

Propiedad	Símbolo	Valor	Unidad
Esfuerzo de corte máximo	$\tau_{maxf1}$	33.379	MPa
Esfuerzo de corte medio	$\tau_{m1}$	16.69	MPa
Esfuerzo de corte alternante	$\tau_{a1}$	16.69	MPa
Factor de concentración de esfuerzos	kt	1.28	-
Factor de seguridad de fatiga a torsión para $5 \times 10^8$ ciclos	FSf	1.833	-

## CAPÍTULO IV: RESULTADOS

### DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE SUJECIÓN ÚNICA Y CENTRAL PARA LAS RUEDAS DEL PROTOTIPO F-SAE UCV 2009

#### 3.4 Rotor trasero

##### Análisis estático

Propiedad	Símbolo	Valor	Unidad
Radio máximo del cuerpo del rotor trasero	R2	55	mm
Radio mínimo del cuerpo del rotor delantero	r2	42	mm
Esfuerzo cortante en el cuerpo del rotor	$\tau_{yzmax2}$	32.837	MPa
Esfuerzo axial en el rotor	$\sigma_{rotor2}$	4.131	MPa
Esfuerzo de corte máximo en el rotor	$\tau_{max2}$	32.938	MPa
Factor de seguridad del cuerpo del rotor	FS	4.19	-

##### Análisis estático de bridas

Propiedad	Símbolo	Valor	Unidad
Espesor de las bridas del rotor trasero	E2	5	mm
Esfuerzo cortante en las bridas	$\tau_p2$	29.83	MPa
Factor de seguridad de las bridas a corte	FS2	4.626	-

##### Análisis a carga cíclica

Propiedad	Símbolo	Valor	Unidad
Factor de concentración de esfuerzos por redondeo	kt	1.28	-
Esfuerzo axial máximo	$\sigma_{max2}$	3.293	MPa
Esfuerzo axial mínimo	$\sigma_{min2}$	0.567	MPa
Esfuerzo axial medio	$\sigma_m2$	1.93	MPa
Esfuerzo axial alternante	$\sigma_a2$	1.363	MPa
Esfuerzo cortante máximo alternante	$\tau_{maxa2}$	16.451	MPa
Esfuerzo cortante máximo	$\tau_{yzmaxr2}$	30.192	MPa
Esfuerzo cortante mínimo	$\tau_{yzminr2}$	-2.681	MPa
Esfuerzo cortante medio	$\tau_m2$	13.756	MPa
Esfuerzo cortante alternante	$\tau_a2$	16.437	MPa
Esfuerzo cortante máximo medio	$\tau_{maxm2}$	13.789	MPa
Factor de seguridad a fatiga combinado	FSFc	1.9	-

## CAPÍTULO IV: RESULTADOS

### DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE SUJECIÓN ÚNICA Y CENTRAL PARA LAS RUEDAS DEL PROTOTIPO F-SAE UCV 2009

#### 4.5 Pasadores

Propiedad	Símbolo	Valor	Unidad
Radio de la ubicación de los pasadores al centro del rotor	Rpas	50	mm
Radio de los pasadores	rp1	4	mm
Número de pasadores	N1	4	-
Esfuerzo de corte directo en los pasadores	$\tau_1$	76.398	MPa
Factor de seguridad a corte de los pasadores delanteros	FSp1	2.709	-
Factor de seguridad a corte de los pasadores traseros	FSp2	2.936	-

#### 4.6 Rosca de rotor y tuerca central

##### Rosca externa trapezoidal simétrica a 60° M50.8x5

Propiedad	Símbolo	Valor	Unidad
Paso de la rosca	p	5	-
Diámetro nominal	Dnom	50.8	mm
Diámetro interno	Dint	44.67	mm
Diámetro de paso	Dpaso	47.55	mm
Área interna del rotor	Aint	1385.44	mm <sup>2</sup>
Área de resistencia a la tensión de la rosca	At	284.35	mm <sup>2</sup>
Esfuerzo en la rosca	$\sigma_{rosca1}$	12.13	MPa
Factor de seguridad a tensión en la rosca	FSrosca1	22.75	-
Área de resistencia a corte de la rosca	Ac	1749	mm <sup>2</sup>
Esfuerzo de corte en la rosca	$\tau_{rosca1}$	1.972	MPa
Factor de seguridad a corte en la rosca	FSCrosca1	104.97	-

## CAPÍTULO IV: RESULTADOS

### DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE SUJECIÓN ÚNICA Y CENTRAL PARA LAS RUEDAS DEL PROTOTIPO F-SAE UCV 2009

#### 4.7 Costos

Los tiempos de maquinado son referenciales de un presupuesto emitido por CEDEA, que es la empresa encargada de la fabricación por CNC de los elementos.

<b>Elemento/proceso</b>	<b>Costo</b>	<b>Valor</b>	<b>Unidades</b>	<b>Costo total</b>
Eje	70\$/hora	0.25 horas	2	\$35.00
Rotor delantero	70\$/hora	0.5 horas	2	\$70.00
Rotor trasero	70\$/hora	0.33 horas	2	\$46.67
Tuerca eje	70\$/hora	0.25 horas	2	\$35.00
Tuerca rotor	70\$/hora	0.25 horas	4	\$70.00
Rodamientos	13.95 \$	-	4	\$55.81
Estoperas	6.98 \$	-	4	\$27.91
Ensamblaje	35\$/hora	1.3 horas	1	\$45.50
<b>TOTAL</b>				<b>\$385.89</b>



# **CAPITULO V**

## **ANÁLISIS DE RESULTADOS**

Del análisis profundo de las tablas de resultados presentadas en el capítulo anterior podemos presentar algunos análisis útiles de todos los valores obtenidos, que serían de gran utilidad a la hora de ampliar el campo del presente trabajo especial, o en la continuación y profundización del mismo. Estos análisis serán útiles también, para el grupo Team FSAE-UCV para la defensa del reporte de diseño en la competencia así como en el proceso de fabricación de nuevos elementos vinculados con el sistema de desplazamiento del vehículo.

## **CAPÍTULO V: ANÁLISIS DE RESULTADOS**

### **DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE SUJECIÓN ÚNICA Y CENTRAL PARA LAS RUEDAS DEL PROTOTIPO F-SAE UCV 2009**

---

1. Los esfuerzos producidos tanto en el eje como en los rotores delanteros en la condición crítica de frenada con bloqueo, es mayor a los esfuerzos producidos en los rotores traseros en la condición crítica de acelerada a fondo y el motor entregando máximo par.
2. Los valores de esfuerzos cortantes para el cuerpo de ambos rotores, está muy por encima del valor de esfuerzos de tensión en los mismos, producidos en condiciones de viraje.
3. En el análisis de falla, los esfuerzos de corte máximo para el rotor delantero, aumento más de 1% debido a la presencia de los esfuerzos axiales.
4. Los factores de seguridad para cargas estáticas en eje y rotores superaron el valor de 3 unidades, lo que los hace confiable y competitivos.
5. Los factores de seguridad a carga cíclica de los rotores superaron el valor de 1.7 para una vida de 500 millones de ciclos de acelerada a fondo y frenada con bloqueo, lo que los hace muy confiables considerando la vida útil para la cual esta esperado que el vehículo cumpla.

# **CAPITULO VI**

## **CONCLUSIONES**

Basado en capítulo 4, se concluyen aspectos de relevancia en cuanto a todo el proceso de diseño del sistema de sujeción central de las ruedas del prototipo, parámetros de entrada de diseño, y técnicas utilizadas. Adicionalmente se enuncian algunas recomendaciones, que deben ser tomadas en cuenta en caso de continuar el estudio o rediseñar los elementos analizados en este trabajo, y que posiblemente tengan como resultado disminuir el tiempo del proceso de diseño, así como optimizar las dimensiones de los componentes, mejorando el desempeño del prototipo

**CONCLUSIONES**

1. Los esfuerzos producidos por cargas axiales en todos los rotores, no son representativos comparados con los esfuerzos a torsión en el momento de análisis de falla, pudiendo entonces estudiar los criterios de falla solo con las cargas a torsión, aumentando luego el factor de seguridad de un modo muy moderado, con el fin de simplificar todos los cálculos.
2. Se puede sustituir el material del eje actual hecho de acero comercial por aluminio 6061-T6, suponiendo las mismas dimensiones, debido a la alta resistencia mecánica del aluminio tratado térmicamente, lo cual incide en una reducción de peso considerable al poseer este material una densidad de  $2,7 \text{ g/cm}^3$  contra  $7,8 \text{ g/cm}^3$ .
3. Es factible utilizar rodamientos relativamente pequeños en el eje con un factor de seguridad altos ya que estos están diseñados para cargas mucho superiores a las del sistema en instantes de frenada con bloqueo de ruedas y aceleración máxima.
4. El momento flector máximo en el eje solo depende de la distancia entre el porta masas y el rodamiento más cercano a ella, disminuyendo la distancia disminuye la magnitud del momento flector.
5. Todos los elementos soportan teóricamente las condiciones de desempeño de los vehículos más competitivos de la competencia.

# **CAPITULO VII**

## **RECOMENDACIONES**

- Mejorar la adquisición de datos en tiempo real (telemetría) del prototipo, para conocer con exactitud los valores de aceleraciones longitudinales y laterales en pleno desempeño, con el fin de obtener valores precisos de las cargas en las ruedas.
- Estudiar a fondo las consecuencias económicas y su impacto sobre el reporte de costos, de utilizar un aleación de aluminio 7075-T6 que posee mucha más resistencia que la aleación de aluminio usada y teniendo ambas la prácticamente la misma densidad.
- Procurar la capacidad de mecanizar las piezas en equipos modernos de Control Numérico Computarizado, con lo cual se posibilitaría diseñar piezas geométricamente más complejas y más eficientes en cuanto a resistencia. Por esta razón se descartaron geometrías que pudieran ser más funcionales que la seleccionada en este trabajo.
- Realizar los estudios de un eje con sección variable para optimizar peso, material, y evitar colocar el separador entre los rodamientos.
- Poner a prueba con un numero de ciclos de aceleración y frenada del sistema diseñado con el fin de evaluar su comportamiento en el prototipo.

## REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

### DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE SUJECCIÓN ÚNICA Y CENTRAL PARA LAS RUEDAS DEL PROTOTIPO F-SAE UCV 2009

## REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. ASM Handbook (1996). *Fatigue and Fracture, V19*.
2. ASM Handbook (1990). *Properties and Selection: Nonferrous Alloys and Special – Purpose Materials, V2*.
3. Ballestrini, M. (2002). *Como se elabora un Proyecto de Investigación*. Sexta Edición. Servicio Editorial BL Consultores Asociados. Caracas.
4. Beer F. (2007) *Mecánica de materiales*. Cuarta Edición. McGraw-Hill. Ciudad de México.
5. Fidas, A. (2006) *El Proyecto de Investigación – Introducción a la metodología científica*. Editorial Episteme.
6. Gillespie, T. (1992). *Fundamentals of vehicle dynamics*. SAE.
7. Kalpakjian, S. (2002). *Manufactura, Ingeniería y tecnología*. Cuarta Edición. Prentice Hall INC. Ciudad de Mexico.
8. León, J. (1984). *Mecánica*. Segunda Edición. Editorial Limusa, S.A. México.
9. Marks. (1995) *Manual del Ingeniero Mecánico*. Novena edición. McGraw Hill.
10. Mott, R. (2006) *Diseño de elementos de maquinas*. Cuarta Edición. Prentice Hall, INC.
11. Shigley, J. (2002) *Diseño en Ingeniería Mecánica*. Sexta Edición. McGraw-Hill. Ciudad de México.

#### Páginas Web Consultadas:

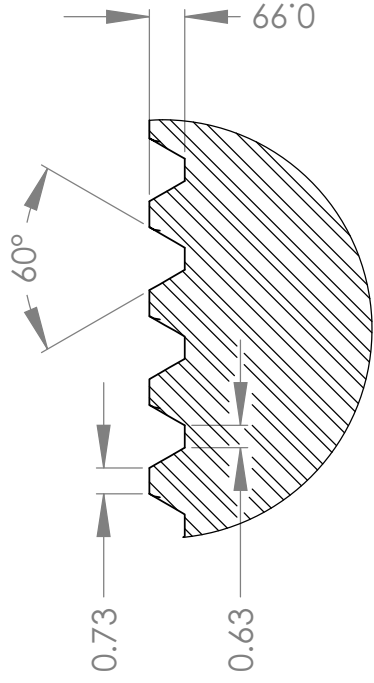
1. Disponible: <http://www.sae.org/servlets/index> Consultado [2008, julio, 31]
2. Disponible: <http://www.matweb.com> Consultado [2008, agosto, 4]
3. Disponible: <http://www.skf.com> Consultado [2008, agosto, 18]
4. Disponible: <http://www.summitracing.com> Consultado [2008, octubre, 4]
5. Disponible: <http://www.chassisshop.com> Consultado [2008, octubre, 5]

## **APÉNDICES**

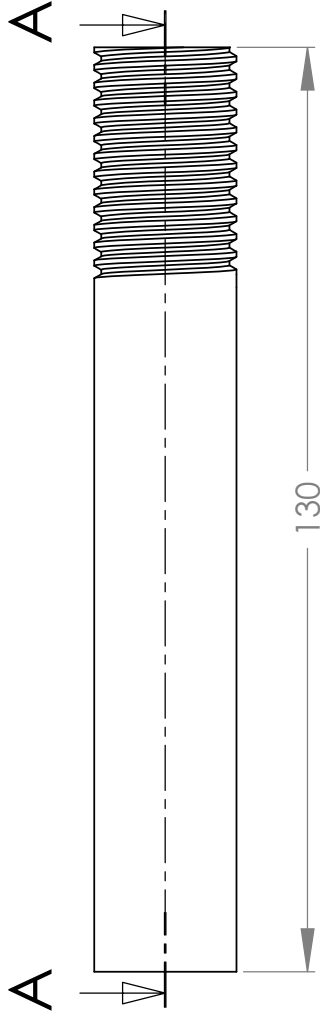
---

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE SUJECIÓN ÚNICA Y CENTRAL PARA  
LAS RUEDAS DEL PROTOTIPO F-SAE UCV 2009**

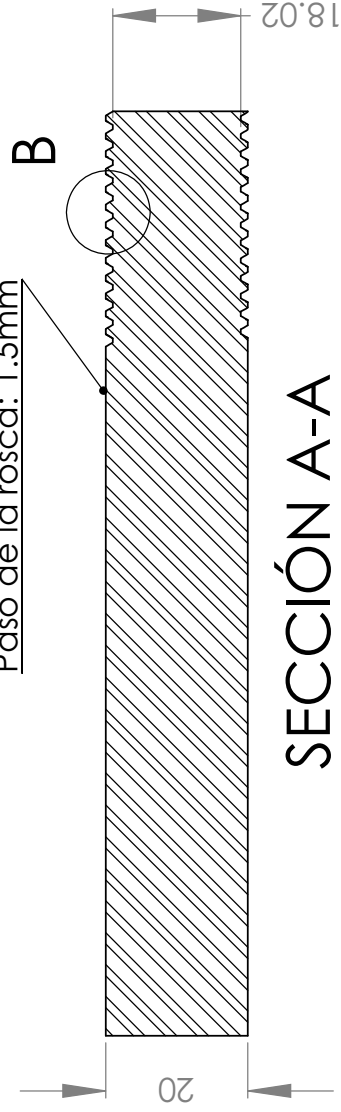
## **APÉNDICES**



DETALLE B  
ESCALA 5 : 1



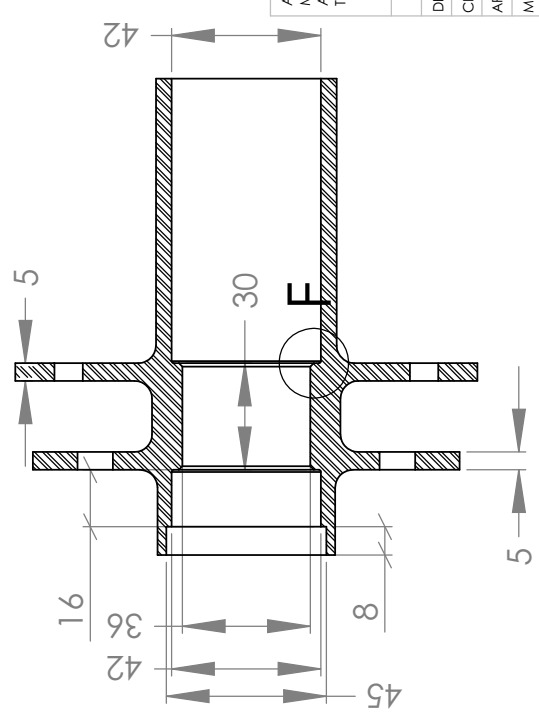
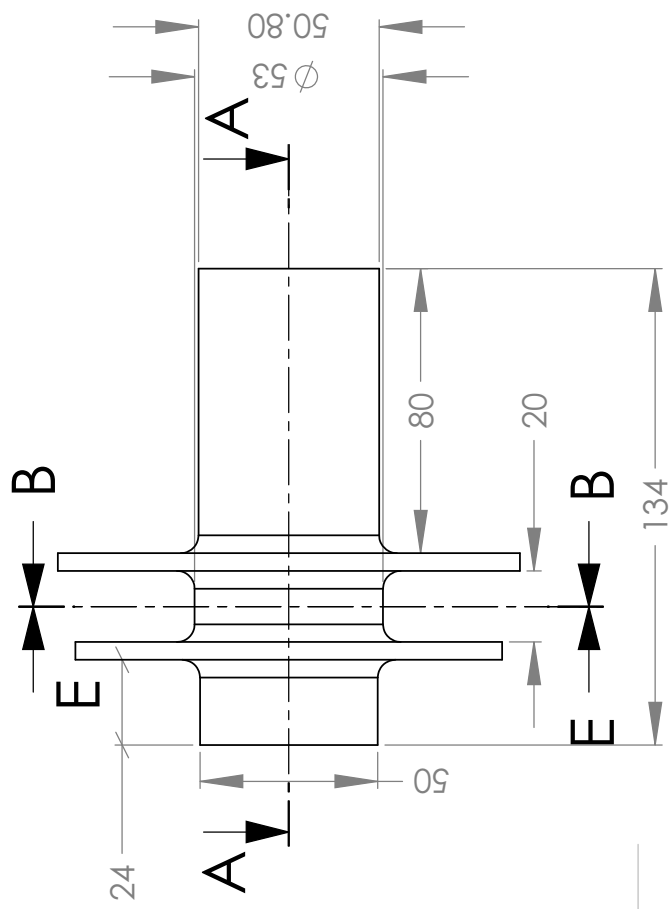
Paso de la rosca: 1.5mm



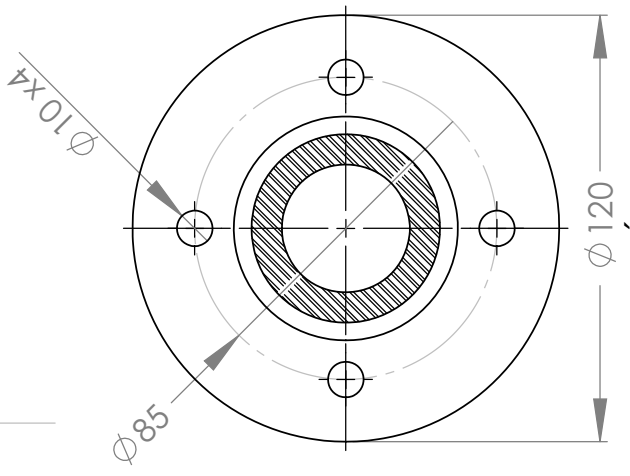
SECCIÓN A-A

UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS		FINISH:		DEBUR AND BREAK SHARP EDGES		DO NOT SCALE DRAWING		REVISION	
SURFACE FINISH:									
TOLERANCES:									
LINEAR:									
ANGULAR:									
NAME	SIGNATURE	DATE	TITLE:						
DRAWN			Eje 09						
CHK'D									
APP'VD									
MFG									
Q.A									
MATERIAL:			DWG NO.		SCALE: 1:1		SHEET 1 OF 1		
			A4						

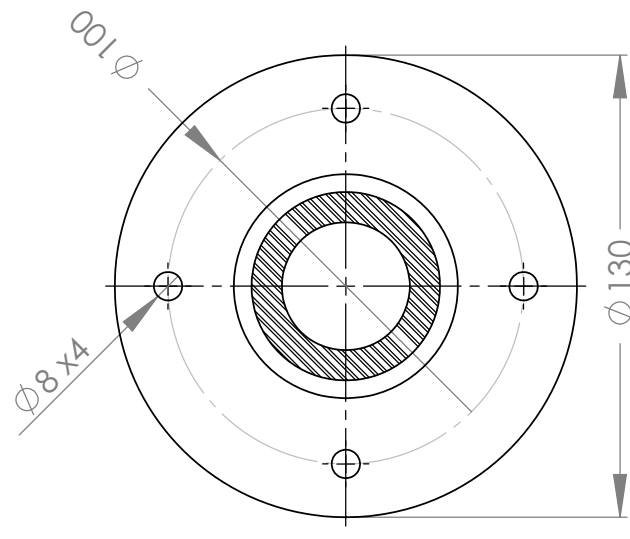




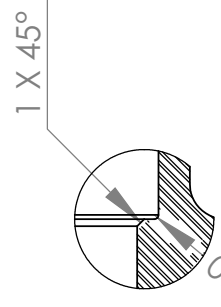
SECCIÓN A-A



SECCIÓN B-B

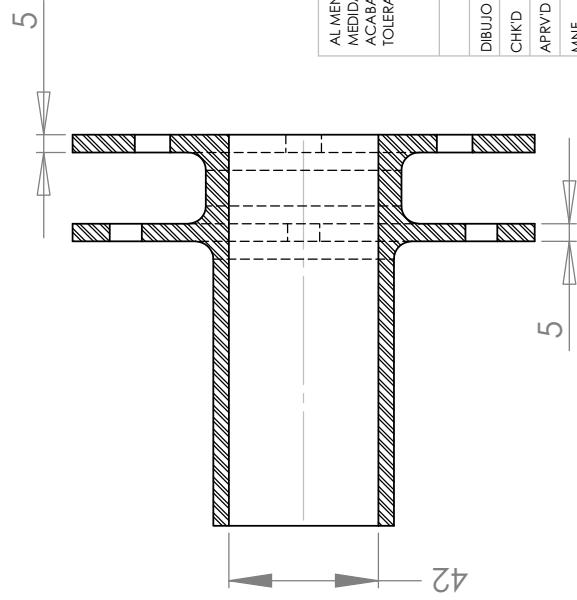
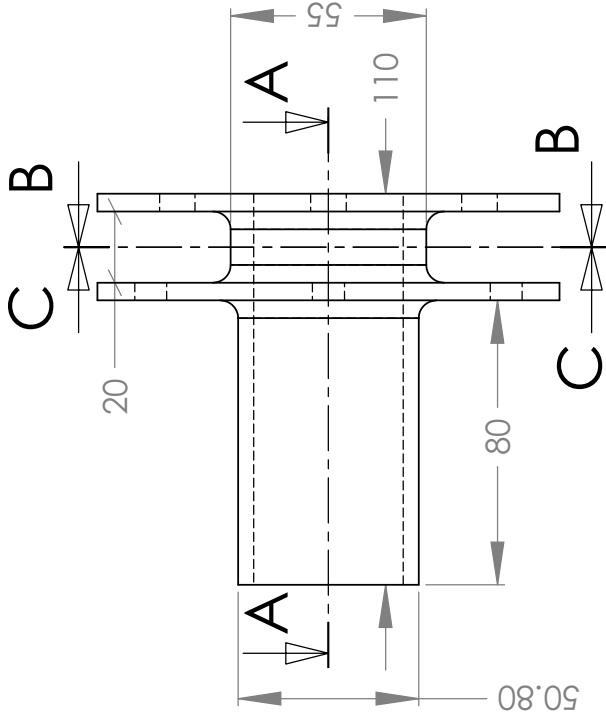


SECCIÓN E-E

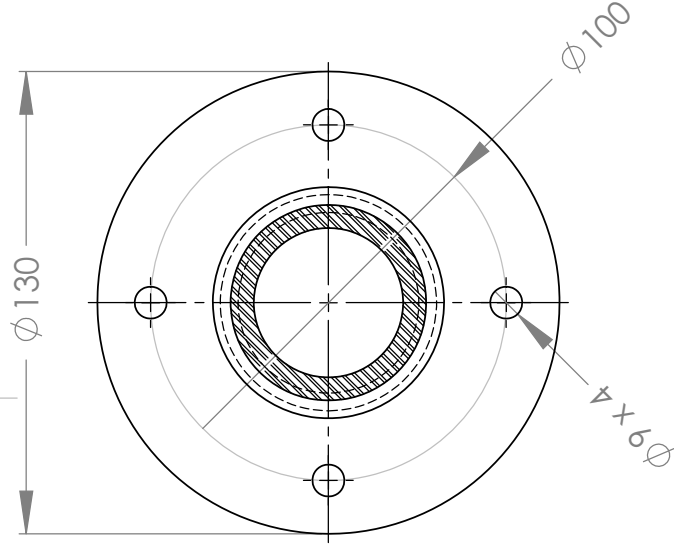


DETALLE F  
ESCALA 1 : 1

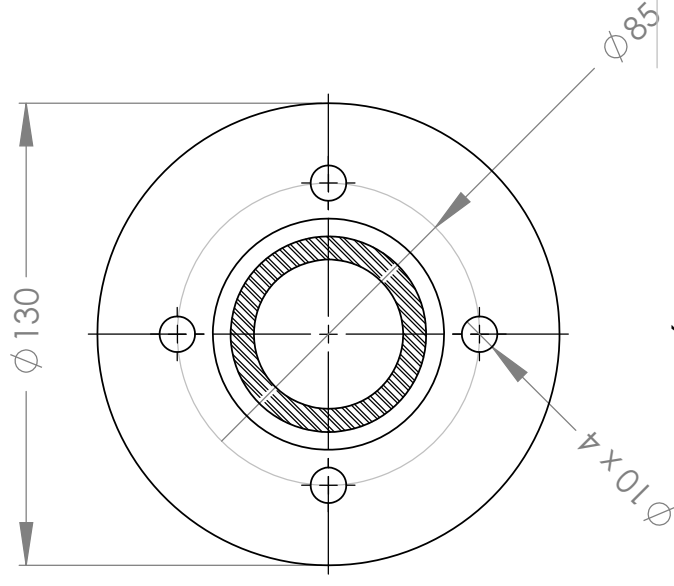
AL MENOS QUE SE INDIQUE LO CONTRARIO: MEDIDAS EN MILIMETROS ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS:		ACABADO:		REVISION	
DIBUJO	NOMBRE	FIRMA	FECHA	Redondeos externos 3 mm	
CHK'D	JORGE AVILA			Redondeos internos 0.6 mm	
APRY'D				TITULO:	
MINF				Rotor delantero 09	
PREG. RESP				DIBUJO NO.:	
				A4	
				ESCALA:1:2	
				HOJA 1 DE 1	
				PESO:	



SECCIÓN A-A



SECCIÓN B-B



SECCIÓN C-C

AL MENOS QUE SE INDIQUE LO CONTRARIO:  
MEDIDAS EN MILIMETROS  
ACABADO SUPERFICIAL:  
TOLERANCIAS:

ACABADO: Pulido

REVISION

Todos los redondeos de 5 mm

DIBUJO	NOMBRE	FIRMA	FECHA
CHK'D	JORGE AVILA		
APR'Y'D			
MINF			
PREC. RESP			

TITULO:

Rotor trasero 09

MATERIAL: Aluminio 6061-T6

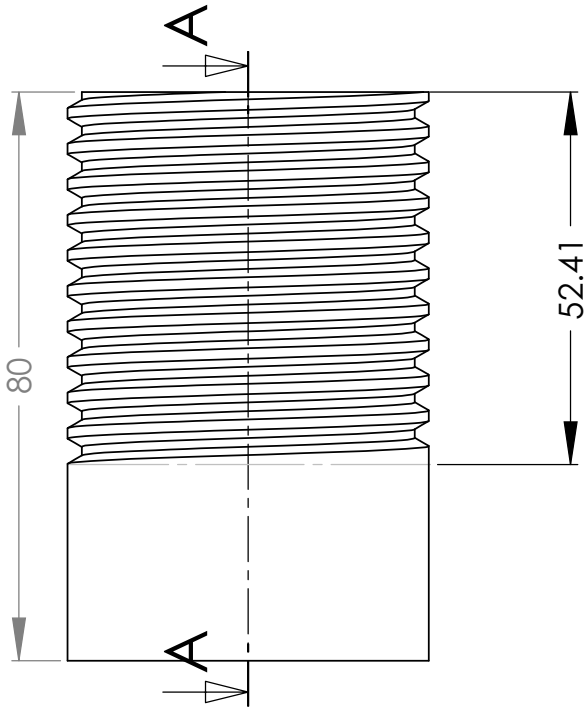
DIBUJO NO.

A4

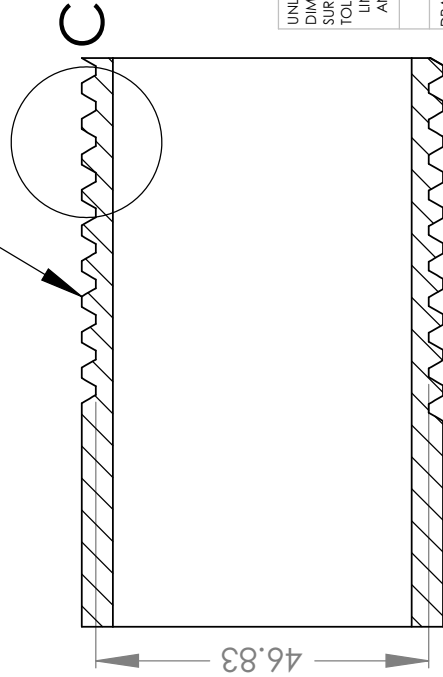
PESO:

ESCALA: 1:2

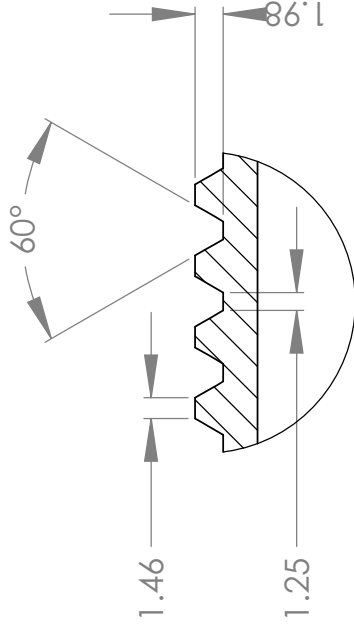
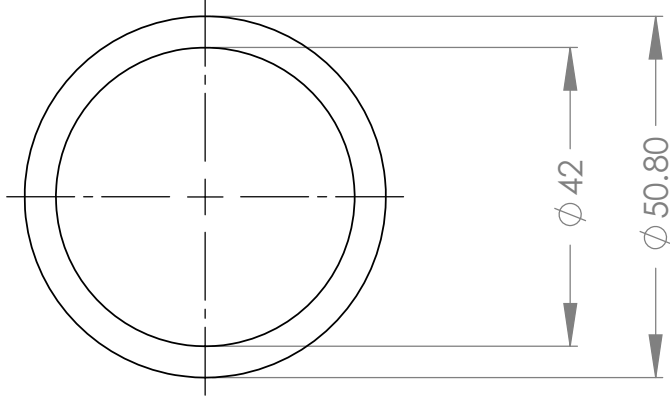
HOJA 1 DE 1



Paso de la rosca: 5mm



SECCIÓN A-A



DETALLE C  
ESCALA 2:1

UNLESS OTHERWISE SPECIFIED:  
DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS  
SURFACE FINISH:  
TOLERANCES:  
LINEAR:  
ANGULAR:

DEBUR AND  
BREAK SHARP  
EDGES

DO NOT SCALE DRAWING

REVISION

NAME	SIGNATURE	DATE
DRAWN		
CHK'D		
APP'VD		
MFG		
Q.A		

TITLE:

Rosca del rotor  
delantero y trasero

DWG NO.

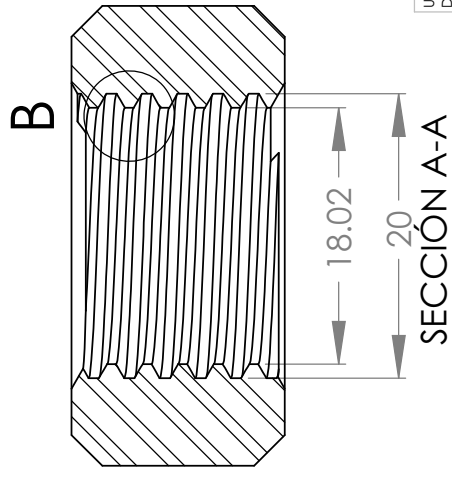
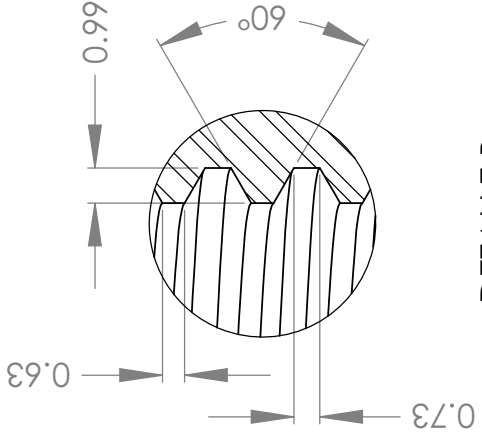
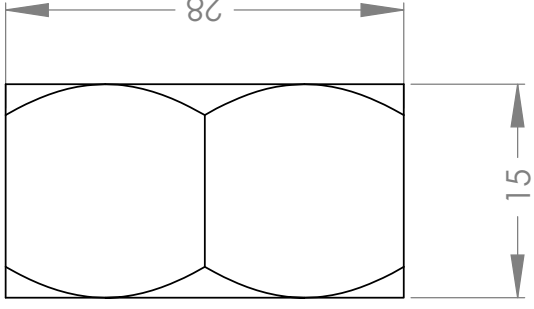
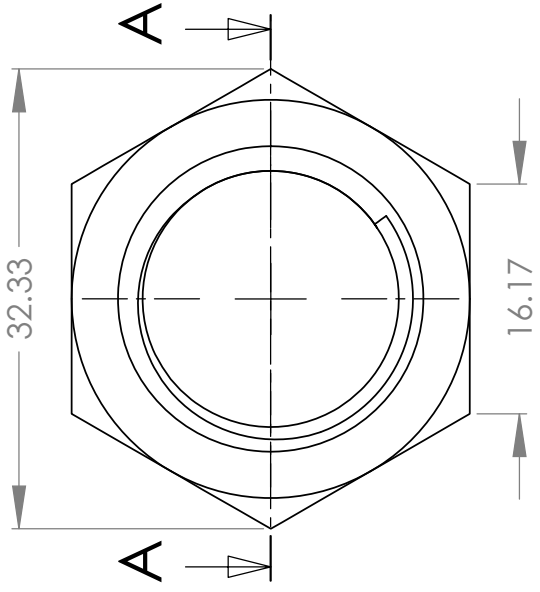
MATERIAL:

A4

SCALE:1:1

SHEET 1 OF 1

WEIGHT:



DETALLE B  
ESCALA 5:1

SECCIÓN A-A

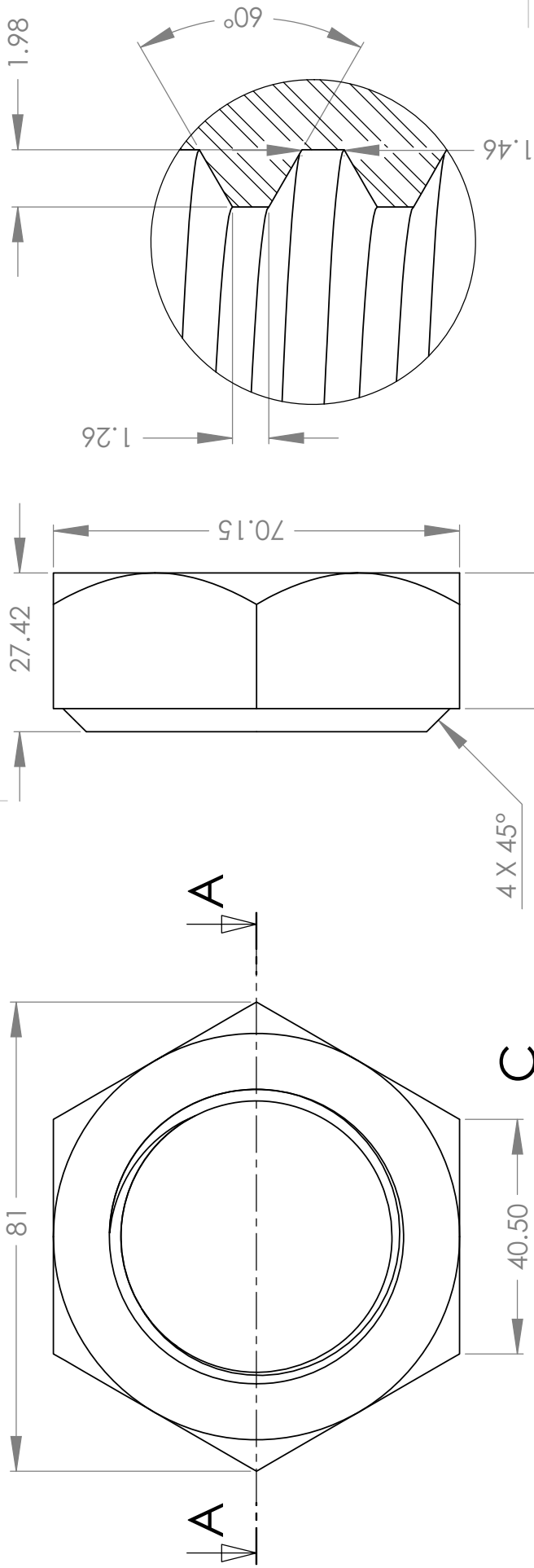
UNLESS OTHERWISE SPECIFIED:  
DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS  
SURFACE FINISH:  
TOLERANCES:  
LINEAR:  
ANGULAR:

FINISH:  
DEBUR AND  
BREAK SHARP  
EDGES

DO NOT SCALE DRAWING

REVISION

NAME	SIGNATURE	DATE	TITLE:
DRAWN			<b>Tuerca eje 09</b>
CHK'D			
APP'VD			
MFG			
Q.A			
MATERIAL:			DWG NO. A4
WEIGHT:			SCALE:2:1 SHEET 1 OF 1



DETALLE C  
ESCALA 5:1

SECCIÓN A-A

UNLESS OTHERWISE SPECIFIED:  
DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS  
SURFACE FINISH:  
TOLERANCES:  
LINEAR:  
ANGULAR:

DEBUR AND  
BREAK SHARP  
EDGES

DO NOT SCALE DRAWING

REVISION

DRAWN  
CHK'D  
APP'VD  
MFG  
Q.A

NAME

SIGNATURE

DATE

FINISH:  
SURFACE FINISH:  
TOLERANCES:  
LINEAR:  
ANGULAR:

TITLE:

Tuerca rotor 09

DWG NO.

MATERIAL:

A4

WEIGHT:

SCALE:1:1

SHEET 1 OF 1