

UNIVERSIDAD INTERNACIONAL DEL ECUADOR

Facultad de Ingeniería Automotriz

TESIS DE GRADO PARA LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE:

INGENIERO EN MECÁNICA AUTOMOTRIZ

“Diseño y construcción de un mecanismo de regulación variable del porcentaje de bloqueo, para un sistema de transmisión diferencial de un vehículo de competencia”

JUAN FRANCISCO ESCUDERO CHEMALI

DIRECTOR:

Ing. Raymond Suárez

2010

Quito – Ecuador

CERTIFICACIÓN

Yo, Juan Francisco Escudero Chemali declaro que soy el autor exclusivo de la presente investigación y que ésta es original, auténtica y personal mía. Todos los efectos académicos y legales que se desprendan de la presente investigación serán de mi exclusiva responsabilidad.

Juan Francisco Escudero Chemali

CI: 1717195653

Yo, Raymond Suarez, declaro que, en lo que yo personalmente conozco, al señor, Juan Francisco Escudero Chemali, es autor exclusivo de la presente investigación y que ésta es original , auténtica y personal suya.

Raymond Suarez

Director

AGRADECIMIENTO

Agradezco a todos mis amigos quienes hacen la Universidad Internacional Del Ecuador, y de manera muy especial a mi padre ingeniero José Patricio Escudero Valdivieso, por su valioso aporte espiritual y profesional a lo largo de toda mi carrera universitaria, siendo todos y cada una de ellos base fundamental en mis éxitos profesionales.

DEDICATORIA

Este proyecto va dirigido a todos los técnicos y profesionales del mundo de la mecánica y en especial del automovilismo, quienes con su valioso talento y habilidad desarrollarán este tema propuesto en mi tesis, como un aporte sincero a mejorar este sacrificado deporte y actividad eminentemente técnica.

2.	DEFINICIONES, TEORIA DE MATERIALES, TRATAMIENTOS ...	18
2.1	Materiales	18
2.1.1	Aceros.	18
2.1.2	Obtención del acero:	18
2.1.3	Aceros finos al carbono:	18
2.1.4	Aceros aleados de gran resistencia:	19
2.2	Tratamientos	19
2.2.1	<i>Tratamientos mecánicos:</i>	19
2.2.2	<i>Tratamientos térmicos:</i>	20
2.2.3	<i>Tratamientos termoquímicos:</i>	20
	<u>CAPÍTULO 3</u>	21
3.	MATERIALES UTILIZADOS	21
3.1	Materiales Utilizados en construcción de piñones	21
3.2	Materiales utilizados en la fabricación del florero	22
3.3	Material utilizado para la fabricación de ejes	22
3.4	Material utilizado para rodela de fricción	23
	<u>CAPÍTULO 4</u>	25
4.	CÁLCULOS DE DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN	25
4.1	Cálculos de paso y módulo para dentado	25
4.1.1	Módulo	26
4.1.2	Número de filetes y de dientes	27
4.2	Cálculos de resortes mecánicos	28
	<u>CAPÍTULO 5</u>	30
5.	FUNCIONAMIENTO DEL SISTEMA	30
5.1	Evolución y desarrollo del sistema propuesto	30
5.2	Calibración del sistema	30
5.3	Mediciones	31
	<u>CAPÍTULO 6</u>	32

6.	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	32
6.1	CONCLUSIONES	32
6.2	RECOMENDACIONES	32
	RESUMEN	33
	SUMARY	35
	<u>BIBLIOGRAFIA</u>	37
	ANEXOS	

ÍNDICE DE GRÁFICOS

• Gráfico 1	Esquema de Construcción de un sistema diferencial	6
• Gráfico 2	Despiece de un diferencial convencional	7
• Gráfico 3	La función del mecanismo diferencial	8
• Gráfico 4	Diferencial de Bloqueo permanente. Torsen	11
• Gráfico 5	Vista en corte de un diferencial ZF	13
• Gráfico 6	Esquema de los ángulos de las rampas de ataque	14
• Gráfico 7	Recorrido esquemático del par	15
• Gráfico 8	Conjunto de discos con arandela de precarga	15
• Gráfico 9	Sección funcional del diferencial Quaife	16
• Gráfico 10	Disposición de los engranajes de tornillo sin fin	25
• Gráfico 11	Diagrama y Cotas de acople entre sin fin y corona dentada.	26
• Gráfico 12	Tornillo sin fin	27
• Gráfico 13	Diagrama de Resortes	29
• Gráfico 14	Caja portasatélites armada	
• Gráfico 15	Proceso constructivo de caja portasatélites	
• Gráfico 16	Rodajas de Fricción, espaciador y planetario	
• Gráfico 17	El sistema armado	
• Gráfico 18	Toma de tornillos de regulación de precarga	
• Gráfico 19	Tapa de caja portasatélites.	

ÍNDICE DE TABLAS

• Tabla # 1	Características mecánicas del BOHLER E 410	21
• Tabla # 2	Características mecánicas del BOHLER E 920	22
• Tabla # 3	Propiedades mecánicas del BOHLER V 155	23
• Tabla # 4	Características mecánicas del BOHLER V 945	24
• Tabla # 5	Resultados de mediciones y pruebas	38

SINTESIS

1. TEMA DE INVESTIGACIÓN:

“Diseño y construcción de un mecanismo de regulación variable del porcentaje de bloqueo, para un sistema de transmisión diferencial de un vehículo de competencia”

2. PLANTEAMIENTO, FORMULACIÓN Y SISTEMATIZACIÓN DEL PROBLEMA

En la actualidad los procesos de investigación científica, exigen determinar muy concretamente los problemas a resolver, mediante los llamados “objetos de transformación”, sean técnicos, conceptuales o ideológicos.

El automovilismo nacional considerado como un deporte de alto costo económico, requiere de ciertos parámetros técnicos y operativos que logren optimizar el desarrollo de competencias automovilísticas, tendientes a disminuir los mismos, así como también siendo una actividad en donde su variable fundamental es el tiempo, trato de diseñar y construir un mecanismo acorde con el tema de investigación.

3. OBJETIVOS DE LA INVESTIGACIÓN

3.1 Objetivo General

Diseñar, construir y probar un sistema de regulación del porcentaje de bloqueo mediante la obtención de valores de precarga establecidos.

3.2 Objetivos Específicos

- Controlar el porcentaje de bloqueo en función del tipo de terreno,

- Disminuir tiempo de calibración
- Reducir costos de construcción

4. JUSTIFICACIÓN Y DELIMITACIÓN DE LA INVESTIGACIÓN

El diseño y construcción de este mecanismo, desde una justificación práctica, exige la imperiosa necesidad de realizar ajustes y calibraciones de forma rápida y sencilla, mediante la utilización de herramientas manuales para regular parámetros de bloqueo del diferencial, en función de optimizar tiempo y un esfuerzo físico razonable.

5. MARCO DE REFERENCIA

5.1 Marco Teórico

El automóvil necesita un sistema diferencial, porque las ruedas de tracción o impulsión al estar separadas una distancia determinada, y durante el giro describen radios distintas a velocidades angulares de giro también distintas. El mecanismo diferencial significa un sistema que sea capaz de diferenciar las circunstancias de una y otra rueda del automóvil.

La gran mayoría de automóviles, están contruidos con diferenciales abiertos, es decir, la una rueda con relación a la otra mantienen total independencia, lo que no permite limitar la transmisión de par, razón por la cual si una de ellas no se encuentra en contacto con el piso, la otra no girará y por consiguiente el vehículo no avanza.

Los diferenciales de automóviles de competencia, de manera general están contruidos con sistema de autobloqueo o de deslizamiento limitado, mecanismos que forman parte del sistema diferencial, los mismos que han sido pre regulados en relación a los porcentajes de bloqueo, pero que no son de fácil acceso desde la parte

exterior de la carcasa porta diferencial. Los mecanismos existentes, al menos los más comunes, necesita ser desarmados en su totalidad para variar las calibraciones. El sistema que propongo me permite realizarlo desde la parte exterior de la carcasa porta diferencial en un tiempo muy reducido y de fácil acceso. Así como también calibrar los porcentajes de bloqueo en el tren de planetarios de forma independiente para cada rueda.

5.2 Marco Conceptual

- *Potencia*: Es la rapidez con que se efectúa un trabajo, es decir, el trabajo por unidad de tiempo. (potencia = trabajo / tiempo).
- *Par*: el par o torque es la fuerza aplicada en una palanca que somete al esfuerzo de rotación a alguna cosa (par = fuerza x distancia)
- *Bloqueo*: Es el efecto de limitar el giro independiente de cada una de las ruedas motrices, mediante, dispositivos llamados autoblocantes.
- *Deslizamiento*: es el efecto opuesto a la adherencia, considerando varios factores como tipo de suelo, neumáticos, fuerzas laterales, masas en aceleración entre otros.
- *Sobreviraje*: esta condición se da cuando el centro de gravedad del vehículo se encuentra detrás de su punto central, por lo que la parte posterior se proyectará más a un lado y hacia la parte delantera.
- *Subviraje*: es el sentido de dirección que tomará el vehículo por el efecto de fuerza centrífuga que actúa sobre el centro de gravedad. Este efecto se produce cuando el

centro de gravedad se encuentra delante del punto central del vehículo. En esta condición la parte delantera se moverá más en relación con la parte trasera.

- *Repartición de par:* es el efecto que obtenemos de las diferentes regulaciones que vamos a efectuar en los sistemas de bloqueo del diferencial hacia cada una de las ruedas en forma independiente. Es la acción de relacionar transmisión de par entre los planetarios y semiejes del diferencial del auto de carreras. Nuestro sistema nos permite regular los porcentajes de bloqueo en rangos o escalas que no nos permiten los sistemas conocidos tradicionalmente.
- *Adherencia:* es la capacidad de agarre que tienen los vehículos sobre la vía en la que se hallan recorriendo. Los factores que intervienen son: material de la vía, estado de la vía, los neumáticos del vehículo. Es el valor de adherencia que corresponde a la carga soportada multiplicada por el coeficiente de adherencia, en donde se considera la estructura en si del neumático, la presión del mismo y los diferentes ángulos de la geometría de dirección y suspensión.
- *Desplazamiento angular:* es el desplazamiento de un cuerpo medido de forma angular cuando describe una cierta cantidad de rotación.
- *Constante elástica:* se considera a esta como los parámetros físicamente medibles que caracterizan el comportamiento elástico de un sólido deformable, elástico y lineal.

6. HIPÓTESIS DEL TRABAJO

El sistema de regulación mediante tornillos de ajuste de pre carga permite una variación rápida y controlada del porcentaje de bloqueo.

CAPÍTULO 1

1. FUNDAMENTOS TEÓRICOS, CONCEPTOS Y FUNCIONAMIENTO

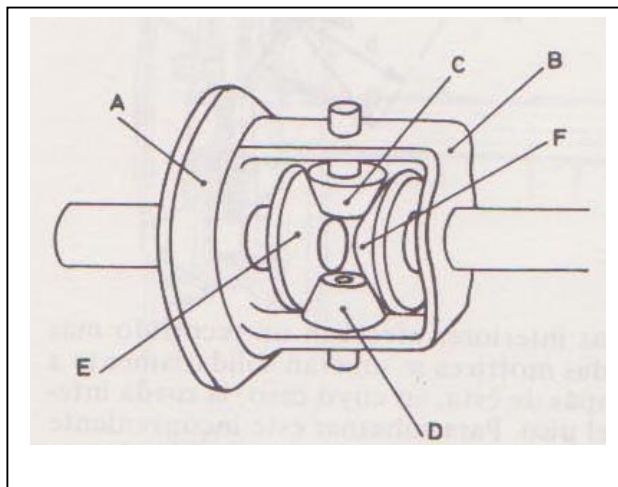
1.1 Reseña Histórica

Cuando el vehículo se desplaza en línea recta, las velocidades de las ruedas son teóricamente iguales. El esfuerzo resistente es el mismo sobre cada rueda motriz y, por consiguiente, sobre cada planetario unido al semieje de la rueda mediante estriados.

Los satélites, engranados sobre los planetarios, encuentran sobre cada uno de ellos una resistencia igual, no giran sobre su eje, pero permanecen sometidos al movimiento general de rotación, como la corona y la caja porta piñones.

Esta explicación es teórica, pues para corresponder a la realidad sería preciso que la carretera fuese perfectamente nivelada, lisa y que los diámetros de las llantas bajo carga fuesen idénticos, lo que, evidentemente, nunca es un caso práctico y real.

Gracias al sistema diferencial podemos individualizar el movimiento de los neumáticos que ofrecen tracción o impulsión al vehículo. Esto nos permite que la conducción del vehículo sea más apegada a los requerimientos de conducción del conductor ya que sin este sistema de independencia en los giros de los ejes sería difícil curvar al vehículo ya que teóricamente las ruedas en giro tenderían a describir radios de curvatura y por ende arcos de desplazamiento similares.



- A. Corona o Piñón
- B. Caja de Satélites
- C. Satélite
- D. Satélite
- E. Planetario
- F. Planetario

Gráfico 1 : 1 Esquema de Construcción de un sistema diferencial¹.

1.2 Evolución de los sistemas diferenciales

Si el vehículo se desplaza en línea recta, las velocidades de las ruedas son teóricamente iguales. El esfuerzo resistente es el mismo sobre cada rueda motriz y, por consiguiente, sobre cada planetario unido al semieje de la rueda mediante un estriado, el mismo que hace el movimiento de rotación, por la corona, el oficio de enclavamiento y arrastran los planetarios a la misma velocidad que la corona.

El vehículo necesita un diferencial porque las ruedas de tracción o impulsión al estar separadas por una distancia determinada al girar, describen radios distintos a velocidades angulares también distintas. La palabra diferencial significa precisamente esto, un mecanismo que es capaz de diferencial las circunstancias de una y otra rueda.

¹ *Técnicas del Automóvil, Alonso Pérez 1987*

El diferencial, mediante una caja de satélites, es capaz de adaptar cualquier variación relativa de velocidades entre ruedas de un mismo eje. ¿Dónde está la limitación? En el par a transmitir. Es incapaz de dosificarlo y distribuirlo, lo cual supone que cuando una rueda pierde su capacidad de tracción porque patina o por falta de contacto con el suelo, los engranajes dirigen todo el par hacia la rueda en esta situación, sin que la que puede traccionar reciba absolutamente nada. En consecuencia, el vehículo no avanza.

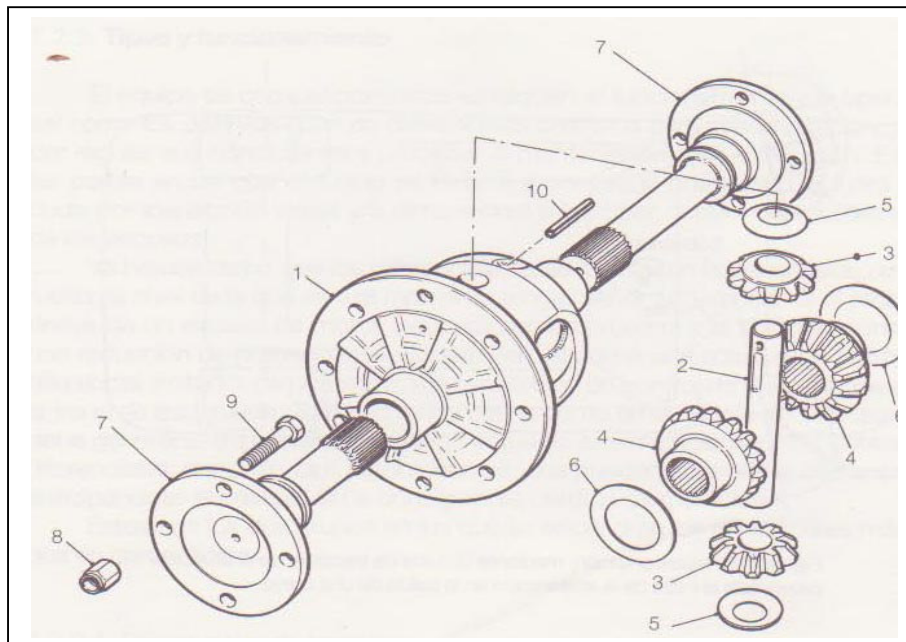


Gráfico1. 2 Despiece de un diferencial convencional²

1. Florero o Caja de Satélites
2. Eje Pasador de Satélites
3. Satélites
4. Planetarios
5. Rodelas Topes de Satélites
6. Rodelas Topes de Planetarios
7. Semiejes
8. Tuercas de pernos de semieje

² *El Equipo de Competición, Josep Castañé 1996*

- 9. Pernos de semieje
- 10. Pasador seguro de eje de satélites

Este mecanismo tiene la función de permitir el giro a diferentes velocidades de cada una de las ruedas motrices. Esto es necesario tal como podemos ver en la figura.

Por el hecho de recorrer más distancia la rueda exterior "A" que la interior "B" en aquellos casos en que el vehículo no siga la trayectoria recta. Para ello cuenta con el mecanismo diferencial, formado por todos los elementos que aparecen en la figura,

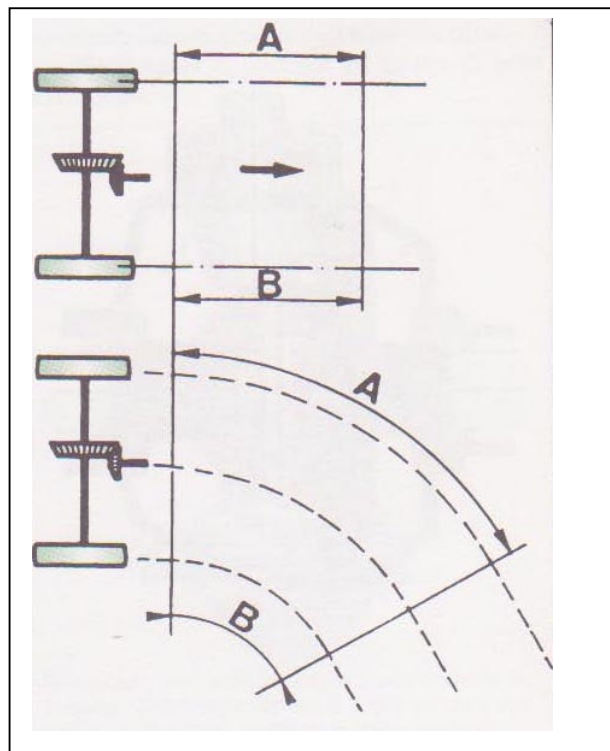


Gráfico 1. 3: La función del mecanismo diferencial³

³ Manual del Automóvil, Cultural S.A. España 1999

que permiten, mediante la acción combinada del grupo cono - corona y la caja diferencial porta satélites – planetarios, realizar el giro necesario para que compense la diferencia de vueltas en los casos que así lo requiera.

Cuando la rueda interior gira menos, caso de tomar una curva tiende a frenarse el planetario correspondiente al eje de esa rueda y a empujar al planetario respectivo. Esto hace que el satélite gira sobre sí mismo permitiendo una diferencia de velocidad de giro de un planetario a otro.

1.3 Sistema de bloqueo diferencial

Uno de los aspectos que debemos tener en cuenta de un diferencial es que no ha de dejar de transmitir el par necesario que recibe el grupo cónico, y que los diferenciales convencionales se reparten en partes iguales para cada una de las ruedas.

Cuando por algún motivo uno de las ruedas motrices pierde capacidad de adherencia y patina “por lluvia, lodo y lastre”, al ser el mismo par para cada una de las ruedas, nos encontramos con que una gira al doble de la velocidad que la corona, y la que está en el suelo firme permanece inmóvil.

También en los casos en que circulando por una carretera nos podamos encontrar con una situación en la que el vehículo derrape. Para cada uno de los casos se hace necesario disponer de algún mecanismo de bloqueo o disponer de diferenciales de deslizamiento limitado.

Si el camino estuviera liso y seco con un vehículo muy bien repartido de pesos y en ausencia de curvas cerradas, no es totalmente descartable el uso de un diferencial

abierto. Evitaríamos los fenómenos colaterales de los diferenciales autoblocantes, como las tendencias modificadoras de carácter virador, y algún que otro punto obscuro en el comportamiento, incluso en línea recta.

Quizás el fenómeno más distorsionante y menos conocido sea la tendencia a acentuar el sobreviraje o subviraje en función de deslizamiento de una rueda, resultado del distinto y puntual desvío del par que el diferencial autoblocante proporciona.

Los diferenciales controlados se los puede considerar bajo tres grandes grupos estos son:

1.4 Por bloqueo manual.

Son los sistemas de diferencial abierto comunes dentro de los cuales se ha añadido un sistema de bloqueo parcial entre la caja de diferencial “florero” y los piñones planetarios.

1.5 Por bloqueo automático

Este tipo de diferenciales son los más utilizados, dentro de vehículos de competencia, así como en vehículos de tracción integral y utilizan al menos en uno de las dos transmisiones este sistema diferencial. En este sistema el bloqueo se realiza mediante un conjunto de discos de fricción que están intercalados y unidos a la caja portadiferencial en su parte exterior y en la parte interior mediante un estriado a los piñones planetarios. Este conjunto de discos o rodelas de fricción tienen establecida una precarga en función del porcentaje de bloqueo que se quiere permitir.

1.6 Por bloqueo permanente

Este tipo de diferencial se caracteriza por hacer girar las dos ruedas motrices unidas rígidamente permitiendo que giren con independencia entre sí únicamente cuando el automóvil toma una curva.

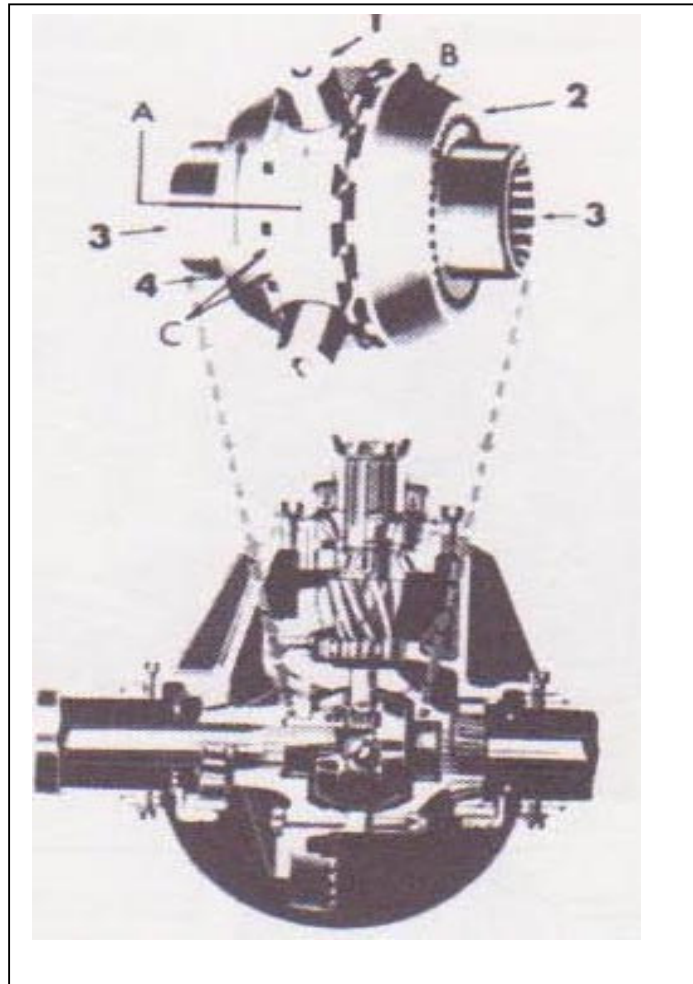


Gráfico 1. 4: Diferencial de Bloqueo permanente. Torsen⁴

⁴ Manual del Automóvil. Cultural S.A. España 1999

1.7 Tipos y Funcionamiento

Dentro del mundo del automovilismo deportivo los diferentes equipos de carreras deben entender muy claramente el funcionamiento y operatividad, así como los distintos tipos de diferenciales previstos para las competencias automovilísticas.

Ya hemos dicho que los diferenciales abiertos limitan la trasmisión de par a la rueda, al nivel de la que en ese momento tenga menor adherencia. Si el problema se inicia con un exceso de potencia de motor, patinarán las dos ruedas y la solución más viable consistiría en una reducción de la potencia instantánea. Pero si patina una sola rueda, se necesita un diferencial limitador de patinaje, o bien un control de tracción que actúe en el freno de esa rueda.

1.8 Diferenciales de Levas

Entre los diferenciales limitadores de patinaje se encuentra un tipo de los denominados de levas, cuya principal característica es transmitir el par por medio de un paquete de fricción o embrague.

El tipo denominado de levas ha caído prácticamente en desuso, ya que de su misma concepción se deriva su precariedad mecánica. Este es un sistema diseñado por el profesor Ferdinand Porsche, que consiste en un mecanismo de levas y trinquetes capaces de desviar parte del par hacia la rueda con más tracción. Es un sistema muy utilizado en autos de producción en serie y su capacidad de bloqueo no excede del 75%.

1.9 Diferenciales de embrague o fricción

Este tipo de diferenciales son los más conocidos, en los que se incluyen los ZF, Xtrac, Varilloc o Hewland. Este tipo de diferencial es en definitiva un diferencial abierto con un conjunto de discos de fricción que se interponen entre el planetario y el semieje de transmisión, en el camino que sigue el par desde la corona hacia la rueda.

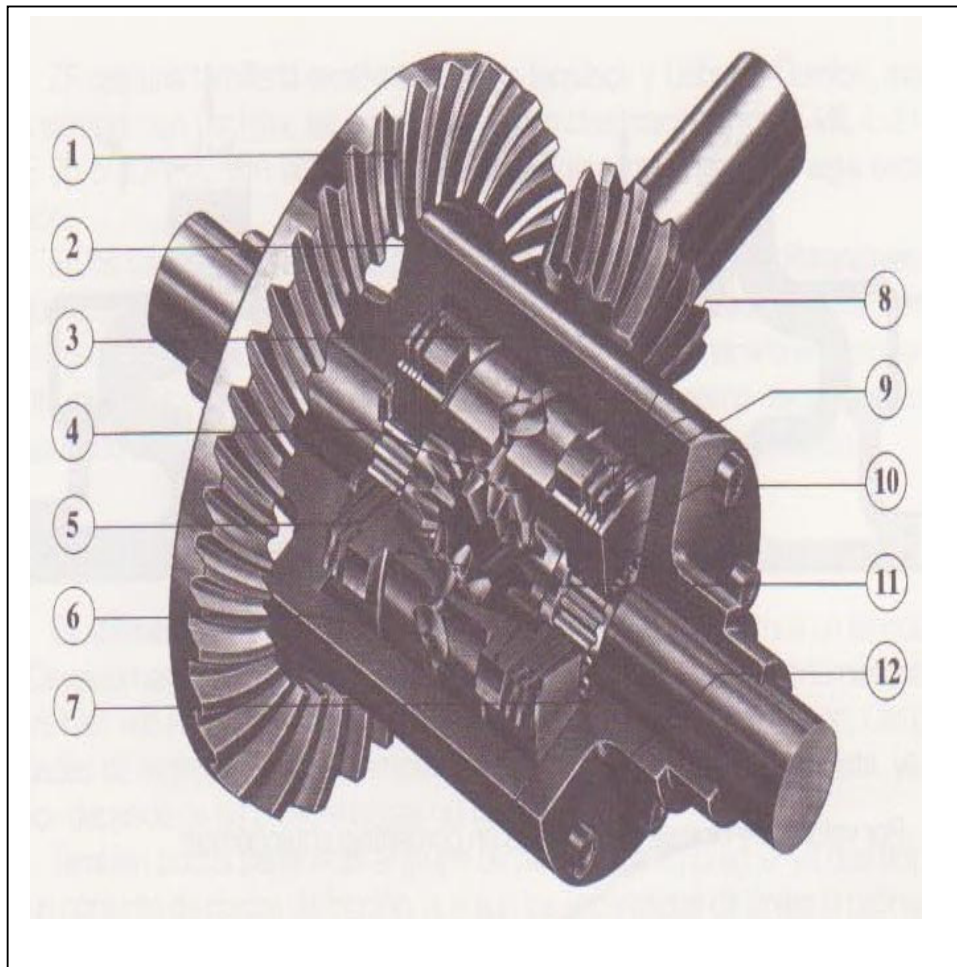


Gráfico 1. 5: Vista en corte de un diferencial ZF⁵

⁵ El Equipo de Competición Josep Castañé

Su capacidad de bloqueo es proporcional al par de entrada a la corona, es decir, al par suministrado por el motor. El ángulo de las rampas de empuje, mecanizadas en la arandela de precarga, determina la fuerza expansiva que comprime los discos de fricción, que funcionan a modo de embrague, desviando parte del par.

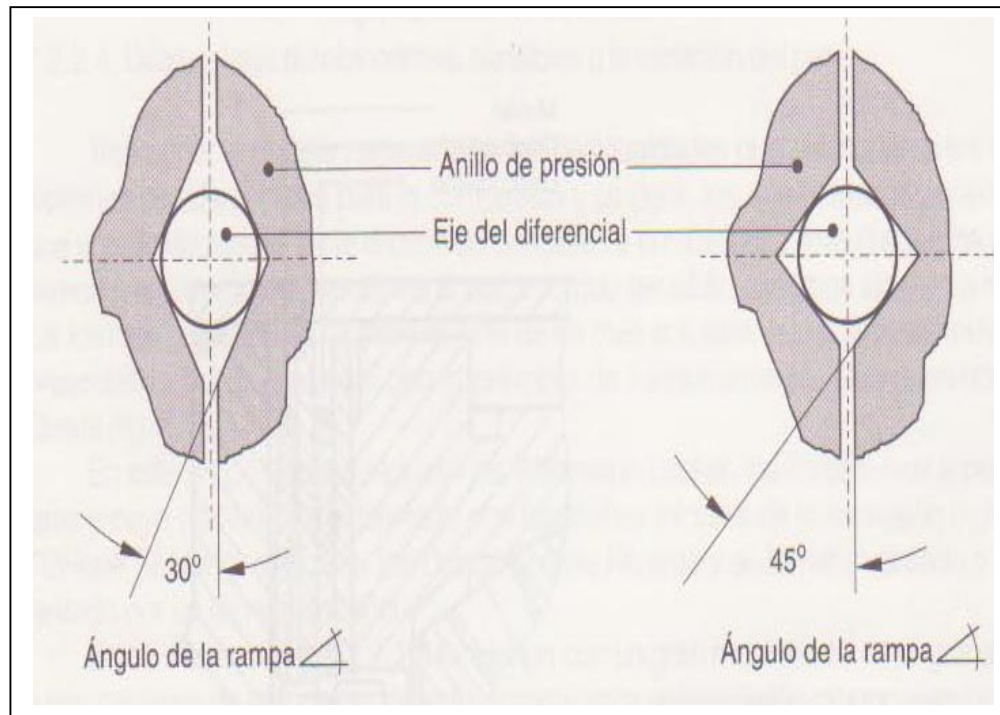


Gráfico 1. 6: Esquema de los ángulos de las rampas de ataque⁶

Es evidente que el número y disposición de los discos tiene su importancia en la capacidad de bloqueo.

ZF dispone de un manual que relaciona las combinaciones de ángulo de rampas y la disposición de los discos para dar distintos valores de bloqueo, expresados en porcentajes que van desde el 25 al 75%.

⁶ El Equipo de Competición Josep Castañé

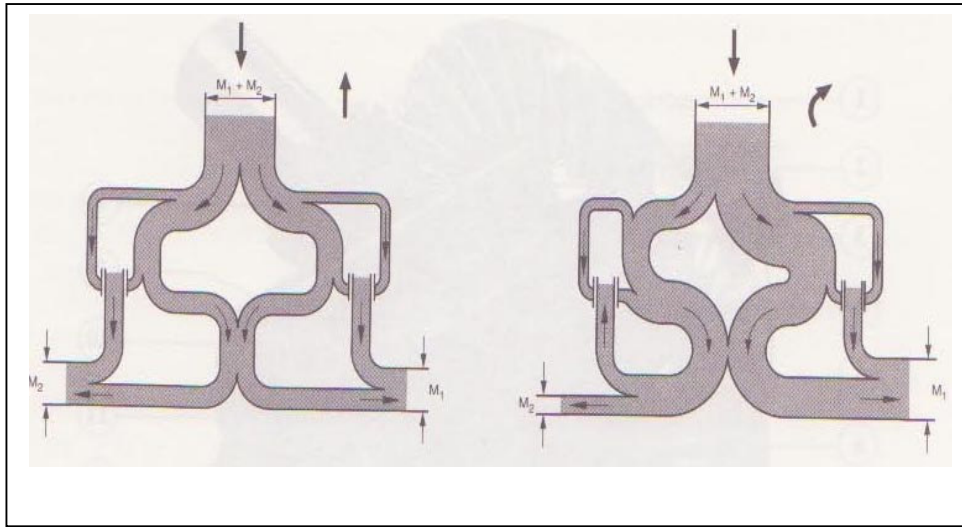


Gráfico 1.7: Recorrido esquemático del par⁷

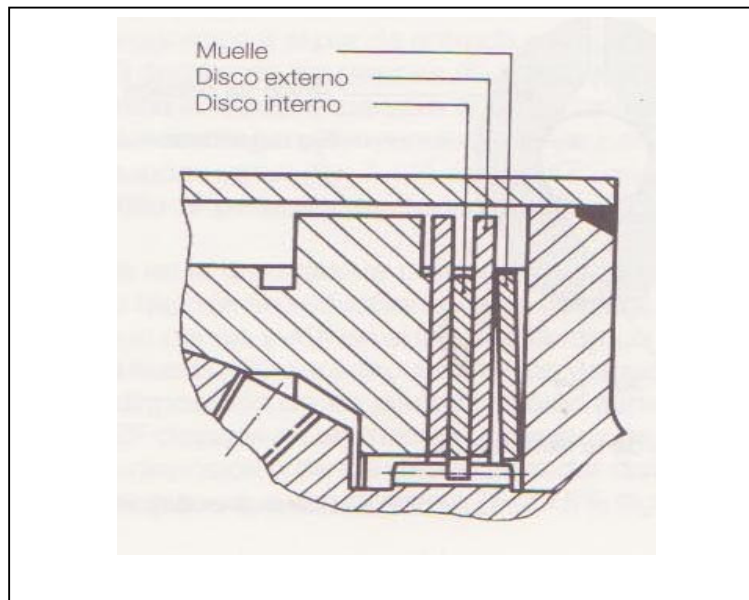


Gráfico 1.8: Conjunto de discos con arandela de precarga⁸

⁷ El Equipo de Competición Josep Castañé

⁸ IDEM

$$B = \frac{M_1 - M_2}{M_1 + M_2} \times 100 \text{ en } \%$$

M_1 = par de la rueda 1

M_2 = para de la rueda 2

1.10 Sistema de bloqueo mediante rodela muelle.

Este sistema de concepto similar al anterior con la particularidad que el porcentaje de bloqueo viene predeterminado mediante las rodela "Belleville" las que en función de su conicidad o concavidad nos ofrecen diferentes valores de precarga hacia los planetarios.

1.11 Diferenciales autoblocantes, sensibles a la variación de par.

En este grupo pueden incluirse como los más conocidos los diferenciales "TORSEN" cuyo nombre se ha formado con las sílabas iniciales de la expresión inglesa torque – sensing el Quaife entre otros.

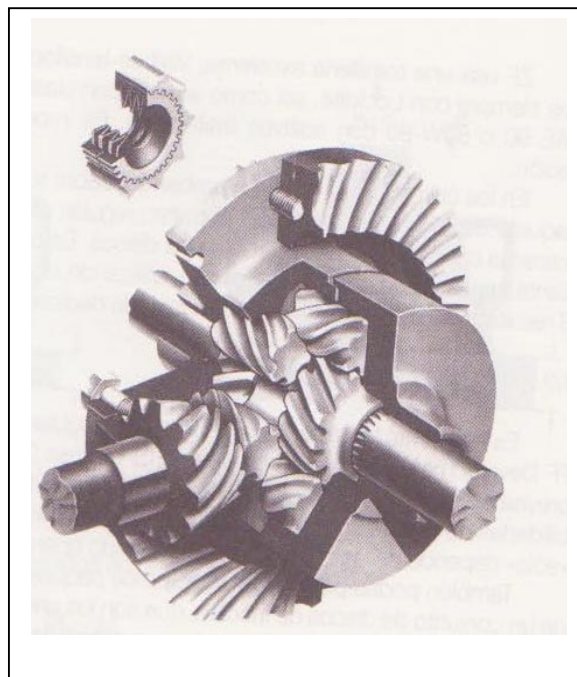


Gráfico 1. 9: Sección funcional del diferencial Quaife⁹

Estos diferenciales funcionan con gran movimiento de engranajes y son capaces de reaccionar inmediatamente ante la variación de par, generando fricción. Esta fricción, por desplazamiento axial de los planetarios es la que consigue desviar más par hacia la rueda de mayor tracción. Como en otros casos, el par transmitido está condicionado por el valor que las fuerzas de fricción confieren al par entregado por el motor.

⁹ El Equipo de Competición Josep Castañé

CAPÍTULO 2

2. DEFINICIONES, TEORIA DE MATERIALES, TRATAMIENTOS

2.1 Materiales

2.1.1 Aceros:

Son aleaciones de hierro – carbono aptas para ser deformadas en frío y caliente, en las cuales el porcentaje de carbono no excede el 1.76%, aunque en algunos casos especiales se puede superar dicho límite, como sucede en ciertos aceros con elevado contenido de carbono.

2.1.2 Obtención del acero:

El acero se obtiene sometiendo el arrabio a un proceso de descarburación y eliminación de impurezas llamado afinado.

Este afinado, u oxidación del exceso del elemento carbono, se puede realizar según varios procedimientos

2.1.3 Aceros finos al carbono:

Son los que carecen de elementos de aleación o los tienen en pequeña proporción y cuyo contenido en carbono está comprendido entre 0.08% y 0.55% aproximadamente.

A los aceros de mayor contenido de carbono, además de los tratamientos, en ocasiones se les aplica un temple por inducción, pero no se recomienda para piezas sometidas a esfuerzos de muy alta fiabilidad.

2.1.4 Aceros aleados de gran resistencia:

Estos aceros se caracterizan por el aumento de templabilidad conseguido por la adición de elementos aleados, lo cual da la posibilidad de templar además el núcleo de piezas de grandes dimensiones consiguiendo así piezas de resistencias más elevadas.

Esta gama de aceros es la que mayor avance ha experimentado, por la enorme cantidad de piezas y elementos de maquinaria en que pueden utilizarse.

2.2 Tratamientos

Son los procesos a los que se someten los metales y aleaciones para modificar su estructura, bien sea por un cambio de forma y tamaño de los granos o bien por transformación de sus constituyentes.

El objetivo de los tratamientos es mejorar las propiedades mecánicas confiriéndoles características especiales a las aplicaciones que se les va a dar a las piezas. De esta manera se obtiene aumentos de dureza y de resistencia mecánica, así como mayor plasticidad o maquinabilidad para facilitar su construcción.

Estos procesos pueden ser mecánicos térmicos o termoquímicos.

2.2.1 *Tratamientos mecánicos:*

Son aquellos en que se somete al metal a operaciones de deformación en frío o en caliente para mejorar sus propiedades mecánicas y además darle formas determinadas.

Al deformar mecánicamente un metal mediante martillado, prensado, estirado, laminado sus granos son deformados y aplastados, alargándose en el sentido de la deformación, y ocurriendo lo mismo con las impurezas y defectos, por lo cual se

origina una modificación en la estructura y, en consecuencia, en las propiedades del metal. Estos tratamientos termomecánicos de deformación en caliente se los denomina también como el proceso de forja.

2.2.2 *Tratamientos térmicos:*

Estos tratamientos son operaciones de calentamiento y enfriamiento mediante las cuales se modifican la constitución y la estructura de los metales o aleaciones.

Se basan en que las transformaciones en estado sólido, para que puedan realizarse completamente, necesita tiempos controlados. Un enfriamiento lento hasta la temperatura ambiente permitirá la total transformación de los constituyentes, obteniéndose con ello una estructura y una constitución determinadas.

2.2.3 *Tratamientos termoquímicos:*

Los metales sometidos a tratamientos térmicos, en muchas ocasiones no logran mejorar ciertas características particularmente en la superficie de los metales. Cuando se necesitan piezas con una superficie muy dura resistentes al desgaste y la penetración, y con un núcleo central muy tenaz para poder resistir esfuerzos a los que están sometidos se usan este tipo de tratamientos.

Se denominan procesos de cementación y cianurización en los casos en que el contenido de carbono en el acero es bajo y, se somete a tratamientos o proceso de nitruración a los aceros con un alto contenido de carbono.

CAPÍTULO 3

3. MATERIALES UTILIZADOS

3.1 Materiales Utilizados en construcción de piñones

BOHLER E 410

C = 0.17%

Si = 0.30%

Mn = 1.20%

Cr = 0.90%

Identificación del material: blanco / negro

Suministro: recocido 180 Hg

Equivalencia AISI 8620

DIN 16 Mn Cr 5

Este es un acero para fabricación de piñones, aleado al cromo – manganeso, con una dureza de 59 – 62 Rc.

TABLA # 1

CARACTERÍSTICAS MECÁNICAS*						
En el núcleo de la pieza cementada						Dureza Rockwell wn la superficie Rc
Diám. mm	Límite de fluencia N/mm ²	Resistencia a la Tracción N/mm ²	Alargamiento (L=5d) Min. %	Contracción % min	Resiliencia según DVM kgm/cm ² (vál. De guía)	
10	700	1000-1300	8	35	10	59
30	650	900-1200	9	40		a
68	550	800-110	10	40		62

3.2 Materiales utilizados en la fabricación del florero

BOHLER E 920

C = 0.17%

Si = 0.25%

Mn = 0.70%

Suministro: trefilado h 11

Identificación del material: naranja

Dureza 143 brinell

Este es un acero con un bajo contenido de carbono y de una alta maquinabilidad. Ya que nos permite la construcción de las piezas de forma rápida.

TABLA # 2

CARACTERÍSTICAS MECÁNICAS EN ESTADO RECOCIDO*					RESIST. A LA TRACCIÓN EN ESTADO TEMPLADO N/mm ²
DUREZA BRINELL HB	LÍMITE DE FLUENCIA N/mm ²	RESISTENCIA A LA TRACCIÓN N/mm ²	ELONGACIÓN L = 5d % LONG. TRANSV.	RESIST. AL CIZALLAMIENTO DVM JOULE LONG. TANG. TRANSV.	
143 máx.	235	410-520	20 19	48 31 24	480-620

3.3 Material utilizado para la fabricación de ejes

BOHLER V 155

C = 0.34%

Si = 0.30%

Mn = 0.50%

Cr = 0.50%

Mo = 0.4%

Ni = 1.5%

Suministro: acero especial bonificado aleado al cromo – níquel - molibdeno

Identificación del material: verde

Dureza 240 – 380 Hb

Este es un acero con alto contenido de carbono lo que nos permite luego de tratamiento térmico una gran dureza superficial.

TABLA # 3

PROPIEDADES MECÁNICAS EN ESTADO BONIFICADO*

Diámetro mm	Límite de fluencia N/mm ² min	Resistencia a la tracción N/mm ² min	Elongación N/mm ²			Reducción de área N/mm ²			Resistencia al impacto (ISO-V)J min		
			L	Q	T	L	Q	T	L	Q	T
≤ 16	1000	1200 – 1400	9	--	--	40	--	--	35	--	--
≤ 16 ≤ 40	900	1100 – 1300	10	--	--	45	--	--	45	--	--
≤ 40 ≤ 100	800	1000 – 1200	11	--	--	50	--	--	45	--	--
≤ 100 ≤ 160	700	900 – 1100	12	--	--	55	--	--	45	--	--
≤ 160 ≤ 250	600	800 - 950	13	--	--	55	--	--	45	--	--

3.4 Material para rodajas de fricción

BOHLER V 945

C = 0.45%

Si = 0.30%

Mn = 0.70%

Suministro: acero al carbono de alta calidad

Dureza obtenible 55 – 60 HRC

Este es un acero con alto contenido de carbono para partes sometidas a esfuerzos normales y un alto coeficiente de rozamiento.

TABLA # 4
CARACTERÍSTICAS MECÁNICAS*

Estado	CARACTERÍSTICAS MECÁNICAS				
	Diámetro mm	Límite de fluencia N/mm ²	Resistencia a la tracción N/mm ²	Alargamiento (Lo = 5d) Min %	Contracción min. %
Natural		370	650	15	35
Recocido	16 – 100	340	650 – 750	17	35
	100 - 250	330	580 - 700	18	--

* Manual de Aceros especiales BÖHLER

CAPÍTULO 4

4. CÁLCULOS DE DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN

4.1 Cálculos de paso y módulo para dentado

En el tornillo sin fin que acciona nuestra rueda dentada y como lo hace sin desplazarse en una relación completa del tornillo la rueda dentada girará un arco igual al paso axial del primero, siendo este arco el paso circunferencial p_{c2} de la rueda. El paso axial p_{x1} del tornillo se mide entre dos diente o filetes consecutivos del tornillo aunque sea de dos o más entradas; el avance circunferencial p_c de la rueda es igual al paso axial p_x multiplicado por el número de entrada o filetes.

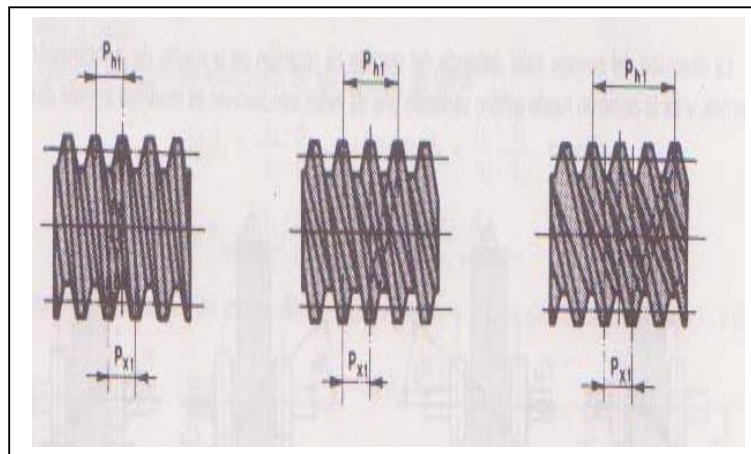


Gráfico 4. 1: Disposición de los engranajes de tornillo sin fin¹⁰

$$P_{h1} = 14 \text{ mm}$$

$$\text{Diámetro del eje} = 38 \text{ mm}$$

$$P_{x1} = 7 \text{ mm}$$

¹⁰ Prontuario de máquinas Paraninfo 1989

4.1.1 Módulo

Los módulo m de los engranajes de tornillos sin fin está normalizados, y su valor se fija mediante el cálculo de transmisión de potencia o de momento de giro. El módulo calculado corresponde al módulo axial m_{x1} , del tornillo sin fin, así como al circunferencial m_{x2} de la rueda.

La serie de módulos normalizados para engranajes de tornillos sin fin comprende los siguientes: 1.25 – 2.5 – 5 – 10 -20.

Datos:

número de dientes de corona = 78

diámetro exterior de la corona = 200 mm

diámetro interior de la corona = 95 mm

diámetro del sin fin = 38 mm

$$D_e = M(Z + 2)$$

$$Z = D_e - 2M / M$$

$M (2.2) =$ alto del diente

$$\text{Paso} = M \times 3.1416$$

$$R = 1 / 78$$

$$M = 2.5 \text{ mm}$$

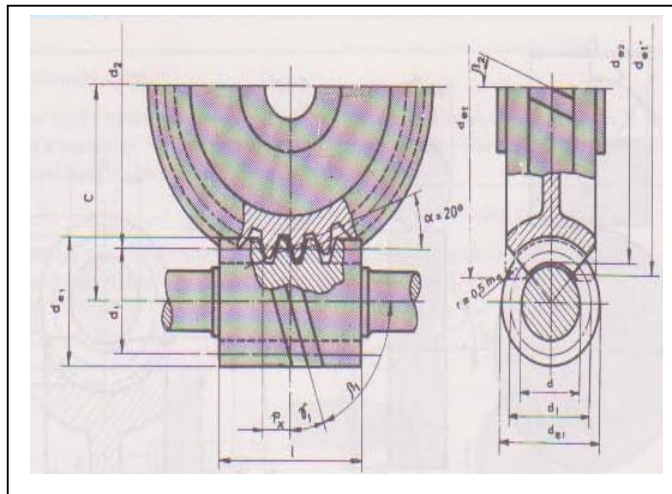


Gráfico 4.2: Diagrama y Cotas de acople entre sin fin y corona dentada¹¹

¹¹ Prontuario de máquinas Paraninfo 1989

4.1.2 Número de filetes y de dientes

El número de filetes del tornillo sin fin se hace de 1 a 6 y también hasta 8, y se establecerá de acuerdo con la reducción que se desee obtener, a mayor número mayor velocidad de deslizamiento y menor reducción.

El número de dientes de la rueda será igual a 17 como mínimo, el diámetro primitivo del sin fin ha de ser exactamente igual al del de la fresa – madre que se utilice para el tallado de la rueda. La distancia entre centros del tornillo sin fin y de la rueda será igual al del tallado.

Se recomienda que el diámetro primitivo será $q = 8, 10, 12, 16, 20$ veces el módulo m , y que sea $7, 9, 11, 14, 18$ veces el mismo módulo m .

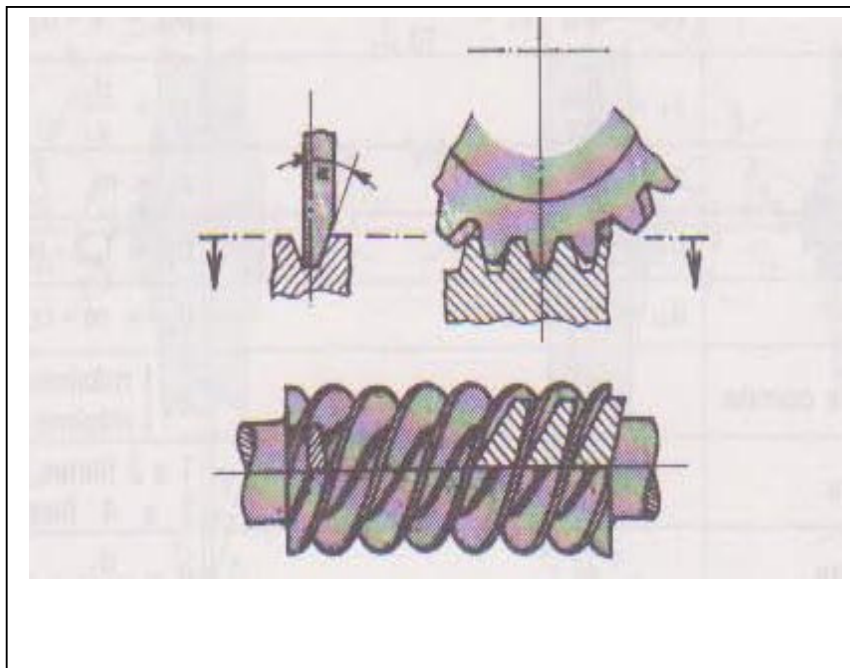


Gráfico 4.3: Tornillo sin fin¹²

¹² *Prontuario de máquinas Paraninfo 1989*

4.2 Cálculos de resortes mecánicos

Estos resortes se utilizan en las máquinas con objeto de ejercer fuerzas, proporcionar flexibilidad y almacenar o absorber energía.

Los resortes de alambre pueden ser de sección circular o cuadrada y se fabrican con el fin de resistir cargas de tensión, compresión o torsión.

Los resortes helicoidales de compresión hechos de alambre redondo cargado con una fuerza axial F . se designará con D al diámetro medio del resorte y con d al diámetro del alambre.

La parte seccionada ejercerá una fuerza cortante F y un momento de torsión T en el resto del resorte.

Dentro de las constantes elásticas de los metales consideramos el módulo de Young como la relación entre la fatiga compresora y la deformación unitaria por compresión.

En el caso del acero utilizado en los resortes tenemos que este módulo equivale a $19 - 21 \times 10^3 \text{ kg/mm}^2$.

El módulo de rigidez está en el orden de $8 \times 10^8 \text{ kg/mm}$ y el módulo de compresibilidad está comprendido alrededor de $16 \times 10^3 \text{ kg/mm}^2$

Datos:

Diámetro exterior de resortes = 8 mm

$D = 7 \text{ mm}$

$d = 1 \text{ mm}$

número de espiras = 7

He escogido estos resortes luego de medir la constante de elasticidad por medio de un compresómetro de resortes con escala graduada en milímetros de aplastamiento y valores de precarga en kilogramos, estos valores nos dan como resultado que los resortes tienen una constante de 0.1 kg – cm.

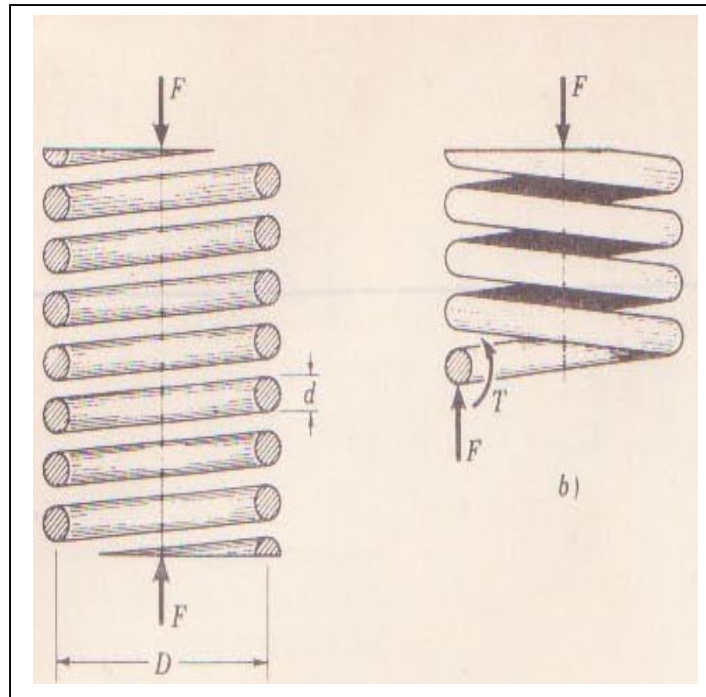


Gráfico 4. 4: Diagrama de Resortes¹³

Autoblocante

4.3 Datos generales

Cédula 40

¹³ Manual del Diseño Mecánico. Tomo III McGraw Hill

Norma: ASTM (American Standards and Testing Materials) A 53 GR B

Recubrimiento: metalizado

Resistencia Mecánica

Resistencia a la tracción: 60000 psi

Límite de elasticidad: 35000 psi

Alargamiento: 0.5%

4.3.1. Datos básicos para los cálculos de ejes y piñonería del autoblocante

Perfil: ¾

Espesor: 26.70 pulg

Presión / Prueba: 1.05 kg/cm²

Peso: 2.87 kg/mt

Nominal: 0.11 mm

Exterior: 49 mm

4.3.1.1. Composición Química

MÁXIMO PORCENTAJE

Carbón: 0.3

Manganeso: 1.2

Fósforo: 0.05

Azufre: 0.06

4.3.2. Cálculos de esfuerzos en ejes y sólidos

4.3.2.1. Tensión soportada

Ejes ¾"

$$\sigma = F/A$$

$$\sigma = 324 \text{ kgf} / A = 234 \text{ kgf} = F$$

$$1 \frac{3}{4}'' = 1.75''$$

$$1.75'' \cdot 2.54 \text{ cm} (1 \text{ pulg}) / 1 \text{ m} (100 \text{ cm}) = D_{\text{ex}} = 0.044 \text{ m}$$

$$D_{\text{in}} = 0.040 \text{ m} \quad A = \pi^4 D^2 - d^2$$

$$A = \pi^4 0.044 \text{ m}^2 - 0.040 \text{ m}^2$$

$$A = 2.638 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$\sigma = 324 \text{ kgf} / 2.38 \times 10^{-4} \text{ m}^2 = \sigma = 1228203.18 \text{ kg f/m}^2 = 29.8 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma = 12036.391 \text{ MPa}$$

ESTRUCTURA 1 ½"

$$\sigma = F/A$$

$$\sigma = 324 \text{ kgf} / A = 234 \text{ kg} \cdot f = F$$

$$1 \frac{1}{2}'' = 1.5''$$

$$1.5'' \cdot 2.54 \text{ cm} / (\text{1 pulg}) \cdot 1 \text{ m} / (100 \text{ cm}) = D_{\text{ex}} = 0.038 \text{ m}$$

$$D_{\text{in}} = 0.034 \text{ m} \quad A = \pi^4 D^2 - d^2$$

$$A = \pi^4 0.038 \text{ m}^2 - 0.034 \text{ m}^2$$

$$A = 2.261 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$\sigma = 324 \text{ kgf} / 2.261 \times 10^{-4} \text{ m}^2 = \sigma = 1432994.25 \text{ kg} \cdot f / \text{m}^2 = 29.8 \text{ N} / \text{kg}$$

$$\sigma = 14043.34365 \text{ MPa}$$

Eje 1 ¼"

$$\sigma = F/A$$

$$\sigma = 324 \text{ kgf} / A = 234 \text{ kg} \cdot f = F$$

$$1.25'' \cdot 2.54 \text{ cm} / (\text{1 pulg}) \cdot 1 \text{ m} / (100 \text{ cm}) = D_{\text{ex}} = 0.031 \text{ m}$$

$$D_{\text{in}} = 0.027 \text{ m} \quad A = \pi^4 D^2 - d^2$$

$$A = \pi^4 0.031 \text{ m}^2 - 0.027 \text{ m}^2$$

$$A = 1.822 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$\sigma = 324 \text{ kgf} / 1.822 \times 10^{-4} \text{ m}^2 = \sigma = 1778265.642 \text{ kgf/m}^2 \cdot 29.8 \text{ N/kg}$$

$$\sigma = 17427.003 \text{ MPa}$$

Eje 1"

$$\sigma = F/A$$

$$\sigma = 324 \text{ kgf} / A = 324 \text{ kgf} / F$$

$$1'' = 2.54 \text{ cm}$$

$$2.54 \text{ cm} (1 \text{ pulg}) / 100 \text{ cm} = D_{\text{ex}} = 0.0254 \text{ m}$$

$$D_{\text{in}} = 0.0214 \text{ m}$$

$$A = \pi^4 D^2 - d^2$$

$$A = \pi^4 0.025 \text{ m}^2 - 0.021 \text{ m}^2$$

$$A = 1.445 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$\sigma = 324 \text{ kgf} / 1.445 \times 10^{-4} \text{ m}^2 = \sigma = 2242214.533 \text{ kgf/m}^2 \cdot 29.8 \text{ N/kg}$$

$$\sigma = 21973.702 \text{ MPa}$$

4.3.3. Deformación bajo carga axial

$$L = 0.38 \text{ m } 1 \frac{3}{4}''$$

$$\delta = \sigma \times LE$$

E = Módulo de elasticidad

$$E = 207 \times 10^9 \text{ Nm}^2 \quad \delta = 12036.391 \text{ Nm}^2 \times 0.58 \text{ m} / 207 \times 10^9$$

$$\delta = 3.37 \times 10^{-8} \text{ m}$$

4.3.4. Tensión por esfuerzo

$$\text{Perfil} = 1 \frac{3}{4}'' = 44.445 \text{ mm}$$

$$\tau_{\max} = T \times CJ$$

$$\tau_{\max} = 0.04445$$

$$C = D^2$$

$$c = 0.04452 = c = 0.02222 \text{ m}$$

$$T = F D^2$$

$$T = 648 \text{ kg} \cdot 0.02222 \text{ m} = 14.399 \text{ kg} \cdot \text{m} \cdot 9.8 \text{ N/kg} = 141.11 \text{ Nm}$$

$$T = 141.11 \text{ JOULES } J = \pi^2 D^4 - d^4$$

$$D = 0.04445 \text{ m}$$

$$d = 0.04045$$

$$J = \pi^2 1.226 \times 10^{-6}$$

$$J = 1.2042 \times 10^{-7} \text{ m}^4$$

$$\tau_{\max} = T \times C J$$

$$\tau_{\max} = 141.11 \text{ Nm} \times 0.02222 \text{ m} \cdot 1.2042 \times 10^{-7} \text{ m}^4$$

$$\tau_{\max} = 26037736.26 \text{ Nm}^2$$

$$\tau_{\max} = 26037 \text{ MPAS}$$

4.3.5 Tensión por esfuerzo de corte vertical

$$Q = A_p \cdot y \quad A_p = \pi D^2 t$$

$$t = r^2 - r^2$$

$$t = 2 \text{ mm}$$

$$A_p = \pi D^2 t \quad Y = D/4 \quad t = 0.002 \text{ mm}$$

$$\text{ESTRUCTURA } \theta = 1 \frac{3}{4}''$$

$$A_p = \pi \cdot 0.0445 \text{ m}$$

$$A_p = 7.75 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$Y = D/4 = y = 0.044454 \text{ m} \quad y = 0.0111 \text{ m}$$

$$Q = 7.75 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \times 0.0111 \text{ m}$$

$$Q = 8.6025 \times 10^{-6} \text{ m}^3$$

$$\tau = V Q / I \cdot T$$

V = peso

Q = valor dado $t = D1 - D2$

1 = tabla

T = espesor

L = 0.58 m 2.09 kg x 1m 0.58m

X = 1.21 kg

V de 0.58 m = V = 1.21 kg 9.8 N1 kg F

V = 11.858 N $I = \pi D^4 - d^4 \times 64$

I = $\pi 0.0444 \text{ m}^4 - 0.0404 \text{ m}^4$

I = $6 \times 10^{-8} \text{ m}^4$

$\tau = V \cdot Q1 \cdot T$

$\tau = 11.858 \text{ N} \cdot 8.6025 \times 10^{-6} \text{ m} \cdot 36 \times 10^{-8} \text{ m}^4 \times 2 \times 10^{-3} \text{ m}$

$\tau = 2 \text{ mm} = \tau = 2 \times 10^{-3} \text{ m}$

$\tau = 8500070.37 \text{ Nm}^2 \quad \tau = 850.07 \text{ M Pa}$

CAPÍTULO 5

5. FUNCIONAMIENTO DEL SISTEMA

5.1 Evolución y desarrollo del Sistema propuesto

Los diferenciales abiertos nos presentan total independencia de giro entre una y otra rueda del vehículo durante su desplazamiento. En los diferenciales con autoblocante podemos obtener y regular los porcentajes de bloqueo a las ruedas en conjunto pero sin total independencia del mismo.

A estos sistemas los podemos calibrar y por ende regular las cotas de bloqueo cuando el sistema se halla desarmado del vehículo, esto es cuando realizamos el montaje y armado de sus componentes.

El sistema que he propuesto nos permite regular las cotas y porcentajes de bloqueo, desde un acceso exterior de la caja del diferencial y así como también dichos porcentajes de forma individual a cada rueda de una forma simple y rápida considerando que el factor tiempo y operabilidad son la clave de la obtención de resultados satisfactorios en función del tiempo que es la variable que más se maneja dentro del mundo del automovilismo.

5.2 Calibración del sistema

Mediante los tornillos exagonales colocados en la caja y tapa portasatélites podemos regular la precarga de los resortes internos, los mismos que se encargan de dar mayor o menor acoplamiento mecánico y por ende deslizamiento a las rodela intercaladas entre la caja de satélites y los piñones planetarios.

Cuando partimos de 0 vueltas o pre carga nula el mecanismo diferencial se presenta como un diferencial normal abierto, y a partir de los diferentes ajustes de estos

tornillos en función del número de vueltas vamos a variar los valores de fijación entre las rodela y los piñones antes mencionados.

Otra fortaleza del sistema propuesto es la velocidad con la que se puede regular los porcentajes de bloqueo, tanto del sistema en su conjunto como de manera independiente a cada una de las ruedas, ya que esto es muy importante porque si un vehículo está destinado a realizar una competencia en autódromos u óvalos perfectos, podemos considerar mantener unos porcentajes de bloqueo de independientes valores para cada una de las ruedas, ya que la rueda que describe el mayor arco de recorrido siempre va a ser la exterior..

5.3 Mediciones

Para obtener el cuadro de resultados he realizado 7 mediciones de los resultados de bloqueo y del par al que hemos sometido el giro de los semiejes.

TABLA # 5
RESULTADOS DE MEDICIONES Y PRUEBAS

Número de vueltas de los tornillos de precarga de los resortes	Par aplicado medido en (kg-10 cm)	Par aplicado transformado al Sistema Internacional (kg –cm)	Porcentaje de bloqueo obtenido (%)
0	0	0	0
2	1	0.1	12.5
3	2	0.2	25
4	3	0.3	50
5	5	0.5	62.5
6	6	0.6	75
8	Límite de bloqueo	Límite de bloqueo	100

CAPÍTULO 6

6. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

6.1 Conclusiones:

- Luego de realizar las diferentes pruebas de este innovador sistema puedo afirmar que la hipótesis propuesta ha sido confirmada de forma práctica y real.
- Mediante el sistema propuesto podemos determinar que el tiempo de calibración y regulación de los porcentajes del bloqueo del diferencial se han reducido de forma muy significativa frente a los sistemas de calibración mecánicos utilizados en la actualidad.
- Es verdad que en la actualidad los sistemas de regulación y calibración se lo realiza mediante solenoides con axionamiento electrónico, pero estos actuadores representan inversiones económicas y de tecnología muy elevadas y sofisticadas respectivamente.

6.2 Recomendaciones:

- Luego de estos resultados, propongo que el concepto de este sistema sea implementado en los conjuntos del diferencial de los autos de competencia, dejando abierta la inquietud a la gran capacidad y habilidad de nuestros profesionales mecánicos, quienes sin lugar a duda lograrán incorporar este sistema que he desarrollado de forma correcta, ya que por sus bondades es un sistema perfectamente operativo y simple de incorporarlo.
- El sistema propuesto debe ser desarrollado en nuestro país ya que permitiría el desarrollo tecnológico nacional y abaratamiento de costos.

RESUMEN

Dentro de los sistemas diferenciales de los vehículos de competencia, encontramos una gran variedad de mecanismos que nos permiten variar el porcentaje de bloqueo de los sistemas de diferencial con un sistema autoblocante.

Los vehículos convencionales presentan sistemas de diferenciales abiertos, los mismos que permiten el desplazamiento con total independencia entre la una rueda y la otra sean estas motrices o impulsoras. Estos sistemas abiertos nos permiten una conducción suave, moderada, y hasta agradable para el conductor.

Al implementar los sistemas de bloqueo o de deslizamiento limitado de los sistemas diferenciales, estos, nos permiten tener un mejor desempeño en la conducción referido a los términos de sub viraje o sobre viraje, y además nos permiten dar una mayor adherencia al piso durante el desarrollo de la trayectoria.

En los sistemas de diferenciales abiertos si la una rueda del vehículo no se encuentra en contacto con el piso, el vehículo no avanza ya que la otra rueda se encuentra en el aire, razón por la cual no se puede desplazar el vehículo.

Los diferentes sistemas de control de porcentaje de bloqueo en muchos casos permiten realizar que estas variaciones mediante el desarmado total del sistema diferencial, actividad que exige mucho tiempo y complejidad para obtener estas diferentes cotas de regulación. Es importante señalar que en la actualidad estos sistemas de regulación son muy eficientes gracias al control eléctrico (electrónico),

implementado en un gran número de vehículos de carreras, pero, la gran limitante de su universalidad en el uso de este sistema es el costo económico.

No nos podemos mantener ajenos a la realidad deportiva de nuestro país, ya que la práctica de este deporte a más de tener alto riesgo, no es menos cierto que sigue siendo un deporte que necesita ingentes sumas económicas para su desarrollo.

Es por esto que he propuesto este sistema sencillo, rápido y económico para poder variar los porcentajes de bloqueo del sistema diferencial ya que se lo puede realizar desde la parte exterior de la carcasa portadiferencial en un tiempo muy limitado y además con alternativas de porcentajes de bloqueo muy variadas y además con total independencia entre las ruedas motrices o impulsoras del vehículo.

SUMMARY

TITLE: Design and construction of a regulation mechanism or limited slip differential systems, of variable percentage of transmission system for vehicle differential competition.

ABSTRACT:

Within differential systems of competition vehicles are a variety of mechanisms that allow us to vary the percentage of systems locking differential with a limited slipper system.

Production vehicles have open differential systems, that allow drive train to move with complete independence between the wheels in despite of the wheel drive you are using (front or rear) . These original equipment systems allow us a smooth, moderate, and even enjoyable driving experience

By implementing the locking systems or limited slip differential systems, it allows us to perform better handling referring in terms of under steer and over steer. Also allow us to provide better grip during a path.

In a vehicle with the open differential system, if a wheel is not in contact with the road, the vehicle is not moving due to the other wheel is in the air.

The variety of control systems slipping rate in many cases allow these changes through the total disassembly of the differential system, this activity takes a lot of time and it is demanding. It is important to notice that nowadays these systems are very efficient thanks to the power control (electronic), implemented in a number of racing vehicles, although the main drawback involving this system is the economic cost.

We can not be unrealistic about the development of this kind of sports in our country, the practice of this activity it is not only risky but also the price cost of maintenance, upgrading and racing is it s really high in order keep up into level.

This is the reason why I proposed this simple, rapid and economical system to vary the percentages of locking differential. It can be done from the outside of the housing differential carrier, in a reduced limited time, with variety of slipping rates and also independently between the drive and driven wheels

BIBLIOGRAFÍA

- ESTRANEO, S.L. Y CONSORTI, R. El dibujo técnico mecánico. 1 Edición, Barcelona, Gráficas Condal, 1965
- PÉREZ ALONSO, J.M. Técnicas del Automóvil, Tomo 5, Madrid, Paraninfo, 1987.
- Manual del Diseño Mecánico, Tomo 3, México, McGraw – Hill, 1990
- Enciclopedia CEAC del motor y automóvil, Tomo 5, 9. Edición, Barcelona, 1984
- N. LARBURU Prontuario de Máquinas, Editorial Paraninfo, Madrid España 1989
- CASTAÑÉ JOSEPH, El equipo de competición. Ediciones CEAC, Barcelona 1996.
- Mecánica del Taller, Materiales y Metrología I, Editorial Cultural, Madrid 1987.
- SEARS – ZEMANSKY, Física General Ciencia y Técnica, Madrid España 1974.
- Manual de Aceros BÖHLER – Ecuador 2005.