

# UNIVERSIDAD DE CARABOBO FACULTAD DE INGENIERIA ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA



Desarrollo de una metodología para el diseño de la transmisión de un vehículo tipo baja SAE.

Matos, José Santana, Gustavo



## UNIVERSIDAD DE CARABOBO FACULTAD DE INGENIERIA ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA



## Desarrollo de una metodología para el diseño de la transmisión de un vehículo tipo baja SAE.

# TRABAJO ESPECIAL DE GRADO PRESENTADO ANTE LA ILUSTRE UNIVERSIDAD DE CARABOBO PARA OPTAR AL TITULO DE INGENIERO MECÁNICO

Matos, José Santana, Gustavo



#### UNIVERSIDAD DE CARABOBO FACULTAD DE INGENIERIA ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA



### CERTIFICADO DE APROBACION

Quienes suscriben, Miembros del jurado designado por el Consejo de Escuela de Ingeniería Mecánica para examinar la tesis de pregrado titulada "Desarrollo de una metodología para el diseño de la transmisión de un vehículo tipo baja SAE." Presentada por los bachilleres José R Matos Arends y Gustavo A Santana Jiménez portadores de la cedula de identidad Nº 16.897.582 y 18.532.369, respectivamente, hacemos constar que hemos revisado y aprobado el mencionado trabajo

	Prof. Edwin Peña
F	Presidente del jurado
Prof. Carmelo Torres	Prof. Lucia Martino
Miembro del jurado	Miembro del jurado

### Agradecimientos

A DIOS por todos los favores recibidos, por ser quién ha estado a nuestro lado en todo momento, dándonos las fuerzas necesarias para continuar luchando día tras día, por iluminarnos en el camino del aprendizaje y enseñarnos a no dar punto final ni en el buen éxito primero, ni en el primer contratiempo

A la Universidad de Carabobo por brindarnos la oportunidad de realizar nuestros estudios de pregrado. A la Escuela de Ingeniería Mecánica y a su planta profesoral por su invaluable labor formadora.

Al Profesor Edwin Peña, por darnos la oportunidad de aprender a su lado, por sus consejos, su constante apoyo, sus útiles sugerencias durante todo el período del trabajo y elaboración de esta tesis.

A nuestros padres y hermanos por todo su amor, por todos los esfuerzos y sacrificios hechos por nosotros. Ellos han sido y son, sin lugar a dudas, fuente de energía continua para seguir avanzando.

A nuestra familia por su apoyo incondicional, sus consejos y las muestras de amor y de cariño recibidas de forma permanente durante todo este tiempo.

A la Organización SAE UC Venezuela por todo el apoyo brindado y la información suministrada para la elaboración de este trabajo.

A aquellos compañeros de estudios y amigos que nos han apoyado y animado de manera incondicional.

Actualmente en la Organización SAE UC no existe un método validado para conocer el modelo dinámico del vehículo en cada una de las pruebas y de esta forma determinar las relaciones de transmisión necesarias en cada una de éstas, ya que la metodología actual carece de de fundamentos técnicos y es mas enfocada a ensayos empíricos, por lo tanto para comprobar su optimo funcionamiento se realizan pruebas de ensayo y error lo cual extiende el tiempo de diseño y no asegura que su funcionamiento sea el adecuado para las condiciones de carrera. Por lo tanto se desarrollara una metodología para el diseño de la transmisión de un vehículo tipo baja basándose en modelos dinámicos teóricos, ensayos teóricos y prácticos con fundamentos técnicos validados considerando los distintos puntos de trabajo de la transmisión en cada una de las evaluaciones dinámicas de la competencia y de esta manera reducir el tiempo de diseño y selección de la transmisión a utilizar.

## Índice de Tablas

2.1	Condiciones de torque máximo	10
2.2	Ventajas y desventajas del método utilizado anteriormente para el	
	diseño de la transmisión del vehículo baja por la organización	22
	SAE UC	
2.3	Posibles causas y fallas de una transmisión que un vehículo tipo	20
	SAE puede presentar	29
4.1	Valores del coeficiente de adherencia	39
4.2	Centro de masa de los elementos que conforman al vehículo	40
4.3	Ponderación de criterios para cada sistema de transmisión	49
4.4	Suma de ponderación de criterios por cada sistema de transmisión	49
4.5	Factor de servicio	54
4.6	Sección transversal de la banda	58
4.7.A	Potencia en las bandas	59
<b>4.7.B</b>	Potencia en las bandas	60
4.8	Longitud de paso de las bandas	61
4.9	Dimensión de conversión de longitud	62
4.10	Ángulos y factores de corrección	63
4.11	Longitud nominal de la banda	62
4.12	Factor de fuerza centrifuga K <sub>c</sub>	65
4.13	Valores de Factor de servicio sugerido	66
4.14	Valores de K <sub>s</sub>	74
4.15	Valores de potencia	75
4.16	Capacidades (HP) – Cadenas de simples rodillos número 40	76
4.17	Capacidades (HP) – Cadenas de simples rodillos número 60	77

4.18	Capacidades (HP) – Cadenas de simples rodillos número 80	78
4.19	Número Máximo de dientes en engranes para evitar interferencia	86
4.20	Coeficientes elásticos AGMA para valores de C <sub>p</sub>	89
4.21	Factores de aplicación	92
4.22	Factor de distribución de cargas	93
4.23	Factor geométrico J a la flexión AGMA con carga en las puntas	95
4.24	Factor geométrico J a la flexión AGMA con carga HPSTC	96
4.25.A	Resistencias a la fatiga superficial AGMA para una selección de	99
	materiales de engranes	
4.25.B	Resistencias a la fatiga superficial AGMA para una selección de	100
	materiales de engranes	
4.26	Factor de confiabilidad AGMA	98
4.27	Resistencias a la fatiga superficial AGMA para una selección de	103
	materiales de engranes	
4.28	Valores de N <sub>X</sub> , resultado de combinar las condiciones A, B y C	112
4.29	Valores de N <sub>Y</sub> , resultado de combinar las condiciones D y E	113
4.30	Factor geométrico K <sub>t</sub>	111
4.31	Valores para Factor de confiabilidad	116
4.32	Propiedades Mecánicas de algunos aceros al carbono	117
4.33	Vida de diseño recomendada por equipos	125
4.34	Dimensiones estándar de una cuña paralela	133

## Índice de Graficas

2.1	Hoja de datos Tecnicos del Motor	9
2.2	Distribución típica de vida en cojinetes de elementos rodantes	27
4.1	Potencia de diseño transmitida en función de la velocidad del piñón	90
	para en granes rectos con distintos pasos y diámetros	
4.2	Factores dinamicos C <sub>v</sub> y K <sub>v</sub>	94
4.3	Factor de vida superficial	100
4.4	Factor de vida K <sub>1</sub>	102
4.5	Valores para resistencia a la fatiga	113
4.6	Valores Factor de sensibilidad en las muescas	114
4.7	Valores Factor Superficial	117

## Índice de Figuras

4.1	Diagrama de cuerpo libre ascendente con aceleración	41
4.2	Perfil de velocidades del vehículo	44
4.3	Sistema de transmisión flexible	50
4.4	Sistema de transmisión rígida	51
4.5	Vista de planta y frontal de un sistema de bandas	54
4.6	Diagrama de flujo para diseño y selección de banda	67
4.7	Vista de planta y frontal de un sistema de cadenas	72
4.8	Diagrama de flujo para selección y diseño de cadenas	80
4.9	Vista de planta y frontal de un sistema de engranes rectos	87
4.10	Diagrama de flujo para diseño de engranes por desgaste	101
4.11	Diagrama de fuljo para diseño de engranes por fatiga	104
4.12	Vista en corte de un eje o flecha	108
4.13	Diagrama de flujo para diseño de eje	118
4.14	Vista en corte de un rodamiento de bolas	125
4.15	Diagrama de flujo para Selección de rodamientos	127
4.16	Vista isométrica de una cuña paralela	131
4.17	Diagrama de fluio para diseño de cuñas	133

.

.

..

### Índice General

i

Índice de tablas	vi	
Índice de graficas	viii	
Índice de figuras	ix	
CAPÍTULO 1 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.	1	
1.1 Introducción, 1		
1.2 Situación problemática, 2		
1.3 Objetivos, 3		
1.3.1 Objetivo general, 3		
1.3.2 Objetivos específicos, 3		
.4 Justificación, 4		

Índice General,

CAI	PÍTULO 2 MARCO TEÓRICO
2.1	Antecedentes, 7
2.2	Bases teóricas, 8
	2.2.1 Motor, 8
	2.2.2 Caja de velocidades, 10
	2.2.2.1 Constitución de una caja de cambios, 11
	2.2.3 Sistemas de transmisión, 12
	2.2.3.1 Transmisiones automáticas o hidromáticas, 12
	2.2.3.2 Transmisión continuamente variable, 13
	2.2.3.3 Transmisión mecánica, 13
	2.2.3.4 Convertidor de par hidroneumático, 14
	2.2.4 Tipos de transmisión, 15
	2.2.5 Partes fundamentales y componentes de una transmisión, 16
2.3	Definición de términos, 19
2.4	Ventajas y desventajas del método utilizado por la organización SAE UC, 21
2.5	Parámetros de diseño de la trasmisión requerida, 22
2.6	Condiciones críticas de funcionamiento, 25
2.7	Limitaciones y criterios de la metodología, 29

7

33

1.5 Limitaciones, 4

1.6 Alcance, 4

Capítulo 3

Marco Metodológico

3.2.	Diseño de la investigación, 33	
3.3.	Técnicas e instrumentos de recolección de datos, 35	
3.4.	Aspectos administrativos, 35	
CAF	PÍTULO 4 ANÁLISIS DE LA METODOLOGÍA PROPUESTA	37
4.1.	Requisitos de potencia y par torsor, 37 4.1.1 Condiciones iníciales del diseño, 38	
	4.1.2 Cálculo del centro de masa, 38	
	4.1.3 Cálculo de fuerza por ascendente con aceleración, 41	
4.2	Conformación del sistema de transmisión, 46	
	4.2.1 Selección de materiales, 46	
	4.2.2 Selección del sistema de transmisión, 47	
	4.2.2.1 Sistema de transmisión continuamente variable (cvt), 48	

4.2.3 Sistemas de transmisión rígida y flexible. 50

3.1. Nivel de la investigación, 33

- 4.2.4 Bandas o correas, 51
  - 4.2.4.1 Diseño de transmisiones por bandas en v, 55
  - 4.2.4.2 Metodología de diseño y selección, 56
  - 4.2.4.3 Tensión de montaje y transmisión de fuerzas para una banda en v, 64
- 4.2.5 Cadenas, 68
  - 4.2.5.1 Diseño de transmisión de cadenas, 70
  - 4.2.5.2 Metodología de diseño y selección de una cadena, 73
  - 4.2.5.3 Transmisión de fuerzas en cadenas, 79
- 4.2.6 Engranajes, 81
  - 4.2.6.1 Tipos de engranajes, 81
  - 4.2.6.2 Nomenclatura, 81
  - 4.2.6.3 Fundamentos, 84
  - 4.2.6.4 Metodología para diseño y selección de engranes rectos, 84
  - 4.2.6.5 Diseño por desgaste, 85
  - 4.2.6.6 Diseño por fatiga, 94
  - 4.2.6.7 Chequeo para el diseño por desgaste, 97
  - 4.2.6.8. Chequeo para el diseño por fatiga, 102
- 4.2.7 Ejes, 105
  - 4.2.7.1 Metodología del diseño del eje, 105
  - 4.2.7.2 Deflexión en ejes., 119
- 4.2.8 Rodamientos, 120

4.2.9 Cuñas y acoplamientos, 128		
4.2.9.1 Tipos de cuñas, 128		
4.2.9.2 Fallas en las cuñas, 129		
4.2.9.3 Materiales de fabricación de cuñas, 130		
4.2.9.4 Metodología para selección de cuñas, 130		
CAPÍTULO 5 ANÁLISIS DE RESULTADOS 13		
CONCLUSIONES	139	
RECOMENDACIONES	141	
REFERENCIAS		
APÉNDICE	145	

4.2.8.1 Metodología para la selección de rodamientos, 124

# CAPÍTULO 1 El Problema

#### 1.1 INTRODUCCIÓN

La Sociedad de Ingenieros Automotrices (SAE, por sus siglas en inglés) es una organización con más de 90.000 miembros (Ingenieros, ejecutivos, educadores, estudiantes y demás, pertenecientes a más de 97 países), que intercambian información e ideas con el fin de brindar progreso a la ingeniería de sistemas motrices. A nivel estudiantil, la SAE cuenta con diversas competencias anuales para promover el desarrollo de proyectos reales de ingeniería. Entre éstas se encuentra Baja SAE Series, una serie de competencias entre universidades de todo el mundo cuyo objetivo es diseñar, construir y probar pequeños automóviles todo terreno llamados BAJA que deben soportar las peores condiciones de terreno, cumpliendo una serie de normas y parámetros tanto de seguridad como de diseño. La competencia está compuesta por seis evaluaciones dinámicas puntuables: aceleración, velocidad máxima, tracción, maniobrabilidad, subida de una pendiente y enduro. Estas pruebas están diseñadas para evaluar todas las características del vehículo, por lo cual el diseño se debe realizar teniendo en cuenta las exigencias que le impone cada prueba en particular.

### 1.2 SITUACIÓN PROBLEMÁTICA

La transmisión es un elemento fundamental en el vehículo, pues está encargada de llevar la potencia desde el motor hasta las ruedas. En este caso las exigencias de las pruebas son muy variadas, obligando al vehículo a tener altos torques en algunas pruebas (tracción, subida de pendiente) y altas velocidades en otra (aceleración, velocidad máxima, enduro). Por esta razón, y dado que la potencia disponible está limitada por el uso obligatorio de un motor de 10 HP, la transmisión, debe ser lo suficientemente flexible para cumplir dichas exigencias y mantener siempre el motor en su punto óptimo de operación. Para seleccionar y diseñar la transmisión es necesario conocer el modelo dinámico del vehículo en cada una de las pruebas, y de esta forma determinar las relaciones de transmisión necesarias en cada una de éstas. Basadas en los modelos dinámicos teóricos.

Actualmente en la organización SAE UC no existe un método validado para conocer dichos modelos dinámicos, ya que la metodología actual carece de fundamentos técnicos y es mas enfocada a ensayos empíricos, por lo tanto para comprobar su óptimo funcionamiento se realizan pruebas de ensayo y error, lo cual extiende el tiempo de diseño y no asegura que su funcionamiento sea el adecuado para las condiciones de carrera.

Por lo tanto se desarrollará una metodología para el diseño de la transmisión de un vehículo tipo baja, basándose en modelos dinámicos teóricos, ensayos teóricos y prácticos con fundamentos técnicos validados considerando los distintos puntos de trabajo de la transmisión, en cada una de las evaluaciones dinámicas de la competencia, y de esta manera recudir el tiempo de diseño y selección de la transmisión a utilizar.

#### 1.3 OBJETIVOS

#### 1.3.1 Objetivo General

Desarrollar una metodología para el diseño de la transmisión de un vehículo tipo Baja SAE.

#### 1.3.2 Objetivos Específicos

- Realizar una revisión bibliográfica acerca de las partes de la transmisión y su funcionamiento.
- Diagnosticar las ventajas y desventajas del método empleado actualmente para el diseño de la transmisión del vehículo Baja de la organización SAE UC Venezuela.
- Identificar los parámetros de diseño de la transmisión requerida.
- Estudiar las condiciones críticas de funcionamiento que podrían ocasionar fallas en la transmisión del vehículo durante la competencia.
- Determinar las limitaciones y criterios que debe cubrir la metodología.
- Realizar análisis de modelos teóricos dinámicos necesarios en la transmisión.
- Desarrollar una metodología para el diseño resistivo de la transmisión.
- Elaborar un software utilizando la metodología desarrollada que permita evaluar los modelos a diseñar.
- Realizar un análisis comparativo aplicando la metodología a un caso de estudio.

#### 1.4 JUSTIFICACIÓN

La realización de este trabajo de grado involucra dos aspectos fundamentales, el primero desde el punto de vista técnico, el cual permitirá la elaboración, diseño y selección de un sistema de transmisión, de manera efectiva y óptima basándose en criterios validos, y disminuyendo al mínimo el grado de incertidumbre y subjetividad con el que se escogen los parámetros utilizados actualmente en la selección y diseño de dicho sub sistema, ajustándose a las condiciones de terreno que plantea la división baja SAE series. El segundo aspecto fundamental es el crecimiento exponencial que suscita este tipo de competencias, tanto a nivel de desarrollo de conocimientos ingenieriles competentes, como a nivel de crecimiento de la industria automotriz nacional, ya que fomenta la competitividad entre los participantes, y capacita al ingeniero en aspectos automotrices.

#### 1.5 LIMITACIONES

- El equipo SAE UC solo ha esquematizado y probado un solo diseño de transmisión.
- Para probar otro diseño de Transmisión de la serie Baja SAE, se dependería de equipos de otras universidades y su disponibilidad.
- Se dispone solo de tres semestres para realizar el trabajo de investigación.

#### 1.6 ALCANCE

El desarrollo de la metodología abarcará sólo el diseño y la selección de la transmisión para un vehículo Baja SAE, considerando únicamente las limitantes establecidas por las normas de diseño de la organización SAE Internacional, y tomando en cuenta que el vehículo deberá soportar las exigencias de todo tipo de terreno a las cuales será sometido durante la competición.

La evaluación de la metodología desarrollada se realizará de manera teórica, ya que no es posible realizar una evaluación práctica de la metodología hasta culminar la construcción de la transmisión. Para la realización de este proyecto se estudiarán todos los esfuerzos a los que se somete el sistema de transmisión durante la competición de SAE internacional, así como también un estudio cinemático y dinámico de las variables en juego al momento de diseñar y seleccionar la transmisión.

# CAPÍTULO 2 *Marco Teórico*

#### 2.1 ANTECEDENTES

En noviembre del año de 1994, Joseph J. Greenbaum (Ford Motor Co.), Michael A. Kluger, (Southwest Research Institute) y Barry E. Westmoreland (Southwest Research Institute) presentaron un artículo llamado "Tendencia de eficiencia y características en una transmisión manual" que presentaba una discusión sobre las perdidas del par torsor en una transmisión manual y se centraba específicamente en estudiar la relación entre la pérdida del par torsor y la velocidad de entrada, también incluye discusiones acerca de otros factores que afectan la perdida de torque, como el ángulo de inclinación y la temperatura del lubricante.

En enero del 2007 Prashant Mahale (Automotive Research Association of India), M. A. Patwardhan (Automotive Research Association of India), J. Megavannan (Automotive Research Association of India), S. Raju (Automotive Research Association of India) y B. Murali (Neilsoft Limited) realizaron un trabajo acerca del análisis dinámico de una transmisión automática el cual expone el análisis dinámico, la simulación y la validación del modelo del sistema de transmisión en el interior de la cabina de un automóvil durante su condición de funcionamiento. El ejercicio incluyó el desarrollo de un modelo numérico para permitir la predicción

precisa de la transmisión del ruido de la caja de cambios automática de cabina de la estructura.

#### 2.2 BASES TEÓRICAS

#### 2.2.1 Motor

Es la parte de una máquina capaz de transformar cualquier tipo de energía (eléctrica, de combustibles fósiles, entre otras) en energía mecánica capaz de realizar un trabajo. En el caso de estudio este efecto es una fuerza capaz de producir el movimiento.

Existen 2 tipos de motores tales como: motores térmicos y motores eléctricos.

Existe un tipo de motor térmico llamado de combustión interna, el cual es el utilizado en este trabajo, los mismos son capaces de producir una combustión del fluido del motor transformando su energía química en energía térmica a partir del cual se obtiene energía mecánica, el fluido del motor antes de iniciar la combustión es una mezcla de un comburente y un combustible (fuego y gasolina, diesel o gas natural).

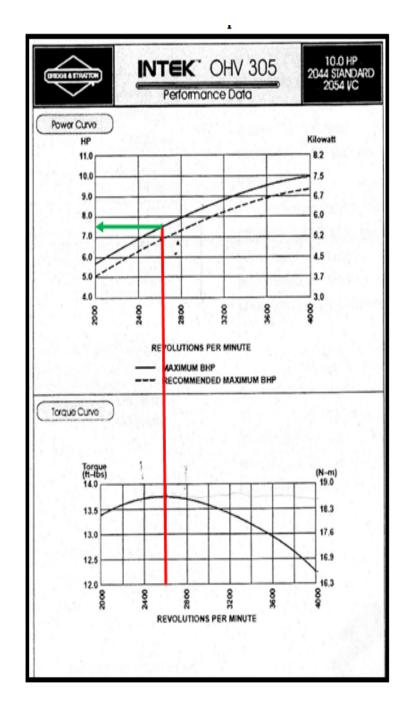
#### Características generales

**Rendimiento**: es el cociente entre la potencia útil que generan y la potencia absorbida, esta varía de acuerdo a la velocidad nominal que el motor maneje.

Velocidad nominal: es el número de RPM a las que gira el motor.

**Potencia**: es el trabajo que el motor es capaz de realizar en la unidad de tiempo a una determinada velocidad de giro. Ésta se mide en HP (caballos de fuerza).

Par motor: es el momento de rotación que actúa sobre el eje del motor y determina su giro, también conocido como torque y se mide en N.m.



Gráfica 2.1 Hoja de datos Tecnicos del Motor

Fuente: Catálogo Briggs & Stratton Motor 10 HP. 2010

Las condiciones de mayor torque son:

Tabla 2.1 Condiciones de torque máximo

Motor Briggs & Straton 10.0 HP

Revoluciones 2600 RPM

Torque 18.65 N.m

Potencia 7.5 HP

#### 2.2.2 Caja de velocidades:

En los vehículos, la caja de cambios o caja de velocidades es el elemento encargado de acoplar el motor y el sistema de transmisión con diferentes relaciones de engranes o engranajes, de tal forma que la misma velocidad de giro del cigüeñal puede convertirse en distintas velocidades de giro en las ruedas. El resultado en la ruedas de tracción generalmente es la reducción de velocidad de giro e incremento del par motor.

En función de que la velocidad transmitida a las ruedas sea mayor, la fuerza disminuye, suponiendo que el motor entrega una potencia constante. De esta manera la caja de cambios permite que se mantenga la velocidad de giro del motor, y por lo tanto la potencia y par más adecuado a la velocidad a la que se desee desplazar el vehículo.

La caja de cambios tiene la misión de reducir el número de revoluciones del motor e invertir el sentido de giro en las ruedas, cuando las necesidades de la marcha así lo requieren. Va acoplada al volante de inercia del motor, del cual recibe movimiento a través del embrague, en transmisiones manuales; o a través

del convertidor de par, en transmisiones automáticas. Acoplado a ella va el resto del sistema de transmisión.

#### 2.2.2.1 Constitución de una caja de cambios

Una caja de cambios está constituida por una serie de ruedas dentadas dispuestas en tres árboles:

**Árbol primario**: recibe el movimiento a la misma velocidad de giro que el motor. Habitualmente consta de un único piñón.

**Árbol intermedio o intermediario:** es el árbol transmisor. Consta de una corona que engrana con el árbol primario, y de varios piñones (habitualmente tallados en el mismo árbol) que pueden engranar con el árbol secundario en función de la marcha seleccionada.

**Árbol secundario**: consta de varias coronas con libertad de movimiento axial en el árbol, pero sin libertad de movimiento en sentido tangencial (por un sistema de chaveteros). La posición axial de cada rueda es controlada por la palanca de cambios y determina qué par de ruedas engrana entre el secundario y el intermediario. Cuando se utilizan sincronizadores, el acoplamiento tangencial puede liberarse en función de la posición axial de éstos, y las ruedas dentadas no tienen libertad de movimiento axial.

**Eje de marcha atrás**: dispone de una rueda loca que se interpone entre los árboles intermediario y secundario para invertir el sentido de giro habitual del árbol secundario. Para poder engranar el eje de marcha atrás, normalmente se utiliza un dentado recto, en lugar de un dentado helicoidal.

Todos los árboles se apoyan, por medio de cojinetes, en la carcasa de la caja de cambios, que suele ser de fundición gris, aluminio o magnesio y sirve de alojamiento a los engranajes, dispositivos de accionamiento y en algunos casos el diferencial, así como de recipiente para el aceite de engrase.

La lubricación puede realizarse mediante uno de los siguientes sistemas:

- Por barboteo.
- Mixto.
- A presión.
- A presión total.
- Por cárter seco.

#### 2.2.3 Sistemas de Transmisión

#### 2.2.3.1 Transmisiones Automáticas o hidromáticas

La caja automática es un sistema que, de manera autónoma, determina la mejor relación entre los diferentes elementos, como la potencia del motor, la velocidad del vehículo, la presión sobre el acelerador y la resistencia a la marcha, entre otros. Se trata de un dispositivo electro hidráulico que determina los cambios de velocidad; en el caso de las cajas de última generación, el control lo realiza un calculador electrónico.

Mientras que la caja de cambios manual se compone de pares de engranajes cilíndricos, la caja automática funciona con trenes plantarios en serie o paralelo que conforman las distintas relaciones de transmisión.

La mayoría de las transmisiones automáticas permiten seleccionar entre un conjunto de rangos de marchas, a menudo con una posición de estacionamiento que bloquea el eje de salida de la transmisión.

En la actualidad, en autobuses y camiones se pueden encontrar las cajas de cambio automáticas, las cuales confieren un viaje más suave y una mayor seguridad, al dejar que los conductores se puedan concentrar en el camino sin preocuparse por el cambio de marchas.

#### 2.2.3.2 Transmisión continuamente variable

Una transmisión variable continúa o CVT, es un tipo de transmisión automática que puede cambiar la relación de cambio a cualquier valor arbitrario dentro de sus límites. La transmisión variable continua no está restringida a un pequeño número de relaciones de cambio, como las 4 a 6 relaciones delanteras de las transmisiones típicas de automóviles.

Cada una de las relaciones de diámetros que pueden adoptar las poleas se corresponde con una relación de transmisión diferente, y por eso se dice que los cambios de variador tienen infinitas marchas, aunque los más modernos cuentan con una función manual en la que se puede elegir de forma secuencial entre seis o siete velocidades, que corresponden a posiciones prefijadas de las poleas.

El cambio de anchura de las poleas se consigue mediante la presión de un circuito hidráulico, y la transmisión de la fuerza al motor puede hacerse mediante un embrague convencional, uno electrohidráulico o un convertidor de par.

Para poder obtener una marcha atrás se debe de incluir un inversor

La principal limitación de este tipo de cajas de cambios se encuentra en el par que puede transmitir la correa o cadena. La posibilidad de variar continuamente la relación de transmisión, hace que el motor pueda trabajar siempre en el régimen de potencia máxima, lo que implica una aceleración mucho mayor, un parámetro importantísimo en competición.

#### 2.2.3.3 Transmisión mecánica

Se denomina transmisión mecánica a un mecanismo encargado de trasmitir potencia entre dos o más elementos dentro de una máquina. Son parte fundamental de los elementos u órganos de una máquina, muchas veces clasificado como uno de los dos subgrupos fundamentales de éstos elementos de transmisión y elementos de sujeción, en la gran mayoría de los casos, estas trasmisiones se realizan

a través de elementos rotantes, ya que la transmisión de energía por rotación ocupa mucho menos espacio que aquella por traslación.

Una transmisión mecánica es una forma de intercambiar energía mecánica distinta a las transmisiones neumáticas o hidráulicas, ya que para ejercer su función emplea el movimiento de cuerpos sólidos, como lo son los engranajes y las correas de transmisión.

Típicamente, la transmisión cambia la velocidad de rotación de un eje de entrada, lo que resulta en una velocidad de salida diferente. En la vida diaria se asocian habitualmente las transmisiones con los automóviles. Sin embargo, las transmisiones se emplean en una gran variedad de aplicaciones, algunas de ellas estacionarias. Las transmisiones primitivas comprenden, por ejemplo, reductores y engranajes en ángulo recto en molinos de viento o agua y máquinas de vapor, especialmente para tareas de bombeo, molienda o elevación.

En general, las transmisiones reducen una rotación inadecuada, de alta velocidad y bajo par motor, del eje de salida del impulsor primario a una velocidad más baja con par de giro más alto, o a la inversa. Muchos sistemas, como las transmisiones empleadas en los automóviles, incluyen la capacidad de seleccionar alguna de varias relaciones diferentes. En estos casos, la mayoría de las relaciones (llamadas usualmente "marchas" o "cambios") se emplean para reducir la velocidad de salida del motor e incrementar el par de giro; sin embargo, las relaciones más altas pueden ser sobremarchas que aumentan la velocidad de salida.

#### 2.2.3.4 Convertidor de par hidroneumático

El convertidor de par hidrodinámico es una transmisión hidrodinámica adicional al cambio automático. El constituye el elemento de entrada del cambio automático.

#### Principio de funcionamiento

Una bomba aspira líquido lo acelera y lo impele a una turbina. De este modo, la energía cinética se convierte en un movimiento giratorio mecánico. El convertidor de par consta de tres componentes esenciales:

Partes de un convertidor de par hidroneumático:

- Rodete de bomba: es, al mismo tiempo, la caja del convertidor de par.
- Rodete de turbina: impulsa el eje de turbina y, con ello, el cambio.
- Estator o reactor: unida por un piñón libre con la caja del cambio, sólo puede girar en el mismo sentido que los rodetes de bomba y turbina.

El rodete de la bomba gira solidario con el motor. Por acción de la fuerza centrífuga, el aceite es impulsado hacia fuera entre los álabes del rodete de la bomba. El fluido es conducido al rodete de turbina donde su energía cinética la absorben las paletas, las cuales hacen girar el rodete de la turbina. Lo que diferencia un convertidor de par de un embrague hidrodinámico, es la presencia del estator, que es lo que produce la multiplicación del par.

#### 2.2.4 Tipos de transmisión

Entre las formas más habituales de transmisión son:

- Con correa
- Con cadena.
- Con cascada de engranajes.
- Con cardán.

#### 2.2.5 Partes fundamentales y componentes de una transmisión.

#### **Ejes**

Casi todas las maquinarias rotatorias están dotadas de ejes de transmisión o ejes simplemente, colocados con el fin de transferir movimiento y par de torsión rotatorio de un sitio a otro.

Por lo general, un eje transmite a la máquina por lo menos un par de torsión proveniente de un dispositivo impulsor (motor, generador, entre otros). Algunas veces, los ejes servirán de soporte para engranes, poleas o ruedas dentadas, mismas que transmiten un movimiento rotatorio de un eje al siguiente vía engranes, bandas o cadenas, los ejes se encuentran ubicados sobre rodamientos en distintas configuraciones y disposiciones de montaje.

Las cargas en los ejes son principalmente de dos tipos: cargas de torsión debidas al par torsor transmitido, o de flexión que son debido a cargas transversales causadas por engranes, poleas o ruedas dentadas. Lo que normalmente ocurre es una combinación de las dos.

#### Elementos flexibles: Correas y cadenas

Los elementos mecánicos elásticos o flexibles tales como: bandas, cables, cadenas y otros similares se emplean en los sistemas de transporte y para trasmitir potencia a distancias relativamente grandes, con frecuencia estos elementos se utilizan como reemplazo de engranes, ejes, cojinetes y otros dispositivos de transmisión de potencia rígidos. En muchos casos su empleo simplifica el diseño de la máquina y disminuye su costo, además de que como estos elementos son elásticos y relativamente grandes suelen cumplir una gran función en la absorción de cargas de impacto, y en el amortiguamiento y aislamiento de los efectos de las vibraciones, lo que es una importante ventaja para la vida de la máquina. Estos elementos flexibles

no tienen vida infinita por lo tanto es importante establecer un programa de inspección para protegerlos del desgaste, envejecimiento y perdida de elasticidad.

#### **Engranajes**

Los engranajes sirven para transmitir par torsor y velocidad angular en una amplia variedad de aplicaciones. También hay gran diversidad para escoger. Hoy en día los engranajes se encuentran bastante estandarizados en lo que se refiere a forma y tamaño de los dientes, la AGMA (Ámerican Gear Manufacturers Asociation) apoya investigaciones en el diseño, materiales y manufacturas de engranes publicando normas para su diseño, fabricación y ensamble. Se seguirá sus los métodos y recomendaciones para su diseño y selección. Existen distintos tipos de engranes como: rectos, helicoidales, cónicos y tornillo sin fin, al igual que una serie de definiciones que el lector debe poder manejar para poder realizar su diseño

#### **Rodamientos**

Siempre que dos piezas tengan movimiento relativo entre ellas constituyen por definición un rodamiento, sin importar su forma o configuración. Por lo general, en cualquier rodamiento debe haber lubricación, a fin de reducir la fricción y eliminar el calor. Los rodamientos giran o se deslizan, o ambas cosas a la vez.

Un rodamiento simple está formado por dos materiales cualquieras en contacto uno contra el otro, por lo general una de las partes en movimiento será de acero o cualquier material estructural a fin de alcanzar la dureza y la resistencia requerida, las piezas contra las cuales se mueven normalmente están fabricadas de un material para "rodamientos" como cobre o algún polímero no metálico. Un rodamiento radial pudiera estar dividido axialmente para ensamblarlo sobre el eje, o puede ser una circunferencia completa (buje), por otra parte un rodamiento de elementos rodantes sirve para alcanzar fricciones muy bajas.

#### Cuñas

Una cuña es una pieza de maquinaria desmontable, la cual al ensamblarse en un cuñero proporciona un medio positivo de trasmisión de par de torsión entre el eje y la maza,) definición según ASME), existen distintos tipos de cuñas tales como las paralelas, cuñas ahusadas y cuñas de cabeza o las llamadas cuñas woodruff. Cualquier tipo de cuña puede fallar por corte o por aplastamiento. La falla por corte ocurre cuando la cuña es degollada en su ancho en el contacto entre eje y maza, mientras que la falla por apoyo o aplastamiento ocurre por apretar cualquiera de los lados a compresión. Al dimensionar una cuña solo están disponibles unas pocas variables de diseño ya que el diámetro del eje determina su ancho y su altura, esto solo nos deja como variable a dimensionar la longitud de la cuña.

#### Relación de transmisión

La relación de transmisión es una relación entre las velocidades de rotación de dos engranajes conectados entre sí. Esta relación se debe a la diferencia de diámetros de las dos ruedas, que implica una diferencia entre las velocidades de rotación de ambos ejes, esto se puede verificar mediante el concepto de velocidad angular.

Otro punto que se debe considerar es que al cambiar la relación de transmisión, se cambia el par de fuerza aplicado, por lo que debe realizarse un análisis para saber si este nuevo par será capaz de vencer la inercia del engranaje y otras fuerzas externas, y comenzar el movimiento; o por otro lado si el engranaje será capaz de soportar un par muy grande sin fallar.

Matemáticamente, la relación de transmisión entre dos engranajes circulares con un determinado número de dientes N se puede expresar de la siguiente manera:

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{N_2}{N_1} \tag{2.1}$$

#### Donde:

- $\omega_1$  es la velocidad angular de entrada
- $\omega_2$  es la velocidad angular de salida transmitida
- N<sub>1</sub>, es el número de dientes del engranaje de entrada.
- N<sub>2</sub>, es el número de dientes del engranaje de salida.
- El signo menos indica que se invierte el sentido del giro.

Según la expresión anterior, la velocidad angular transmitida es inversamente proporcional al número de dientes del engranaje al que se transmite la velocidad. Si no existe disipación de calor en la transmisión del movimiento, entonces se puede expresar la relación de velocidades angulares equivalente a la relación inversa de momentos:

- $M_1$  es el momento transmitido a  $\omega_1$
- $M_2$  es el momento que sale del engranaje 2 a  $\omega_2$ .

Si uno de los engranajes es helicoidal y si se pone como entrada en la conversión de la velocidad angular, entonces la velocidad de salida del engranaje circular es  $N_2$  veces más pequeña que la velocidad del engranaje helicoidal. En la fotografía se puede observar el caso de tal conjunto.

#### 2.3 DEFINICIÓN DE TÉRMINOS

#### Cigüeñal

Un cigüeñal es un eje con codos y contrapesos presente en ciertas máquinas que, aplicando el principio del mecanismo de biela - manivela, transforma el movimiento rectilíneo alternativo en rotatorio y viceversa.

#### Corona

En un mecanismo, una corona, es un elemento dentado utilizado en transmisiones, sea en un engranaje o en una transmisión por cadena. En contraposición con un piñón, se denomina corona a la rueda dentada de mayor tamaño, y por tanto de mayor número de dientes de cada etapa de reducción o de multiplicación de velocidad.

En el caso de formar parte de un mecanismo reductor de velocidad (en el que el eje de salida gira más despacio que el eje de entrada), como la caja de velocidades de un automóvil, la corona es una rueda conducida. En cambio, en un mecanismo multiplicador de velocidad (en el que el eje de salida gira más deprisa que el eje de entrada), como en la transmisión de una bicicleta, la corona es la rueda motriz

#### **Diferencial**

Un diferencial es el elemento mecánico que permite que las ruedas derecha é izquierda de un vehículo giren a revoluciones diferentes, según éste se encuentre tomando una curva hacia un lado o hacia el otro.

Cuando un vehículo toma una curva, por ejemplo hacia la derecha, la rueda derecha recorre un camino más corto que la rueda izquierda, ya que esta última se encuentra en la parte exterior de la curva.

Antiguamente, las ruedas de los vehículos estaban montadas de forma fija sobre un eje. Este hecho significaba que una de las dos ruedas no giraba bien, desestabilizando el vehículo. Mediante el diferencial se consigue que cada rueda pueda girar correctamente en una curva, sin perder por ello la fijación de ambas sobre el eje, de manera que la tracción del motor actúa con la misma fuerza sobre cada una de las dos ruedas.

El diferencial consta de engranajes dispuestos en forma de "U" en el eje. Cuando ambas ruedas recorren el mismo camino, por ir el vehículo en línea recta, el engranaje se mantiene en situación neutra. Sin embargo, en una curva los engranajes se desplazan ligeramente, compensando con ello las diferentes velocidades de giro de las ruedas.

La diferencia de giro también se produce entre los dos ejes. Las ruedas directrices describen una circunferencia de radio mayor que las no directrices, por ello se utiliza el diferencial.

Un vehículo con tracción en las cuatro ruedas puede tener hasta tres diferenciales: uno en el eje frontal, uno en el eje trasero y un diferencial central.

En el hipotético caso de que ambos ejes sean directrices, el que tenga mayor ángulo de giro describirá un radio mayor.

#### Velocidad angular

La velocidad angular es una medida de la velocidad de rotación. Se la define como el ángulo girado por unidad de tiempo y se la designa mediante la letra griega ω, su unidad en el S.I.es el radián por segundo (rad/s)

## 2.4 VENTAJAS Y DESVENTAJAS DEL MÉTODO UTILIZADO POR LA ORGANIZACIÓN SAE UC.

A continuación se muestra la tabla 2.2 donde se definen las ventajas y desventajas del método utilizado anteriormente para el diseño de la transmisión del vehículo baja por la organización SAE UC, este cuadro fue realizado en base a experiencias del equipo técnico de la organización.

Tabla 2.2 Ventajas y desventajas del método utilizado anteriormente para el diseño de la transmisión del vehículo baja por la organización SAE UC.

Ventajas	Desventajas
Bajos costos en los materiales empleados en el diseño y construcción de la transmisión.	Perdida de la eficiencia en el diseño por ser una transmisión de tipo Manual.
El peso es considerado un factor clave en el diseño.	En algunos casos los materiales utilizados en los elementos de transmisión no son los óptimos para su funcionamiento.
La potencia es un factor importante en el diseño, se toma como valor fundamental para la realización de cálculos.	Difícil acceso a los componentes de la transmisión para el momento de reparar y sustituir elementos
La distribución de los elementos de la transmisión es óptima.	El control que tiene el piloto sobre el vehículo se ve afectado al tener que realizar los cambios durante la carrera.
	El diseño no toma en cuenta la versatilidad de las distintas pruebas a la que se someterá el vehículo en competencia.
	La velocidad es comprometida en el diseño, se le da mayor relevancia al par del vehículo.
	Gran tamaño de los neumáticos.

### 2.5 PARÁMETROS DE DISEÑO DE LA TRASMISIÓN REQUERIDA. Eficiencia

Se pretende diseñar satisfactoriamente una transmisión para un automóvil monoplaza todo terreno que mejore el rendimiento del carro. Desde hace

aproximadamente 65 años se ha investigado acerca del uso de una transmisión continuamente variable, la cual con la ayuda de avances tecnológicos, se ha podido implementar en automóviles. Dicha transmisión es capaz de trabajar con un 95% de eficiencia en comparación con las transmisiones manuales (65% de eficiencia) y las automáticas (hasta un 85% de eficiencia).

#### Peso

Siendo el peso un factor involucrado directamente en la eficacia del vehículo y los resultados obtenidos durante la carrera, y siendo el conjunto que conforma la transmisión (motor, caja, ejes, entre otros) los que generan mayor peso en el vehículo (40% aproximadamente) se ha trazado como meta conservar el peso del vehículo en intervalo de (150Kg-200Kg) por lo que el sistema de transmisión debe estar diseñado con materiales livianos pero que cumplan las condiciones de la prueba para las que fueron seleccionados. Aproximadamente en conjunto debería oscilar el peso de la transmisión entre los (60 Kg-80Kg).

#### Costo

El costo es un factor muy importante para el puntaje final del vehículo en la competencia, ya que cada vehículo participante en las competencias SAE BAJA Series debe venir acompañado de un Cost Report en el cual se detallan los costos asociados al vehículo. El monoplaza en el cual se invierta la menor cantidad de dinero, y aun así cumpla con todas las normas de seguridad y de diseño implantadas por SAE International, recibe una puntuación extra en función de sus ahorros.

#### **Mantenimiento**

El vehículo debe ser de fácil mantenimiento y el sistema de transmisión debe ser diseñado de manera que cada uno de los elementos que lo componen sea de fácil reemplazo, ya que las condiciones de la carrera permiten realizar ajustes mecánicos en el vehículo. Al ser capaces de sustituir o ajustar cualquiera de estas partes, se debe tomar en cuenta herramientas de fácil acceso y manejo, durante la carrera para realizar dichos ajustes.

#### Velocidad

Al ser la competencia BAJA SAE Series una competencia de resistencia (endurance) y no de velocidad, muchos equipos desestiman este factor en sus vehículos tratando de diseñarlos de manera más robusta para que sean capaces de soportar las condiciones del terreno y la prueba. Aprovechando la eficiencia que brinda este tipo de transmisión se puede estimar una velocidad final del vehículo alrededor a los 60 Km/hr.

#### Tamaño

El volumen disponible para el sistema de transmisión del vehículo es de aproximadamente 0,5 m³, por lo que se debe realizar una distribución de los elementos óptima, para así poder cumplir con este parámetro, a su vez que una mejor distribución y selección de los elementos genera menores costos, ya que implica menores materiales.

#### Versatilidad

El diseño debe poder ser versátil para adaptarse a las distintas etapas de la competencia, ya que debe proporcionar gran velocidad en las pruebas de aceleración y frenado, y un gran torque en las pruebas de hill climbing y arrastre, por lo tanto, se puede diseñar un conjunto de ejes con distintas relaciones de transmisión que se puedan adaptar para cada una de las pruebas.

#### Control

La selección de una caja de transmisión tipo CVT le permite al piloto del monoplaza un mayor control al momento de maniobrar el vehículo, ya que ambas manos pueden estar en el volante en todo momento, y así dominar los distintos obstáculos de la carrera.

# 2.6 CONDICIONES CRÍTICAS DE FUNCIONAMIENTO

Se conocen como condiciones críticas de funcionamiento al conjunto de situaciones o parámetros, que juntos o por separado, hacen que tienda a fallar un sistema (transmisión) o un subsistema (ejes, engranes, rodamientos entre otras) de un conjunto determinado.

Las condiciones físicas más intensas durante la carrera para la transmisión se producen en tres momentos muy específicos: la arrancada, la prueba de arrastre y el momento de subir pendientes (prueba de hill climbing) debido a que en estas situaciones es donde se genera mayor momento y por lo tanto mayor carga en la caja de velocidades así como en los elementos que conforman la transmisión. Por ende, se basará en esto la metodología de diseño, para que la transmisión soporte las cargas en estas tres condiciones.

A continuación se mostrarán distintos modelos de fallas para cada sub sistema que compone la transmisión del vehículo.

#### Ejes.

El caso más general de cargas sobre las flechas es la combinación de un par de torsión fluctuante y de un momento fluctuante. Tanto el par de torsión como el momento fluctuante llegan a variar con el tiempo y ambos pueden contener componentes medios y alternantes.

Por lo tanto, realizar el diseño de los ejes tomando como punto de partida las cargas que se generan en la arrancada del vehículo y la vida útil necesaria para el eje durante la carrera, garantiza que estos no fallarán durante la competencia. Un error muy común es diseñar los ejes para las velocidades máximas que se producen en el vehículo, pero estas no expresan la mayor carga a la que serán sometidos, ya que a mayor velocidad se genera menores cargas.

Las fallas más comunes en los ejes son: la fractura, la cual puede ser generada por una sobrecarga por flexión, sobrecarga por torsión o una combinación de ambas. También existen fallas por desgaste abrasivo las cuales se originan por una mala selección del lubricante a emplear, así como también una mala selección del material del eje nos puede generar corrosión generalizada.

#### Rodamientos.

Las principales fallas que se pueden ocasionar en los rodamientos son:

Elevados niveles de vibración provocados por rodamientos de chumacera defectuosos. Son generalmente el resultado de una holgura excesiva, causada por algún desgaste por erosión o químico, aflojamientos mecánicos que se produce cuando el metal se suelta dentro del alojamiento o problemas de lubricación.

Estas fallas ocurren principalmente por mala fabricación del rodamiento, mala selección del mismo (seleccionando un tipo de rodamiento, el cual no está diseñado para la aplicación a la que se someterá), fallas en el montaje (el cual debe ser realizado por profesionales en condiciones de limpieza para así asegurar que no fallará prematuramente) o una lubricación inadecuada (el lubricante seleccionado puede cambiar su viscosidad o elevar su presión, si se emplea de manera incorrecta).

Para el cálculo de la vida de un rodamiento (  $10^6 Revs$  ) se puede utilizar la siguiente ecuación:

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^3 \tag{2.2}$$

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^{10/3} \tag{2.3}$$

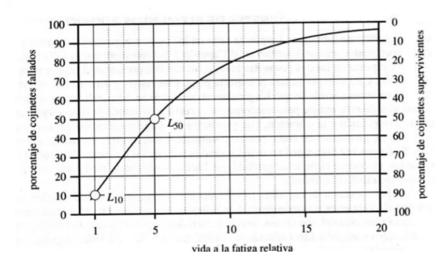
La ecuación 2.2 se utiliza en caso de cojinetes de bola, para el caso de cojinetes de rodillos se utiliza la ecuación 2.3.

#### Donde:

L, es la vida del rodamiento en  $10^6 Revs$ 

C, es la clasificación de catalogo en Lbf o KN

P, es la carga constante aplicada en Lbf o KN



Grafica 2.2 Distribución típica de vida en cojinetes de elementos rodantes

Fuente: Diseño de máquinas, por Robert L. Norton, Primera Edición, 1999

# **Engranes**

Existen dos tipos principales de falla en los engranes, fallas por fatiga y por desgaste. De ambas, la falla por fatiga es la más catastrófica, ya que por lo general la ruptura de un diente deshabilita la máquina, mientras que la falla por desgaste llega

gradualmente y da una advertencia audible y visible. Los engranes pueden seguir operando cierto tiempo después de ocasionarse la falla por desgaste.

La fatiga sólo puede minimizarse seleccionando los materiales adecuados o empleando engranes más grandes, como todo elemento técnico el primer fallo que pueda tener un engranaje, es que no haya sido calculado con los parámetros dimensionales y de resistencia adecuada, por lo cual no sería capaz de soportar el esfuerzo al que será sometido.

El segundo fallo que puede tener un engrane, es que el material con el que ha sido fabricado no reúna las especificaciones técnicas adecuadas. Especialmente los valores de resistencia y tenacidad. A su vez se puede originar el deterioro prematuro de un engrane, al no realizársele el mantenimiento adecuado con los lubricantes propios de acuerdo a las condiciones de funcionamiento que tenga. Para finalizar, otra causa muy importante es que el engrane sea sometido a niveles mayores de sobrecarga para los cuales fueron diseñados.

Mientras que el esfuerzo por desgaste  $\sigma_c$  sea menor que el esfuerzo permisible  $S_{Fc}$ , el engrane no fallará por desgaste y mientras el esfuerzo por fatiga  $\sigma_b$  sea menor que el esfuerzo permisible  $S_{fb}$ , el engrane no fallará por fatiga. (Aspectos ampliados en la sección 4.2.6 "Engranajes")

El deterioro o falla que ocurren en los engranes están relacionados con problemas existentes en los dientes, en el eje o ambos simultáneamente. Las fallas en los dientes pueden tener su origen en sobrecargas, desgaste y grietas, mientras que en el eje pueden ser por desalineación del mismo produciendo vibraciones o ruidos.

#### Cuñas

En los cuerpos sometidos a esfuerzos torsionales es típico que los materiales dúctiles fallen por corte en sus fibras internas, y en los materiales esforzados a compresión fallen por aplastamiento de su estructura. En las cuñas claramente se

inducen estos dos tipos de esfuerzo por lo que la altura o espesor dentro del eje y su ancho producen resultados distintos.

Tabla 2.3 Posibles causas y fallas de una transmisión de un vehículo tipo Sae puede presentar

	Causas	Fallas
	Mala selección	Elevados niveles de vibración
Rodamientos	Fallas en el montaje	Aflojamientos mecánicos
	Reemplazo tardío	Problemas de lubricación
	Lubricación inadecuada	
	Mala selección del material	
	Mal mantenimiento	Por desgaste
Engranes	Lubricación inadecuada	Por fatiga
	Sobrecarga del engrane	
	Mala selección del material	Por corte
Cuñas	Sobrecarga en la cuña	Por aplastamiento
	Sobrecarga por torsión	Fracturas total o parcial
Ejes	Sobrecarga por flexión	Desgaste abrasivo
	Mala selección del lubricante	Corrosión
	Mala selección del material	

En las fallas por corte puede determinarse un buen factor de seguridad comparando el esfuerzo cortante  $\tau_{xy}$  con el límite de fluencia al corte del material de la cuña, mientras que en las fallas por aplastamiento o apoyo el factor de seguridad se determina comparando el esfuerzo al apoyo máximo  $\sigma_x$  con el límite de fluencia elástico del material a compresión.

En general se pueden clasificar las causas de las fallas de acuerdo al período en el que ocurren: ya sea en la etapa del diseño ( identificada de color verde), la etapa del laboratorio o puesta a punto del vehículo ( identificada de color Rojo) o la etapa de la carrera ( identificada en color azul) (Ver tabla 2.3).

Mediante el siguiente cuadro de resumen se puede esquematizar las fallas y sus causas en los distintos elementos que conforman la transmisión del prototipo baja.

# 2.7 LIMITACIONES Y CRITERIOS DE LA METODOLOGÍA

Para las limitaciones y criterios se considerará en parte la normativa de SAE International para Baja Series 2011. A continuación se mencionarán algunas reglas que conciernen en específico:

#### Sección B:

- B1.1, el vehículo debe tener 4 o mas ruedas, pero no en línea recta.
- B1.1.1, el vehículo solo debe usar un motor Briggs & Straton 10 HP OHV intek. El vehículo debe ser capaz de llevar una persona de 190 cm y 113 Kg
- B1.2.2, el vehículo debe tener suficiente altura y tracción.
- B2.5.14, cada motor esta equipado con un gobernador, cada gobernador se fijará en la competencia a 3.800 RPM como velocidad máxima.
- B15.1 todas las piezas giratorias, tales como correas, cadenas y piñones que giran a la velocidad del eje motriz o superior, deben estar protegidos para evitar

lesiones al conductor o terceros, si el componente salta en pedazos debido a la fuerza centrifuga.

#### Sección C

C2.3.1 los representantes técnicos de Briggs & Stratton establecerán los gobernadores de todos los vehículos. Los vehículos deberán presentarse para cada gobernador de ajuste con el eje de salida del motor al descubierto, la transmisión desconectada al igual que el cable de acelerador del motor y de los interruptores de apagado.

A su vez se puede obtener algunas limitaciones y criterios mediante los distintos elementos de transmisión.

- Las fuerzas empleadas en los análisis de carga son fuerzas máximas en todo momento, no se toman en consideración fuerzas variables en el tiempo, esto nos genera un ligero sobredimensionamiento, que es aceptable.
- Los criterios y recomendaciones para la metodología del diseño de engranes, está basada en la AGMA (American Gear Manufactured Association)
- La longitud de la cuña deberá ser menor a 1,5 veces el diámetro de la flecha a fin de evitar demasiada torsión en ésta.
- Los porcentajes de confiabilidad utilizados deben ser mayores al 90% para así garantizar su funcionamiento.
- El método empleado para el cálculo de los distintos factores de seguridad es el criterio de Pugsley.
- No se presentan análisis o explicaciones complejas de todos los complicados fenómenos de lubricación dinámica.
- Las cuñas utilizadas serán las conocidas como cuñas paralelas.
- Los engranes a diseñar serán engranes de tipo rectos.

"Desarrollo de una metodología para el diseño de la transmisión de un vehículo tipo baja SAE"
---

El ancho de la cara de los dientes de los engranes, será calculado con su valor nominal.

# CAPÍTULO 3 Marco Metodológico

# 3.1. NIVEL DE LA INVESTIGACIÓN

De acuerdo al nivel de conocimientos que se adquirió, la investigación se definió como descriptiva, debido que se caracterizó un hecho, fenómeno o grupo, con el fin de establecer su estructura o comportamiento.

Por otra parte, se consideró explicativa ya que en ella se buscaba el porque de los hechos mediante el previo establecimiento de relaciones de causa y efecto.

De acuerdo a la clase de medios utilizados para obtener datos, también se clasificó como una investigación de tipo documental, ya que en ella no se realizaron experimentos ni se debió trasladar al sitio de trabajo para ponerla en práctica.

Según los objetivos que se plantearon este trabajo especial de grado es un proyecto factible, puesto que se realizó una investigación, luego se procedió a plantear, elaborar y desarrollar un modelo operativo viable para el diseño mecánico.

#### 3.2. DISEÑO DE LA INVESTIGACIÓN

Para responder al problema la estrategia que se adoptó se muestra a continuación, donde se presentan las distintas fases y actividades que se realizaron para cumplir con los objetivos específicos planteados inicialmente:

#### Fase 1. Búsqueda de información.

- Se recolectó información relacionada con las partes de la transmisión y su funcionamiento.
- Se visitó otros equipos SAE en Venezuela para documentar acerca de distintas tecnologías empleadas actualmente, y conocer cuales fallaron en el pasado.
- Se diagnosticaron las ventajas y desventajas del método empleado actualmente en la organización SAE UC para el diseño de la transmisión.

#### Fase 2. Estudio y diseño del Sistema Mecánico.

- Se identificó los principales parámetros de diseño de la transmisión requerida.
- Se estudiaron las condiciones críticas de funcionamiento que podrían ocasionar fallas en la transmisión del vehículo durante la competencia.
- Se generaron diversas alternativas de solución que utilicen tecnología existente en el mercado, satisfaciendo las necesidades y objetivos planteados, de manera factible, económica y eficiente.
- Se seleccionó la mejor solución, mediante los criterios preestablecidos.

#### Fase 3. Desarrollo metodológico del diseño de la transmisión.

- Se determinó las limitaciones y criterios que debe cubrir la metodología
- Se realizó un análisis de modelos teóricos dinámicos necesarios en la transmisión.
- Se elaboró un software utilizando la metodología desarrollada que permita evaluar los modelos a diseñar.

## Fase 4. Análisis del Proyecto.

Se realizó ingeniería de detalle del sistema.

 Se realizó un análisis comparativo aplicando la metodología a un caso de estudio.

# 3.3. TÉCNICAS E INSTRUMENTOS DE RECOLECCIÓN DE DATOS

Las técnicas que se implementaron para determinar las características fundamentales del sistema, para realizar el proceso en forma adecuada, se aplicó la observación directa y análisis documental.

Luego, se procedió a recolectar esta información obtenida mediante: tablas, fichas y dispositivo de almacenamiento de datos.

#### 3.4. ASPECTOS ADMINISTRATIVOS

Los recursos necesarios para el desarrollo del presente proyecto, estuvo comprendido por recursos humanos y recursos institucionales.

**Recursos humanos:** se incluyo entrevistas a ingenieros, técnicos, miembros SAE y expertos relacionados con el área de estudio. Entre ellos se pueden mencionar:

- Ing. Edwin Peña. (Tutor y profesor asesor de la organización SAE UC)
- Ing. Alfredo Ajaam. (Fundador SAE formula USB )
- Ing. Juan Mendoza. (Miembro fundador y primer coordinador de transmisión de la organización SAE UC)

**Recursos Institucionales:** las instituciones consultadas para realizar la investigación pertinente fueron las siguientes:

- Universidad de Carabobo.
- Organización SAE UC Venezuela.
- SAE academia Venezuela.
- Equipo SAE baja USB.
- Equipo SAE fórmula USB.

# CAPÍTULO 4

# Analisis de la metodologia propuesta

En este capítulo se presentará la descripción detallada de los diversos elementos de máquinas que se utilizan de forma típica en los transmisores de potencia, así como el cálculo de las variables iníciales de gran repercusión durante una competencia de vehículos Baja SAE para el diseño de su transmisión. En primer lugar se estudian los requisitos de potencia y par torsor, luego se le hará seguimiento a la selección del sistema de transmisión (Sincrónico, CVT, Planetario entre otros.). Se explicará las características importantes de los elementos de transmisión, de sujeción y ejes así como métodos de análisis y diseño.

#### 4.1. REQUISITOS DE POTENCIA Y PAR TORSOR.

Primero se deben determinar las situaciones a las cuales se debe enfrentar el diseño, vale acotar que la condición de entrada o la máquina impulsora está estandarizada para todos los vehículos Baja SAE; la de salida si puede variar dependiendo de los diferentes módulos de competición a las que se vaya a enfrentar el vehículo, y los parámetros que se desean obtener como resultado de diseño de la transmisión de potencia.

# 4.1.1 CONDICIONES INÍCIALES DEL DISEÑO.

Se requiere de un auto que se desplace a una velocidad de 65 km/h, además de transitar sobre caminos sinuosos y poder subir una pendiente mínima de 30° de inclinación. Las condiciones están establecidas por los límites normales con los que se han tenido que enfrentar los equipos Baja SAE de Venezuela en las diferentes competiciones. Se consideran estas 2 condiciones como base para establecer las características de salida del sistema de transmisión.

A nivel de competición es conocido que los niveles de exigencias varían en las diferentes pruebas, es por esto que se establecerá una inclinación entre 30° y 45° para la subida de pendiente, además que por las capacidades del motor ya es una inclinación bastante exigente.

Las dimensiones de los cauchos tienen que ser determinados por un conjunto de requisitos de las diferentes coordinaciones del equipo Baja SAE UC, se tomara la variable del radio del neumático  $R_{\rm neumatico}$ .

Para calcular el torque a la salida, en las condiciones más exigentes, es necesario calcular la fuerza que el vehículo necesita para escalar la pendiente, para eso se determina un ángulo ø en base a los requisitos de la competencia o experiencias anteriores.

El peso del sistema es la suma del peso del vehículo más el piloto, W.

Solo la componente del peso, paralela al plano inclinado de estudio, es la que ejercerá acción.

$$W_{x'} = W \times Cos\emptyset \tag{4.1}$$

Para realizar estos cálculos es necesario establecer el centro de masa del vehículo, a continuación se plantea el cálculo en una situación real.

#### 4.1.2 Cálculo del centro de masa

El centro de masa, es el punto geométrico que dinámicamente se comporta como si en él estuviera aplicada la resultante de las fuerzas externas al sistema.

Para realizar el cálculo del centro de masa es necesario partir de la siguiente consideración: un vehículo es un conjunto de partículas ubicadas en el espacio, en donde la posición y movimiento de una, depende de la posición y movimiento de las otras. Es importante conocer la ubicación del centro de masa para el estudio cinemático del vehículo.

Tabla 4.1. Valores del coeficiente de adherencia.

TIPO DE	ESTADO	Neum	áticos
SUELO		Nuevos	Usados
Asfalto medio	Helado	0,10	0,10
	Embarrado	0,15	0,10
	Mojado	0,65	0,55
	Seco	0,80	0,80
Asfalto compacto	Mojado	0,65	0,30
	Seco	0,60	0,60
Hormigón de	Mojado	0,70	0,50
Cemento	Seco	1,00	1,00

Fuente: Manual CEAC del automóvil, Ediciones Ceac, S. A., 2004

Para el cálculo analítico del centro de masa del vehículo, se utilizan las ecuaciones de mecánica de sólidos para cada componente (X, Y, Z); las ecuaciones son las que se muestran a continuación:

Tabla 4.2 Centro de masa de los elementos que conforman al vehículo.

Elemento	Masa (Kg)	Distancia X (mm)	Distancia Y (mm)	Distancia Z (mm)
Motor y Tanque de gasolina	27	414,92	-385,18	-75,36
Piloto	113	-95,79	-196,38	-8,89
Polea 1	3	398,42	-414,83	253,34
Polea 2	3,5	469,72	87,82	257,09
Polea 3	1	687,48	-546,11	-4,18
Polea 4	1	468,45	89,91	2,1
Eje poleas	2	469,09	88,86	129,6
Caja	2,5	466,25	131,1	141,75
Chasis	27	-65,31	-174,91	-4,91
Rueda Delantera Derecha	7,5	-589,42	-550,73	-684,09
Rueda Delantera Izquierda	7,5	-587,67	-555,01	665,01
Rueda Trasera Derecha	7,5	685,97	-545,8	-688,95
Rueda Trasera Izquierda	7,5	689,7	-548,4	666,26
Suspensión Delantera Derecha	10	-588,07	-514,16	-478,8
Suspensión Delantera Izquierda	10	-586,92	-517,06	465,7
Suspensión Trasera Derecha	10	637,77	-497,6	-457,67
Suspensión Trasera Izquierda	10	639,33	-498,49	442,49
Eje Crucetas	1	687,45	-546,07	-8,9

$$X_{cm} = \frac{X_{1}.m_{1} + X_{2}.m_{2} + X_{3}.m_{3} + X_{4}.m_{4} + X_{5}.m_{5} + X_{6}.m_{6} + X_{7}.m_{7} + \dots + X_{n}.m_{n}}{m_{1} + m_{2} + m_{3} + m_{4} + m_{5} + m_{6} + m_{7} + \dots + m_{n}}$$
(4.2)

$$Y_{cm} = \frac{Y_{1}.m_{1} + Y_{2}.m_{2} + Y_{3}.m_{3} + Y_{4}.m_{4} + Y_{5}.m_{5} + Y_{6}.m_{6} + Y_{7}.m_{7} + \dots + Y_{n}.m_{n}}{m_{1} + m_{2} + m_{3} + m_{4} + m_{5} + m_{6} + m_{7} + \dots + m_{n}}$$
(4.3)

$$Z_{cm} = \frac{Z_{1}.m_{1} + Z_{2}.m_{2} + Z_{3}.m_{3} + Z_{4}.m_{4} + Z_{5}.m_{5} + Z_{6}.m_{6} + Z_{7}.m_{7} + \dots + Z_{n}.m_{n}}{m_{1} + m_{2} + m_{3} + m_{4} + m_{5} + m_{6} + m_{7} + \dots + m_{n}}$$
(4.4)

Los valores mostrados en la tabla 4.2 representan las coordenadas de los centros de masa de cada elemento respecto a un origen fijado en el espacio (centro geométrico del vehículo).

Sustituyendo los valores en las ecuaciones 4.2, 4.3 y 4.4 se tiene que:

$$X_{cm} = 29,67 \text{ mm}$$
  
 $Y_{cm} = -301,22 \text{ mm}$   
 $Z_{cm} = -6,50 \text{ m}$ 

# 4.1.3 Cálculo de fuerza por ascendente con aceleración

La figura 4.1 muestra el diagrama de cuerpo libre de la situación en estudio:

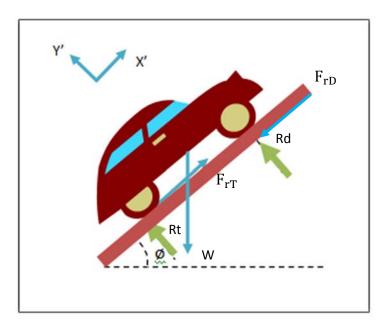


Figura 4.1 Diagrama de cuerpo libre ascendente con aceleración.

Las componentes del peso se pueden distribuir de la siguiente manera:

$$W_{Y} = W_{c} \cdot \cos \emptyset \tag{4.5}$$

$$W_X = W_c. sen\emptyset (4.6)$$

La aceleración del vehículo puede ser calcula mediante la ecuación siguiente:

$$a = \frac{\left(V^2 - {V_0}^2\right)}{2.X} \tag{4.7}$$

Donde:

V: Es la velocidad final del vehículo

 $V_0$ : Es la velocidad inicial del vehículo

X: Distancia en alcanzar la Velocidad final

Aplicando la Segunda Ley de Newton se obtiene una sumatoria de fuerzas y de momentos.

$$\sum F_{Y} = 0$$

$$R_{D} + R_{T} - W_{y} = 0$$
(4.8)

Sustituyendo ecuacion (4.4) en la ecuacion (4.7):

$$R_D + R_T = W_C \cdot \cos\emptyset \tag{4.9}$$

$$\sum M_D = 0$$

$$\sum M_D: -(mv. a. h) + W_X. h + W_Y. L_D - R_T. (L_D + L_T) = 0$$
 (4.10)

Donde:

M<sub>D</sub>: Momento en las ruedas delanteras

m: Es la masa del vehículo.

a: Es la aceleración del vehículo

h: Es la distancia del eje inclinado al centro de masa

L<sub>D</sub>: Es la distancia entre las ruedas delanteras y el centro de masa.

L<sub>T</sub>: Es la distancia entre las ruedas traseras y el centro de masa

R<sub>T</sub>: Es la normal en las ruedas traseras

R<sub>D</sub>: Es la normal en las ruedas delanteras

Despejando  $R_T$  y  $R_D$  de las ecuaciones (4.8) y (4.9) respectivamente y sustituyendo estas en la ecuación (4.7) en la ecuación (4.10):

$$R_{T} = \frac{W_{X}.h - (mv.\frac{(V^{2} - V_{0}^{2})}{2.X}.h) + W_{Y}.L_{D}}{L_{D} + L_{T}}$$
(4.11)

$$R_{D} = W_{C} \cdot \cos \emptyset - R_{T} \tag{4.12}$$

Por lo tanto:

$$F_{rD} = \mu_{neumatico}/S_{uperficie} \times R_D$$
 (4.13)

$$F_{rT} = \mu_{neumatico}/_{Superficie} \times R_{T}$$
 (4.14)

Donde:

 $F_{rD}$ : Fuerza de roce generada en la las ruedas delanteras.

 $F_{rT}$ : Fuerza de roce generada en las ruedas traseras.

 $\mu_{neumatico/Superficie}$ : Coeficiente de adherencia entre el caucho y la superficie.

Entonces la fuerza que el vehículo debe de superar  $(F_B)$  para poder arrancar es calculada como:

$$F_{B} = -W_{x'} + F_{rT} - F_{rD}$$
 (4.15)

De la tabla 4.1 se obtienen los valores del coeficiente de roce, se toma el estado de suelo embarrado ( $\mu_{neumatico/superficie} = 0,15$ ), ya que esta nos exigirá un mayor torque en el eje de salida, a pesar de que el coeficiente de roce con el suelo helado es menor se obvia este valor ya que el vehículo no competirá en esas condiciones.

Para la prueba de durabilidad se tomará la velocidad tope que en promedio llegan este vehículo durante la competencia la cual es 65 km/h, en este caso aplicando perfil de velocidades, se observa que la velocidad en el extremo del neumático es 2 veces la velocidad del vehículo Baja SAE.( ver figura 4.2)

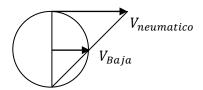


Figura. 4.2 perfil de velocidades del vehículo

**Entonces:** 

$$V_{\text{baja}} = \frac{V_{\text{neumatico}}}{2} \tag{4.16}$$

$$V_{\text{neumatico}} = R_{\text{neumatico}} \times \omega_{\text{s}}$$
 (4.17)

Sustituyendo la ecuación (4.17) en la ecuación (4.16):

$$V_{\text{baja}} = \frac{R_{\text{neumatico}} \times \omega_{\text{s}}}{2} \tag{4.18}$$

Es conocido que existen pequeñas pérdidas debido a factores como la fricción tanto en cojinetes, engranes como correas. En muchos sistemas de transmisión la pérdida en los cojinetes de rodillos son despreciables, los engranes tienen una eficiencia razonablemente alta, debido a todo esto es razonable hablar de potencia del sistema en vez de potencia de entrada y potencia de salida.

El par de torsión, por otra parte, por lo regular no es constante a lo largo de un sistema de transmisión. Recuerde que la potencia (H) es igual al producto del par de torsión y la velocidad.

Debido a que las pérdidas generadas entre los elementos mecánicos son muy pequeñas, se despreciarán estas, por lo tanto la potencia con la que se trabajará en todo el sistema será la generada por el motor.

$$H = T_s \times \omega_s \tag{4.19}$$

$$T = F \times R_{\text{neumatico}} \tag{4.20}$$

Con la ecuación 4.21 y 4.22 se tiene:

$$\omega_{s} = \frac{H}{-W_{x'} + F_{rT} - F_{rD} \times R_{neumatico}}$$
(4.21)

$$V_{\text{baja}} = \frac{H}{(-W_{\text{x}'} + F_{\text{rT}} - F_{\text{rD}}) \times 2}$$
 (4.22)

Entonces:

Esta ecuación relaciona la velocidad del vehículo con las fuerzas generadas dependientes de la inclinación, jugando con esta relación podría definirse que ángulo el vehículo podría superar a 65km/h verificar que este sea mayor de 30°, también se podría definir un ángulo entre 30° y 45° chequeando que la velocidad obtenida pueda considerarse un nivel competitivo. Se debe tomar en cuenta que el ángulo de inclinación de la pendiente es inversamente proporcional al de la velocidad.

Ya definida la velocidad del vehículo y la inclinación de pendiente que esta puede superar ya definimos la velocidad angular y el torque del último eje, definiendo la relación de transmisión de todo el sistema a diseñar.

La relación de transmisión de todo el sistema viene dada por la siguiente ecuación:

$$R_{T} = \frac{\omega_{s}}{\omega_{m}} = \frac{T_{m}}{T_{s}} \tag{4.23}$$

Donde:

 $\omega_m$  es la velocidad angular en el cual está trabajando el motor se obtiene de la grafica 2.1

 $\omega_s$  es la velocidad angular en el eje.

T<sub>m</sub> es el torque del motor.

T<sub>s</sub> es el torque en el eje.

# 4.2 CONFORMACIÓN DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN.

En esta sección se enfoca en el análisis, esquema y selección de componentes en un sistema de transmisión necesarios para establecer la metodología para el diseño de transmisión, desde la selección de materiales dependiente de las condiciones a enfrentarse en la competencia, y de los objetivos establecidos a alcanzar, la selección del sistema de transmisión a partir de una serie de criterios y los elementos fundamentales en un sistema de transmisión de potencia.

#### 4.2.1 Selección de materiales

Mediante el uso de un software para selección de materiales en procesos de ingeniería conocido como *CES Edupack 4.5*, que utiliza un método de selección tabulado y normalizado introducido por el Profesor Mike Ashby, se sugiere realizar los cálculos y las apreciaciones para seleccionar el material de cada elemento mecánico a estudiar. Para esto es necesario tener algunos criterios básicos para realizar dicha selección.

# Criterios para la selección del material.

- 1. Rigidez.
- 2. Peso (densidad).
- 3. Resistencia a la corrosión.
- 4. Apariencia.
- 5. Facilidad de maquinado.
- 6. Facilidad de soldado.
- 7. Facilidad de moldeado.
- 8. Costo.

#### 4.2.2 Selección del sistema de transmisión

Antes de comenzar la selección de los elementos de transmisión primero se elige el sistema de transmisión a estudiar, ya sea una transmisión continuamente variable (CVT), sincrónica, o un sistema reductor planetario. Vale destacar que en todos estos sistemas de transmisión, lo prioritario es determinar las condiciones de entrada y de salida, para medir su influencia sobre la relación de transmisión general determinada en la sección 4.1 (Requisitos de Potencia y torque)

#### Método para la selección del sistema de transmisión.

Para poder emprender la toma de decisiones es necesario:

- Haber elaborado previamente las especificaciones de diseño.
- Tener varias probables soluciones para el problema.

Luego de cumplir con estos requisitos, en etapas anteriores, se debería estar en condiciones de decidir cual es la solución que mejor concuerda con las exigencias establecidas para el sistema a diseñar.

## Método de ponderación de criterios y soluciones.

Este método consta de cuatro etapas:

- Se estudian todas las probables soluciones generadas durante la etapa de búsqueda.
- Se realiza la aplicación de los criterios a las soluciones:

Se procede a ponderar los criterios de acuerdo al orden de importancia relativa, dentro de una escala numérica previamente establecida, se asigna un valor a cada uno de los criterios, como se puede observar en la tabla 4.3. El mayor corresponderá al más relevante.

#### Ponderación de las soluciones de acuerdo a cada criterio:

Se procede a ponderar estas soluciones de acuerdo al grado de aceptación respecto a cada criterio, dentro de una escala numérica previamente establecida, se asignará un valor a cada una de las soluciones. El mayor valor corresponderá a la mejor solución respecto de cada criterio. Este valor se multiplicará por la ponderación de cada criterio individual.

#### Ponderación final de soluciones:

Se realiza la suma algebraica de cada solución respecto a cada criterio, La mejor solución será aquella cuya sumatoria sea mayor. Para este trabajo esta suma se puede observar en la tabla 4.4

# 4.2.2.1 Sistema de transmisión continuamente variable (CVT)

Este sistema de transmisión, es común utilizarlos a la salida del motor, es decir las condiciones de entrada de este sistema están establecidas por el motor.

Vale destacar que el fabricante de la CVT recomienda una serie de correas y sus características, además proveerá las condiciones de relación de transmisión al momento de arrancar o llegar a la velocidad tope de la CVT. También proporcionará planos y dimensiones de la CVT.

Se debe analizar la condición de salida de este sistema de transmisión, comparándola con la condición de salida para la transmisión del vehículo, de no cumplir con los requisitos planteados, se debe adicionar otro eje donde se reduzca.

Las ecuaciones y procedimiento a utilizar durante la selección de bandas, son similares a las utilizadas al dimensionamiento de las poleas de la CVT y su correa.

Tabla 4.3 Ponderación de criterios para cada sistema de transmisión.

		Soluciones				
Criterios	Valor	Sincrónica Automática CV				
Tamaño	1	3	2	1		
Peso	2	1	3	2		
Mantenimiento	3	3	1	2		
Versatilidad	4	2	1	3		
Control	5	1	2	3		
Velocidad	6	2	1	3		
Eficiencia	7	1	2	3		
Costo	8	2	1	3		

Tabla 4.4 Suma de ponderación de criterios por cada sistema de transmisión.

Solución	Sincrónica	Automática	CVT	
	62	53	101	

La mejor solución es: Sistema de Transmisión Continuamente Variable (Cvt).

## 4.2.3 Sistemas de transmisión rígida y flexible.

La selección de los elementos, con el cual el sistema va a transmitir potencia, viene dado dependiendo de algunas condiciones de uso, los principales pueden ser: bandas, cadenas o engranajes. Las bandas es un elemento de transmisión flexible al igual que las cadenas, pero su mayor diferencia para seleccionar entre usar cadena o banda es la velocidad u potencia a transmitir, las bandas son para altas velocidades y bajo torque, para condiciones de baja velocidad y gran par de torsión, la transmisión por cadenas son las adecuadas. Sin embargo si la transmisión requiere relaciones de reducción muy grande se recomienda utilizar un sistema de transmisión rígida o engranes porque físicamente pueden hacer grandes reducciones en un espacio bastante pequeño.

#### Fases para el diseño de un sistema de transmisión flexible (Ver figura 4.3)

- 1. Establecer las condiciones de salida del motor.
- 2. Diseño y selección de bandas o cadenas.
- 3. Diseño de ejes o flechas.
- 4. Selección de rodamientos.
- 5. Diseño de cuñas y acoples.

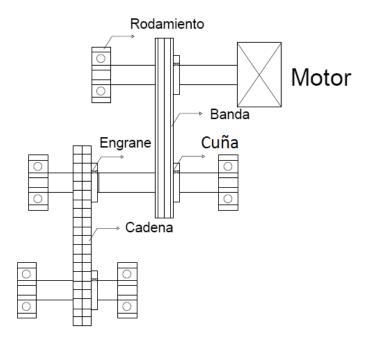


Figura 4.3 Sistema de transmisión flexible.

# Fases para el diseño de un sistema de transmisión rígido (Ver figura 4.4)

- 1. Establecer las condiciones de salida del motor.
- 2. Diseño y selección de engranes.
- 3. Diseño de ejes o flechas.
- 4. Selección de rodamientos.
- 5. Diseño de cuñas y acoples.

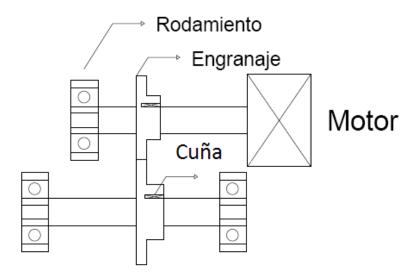


Figura 4.4 Sistema de transmisión rígida.

# 4.2.4 Bandas o correas

Es uno de los componentes principales de una transmisión cuando se requieren elementos flexibles de transmisión (ver figura 4.4), éstas trabajan con poleas y son utilizadas para altas velocidades y par torsional pequeño (V<sub>b</sub>, 762 a 1.980 m/min siendo la ideal 1.220 m/min).

Por el diseño de las poleas de la CVT se elige una banda en V, ya que la forma en V hace que la banda se acune firmemente en las ranuras, lo cual incrementa la fricción y permite la transmisión de grandes pares torsionales.

Observaciones importantes de las bandas en v:

- La polea con una o varias ranuras circunferenciales donde se apoya la banda, se llama polea acanalada.
- El tamaño de las poleas se indican con su diámetro de paso, que es un poco menor que el diámetro exterior.
- La relación de velocidades de las poleas motriz y conducida es inversamente proporcional a la relación de los diámetros de paso. Esto es consecuencia de la observación de que allí no existe deslizamiento. Así la velocidad lineal de paso en ambas poleas, es igual a la velocidad de la banda V<sub>b</sub>.

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{D_2}{D_1} \tag{4.24}$$

Donde:

 $\omega_1$ : Velocidad angular de eje impulsor

 $\omega_2$ : Velocidad angular de eje impulsado

 $D_1$ : Diámetro de paso de polea impulsora

 $D_2$ : Diámetro de paso de polea impulsada

 Las relaciones entre la longitud de paso L, la distancia entre centros C y los diámetros de las poleas, son:

$$L = 2C + \frac{\pi(D_2 + D_1)}{2} + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4C}$$
 (4.25)

$$C = \frac{B + \sqrt{B^2 - 2(D_2 - D_1)^2}}{4}$$
 (4.26)

$$B = L - \frac{\pi}{2} (D_2 + D_1) \tag{4.27}$$

• El ángulo de contacto en cada polea:

$$\theta_1 = \pi - 2\sin^{-1}\left[\frac{D_2 - D_1}{2C}\right] \tag{4.28}$$

$$\theta_2 = \pi + 2\sin^{-1}\left[\frac{D_2 - D_1}{2C}\right] \tag{4.29}$$

La capacidad de las bandas se evalúa con un ángulo de contacto supuesto, de 180°. Esto solo sucede si la R<sub>T</sub> es 1(Los diámetros de la polea motriz y conducida son iguales).

• La longitud del espacio libre entre las 2 poleas, dentro del cual la banda no está soportada es:

$$S = \sqrt{C^2 - \left[\frac{D_2 - D_1}{2}\right]^2} \tag{4.30}$$

Importancia de determinar el valor S:

- Puede comprobar la banda al medir la fuerza necesaria para desviar la banda una cantidad determinada a la mitad del espacio libre.
- La tendencia de la banda a vibrar o a chicotear depende de esta longitud.
- Los contribuyentes al esfuerzo de la banda son:
  - ✓ La fuerza de tensión en la banda, máxima en su lado tenso.
  - ✓ La flexión de la banda en torno a las poleas, máxima en el lado tenso de la banda en torno a la polea menor.
  - ✓ Las fuerzas centrifugas producidas cuando la banda se mueve alrededor de las poleas. El esfuerzo total máximo se presenta donde la banda entra a la polea menor, y donde el esfuerzo de flexión es parte mayor.
- El valor de diseño de la relación de tensión en el lado tenso a la tensión en el lado flojo es 5 para transmisiones con bandas en V. El valor real puede llegar a 10.

 Para el cálculo de la potencia de diseño es necesario aplicar un factor de servicio, este puede ser seleccionado a partir de la siguiente tabla

Tabla 4.5 Factor de servicio

Fuente de Potencia							
Maquinaria Impulsada	Características del par torsional normal	Par de torsión alto o no uniformes					
Uniforme	1,0 a 1,2	1,1 a 1,3					
Impacto ligero	1,1 a 1,3	1,2 a 1,4					
Impacto medio	1,2 a 1,4	1,4 a 1,6					
Impacto pesado	1,3 a 1,5	1,5 a 1,8					

Fuente: Diseño de ingeniería mecánica de Shigley, por Richard G. Budynas y J. Keith Nisbet, Octava Edición, 2008.

A continuación se muestra una vista de planta y una vista frontal de un sistema de bandas

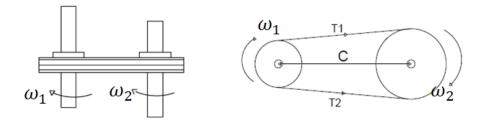


Figura 4.5 Vista de planta y frontal de un sistema de bandas

Para la selección de la correa se usaran los siguientes catálogos

Normas SAE J636: Bandas y poleas en V.

- Norma SAE J637: Transmisión de bandas automotrices.
- Norma SAE J1278: Bandas y poleas sincrónicas SI (métricas).
- Norma SAE J1313Ñ Transmisiones automotrices por bandas sincrónicas.
- Norma SAE J1459: Bandas V acostilladas y poleas.

Designación estandarizada de bandas según fabricantes

La sección transversal de las bandas vienen designadas por letras del alfabeto para los tamaños en pulgadas, y las dimensiones métricas se designan mediante números. Para el Sistema Inglés además de la letra ésta es seguida por la circunferencia interior (Longitud) en pulgadas, la cual se encuentra estandarizada. Con frecuencia los cálculos en el Sistema Inglés, donde se implica la longitud, se utiliza la longitud *de* paso la cual se obtiene sumando una cantidad, tabulada por los fabricantes dependientes de la sección transversal, a la circunferencia interior.

#### 4.2.4.1 Diseño de transmisiones por bandas en v

Datos básicos para la selección de bandas:

- Potencia del Motor
- Velocidad del eje de entrada de la CVT
- Velocidad del eje de salida de la CVT
- Diámetros de paso de la CVT

Lineamientos para el diseño y selección de bandas:

- Efectuar el ajuste por distancia entre centros.
- El intervalo de distancia entre centros debe ser:

$$D_2 < C < 3(D_2 + D_1) \tag{4.31}$$

- El ángulo de contacto de la polea menor debe ser mayor a 120°.
- Los cálculos de las relaciones de velocidades se realizan mediante los diámetros de paso de las poleas.

- La polea motriz (Powerblock) va a estar regulada a 2.600 rpm.
- Si la velocidad de la banda es menor a 1.000 pies/min se recomienda usar cadenas
- Los ejes de la CVT deben ser paralelos y que sus poleas estén alineadas.
- La instalación de la banda debe ser con la tensión inicial que recomiende el fabricante.
- El ángulo de la sección transversal de la banda es un poco mayor que el de la ranura de las poleas, buscando que la banda calce por si sola en la ranura, incrementando la fricción. Este ángulo es dependiente de la sección de la banda, del diámetro de la polea y del ángulo de contacto. Estos valores óptimos son proporcionados por el fabricante.
- La velocidad recomendable para la banda en V es de 4.000 pies/min.

## 4.2.4.2 Metodología de diseño y selección:

Los datos de los catálogos para selección de correas vienen de dos maneras, de forma grafica y de forma tabular.

#### Forma gráfica

1. Se calcula la potencia de diseño con ayuda de la Tabla: 4.13 Factor de servicio para bandas en V, y la siguiente ecuación:

$$H_{\text{Diseño}} = \text{Ks} \times H_{\text{Nominal}}$$
 (4.32)

2. Utilizando una gráfica de selección de bandas en V industriales de sección angosta, se elige el tamaño básico de la banda.

Con la intersección de los datos potencia de diseño y la velocidad del eje más rápido, se obtiene, el tamaño básico para la sección transversal de la banda.

3. A partir del tamaño básico para la sección transversal de la banda se elige que gráfica de capacidad es la siguiente a utilizar. En esta gráfica se toma la

potencia nominal por banda, en función del diámetro de paso y la velocidad de rotación de la polea menor.

La potencia nominal se calcula para determinar el nivel de energía que puede soportar la banda o correa.

- 4. Tomando una distancia entre centros tentativa, recuerde que la distancia entre centros debe ser determinado dentro de un rango, según el tamaño de las poleas (Ecuación 4.31).
- 5. Se calcula la Longitud de la correa con la ecuación 4.25.
- 6. Regresando al catálogo se elige una longitud de correa cercana a la del paso anterior. Para luego determinar una nueva distancia entre centros con esta longitud de correa (Ecuación 4.26).
- 7. Luego se calcula el ángulo de contacto de la polea menor (Ecuación 4.28).
- 8. Utilizando algún catalogo recomendado anteriormente, luego de obtener el ángulo de la polea de menor contacto y la longitud de la banda, se puede elegir los factores de corrección de ángulo de contacto  $(C_{\theta})$  y de longitud de banda  $(C_{L})$  a partir de sus respectivas gráficas, que se encuentran en los distintos catálogos recomendados.
- 9. Ya con todo esto se puede calcular la potencia corregida, para luego compararla con la potencia que nos proporciona el motor.

$$H_{permitida} = H_{nominal por banda} \times C_{\theta} \times C_{L}$$
 (4.33)

$$H_{\text{permitida}} > H_{Dise\tilde{n}o}$$
 (4.34)

#### Forma tabular:

Así como los fabricantes proporcionan los datos de sus catálogos a nivel gráfico también existen en tablas.

Este método tiene algunas variaciones con respecto a la mostrada en el método gráfico

### Desviación en los pasos 1, 2:

Como se explicó en la sección, "Designación estandarizada de bandas según fabricantes", las dimensiones de la sección transversal de las bandas vienen estandarizadas por letras (Sistema Inglés). Las dimensiones, diámetros mínimos de la polea y el intervalo de potencia de cada una de las secciones transversales, se encuentran en la tabla 4.6

En esta fase se puede elegir la sección transversal con los diámetros de paso de las poleas, y la potencia del motor.

#### Desviación del paso 3:

La potencia tabulada se obtiene a partir de la velocidad lineal de la banda, la sección transversal de la banda y el diámetro de paso de la polea menor Tabla 4.7.

Tabla 4.6 Sección transversal de la banda

Sección de la banda	Ancho a, pulg	Espesor b, pulg	Diámetro mínimo de polea, pulg	Intervalo de potencia (hp), una o más bandas
A	1/2	11/32	3,0	1/4 – 10
В	21/32	7/16	5,4	1 – 25
C	7/8	12/22	9,0	15 – 100
D	1 1/4	3/4	13,0	50 – 250
E	1 ½	1	21,6	100 y mayores

Fuente: Diseño de ingeniería mecánica de Shigley, por Richard G. Budynas y J. Keith Nisbet, Octava Edición, 2008.

Tabla 4.7.A Potencia en las bandas

Sección de la	Diámetro de paso de la	Velocidad de la banda, pie/mi				e/min
banda	polea, pulg	1000	2000	3000	4000	5000
A	2,6	0,47	0,62	0,53	0,15	
	3	0,66	1,01	1,12	0,93	0,38
	3,4	0,81	1,31	1,57	1,53	1,12
	3,8	0,93	1,55	1,92	2	1,71
	4,2	1,03	1,74	2,2	2,38	2,19
	4,6	1,11	1,89	2,44	2,69	2,58
	5,0 y mayor	1,17	2,03	2,64	2,96	2,89
В	4,2	1,07	1,58	1,68	1,26	0,22
	4,6	1,27	1,99	2,29	2,08	1,24
	5	1,44	2,33	2,8	2,76	2,1
	5,8	1,72	2,87	3,61	3,85	3,45
	6,2	1,82	3,09	3,94	4,28	4
	6,6	1,92	3,29	4,23	4,67	4,48
	7,0 y mayor	2,01	3,46	4,49	5,01	4,9

Fuente: Diseño de ingeniería mecánica de Shigley, por Richard G. Budynas y J. Keith Nisbet, Octava Edición, 2008.

Tabla 4.7.B Potencia en las bandas

Sección de la	Diámetro de paso de la	Velocidad de la banda, pie/min					
banda	polea, pulg	1000	2000	3000	4000	5000	
C	6	1,84	2,66	2,72	1,87		
	7	2,48	3,94	4,64	4,44	3,12	
	8	2,96	4,9	6,09	6,36	5,52	
	9	3,34	5,65	7,21	7,86	7,39	
	10	3,64	6,25	8,11	9,06	8,89	
	11	3,88	6,74	8,84	10	10,1	
	12 y mayor	4,09	7,15	9,46	10,9	11,1	
D	10	4,14	6,13	6,55	5,09	1,35	
	11	5	7,83	9,11	8,5	5,62	
	12	5,71	9,26	11,2	11,4	9,18	
	14	6,82	11,5	15,8	15,8	14,8	
	15	7,27	12,4	17,6	17,6	17	
	16	7,66	13,2	19,2	19,2	19	
	17 y mayor	8,01	13,9	20,6	20,6	20,7	
E	16	8,68	14	17,5	18,1	15,3	
	18	9,92	16,7	21,2	23	21,5	
	20	10,9	18,7	24,2	26,9	26,4	
	24	12,4	21,6	28,6	32,9	33,8	
	26	13	22,8	30,3	35,1	36,7	
	28 y mayor	13,4	23,7	31,8	37,1	29,1	

Fuente: Diseño de ingeniería mecánica de Shigley, por Richard G. Budynas y J. Keith Nisbet, Octava Edición, 2008.

Se mantienen los pasos 4 y 5

# Desviación del paso 6

La longitud de paso de la bandas se consigue a partir de la suma de la circunferencia con las dimensiones de conversión de la longitud estos se obtienen de la tabla 4.8 y 4.9 respectivamente

Tabla 4.8 Longitud de paso de las bandas

Sección	Circunferencia, pulg
A	26, 31, 33, 35, 38, 42, 46, 48, 51, 53, 55, 57, 60, 62, 64, 66, 68, 71, 75, 78, 80, 85, 90, 96, 105, 112, 120, 128
В	35, 38, 42, 46, 48, 51, 53, 55, 55, 57, 60, 62, 64, , 65, 66, 68, 71, 75, 78, 79, 81, 83, 85, 90, 93, 97, 100, 103, 105, 112, 120, 128, 131, 136, 144, 158, 173, 180, 195, 210, 240, 270, 300
С	51, 60, 68, 75, 81, 85, 90, 96, 105, 112, 120, 128, 136, 144, 158, 162, 173, 180, 195, 210, 240, 270, 300, 330, 360, 390, 420
D	120, 128, 144, 158, 162, 173, 180, 195, 210, 240, 270, 300, 330, 360, 390, 420, 480, 540, 600, 660
E	180, 195, 210, 240, 270, 300, 330, 360, 390, 420, 480, 540, 600, 660

Fuente: Diseño de ingeniería mecánica de Shigley, por Richard G. Budynas y J. Keith Nisbet, Octava Edición, 2008.

Tabla 4.9 Dimensión de conversión de longitud

Dimensión de conversión de la longitud								
Sección de la banda	A	В	C	D	E			
Cantidad a sumar	1,3	1,8	2,9	3,3	4,5			

Fuente: Diseño de ingeniería mecánica de Shigley, por Richard G. Budynas y J. Keith Nisbet, Octava Edición, 2008.

Tabla 4.11 Longitud nominal de la banda

Factor de longitud	Bandas A	Bandas B	Bandas C	Bandas D	Bandas E
0,85	Hasta 35	hasta 46	Hasta 75	hasta 128	
0,90	38-49	48-60	81-96	144-162	hasta 185
0,95	48-55	62-75	105-120	173-210	210-240
1,00	60-75	78-97	128-158	240,00	270-300
1,05	78-90	105-120	162-195	270-330	330-390
1,10	96-112	128-144	210-240	360-420	420-480
1,15	120 y mayor	158-180	270-300	480,00	540-600
1,20		195 y mayor	330 y mayor	540 y mayor	660,00

Fuente: Diseño de ingeniería mecánica de Shigley, por Richard G. Budynas y J. Keith Nisbet, Octava Edición, 2008.

Tabla 4.10 Ángulos y factores de corrección

$\left(\frac{D_1-D_2}{C}\right)$	θ, grados	VV	Plana en V
0,00	180	1,00	0,75
0,10	174,3	0,99	0,76
0,20	166,5	0,07	0,78
0,30	162,7	0,96	0,79
0,40	156,9	0,94	0,80
0,50	151,0	0,93	0,81
0,60	145,1	0,91	0,83
0,70	139,0	0,89	0,84
0,80	132,8	0,87	0,85
0,90	126,5	0,85	0,85
1,00	120,0	0,82	0,82
1,10	113,3	0,80	0,60
1,20	106,3	0,77	0,77
1,30	98,9	0,73	0,73
1,40	91,1	0,70	0,70
1,50	82,8	0,65	0,65

Fuente: Diseño de ingeniería mecánica de Shigley, por Richard G. Budynas y J. Keith Nisbet, Octava Edición, 2008.

# Desviación del paso 7 y 8:

Los ángulos y los factores de corrección están tabulados. Luego con la diferencia de los diámetros de paso de las poleas, y dividiéndola entre la distancia

de los centros  $\left(\frac{D_1-D_2}{C}\right)$ , se usa la tabla 4.10 para obtener el factor de corrección del ángulo de contacto y su ángulo de contacto.

El factor de corrección de longitud, se obtiene de la tabla 4.11 y se consigue a partir de la sección transversal y la longitud nominal de la banda.

# Desviación en el paso 9

La ecuación a utilizar sigue siendo la 4.32, pero hay que tener en consideración que se va a utilizar el valor de potencia del paso 3 (de la forma tabular) y los factores de corrección encontrados en el paso anterior.

# 4.2.4.3 Tensión de montaje y transmisión de fuerzas para una banda en v

En reposo los dos lados de la banda tienen la misma tensión, pero cuando se transmite potencia, aumenta la tensión en el lado tenso y disminuye en el lado flojo. Sin tensión inicial el lado flojo estaría totalmente suelto y la banda no asentaría en la ranura.

El procedimiento para el cálculo de la tensión inicial y de las fuerzas generadas por la banda se explicará a continuación:

Se realiza el cálculo de la fuerza centrífuga:

$$F_c = K_c \left(\frac{V}{1000}\right)^2 \tag{4.35}$$

Donde K<sub>c</sub> se obtiene de la tabla 4.12 dependiente de la sección transversal:

La Potencia de diseño está dada por:

$$H_d = H_{nom} K_s n_d \tag{4.36}$$

 $K_s$ , es factor de servicio sugerido Se obtiene de la tabla 4.13

 $n_d$ , es factor de diseño.

Tabla 4.12 Factor de fuerza centrifuga K<sub>c</sub>

Sección de la Banda	$\mathbf{K}_{\mathbf{b}}$	$\mathbf{K}_{\mathrm{c}}$
A	220	0,561
В	576	0,965
C	1600	1,716
D	5680	3,498
E	10850	5,041
3V	230	0,425
5V	1098	1217
8V	4830	3288

Fuente: Diseño de ingeniería mecánica de Shigley, por Richard G. Budynas y J. Keith Nisbet, Octava Edición, 2008.

• Se calcula la diferencia de fuerzas entre el lado tenso y el lado flojo.

$$\Delta F = \frac{63.025 \,^{H_d} /_{N_b}}{\omega (d/2)} \tag{4.37}$$

Siendo  $N_b=1$  y  $\omega$  las revoluciones del motor en nuestro caso 2600rpm.

$$F_1 = F_c + \frac{\Delta F e^{\mu \theta}}{e^{\mu \theta} - 1} \tag{4.38}$$

 $\mu$  Es el coeficiente de roce de la polea con la correa, este coeficiente tiene un valor de 0,5123 para una correa en V

$$F_2 = F_1 - \Delta F \tag{4.39}$$

• Encontrando la Tensión inicial:

$$F_i = \frac{F_1 + F_2}{2} - F_c \tag{4.40}$$

Tabla 4.13 Valores de Factor de servicio sugerido

	Fuente de potencia						
Maquinaria Impulsada	Características del par de torsión normal	Par de torsión alto o no uniforme					
Uniforme	1,0 a 1,2	1,1 a 1,3					
Impacto ligero	1,1 a 1,3	1,2 a 1,4					
Impacto medio	1,2 a 1,4	1,4 a 1,6					
Impacto pesado	1,3 a 1,5	1,5 a 1,8					

Fuente: Diseño de ingeniería mecánica de Shigley, por Richard G. Budynas y J. Keith Nisbet, Octava Edición, 2008.

A continuación se muestra un diagrama de flujo para diseño y selección de bandas

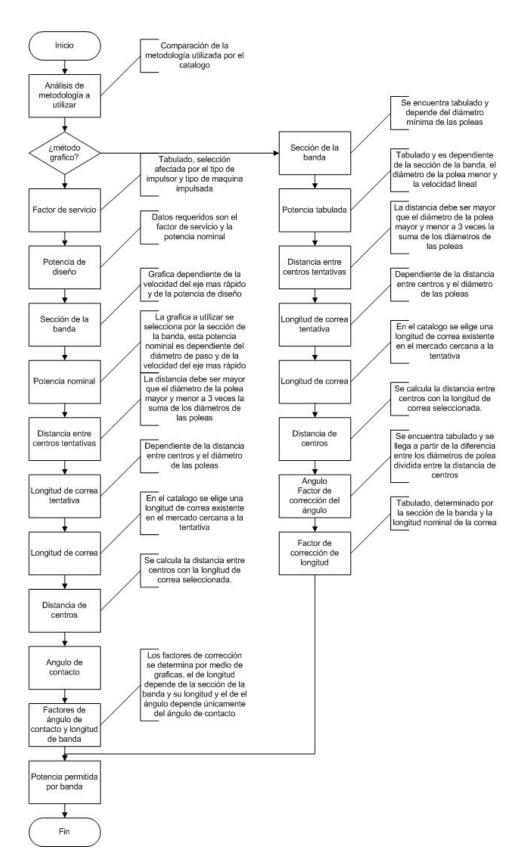


Figura 4.6 Diagrama de flujo para diseño y selección de banda

Otro método utilizado para el cálculo de la tensión generada en el eje por las correas en V, parte del torque calculado en la sección 4.1 "Requisitos de potencia y par de torsión" y se puede obtener que:

$$\Delta F = F_1 - F_2 = \frac{2T}{D} \tag{4.41}$$

$$\frac{F_1}{F_2} = 5 (4.42)$$

$$F_C = F_1 + F_2 = 1.5\Delta F \tag{4.43}$$

## 4.2.5 Cadenas

El tipo de cadena más común y con el cual se va a trabajar es la cadena de rodillos, en la que el rodillo sobre cada perno permite tener una fricción excepcionalmente baja entre la cadena y las catarinas.

## Observaciones importantes de las cadenas.

- El ángulo de abrace o de cobertura mínimo de la rueda dentada (también llamada "rueda catarina") es de unos 120°, aun cuando se puede disponer de ángulos de abrace menores en tanto que se empleen ruedas dentadas locas para ajustar la cadena y evitar que se suelte.
- El empleo de cadenas impone como convencional que la línea de centros sea horizontal (o aproximadamente horizontal) para evitar que la cadena se suelte en la rueda dentada más pequeña.
- Si se dispone, el empleo transmisión por cadenas en sentido vertical, es imperioso el uso de ruedas dentadas locas para prevenir que la cadena cuelgue y pierda el contacto.
- El paso es la distancia lineal entre los rodillos. El ancho es el espacio entre las placas de eslabón interiores.

- La capacidad de transmisión de potencia de las cadenas tiene en cuenta 3 modos de falla:
  - 1. Fatiga de las placas de eslabón, debido a la aplicación repetida de la tensión en el lado tenso de la cadena.
  - 2. El impacto de los rodillos al engranar en los dientes de las catarinas.
  - 3. La abrasión entre los pernos de cada eslabón y sus bujes

# Designación estandarizada de cadenas según fabricantes

- La ANSI estandarizó las cadenas de rodillos, estás tienen designación de tamaño del 40 al 240, una serie para trabajo pesado con el sufijo H en la identificación (60H a 240H), además de los tamaños menores y más ligeros (25, 35, 41).
- En las tablas de los fabricantes recomendados, el paso de las cadenas se indican en octavos de pulgadas.
- En algunas tablas de los fabricantes recomendados, se muestra las resistencias media o promedio a la tensión, en otras se muestra la resistencia mínima a la tensión. Se emplea este dato para transmisiones a muy bajas velocidades, se recomienda emplear solo el 10% de la resistencia promedio a la tensión.
- Las capacidades se basan en datos empíricos con un impulsor uniforme y una carga uniforme, con una duración nominal de 15.000 h.
- Para las tablas dadas por los fabricantes recomendados de la potencia nominal de las cadenas, se tiene una serie de datos. Se debe tomar en cuenta las siguientes propiedades de esos datos:
  - 1. Las capacidades se basan en la velocidad de la rueda menor, y son para una duración esperada de 15.000 h, aproximadamente.

- 2. A velocidad constante, la capacidad de potencia aumenta con el número de dientes de la catarina.
- 3. Sin variación del número de dientes de la catarina, la capacidad de potencia incrementa al aumentar la velocidad, hasta cierto punto y luego decrece. A velocidades bajas domina la fatiga por tensión; a altas velocidades domina el impacto sobre las catarinas.
- 4. Las capacidades son para un factor de servicio de 1. Se debe especificar un factor para determinada aplicación. Este factor se selecciona acorde a una tabla dado por los fabricantes recomendados.

### 4.2.5.1 Diseño de transmisión de cadenas

# Datos básicos para la selección de bandas

- Potencia del Motor
- Velocidad del eje de entrada de la cadena
- Velocidad del eje de salida de la cadena

#### Variables relevantes

- Paso de la cadena
- Tamaño de la cadena
- Velocidad de giro de la Catarina menor.

## Lineamientos para el diseño y selección de cadenas

• La cantidad mínima de dientes en una Catarina debe ser 17, al menos que el impulsor funcione a una velocidad muy pequeña, menor que 100 rpm. De existir limitaciones de espacio se emplean menores números de dientes pero a costa del sacrificio de vida de la cadena.

Resulta preferible tener un número impar de dientes de catarinas.

• La relación de velocidades máxima debe ser 7, pudiéndose usar una relación entre 7 y 10 a bajas velocidades (no mayores que 200 m/min). Se pueden

emplear dos o más etapas de relaciones para obtener relaciones mayores. Las transmisiones más eficaces tienen relaciones de transmisión de 6, pueden usarse relaciones mayores a costa del sacrificio de la vida de la cadena

 La distancia entre centros debe estar estipulada entre 30 y 50 veces el paso de la cadena.

$$30pasos < C < 50pasos \tag{4.44}$$

- La Catarina mayor no debe tener más de 120 dientes.
- El arreglo de cadena de preferencia debe ser horizontal con el lado tenso en la parte superior.
- La longitud de cadena es un múltiplo entero del paso, se recomienda tener un número par de pasos. Debe evitarse un colgamiento excesivo del lado flojo, en especial en transmisiones que no sean horizontales.

$$L = 2C + \frac{N_2 + N_1}{2} + \frac{(N_2 - N_1)^2}{4\pi^2 C}$$
 (4.45)

$$C = \frac{1}{4} \left[ L - \frac{N_2 + N_1}{2} + \sqrt{\left(L - \frac{N_2 + N_1}{2}\right)^2 - \frac{8(N_2 - N_1)^2}{4\pi^2}} \right]$$
(4.46)

Siendo:

C: distancia entre centros.

L: longitud de cadena.

N<sub>1</sub>: Número de dientes de la catarina pequeña.

N<sub>2</sub>: Número de dientes de la catarina grande.

A continuación se muestra la vista de planta y frontal de una cadena.

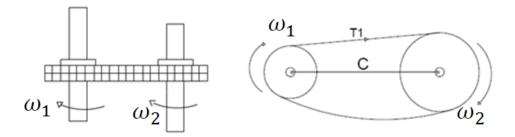


Figura 4.7 Vista de planta y frontal de un sistema de cadenas

La distancia entre centros calculada es la distancia máxima, es decir que no existe colgamiento en el lado tenso o flojo.

 El diámetro de paso de una Catarina con N dientes, para una cadena de paso p es:

$$D = \frac{p}{Sen(180^{\circ}/N)} \tag{4.47}$$

• El ángulo de contacto $\theta_1$  de la cadena en la catarina mayor debe ser mayor que  $120^{\circ}$ ,  $\theta_2$  es el ángulo de contacto de la catarina mayor.

$$\theta_1 = \pi - 2sen^{-1} \left[ \frac{(D_2 - D_1)}{2C} \right] \tag{4.48}$$

$$\theta_2 = \pi + 2sen^{-1} \left[ \frac{(D_2 - D_1)}{2C} \right] \tag{4.49}$$

• La velocidad máxima (rpm) de una transmisión de cadena está limitada por la excoriación entre el pasador y el buje. Los ensayos sugieren,

$$\omega_1 \le 1000 \left[ \frac{82.5}{7.95^p (1.02789)^{N_1} (1.323)^{F/1000}} \right]^{1/(1.59 \log p + 1.873)}$$
(4.50)

Siendo:

p: número de pasos.

F: es la tensión de la cadena en libras.

#### Lubricación

Debido a la gran cantidad de partes móviles en la cadena, además de la interacción de esta con los dientes de la Catarina. Se debe definir las propiedades del lubricante y el tipo de lubricación

El lubricante recomendado según sus propiedades están tabuladas y éste es seleccionado a partir de la temperatura del ambiente de trabajo de la cadena.

La Asociación Estadounidense de Cadena recomienda 3 tipos distintos de lubricación, que dependen de la velocidad de funcionamiento y la potencia que se transmite. Estos se encuentran dentro de los catálogos de los fabricantes, con sus recomendaciones.

Los 3 tipos de lubricaciones son:

- Tipo A. Lubricación manual o por goteo.
- Tipo B. Lubricación de baño o con disco.
- Tipo C. Lubricación con chorro de aceite.

# 4.2.5.2 Metodología de diseño y selección de una cadena

 Se especifica el factor de servicio tabulado, sabiendo que el tipo de impulsor es de combustión interna con choque moderado, arrojando un resultado de 1,4 y la potencia de diseño.

$$H_{dis} = \frac{K_s \times H_{nom}}{K_1} \tag{4.51}$$

Siendo:

H<sub>dis</sub>: Potencia de diseño

H<sub>nom</sub>: Potencia nominal

K<sub>s</sub>: Factor de servicio tabla 4.11

K<sub>1</sub>: Factor de corrección

Tabla 4.14 Valores de  $K_s$ 

$K_s$							
	Tipo de potencia de entrada						
Tipo de carga impulsada	Motor de combustión interna con transmisión mecánica						
Uniforme	1,2						
Impacto moderado	1,4						
Impacto brusco	1,7						

Fuente: Diseño de elementos de máquinas por Robert L. Mott, Cuarta Edición, 2006.

En algunas referencias como en la 4<sup>ta</sup> edición del libro Diseño de elementos de máquinas de Robert L. Mott, asumen el factor de diseño y el factor de corrección igual a uno.

Este factor de corrección tiene un valor diferente a uno en los casos que el número de dientes sea menor a 17.

• Se calcula la relación deseada:

$$R_T = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{N_2}{N_1} = \frac{D_2}{D_1} \tag{4.52}$$

Tabla 4.15 Valores de potencia

N° de dientes en catarina impulsora	Potencia preextremo, K1	Potencia posextremo, K1
11	0,62	0,52
12	0,69	0,59
13	0,75	0,67
14	0,81	0,75
15	0,87	0,83
16	0,94	0,91
17	1	1
18	1,06	1,09
19	1,13	1,18
20	1,19	1,28
N	$\binom{N_1}{17}^{1,08}$	$\left(N_1/17\right)^{1,5}$

Fuente: Diseño de ingeniería mecánica de Shigley, por Richard G. Budynas y J. Keith Nisbet, Octava Edición, 2008.

• Se consultan las tablas de los fabricantes recomendados, correspondientes a la capacidad de potencia para seleccionar el paso de la cadena. Partiendo de la velocidad de giro de la catarina menor (ubicada en el eje con mayor velocidad angular) y la potencia de diseño se selecciona el paso de la cadena, el número de dientes de la catarina y el tipo de lubricación.

Tabla 4.16 Capacidades (HP) – Cadenas de simples rodillos numero 40

	0,5 pulgadas de paso											
N° de	Velocidad mínima de giro de la catarina, rev/min											
dientes	900	1000	1200	1400	1600	1800	2100	2500	3000			
21				12,4	14,1	12,3						
22				12,99	14,77	13,19						
23				13,58	15,44	14,1						
24			12,22	14,17	16,11	15,03						
25			12,73	14,76	16,78	15,98	12,68					
26			13,24	15,35	17,45	16,95	13,45					
28			14,26	16,53	18,89	18,94	15,03					
30		12,82	15,28	17,71			16,67	12,84				
32	12,38	13,68	16,3				18,37	14,14				
35	13,52	14,96	17,82					16,17	12,3			
40	15,45	17,1							15,03			

Fuente: Diseño de elementos de máquinas por Robert L. Mott, Cuarta Edición, 2006.

Tabla 4.17 Capacidades (HP) – Cadenas de simples rodillos numero 60

	0,75 pulgadas de paso											
N° de		Velocidad mínima de giro de la catarina, rev/min										
dientes	400	500	600	800	1000	1200	1400	1600	1800	2000	2500	
11				12,6	15,5	11,8						
12				13,8	17,1	13,5						
13				15		15,2	12,0					
14			12,2	16,1		17,0	13,5					
15			13,13	17,31			14,9	12,26				
16			14,01				16,5	13,51				
17		12,49	14,88					14,79	12,4			
18		13,23						16,11	13,51			
19		13,96						17,48	14,65	12,5		
20		14,7							15,82	13,51		
21	12,46	15,43							17,02	14,53		
22	13,05	16,17								15,58		
23	13,64	16,9								16,66		
24	14,24	17,64								17,75	12,7	
28	16,61										16,01	
30	17,79										17,75	

Fuente: Diseño de elementos de maquinas por Robert L. Mott, Cuarta Edición, 2006.

Tabla 4.18 Capacidades (HP) – Cadenas de simples rodillos numero 80

				1,0	00 pulgac	las de pa	ıso					
Nº de dientes		Velocidad mínima de giro de la catarina, rev/min										
dientes	75	88	100	200	300	400	600	800	1000	1200	1400	
11						15,23			19,61	14,92		
12					12,61	16,82				17,00	13,49	
13					13,66						15,21	
14					14,71						17,00	
15					15,76							
16					16,81							
17				12,10	17,86							
18				12,81								
19				13,53								
20				14,24								
21				14,95								
22				15,66								
23				16,37								
24				17,09								
32			11,71									
35			12,81									
40		12,9	14,64									
45	12,4	14,5	16,47									

Fuente: Diseño de elementos de máquinas por Robert L. Mott, Cuarta Edición, 2006.

• Se calcula la cantidad de dientes necesarios

$$N_2 = N_1 \times R_T \tag{4.53}$$

Se calcula la velocidad de salida esperada

$$\omega_2 = \omega_1 \frac{N_1}{N_2} \tag{4.54}$$

- Se calculan los diámetros de paso de las catarinas usando la ecuación 4.47.
- Se selecciona la distancia entre centros dentro del intervalo de 30 a 50 pasos de la cadena.
- Se calcula la longitud necesaria, en pasos, con la ecuación 4.45. Se especifica un número par de pasos cercano al resultado obtenido.
- Se calcula la distancia entre centros teórica con la ecuación 4.46.
- Se calcula el ángulo de contacto de la cadena en cada catarina utilizando las ecuaciones 4.48 y 4.49. Verificar que el ángulo de contacto mínimo debe ser igual o mayor a 120.

### 4.2.5.3 Transmisión de fuerzas en cadenas

Para un par de ruedas de catarinas que transmiten potencia, existe un lado de la cadena que está a tensión que produce un par torsional en cada Catarina, y un lado llamado lado flojo que no ejerce fuerzas sobre las catarinas. En consecuencia la fuerza flexionante total sobre el eje que sostiene la Catarina es igual a la tensión en el lado tenso de la cadena.

Utilizando el par torsional:

$$F_f = \frac{2T}{D} \tag{4.55}$$

Siendo D: diámetro de paso de esa catarina y T el torque generado por las cadenas sobre el eje. A continuación se muestra el diagrama de flujo para la selección de cadenas.

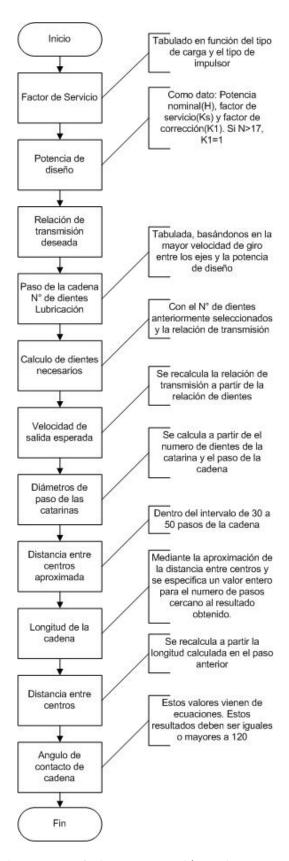


Figura. 4.8 Diagrama de flujo para selección y diseño de cadenas

Para hacer un análisis preciso, se descompone  $F_c$  (en  $F_{cx}$  y  $F_{cy}$ ) en componentes paralelo y perpendicular de la línea de centros.

El ángulo de proyección vendría siendo la inclinación de la línea de los centros de las catarinas con respecto al eje que se esté estudiando.

# 4.2.6 Engranajes

Los engranes sirven para transmitir par de torsión y velocidad angular en una amplia variedad de aplicaciones. Este capítulo se ocupará del engrane más simple, el recto, diseñado para funcionar sobre flechas paralelas, se utilizarán los métodos y recomendaciones de la AGMA en cuanto a las investigaciones en el diseño, materiales y manufacturas de engranes.

## 4.2.6.1 Tipos de engranajes

Los engranajes rectos tienen dientes paralelos al eje de rotación, se emplea para transmitir movimiento de un eje a otro eje en paralelo, es el más sencillo por la tanto se utiliza para realizar relaciones cinemáticas básicas.

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

Los engranajes cónicos presentan dientes formados en superficies cónicas, se emplean para transmitir movimientos entre ejes que se intersecan. Estos se cortan de manera que el diente no sea recto sino que este forme un arco circular.

#### 4.2.6.2 Nomenclatura.

 Circunferencia Primitiva (R): Llamada también circunferencia de paso y corresponde a la homónima circunferencia de contacto de las ruedas de fricción.

- Circunferencia Exterior (Re): Es denominada también circunferencia de addendum o circunferencia de cabeza.
- Circunferencia inferior (Ri): Es denominada también circunferencia de raíz o de pie o de deddendum.
- Ancho de cara: Es la longitud del diente medida axialmente. También se la denomina ancho de faja.
- Addendum (a): es la distancia radial desde el radio primitivo al radio de cabeza.

$$a = R_{e} - R \tag{4.56}$$

 Deddendum (l): es la distancia radial desde el radio primitivo al radio inferior.

$$I = R - R_i \tag{4.57}$$

 Paso Circular (p): es la distancia entre dos puntos homólogos de dos dientes consecutivos, medidos sobre la circunferencia primitiva o de paso

$$p = \frac{2\pi R}{Z} \tag{4.58}$$

 Paso angular (pa): es el ángulo entre dos puntos homólogos de dos dientes consecutivos.

$$p_a = \frac{2\pi}{Z} \tag{4.59}$$

 Ancho de espacio (h): es el espacio entre dos dientes consecutivos, medido en la circunferencia de paso.

$$h = p - e \tag{4.60}$$

• Juego (j): es la diferencia entre el huelgo de un diente y el espesor del engranaje junto con aquel.

$$j = h_i - e_2 \tag{4.61}$$

• Holgura (c): es la diferencia entre el deddendum de un diente y el addendum del que engrana con aquel.

$$c = i_2 - a_1 \tag{4.62}$$

 Altura de diente (hT): es la distancia radial entre las circunferencias exterior e inferior.

$$h_{t} = a + l \tag{4.63}$$

- Espesor de diente (e): es el espesor medido sobre la circunferencia de paso.
- Número de dientes (Z): es la cantidad de dientes que tiene el engranaje
- Módulo (m): es el cociente entre el diámetro primitivo del engranaje y el número de dientes.

$$m = \frac{2R}{Z} \tag{4.64}$$

 Paso diametral (pd): es el cociente entre el número de dientes al diámetro primitivo del engranaje

$$P_d = \frac{1}{m} \tag{4.65}$$

En general, para que dos ruedas dentadas con perfil de evolvente sean intercambiables entre sí, se deben cumplir las siguientes condiciones.

- 1. Tener el mismo módulo (o mismo paso circular o diametral).
- 2. Igual ángulo de presión de generación.

- 3. Presentar addendum y dedendum normalizados.
- 4. Anchura del hueco igual al espesor del diente, ambos sobre la circunferencia primitiva.

## 4.2.6.3 fundamentos.

Cuando 2 engranajes están acoplados sus círculos de paso ruedan uno sobre el otro sin deslizamiento, se designa radios de paso como  $r_1$  y  $r_2$ , y las velocidades angulares como  $\omega_1$  y  $\omega_2$  respectivamente, entonces la velocidad en la línea de paso está dado por:

$$V = |r_1 \omega_1| = |r_2 \omega_2| \tag{4.66}$$

De esta manera la relación entre los radios y las velocidades angulares queda definida como:

$$\left| \frac{\omega_1}{\omega_2} \right| = \left| \frac{r_2}{r_1} \right| \tag{4.66.A}$$

Esto es lo que se conoce como relación de transmisión.

Lo primordial que se debe conocer es la relación de trasmisión deseada, esta se obtiene de la relación entre la velocidad de giro en la entrada y la velocidad de giro requerida a la salida. Una vez estimada esta relación se procede a calcular el número de dientes de los engranes que proveen de dicha relación.

$$\left| \frac{N_1}{N_2} \right| = \left| \frac{d_1}{d_2} \right| \tag{4.67}$$

# 4.2.6.4 Metodología para diseño y selección de engranes rectos

Cálculo de potencia engranajes rectos

$$H = Hsalida * \eta_{Engrane}$$
 (4.68)

Donde:

H<sub>Salida</sub> es la potencia que nos entrega el motor. (Watts)

 $\eta_{Engrane}$  es la eficiencia en la fabricación del engrane (comercialmente tiene valores mayores a 90%)

## 4.2.6.5 Diseño por desgaste

$$\sigma_{c} = C_{p} \sqrt{\frac{W_{t}}{FIdp} \cdot \frac{c_{a} \cdot C_{m}}{C_{v}}} \cdot C_{s} \cdot C_{f}$$
(4.69)

Donde:

C<sub>p</sub> Es el coeficiente elástico, las unidades de C<sub>p</sub> son en [Psi] ó [MPa] la Tabla 4.19 muestra valores de C<sub>p</sub> para diversas combinaciones comunes de materiales para los engranes y los piñones.

W<sub>t</sub> es la carga que actúa sobre el engranaje, se calcula mediante la ecuación
 4.70

$$W_{t} = \frac{T}{r_{p}} \tag{4.70}$$

Donde:

T es el par torsor de la flecha del piñón, este cálculo es ampliado en la sección de diseño de los ejes.

El par de torsión de la flecha del piñón se determina a partir de la ecuación 16.

$$T_{=\frac{H}{W_p}} \tag{4.71}$$

Donde:

H es la potencia de salida del motor.

w<sub>p</sub> es la velocidad angular del eje donde se encuentra el piñón.

 $\boldsymbol{r}_p$  es el radio de paso del piñón

Tabla 4.19 Coeficientes elásticos AGMA para valores de  $C_{\rm p}$ 

Material del	Ep	Material del engrane								
piñón	Psi	Acero	Hierro Maleable	Hierro Nodular	Hierro fundido	Aluminio	Estaño de bronce			
	MPa		Watcable	Noutiai	Tundido		bronec			
Acero	3,00E+07	2300	2180	2160	2100	1950	1900			
	2,00E+05	191	181	179	174	162	158			
Hierro	2,50E+07	2180	2090	2070	2020	1900	1850			
Maleable	1,70E+05	181	174	172	168	158	154			
Hierro	2,40E+07	2160	2070	2050	2000	1880	1830			
Nodular	1,70E+05	179	172	170	166	156	152			
Hierro	2,20E+07	2100	2020	2000	1960	1850	1800			
fundido	1,50E+05	174	168	166	163	154	149			
Aluminio	1,75E+07	1950	1900	1880	1850	1750	1700			
	1,20E+05	162	158	156	154	145	141			

Fuente: Diseño de máquinas, por Robert L. Norton, Primera Edición, 1999

A continuación se muestra una vista frontal y una vista de planta de un sistema de engranes rectos.

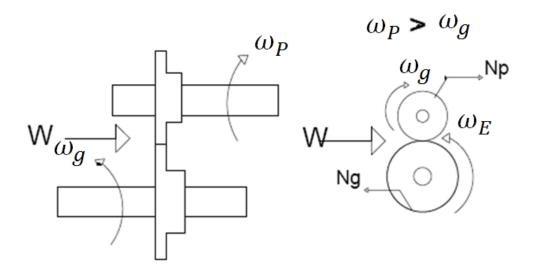


Figura. 4.9 Vista de planta y frontal de un sistema de engranes rectos

Para el cálculo del diámetro de paso se aplica la ecuación 4.72 o la 4.73.

$$d_p = m. N_p \tag{4.72.A}$$

$$r_{p} = \frac{d_{p}}{2} \tag{4.72.B}$$

También se puede calcular como

$$d_{p} = \frac{N_{p}}{P_{d}} \tag{4.73}$$

Donde  $P_d$  es el paso diametral y  $N_p$  es el número de dientes del piñón, una importante referencia de diseño es tomar entre 16 y 20 dientes en un principio para que su tamaño sea pequeño.

Se establece la relación de transmisión deseada mediante la ecuación 4.66.A.

$$\left| \frac{\omega_1}{\omega_2} \right| = \left| \frac{r_2}{r_1} \right| = Rt \tag{4.66.A}$$

Donde:

"Desarrollo de una metodología para el diseño de la transmisión de un vehículo tipo Baja SAE"

88

 $\omega_1$  es la velocidad del eje del piñón

 $\omega_2$  es la velocidad del eje del engrane

El cálculo de las velocidades de estos ejes será calculado en la sección 4.2.6 diseño de ejes

Ahora se verifica que al multiplicar el número de dientes del piñón por la relación de transmisión determinada anteriormente, este valor sea igual o menor al número máximo de dientes de la rueda de la tabla anterior

$$N_{p}.R_{t} \le N_{g} \tag{4.75}$$

Donde:

N<sub>p</sub>: es el número de dientes del piñón

R<sub>t</sub>: es la relación de trasmisión

Ng: es el número de dientes del engrane

m es el módulo, el cual es el cociente entre el diámetro primitivo del engranaje y el número de dientes. Al considerar la potencia transmitida P (Ecuación 4.68) y la velocidad del piñón  $N_p$ , se determina un valor tentativo del paso diametral de piñón  $P_d$ , el módulo m y el Diámetro primitivo  $D_p$  mediante la gráfica 4.1

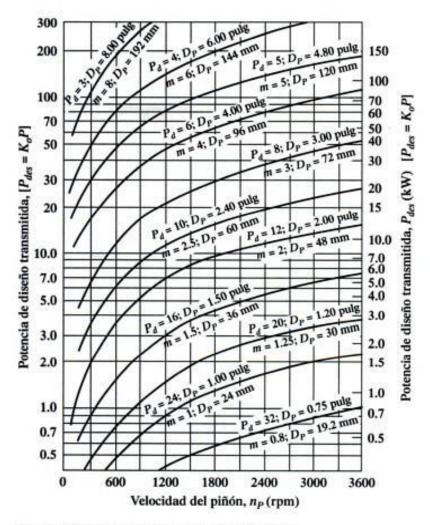
f es el ancho de la cara del diente del piñón. Para el cálculo de F se puede obtener una buena primera aproximación utilizando cualquier valor que se encuentre entre el intervalo  $[^8/_{P_d}, < f < ^{16}/_{Pd}]$ , nominalmente el valor más adecuado es  $^{12}/_{P_d}$ 

Tabla 4.20 Número Máximo de dientes en engranes para evitar interferencia

Numero de dientes del piñón	Numero de dientes en el engrane							
	Angulo de la hélice							
	0	5	10	15	20	25	30	35
8,00								12
9,00							12	34
10,00						12	26	
11,00					13	23	93	
12,00			12	16	24	57		
13,00	16	17	20	27	50	1385		
14,00	26	27	34	53	207			
15,00	45	49	69	181				
16,00	101	171	287					
17,00	1309							

Fuente: Diseño de máquinas, por Robert L. Norton, Primera Edición, 1999.

Nota: Cabe destacar que en ángulo de la hélice para engranajes rectos es 0°



Para todas las curvas: dientes  $20^\circ$  profundidad completa;  $N_P = 24$ ;  $N_G = 96$ ;  $m_G = 4.00$ ;  $F = 12/P_d$ ;  $Q_v = 6$ Engranes de acero, HB 300;  $s_{at} = 36\,000$  psi;  $s_{ac} = 126\,000$  psi

Gráfica 4.1 Potencia de diseño transmitida en función de la velocidad del piñón para en granes rectos con distintos pasos y diámetros.

Fuente: Apuntes de la cátedra de Elementos de Máquinas del Profesor: Dr. Ing. Marcelo Tulio Piovan, Universidad UTN, 2009

I es el factor geométrico superficial, AGMA define la ecuación 4.76 para su cálculo.

$$I = \frac{\cos \emptyset}{\left(\frac{1}{\rho_{p}} + \frac{1}{\rho_{g}}\right) d_{p}} \tag{4.76}$$

Donde  $\rho_p$  y  $\rho_g$  son los radios de curvatura del piñón y el engrane respectivamente, se calculan mediante el uso de las ecuaciones 4.77.A y 4.77.B respectivamente,  $\emptyset$  es el ángulo de presión y  $d_p$  es el diámetro de paso del piñón anteriormente calculado.

El ángulo de presión es aquel que forma la línea de acción con la tangente a la circunferencia de paso, 14,5, 20° ó 25° son los ángulos normalizados. Es posible fabricar ángulos de presión específicos pero su costo seria muy difícil de justificar, es importante señalar que los engranajes que van a operar en conjunto deben tener el mismo ángulo de presión.

$$\rho_{p} = \sqrt{\left(r_{p} + \frac{1 + X_{p}}{P_{d}}\right)^{2} - \left(r_{p.} \cos \emptyset\right)^{2} - \frac{\pi}{P_{d}} \cos \emptyset}$$
 (4.77.A)

$$\rho_g = \text{C. sen } \emptyset - \rho_p \tag{4.77.B}$$

Donde  $P_d$  es el paso diametral,  $r_p$  es el radio de paso del piñón (ecuación 4.72.B),  $\emptyset$  es el ángulo de presión, C es la distancia entre centros del piñón y el engrane, y  $X_p$  es el coeficiente de cabeza del piñón que en el caso de dientes estándar de profundidad total es 0.

El valor de C se calcula como la suma de los radios de paso tanto del piñón como del engrane.

$$C = r_p + r_g \tag{4.78}$$

C<sub>a</sub> Este factor de sobrecarga tiene como finalidad tomar en cuenta todas las cargas que se aplican de manera externa en exceso de la carga tangencial nominal en una aplicación particular. Por consiguiente para este diseño se toma un factor de sobrecarga de la tabla 4.21.

Máquina Impulsada Máquina Impulsora Uniforme **Impacto Impacto** ligero medio Uniforme 1 1,25 1.75 o superior (Motor eléctrico, Turbina) Impacto ligero 1,25 1,5 2,00 o superior

2.25 o

superior

Tabla 4.21 Factores de aplicación.

Fuente: Diseño de máquinas, por Robert L. Norton, Primera Edición, 1999.

1,5

1,75

(Motor Multicilindro)

Impacto medio

( motor de un solo cilindro)

 $C_s$ , es el factor de tamaño se utiliza para considerar el hecho de que piezas grandes fallan a esfuerzos pequeños debido a una mayor probabilidad que en el volumen mas grande bajo esfuerzos este presente un defecto. AGMA actualmente no ha establecido normas para factores de tamaño, y recomienda que  $C_s$  se defina con un valor de 1.

 $C_{\rm m}$  es el factor de distribución de cargas depende netamente del factor de ancho de la cara antes calculado f, mediante la tabla 4.22

C<sub>v</sub>, es el factor dinámico, el cual toma en consideración las cargas por vibración internamente generadas por impactos de dientes contra dientes este depende del número de calidad *Qv*, el cual estima que las calidades de 3 a 7 se utilizan para engranajes de calidad comercial, como el sistema de transmisión por engranajes rectos que se diseña es de calidad comercial se toma un número de

calidad dentro de dicho intervalo y de la velocidad de la línea de paso  $V_t$  la cual se calcula mediante la ecuación  $4.79.A\ y\ 4.79.B$ 

$$V_t = [A + (Q_v - 3)]^2 \frac{Ft}{min}$$
 (4.79.A)

$$V_{t} = \frac{[A + (Q_{v} - 3)]^{2}}{200} \quad m/_{S}$$
 (4.79.B)

Se puede estimar el valor de  $C_v$  de manera analítica mediante la ecuación 4.80 o por el método gráfico utilizando la grafica 4.2

$$C_v = \left(\frac{A}{A + \sqrt{200V_t}}\right) \tag{4.80}$$

Los factores A y B se definen de la siguiente forma:

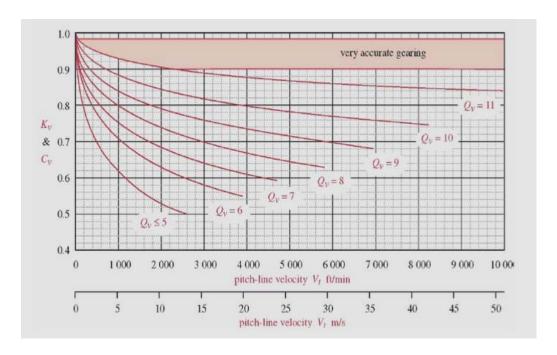
$$A = 50 + 56(1 - B) \tag{4.81.A}$$

$$B = \frac{(12 - Q_v)^{2/3}}{4} \tag{4.81.B}$$

Tabla 4.22 Factor de distribución de cargas

Ancho de	Cm			
Pulg	Pulg Mm			
≤2	50	1,60		
6	150	1,70		
9	250	1,80		
≥20	500	2,00		

Fuente: Diseño de maquinas, por Robert L. Norton, Primera Edición, 1999.



Gráfica 4.2 Factores dinamicos  $C_v$  y  $K_v$ 

Fuente: Diseño de ingeniería mecánica de Shigley, por Richard G. Budynas y J. Keith Nisbet, Octava Edición, 2008.

C<sub>f</sub>, factor de superficie, *s*e aplica para tomar en consideración acabados superficiales anormalmente ásperos en los dientes de engrane. AGMA todavía no ha establecido normas para los factores Cf, por lo tanto recomienda que este tenga un valor igual a 1 para engranajes que se fabrican mediante métodos convencionales. Su valor aumenta para acabados superficiales extraordinariamente ásperos.

## 4.2.6.6 Diseño por fatiga

La ecuación de esfuerzos a flexión AGMA es:

$$\sigma_b = \frac{W_t p_d}{FI} \cdot \frac{C_a C_m}{C_v} C_s \cdot K_b \cdot k_i \tag{4.82}$$

Los valores  $W_t$ ,  $p_d$ , F,  $C_a$ ,  $C_m$ ,  $C_v$  y  $C_s$  que fueron calculados para el diseño por desgaste son utilizados en la ecuación 4.82

Tabla 4.23 Factor geométrico J a la flexión AGMA

	Dientes de profundidad total de $20^{\circ}$ con carga en las puntas							
Dientes del	Dientes del piñón							
engrane	12	14	17	21	26	35	55	135
	P G	P G	P G	P G	P G	P G	P G	P G
12	*	*	*	*	*	*	*	*
14	*	*	*	*	*	*	*	*
17	*	*	*	*	*	*	*	*
21	*	*	*	0,24 0,24	*	*	*	*
26	*	*	*	0,24 0,25	0,25 0,25	*	*	*
35	*	*	*	0,24 0,26	0,25 0,26	0,26 0,26	*	*
55	*	*	*	0,24 0,28	0,25 0,28	0,26 0,28	0,28 0,28	*
135	*	*	*					

Fuente: Diseño de máquinas, por Robert L. Norton, Primera Edición, 1999.

Tabla 4.24 Factor geométrico J a la flexión AGMA

	Dientes de profundidad total de 20º con carga HPSTC								
Dientes del	Dientes del piñón								
engrane	12	14	17	21	26	35	55	135	
	P G	P G	P G	P G	P G	P G	P G	P G	
12	*	*	*	*	*	*	*	*	
14	*	*	*	*	*	*	*	*	
17	*	*	*	*	*	*	*	*	
21	*	*	*	0,33 0,33	*	*	*	*	
26	*	*	*	0,33 0,35	0,35 0,35	*	*	*	
35	*	*	*	0,34 0,37	0,36 0,38	0,39 0,39	*	*	
55	*	*	*	0,34 0,40	0,37 0,41	0,40 ,042	0,43 0,43	*	
135	*	*	*	0,35 0,43	0,38	0,41 0,45	0,45	0,49 0,49	

Fuente: Diseño de máquinas, por Robert L. Norton, Primera Edición, 1999.

Donde:

J, es el factor geométrico de resistencia a la flexión.

Este factor varía según el número de dientes del engrane y del piñón, a su vez dependen del tipo de carga, ya sea carga en la punta o carga en el punto más elevado de contacto de un solo diente (HPSTC), y también varía de acuerdo al ángulo de presión.

Para el cálculo de J se procede a entrar en las tablas 4.23 y 4.24 de factor geométrico a flexión de la AGMA.

 $k_i$ , es el factor de engranajes intermedios o engranaje loco, en el caso de estos diseños este valor es 1 debido a que no se emplean dichos engranajes, en un caso en el que se empleen dichos engranajes  $k_i$  tomará el valor de 1,42.

 $K_B$ , factor de espesor del aro, este factor fue agregado recientemente por la AGMA a fin de tomar en consideración situaciones en las cuales un engrane de gran diámetro fabricado con aros y radios, en vez de ser un disco sólido, tiene un aro de un peralte reducido, en comparación con la profundidad del diente, en nuestro caso este factor tiene el valor de 1, ya que los engranajes a utilizar son fabricados a partir de un disco sólido.

#### 4.2.6.7 Chequeo para el diseño por desgaste

Se calcula el esfuerzo de desgaste permisible mediante la ecuación 4.83

$$S_{Fc} = \frac{C_l \cdot C_h}{C_t \cdot C_R} S_{fc} \tag{4.83}$$

Donde:

 $S_{fc}$ , es la resistencia a la fatiga superficial y se obtiene mediante la tabla 4.25

 $C_h$ , es el factor de razón de dureza, éste es el cociente de las durezas tanto del piñón como del engrane, en el caso particular tanto engrane como piñón son del mismo material y tienen la misma dureza, por lo tanto el factor  $C_h$  es igual a 1.

 $C_l$ , es el factor de vida superficial, se calcula mediante la gráfica 4.3, todos los análisis ejecutados para productos comerciales se realizan con  $10^7$  ciclos, mientras que  $10^8$  y  $10^9$  ciclos se utilizan para aplicaciones más exactas y puntuales.

 $C_{t,.}$  es el factor de temperatura, éste se refiere a la temperatura del lubricante a utilizar, para temperaturas de hasta 250 °F,  $C_t$  tiene el valor de 1 y para temperaturas mayores se guía mediante la ecuación 4.84.

$$C_t = \frac{460 + T_f}{620} \tag{4.84}$$

Donde  $T_f$  es la temperatura del lubricante en °F

Tabla 4.26 Factor de confiabilidad de AGMA

Porcentaje de confiabilidad	Cr
90	0,85
99	1
99,9	1,25
99,99	1,5

Fuente: Diseño de máquinas, por Robert L. Norton, Primera Edición, 1999

 $C_R$ , es el factor de confiabilidad los datos de resistencia de AGMA se basan en 1 falla de cada 100 si esto es satisfactorio  $C_R$  toma el valor de 1, de lo contrario se refiere a la tabla 4.26

Por lo tanto mientras se cumpla la siguiente relación, tanto el engrane como el piñón no fallarán por desgaste.

$$C_p \sqrt{\frac{W_t}{F.I.d} \cdot \frac{c_a \cdot C_m}{C_v}} \cdot C_s \cdot C_f \le \frac{C_l \cdot C_h}{C_t C_R} S_{fc}$$

$$\tag{4.85}$$

Tabla 4.25.A Resistencias a la fatiga superficial AGMA para una selección de materiales de engranes

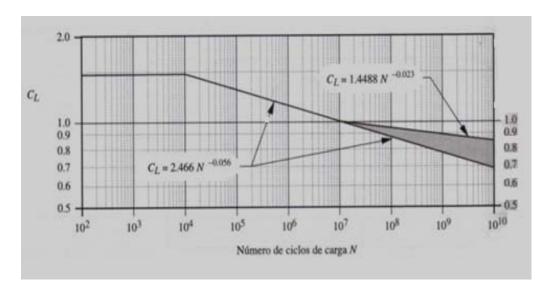
Material	Clase Agma	Desig - nación	Tratamiento térmico	Dureza Superficial		a la fatiga por xión
	8	del material		Mínima	Psi x 10 <sup>3</sup>	MPa
Acero	A1-A5		Endurecido en la masa	≤180HB	85-95	590-660
			Endurecido en la masa	240 HB	105-115	720-790
			Endurecido en la masa	300 HB	120-135	830-930
			Endurecido en la masa	360 HB	145-160	1000-1100
			Endurecido en la masa	40 HB	155-170	1100-1200
			Endurecido con llama	50 HRC	170-190	1200-1300
			Carburizado y cementado	55-64 HRC	180-225	1250-13000
		AISI 4140	Nitrurizado	84,6 N	155-180	1100-1250
		AISI 4340	Nitrurizado	83,5 N	150-175	1050-1200
		Nitralloy 135 M	Nitrurizado	90 N	170-195	1170-1350
		Nitralloy N	Nitrurizado	90 N	195-205	1340-1410
		cromo al 25%	Nitrurizado	87,5 N	155-172	1100-1200
		cromo al 25%	Nitrurizado	90 n	192-216	1300-1500
Hierro Fundido	20	Clase 20	Como está fundido		50-60	340-410
	30	Clase 30	Como está fundido	175 HB	65-70	450-520
	40	Clase 40	Como está fundido	200 HB	75-85	520-590

Fuente: Diseño de máquinas, por Robert L. Norton, Primera Edición, 1999

Tabla 4.25.B Resistencias a la fatiga superficial AGMA para una selección de materiales de engranes

Material	Clase Desig - Tratamiento Agma nación térmico				Dureza Superficial	Resistencia por fle	_
		del material		Mínima	Psi x 10 <sup>3</sup>	MPa	
Hierro	A-7-a	60-40-18	Recocido	140 Hb	77-92	530-630	
Nodular	A-7-c	80-55-06	Templado y revenido	180 HB	77-92	530-630	
	A-7-d	100-70-03	Templado y revenido	230 HB	92-112	630-770	
	A-7-e	120-90-02	Templado y revenido	230 HB	103-126	710-870	
Hierro	A-8-c			165 HB	72	500	
Maleable	A-8-e			180 HB	82	540	
	A-8-f			195 HB	83	570	
	A-8-i			240 HB	94	650	
Bronce	Bronce 2	AGMA 2C	Fundición en arena	40 Ksi	30	450	
	Al/Br 3	B-148 78 954	Con tratamiento térmico	90 Ksi	65	450	

Fuente: Diseño de máquinas, por Robert L. Norton, Primera Edición, 1999.



Gráfica 4.3 factor de vida superficial

Fuente: Diseño de máquinas, por Robert L. Norton, Primera Edición, 1999

A continuación se muestra un diagrama de flujo para el diseño de engranes por desgaste

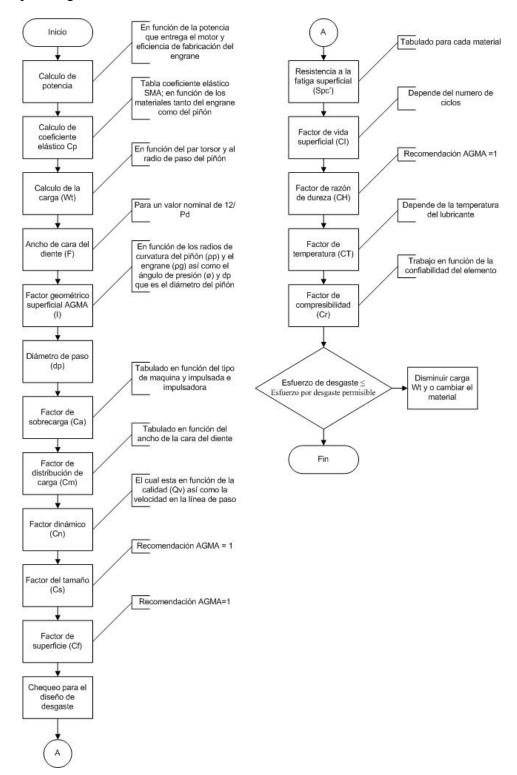


Figura 4.10 Diagrama de flujo para diseño de engranes por desgaste

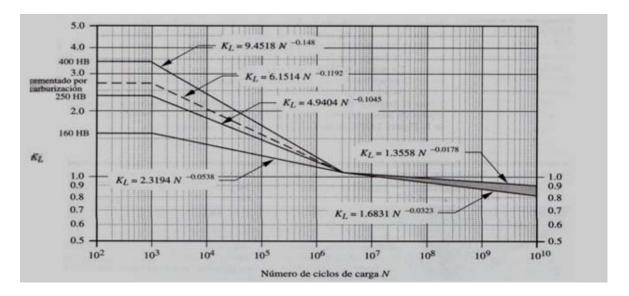
# 4.2.6.8. Chequeo para el diseño por fatiga

Se calcula el esfuerzo permisible mediante la ecuación 4.86

$$S_{fb} = \frac{K_l}{K_t \cdot K_r} S_{fb}$$
 (4.86)

Donde:  $K_t$  y  $K_r$  se calculan de manera similar a  $C_t$  y  $C_R$  respectivamente.

 $K_{l}$ , tiene la misma finalidad que  $C_{l}$  pero responde a la gráfica 4.4. Todos los análisis realizados para productos comerciales se realizan con  $10^{7}$  ciclos, mientras que  $10^{8}$  y  $10^{9}$  ciclos se utilizan para aplicaciones más exactas y puntuales.



Gráfica 4.4 Factor de vida  $K_l$ 

Fuente: Diseño de máquinas, por Robert L. Norton, Primera Edición, 1999

 $S_{fb}$ , es la resistencia a la fatiga a flexión y se obtiene mediante la tabla 4.27.

Por lo tanto mientras se cumpla la siguiente relación, tanto el engrane como el piñón no fallarán por fatiga

$$\frac{W_{t.}p_{d}}{F.J}.\frac{C_{a}C_{m}}{C_{v}}C_{s}.K_{b}.k_{i} \le \frac{K_{l}}{K_{t}.K_{r}}S_{fb}$$
(4.87)

Tabla 4.27 Resistencia a la fatiga superficial AGMA para una selección de materiales de engranes

materiales de engranes						
Material	Clase	Designación del material	Tratamiento térmico	Dureza Superficial	por f	a a la fatiga lexión
	Agma			Mínima	Psi x 10 <sup>3</sup>	MPa
Acero	A1-A5		Endurecido en la masa	≤180HB	25-33	170-230
			Endurecido en la masa	240 HB	31-41	210-280
			Endurecido en la masa	300 HB	36-47	250-325
			Endurecido con llama	50 HRC	45-55	310-380
			Carburizado y cementado	55-64 HRC	55-75	380-520
		AISI 4140	Nitrurizado	84,6 N	34-45	230-310
		AISI 4340	Nitrurizado	83,5 N	36-47	250-325
		Nitralloy 135 M	Nitrurizado	90 N	38-48	260-330
		Nitralloy N	Nitrurizado	90 N	40-50	280-345
	30	Clase 30	Como esta fundido	175 HB	8	69
	40	Clase 40	Como esta fundido	200 HB	13	90
Hierro	A-7-a	60-40-18	Recocido	140 Hb	22-33	150-230
Nodular	A-7-c	80-55-06	Templado y revenido	180 HB	22-33	150-230
	A-7-d	100-70-03	Templado y revenido	230 HB	27-40	180-280
Hierro	A-8-c			165 HB	10	70
Maleable	A-8-e			180 HB	13	90
	A-8-f			195 HB	16	110
	A-8-i			240 HB	21	145

Fuente: Diseño de máquinas, por Robert L. Norton, Primera Edición, 1999.

A continuación se presenta un diagrama de flujo para el proceso de diseño de engranes por fatiga

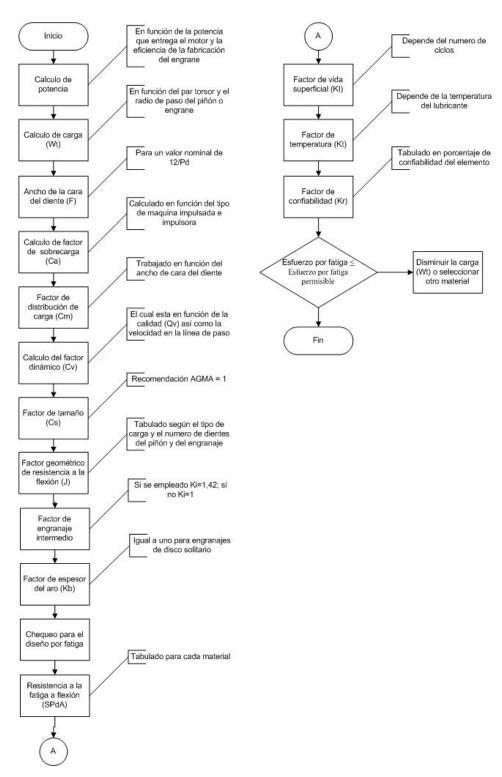


Figura 4.11 Diagrama de fuljo para diseño de engranes por fatiga

## **4.2.7** Ejes

# 4.2.7.1 Metodología del diseño del eje

- Determinar la velocidad de giro del eje, así como la potencia o el par torsional que debe transmitir.
- Se especifica la ubicación de los rodamientos que van a sostener el eje, estos deben ubicarse a cada lado de los elementos de trasmisión de potencia para tener un soporte estable del eje y producir cargas razonablemente balanceadas, a su vez de esta manera se minimizan los momentos flexionantes. De esta manera se propone de forma general la geometría y ubicación de los elementos transmisores de potencia en el eje.

A continuación se presentan aspectos a tomar en cuenta en la configuración del eje.

La configuración general de un eje para acomodar los elementos que lo conforman, por ejemplo, engranes, rodamientos y poleas, es necesaria para poder realizar un análisis de fuerzas de cuerpo libre y obtener diagramas de fuerza cortante y momento flexionante. Por lo general, la geometría de un eje es la de un cilindro escalonado. El uso de hombros o resaltos constituye un medio excelente para localizar en forma axial los elementos del eje, y para ejecutar cualquier carga de empuje necesaria. La configuración del eje que se diseñará se determinará con base en una revisión de los modelos existentes, en los que se debe hacer un número limitado de cambios. Si no se cuenta con un diseño para emplearlos como punto de partida, entonces la determinación de la geometría del eje puede tener muchas soluciones.

## Configuración axial de componentes

A menudo, el posicionamiento de los componentes está determinado por la configuración de la maza y otros componentes del engranaje. En general, resulta mejor apoyar los componentes que soportan carga entre rodamientos. Con frecuencia las poleas y coronas dentadas necesitan montarse por fuera para

facilitar la instalación de la banda o cadena. La longitud del voladizo debe mantenerse corta para minimizar la deflexión.

En la mayoría de los casos solo deberían usarse 2 cojinetes. Los ejes deben mantenerse cortos para minimizar los momentos flexionantes y las deflexiones. Es deseable cierto espacio axial entre los componentes para permitir el flujo de lubricante y proporcionar espacio de acceso para el desensamblaje de componentes con un jalador. Los componentes de carga deben colocarse cerca de los cojinetes, de nuevo para minimizar el momento flexionante en las ubicaciones que probablemente tendrán concentraciones de esfuerzo, y para minimizar la deflexión en los componentes sometidos a carga.

El medio principal para ubicar los componentes es posicionarlos contra un hombro del eje. Un hombro también proporciona un soporte sólido para minimizar la deflexión y vibración del componente. Cuando las magnitudes de las fuerzas son razonablemente bajas, los hombros pueden construirse con anillos de retención en ranuras, manguitos entre componentes o collarines de sujeción. En los casos donde las cargas axiales son muy pequeñas, puede ser factible hacerlo sin los hombros, y confiar en ajustes de presión, pasadores o collarines con tornillos de sujeción para mantener una ubicación axial.

## Soporte de cargas axiales

En los casos donde las cargas axiales no son triviales, es necesario proporcionar un medio para transferir las cargas axiales al eje, y después, mediante un rodamiento, al suelo. Con frecuencia, el mismo medio por el que se proporciona localización axial, por ejemplo hombros, anillos de retención y pasadores, también se usará para transmitir la carga axial en el eje.

Por lo general, es mejor tener solo un cojinete para soportar las cargas axiales, lo que permite las tolerancias más grandes en las dimensiones de la longitud del eje, y evita que se apriete sí el eje se expande debido a los cambios de temperatura.

#### Transmisión de par de torsión

Muchas flechas sirven para transmitir un par de torsión de un engrane o polea de entrada, a través del eje, a un engrane o polea de salida. Por supuesto, el eje debe tener el tamaño adecuado para soportar el esfuerzo y la deflexión por torsión. También es necesario proporcionar un medio para transmitir el par de torsión entre el eje, los engranes, poleas y catarinas. Los elementos comunes para transmitir el par de torsión son:

- Cuñas
- Ejes estriados
- Tornillos de fijación
- Pasadores
- Ajustes a presión o por contracción
- Ajustes ahusados

Además de transmitir el par de torsión, muchos de estos dispositivos están diseñados para fallar si el par de torsión excede ciertos límites de operación aceptables, con lo que se protege a los componentes más caros.

Uno de los medios más eficaces y económicos para transmitir pares de torsión con niveles de moderados a altos es una cuña, que se ajusta a una ranura en el eje y el engrane. Por lo general, los componentes con cuña tienen un ajuste deslizante en el eje, por lo que el ensamblaje y el desensamble son sencillos. Las cuñas proporcionan una orientación angular positiva del componente, lo cual es útil en los casos donde la sincronización del ángulo de fase es importante.

Para los casos de transmisión de pares de torsión bajos, existen varios medios disponibles para transmitir el par de torsión, entre ellos, pasadores, tornillos de fijación en mazas, ajustes ahusados y ajustes de presión.

En las primeras etapas de la configuración del eje, lo importante es seleccionar un medio apropiado para transmitir el par de torsión y determinar

cómo afecta éste a la configuración global del eje. Es necesario saber donde estarán las discontinuidades del eje, como cuñeros, orificios y estrías, con el propósito de determinar ubicaciones críticas y poder analizarlas.

## Ensamble y desensamble

Es necesario tener en consideración el método de ensamblado de los componentes en el eje, y el ensamblado del eje en el marco. Por lo general, esto requiere del diámetro más grande en el centro del eje, y diámetros progresivamente más pequeños hacia los extremos, para permitir que los componentes se deslicen hacia las puntas. También debe tomarse en cuenta la necesidad de desensamblar los componentes del eje. Esto requiere tener en consideración aspectos como la accesibilidad a los anillos de retención, espacio para que los jaladores, lleguen a los cojinetes, aberturas en la maza para permitir la presión del eje o los cojinetes, entre otros.

A continuación se muestra un corte de un eje o flecha.

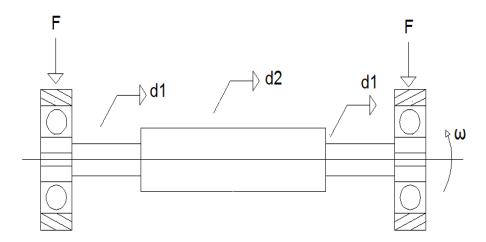


Figura 4.12 Vista en corte de un eje o flecha

 Se determina la magnitud del par torsor que se desarrolla en cada punto del eje, así como las fuerzas tanto tangenciales como radiales que actúan sobre el mismo (sección engranajes, correas y cadenas).

- Se genera un diagrama de cuerpo libre donde se visualicen las reacciones en cada plano sobre los rodamientos de soporte y las cargas sobre los elementos de transmisión de potencia, para descomponer dichas cargas los ángulos de proyección dependerán de la ubicación relativa de los ejes entre si
- Generar los diagramas de fuerza cortante y momento flexionante para cada plano, para el cálculo de estos diagramas es posible apoyarse en programa computacional especializado de cálculo de elementos finitos.
- Seleccionar el material con el cual se diseñará el eje

A fin de minimizar las deflexiones, el acero es la elección lógica del material para los ejes, en función de su elevado módulo de elasticidad, aunque a veces también se recomienda el hierro fundido o nodular, en especial si con el eje se funden de manera integrada engranes u otros dispositivos. En entornos marinos u otros ambientes corrosivos se puede recurrir al bronce o al acero inoxidable. Cuando el eje funciona también como superficie de rodamiento sobre un cojinete o buje de manguito, la dureza puede ser primordial. En estos casos el material de elección para el eje pudiera ser un acero totalmente endurecido o cementado.

• Determinación de la geometría final.

Para determinar la geometría final del eje es necesario establecer el tipo de carga a la que es sometido, en nuestro caso será diseñado para flexión totalmente alternante con torsión uniforme.

El método ASME ha publicado una norma para el diseño de ejes de transmisión, dicho procedimiento establece que, mientras la carga es a flexión totalmente alternante y torsión uniforme a un nivel tal que genere esfuerzos por debajo del límite de fluencia elástico a torsión del material, se puede establecer el diámetro del eje mediante el uso de la siguiente fórmula:

$$d = \left\{ \frac{32N_f}{\pi} \left[ \left( K_F \frac{M_A}{S_F} \right)^2 + \frac{3}{4} \left( \frac{T_M}{S_y} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3}$$
 (4.88)

Donde:

 $N_{\rm f}$  es un factor de seguridad, puede ser calculado mediante el criterio de Pugsley como una primera aproximación.

Este criterio dice que el factor de seguridad es el resultado de multiplicar dos coeficientes, así se obtiene  $N=N_{\scriptscriptstyle X}\,.N_{\scriptscriptstyle Y}$ 

Donde  $N_x$  se refiere a los factores A, B y C. y  $N_Y$  a los factores D y E

- A: Es la calidad de los materiales, destreza, mantenimiento e inspección.
- B: Control sobre la carga aplicada a la parte.
- C: Exactitud de análisis de esfuerzo.
- D: Peligro para el personal.
- E: Impacto económico sobre el diseño.

Los criterios A, B y C se evalúan en la tabla 4.28 de la siguiente manera: Muy bien (mb), Bien (b), Regular (r) y pobre (p), mientras que los criterios D y E se evalúan en la tabla 4.29 como Muy serio (ms), serio (s) y No serio (ns).

De esta manera se obtiene los valores de  $N_x$  y  $N_y$  al realizar el producto, de estos dos valores se obtiene el factor de seguridad N.

 Una vez obtenido el diámetro del eje se procede a calcularlo mediante el uso de la ecuación:

$$N_F = \frac{S_N}{\sigma} \tag{4.89}$$

#### Donde:

 $S_n$  es la resistencia a la fatiga, y para el cálculo del número de ciclos N se recomienda valores entre  $N^4y\ N^7$ , se obtiene mediante la gráfica 4.5.

Y  $\sigma$  es el esfuerzo al que está sometido el eje y se calculará de la siguiente manera para ejes cilindricos circulares rectos

$$\sigma = K_F \frac{32 M_A}{\pi d^3} \tag{4.90}$$

 $K_F$ , es el factor de concentración de esfuerzos, y depende de q y  $K_t$  mediante la siguiente ecuación.

$$K_F = 1 + q(K_t - 1) (4.91)$$

Donde  $K_t$  es un factor geométrico de concentración de esfuerzos y se puede obtener una estimación inicial mediante la tabla 4.30

Tabla 4.30 Factor geométrico  $K_t$ 

	Flexión	Torsión	Axial
Filete de hombro agudo (r/d=0,02)	2,7	2,2	3
Filete de hombro bien redondeado( r/d =0,1)	1,7	1,5	1,9
Cuñero fresado	2,2	3	
Cuñero trapezoidal	1,7		
Ranura para anillo de retención	5	3	5

Fuente: Diseño de ingeniería mecánica de Shigley, por Richard G. Budynas y J. Keith Nisbet, Octava Edición, 2008.

Tabla 4.28 Valores de  $N_x$  resultado de combinar las condiciones A, B y C

Como eterráctico			I	3	
Caracte	Característica		b	R	p
	C=mb	1,1	1,3	1,5	1,7
A=mb	C=b	1,2	1,45	1,7	1,95
A=III0	C=r	1,3	1,6	1,9	2,2
	С=р	1,4	1,75	2,1	2,45
	C=mb	1,3	1,55	1,8	2,05
A 1-	C=b	1,45	1,75	2,05	2,35
A=b	C=r	1,6	1,95	2,3	2,65
	С=р	1,75	2,15	2,55	2,95
	C=mb	1,5	1,8	2,1	2,4
Δ	C=b	1,7	2,05	2,4	2,75
A=r	C=r	1,9	2,3	2,7	3,1
	С=р	2,1	2,55	3	3,45
	C=mb	1,7	2,15	2,4	2,75
A	C=b	1,95	2,35	2,75	3,15
A=p	C=r	2,2	2,65	3,1	3,55
	С=р	2,45	2,95	3,45	3,95

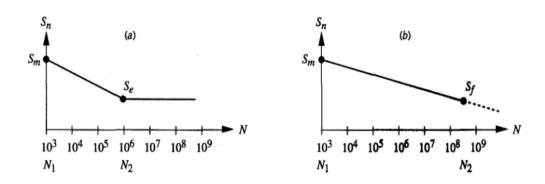
Fuente: Análisis de un programa de selección, de factores de seguridad para diseño de elementos mecánicos. Luis Ríos y Educardo Roncancio

Tabla 4.29 Valores de  $N_{\scriptscriptstyle Y}$  resultado de combinar las condiciones D y E

Característica	D			
	ns	S	Ms	
E=ns	1	1,2	1,4	
E=S	1	1,3	1,5	
E=ms	1,2	1,4	1,6	

Fuente: Análisis de un programa de selección, de factores de seguridad para diseño de elementos mecánicos. Luis Ríos y Educardo Roncancio

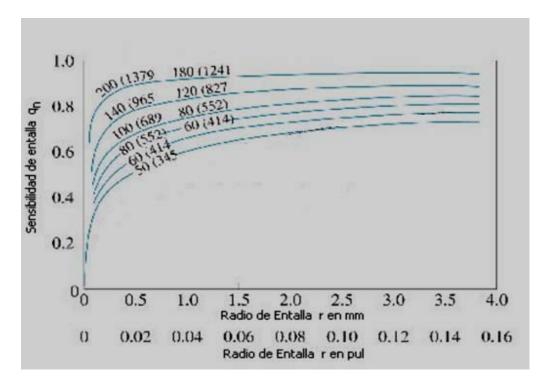
Una vez obtenido el diámetro del eje ingresa a las tablas de concentración de esfuerzos para distintas configuraciones y calcular su valor real



Gráfica 4.5 Valores para resistencia a la fatiga

Fuente: Diseño de máquinas, por Robert L. Norton, Primera Edición, 1999

Y q es el factor de sensibilidad en las muescas y puede ser obtenido mediante la gráfica siguiente



Gráfica 4.6 Valores Factor de sensibilidad en las muescas

Fuente: Apuntes de la cátedra de Elementos de Máquinas del Profesor: Dr. Ing. Marcelo Tulio Piovan, Universidad UTN, 2009.

Esta depende tanto del radio de la muesca r (para radios muy pequeños tomar valores de 0,01 pulgada) y de la resistencia máxima a la tensión del material (Sut), este se puede conseguir en las tablas de propiedades mecánicas de los materiales, al igual que Sy que es límite elástico a la tensión

 $M_{\text{A}}$  y  $T_{\text{M}}$  Se obtienen del diagrama de corte y momento flexionante para cada punto del eje.

Sf es la resistencia a la fatiga del material una primera aproximación para calcularlo es:

$$S_f = S_{ut}.0,5$$
 (4.92)

Luego debe ser multiplicado por factores a fin de tomar en cuenta las diferencias entre la pieza real y un espécimen de prueba.

$$S_f = S_{ut}. \, 0.5. \, C_{cargas}. \, C_{Tama\~no}. \, C_{Superficie}. \, C_{Temperatura}. \, C_{Confiabilidad} \tag{4.93}$$

Estos factores son:

 $C_{\text{Cargas}}$  que toma un valor de 1 para cargas a flexión y 0,70 para cargas axiales

 $C_{\text{Tama\~no}}$  que depende del diámetro del eje, si no se conoce el diámetro aún se asume el valor de 1.

$$C_{Tama\~no} = 1, para d \le 0.3 pulg$$
 (4.94.A)

$$C_{Tama\bar{n}o} = 0.869 d^{-0.097}$$
, para 0.3 pulg  $\leq d \leq 10$  pulg (4.94.B)

$$C_{Tama\~no} = 1,189d^{-0.097}$$
, para 8 mm  $\leq d \leq 250$  mm (4.94.C)

C<sub>Temperatura</sub> se calcula de la siguiente manera,

$$C_{Temperatura} = 1 \ para \ T \le 450 \ ^{\circ}C$$
 (4.95.A)

$$C_{Temperatura} = 1 - 0.0058(T - 450), para 450$$
°C  $\leq T \leq 550$ °C (4.95.B)

C<sub>Confiabilidad</sub> se obtiene mediante la tabla 4.31.

C<sub>Superficie</sub> este depende de la resistencia máxima a la tensión y del acabado superficial del eje.

Se puede obtener mediante el uso de la gráfica 4.7



Gráfica 4.7 Valores Factor Superficial.

Fuente: Apuntes de la cátedra de Elementos de Máquinas del Profesor: Dr. Ing. Marcelo Tulio Piovan, Universidad UTN, 2009.

Tabla 4.31 Valores para Factor de confiabilidad

Confiabilidad %	$C_{Confiabilidad}$
50	1
90	0,897
99	0,814
99,9	0,753
99,99	0,702
99,999	0,659

Fuente: Diseño de máquinas, por Robert L. Norton, Primera Edición, 1999.

Tabla 4.32 Propiedades Mecánicas de algunos aceros al carbono

Número SAE/AISI	Estado	Límite elástico a la tensión	Resistencia máxima a la tensión	Elongación en 2 in	Dureza Brinell
SILIIII I		Kpsi MPa	Kpsi MPa	%	НВ
1010	Laminado en caliente	26 179	47 324	28	95
	Laminado en frio	44 303	53 365	20	105
1020	Laminado en caliente	30 207	55 379	25	111
	Laminado en frio	57 393	68 469	15	131
1030	Laminado en caliente	38 259	68 469	20	137
	Normalizado	50 345	75 517	32	149
	Templado y revenido	75 517	97 669	28	255
1035	Laminado en caliente	40 276	72 496	18	143
	Laminado en frio	68 469	80 552	12	163
1040	Laminado en caliente	42 290	75 517	18	149
	Normalizado	55 379	86 593	28	170
	Laminado en frio	72 496	86 593	12	170

Fuente: Diseño de ingeniería mecánica de Shigley, por Richard G. Budynas y J. Keith Nisbet, Octava Edición, 2008.

A continuación se muestra un diagrama de flujo para el diseño de ejes o flechas

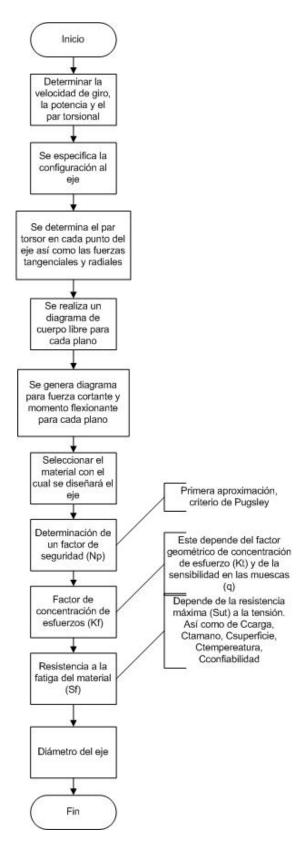


Figura 4.13 Diagrama de flujo para diseño de eje

#### 4.2.7.2 Deflexión en ejes.

## Consideraciones sobre la deflexión

El análisis de deflexión incluso en un solo punto de interés requiere información completa de la geometría de todo el eje. Por esta razón es deseable diseñar las dimensiones de las ubicaciones críticas para manejar los esfuerzos, y encontrar estimaciones razonables de todas las otras dimensiones, antes de realizar un análisis de dimensión. Las deflexiones permisibles dependerán de muchos factores, y de los catálogos de cojinetes y engranes específicos. Las deflexiones transversales permisibles de los engranes rectos dependen del tamaño del diente, por lo que están representadas por el paso diametral.

En el caso de los ejes, donde las deflexiones pueden verse en cierto número de puntos diferentes, resulta práctica la integración empleando funciones de singularidad o integración numérica. En un eje escalonado, las propiedades de la sección transversal cambian a lo largo del eje en cada escalón, lo que aumenta la complejidad de la integración, debido a que tanto M como I varían. Por fortuna, solo es necesario incluir las dimensiones geométricas gruesas, mientras que los factores locales como filetes, ranuras y cuñeros no tienen mucho efecto en la deflexión. Muchos ejes incluyen fuerzas en múltiples planos, lo que necesitará de un análisis tridimensional, o el uso de la superposición para obtener deflexiones en dos planos que puedan sumarse como vectores.

El análisis de deflexiones es directo, pero es largo y tedioso para realizarlo de manera manual, en particular cuando se consideran muchos puntos de interés. En consecuencia, prácticamente todos los análisis de deflexión de ejes deben ser evaluados con la ayuda de un programa computacional. Cualquier programa de elemento finito de propósito general, puede manejar con facilidad un problema de ejes.

Además de los esfuerzos en los ejes, el diseñador también debe preocuparse por sus deflexiones. Cualquier carga de flexión aplicada hará que el eje se flexione, dado que está fabricado con un material elástico. Si la deflexión no crea

deformaciones en exceso a la deformación del material en su límite elástico, al eliminarse la carga el eje volverá a su estado sin flexionarse. Si la deformación excede la del punto de fluencia o la del punto elástico del material, el eje cederá, y sufrirá una deformación si es dúctil, o se fracturará si es frágil.

De manera característica, un problema de deflexión en un eje no provocará una falla catastrófica de él, pero provocará una vibración y ruido excesivo, y una falla prematura de los engranes o cojinetes.

Para el cálculo de deflexión angular en ejes cilíndricos, de sección transversal circular se puede recurrir a la siguiente ecuación:

$$\theta = \frac{\text{T.L}}{\text{G.J}} \tag{4.96}$$

Donde:

T, es el par de torsión que actúa sobre el eje.

L, es la longitud de la sección del eje.

G, es el módulo de corte del material. Este se puede encontrar en las tablas de propiedades mecánicas de los materiales.

J, momento polar de inercia

Para el caso de cilindros, sección transversal circular se calcula como:

$$J = \frac{\pi \cdot d_{AB}^4}{32} \tag{4.97}$$

Donde:

 $d_{AB}$  es el diámetro de la sección en estudio.

#### 4.2.8 Rodamientos

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

#### Las partes esenciales de un Rodamiento son:

- Anillo exterior.
- Anillo interior
- Elementos rodantes
- Separador

#### **Tipos de Rodamientos:**

El rodamiento de bola de una fila de ranura profunda estará sujeto a una carga radial así como a cierta carga de empuje, la utilización de una ranura de llenado entre los anillos exterior e interior permite que se inserte un mayor número de bolas, lo que aumenta su capacidad de carga radial, sin embargo disminuye su capacidad de recibir carga de empuje, debido al golpeteo de la bolas o elementos rodantes contra el borde de la ranura. El rodamiento de contacto angular proporciona una capacidad de empuje mayor.

Los rodamientos de rodillos cilíndricos soportan una mayor carga radial que sus similares de bola debido a su mayor área de contacto, pero son prácticamente inutilizables cuando se someten a cargas de empuje.

Los rodillos helicoidales se fabrican devanando el material rectangular alrededor de la forma de los rodillos, para luego endurecerlos y rectificarlos, dichos rodillos soportan un desalineamiento considerable, se utilizan generalmente en espacios limitados.

El rodamiento de empuje de rodillos esféricos es muy empleado cuando se generan cargas de desalineación y empuje muy elevadas, estos tienen la ventaja de incrementar su área de contacto a medida que se incrementa la carga sobre ellos.

Los rodamientos de aguja son muy utilizados cuando el espacio radial es muy limitado y tienen una gran capacidad de carga.

Los rodamientos de rodillos cónicos proporcionan las ventajas de los de bola y los cilíndricos, puesto que soportan gran cantidad de carga radial o de empuje o cualquier combinación de ambas.

## Selección del tipo de rodamiento

Cada tipo de rodamiento presenta propiedades características que dependen de su diseño, y que lo hacen más o menos adecuado para una aplicación determinada.

En muchos casos, sin embargo, se deben considerar diversos factores y contrastarlos entre sí a la hora de seleccionar un tipo de rodamiento, por tanto, no es posible dar unas reglas generales.

Factores a considerar a la hora de seleccionar un tipo de rodamiento estándar:

## • Espacio disponible

En muchos casos, una de las dimensiones principales del rodamiento, el diámetro del agujero, viene determinado por las características de diseño de la máquina y por el diámetro del eje.

Para los ejes de diámetro pequeño, se puede utilizar cualquier tipo de rodamiento de bolas, siendo los rodamientos rígidos de bolas los más utilizados; los rodamientos de agujas también son adecuados. Para ejes de diámetros grandes, se pueden considerar los rodamientos de rodillos cilíndricos, cónicos, así como los rodamientos rígidos de bolas.

## Magnitud de la carga

La magnitud de la carga es uno de los factores que suele determinar el tamaño del rodamiento a utilizar. Los rodamientos de bolas son los más utilizados cuando las cargas son ligeras o moderadas. Para cargas elevadas y ejes de gran diámetro, la elección mas adecuada son los rodamientos de rodillos.

## Carga radial

Los rodamientos de rodillos cilíndricos de tipo NU y N, los rodamientos de agujas y los rodamientos CARB sólo pueden soportar cargas puramente radiales, todos los demás rodamientos radiales pueden absorber algunas cargas axiales además de las cargas radiales

## Carga axial

Los rodamientos axiales de bolas y los rodamientos de bolas de cuatro puntos de contacto son adecuados para las cargas ligeras o moderadas puramente axiales. Los rodamientos axiales de bolas de simple efecto, sólo pueden soportar cargas axiales en un sentido; para las cargas axiales en ambos sentidos, son necesarios los rodamientos axiales de bolas de doble efecto.

#### Desalineación

Los rodamientos rígidos, es decir, los rodamientos rígidos de bolas y los rodamientos de rodillos cilíndricos, no pueden soportar ninguna desalineación. Por otra parte, los rodamientos autoalineables, pueden soportar las desalineaciones producidas bajo las cargas de funcionamiento, y también pueden compensar los errores de alineación iníciales producidos por errores de mecanización o de montaje.

#### Velocidad

Las velocidades más altas se pueden alcanzar con los rodamientos rígidos de bolas y con los rodamientos de bolas a rótula cuando las cargas son puramente radiales y con los rodamientos de bolas con contacto angular para cargas combinadas.

Debido a su diseño, los rodamientos axiales no pueden soportar velocidades tan altas como los rodamientos radiales.

# Rigidez

La rigidez de un rodamiento se caracteriza por la magnitud de la deformación elástica (resiliencia) en el rodamiento bajo carga. Generalmente, esta deformación es muy pequeña y puede ser ignorada.

Debido a las condiciones de contacto entre los elementos rodantes y los caminos de rodadura, los rodamientos de rodillos cilíndricos o los rodillos cónicos, son más rígidos que los rodamientos de bolas. La rigidez de los rodamientos puede aumentarse aún aplicando una precarga.

#### Montaje y desmontaje en agujero cilíndrico

Los rodamientos con agujero cilíndrico son más fáciles de montar y desmontar, si son de diseño desarmable. Los rodamientos desarmables son preferibles cuando el rodamiento ha de ser montado y desmontado con frecuencia, algunos rodamientos de este tipo son los de bolas de cuatro puntos de contacto y los de rodillos cilíndricos, cónicos y de agujas, así como los rodamientos axiales de bolas y de rodillos.

# • Montaje y desmontaje en agujero cónico

Los rodamientos con agujero cónico se pueden montar fácilmente sobre un eje cónico o en el asiento de un eje cilíndrico, usando un manguito de fijación o de desmontaje, o un manguito escalonado.

## 4.2.8.1Metodología para la selección de rodamientos

- Se calcula la carga radial a la que es sometido el rodamiento (Sección 4.2.3 , 4.2.4 , y 4.2.5)
- Se establece la vida deseada para el rodamiento en horas, ésta viene dada por el criterio del diseñador tabla 4.33.

Tabla 4.33 Vida de diseño recomendada por equipos.

Aplicación	Vida de diseño en Horas
Electrodomésticos	1000-2000
Motores de avión	1000-4000
Automotriz	1500-5000
Equipo agrícola	3000-6000
Elevadores y ventiladores	8500-15000
Motores eléctricos	20000-30000
Bombas y compresores	40000-60000
Equipo en 24 horas de funcionamiento	100000-200000

Fuente: Diseño de transmisión por engranajes rectos. Edwin Correa. 2009

- Se establece la velocidad de giro del eje en el cual estará ubicado el rodamiento, esto viene dado por la relación de trasmisión de la caja trasladada a cada uno de los ejes. Esta información fue ampliada en la sección referente al cálculo de las velocidades de cada eje 4.2.7
- A continuación se muestra una vista en corte de un rodamiento de bola.

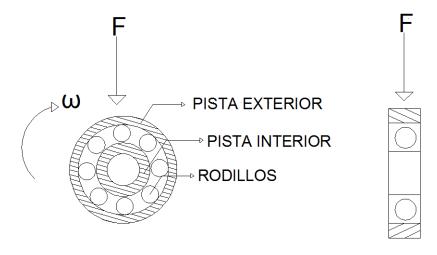


Figura 4.14 Vista en corte de un rodamiento de bolas.

•

 Se establecen los parámetros dictados por el fabricante tanto para vida nominal como para la velocidad nominal de cada rodamiento.

En el caso de rodamientos SKF toman el producto de  $L_r n_r 60$ cómo  $10^6$  mientras que otro importante fabricante como Timken utiliza  $90(10)^6$ 

• Se utiliza el criterio Vida-falla para selección de rodamientos

Cuando se prueba los números de Rodamientos nominalmente idénticos con el criterio vida-falla a cargas diferentes, los datos normalmente se representan en gráficas logarítmicas, para establecer un punto individual para cada una, la carga (F) y la vida nominal de grupo ( $L_{10}$ ) son las coordenadas que se transforman a coordenadas logarítmicas, es importante destacar que la confiabilidad asociada a este punto es de 90%.

De esta forma obtiene una visión momentánea del efecto Carga-vida mediante la siguiente ecuación:

$$FL^{\frac{1}{a}} = Ctte \tag{4.98}$$

Tomando a, el valor de 3 cuando el Rodamiento es de bola, y el valor de 10/3 para cojinetes de rodillos, cada fabricante de Rodamientos elige su valor nominal de ciclos, a esta vida se le denomina como clasificación de carga de catálogo y se representa como  $C_{10}$  basándose en esto se puede transformar la ecuación anterior en:

$$F_1 L_1^{\frac{1}{a}} = F_2 L_2^{\frac{1}{a}} \tag{4.99}$$

Y la carga asociada  $F_1$  con  $C_{10}$ , la medida de la vida  $L_1$  con  $L_{10}$  y se obtiene:

$$C_{10}L_{10}^{\frac{1}{a}} = FL^{\frac{1}{a}} \tag{4.100}$$

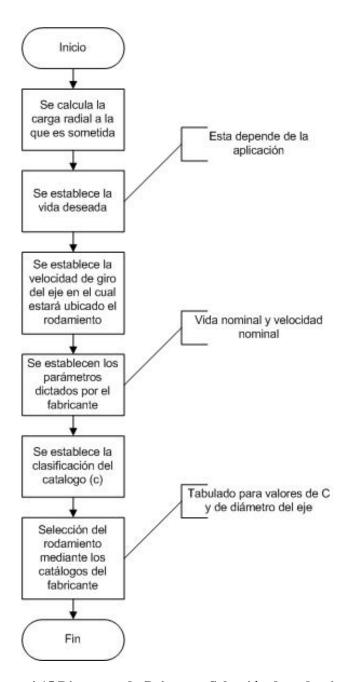


Figura 4.15 Diagrama de flujo para Selección de rodamientos.

Además se puede escribir como:

$$C_{10} (L_r n_r 60)^{\frac{1}{a}} = F_d (L_D n_D 60)^{\frac{1}{a}}$$
 (4.101)

Donde:

 $C_{10}\,$  es la clasificación de catálogo en Lbf ó KN,

 $L_r$  es la vida nominal en horas (depende del fabricante),

 $n_r$  es la velocidad nominal en RPM (depende del fabricante),

 $F_d$  es la carga radial deseada en Lbf ó KN,

 $L_D$  es la vida deseada en horas,

 $n_D$  es la velocidad deseada en rpm.

- Se sustituye en la ecuación y se calcula la clasificación de carga para cada catálogo.
- Se entra al catálogo del fabricante con dicha clasificación de carga, buscando un rodamiento con el diámetro interno que se acople a el eje de trabajo. En caso de no existir uno, se selecciona el próximo mayor y se redimensiona el eje para este nuevo diámetro.
- A continuación se muestra un diagrama de flujo para la selección de rodamientos en la figura 4.15

## 4.2.9 Cuñas y acoplamientos.

Las cuñas y acoplamientos se utilizan para conectar las partes funcionales de los mecanismos y las máquinas, y permiten que las partes móviles transmitan la potencia o ubicar ciertas partes respecto de las otras.

Una cuña sirve para conectar un miembro impulsor al eje que lo soporta, a través de la cuña se transmite par torsor y potencia, hacia o desde el eje.

## 4.2.9.1 Tipos de cuñas.

## Cuñas paralelas cuadradas y rectangulares.

El tipo más común de las cuñas para ejes de hasta 6 ½ pulg de diámetro es la cuña cuadrada. La cuña rectangular se sugiere para ejes largos, y se utiliza en ejes cortos donde puede tolerarse una menor altura. Tanto la cuña cuadrada como

la rectangular se denominan cuñas paralelas porque la parte superior, la inferior y los lados de la cuña son todos paralelos.

Los cuñeros y la maza en el eje se diseñan de tal manera que exactamente la mitad de la altura de la cuña se apoye en el lado del cuñero del eje, y la otra mitad en el lado del cuñero de la maza.

El ancho de la cuña cuadrada plana es generalmente una cuarta parte del diámetro del eje. Existen normas ASME y ASA para los dimensionamientos de la cuña y de la ranura.

#### Cuñas de Woodruff.

Una cuña Woodruff es un segmento de disco plano con un fondo que puede ser plano o redondeado. Se le especifica siempre mediante un número, cuyo dos últimos dígitos indican el diámetro nominal en octavos de pulgadas, mientras que los dígitos que preceden a los últimos dan el ancho nominal en treintaidosavos de pulgada.

Donde se desean ensamble y desarmado relativamente sencillo así como una carga ligera, debe considerarse una cuña Woodruff.

# Cuñas ahusadas y cuñas de cabeza.

Las cuñas ahusadas están diseñadas para insertarse desde el extremo del eje, después que la maza está en su sitio, en lugar de instalar la cuña primero y después deslizar la maza sobre la cuña, como sucede en las cuñas paralelas.

La cuña o chaveta de cabeza tiene una geometría ahusada dentro de la maza que es la misma que la cuña ahusada simple. Pero la cabeza alargada permite extraer la cuña desde el mismo extremo en que se instaló.

#### 4.2.9.2 Fallas en las cuñas

En los cuerpos sometidos a esfuerzos torsionales es típico que los materiales dúctiles fallen por corte, en sus fibras internas, y en los materiales esforzados a

compresión, por lo regular fallan por aplastamiento de su estructura, y se flambean debido a su relación ancho/altura.

En las chavetas claramente se inducen estos dos tipos de esfuerzo, por lo que la altura o espesor dentro del eje y su ancho producen resultados distintos.

Entonces de una manera sencilla de decirlo, se puede asegurar que sobre la misma base, las cuñas planas mas anchas que profundas fallan en compresión, y las que son más profundas que anchas fallan en corte. La relación entre los esfuerzos, tanto de falla por corte como por aplastamiento, se verifican directamente con los límites de fluencia elástica al corte y a la compresión del material seleccionado respectivamente, por lo tanto es indispensable tener a la mano estos datos para así poder realizar la verificación de las distintas fallas.

## 4.2.9.3 Materiales de fabricación de cuñas

Dado que las cuñas se cargan al esfuerzo cortante, en su fabricación se utilizan materiales dúctiles. Lo más común es que se utiliza acero dulce al bajo carbono. Si el acero al bajo carbóno no es lo suficientemente resistente, puede emplearse acero con un contenido más alto de carbón, a menos que se emplee en un entorno corrosivo y requiera cuñas de latón o de acero inoxidable. No obstante, el material debe conservar una buena ductilidad en particular cuando es probable que se presenten cargas de choque o impacto. Normalmente las cuñas se fabrican a partir de una barra estándar rolada en frío, y simplemente se cortan a la longitud deseada.

#### 4.2.9.4 Metodología para selección de cuñas.

 Se obtienen las dimensiones estándar tanto del grosor como de la altura y la profundidad de la cuña, utilizando como dato de entrada en la tabla 4.34 el diámetro del eje donde se posicionará dicha cuña.

Tabla 4.34 Dimensiones estándar de una cuña paralela

Diámetro del eje (Pulg)			ío de la (Pulg)	Profundidad del
Mas de	Hasta	W	Н	cuñero (Pulg)
5/16	7/16	3/32	3/32	3/64
7/16	9/16	1/8	3/32	3/64
9/16	7/8	3/16	3/16	1/16
7/8	1 1/4	1/4	1/4	3/32
1 1/4	1 3/8	5/16	5/16	1/8
1 3/8	1 3/4	3/8	3/8	1/8
1 3/4	2 1/4	1/2	1/2	3/16
2 1/4	2 3/4	5/8	5/8	7/52
2 3/4	3 1/4	3/4	3/4	1/4

Fuente: Diseño de máquinas, por Robert L. Norton, Primera Edición, 1999.

A continuación se muestra una vista isométrica de una cuña paralela

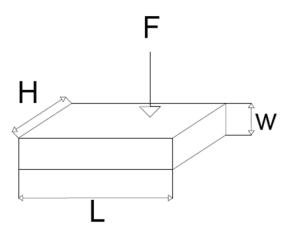


Figura 4.16 Vista isométrica de una cuña paralela

• Calcular la longitud de la cuña mediante la ecuación 4.102

$$l = \frac{2FN_f}{tSY} \tag{4.102}$$

Donde:

l: es la longitud de la cuña. (m)

F: es la fuerza sobre la cuña. (N)

N<sub>f</sub>: es el factor de seguridad.

El factor de seguridad empleado en la selección y estudio de cuñas es basado según el *criterio de Pugsley* 

- T, es la dimensión lateral (w ver figura 4.15) de la cuña obtenido de la tabla 4.34.
- Sy, es el esfuerzo de fluencia del material de la cuña, dicho esfuerzo es obtenido mediante las tablas de especificaciones para cada material. (Pa)
- Se calcula la fuerza sobre la cuña en la superficie del eje:

$$F = \frac{T}{R} \tag{4.103}$$

Donde:

T, es el par torsor transmitido desde el engranaje al eje, a través de la cuña seleccionada. El cálculo de este par torsor es ampliado en la sección referente al diseño de los ejes.4.2.7 (N.m)

R se refiere al radio del eje, este fue determinado en la sección referente al diseño de los ejes 4.2.7. (m)

Una vez obtenida la fuerza aplicada sobre la cuña se puede calcular la longitud de la cuña mediante la ecuación 4.102.

A continuación se presenta un diagrama de flujo donde se muestra el método de diseño de cuñas.

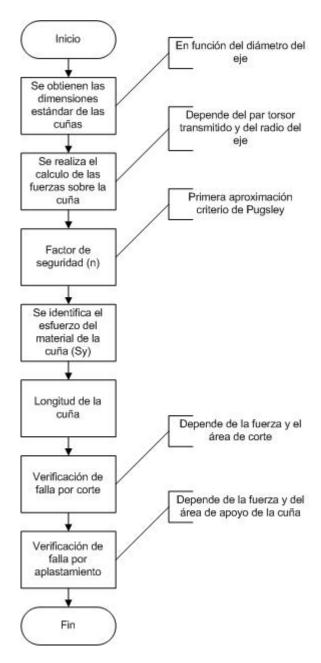


Figura 4.17 Diagrama de flujo para diseño de cuñas

#### Verificación de falla por corte

El esfuerzo promedio debido a corte directo se define con la siguiente ecuación.

$$\tau_{xy} = \frac{F}{A_{corte}} \tag{4.104}$$

Donde:

F,es la fuerza aplicada sobre la cuña ecuación 4.103 (N)

 $A_{corte}$ , es el área de corte que se está truncando. (M<sup>2</sup>)

Mientras que el esfuerzo promedio debido a corte  $\tau_{xy}$  sea menor al límite de fluencia elástico al corte del material seleccionado, la cuña no fallará por corte.

#### Verificación de falla de aplastamiento.

El esfuerzo promedio de apoyo o aplastamiento se define con la ecuación 4.104

$$\sigma_x = \frac{F}{A_{anovo}} \tag{4.104}$$

Donde:

F, es la fuerza aplicada sobre la cuña Ecuación 4.103 (N)

 $A_{apoyo}$ , es el área de contacto entre el costado de la cuña y el eje  $(M^2)$ Mientras que el esfuerzo promedio de apoyo o aplastamiento sea menor que el límite de fluencia elástico del material a compresión, la cuña no fallará por aplastamiento.

## CAPÍTULO 5

### Análisis de Resultados

Es bien conocida la importancia de un sistema de transmisión para aprovechar y aumentar la eficiencia de un motor, el desempeño del sistema de transmisión es de gran importancia para el buen desempeño del vehículo, en todos los ámbitos de la competición, ya sea que se necesite alta velocidad o un torque suficientemente alto para escaladas de pendientes.

Un problema al momento de diseñar un vehículo de competición BAJA SAE, se presentaba el desconocimiento del equipo en el desarrollo de sistemas de transmisión generando alto índices de retrabajos, errores de resistencia ante cargas en los ejes y la impresión de no aprovecharse de la mejor manera la capacidad del vehículo.

Estos casos notados antes de realizar la tesis, aún se sentían latentes en el equipo técnico de SAE UC durante su realización.

El estudio de los requisitos iníciales necesarios se vuelven complicados debido a la inmensidad de pruebas en las cuales el sistema de transmisión es puesto a prueba, además de la variedad de ambientes en los cuales estos se puede presentar. La selección de la velocidad viene dada debido a experiencias medidas de estas

variables, tanto a nivel nacional como internacional. Gran parte de estos cálculos son para determinar el torque y velocidad de salida necesarios para cumplir las diferentes exigencias de la competición con una potencia constante.

La selección del sistema de transmisión se realiza en base a las condiciones que debe cumplir el vehículo durante la competencia, así como condiciones, ya sea de espacio o ubicación colocadas por las demás áreas del equipo técnico. También se deben tomar en cuenta los objetivos a cumplir con la construcción de un nuevo prototipo dando espacio a una mejora continua. Dentro de las condiciones actuales de diseño se consiguió la recomendación del sistema de transmisión CVT, por su bajo costo ya que empresas como CVTech ofrecen este sistema a bajo costo para vehículos inscritos en competiciones de SAE, además de eficiencia y poco peso en la suma de todos los componentes a comparación de otro sistema de transmisión probado por los equipos de Baja SAE en Venezuela.

Con respecto a los materiales posibles a utilizar se recomienda apoyarse en un sistema creado en la Universidad de Cambridge por el profesor Michael F Ashby, en el cual se comienza la selección de materiales sin realizar descarte alguno, para luego comenzar una selección mas específica apoyándose en gráficas y del perfil de propiedades de los elementos. Esta técnica sigue una serie de pasos comenzando por el llamado "Traducción" en el cual primero se hace un estudio de la función de la pieza, las restricciones (se analizan cuales son modificables y cuales son obligatorias), los objetivos (mejoras y metas del equipo técnico), y parámetros libres. El segundo paso es el de "Detección" en este caso se seleccionan los materiales que cumplen con los requisitos y pueden realizar la función de la pieza, por último se realiza un "Ranking" en el cual, de los materiales seleccionados, se específica cual cumple mejor las condiciones de diseño partiendo de los objetivos establecidos por el equipo técnico. Este método se recomienda que sea utilizado para la selección del material de los ejes. Con este método de selección de materiales se creó un software conocido CES Edupack 4.5 el cual facilitaría el procedimiento.

La selección de los elementos con el cual el sistema va a transmitir potencia, viene dado dependiendo de algunas condiciones de uso, los principales pueden ser, bandas, cadenas o engranajes. Las bandas es un elemento de transmisión flexible al igual que las cadenas pero su mayor diferencia para seleccionar entre usar cadena o banda es la velocidad u potencia a transmitir, las bandas son para altas velocidades y bajo torque, para condiciones de baja velocidad y gran par de torsión la transmisión por cadenas son las adecuadas. Sin embargo si la transmisión requiere relaciones de reducción muy grande, se recomienda utilizar engranes porque físicamente pueden hacer grandes reducciones en un espacio bastante pequeño.

El eje es un elemento rotatorio que se emplea para transmitir potencia, éste constituye el elemento de rotación para que los elementos principales de transmisión de potencia cumplan su función, ya sea engranajes, poleas o catarinas. El material y la configuración geométrica son determinantes a la hora del soporte de cargas del sistema, a partir de estos se realiza un análisis de esfuerzos y resistencia.

Las cuñas utilizadas para conectar las partes funcionales del sistema, es decir los engranajes, poleas o catarinas al eje. En cuanto a la sujeción del eje a la estructura o chasis del vehículo se dará utilidad a los rodamientos, que dependiendo de las fuerzas generadas en el eje y el diámetro de éste, se debe seleccionar la dimensión de estos, así, como la característica del elemento rodante, ya sea de bola, cilíndrico o cónico.

Este instrumento es de fácil acceso y comprensión para el equipo técnico de SAEUC, donde se logran abarcar los diferentes elementos y pasos requeridos para el diseño de un sistema de transmisión de un BAJA SAE, y puede ser utilizado como base para realizar el diseño de los primeros sistemas de transmisión de un equipo FORMULA SAE.

#### **Conclusiones**

- Se realizó una revisión bibliográfica acerca de las partes de la transmisión y su funcionamiento, siendo los aspectos mas relevantes: El motor, la caja de velocidades su constitución y sus diferentes tipos. A su vez se estudió su principio de funcionamiento y los componentes encargados de transmitir la potencia.
- Se diagnosticaron las ventajas y las desventajas del método empleado anteriormente para el diseño de la transmisión del vehículo baja de la organización SAE UC, basado en la experiencia del equipo técnico y comparándolo con los criterios de diseño.
- Se identificaron los parámetros de diseño de la transmisión a diseñar siendo estos: eficiencia, peso, costo, mantenimiento, velocidad, tamaño, versatilidad y control.
- Se estudiaron las condiciones críticas de funcionamiento del vehículo durante la competencia, estas se producen en tres momentos muy específicos de la carrera: el arranque, la prueba de arrastre y el momento de subir pendientes. La metodología para el diseño de los componentes del vehículo se realizó para soportar estas tres condiciones.
- Se desarrolló una metodología para el diseño de una transmisión de un vehículo tipo Baja SAE, el cual comprende el diseño y selección de elementos primordiales tales: ejes, rodamientos, engranes, correas, cadenas y cuñas.
- Se elaboró un software utilizando la metodología desarrollada permitiéndonos comparar y analizar el diseño de la transmisión de manera

rápida y efectiva, considerando aspectos teóricos y dinámicos reseñados en la metodología.

- Se explicó y presentó una metodología para la selección general de los distintos materiales que conforman la transmisión mediante el empleo de un software conocido como *CES Edupack 4.5*.
- Se realizó un análisis comparativo aplicando la metodología a un caso de estudio dándole valores a cada variable, este arrojó valores dentro de los intervalos deseados y estipulados por las distintas normas y fabricantes que rigen el proceso de diseño y fabricación de los elementos que la constituyen.

#### Recomendaciones

- Realizar un estudio de los análisis de cargas con fuerzas variables en el tiempo para así obtener un diseño que nos entregue un comportamiento mas adecuado.
- Formalizar análisis para caso de lubricación complejos y los fenómenos que lo conforman.
- Elaborar metodologías de diseño para casos donde se empleen engranes helicoidales y cónicos.
- Desarrollar metodologías donde se muestre el diseño de cuñas tipo woodruff
   y de cuñas trapezoidales.
- Mostrar herramientas para el cálculo de diagramas de corte y momentos flexionantes que faciliten al diseñador este importante paso en el diseño de ejes.
- Análisis del diseño por fatiga en el momento de diseñar un eje, ya que aún para cargas uniformes a flexión, cualquier elemento de esfuerzo en la superficie pasará de la tensión a la compresión.
- En el momento de determinar los elementos de sujeción en el eje, por la variación de escalones, resaltos u hombros, donde cambia el diámetro del eje, es común la presencia de concentraciones de esfuerzos, que deben tomarse en cuenta para los cálculos de fatiga.

- Es recomendable recurrir a modificaciones de diseño para reducir concentraciones de esfuerzos en esquinas agudas, aplicando radios generosos, mediante una ranura o mediante una arandela.
- Utilizar cifras máximas para los factores de concentración de esfuerzo de los elementos que se fijen en el eje al momento de comenzar el primer diseño del mismo, una vez establecido los diferentes diámetros en el eje se puede intentar definir estos factores con mayor precisión.
- En el diseño del eje se pueden realizar los cálculos con un material de prueba que cumpla con requisitos básicos de diseño, una vez definida la geometría del eje y los diámetros de éste, se puede cambiar por otro que cumpla de mejor manera los objetivos del equipo técnico o que se encuentre en el mercado venezolano, es decir, que le sean mas accesibles en la región.

# APENDICE

Diseño de transmisión por bandas en V						
Datos iniciales	Valores	Unidades				
Aplicación						
Fuente/tipo						
Maquina movida						
Potencia nominal	10	HP				
Factor de diseño	1					
Factor de servicio	1,2					
Velocidad angular mayor	1750	rpm				
Velocidad angular menor		rpm				
Diámetro menor CVT	7,4	pulgadas				
Diámetro mayor CVT	11	pulgadas				
Sección de la banda	В					
Intervalos de Potencia	1-25	НР				
Datos calculados						
Velocidad lineal	3390,302072	Pies/min				
Potencia tabulada	4,693	НР				
Distancia entre centros y longitud d	le correas					
Distancia entre centros	41,5	pulgadas				
Longitud de correa tentativa	111,9807247	pulgadas				
Longitud de paso, pulg	112	pulgadas				
Dimension de conversion	1,8	pulgadas				
Longitud de correa	113,8	pulgadas				
Distancia entre centros	42,41047568	pulgadas				
Angulo de contacto y potencia perr	nitida					
Angulo de Contacto	175,1350043	Grado sexagesimal				
Factor de corrección de ángulo	0,99					
Factor de corrección de longitud	1,05					
Potencia permitida	4,8783735	НР				
Tensión de montaje y tensión sobr	e el eje					
Factor de corrección centrifuga	0,965					
Fuerza centrifuga	11,09185295	Libra-Fuerza				
Potencia de diseño	12	НР				
ΔF	38,93436293	Libra-Fuerza				
Fuerza lado tenso	60,30682438	Libra-Fuerza				
Fuerza de lado flojo	21,37246145	Libra-Fuerza				
Tensión de montaje	29,74778996	Libra-Fuerza				
Tensión sobre el eje	58,4015444	Libra-Fuerza				

Figura A.1 Vista previa del programa computacional para diseño de transmisión por bandas en V

Datos iniciales	<b>V</b> alores	Unidades
plicación		
· iuente/tipo		
Maguina movida		
Entrada de Potencia	10	HP
Factor de Servicio	1,2	
Factor de correccion	0,94	
/elocidad de entrada	1570	BPM
/elocidad de salida	314	BPM
Relacion de velocidad deseada para el sistema	5	
Relacion de velocidad para sistema de cadenas	5	
Datos calculados		
Potencia de diseño	12,76595745	HP
Relación de velocidades	5	
Decisiones de diseño — Tipo de cadena y	numeros de dientes	
Cantidad de hileras	1	
Factor por hileras	1	_
Potencia requerida por hilera		
Numero de cadena	60	
Paso de la cadena	0,75	pulgadas
Numero de dientes – Catarina motriz	16	
Numero de dientes calculados – Catarina	80	
conducida	00	
Numero de dientes seleccionados - Catarina conducida	80	
Datos calculados		
/elocidad real de salida	314	RPM
Diámetro de paso – Catarina motriz	3,844373172	pulgadas
Diametro de paso - Catarina motriz Diámetro de paso - Catarina conducida	19,10350279	pulgadas
Distancia entre centros, longitud de cade		
ngrese distancia entre centros, fongitud de Cade	angulo de cont	
pasos)		Pasos
Longitud de cadenas aproximada (pasos)	111,4584297	Pasos
ngrese numero de pasos especifico	112	Pasos
ongitud real de cadenas	84	pulgadas
Distancia real entre centros (pasos)	30,28718146	Pasos
Distancia real entre centros	22,71538609	Pulgadas
Angulo de contacto – Catarina motriz	140,7483051	
Angulo de contacto – Catarina conducida	219,2516949	
Transmision de fuerzas en cadena		
Velocidad de giro del eje	314	
Diametro de Catarina	19,1	pulgadas
Torque	289,5071336	N°m
Fuerza	1193,496948	N

Figura A.2 Vista previa del programa computacional para diseño de transmisión por cadenas

Diseño de ejes						
Datos iniciales	Valor	Unidad	Recomendaciones			
Factor de Seguridad Nx	2		Tabla 4.28			
Factor de seguridad Ny	1		Tabla 4.29			
Factor de concentracion de esfuerzos Kf	1,5					
Factor geometrico de concentracion de esfuerzos	0		Tabla 4.30			
Factor de sensibilidad	0		Grafica 4.6			
Fuerza cortante	21000	N				
Momento flexionante	22350	N.m				
Resistencia a la fatiga del material Sf	17928000	Pa	Grafica 4.5			
Resistencia maxima a la tension Sut	83000000	Pa	Tabla 4.31			
Limite elastico a la tension Sy	83000000	Pa				
Factor cargas	1					
Factor tamaño	1					
Factor superficie	0,6		Grafica 4.7			
Factor temperatura	1					
Factor confiabilidad	0,72		Tabla 4.31			
Diametro del eje	0,340794776	m				

Figura A.3 Vista previa del programa computacional para diseño de ejes

Valor	Unidad	Recomendaciones	Variable	Valor	Unidad
1	Watts		Potencia engranajes re	ectos 1	Watts
1	N/A		Carga sobre el engra	ne 2	N
1	N/A	Tabla 4.20	Par torsor	1	Nm
1	N/A	Tabla 4.20	Relación de transmis	ión 1	N/A
1	Rad/Seg	Grafica 4.1	Radio de paso del piñ	ión 0,5	E
1	Rad/Seg		Factor ancho de la ca	ara 12	N/A
1	N/A	Grafica 4.2	Radio de paso del eng	rane 0,5	m
1	N/A	Grafica 4.2	Esfuerzo de fatiga	0,0833	Pa
1	mm	Grafica 4.2	Esfuerzo de fatiga perm	isible 1	Pa
1	mm	Grafica 4.2			
1	N/A	Tabla 4.21			
1	N/A	Tabla 4.22			
1	N/A	Grafica 4.3			
1	N/A				
1	N/A	Tabla 4.23 y 4.24			
1	N/A				
1	N/A				
1	Pa				
1		Grafica 4.5			
1	N/A				
	1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1	1 Watts 1 N/A 1 N/A 1 N/A 1 Rad/Seg 1 Rad/Seg 1 N/A 1 N/A 1 MM 1 MM 1 N/A	1 Watts 1 N/A Tabla 4.20 1 N/A Tabla 4.20 1 N/A Tabla 4.20 1 Rad/Seg Grafica 4.1 1 Rad/Seg 1 N/A Grafica 4.2 1 mm Grafica 4.2 1 mm Grafica 4.2 1 mm Grafica 4.2 1 N/A Tabla 4.21 1 N/A Tabla 4.21 1 N/A Tabla 4.21 1 N/A Tabla 4.22 1 N/A Grafica 4.3 1 N/A Tabla 4.23 y 4.24 1 N/A 1 N/A 1 N/A 1 N/A 1 Pa Tabla 4.27 1 N/A Grafica 4.5	1 Watts 1 N/A 1 Tabla 4.20 1 N/A 1 Tabla 4.20 1 Relación de transmis 1 Rad/Seg 2 Radio de paso del pir 3 Rad/Seg 1 N/A 3 Grafica 4.2 4 Radio de paso del pir 4 Radio de paso del pir 5 Radio de paso del eng 6 Radio de paso del eng 7 Radio de paso del eng 8 Radio de paso del eng 9 Radio de paso del eng 1 N/A 1 Grafica 4.2 1 Esfuerzo de fatiga perm 1 mm 1 Grafica 4.2 1 N/A 1 Tabla 4.21 1 N/A 1 Rabla 4.27 1 N/A 1 N/A 1 Grafica 4.5	1 Watts 1 N/A 1 N/A 1 Tabla 4.20 1 N/A 1 Tabla 4.20 1 Relación de transmisión 1 Rad/Seg 1 Grafica 4.1 1 N/A 1 Grafica 4.2 1 N/A 1 Tabla 4.20 1 Radio de paso del piñón 1 Rad/Seg 1 Radio de paso del piñón 1 Radio de paso del engrane 1 Radio de paso del engrane 1 Radio de paso del piñón 1 Radio de paso del

Figura A.4 Vista previa del programa computacional para diseño de engranes por fatiga

Diseño de engranes por	desgaste					
/ariable	Valor	Unidad	Recomendaciones	Variable	Valor	Unidad
Potencia de salida	1	Watts		Potencia engranajes rectos	1	Watts
Eficiencia del engrane	1	N/A		Carga sobre el engrane	2	N
Coeficiente elástico	1	N/A	Tabla 4.19	Par torsor	1	Nm
Numero de dientes del piñón	1	N/A	Tabla 4.20	Relación de transmisión	1	N/A
Numero de dientes del engrane	1	N/A	Tabla 4.20	Radio de paso del piñón	0,5	m
Velocidad del eje del piñón	1	Rad/ Seg	Grafica 4.1	Factor ancho de la cara	12	N/A
Velocidad del eje del engrane	1	Rad/ Seg		Factor geométrico superficial	-6,58	N/A
Paso diametral del piñón	1	N/A	Grafica 4.2	Radio de paso del engrane	0,5	m
Paso diametral del engrane	1	N/A	Grafica 4.2	Distancia entre los centros	1	m
Modulo	1	mm	Grafica 4.2	Radio de curvatura del engrane	1,8941	m
Diámetro primitivo	1	mm	Grafica 4.2	Radio de curvatura del piñón	-1,494	m
Factor de sobrecarga	1	N/A	Tabla 4.21	Esfuerzo de desgaste	0,9873	Pa
Factor de distribución de cargas	1	N/A	Tabla 4.22	Esfuerzo de desgaste permisible	1	Pa
Factor dinámico	1	N/A	Grafica 4.3			
Factor de tamaño	1	N/A				
Factor de superficie	1	N/A				
Resistencia a la fatiga superficial	1	Pa	Tabla 4.25			
Factor de vida superficial	1	N/A	Grafica 4.4			
Factor de razón de dureza	1	N/A				
Factor de temperaturas	1	N/A				
Factor de confiabilidad	1	N/A	Tabla 4.26			

Figura A.5 Vista previa del programa computacional para diseño de engranes por desgaste.

	l	I						
Seleccion de rodamientos								
Datos iníciales Recomendaciono								
		Recomendaciones						
valor	Unidad							
400	N							
5000	Hr	Tabla 4.33						
800	RPM							
3,34824787								
		Recomendaciones						
Valor	Unidad							
553,32	N							
500	Hr	Tabla 4.33						
7800	RPM							
0,75843361								
	valor 400 5000 800 3,34824787 Valor 553,32 500	valor Unidad 400 N 5000 Hr 800 RPM 3,34824787  Valor Unidad 553,32 N 500 Hr						

Figura A.6 Vista previa del programa computacional para selección de rodamientos.

Diseño de cuñas						
Datos iníciales	Valor	Unidades	Recomendaciones			
Par torsor transmitido	1	N.m				
Radio del eje	1	m				
W	1	Pulg	Tabla 4.34			
Esfuerzo de fluencia del material	1	Pa				
Factor de seguridad Nx	1					
Factor de seguridad Ny	1					
Area de corte	1	M2				
Area de apoyo	1	M2				
Datos obtenidos		Unidades				
Fuerza sobre la cuña	1	N				
Longitud de la cuña	2	m				
Esfuerzo por corte promedio	1	Pa				
Esfuerzo promedio de aplastamiento	1	Pa				

Figura A.7 Vista previa del programa computacional para diseño de cuñas

# Listado de variables

Símbolo	Nombre	Unidad
a	Aceleración	m/s <sup>2</sup>
С	Distancia entre centros	m
Ca	Factor de sobrecarga	
$C_{\mathrm{f}}$	Factor de superficie	
$C_h$	Factor de razón de dureza	
$C_1$	Factor de vida superficial	
$C_{\rm m}$	Factor de distribución de cargas	
$C_{r}$	Factor de confiabilidad	
$C_{\rm s}$	Factor de tamaño	
Ct	Factor de temperatura	
$C_{\rm v}$	Factor dinámico	
$C_{10}$	Clasificación de catalogo	
D	Diámetro	m
F	Carga sobre la cuña	N
f	Factor ancho de cara del diente	
$F_{B}$	Fuerza que el vehículo debe superar	N
F <sub>c</sub>	Fuerza centrifuga	N
$F_d$	Carga radial deseada	N
$F_{f}$	Fuerza flexionante	N
$F_{rD}$	Fuerza de roce delantera	N
$F_{rT}$	Fuerza de roce trasera	N
G	Modulo de corte	
Н	Potencia	HP
h	Distancia entre el eje inclinado y el centro de masa	m
$H_d$	Potencia de diseño	HP
$H_{nom}$	Potencia nominal	HP
$H_{sal}$	Potencia de salida	HP
I	Factor geométrico superficial	
J	Factor geométrico de resistencia a la flexión	
K <sub>B</sub>	Factor de espesor del aro	
K <sub>i</sub>	Factor de engranes intermedios	
K <sub>L</sub>	Factor de corrección	
K <sub>S</sub>	Factor de servicio	
L	Longitud	m
1	Longitud de la cuña	m
$L_{D}$	Distancia entre ruedas traseras y el centro de masa	m

Símbolo	Nombre	Unidad
L <sub>d</sub>	Vida deseada	Hr
L <sub>r</sub>	Vida nominal	Hr
$L_{\mathrm{T}}$	Distancia entre las ruedas traseras y el centro de masa	m
m	Modulo	
$M_A$	Momento flector	N.m
$M_{\mathrm{D}}$	Momento en las ruedas delanteras	N.m
mv	Masa del vehículo	Kg
N	Numero de dientes	
$N_{\mathrm{D}}$	Velocidad deseada	RPM
$N_{\rm f}$	Factor de seguridad	
Nr	Velocidad nominal	RPM
Pd	Paso diametral	
$R_{\mathrm{D}}$	Fuerza normal en las ruedas delanteras	N
R <sub>p</sub>	Radio de paso	
$R_{\mathrm{T}}$	Fuerza normal en las ruedas traseras	N
R <sub>t</sub>	Relación de transmisión	
S	Longitud de paso libre entre dos poleas	m
$S_{\mathrm{f}}$	Resistencia a la fatiga del material	MPa
$S_{\mathrm{fb}}$	Resistencia a la fatiga a la flexión	MPa
$S_{\mathrm{fc}}$	Resistencia a la fatiga superficial	MPa
S <sub>u</sub> t	Resistencia máxima a la tensión	MPa
$S_{y}$	Limite elástico a la tensión	MPa
$T_{\mathrm{f}}$	Temperatura del lubricante	F
$T_{m}$	Par torsor del motor	N.m
$T_{S}$	Par torsor a la salida	N.m
V	Velocidad final	m/s
$V_{o}$	Velocidad inicial	m/s
$V_{baja}$	Velocidad del baja	m/s
V <sub>neumático</sub>	Velocidad de los neumáticos	m/s
W	Peso	Kg
Wt	Carga	N
Wx	Componente del peso en el eje X	N
Wy	Componente del peso en el eje Y	N
X	Distancia en alcanzar la velocidad final	m
X <sub>cm</sub>	Coordenadas del centro de masa en el eje X	m
Xp	Coeficiente de cabeza del piñón	

Y <sub>cm</sub>	Coordenadas del centro de masa en el eje Y	m
$Z_{cm}$	Coordenadas del centro de masa en el eje Z	m
$\eta_{Engrane}$	Eficiencia del engrane	
θ	Angulo de contacto	grados
μ	Coeficiente de roce	
ρ	Radio de curvatura	
$\sigma_{x}$	Esfuerzo promedio de aplastamiento	$N/m^2$
$ au_{\mathrm{xy}}$	Esfuerzo promedio de corte	$N/m^2$
φ	Angulo de presión	Grados
$\omega_{\mathrm{s}}$	Velocidad angular a la salida	RPM
$\omega_{\mathrm{m}}$	Velocidad angular en el motor	RPM

## Referencias

- Ashby, M (2000) "Selección de materiales en diseño mecánico", (3ª edición.).
- Budynas, R y Nisbet, K. (2008). "Diseño de ingeniería mecánica de Shigley".(8ª Edición).Editorial Mcgraw Hill.
- Correa, E. (2009) "Diseño de transmisión por engranajes rectos" Trabajo de grado de maestría Universidad Central de Venezuela.
- Hall, A (1988) "Teoría y problemas de diseño de máquinas". México: Mcgraw Hill.
- Mott, R. (2006) "Diseño de elementos de máquinas" (4ª Edición). Editorial Pearson.
- Norton, R. (1999). "Diseño de máquinas". Editorial Mcgraw Hill.
- Piovan, M. (2009) "Apuntes de la cátedra de Elementos de Máquinas", Universidad UTN.
- Catalogo interactivo de rodamientos SKF (On-Line)
  - o Disponible en: www.skf.com
- Baja Sae Series reglas 2011. (On-Line)
  - o Disponible en: www.sae.org