



UNIVERSIDAD DEL AZUAY

FACULTAD DE CIENCIA Y TECNOLOGÍA

ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

**“Diseño y construcción de un variador continuo para una caja
de cambios CVT”**

**Trabajo de Graduación previo a la obtención del título de Ingeniero en
Mecánica Automotriz**

Autor:

Bolívar Roberto Mora Friend

Director:

Ing. Mauricio Barros Barzallo

CUENCA - ECUADOR

2010

DEDICATORIA

A mi esposa, la que me motiva y da fuerza en los momentos de debilidad, siempre me alienta para seguir adelante. Sin ella a mi lado este logro no habría sido posible, por estas razones y muchas más, le dedico todo mi esfuerzo y sacrificio, como muestra del gran amor que siento por ella.

AGRADECIMIENTO

Agradezco primero a Dios, por la oportunidad de estudiar y terminar esta carrera. A mis amigos, que siempre brindaron su apoyo; a la Universidad, especialmente a nuestra Facultad, y a todos aquellos profesores que con gran sentido de responsabilidad y generosidad supieron transmitir sus conocimientos de la mejor manera; y finalmente agradezco a mi familia por acompañarme y guiarme en cada etapa de mi vida.

Resumen

En el presente trabajo de grado se realizó la construcción de un variador continuo de una caja de cambios CVT para un banco didáctico.

Se realizaron diversos estudios, como son:

Estudio del funcionamiento de los sistemas principales que se encuentran dentro de la caja de cambios como los sistemas: mecánico, hidráulico y electrónico.

Se realizó el cálculo de los componentes mecánicos, entre los más importantes se destacan: el tren epicicloidal de tipo Ravigneaux y los ejes que conforman la caja real.

Se diseñó, un variador continuo que simule el funcionamiento en marchas fijas y en la posición de “D” en la palanca de cambios, de esta manera se tendrá una mejor comprensión del tema.

Posteriormente se realizaron una serie de pruebas en el banco didáctico como medición de revoluciones de entrada y salida, cálculo de los diámetros interiores, dependiendo de la posición de la palanca en la que se encuentre el variador. Se concluye en una curva de relación de transmisión que indica la eficiencia del sistema.

Abstract

In the present work of degree the construction of a continuous variador of a gear box CVT for a didactic bank was realised.

Diverse studies took place:

Study of the operation of the main systems that are within the gear box like the systems: mechanic, hydraulic and electronic.

The calculations of the mechanical components were realized, between most important stands out: the epicyclical train of Ravigneaux type and the axes that conform the real box.

The design of a continuous variador that simulates the operation in fixed marches and the position of "D" in the gearshift, this way will have one better understanding of the subject.

Later a series of didactic bench tests like measurement of entrance revolutions and exit were realized, calculation of the inner diameters, depending of the position of the handle in which is the variador. All this concludes in a curve of transmission relation that indicates the efficiency of the system.

Índice de Contenidos

Dedicatoria	ii
Agradecimiento	iii
Resumen	iv
Abstract	v
Índice de Contenidos.....	vi
Índice de Gráficos	x
Índice de Anexos.....	x
INTRODUCCIÓN.....	1
CAPITULO I	
MARCO TEÓRICO	
1.1 Caja de cambios CVT	2
1.2 Variador continuo	3
1.2.1 Tipos de variador continuo	3
1.3 Tipos de cajas de cambios CVT	6
1.4 Cajas de cambios Multitronic	7
1.4.1 Sistemas de la caja de cambios Multitronic	7
1.4.1.1 Sistema de componentes mecánicos	8
1.4.1.2 Sistema accionamiento hidráulico	13
1.4.1.3 Sistema de control y mando electrónico	31
1.5 Conclusiones	49
CAPITULO II	
DISEÑO DE LOS COMPONENTES MECÁNICOS DE LA CAJA DE CAMBIOS CVT	
2.1 Cálculos en el conjunto reductor	50
2.1.1 Planetario primario	50
2.1.1.1 Análisis de fractura por fatiga superficial	54
2.1.1.2 Análisis de falla producida por picadura	58
2.1.2 Análisis del Satélite primario	61
2.1.2.1 Análisis de fractura por fatiga superficial	62
2.1.2.2 Análisis de falla producido por picadura	63

2.1.3 Análisis del Satélite secundario	65
2.1.3.1 Análisis de fractura por fatiga superficial	66
2.1.3.2 Análisis de falla producido por picadura	67
2.1.4 Análisis de la Corona	68
2.1.4.1 Análisis de fractura por fatiga superficial	69
2.1.4.2 Análisis de falla producido por picadura	70
2.2 Diseño de ejes de la caja de cambios	72
2.2.1 Análisis del eje conductor	72
2.2.1.1 Análisis a carga estática	72
2.2.1.2 Análisis producido por fatiga	78
2.2.1.3 Análisis del eje de entrada mediante un software para diseño... ..	84
2.2.2 Análisis del eje conducido	85
2.2.2.1 Análisis a carga estática	85
2.2.2.2 Análisis producido por fatiga	87
2.2.2.3 Análisis del eje de entrada mediante un software para diseño... ..	91
2.3 Conclusiones	91

CAPITULO III

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL BANCO DIDÁCTICO DE UN VARIADOR

CONTINUO

3.1 Diseño del conjunto de plato-polea	93
3.2 Selección de la banda	95
3.3 Diseño de los ejes	96
3.4 Diseño de los accionamientos del mecanismo	98
3.4.1 Diseño del accionamiento del eje de entrada	98
3.4.1.1 Diseño del muelle que conforma el eje de entrada	99
3.4.2 Diseño del accionamiento del eje de salida	101
3.4.2.1 Diseño del muelle que conforma el eje de salida.....	102
3.5 Conjunto de varillas que conforman el cambio	102
3.6 Selección de la fuente de potencia	104
3.7 Contador de revoluciones	105
3.7.1 Ruedas de comunicación	105
3.7.2 Circuito electrónico	106
3.7.3 Programa de tacómetro digital	106
3.8 Conclusiones	106

CAPITULO IV

PRUEBAS Y MEDICIONES DEL VARIADOR CONTINUO

4.1 Pruebas de relación de transmisión en el banco didáctico	108
4.1.1 Cálculo teórico para primera velocidad	108
4.1.2 Mediciones para primera velocidad	109
4.1.3 Cálculo teórico para segunda velocidad	110
4.1.4 Mediciones para segunda velocidad	111
4.1.5 Cálculo para tercera velocidad	111
4.1.6 Mediciones para tercera velocidad	112
4.1.7 Cálculos para cuarta velocidad	112
4.1.8 Mediciones para cuarta velocidad	113
4.2 Curva de relación de transmisión	114
4.3 Conclusiones	115
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	117
BIBLIOGRAFÍA	119
ANEXOS	121

Índice de Gráficos

Gráfico 1.1 Variador Continuo	4
Gráfico 1.2 Funcionamiento del variador continuo	5
Gráfico 1.3 Variador continuo de tipo toroidal	6
Gráfico 1.4 Caja de cambios CVT	7
Gráfico 1.5 Cadena del variador continuo	9
Gráfico 1.6 Discos de embragues múltiples	10
Gráfico 1.7 Esquema interno del embrague de marcha adelante	11
Gráfico 1.8 Conjunto Planetario	12
Gráfico 1.9 Funcionamiento del conjunto planetario	13
Gráfico 1.10 Bomba de aceite de la caja de cambios CVT	14
Gráfico 1.11 Sección de la bomba de engranes	15
Gráfico 1.12 Compensación de la separación axial	16
Gráfico1.13 Compensación de la separación radial	17
Gráfico 1.14 Eyector	18
Gráfico 1.15 Funcionamiento hidráulico del variador	19
Gráfico1.16 Esquema hidráulico del variador continuo	21
Gráfico 1.17 Gestión hidráulica para la relación de transmisión en el arranque.....	22
Gráfico 1.18 Gestión hidráulica para la relación de transmisión final	24
Gráfico 1.19 Sensor de par	25
Gráfico 1.20 Funcionamiento del sensor de par	26
Gráfico 1.21 Funcionamiento del variador continuo	27
Gráfico 1.22 Funcionamiento del variador	28
Gráfico 1.23 Poleas cónicas abiertas	28
Gráfico 1.24 Poleas cónicas cerradas.....	29
Gráfico 1.25 Tolva de aceite centrifugo	30
Gráfico 1.26 Unidad de control electrónico	32
Gráfico 1.27 Regulación electrónica del embrague	33
Gráfico 1.28 Regulación de la relación de transmisión	34

Gráfico 1.29 Sensores G195, G196, G182	36
Gráfico 1.30 Transmisor para presión hidráulica G193	37
Gráfico1.31 Transmisor G194	38
Gráfico 1.32 Conmutador F125	39
Gráfico 1.33 Circuito de la palanca de cambios	42
Gráfico 1.34 Colores del Circuito eléctrico del cambio Multitronic	43
Gráfico 1.35 Circuito eléctrico del cambio Multitronic	44
Gráfico 1.36 Intercambio de información mediante el CAM-Bus.....	47
Gráfico 2.1 Tren epicicloidal de tipo Ravigneaux	50
Gráfico 2.2 Eje conductor	72
Gráfico 2.3 Resultado del análisis según Von Mises	84
Gráfico 2.4 Eje conducido	85
Gráfico 2.5 Resultado según von Mises para eje de salida	91
Gráfico 3.1 Sección de una banda de distribución	95
Gráfico 3.2 Despiece del eje de salida	96
Gráfico 3.3 Pesaje del eje de entrada	97
Gráfico 3.4 Pesaje del eje de salida	97
Gráfico 3.5 Accionamiento del eje de entrada	99
Gráfico 3.6 Fuerzas en el muelle	100
Gráfico 3.7 Mecanismo de accionamiento del eje de salida	102
Gráfico 3.8 Conjunto de accionamiento del variador	103
Gráfico 3.9 Varillas y acoples de accionamiento	103
Gráfico 3.10 Dibujo en 3D del Variador Continuo	104
Gráfico 3.11 Rueda de comunicación	105
Gráfico 4.1 Curva de relación de transmisión del variador continuo	114

Índice de Anexos

Anexo1: Tabla para la obtención del factor de sobrecarga.	121
Anexo 2: Tabla para la obtención del factor de distribución de la carga	122
Anexo 3: Factor geométrico para la resistencia a la flexión.	123
Anexo 4: Obtención del Coeficiente elástico.	124
Anexo 5: Tabla para elección del tipo de acero..	125
Anexo 6: Tabla del Factor de modificación de la condición superficial.	126
Anexo 7 Tabla para el Factor de modificación de la carga..	127
Anexo 8: Factor de concentración de esfuerzo K_t	128
Anexo 9: Factor de concentración de esfuerzo K_{ts}	129
Anexo 10: Concentración de esfuerzos y sensibilidad a la muesca.....	130
Anexo 11: Sensibilidad a la muesca de materiales sometidos a torsión inversa.....	131
Anexo 12: Conjunto del Variador Continuo..	132
Anexo 13: Propiedades mecánicas de alambres para resortes... ..	139

.

.

Mora Friend Bolívar Roberto

Trabajo de Graduación

Ing. Mauricio Barros Barzallo

Diciembre – 2010

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN VARIADOR CONTINUO PARA UNA CAJA DE CAMBIOS CVT

INTRODUCCIÓN

Los constantes adelantos en la tecnología, obligan a renovar siempre los conocimientos y mediante la investigación estar actualizados. Es por ello, que el objetivo del presente trabajo de grado es analizar el funcionamiento de la caja de cambios de variación continua.

La caja de cambios de variación continua (CVT) es un avance tecnológico que está revolucionando la industria automotriz, al obtener las más altas prestaciones de los vehículos que las utilizan y además es amigable con el medio ambiente al lograr que el consumo de combustible sea el mínimo posible.

La tecnología que aplica para el funcionamiento de estas transmisiones es variable, dependiendo de la marca y del modelo de vehículo en que trabajen. Para explicar y estudiar a estas transmisiones, se tomará como referencia a la caja de cambios Multitronic de la marca alemana Audi. Esta transmisión posee un excelente balance entre la electrónica aplicada, la hidráulica y el desempeño de los componentes mecánicos.

CAPITULO I

MARCO TEÓRICO

Introducción

La transmisión mecánica es un mecanismo encargado de transmitir potencia dentro de una máquina.

En el caso particular de los vehículos, la transmisión es la encargada de hacer la desmultiplicación entre el número de revoluciones por minuto (RPM) del motor y el número de RPM que debe llegar a las ruedas.

Gracias a la evolución de las cajas de cambios ha sido posible mejorar el rendimiento de los vehículos, sin contar con cilindradas sumamente grandes; la incorporación de cajas automáticas y semiautomáticas ha creado mayor confort y grandes prestaciones en los automóviles en los que se ha incorporado esta tecnología.

Las características que tienen en común estas cajas, es que las relaciones de desmultiplicación y multiplicación las realizan mediante varios conjuntos de piñones acoplados y diseñados para cumplir con esta función.

Una nueva propuesta en cuanto a cajas de cambios se refiere, son las cajas de transmisión variable continua (CVT), las cuales no funcionan mediante piñones como las anteriores, sino con un variador continuo que es un conjunto de poleas que al variar su diámetro nos da una relación de transmisión o la multiplicación y desmultiplicación de las RPM.

1.1 CAJA DE CAMBIOS CVT

La caja de cambios CVT (transmisión variable continua) no posee un tren de engranajes para hacer las relaciones de transmisión que definan la marcha, esta relación se obtiene mediante un variador continuo que está conformado por poleas cónicas, una banda o correa y elementos de mando.

Se puede decir que las cajas CVT son las verdaderas cajas automáticas, puesto que se mueven dentro de la curva de potencia máxima con un mínimo de pérdidas; esta característica no la tienen ni las cajas manuales ni las automáticas.

Diferentes marcas de vehículos están implementando este tipo de transmisiones, entre las cuales se tiene: Volkswagen, Audi, Mercedes Benz, Nissan, Honda, etc. Uno de los beneficios de esta tecnología, es la disminución de emisiones contaminantes al aprovechar aproximadamente en un 98 por ciento cada marcha y disminuir las pérdidas entre cambio y cambio; por lo tanto se produce una disminución del consumo de combustible.

1.2 VARIADOR CONTINUO

El variador continuo es el encargado de producir un número de relaciones de transmisión infinito, es decir, realiza una serie de selecciones de marcha, dependiendo del tipo de variador que va a tener un determinado mecanismo para realizar su función.

1.2.1 Tipos de variador continuo

Existen dos tipos de variador continuo según su forma y componentes:

1. Variador continuo con poleas y banda o cadena.
2. Variador continuo de tipo toroidal.

Variador continuo con poleas y banda o cadena:

La caja de cambios Multitronic de Audi es una de las mejores transmisiones que utiliza un variador de este tipo. Realiza la multiplicación y desmultiplicación cuando existe una variación de los diámetros interiores efectivos de las poleas que lo conforman.

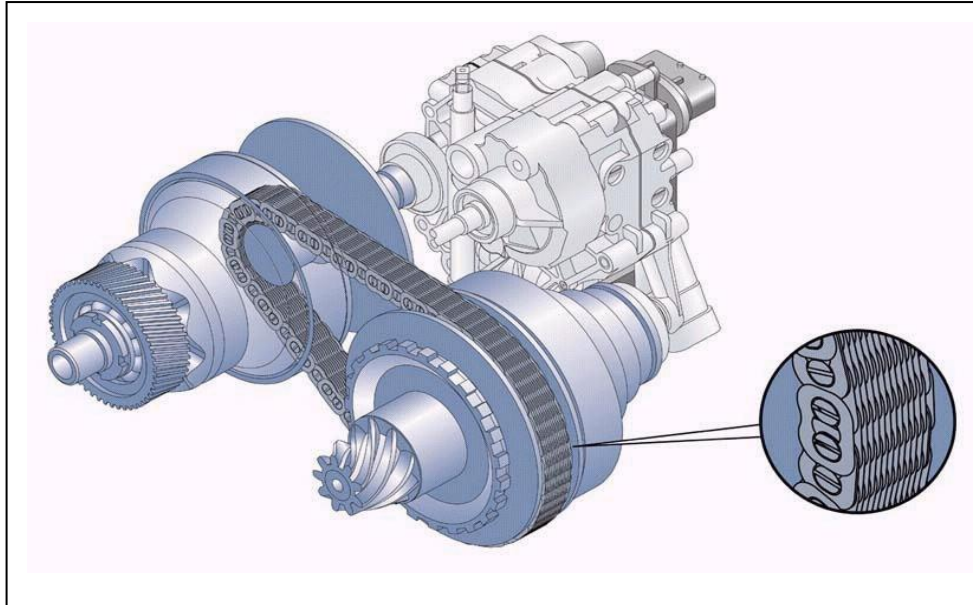
Elementos que conforman al variador continuo de poleas:

El variador está conformado principalmente por 2 platos cónicos que forman el conjunto polea (existen 2 conjuntos de poleas dentro de un variador) y una correa o banda de sujeción (es el elemento de arrastre); dentro de las poleas cónicas se tiene un mecanismo que es accionado mediante un mando hidráulico, en la mayoría de los variadores existe el mando hidráulico en un solo conjunto plato-polea, en la

caja Multitronic de Audi el variador es uno de los más avanzados con un mando hidráulico por cada conjunto plato-polea.

En el Gráfico 1.1 se puede apreciar una variador continuo con cadena y poleas, es el variador que se utiliza en la caja de cambios Multitronic.

Gráfico 1.1 Variador Continuo



Fuente: Volkswagen, (2007), *Libro virtual de VW Caja de cambios Multitronic*, Alemania. Disponible en: disco 2 del Manual virtual de Audi y Volkswagen (VAS 5051), acceso el 08 de enero del 2010

Funcionamiento del variador de poleas:

La polea conductora es la que recibe el giro del motor mediante un convertidor de par o un embrague, esto dependerá del tipo de caja en el que se encuentre el variador; la polea conducida va conectada al eje de salida del movimiento. Una vez dada esta breve explicación se puede decir que existirá una relación de transmisión baja y una relación alta, esto dependerá de la apertura producida entre las poleas cónicas.

Relación de transmisión baja:

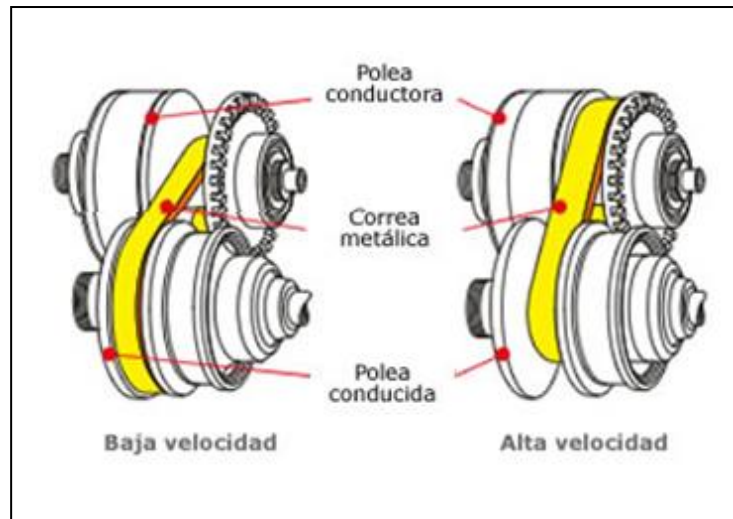
Se origina cuando la apertura en la polea conducida o secundaria se cierra y la polea conductora se abre, entonces se produce una relación de transmisión baja o multiplicadora de par.

Relación de transmisión alta:

En esta condición ocurre todo lo contrario que en el caso anterior, es decir que cuando la polea conductora o primaria se abre y la polea conducida se cierra se obtiene una relación alta o de desmultiplicación de par.

Para ilustrar de mejor manera lo expuesto observar el Gráfico 1.2

Gráfico 1.2 Funcionamiento del variador continuo



Fuente: Mecánica Virtual, (2007), *Caja de cambios*, Argentina. Disponible en: <http://www.mecanicavirtual.org/caja-cambios9.htm>, acceso el 12 de diciembre del 2008.

Variador continuo de tipo toroidal:

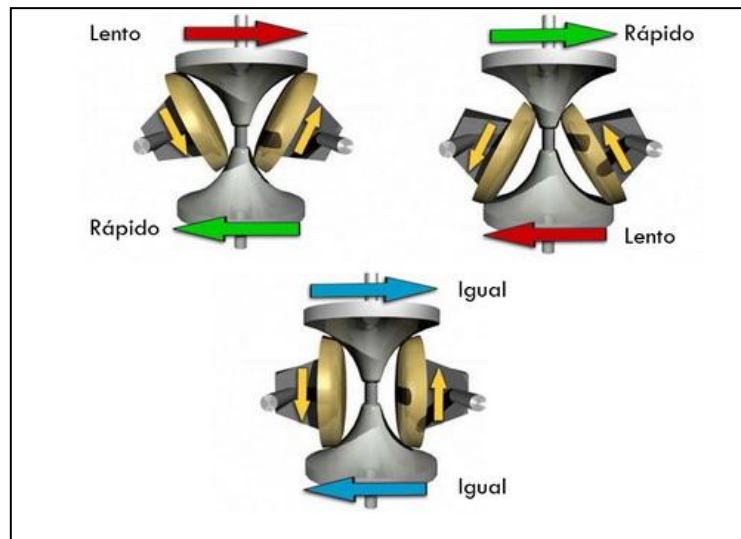
Recibe este nombre debido a la forma que tiene de toroide o rosquilla, la variación del movimiento se forma dependiendo la variación del ángulo en el que giran las ruedas centrales.

Este tipo de variador continuo fue el primero en ser patentado y dicha patente pertenece a Nissan, que lo utiliza en su caja de cambios Extroid; la tecnología implícita en el variador de tipo toroidal es lo que ha hecho posible que siga utilizándose, puesto que el mismo funciona a base de fricción. El lubricante para este mecanismo fue un reto, ya que necesitaban uno que a la vez que lubrique los componentes mecánicos, permita que los mismos tengan el suficiente rozamiento

¹ Jeep Club (2008), "La Transmisión Variable Continua" (CVT), Argentina. Disponible en: http://www.jeepclub.com.ar/php/nota_tecnica.php?action=info_new&id=47, acceso 8 de diciembre del 2008.

uno con respecto al otro para que no existan pérdidas por resbalamiento de las ruedas; los materiales fueron otro reto, deben ser sumamente resistentes a la temperatura, al desgaste por rozamiento, puesto que en altas revoluciones se exige al máximo estos factores.¹ Se puede observar en detalle el variador continuo de tipo toroidal en el Gráfico 1.3

Gráfico 1.3 Variador continuo de tipo toroidal



Fuente: Jeep Club (2008), "La Transmisión Variable Continua" (CVT), Argentina. Disponible en: http://www.jeepclub.com.ar/php/nota_tecnica.php?action=info_new&id=47, acceso 8 de diciembre del 2008.

1.3 TIPOS DE CAJAS DE CAMBIOS CVT

La clasificación de los tipos de cajas de cambios CVT, está basado en el funcionamiento y en el tipo de variador continuo. A continuación se nombrará a las cajas de cambios más desarrolladas:

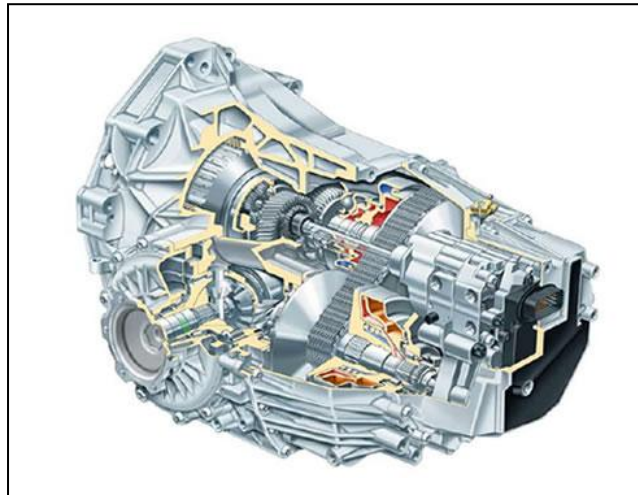
- Caja de cambios Multitronic: perteneciente a la marca alemana Audi, posee un variador continuo mediante conjunto plato-polea y cadena.
- Caja de cambios Extroid: perteneciente a Nissan, su variador continuo es de tipo toroidal.
- Caja de cambios Xtronic: perteneciente a Nissan, el variador de esta caja es de conjunto plato-polea y una correa de goma de alta resistencia.

- Caja de cambios Autotronic perteneciente a Mercedes Benz, posee un variador con un conjunto plato-polea y una correa que transmite el movimiento.

1.4 CAJA DE CAMBIOS MULTITRONIC

Esta caja de cambios es la más avanzada de su tipo, está conformada por un variador de conjunto plato-polea y cadena, la particularidad es que el variador posee 2 mandos hidráulicos, uno para cada conjunto, gracias a esta característica la selección de las marchas es más exacta. Otra de las innovaciones es que la cadena posee un diseño especial y es sumamente eficaz. En el Gráfico 1.4 se encuentra un corte de la carcasa de una caja de cambios CVT.

Gráfico 1.4 Caja de cambios CVT



Fuente: Mecánica Virtual, (2007), *Caja de cambios*, Argentina. Disponible en: <http://www.mecanicavirtual.org/caja-cambios9.htm>, acceso el 12 de diciembre del 2008.

1.4.1 Sistemas de la caja de cambios Multitronic

Esta caja consta básicamente de tres sistemas que son:

- 1) Sistema de componentes mecánicos.
- 2) Sistema de accionamiento hidráulico.
- 3) Sistema de control y mando electrónico.

A continuación se describe de forma detallada cada uno de los sistemas, componentes y su funcionamiento.

1.4.1.1 Sistema de componentes mecánicos

Este sistema está compuesto por todos los elementos mecánicos que conforman la caja, dentro de todos estos sistemas se puede decir que el elemento o conjunto más importante es el conjunto variador, puesto que va a desarrollar las relaciones de transmisión que es el objetivo de esta caja.

Audi con su novedosa transmisión ha logrado doblar la frontera de los 15 kgm de par, situándolo en los 30 kgm.². La clave principal de esta superación está en el elemento de transmisión.

Variador continuo:

El funcionamiento del variador continuo es similar a lo que se explicó anteriormente, en lo que se refiere a como realiza la multiplicación y desmultiplicación del par. Los aspectos que lo diferencian, son la presencia de un mando hidráulico para cada conjunto de poleas y una cadena que ha sido sumamente desarrollada, la cual soporta una presión de apriete producida por las poleas, también es la encargada de transmitir la potencia de un eje a otro, pero no mediante tracción, sino por la fricción que se produce en la superficie cónica de las poleas.

Cadena del variador:

Esta cadena es de suma importancia para el funcionamiento del variador, es la encargada de transmitir toda la potencia y la carga de polea a polea, una de las características más importantes es que posee dos ejes basculantes que articulan cada eslabón, por medio de este diseño se logra que la cadena describa perfectamente la curva de las poleas y con ayuda de la presión producida por el cilindro de apriete de cada polea, la cadena siempre va a permanecer en su posición y adaptándose perfectamente al movimiento de las poleas.

Cuando la superficie en donde actúa la cadena es muy pequeña, no existen pérdidas, puesto que van a estar en contacto nueve eslabones con los diámetros interiores de las poleas; por el contrario cuando la superficie es amplia, lo que evitará las pérdidas es la presión específica que va a ser muy alta y de esta manera se evita el resbalamiento.

² Fuente: Mecánica Virtual, (2007), Caja de cambios, Argentina. Disponible en: <http://www.mecanicavirtual.org/caja-cambios9.htm>, acceso el 12 de diciembre del 2008.

En cuanto a la construcción y diseño de la misma, se destaca que posee un acero altamente resistente, es una cadena de láminas a diferencia de la mayoría que son articuladas, la robustez de este elemento le permite transmitir un elevado par motor. Se han hecho pruebas durante varios años en donde el rendimiento de esta cadena ha sido sumamente fiable, gracias a esto se garantiza una larga vida útil de este elemento en la caja Multitronic de Audi. En el Gráfico 1.5 esta una cadena real de la caja Multitronic.

Gráfico 1.5 Cadena del variador continuo



Fuente: Sempere, (2007) *Cajas de cambios de última generación*, Brasil. Disponible en: http://www.salesianos.edu/alcoy.juanxxiii/dpts/docs/cajas_cambio.pdf, acceso el 30 de noviembre del 2008.

Características generales de la cadena del variador:

- 1) Peso: 1,8 kg.
- 2) Longitud: 715 mm.
- 3) Ancho: 37mm,
- 4) Formada por 1025 eslabones planos (de los cuales tiran 28 en paralelo) en varias capas, unas junto a otras, y unidos por 75 pernos en sus puntos de articulación transversales.
- 5) Los eslabones son de acero de diferentes durezas y tamaños.³

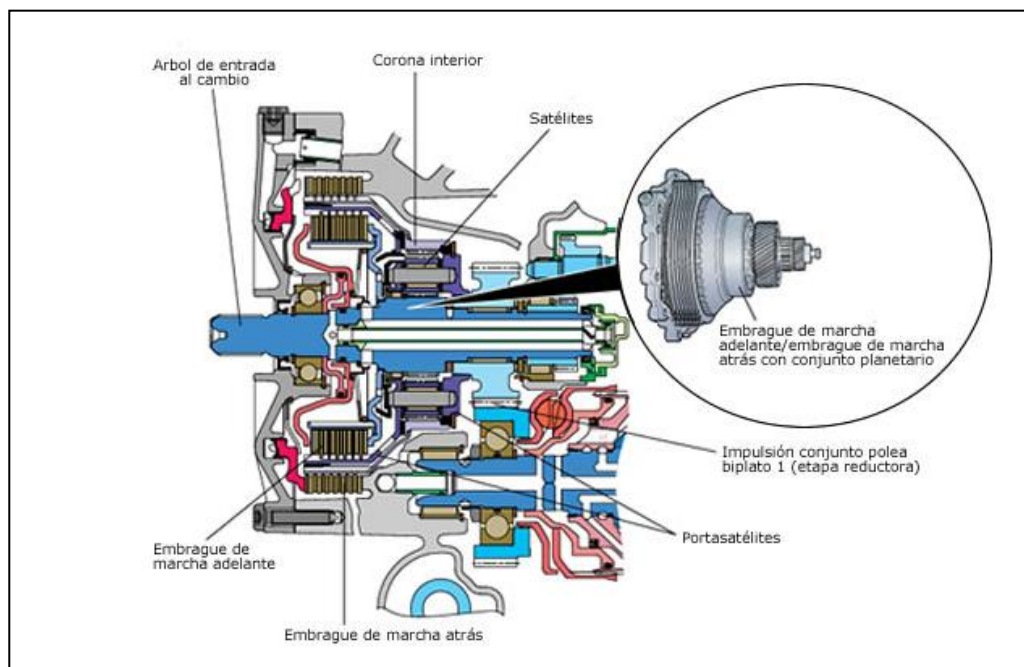
³ Fuente: Mecánica Virtual, (2007), Caja de cambios, Argentina. Disponible en: <http://www.mecanicavirtual.org/caja-cambios9.htm>, acceso el 12 de diciembre del 2008.

Audi escogió este tipo de embrague debido a que es posible regular el inconveniente del resbalamiento que se produce en su funcionamiento mediante el mando electrónico que equilibra el juego del embrague, la calidad del forro, el baño de aceite y las oscilaciones de temperatura.

En caso de que el conductor pise el pedal del freno, se produce una disminución evidente del par motor, hecho que descarga el motor y reduce el consumo, esto es una ayuda importante a la hora de mantener frenado el vehículo.

Dado que el embrague de discos múltiples evita, por una parte, todas las pérdidas de potencia que se producen en los embragues hidráulicos de otras transmisiones, por otra parte, no puede servir como convertidor de par de arrancada. Pero este hecho lo equilibra el variador con su gran amplitud de banda de relaciones, que ofrece infinitas variantes de desmultiplicación. Gracias a una mayor desmultiplicación se reduce el par mínimo del motor para la arrancada. Dado que se aprovecha el mismo y único variador también para la marcha atrás, un segundo paquete de discos retoma la función de dicha marcha y un juego de planetarios relacionado con éste invierte el sentido de giro. Véase el Gráfico 1.7

Gráfico 1.7 Esquema interno del embrague de marcha adelante



Fuente: Volkswagen, (2007), *Libro virtual de VW Caja de cambios Multitronic*, Alemania. Disponible en: disco 2 del Manual virtual de Audi y Volkswagen (VAS 5051), acceso el 08 de enero del 2010

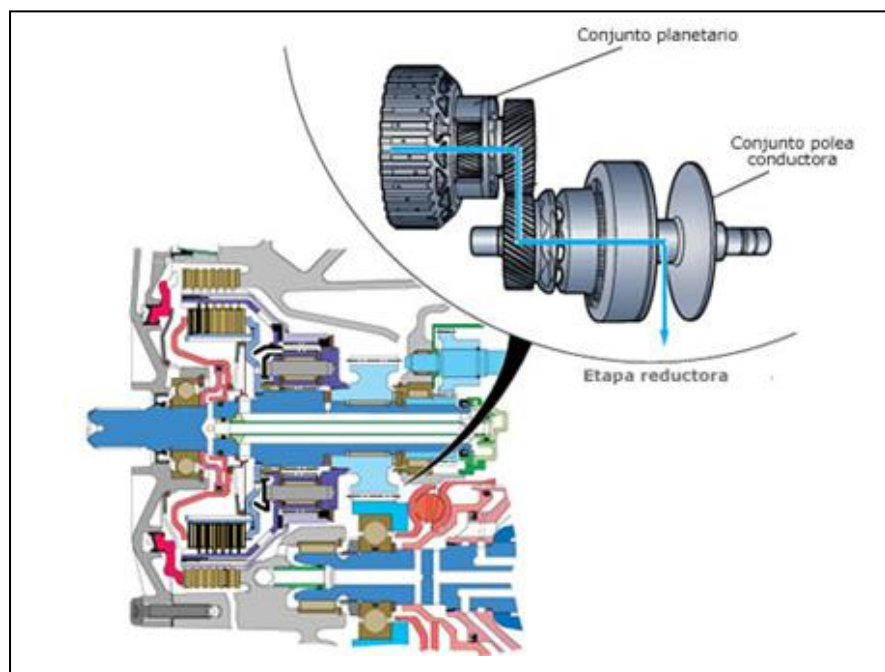
Ventajas con respecto a un convertidor de par:

- Menor peso.
- Dimensiones compactas.
- Adaptación de las características de iniciación de la marcha a las condiciones de la conducción.
- Adaptación del par de la marcha lenta de fuga a las condiciones de la conducción.
- Función de protección contra sobrecarga o uso indebido.

Conjunto planetario:

Es el encargado de la etapa reductora (véase el Gráfico 1.8) y es de tipo Ravigneaux, tiene la misión de reducir el número de revoluciones de entrada en la caja de cambios y acciona después la polea conductora del variador.

Gráfico 1.8 Conjunto Planetario



Fuente: Mecánica Virtual, (2007), *Caja de cambios*, Argentina. Disponible en:
<http://www.mecanicavirtual.org/caja-cambios9.htm>, acceso el 12 de diciembre del 2008.

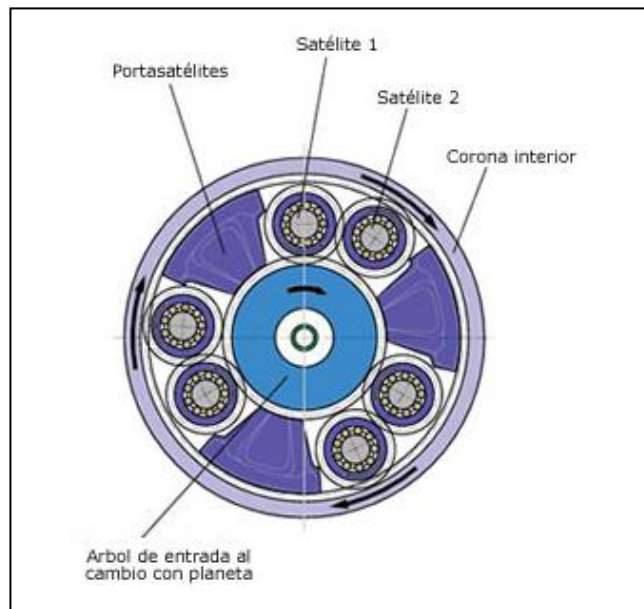
Funcionamiento del conjunto planetario:

Este conjunto va a ser el encargado de otorgar una relación de multiplicación de par, lo primero que va a suceder es que el porta satélites permanecerá inmóvil, el movimiento entra por el planetario primario, el cual arrastra el giro a los satélites

primarios, los mismos que se encargan de pasarlo hacia los satélites secundarios y la corona va a tener el mismo sentido de giro que el planetario, pero con la diferencia que la velocidad de giro será reducida. Este funcionamiento se demuestra en el Gráfico 1.9

Otra de las funciones claves de este conjunto planetario es la posibilidad de brindar a la caja CVT la posición de reversa, para esta selección en la marcha el funcionamiento es el siguiente: entran en acción los embragues de discos múltiples para bloquear el porta satélites, el movimiento entra por el planetario primario, al girar los satélites secundarios sin traslación la corona tendrá un sentido de giro inverso, por lo que se da la salida de movimiento por la misma y se produce la marcha atrás.

Gráfico 1.9 Funcionamiento del conjunto planetario



Fuente: Mecánica Virtual, (2007), *Caja de cambios*, Argentina. Disponible en: <http://www.mecanicavirtual.org/caja-cambios9.htm>, acceso el 12 de diciembre del 2008.

1.4.1.2 Sistema de accionamiento hidráulico

El sistema hidráulico es el encargado de comandar las poleas y llevarlas a las distintas posiciones para realizar los cambios; a su vez, tiene la función de lubricar los elementos mecánicos para minimizar el desgaste y suavizar el funcionamiento de la caja de cambios.

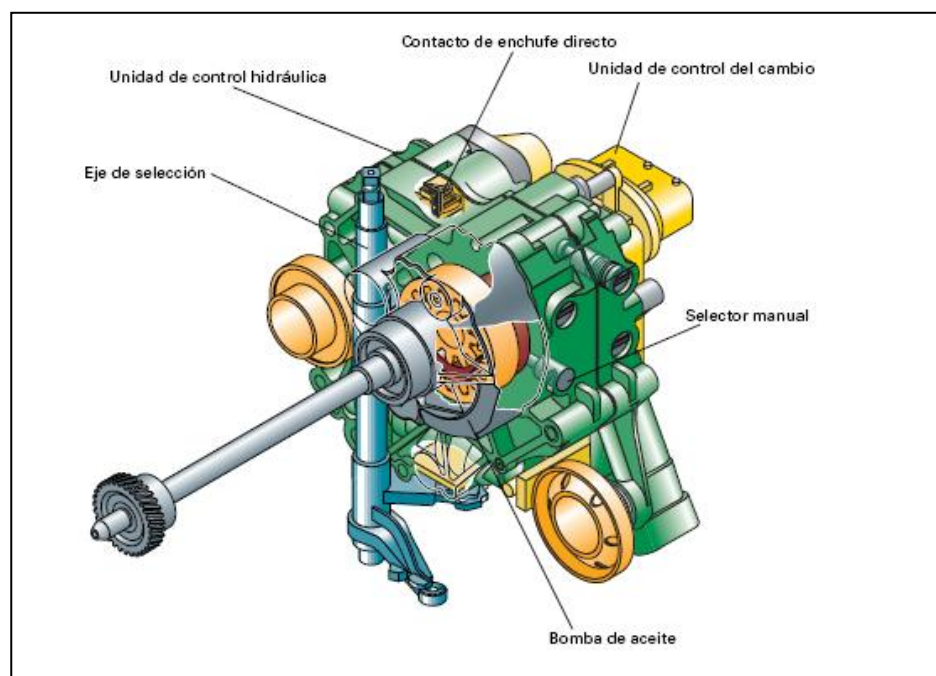
Alimentación de aceite:

La presión de aceite es fundamental para el buen funcionamiento de la caja, por lo que la bomba de aceite posee una potencia elevada que brinda la presión adecuada.

Bomba de aceite:

Es la encargada de la alimentación de aceite al sistema. Para que el rendimiento de esta bomba sea mejor, se la montó directamente en la unidad de control hidráulico; de esta manera se evitan conexiones innecesarias y reduce las pérdidas de presión. Véase todo el conjunto de la bomba de aceite en el Gráfico 1.10

Gráfico 1.10 Bomba de aceite de la caja de cambios CVT



Fuente: Volkswagen, (2007), *Libro virtual de VW Caja de cambios Multitronic*, Alemania. Disponible en: disco 2 del Manual virtual de Audi y Volkswagen (VAS 5051), acceso el 08 de enero del 2010

La bomba empleada en la transmisión Multitronic es una bomba de engranajes mejorada, pues suministra una presión de aceite alta con menor cantidad de aceite. La bomba es accionada por el árbol de entrada a través de un piñón cilíndrico y el eje de la bomba.

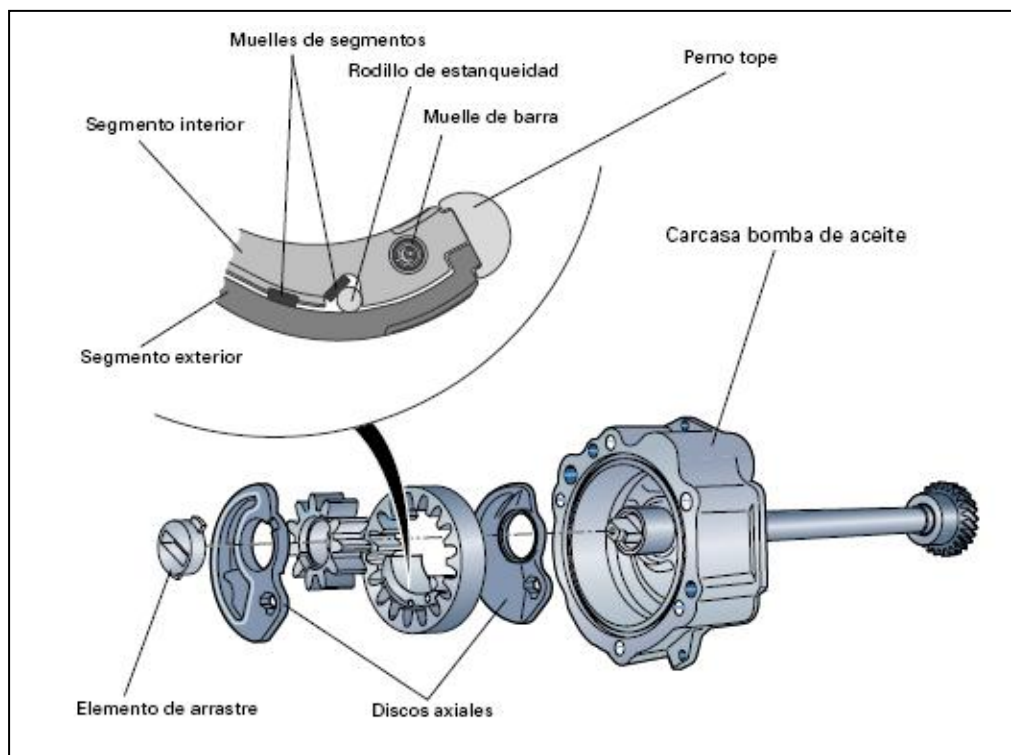
Un eyector es el encargado de bombear el aceite a baja presión para la refrigeración de los discos de embragues.

Características de la bomba:

La bomba posee una excelente estanqueidad, esto le permite generar las altas presiones necesarias para este sistema. Las tolerancias en las separaciones axiales y radiales de los componentes mecánicos son exactas y esto ayuda al sellado interno de la bomba.

El juego axial se produce entre la rueda dentada y la carcasa; el juego radial viene dado entre las ruedas dentadas y la lúnula (obsérvese Gráfico 1.11).

Gráfico 1.11 Sección de la bomba de engranes



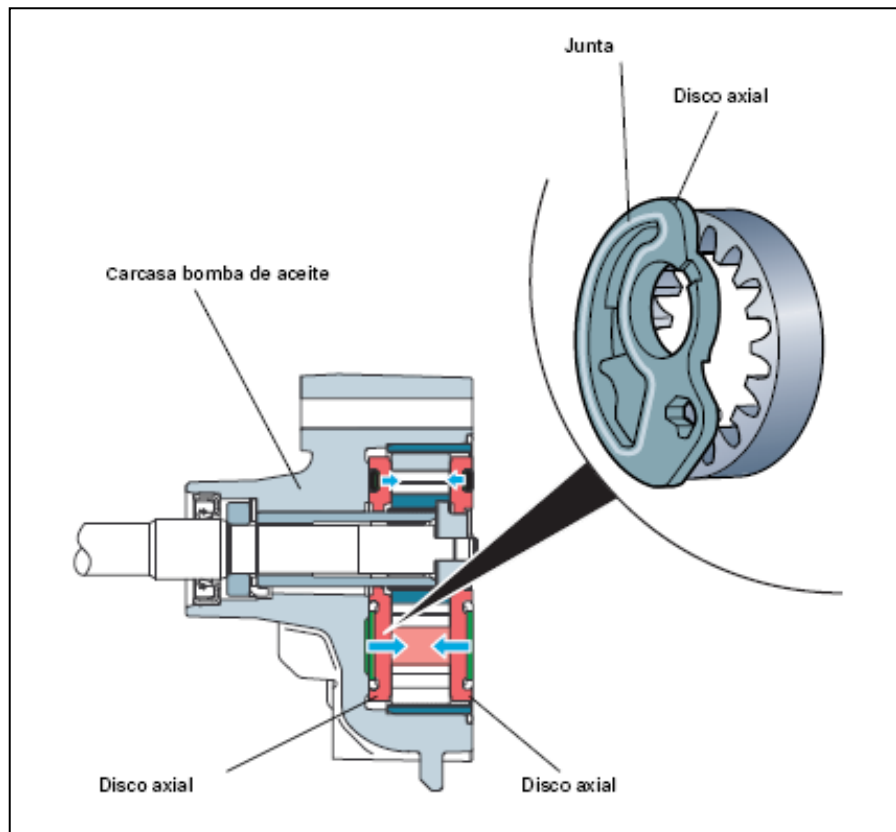
Fuente: Volkswagen, (2007), *Libro virtual de VW Caja de cambios Multitronic*, Alemania. Disponible en: disco 2 del Manual virtual de Audi y Volkswagen (VAS 5051), acceso el 08 de enero del 2010

Compensación de la separación axial:

Dos discos axiales recubren la zona de presión de la bomba y forman una carcasa de presión individual dentro de la bomba. Sellan lateralmente (axialmente) la cámara de presión de la bomba, apoyándose, por intermedio de una junta especial, contra la carcasa de la bomba o bien contra la placa para la bomba en la unidad de control hidráulica.

Los discos axiales están diseñados de modo que la presión de la bomba pueda actuar entre ellos y la carcasa. La junta se encarga de que la presión no pueda escapar. A medida que aumenta la presión en la bomba se oprimen los discos axiales más intensamente contra la lúnula y las ruedas de la bomba, estableciendo así la compensación axial del juego (Gráfico 1.12).

Gráfico 1.12 Compensación de la separación axial



Fuente: Volkswagen, (2007), *Libro virtual de VW Caja de cambios Multitronic*, Alemania. Disponible en: disco 2 del Manual virtual de Audi y Volkswagen (VAS 5051), acceso el 08 de enero del 2010

Compensación de la separación radial:

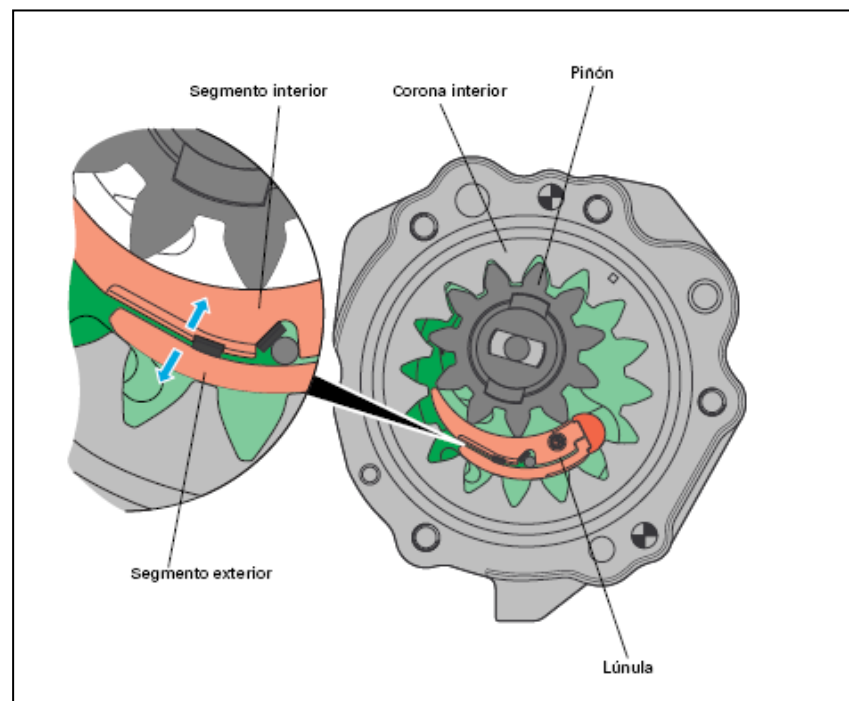
La separación radial se produce entre la lúnula y las ruedas dentadas (el piñón y la corona interior), por esta razón se ha dividido a la lúnula en dos segmentos: Un segmento interior es el encargado de sellar la cámara de presión hacia el piñón, otra función igual de importante es sostener al segmento exterior en dirección radial. Y un segmento exterior que por el contrario sella la cámara de presión hacia la corona interior. Obsérvese el Gráfico 1.13

La presión de la bomba hace su recorrido pasando en medio de los dos segmentos, el momento en que esta presión aumenta presiona con fuerza a los segmentos

contra la corona interior y el piñón, de este modo se consigue reducir casi en su totalidad el juego radial.

Cuando no existe presión en el sistema los muelles de los segmentos mantienen un apriete básico de los segmentos y del rodillo de estanqueidad, esto ayuda significativamente a la aspiración de aceite de la bomba. A su vez los muelles aseguran que la presión de la bomba pueda pasar entre los segmentos y sobre el rodillo de estanqueidad.

Gráfico1.13 Compensación de la separación radial



Fuente: Volkswagen, (2007), *Libro virtual de VW Caja de cambios Multitronic*, Alemania. Disponible en: disco 2 del Manual virtual de Audi y Volkswagen (VAS 5051), acceso el 08 de enero del 2010

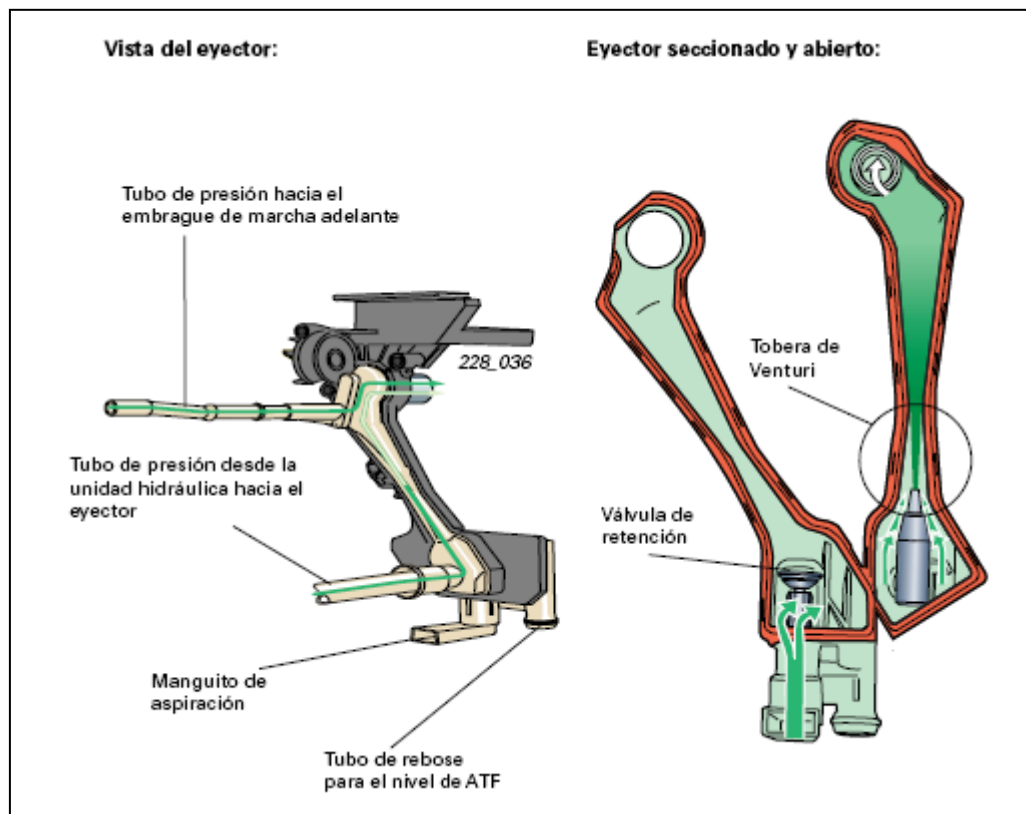
Eyector:

El eyector es necesario para los arranques en donde se requiere mayor cantidad de aceite debido a la alta generación de calor producida por el patinaje, el eyector se encuentra sumergido en el depósito de aceite y auxilia a la bomba de engranajes para otorgar le debida refrigeración a los discos de embragues.

El funcionamiento está basado en el principio de Venturi. El aceite suministrado por la bomba se conduce a través del eyector a manera de chorro impulsor. Cuando el fluido pasa por el eyector genera una depresión, la cual va a aspirar aceite del depósito, este aceite aspirado junto con el chorro impulsor forma una gran cantidad

de aceite con presión reducida, el objetivo es aumentar la cantidad de aceite refrigerante sin un esfuerzo extra de la bomba que se ve reflejado en pérdidas del motor. Una válvula de retención impide que el eyector se vacíe y mantiene al sistema lleno de fluido todo el tiempo, como resultado obtenemos una respuesta instantánea para enviar aceite a los discos de embragues. Se puede observar el funcionamiento y las características en el Gráfico 1.14.

Gráfico 1.14 Eyector



Fuente: Volkswagen, (2007), *Libro virtual de VW Caja de cambios Multitronic*, Alemania. Disponible en: disco 2 del Manual virtual de Audi y Volkswagen (VAS 5051), acceso el 08 de enero del 2010

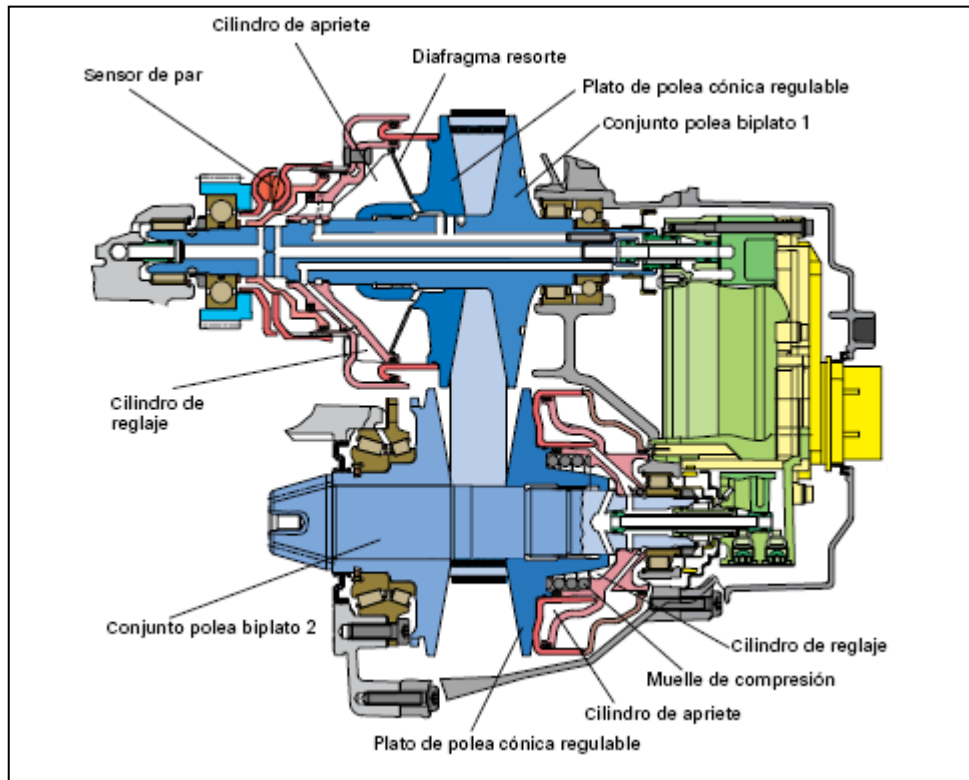
Funcionamiento hidráulico del variador:

Como se indicó anteriormente el sistema de variador continuo en el Multitronic posee un doble émbolo, para de esta manera poder regular la relación de transmisión de forma inmediata y con la suficiente fuerza de apriete para que se mantenga la transmisión de movimiento por medio de la cadena.

Es importante considerar que los cilindros de reglaje necesitan una cantidad de aceite a presión considerable, para mantener lo más reducida posible dicha cantidad de aceite, estos cilindros poseen una superficie más pequeña que los

cilindros de apriete; el resultado de esta característica de diseño es utilizar una cantidad relativamente pequeña de aceite para el reglaje.

Gráfico 1.15 Funcionamiento hidráulico del variador



Fuente: Volkswagen, (2007), *Libro virtual de VW Caja de cambios Multitronic*, Alemania. Disponible en: disco 2 del Manual virtual de Audi y Volkswagen (VAS 5051), acceso el 08 de enero del 2010

En el Gráfico 1.15 se indica los principales componentes que hacen posible el funcionamiento hidráulico del variador continuo de la caja Multitronic.

Un dato importante es que el diafragma resorte (forma parte del conjunto polea 1) y el muelle helicoidal (forma parte del conjunto polea 2) otorgan un tensado inicial para la cadena mientras no se aplica la presión hidráulica.

El muelle helicoidal actúa como reglaje el momento que no hay presión hidráulica para que el variador esté en primera marcha y listo para arrancar.

Los cilindros de apriete poseen una superficie más grande lo que les ayuda a brindar la fuerza de apriete necesaria con una presión no muy alta, de esta manera el funcionamiento del variador posee un buen rendimiento.

La fuerza de apriete es necesaria pues es la que permitirá que la cadena y las poleas estén siempre en contacto y poder transmitir los pares de giro producidos por las diferentes relaciones de transmisión.

Componentes del circuito hidráulico:

DBV1: válvula limitadora de presión 1

DBV2: válvula limitadora de presión 2

DDV1: válvula de presión diferencial 1

DDV2: válvula de presión diferencial 2

F: filtro de AFT

HS: selector manual

K: radiador de AFT

KKV: válvula de refrigeración de los embregues

KSV: válvula de control de embragues

MDV: válvula de presión mínima

MP1: punto para la presión de apriete (detecta a través de G194)

MP2: punto para la presión del embrague (detecta a través de G193)

N88: electroválvula 1 (refrigeración de embrague / desactivación de seguridad)

N215: válvula reguladora de presión 1 para cambio automático (embrague)

N216: válvula reguladora de presión 2 para cambio automático (relación de transmisión)

P: bomba de aceite

PRND: posiciones de la palanca selectora

RK: embrague de marcha atrás

S1: tamiz de AFT1

S2: tamiz de AFT2

S3: tamiz de AFT3

SB: 4 taladros de proyección para lubricación / refrigeración de los conjuntos poleas

SF: filtro de aspiración e AFT

SIV: válvula de seguridad

SSP: eyector

UV: válvula de relación de transmisión

VK: embragues de marcha hacia adelante

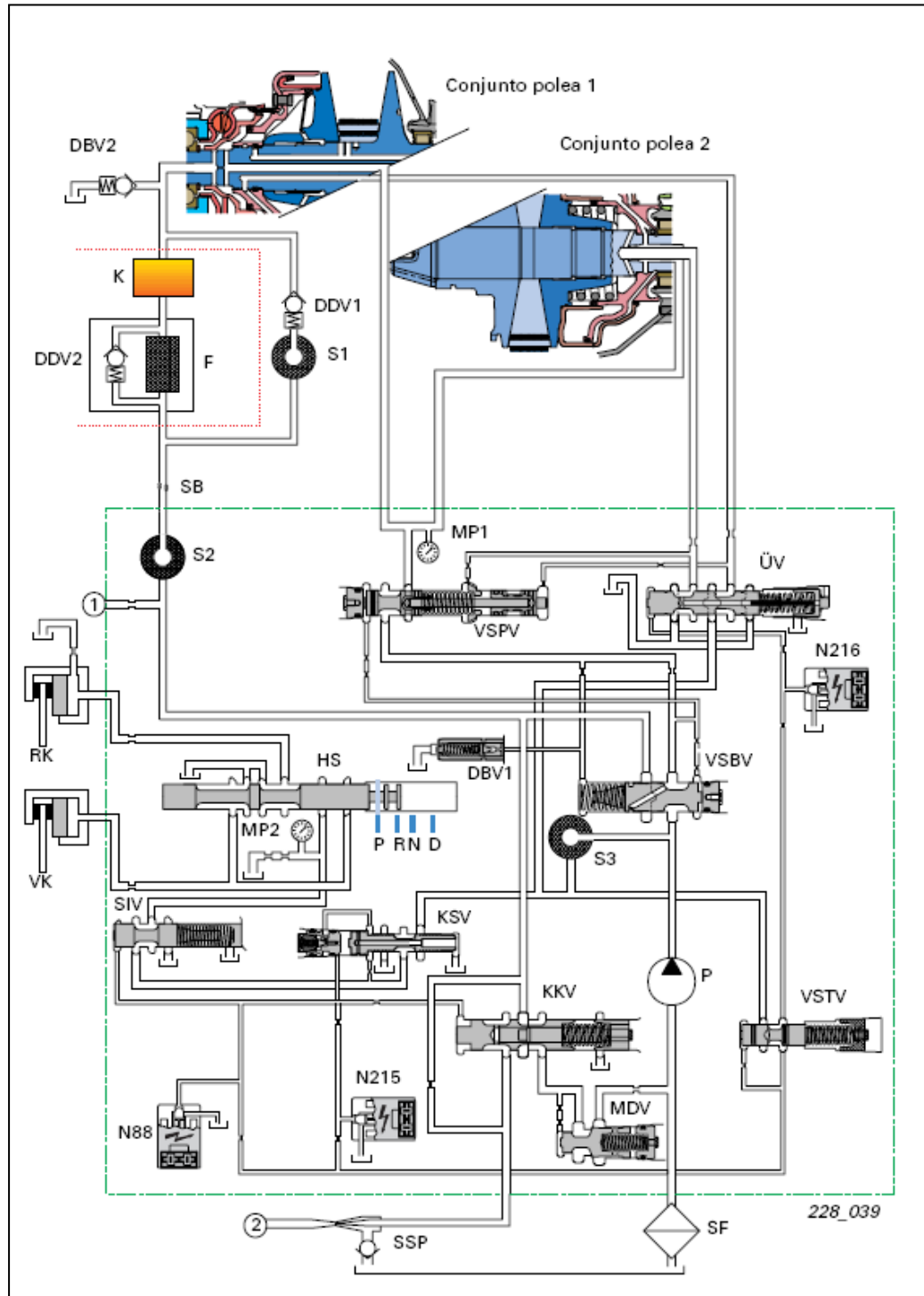
VSbv: válvula limitadora del caudal volumétrico

VSPV: válvula pretensora

VSTV: válvula de presión de mando previo

Todos los componentes anteriormente señalados se pueden observar en el siguiente gráfico:

Gráfico1.16 Esquema hidráulico del variador continuo



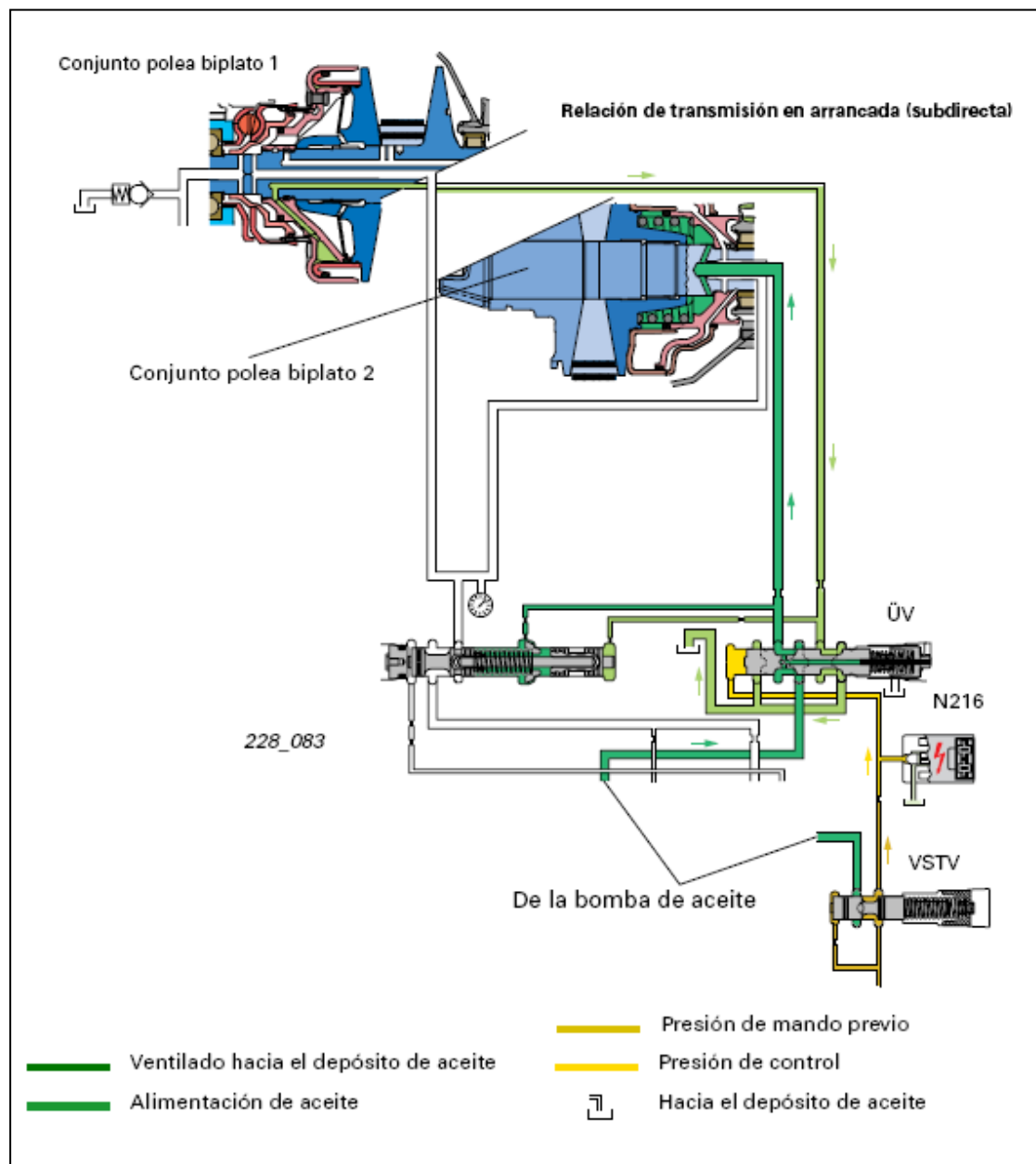
Fuente: Mecánica Virtual, (2007), *Caja de cambios*, Argentina. Disponible en:
<http://www.mecanicavirtual.org/caja-cambios9.htm>, acceso el 12 de diciembre del 2008.

Gestión hidráulica de la relación de transmisión:

Para la relación de transmisión en la arrancada sucede lo siguiente:

Se puede apreciar de mejor manera lo que sucede en la gestión hidráulica para la relación de transmisión en el arranque, observando el Gráfico 1.17.

Gráfico 1.17 Gestión hidráulica para la relación de transmisión en el arranque



Fuente: Mecánica Virtual, (2007), *Caja de cambios*, Argentina. Disponible en:

<http://www.mecanicavirtual.org/caja-cambios9.htm>, acceso el 12 de diciembre del 2008.

La válvula reguladora de presión N216 recibe una presión constante de aproximadamente 5 bares por parte de la válvula de mando previo VSTV. En función de la corriente de control calculada por la unidad de control del cambio, la N216 modula una presión de control que influye en la posición de la válvula para la relación de transmisión ÜV.⁴

Una alta corriente de control se traduce en una alta presión de control. En función de la presión de control, la válvula para la relación de transmisión ÜV conduce la presión hacia el cilindro de reglaje de los conjuntos polea biplato 1 o bien 2.

Para la relación de transmisión que se produce en la posición final o súperdirecta sucede lo siguiente:

La válvula para la relación de transmisión ÜV está cerrada a una presión de control comprendida entre aprox. 1,8 bar y 2,2 bar. Si la presión de control es inferior a 1,8 bar se conduce la presión de reglaje hacia el cilindro de reglaje para el conjunto polea biplato 1 y se ventila a su vez el cilindro de reglaje para el conjunto polea biplato 2 hacia el depósito de aceite. El variador efectúa el reglaje en dirección hacia la súperdirecta

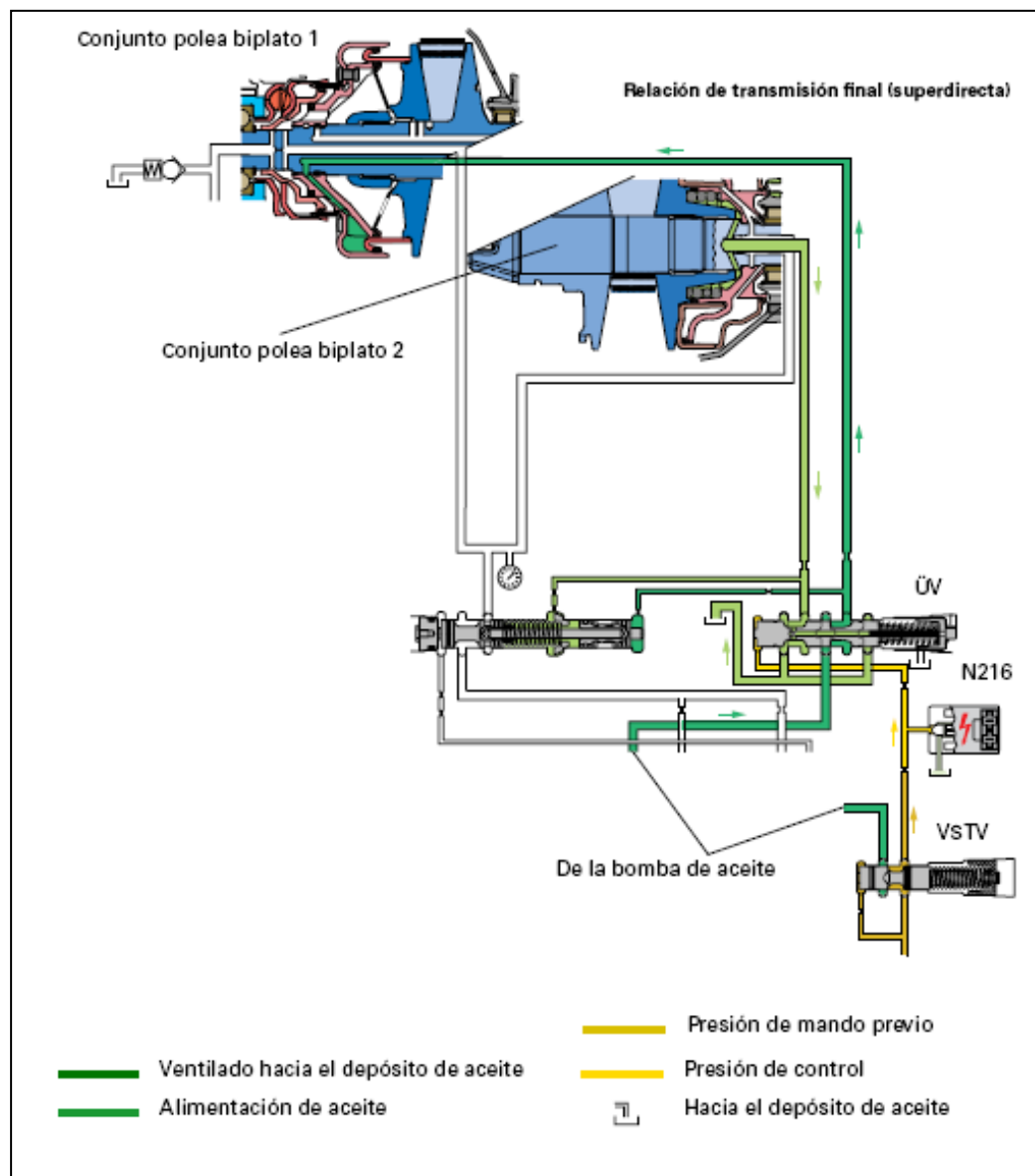
Si la presión de control es superior a 2,2 bar, la presión de reglaje se conduce hacia el cilindro de reglaje del conjunto polea biplato 2 y al mismo tiempo se ventila el cilindro de reglaje del conjunto polea biplato 1 hacia el depósito de aceite. El variador efectúa el reglaje en dirección hacia la relación de transmisión en arrancada.⁵

Para observar lo que sucede en la gestión hidráulica para la relación de transmisión final, observar el Gráfico 1.18

⁴ "Volkswagen, (2007), *Libro virtual de VW Caja de cambios Multitronic*, Alemania. Disponible en: disco 2 del Manual virtual de Audi y Volkswagen (VAS 5051), acceso el 08 de enero del 2010, pág. 36.

⁵ Volkswagen, (2007), *Libro virtual de VW Caja de cambios Multitronic*, Alemania. Disponible en: disco 2 del Manual virtual de Audi y Volkswagen (VAS 5051), acceso el 08 de enero del 2010, pág. 37.

Gráfico 1.18 Gestión hidráulica para la relación de transmisión final



Fuente: Volkswagen, (2007), *Libro virtual de VW Caja de cambios Multitronic*, Alemania. Disponible en: disco 2 del Manual virtual de Audi y Volkswagen (VAS 5051), acceso el 08 de enero del 2010.

Sensor de par:

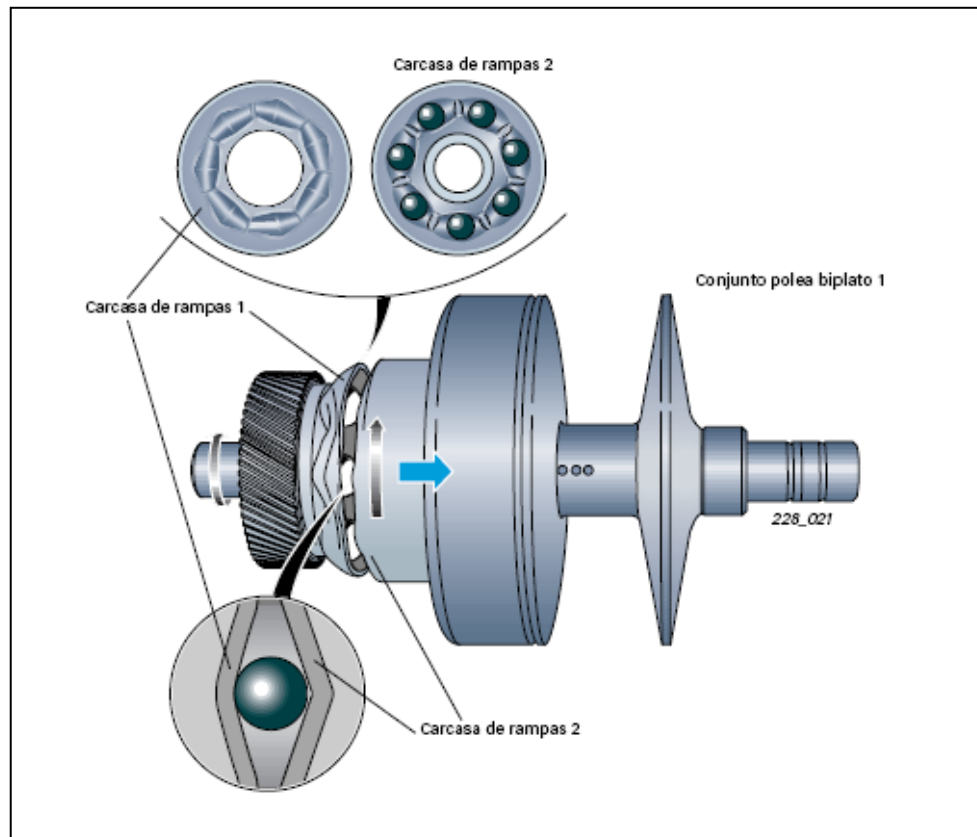
Este sensor es el encargado de determinar la fuerza de apriete necesaria para el funcionamiento del variador, se trata de un sensor con un funcionamiento mecánico – hidráulico está alojado en el conjunto polea biplato 1.

Detecta de manera exacta la presión que se produce, tanto estática, como dinámica y de esta manera establece la presión adecuada para el apriete de los cilindros; si la presión es muy alta el rendimiento del conjunto disminuye de manera

considerable; por otro lado si la presión es escasa, la cadena resbalaría en las poleas causándoles daños y pérdidas en la transmisión del par.

Se puede apreciar en detalle al sensor de par en el siguiente gráfico.

Gráfico 1.19 Sensor de par



Fuente: Volkswagen, (2007), *Libro virtual de VW Caja de cambios Multitronic*, Alemania. Disponible en: disco 2 del Manual virtual de Audi y Volkswagen (VAS 5051), acceso el 08 de enero del 2010.

Funcionamiento del sensor de par:

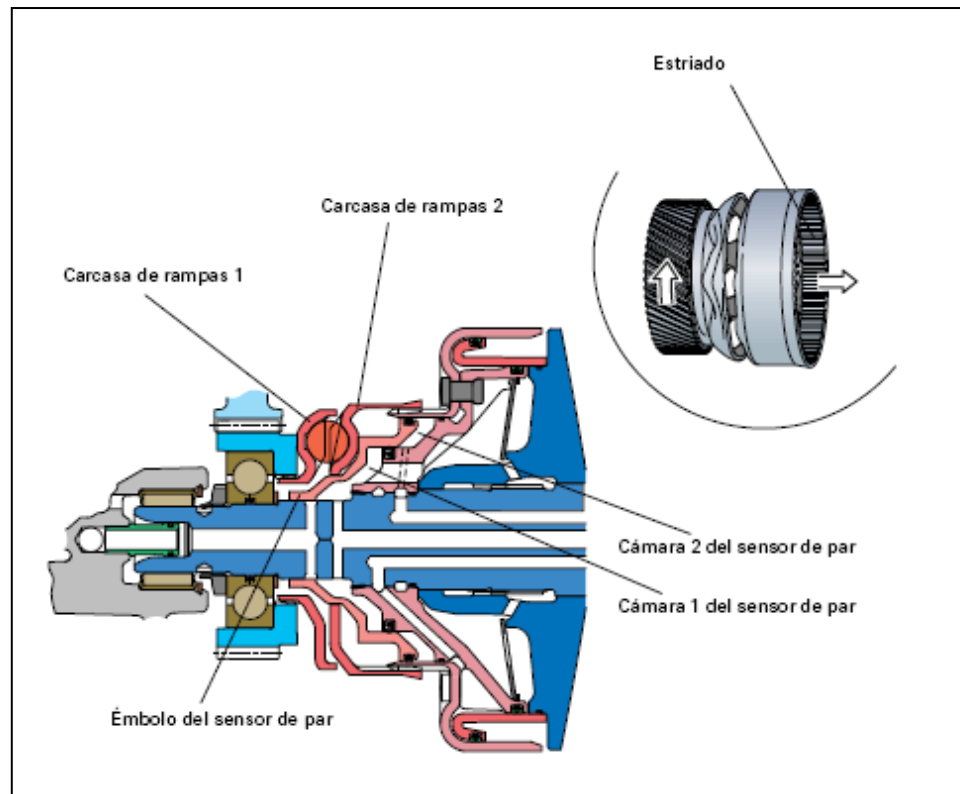
El sensor consta de dos pistas para alojar las bolas de acero, la pista 1 va encajada con el elemento secundario del conjunto polea biplato 1. La pista 2 esta comunicada con el conjunto polea biplato 1 a través de un estriado desplazable axialmente y se apoya con el émbolo el sensor de par. El émbolo del sensor de par se utiliza para regular la presión de apriete y constituye la carcasa de las cámaras 1 y 2 para el sensor de par.

Para observar el funcionamiento del sensor de par, observar el Gráfico 1.20.

Las pistas giran radialmente una con respecto a otra, aquí se transforma el par de giro en una fuerza axial gracias a la geometría de las mismas y a las bolas.

La fuerza axial actúa sobre la pista 2 y desplaza el émbolo del sensor de par; durante esa operación, el borde de control del émbolo sensor de par cierra o abre las desembocaduras en la cámara 1 del sensor de par.

Gráfico 1.20 Funcionamiento del sensor de par



Fuente: Volkswagen, (2007), *Libro virtual de VW Caja de cambios Multitronic*, Alemania. Disponible en: disco 2 del Manual virtual de Audi y Volkswagen (VAS 5051), acceso el 08 de enero del 2010.

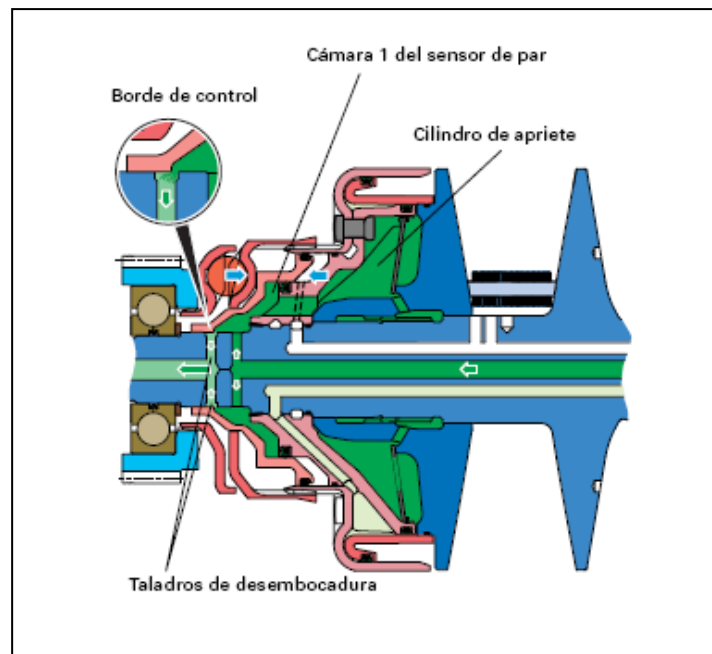
En conclusión:

- La fuerza axial generada por el sensor de par se utiliza como fuerza de control, la cual es proporcional al par del motor.
- En función de la fuerza de control se ajusta la presión en el cilindro de apriete.

Funcionamiento hidráulico del variador continuo:

El sistema hidráulico del variador está diseñado de manera que exista un equilibrio entre la fuerza axial que se produce en el sensor de par y la presión generada en el cilindro de apriete. Se puede observar el funcionamiento en el Gráfico 1.21.

Gráfico 1.21 Funcionamiento del variador continuo



Fuente: Volkswagen, (2007), *Libro virtual de VW Caja de cambios Multitronic*, Alemania. Disponible en: disco 2 del Manual virtual de Audi y Volkswagen (VAS 5051), acceso el 08 de enero del 2010.

Mientras el giro este a velocidad constante los taladros de desembocadura se encuentran cerrados parcialmente, para dar lugar a la modulación de la presión dentro del cilindro de apriete existe una caída de presión en los taladros de desembocadura generada por el sensor de par.

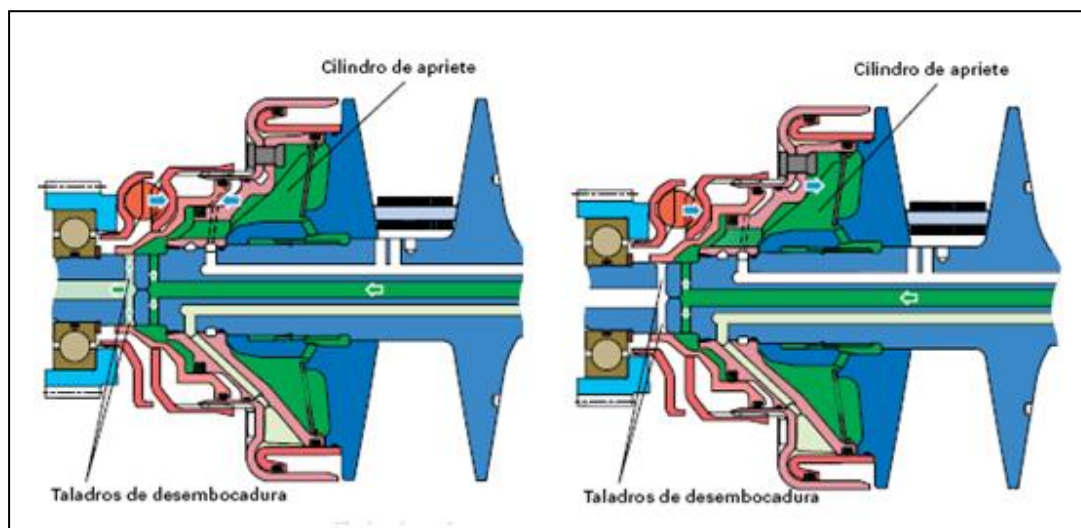
Cuando se aumenta el par de tracción, los taladros de desembocadura tienden a cerrarse, de esta manera la presión va a aumentar para el cilindro de apriete.

Caso contrario se produce cuando se reduce el par motor, los taladros se abren produciendo el equilibrio de presión, disminuyendo la presión dentro de los cilindros de presión.

Al intervenir picos de par, los taladros de desembocadura quedan completamente tapados, esto va a generar presión en los cilindros de apriete, en este caso si el sensor de par se sigue desplazando, se obtiene que va a funcionar como una especie de bomba de aceite, generando la presión de aceite necesaria para que el vehículo se adapte a las necesidades requeridas por el conductor. Esta situación se produce al pasar por un bache o al pasar por un pavimento resbaladizo.

Observando el Gráfico 1.22, se puede comprender de forma más clara lo antes mencionado.

Gráfico 1.22 Funcionamiento del variador

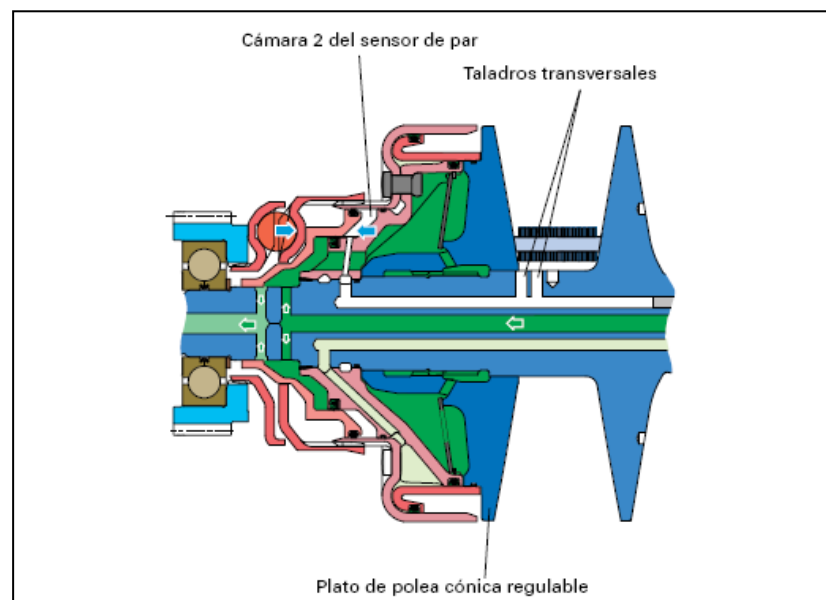


Fuente: Volkswagen, (2007), *Libro virtual de VW Caja de cambios Multitronic*, Alemania. Disponible en: disco 2 del Manual virtual de Audi y Volkswagen (VAS 5051), acceso el 08 de enero del 2010.

Generación del cambio dentro del variador:

La cámara 2 del sensor de par tiene la función de ayudar a la adaptación de la fuerza de apriete. Dependiendo del incremento o decremento de la presión en la cámara 2, variará la presión en los cilindros de apriete.

Gráfico 1.23 Poleas cónicas abiertas



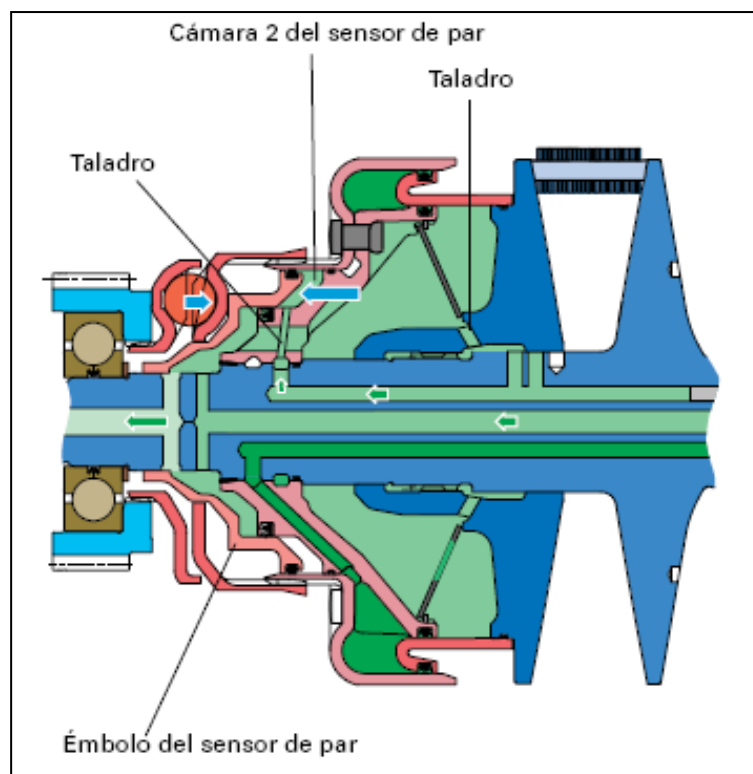
Fuente: Volkswagen, (2007), *Libro virtual de VW Caja de cambios Multitronic*, Alemania. Disponible en: disco 2 del Manual virtual de Audi y Volkswagen (VAS 5051), acceso el 08 de enero del 2010.

La cámara 2 del sensor de par se gestiona mediante dos taladros transversales en el eje del conjunto polea biplato 1. Se abren y cierran con el desplazamiento axial del plato polea móvil.

Los taladros transversales están abiertos al encontrarse el variador en la relación de transmisión para arrancada (cámara 2 del sensor de par sin presión). Esta condición se puede observar en el Gráfico 1.23.

Cuando el variador modifica su transmisión a una relación rápida, lo primero en ocurrir, es el cierre de los taladros transversales, hasta llegar al punto que el taladro transversal izquierdo se abra y quede comunicado con los canales correspondientes a la cámara 2 del sensor de par, de esta manera el aceite pasa a llenar la cámara y aumenta la presión, esto hace que se produzca un movimiento de la polea hacia a la izquierda, venciendo la fuerza axial producida por el sensor de par, con este desplazamiento quedan libres los taladros de desembocadura y esto genera un decremento en la presión del cilindro de apriete lo que mantiene a la polea fija en esta posición. Para observar cómo se mantienen las poleas cónicas cerradas, obsérvese el Gráfico 1.24:

Gráfico 1.24 Poleas cónicas cerradas



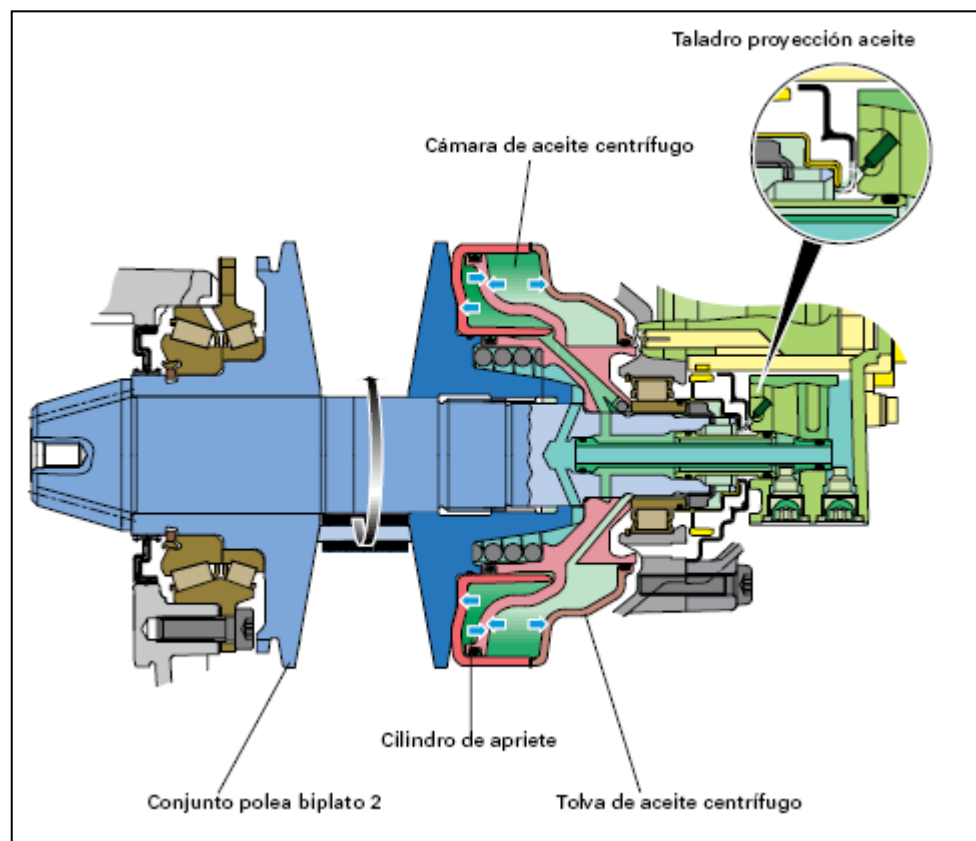
Fuente: Volkswagen, (2007), *Libro virtual de VW Caja de cambios Multitronic*, Alemania. Disponible en: disco 2 del Manual virtual de Audi y Volkswagen (VAS 5051), acceso el 08 de enero del 2010.

Tolva de aceite centrífugo:

Esta tolva de aceite centrífugo (Gráfico 1.25) se encuentra en el conjunto polea biplato 2, el objetivo es actuar en contra de la presurización dinámica que se produce en el cilindro de apriete. Cuando el conjunto se encuentra trabajando a regímenes altos, por el efecto de rotación la presión de aceite tiende a elevarse, a este fenómeno se lo conoce como presurización dinámica; este efecto es indeseable pues el incremento de presión influye directamente en el sistema de regulación de reglaje, lo cual afecta al correcto funcionamiento del sistema.

De igual manera este efecto de presurización dinámica tendrá lugar en la tolva de aceite, de esta manera se intenta hacer una compensación del fenómeno con lo ocurrido en el cilindro.

Gráfico 1.25 Tolva de aceite centrífugo



Fuente: Volkswagen, (2007), *Libro virtual de VW Caja de cambios Multitronic*, Alemania. Disponible en: disco 2 del Manual virtual de Audi y Volkswagen (VAS 5051), acceso el 08 de enero del 2010.

La cámara de aceite centrífugo se alimenta a través de un taladro de proyección de aceite, directamente por parte de la unidad de control hidráulica. El taladro de proyección de aceite inyecta continuamente fluido hacia el área de alimentación de

la cámara de aceite centrífugo. Si se reduce el volumen en la cámara de aceite centrífugo (al variar la relación de transmisión) se expulsa el aceite a través del conducto de alimentación.⁶

1.4.1.3 Sistema de control y mando electrónico

Unidad de control J217 para Multitronic:

La unidad de control electrónico permite la regulación exacta del cambio; esta va montada sobre la unidad de control hidráulica, de esta manera se tiene centralizado a los elementos de control.

La unidad de control se conecta en el sistema hidráulico hacia tres válvulas reguladoras de presión, dicha conexión se la realiza por medio de contactos de enchufe robustos (contactos de encastre elástico). El interfaz hacia el vehículo se establece con un conector compacto de 25 polos.

Esta unidad de control posee una importante innovación que es la adaptación de sensores en la unidad de control.

Elementos que conforman la unidad de control electrónica:

F125 - Conmutador multifunción

G182 - Transmisor de régimen de entrada al cambio

G195 - Transmisor de régimen de salida del cambio

G196 - Transmisor -2- de régimen de salida del cambio

G93 - Transmisor de temperatura del aceite de transmisión

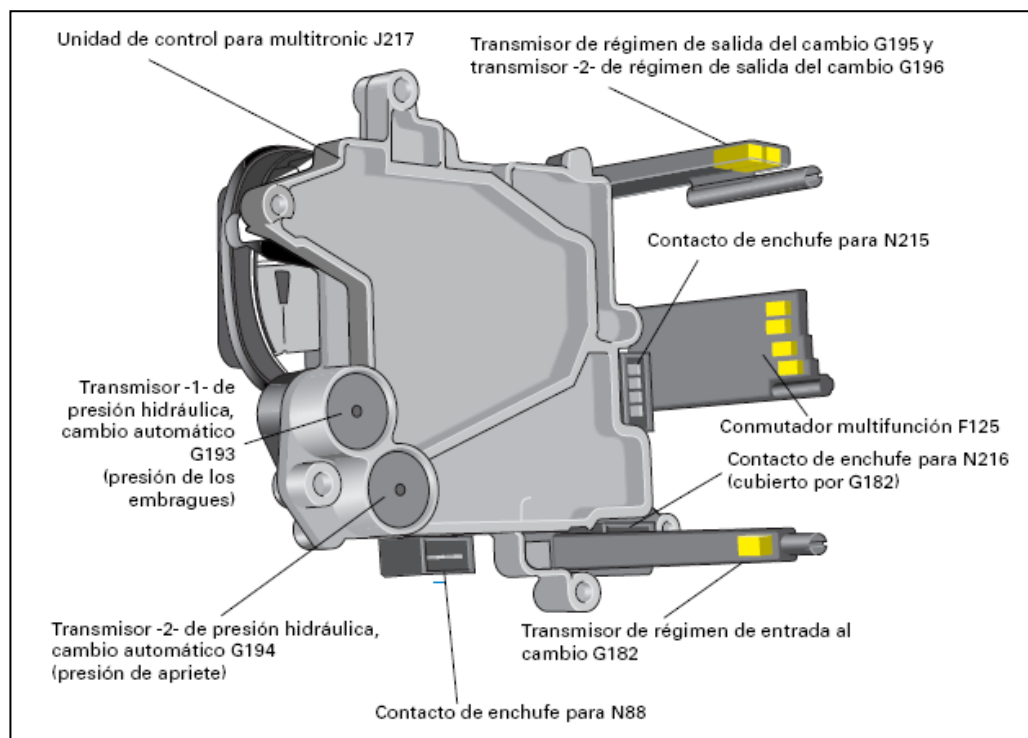
G193 - Transmisor -1- de presión hidráulica, cambio automático (presión de los embragues)

G194 - Transmisor -2- de presión hidráulica, cambio automático (presión de apriete)

La unidad de control electrónica (Gráfico 1.26) es la encargada de accionar las electroválvulas para el control del cambio en el sistema, todas las ordenes las realiza en base a las señales que reciba de los sensores.

⁶ Fuente: Volkswagen, (2007), *Libro virtual de VW Caja de cambios Multitronic*, Alemania. Disponible en: disco 2 del Manual virtual de Audi y Volkswagen (VAS 5051), acceso el 08 de enero del 2010.

Gráfico 1.26 Unidad de control electrónico



Fuente: Volkswagen, (2007), *Libro virtual de VW Caja de cambios Multitronic*, Alemania. Disponible en: disco 2 del Manual virtual de Audi y Volkswagen (VAS 5051), acceso el 08 de enero del 2010.

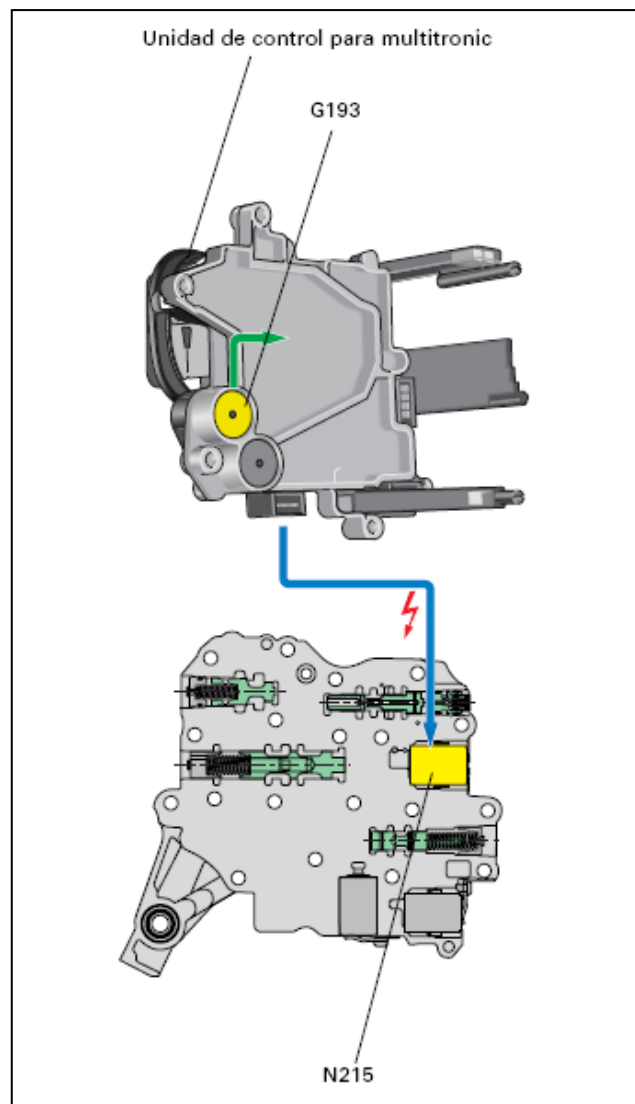
Regulación electrónica del embrague:

Para que se dé lugar a esta regulación, la unidad de control se basa en los siguientes parámetros:

- 1) Régimen del motor
- 2) Régimen de entrada al cambio
- 3) Posición del acelerador
- 4) Par del motor
- 5) Freno accionado
- 6) Temperatura del aceite de transmisión

La función de la unidad de control en este caso es que al recibir las señales otorgadas por estos parámetros, calcula la presión teórica del embrague y la corriente de control correspondiente para la válvula reguladora de presión N215; la presión del embrague varía directamente proporcional a la corriente, por lo tanto el par transmitido por el embrague también variará. Obsérvese el siguiente gráfico para observar los elementos que permiten la regulación electrónica del embrague.

Gráfico 1.27 Regulación electrónica del embrague



Fuente: Volkswagen, (2007), *Libro virtual de VW Caja de cambios Multitronic*, Alemania. Disponible en: disco 2 del Manual virtual de Audi y Volkswagen (VAS 5051), acceso el 08 de enero del 2010.

El encargado de detectar la presión efectiva del embrague es el transmisor 1 de presión hidráulica G193. El transmisor envía una señal que le sirve a la unidad de control para comparar la presión efectiva del embrague con la presión teórica calculada, de este modo en el caso que existan discrepancias entre presiones, se toma las medidas correctivas necesarias.

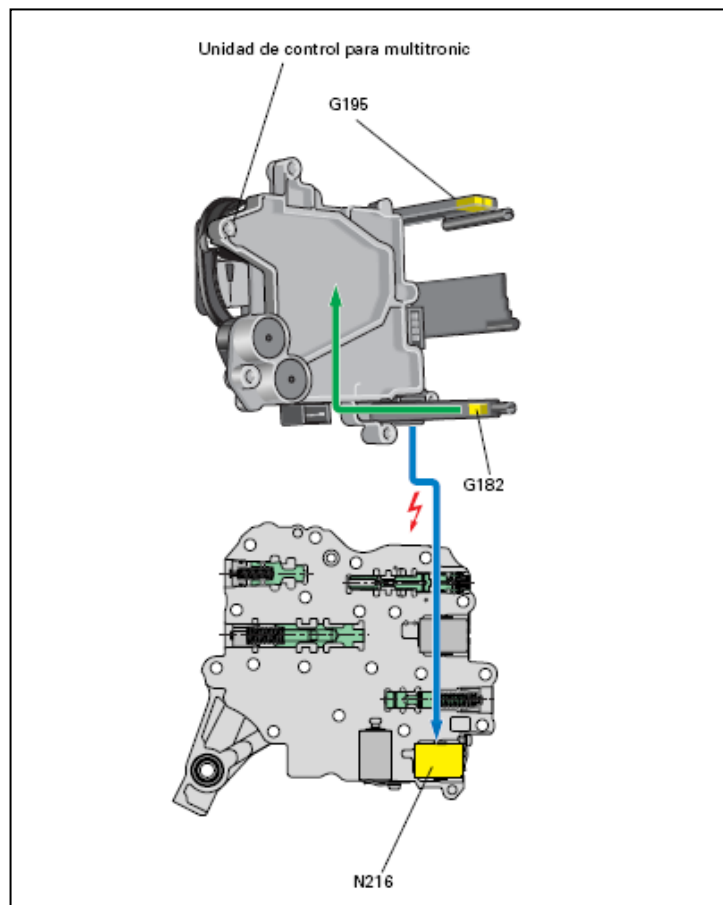
Esta unidad de control también tiene la misión de mantener refrigerados a los embragues para que no se recalienten, esto lo realiza gracias a la señal que le envía el sensor de temperatura.

Regulación de la relación de transmisión:

Esta unidad dispone de un programa de regulación dinámica (DRP) que ayuda a calcular el régimen primario teórico. Con este programa se interpreta de mejor manera los deseos de conducción del conductor a través del pedal del acelerador y las condiciones de marcha con el objetivo de establecer la relación óptima según la situación.

El transmisor G182 detecta el régimen de entrada al cambio en el conjunto polea 1. En este punto se establece una comparación de los estados teórico y efectivo, automáticamente se calcula una intensidad de corriente de control para la válvula N216, la misma genera una presión de control para comandar la válvula hidráulica para la relación de transmisión, esta presión de igual manera que en la regulación de los embragues resulta directamente proporcional a la corriente de control.

Gráfico 1.28 Regulación de la relación de transmisión



Fuente: Volkswagen, (2007), *Libro virtual de VW Caja de cambios Multitronic*, Alemania. Disponible en: disco 2 del Manual virtual de Audi y Volkswagen (VAS 5051), acceso el 08 de enero del 2010.

Para verificar y vigilar la regulación de la relación de transmisión, se toman en cuenta, las señales de G182 (transmisor del régimen de entrada del cambio), las señales de G195 (transmisor de régimen de salida del cambio) y las señales de régimen del motor.

Sensores y transmisores que conforman el sistema Multitronic:

Transmisor de régimen de entrada al cambio G182

Este transmisor detecta el régimen de revoluciones producido por el conjunto polea biplato 1 y señala el régimen efectivo de revoluciones de entrada al cambio, este régimen, conjuntamente con el del motor sirve para regular el embrague y como guía para la regulación de la relación de transmisión.

Si este sensor llegara a fallar y no enviara señales sucedería lo siguiente:

- La fase de arrancada se gestiona a través de una curva característica fija.
- La regulación de micropatinaje y la autoadaptación de los embragues quedan desactivadas.
- Como valor supletorio se utiliza el régimen del motor.
- No se produciría ninguna indicación de fallo en el tablero.

Transmisores de régimen de salida del cambio G195 y G196:

La misión de estos sensores es detectar el régimen de revoluciones del conjunto polea biplato 2, es decir el régimen de salida del cambio.

La señal que produce el transmisor G195, registra únicamente el régimen, por otra parte, la señal producida por el transmisor G196, se utiliza para registrar el sentido de giro, de esta manera el sistema puede diferenciar si la marcha se produce hacia adelante y atrás.

En definitiva el régimen de salida sirve para:

- 1) La regulación creep.
- 2) Regular la relación de transmisión.
- 3) La función retención en pendientes hillholder.
- 4) Determinar la señal de velocidad destinada para el tablero de instrumentos.

La rueda generatriz de impulsos G195 y G196 posee un anillo magnético integrado con 32 imanes.

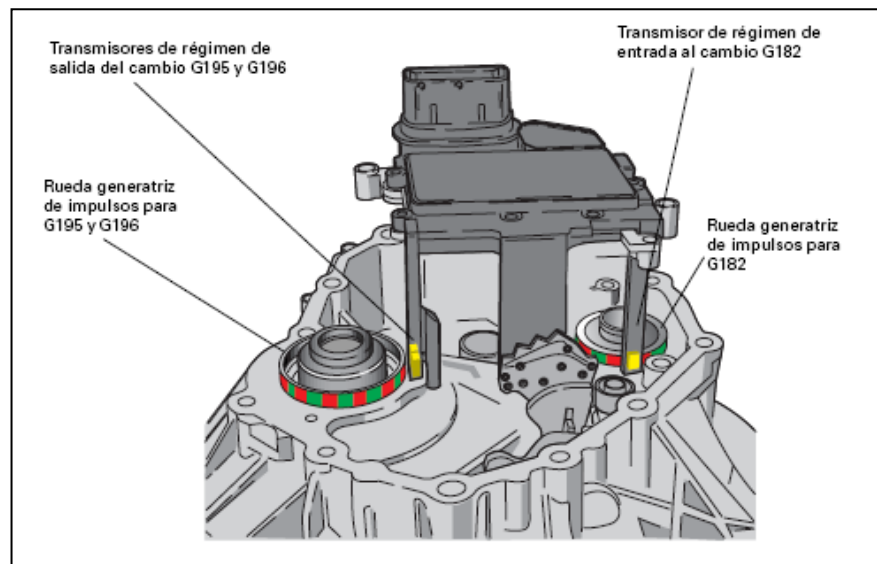
En caso de avería en el G195, el G196 es el encargado de ayudar a determinar el régimen de salida. Se produce una desactivación de la función de retención de pendientes hillholder.

Si existe una avería en el sensor G196, solo se desactiva la función de retención de pendientes, pues este sensor es el encargado de esta función.

Puede darse el caso de avería en ambos sensores, el momento que ocurra este particular, el sistema es auxiliado por la información proveniente de los regímenes a las ruedas. De igual manera que en el caso anterior, no se presentará ninguna señal de aviso en el tablero.

En el siguiente gráfico, se observa los sensores G195, G196 y G182.

Gráfico 1.29 Sensores G195, G196, G182



Fuente: Volkswagen, (2007), *Libro virtual de VW Caja de cambios Multitronic*, Alemania. Disponible en: disco 2 del Manual virtual de Audi y Volkswagen (VAS 5051), acceso el 08 de enero del 2010.

Las averías para estos sensores pueden darse por suciedad y virutas producidas por el desgaste en el anillo magnético.

Sensor G193:

Este sensor es el encargado de vigilar el correcto funcionamiento y la regulación de los embragues de disco, tanto de los de marcha hacia adelante, como los de marcha hacia atrás. Se puede observar al sensor G193 en el Gráfico 1.30.

El sensor mide la presión en los embragues y de este modo envía las señales correspondientes a la unidad de control.

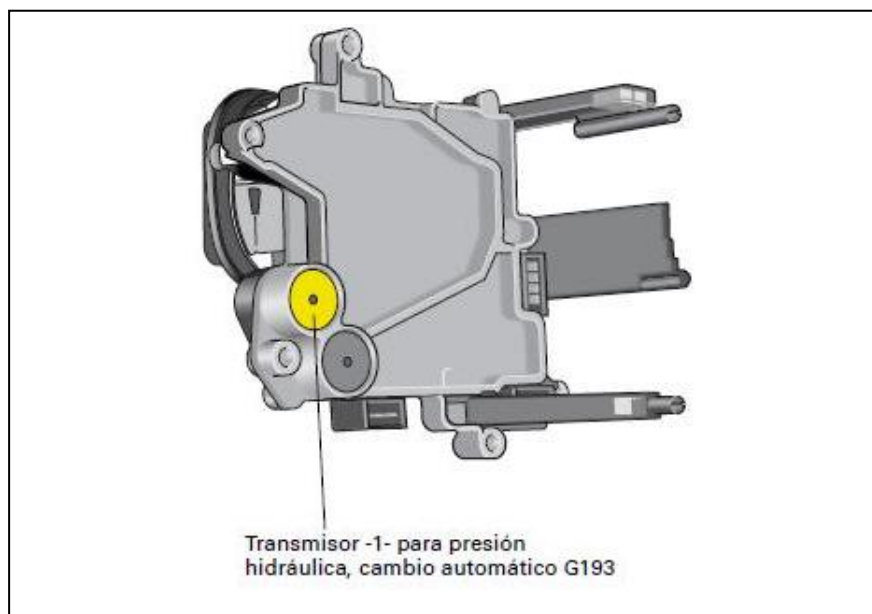
Transmisor para presión hidráulica en el cambio automático G193:

El encargado de recibir la información que envía el G193 es el transmisor para la presión hidráulica, su función es codificar la señal para que la unidad de mando envíe las correcciones en el funcionamiento de los embragues.

En caso de avería del sensor G193, se habla de un daño grave en el sistema, pues los embragues ya no serán comandados con exactitud y puede producirse deslizamiento de los mismos por falta de presión o un desgaste excesivo al recibir más presión de la normal.

Para esta avería se debe observar el tablero de instrumentos y ver un parpadeo en el indicador.

Gráfico 1.30 Transmisor para presión hidráulica G193



Fuente: Volkswagen, (2007), *Libro virtual de VW Caja de cambios Multitronic*, Alemania. Disponible en: disco 3 del Manual virtual de Audi y Volkswagen (VAS 5051), acceso el 08 de enero del 2010.

Sensor G194:

Este sensor detecta la presión de apriete, dicha presión va a ser regulada por el sensor de par. La presión va a estar vinculada al par efectivo de entrada al cambio;

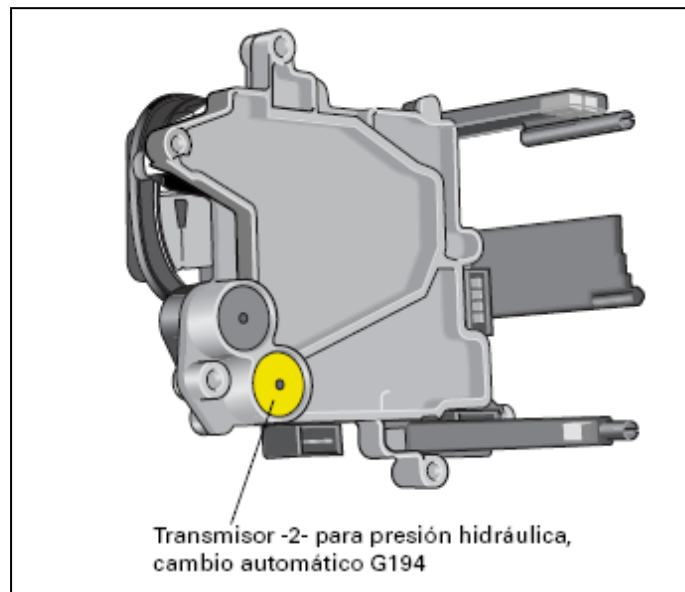
esta situación permite que la unidad de control calcule de una forma muy exacta el par de entrada al cambio.

Transmisor de la señal de G194:

La señal que envía el G194 (Gráfico 1.31) se utiliza para regular el embrague. En caso de que ocurran fallos en el sensor se desactivara la función de regulación creep.

Cuando existe la avería de este sensor el conductor no podrá observar ningún tipo de indicación en el tablero, para advertir de la falla.

Gráfico1.31 Transmisor G194



Fuente: Volkswagen, (2007), *Libro virtual de VW Caja de cambios Multitronic*, Alemania. Disponible en: disco 3 del Manual virtual de Audi y Volkswagen (VAS 5051), acceso el 08 de enero del 2010.

El resto de señales que va a recibir la unidad de control provienen de sensores del motor y de otros componentes del vehículo y son los sensores nombrados anteriormente.

Transmisor y Sensor G93:

Está integrado en la unidad electrónica del cambio. Es el encargado de detectar la temperatura del soporte base de aluminio de la unidad de control, esto lo hace porque de esa manera esta cerca de la temperatura efectiva de aceite de la transmisión.

Es importante conocer que la temperatura del aceite influye en la regulación de los embragues y del régimen primario, por eso juega un papel importante en las funciones de regulación y de autoadaptación.

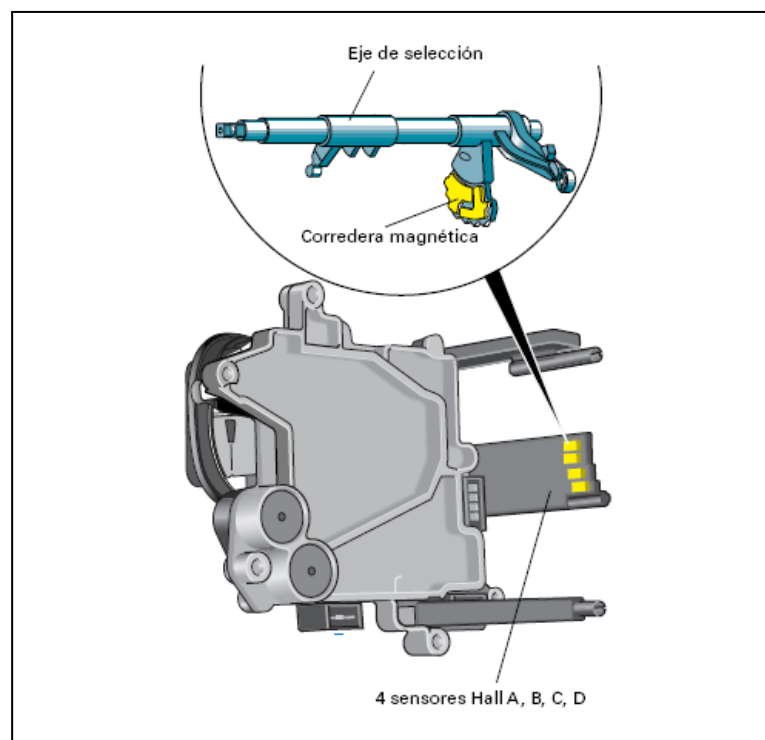
Si se avería el G93 se recurre a la temperatura del motor para calcular un valor supletorio, producto de la avería, se desactivan algunas funciones de regulación y la función de autoadaptación se desactiva por completo.

Cuando el aceite sobrepasa una temperatura de 145°C, reduce la potencia del motor, para poder proteger los componentes, conforme se produzca el aumento de temperatura, se producirá la reducción de la potencia del motor.

Transmite directamente las señales al estar montado en la unidad de control. Obsérvese el Gráfico 1.32.

Conmutador multifunción F125:

Gráfico 1.32 Conmutador F125



Fuente: Volkswagen, (2007), *Libro virtual de VW Caja de cambios Multitronic*, Alemania. Disponible en: disco 3 del Manual virtual de Audi y Volkswagen (VAS 5051), acceso el 08 de enero del 2010.

Este conmutador trabaja en base a 4 sensores hall, que hacen contacto con la corredera magnética, de esta forma cierran el circuito y se interpretan las señales del sensor como si fuera un conmutador mecánico.

El conmutador F125 va a tener dos posiciones específicas en sus contactos.

Cuando los contactos están cerrados, se trata de una señal de nivel alto, que significa que hay comunicación entre el sensor hall y la corredera magnética, en esta posición sería una señal equivalente a 1.

Por el contrario cuando los contactos están abiertos, en esta posición no genera comunicación con la corredera magnética. Esto se traduce en una señal de nivel bajo que puede ser equivalente a 0.

Este conmutador de tipo hall, va a generar de señales diferentes “0” y “1”; posee 4 conmutadores (4 sensores hall), de esta manera se pueden generar 16 combinaciones diferentes para la palanca de cambios.

Las 16 combinaciones antes mencionadas son las siguientes:

- 4 combinaciones para la detección de las posiciones P, R, N, D de la palanca selectora;
- combinaciones para detectar posiciones intermedias (P-R, R-N-D);
- 10 combinaciones para diagnosticar posiciones incorrectas.

En la siguiente tabla se puede observar las posiciones de las conmutaciones que realiza el conmutador F125.

Tabla 1.1 Conmutaciones del conmutador F125

POSICION DE LA PALANCA SELECTORA	SENSORES HALL			
	A	B	C	D
	COMBINACIONES DE CONMUTACION			
P	0	1	0	1
Entre P-R	0	1	0	0
R	0	1	1	0
Entre R-N	0	0	1	0
N	0	0	1	1
Entre N-D	0	0	1	0
D	1	0	1	0
Avería	0	0	0	0
Avería	0	0	0	1
Avería	0	1	1	1
Avería	1	0	0	0
Avería	1	0	0	1
Avería	1	0	1	1

Avería	1	1	0	0
Avería	1	1	0	1
Avería	1	1	1	0
Avería	1	1	1	1

Fuente: Volkswagen, (2007), *Libro virtual de VW Caja de cambios Multitronic*, Alemania. Disponible en: disco 2 del Manual virtual de Audi y Volkswagen (VAS 5051), acceso el 08 de enero del 2010.

Para determinar las averías a cada tipo de falla que puede darse en el conmutador, es necesario consultar en el manual de reparación, para determinar que código es el que produce los errores en la marcha⁷.

Conmutador para Tiptronic F189:

Está integrado en la placa de circuitos impresos del mando del cambio. Consta de tres sensores hall que cierran el circuito gracias a un imán que está montado en la cortinilla de la palanca.

Los sensores hall son los siguientes:

- 1) Sensor para cambios a menor.
- 2) Sensor para detección de tiptronic.
- 3) Sensor para cambios a mayor.

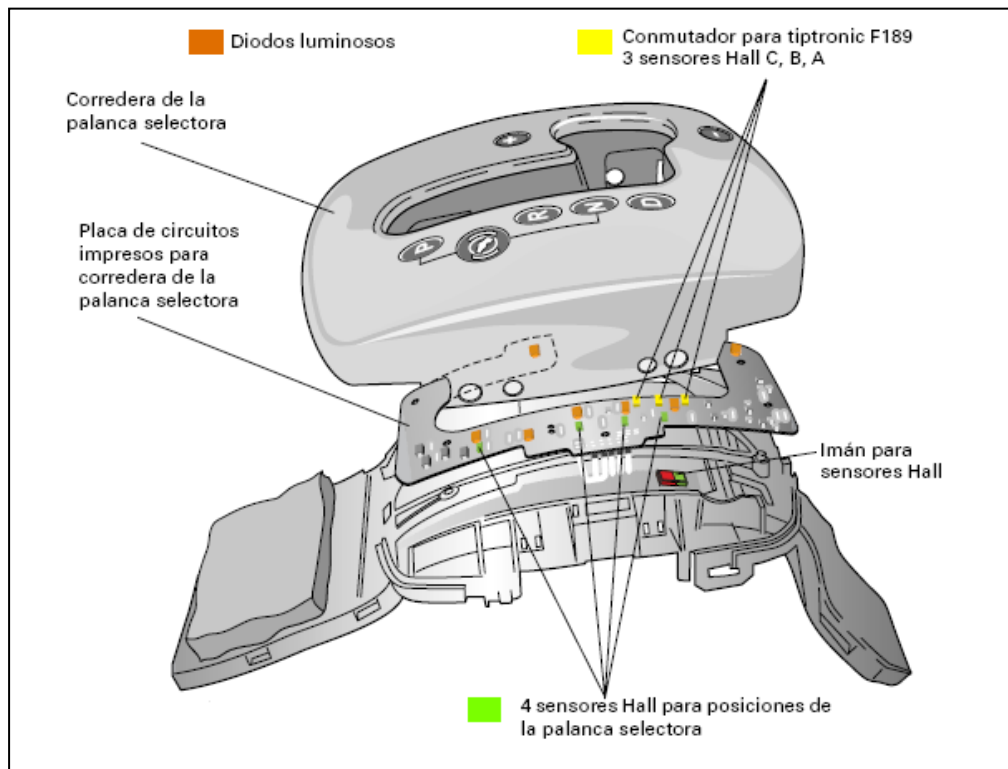
En la placa de circuitos se tiene siete diodos led, cada uno corresponde a su respectiva posición de la palanca selectora, el símbolo de “Accionar freno”, así como “+” y “-” que son parte de la pista selectora del tiptronic.

Este tipo de conmutador F189 transmite una señal de nivel bajo (0) hacia la unidad de control.

En caso de que se presente un fallo en este conmutador, se bloqueará la función del tiptronic y se presentará una indicación de fallo inversa. Se puede apreciar todo el circuito de la palanca de cambios en el Gráfico 1.33.

⁷ Fuente: Volkswagen, (2007), *Libro virtual de VW Caja de cambios Multitronic*, Alemania. Disponible en: disco 2 del Manual virtual de Audi y Volkswagen (VAS 5051), acceso el 08 de enero del 2010, pág.

Gráfico 1.33 Circuito de la palanca de cambios



Fuente: Volkswagen, (2007), *Libro virtual de VW Caja de cambios Multitronic*, Alemania. Disponible en: disco 2 del Manual virtual de Audi y Volkswagen (VAS 5051), acceso el 08 de enero del 2010.

Esquema de funciones del circuito eléctrico del cambio Multitronic:

Componentes:

F Conmutador de luz de freno.

F125 Conmutador multifunción.

F189 Conmutador para tiptronic.

G93 Transmisor de temperatura del aceite de transmisión.

G182 Transmisor de régimen de entrada al cambio.

G193 Transmisor -1- para presión hidráulica, cambio automático (presión de embrague).

G194 Transmisor -2- para presión hidráulica, cambio automático (presión de apriete).

G195 Transmisor de régimen de salida del cambio.

G196 Transmisor -2- de régimen de salida del cambio.

N88 Electroválvula 1 (refrigeración embragues / desactivación de seguridad).

N110 Electroimán para bloqueo de la palanca selectora.

N215 Válvula reguladora de presión -1- para cambio automático (regulación de embrague).

N216 Válvula reguladora de presión -2- para cambio automático (regulación de relación de transmisión).

J217 Unidad de control para Multitronic

J226 Relé para bloqueo de arranque y luz de marcha atrás

S Fusibles

Conexiones y señales suplementarias

U Hacia el volante tiptronic (opción)

V Del borne 58d

W Hacia las luces de marcha atrás

X De la cerradura de contacto, borne 50

Y Hacia el motor de arranque, borne 50

Z Hacia las luces de freno

1 CAN-Bus área de la tracción, versión baja (low)

2 CAN-Bus área de la tracción, versión alta (high)

3 Señal para indicación de las marchas

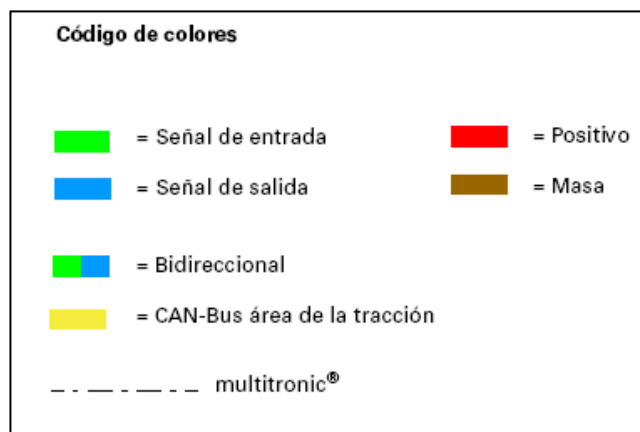
4 Señal de velocidad de marcha

5 Señal de régimen del motor

6 Terminal K para diagnósticos

En el siguiente gráfico, se representa el código de colores del circuito eléctrico del cambio Multitronic:

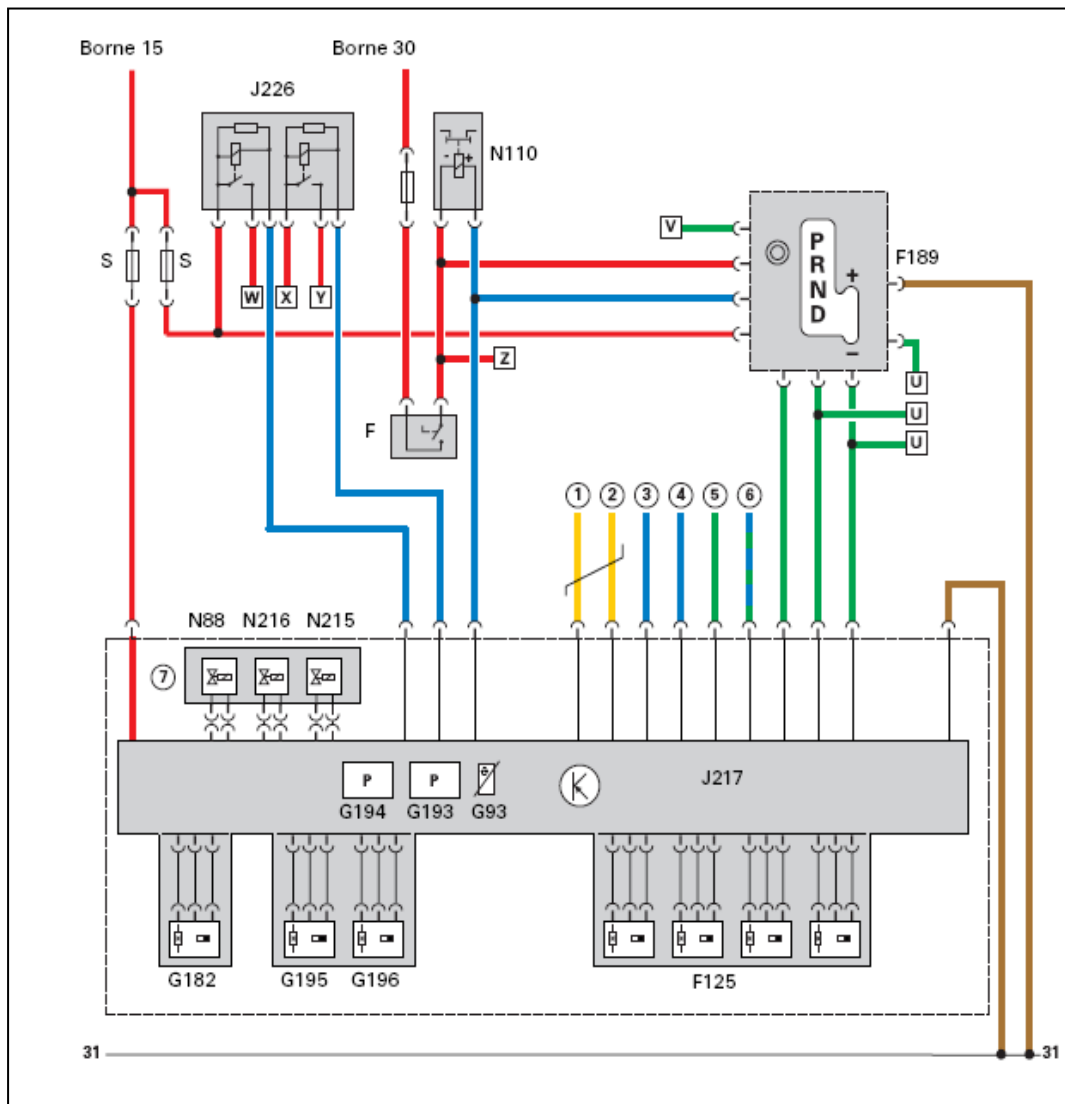
Gráfico 1.34 Colores del Circuito eléctrico del cambio Multitronic



Fuente: Volkswagen, (2007), *Libro virtual de VW Caja de cambios Multitronic*, Alemania. Disponible en: disco 2 del Manual virtual de Audi y Volkswagen (VAS 5051), acceso el 08 de enero del 2010.

En el Grafico 1.35 se puede observar el circuito eléctrico de cambio Multitronic.

Gráfico 1.35 Circuito eléctrico del cambio Multitronic



Fuente: Volkswagen, (2007), *Libro virtual de VW Caja de cambios Multitronic*, Alemania. Disponible en: disco 2 del Manual virtual de Audi y Volkswagen (VAS 5051), acceso el 08 de enero del 2010.

El cableado va integrado con el cableado del motor, de esta manera se tiene un solo chicote de cableado para el vehículo.

Adaptación progresiva de las revoluciones:

Esta es la función sirve para regular el régimen de revoluciones del motor y el régimen de adaptación de la caja de cambios, puesto que al acelerar en el resto de cajas CVT primero responde el motor y luego la transmisión, con esto se da lugar al resbalamiento o fricción del embrague, lo que produce grandes pérdidas. Al lograr

esta condición la caja Multitronic permite que su comportamiento sea similar al de una caja automática.

El desarrollo de la adaptación progresiva de las revoluciones se logra mediante tres etapas:

- 1) Al pisar el acelerador el motor gira a un régimen un poco alto, mientras que el variador cambia a un desarrollo menor o más corto, esto se lleva a cabo sin sacudidas y de una forma desapercibida por el conductor.
- 2) En esta etapa se produce una adaptación progresiva de las revoluciones con la que el régimen del motor sigue subiendo de forma continua a una velocidad ascendente.
- 3) En esta fase se realizan correcciones gracias a la ayuda de la electrónica aplicada, dichas correcciones nos llevan a mejores condiciones de manejo, como conseguir un bajo consumo de combustible o un alto desempeño según lo desee el conductor.

Programa de regulación dinámica (DRP):

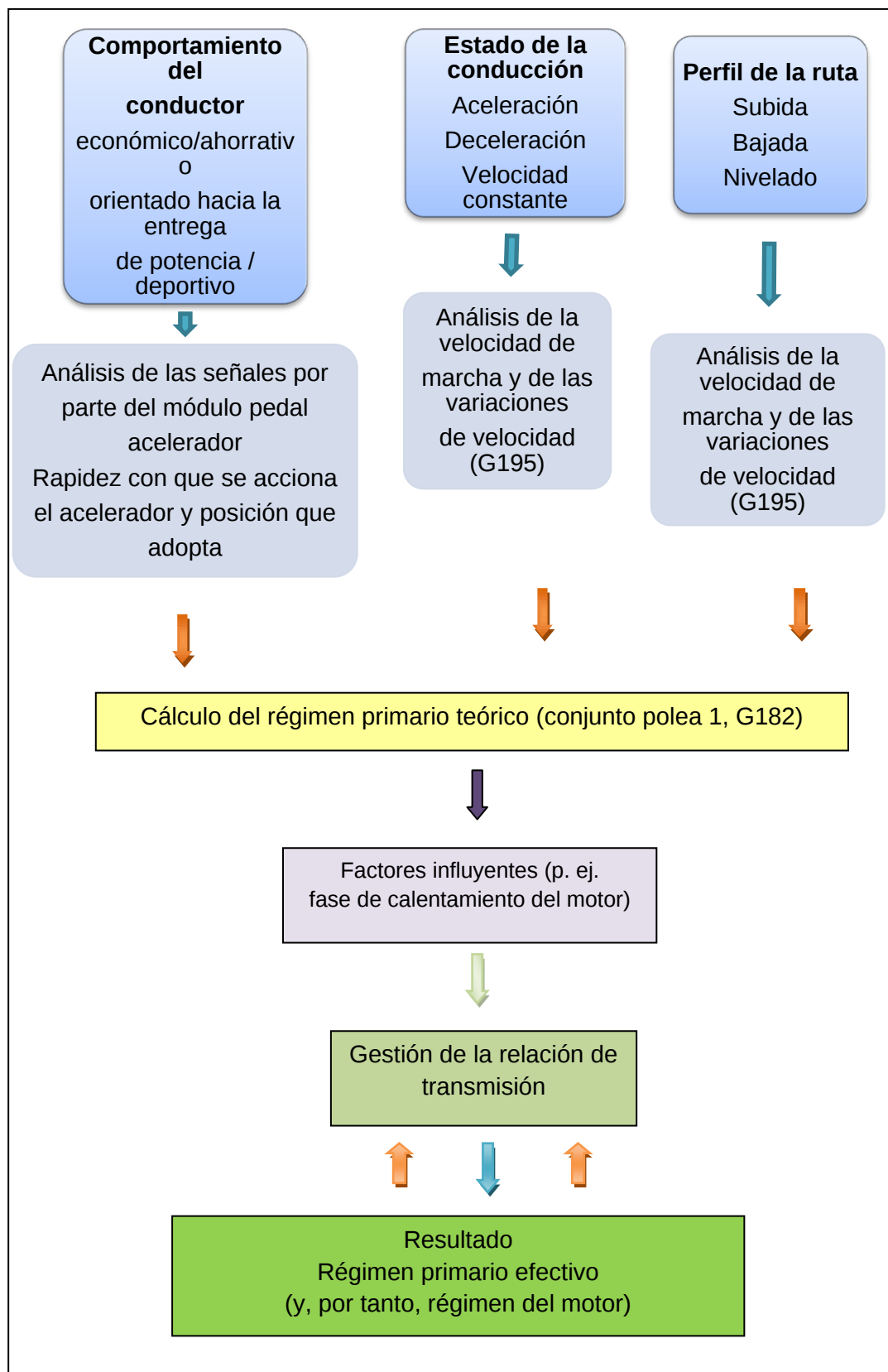
Este programa es de memoria adaptativa que memoriza el deseo del conductor mediante los movimientos del pedal del acelerador, estos movimientos traducen en una orden de marcha actual. Gracias a este sistema la Multitronic puede realizar cambios en la marcha de mayor a menor y viceversa de mejor manera que en una caja automática, sin sacudidas y de una forma más progresiva.

Esta gestión se basa por lo tanto, en campos característicos completamente diferentes que representan una forma de conducción especialmente económica o deportiva, la electrónica controla de manera eficaz para que la caja se adapte a la forma de conducción, por esta razón se tiene dos modos de conducción, Economy y Kick-down.

Modo de conducción Economy o modo económico, en el cual se busca obtener un bajo consumo de combustible, para esto utiliza desarrollos largos para cada marcha, dichos desarrollos comienzan a partir de los 60Km/h.

A continuación se realiza un cuadro del funcionamiento de la regulación DRP:

Cuadro 1.1 Regulación DRP



Fuente: Volkswagen, (2007), *Libro virtual de VW Caja de cambios Multitronic*, Alemania. Disponible en: disco 2 del Manual virtual de Audi y Volkswagen (VAS 5051), acceso el 08 de enero del 2010.

El modo de conducción Kick-down o máximo, se produce cuando el conductor pisa el pedal del acelerador al máximo, en este caso se vuelve una conducción deportiva, se produce mayor desmultiplicación para que el vehículo desarrolle mayor potencia y llegue a su máximo. En este caso sucede todo lo contrario que en el anterior, se producen una serie de desarrollos cortos, los que permiten alcanzar la potencia máxima.

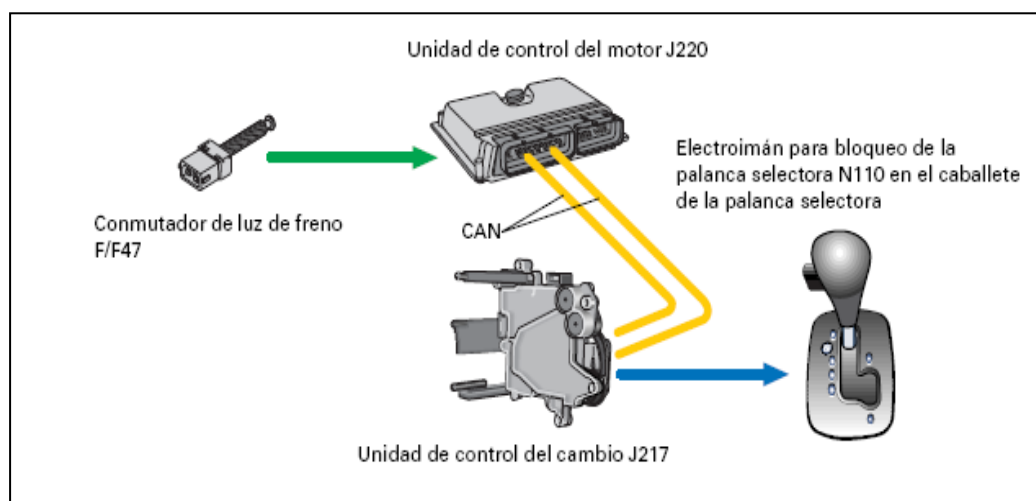
Para el manejo en condiciones de marcha normales en donde el conductor pisa el pedal de acuerdo a la carretera y el tránsito, la electrónica de esta caja busca siempre el menor consumo con buenas prestaciones, por lo que va seleccionando las marchas a cada instante para lograr este objetivo.

El programa es muy práctico y se desenvuelve muy bien en cuanto a saber qué tipo de conducción es la que desea el conductor, pero al haber infinitas posibilidades de manejo en carretera, lo más conveniente es que el conductor se auxilie con el cambio tiptronic, de esta manera se cubren todas las posibilidades y se garantiza un manejo cómodo y adaptable a todas las necesidades.

Intercambio de información del sistema Multitronic a través de CAN-Bus:

Se puede representar la secuencia que sigue el intercambio de información del sistema Multitronic mediante el CAN-Bus en el siguiente gráfico:

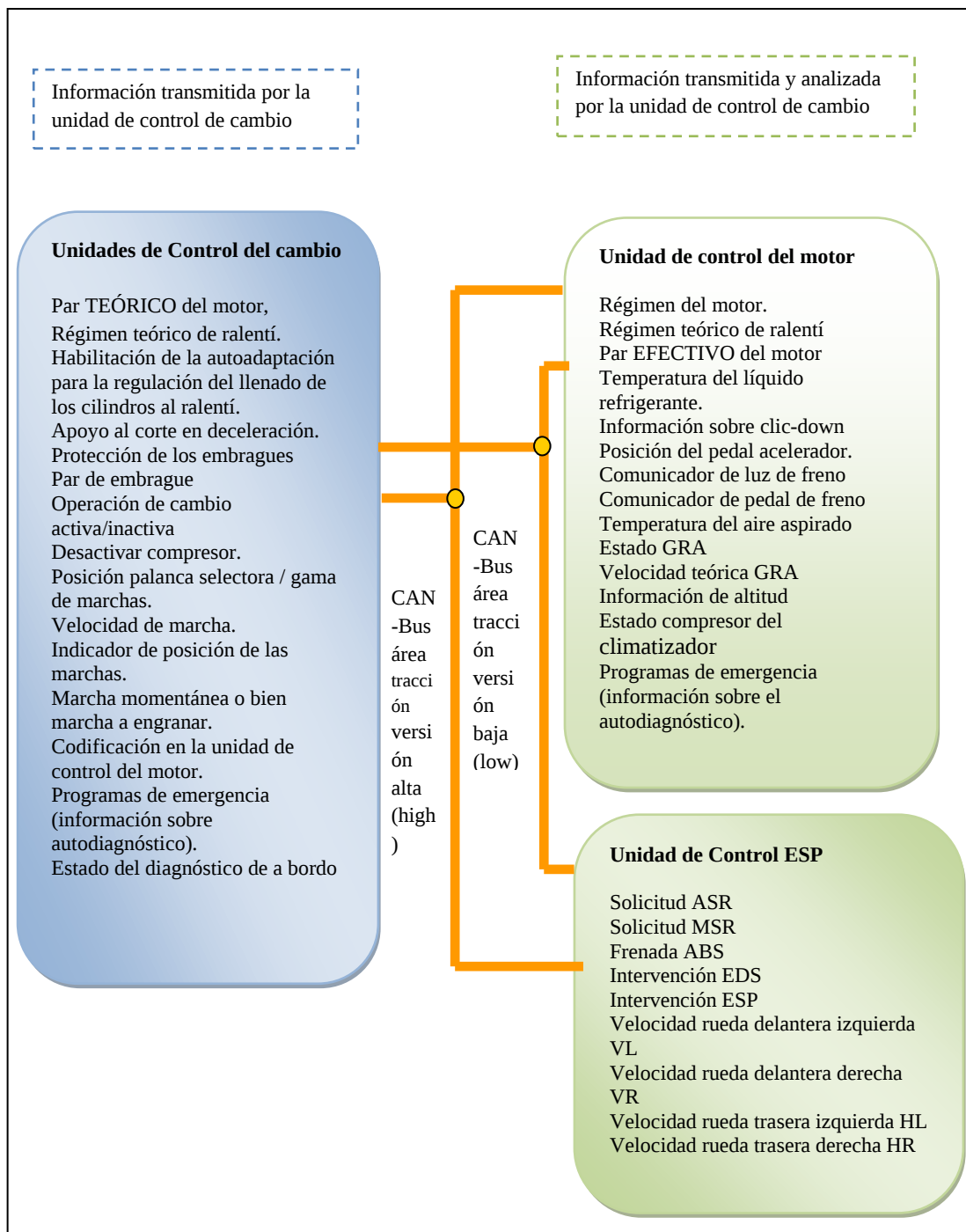
Gráfico 1.36 Intercambio de información mediante el CAN-Bus



Fuente: Volkswagen, (2007), *Libro virtual de VW Caja de cambios Multitronic*, Alemania. Disponible en: disco 2 del Manual virtual de Audi y Volkswagen (VAS 5051), acceso el 08 de enero del 2010.

En el siguiente cuadro se puede observar cuales son las señales que se transmiten a la unidad de control por medio del CAN-Bus.

Cuadro 1.2 Señales que se transmiten del CAN-Bus a la unidad de control



Fuente: Volkswagen, (2007), *Libro virtual de VW Caja de cambios Multitronic*, Alemania. Disponible en: disco 2 del Manual virtual de Audi y Volkswagen (VAS 5051), acceso el 08 de enero del 2010.

1.5 CONCLUSIONES:

De los diferentes tipos de cajas de cambios CVT, se enfocó el estudio en la caja de cambios Multitronic de la marca alemana Audi; debido a que presenta un variador

continuo, en el cual existe avances tecnológicos y una optima fusión entre la electrónica, la hidráulica y la mecánica.

Las ventajas de la Multitronic se ven reflejadas en un manejo suave, pero con un control absoluto por parte del conductor y excelentes prestaciones debido al programa DRP; por otro lado la respuesta del vehículo en el cambio tiptronic da la sensación de una conducción deportiva y con alto rendimiento del cambio.

Las cajas de cambios con variador continuo, son las transmisiones del futuro, sus prestaciones son muy altas y conforme avance la tecnología serán más precisas y podrán optimizar al máximo el rendimiento del motor en el vehículo, de esta manera se consigue un ahorro de combustible, sin sacrificar la potencia y las prestaciones de los vehículos.

Para la transmisión del movimiento entre las poleas, Audi creó una cadena que minimiza las pérdidas y ayuda a que el movimiento mecánico del variador sea lo más preciso posible. La electrónica juega un papel fundamental enviando las señales necesarias para que los mandos hidráulicos regulen la posición de los platos y se realice la apertura de los mismos según las condiciones del terreno y las necesidades del conductor.

Una característica muy ingeniosa es que el movimiento ingresa primero por un tren epicicloidal, el cual realiza una desmultiplicación inicial que ayuda para obtener la fuerza en el arranque, la otra función es invertir el sentido de giro y dar la posibilidad de tener reversa.

El cableado estructural que conecta la unidad de control electrónica de la caja de cambios, con todos los sensores y conmutadores de la caja, está incorporado al chicote principal del vehículo; de esta manera se tiene un solo cableado para control de los mandos electrónicos del vehículo.

CAPITULO II

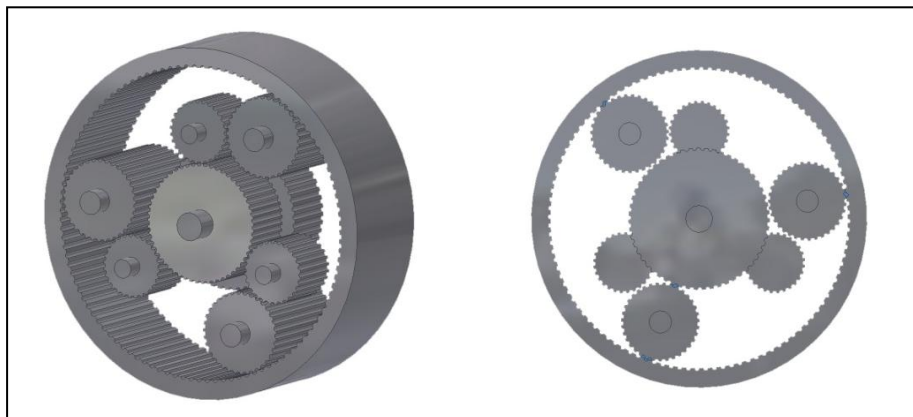
DISEÑO DE LOS COMPONENTES MECANICOS

DE LA CAJA DE CAMBIOS CVT

Para determinar cuáles son los esfuerzos que se producen en el conjunto de elementos mecánicos que conforman la caja de cambios CVT es necesario conocer los puntos críticos del sistema y saber cómo se comportan los elementos en condiciones extremas de manejo.

Conjunto reductor: está formado por un tren epicycloidal de tipo Ravigneaux el cual se describió en el Capítulo I. Véase el Gráfico2.1.

Gráfico 2.1 Tren epicycloidal de tipo Ravigneaux



Fuente: Autor

2.1 CÁLCULOS EN EL CONJUNTO REDUCTOR:

2.1.1 Análisis en el Planetario primario:

Para realizar el análisis de los elementos se toma en cuenta los valores máximos de potencia que otorga el motor, de esta manera se tiene:

Una potencia máxima de 116.68 Kw a 5900 rpm, estos valores son de un AUDI A4 1.8T B7 2008 que viene equipado con una caja de cambios Multitronic.

$$T = \frac{pot.k}{n} \quad [2-1]$$

$$T = \frac{116.68E3 * 9.55}{5900}$$

$$T = 188.87Nm$$

De donde:

T = torque (Nm)

pot = potencia (Kw)

k = constante

n = numero de revoluciones (rpm)

Para la obtención de medidas de los elementos mecánicos, se diseño en base a valores coherentes que permitan que los elementos puedan ser construidos, se ensamblen en una caja de cambios real y que resistan los esfuerzos máximos producidos por este tipo de cajas de cambios.

A continuación se utiliza la siguiente fórmula para obtener la fuerza tangencial.

$$W_t = \frac{60000 \cdot pot}{\pi \cdot d \cdot n} \quad [2-2]$$

De donde:

Wt = carga transmitida (N)

pot = potencia (Kw)

d = diámetro del engrane (mm)

n = velocidad (rpm)

π = constante

Remplazando los valores en la ecuación se obtiene:

$$W_t = \frac{60000 * 116.68}{\pi * 0.0595 * 5900}$$

$$W_t = 6348N$$

Al tener tres satélites en el modelo de caja de cambios el valor real de la fuerza tangencial es:

$$W_t = \frac{6348}{3} \quad [2-3]$$

$$W_t = 2116N.$$

Se procede a calcular la velocidad lineal:

$$V = W \cdot r \quad [2-4]$$

De donde:

V = velocidad lineal (m/s).

W = velocidad angular (rad/s).

r = radio (m).

Reemplazando los valores:

$$V = 5900 * \frac{2\pi}{60} * 0.02975$$

$$V = 18.38 \text{ m/s}$$

Se procede a descomponer la fuerza total (W) porque posee piñones helicoidales:

$$Wr = Wt \cdot \tan \emptyset \quad [2-5]$$

$$Wr = 2116 * \tan 20$$

$$Wr = 770.16 \text{ N}$$

De donde:

Wr = componente radial (KN)

$\emptyset$ = ángulo de presión (grados)

Wt = componente tangencial (KN)

Para el cálculo de la carga de empuje:

$$Wa = Wt \cdot \tan \varphi \quad [2-6]$$

$$Wa = 2116 * \tan 30$$

$$Wa = 1222$$

En donde:

Wa = componente axial o carga de empuje (KN).

φ = ángulo de hélice (grados).

Se obtiene la fuerza total W mediante la siguiente ecuación:

$$W = \frac{Wt}{\cos \emptyset \cdot \cos \varphi} \quad [2-7]$$

De donde:

W_t = fuerza tangencial (KN)

φ = ángulo de hélice (grados).

$\emptyset$ = ángulo de presión (grados)

W = Fuerza total (KN)

$$W = \frac{2116}{\cos 20^\circ * \cos 30^\circ}$$

$$W = 2.6 \text{ KN}$$

Cálculo de la relación de transmisión que se produce en la posición de reversa (cuando el porta satélites esta fijo):

$$e = \frac{nc}{nd} \quad [2-8]$$

De donde:

e = valor del tren (a dimensional)

nc = número de dientes de los conductores

nd = número de dientes de los conducidos

$$e = \frac{34}{76}$$

$$e = 0.447$$

Relación de velocidad angular

$$i = \frac{r1}{r2} \quad [2-9]$$

De donde:

i = relación de velocidad angular (a dimensional)

$r1$ = radio primitivo del impulsor (mm)

$r2$ = radio primitivo del impulsado (mm)

$$i = \frac{29.75}{66.5}$$

$$i = 0.44$$

En este punto se desea encontrar la velocidad final o de salida (n_l), para esto se utiliza la siguiente ecuación:

$$nl = e \cdot nf \quad [2-10]$$

$$nl = 0.447 * 5900$$

$$nl = 2637rpm$$

De donde:

nl = velocidad final (rpm)

e = relación de transmisión (a dimensional)

nf = velocidad de entrada (rpm)

2.1.1.1 Análisis de fractura por fatiga superficial:

Factor de sobrecarga (Ko):

Al ser una maquina de impacto moderado y el motor de impacto moderado.

$$Ko = 1.5 \quad [2-11]$$

Este factor se obtiene mediante una tabla (Anexo 1)

Para determinar la calidad se debe tomar en cuenta los siguientes aspectos:

Qv = calidad

De donde:

Qv = 3 al 7 para engranes comerciales.

Qv = 8 al 12 para engranes de precisión.⁸

Por lo que se escogió: Qv = 10.

Factor dinámico Kv:

$$B = 0.25 * (12 - Qv)^{2/3} \quad [2-12]$$

$$B = 0.25 * (12 - 10)^{2/3}$$

$$B = 0.39$$

$$A = 50 + 56 * (1 - B) \quad [2-13]$$

⁸ "SHIGLEY, Joseph, MISCHKE, Charles, (2002) *Diseño en Ingeniería Mecánica*, 6ta Edición. Diseño de elementos mecánicos, pag 928.

$$A = 50 + 56 * (1 - 0.39)$$

$$A = 83.77$$

Se reemplaza los valores obtenidos en [2-11] y en [2-12] y se obtiene:

$$Kv = \left(\frac{A + \sqrt{200V}}{A} \right)^B \quad [2-14]$$

De donde:

Kv = factor dinámico (a dimensional)

B = coeficiente para determinar Kv (a dimensional)

A = coeficiente para determinar Kv (a dimensional)

V = velocidad (m/s)

$$Kv = \left(\frac{83.77 + \sqrt{200 * 18.38}}{83.77} \right)^{0.0.39}$$

$$Kv = 1.24$$

Factor de tamaño (Ks):

El factor Ks^9 es muy importante, ya que considera la falta de uniformidad del material debido al tamaño. Para la norma AGMA que es la normativa que se toma en cuenta en todas las ecuaciones del cálculo de este tren epicicloidial.

$$Ks = 1 \quad [2-15]$$

Factor de distribución de la carga (Kh):

El factor de distribución de la carga Kh es indispensable para que la Wt se distribuya de igual forma en el ancho de cara del diente. Véase el Anexo 2,

$$Kh = 1.6 \quad [2-16]$$

Factor geométrico para la resistencia a la flexión:

Se obtiene del gráfico del Anexo 3.

$$Yj = 0.37 \quad [2-17]$$

⁹ "SHIGLEY, Joseph, MISCHKE, Charles, (2002) *Diseño en Ingeniería Mecánica*, 6ta Edición. Engranajes rectos y helicoidales, pag 931.

El factor de espesor del aro (K_b):

Sirve para cuando el engrane tiene un diámetro considerable. Y se construye con una serie de radios, K_b indica que valor de diámetro de cada aro es el necesario para no sacrificar la resistencia de la rueda.

Cuando el piñón no posee un diámetro excesivo el valor de factor del espesor del aro¹⁰ es el siguiente:

$$K_b = 1 \quad [2-18]$$

El ancho neto de cara del elemento (b):

Es una medida que se puede obtener directamente midiendo el elemento o por medio del manual.

$$b = 0.025 \, m \quad [2-19]$$

Modulo métrico transversal de los engranajes (m):

Es la relación del diámetro de paso con el número de dientes de un mismo engranaje, en un tren de engranes, todos los elementos que lo conformen van a tener el mismo modulo.

$$m = \frac{d}{N} \quad [2-20]$$

$$m = \frac{59.5}{34}$$

De donde:

m = modulo (a dimensional)

d = diámetro de paso (mm)

N = numero de dientes (a dimensional)

$$m = 1.75$$

Esfuerzo flexionante:

$$\sigma = Wt. Ko. Kv. Ks. \frac{1. Kh. Kb}{b. mt. Yj} \quad [2-21]$$

¹⁰ "SHIGLEY, Joseph, MISCHKE, Charles, (2002) *Diseño en Ingeniería Mecánica*, 6ta Edición. Diseño de elementos mecánicos, pag 936.

Se reemplaza [2-3], [2-11], [2-14], [2-15], [2-16], [2-17], [2-18], [2-19], [2-20].

De donde se obtiene:

$$\sigma = 2116 * 1.5 * 1.24 * 1 * \frac{1 * 1.6 * 1}{0.025 * 1.75E - 3 * 0.37}$$

$$\sigma = 389.02 MPa$$

Resistencia a la flexión:

Es importante conocer el material utilizado para la construcción, en este caso es un acero AISI 4140 T&R¹¹ con una dureza Brinell de 510HB

$$St = 0.703 * HB + 113MPa \quad [2-22]$$

St = resistencia a la flexión (MPa)

HB = dureza Brinell (HB)

De donde:

$$St = 0.703 * 510 + 113MPa$$

$$St = 471.53MPa$$

Factor de los ciclos de carga (Yn):

$$Yn = 1.6831 * (N)^{-0.0178} \quad [2-23]$$

De donde:

N = número de ciclos de carga.

Remplazando los valores en la ecuación se obtiene:

$$Yn = 1.6831 * (2.59E10)^{-0.0178}$$

$$Yn = 0.92$$

Factor de confiabilidad (Kr):

$$Kr = 0.85^{12} \quad [2-24]$$

¹¹ "SHIGLEY, Joseph, MISCHKE, Charles, (2002) *Diseño en Ingeniería Mecánica*, 6ta Edición. Apéndice E, pag 1216.

¹² "SHIGLEY, Joseph, MISCHKE, Charles, (2002) *Diseño en Ingeniería Mecánica*, 6ta Edición. Engranajes rectos y helicoidales, pag 935.

Factor de temperatura:

$$K_t = 1^{13} \quad [2-25]$$

Factor de seguridad:

Reemplazando [2-22], [2-23], [2-24], [2-25] se tiene:

$$S_f = \frac{S_t * Y_n}{\sigma * K_r * K_t} \quad [2-26]$$

$$S_f = \frac{471.53 * 0.92}{389.02 * 0.85 * 1}$$

$$S_f = 1.31$$

2.1.1.2 Análisis de falla producida por picadura:

Coeficiente elástico:

El coeficiente elástico Z_e se obtiene del Anexo 4.

$$Z_e = 191E3\sqrt{Pa} \quad [2-27]$$

A continuación se obtienen los siguientes factores:

El factor de sobrecarga se obtiene de la ecuación [2-11]

$$K_o = 1.5$$

Para el factor dinámico, se realiza la ecuación [2-14]

$$K_v = 1.33$$

El factor de tamaño se obtiene de la ecuación [2-15]

$$K_s = 1$$

Para el factor de distribución de la carga obsérvese la ecuación [2-16]

$$K_h = 1.6$$

¹³ "SHIGLEY, Joseph, MISCHKE, Charles, (2002) *Diseño en Ingeniería Mecánica*, 6ta Edición. Apéndice E, pag 1216.

El factor de la condición superficial de la resistencia a la picadura:¹⁴

Según AGMA:

$$Z_r = 1 \quad [2-28]$$

Diámetro de paso del piñón:

Este valor se obtiene de la medición del diámetro de paso.

$$dw = 0.0595m \quad [2-29]$$

El ancho de cara del elemento más angosto se obtiene de la ecuación [2-19]

$$b = 0.025m$$

Cálculo del factor geométrico para la resistencia a la picadura I o Zi:

$$mg = \frac{Ng}{Np} \quad [2-30]$$

$$mg = \frac{76}{34}$$

$$mg = 2.23$$

De donde:

mg = relación de velocidad (a dimensional)

Ng = número de dientes del engrane (a dimensional)

Np = número de dientes del piñón (a dimensional)

Para el cálculo de I:

I = factor geométrico para la resistencia a la picadura (a dimensional)

Ø = ángulo de presión (grados)

mg = relación de velocidad (a dimensional)

$$I = \frac{\cos\phi * \sen\phi}{2} * \frac{mg}{mg - 1} \quad [2-31]$$

$$I = \frac{\cos 20 * \sen 20}{2} * \frac{2.23}{2.23 - 1}$$

¹⁴ "SHIGLEY, Joseph, MISCHKE, Charles, (2002) *Diseño en Ingeniería Mecánica*, 6ta Edición. Diseño de elementos mecánicos, pag. 930.

$$I = 0.3$$

Esfuerzo de aplastamiento:

$$\sigma_c = Z_e * \sqrt{\frac{Wt * K_o * K_v * K_s * K_h * Z_r}{dW * b * I}} \quad [2-32]$$

Se reemplaza [2-3], [2-11], [2-14], [2-15], [2-16], [2-27], [2-29], [2-19] y [2-31]:

$$\sigma_c = 191E3\sqrt{Pa} * \sqrt{\frac{2116 * 1.5 * 1.33 * 1 * 1.6 * 1}{0.0595 * 0.025 * 0.3}}$$

$$\sigma_c = 743.08MPa$$

El factor de vida de ciclos de carga¹⁵ es importante para determinar el factor de seguridad pues indica la vida útil aproximada de los engranes.

$$Z_n = 1.4488N^{-0.023} \quad [2-33]$$

$$Z_n = 1.4488 * (2.59E10)^{-0.023}$$

$$Z_n = 0.83$$

De donde:

N = número de ciclos de carga (a dimensional)

Zn = factor de ciclos de carga (a dimensional)

El factor de temperatura viene dado de la ecuación [2-25]

$$K_t = 1$$

El factor de confiabilidad se obtiene de [2-24]

$$K_r = 0.85$$

Factor de relación de la dureza¹⁶

$$CH = 1 \quad [2-34]$$

¹⁵ "SHIGLEY, Joseph, MISCHKE, Charles, (2002) *Diseño en Ingeniería Mecánica*, 6ta Edición. Engranes rectos y helicoidales, pag. 935.

¹⁶ "SHIGLEY, Joseph, MISCHKE, Charles, (2002) *Diseño en Ingeniería Mecánica*, 6ta Edición. Engranes rectos y helicoidales, pag. 933.

Esfuerzo de contacto permisible:

$$S_c = 2.41HB + 237 \quad [2-35]$$

De donde:

S_c = esfuerzo de contacto permisible (MPa)

HB = dureza Brinell (HB)

$$S_c = (2.41 * 510) + 237$$

$$S_c = 1466.1 \text{ MPa}$$

El factor de seguridad AGMA:

Para obtener el factor de seguridad es necesario reemplazar [2-35], [2-33], [2-34], [2-25], [2-45] y [2-32]:

$$S_h = \frac{S_c * Z_n * C_H / (K_t * K_r)}{\sigma_{\text{sofometido}}} \quad [2-36]$$

$$S_h = \frac{1466.1 * 1 * 1 / (1 * 0.85)}{743.08}$$

$$S_h = 2.32$$

Al ser el factor de seguridad mayor que 1, queda demostrado que el engrane es resistente a la picadura.

Es recomendable siempre evaluar los factores de seguridad, pues el acero puede comportarse de diferente manera a cada tipo de esfuerzo, se recomienda realizar la siguiente comparación:

$$S_f \approx S_h^2 \quad [2-37]$$

$$1.31 \approx 2.32^2$$

$$1.31 \approx 5.38$$

2.1.2 Análisis del Satélite primario:

El satélite primario recibe el movimiento directamente del planetario y en esta posición sirve para trasladar el movimiento hacia el satélite secundario. En este caso la velocidad lineal es la misma que en el planetario y el material utilizado es de igual manera un acero AISI 4140 T&R. Al ser un piñón con menos dientes que el

planeta, el número de revoluciones va a incrementarse tal y como lo demuestra la siguiente ecuación

La velocidad de giro va a ser la misma para los 3 satélites primarios que se encuentran en el conjunto. Para todos los análisis tanto de velocidad, como los de resistencia, se analiza cualquiera de los satélites primarios, pues los mismos se van a comportar de forma similar.

La velocidad lineal se obtiene aplicando la ecuación [2-4].

$$V = 18.38m/s$$

Por medio de la siguiente ecuación se obtiene el valor del torque:

$$T = Wt * r \quad [2-38]$$

De donde:

T = torque (Nm)

Wt = fuerza tangencial en (N), esta se tiene de la ecuación [2-3]

r = radio (m), este es un valor medido directamente en el piñón.

Remplazando los valores en la ecuación se tiene:

$$T = 2116 * 0.0175$$

$$T = 37.03Nm$$

2.1.2.1 Análisis de fractura por fatiga superficial

Para realizar los análisis, tanto para fatiga, como para picadura, se aplica el mismo proceso que se utilizo para el planetario principal.

De esta manera se puede observar los resultados del análisis en la siguiente tabla:

Tabla 2.1 Factor de seguridad producido por fatiga

FACTOR DE SEGURIDAD A FATIGA				
	NOMENCLATURA	VALOR	UNIDAD	PROCEDIMIENTO
	A	0,83	n/d	Ecuación [2-13]
	B	0,39	n/d	Ecuación [2-12]
Factor dinámico	Kv	1,24	n/d	Ecuación [2-14]

Factor de tamaño	Ks	1	n/d	Ecuación [2-15]
Factor de distribución de la carga	Kh	1,6	n/d	Ecuación [2-16]
Factor geométrico para la resistencia a la flexión	Yj	0,33	n/d	Ecuación [2-17]
El factor de espesor del aro	Kb	1	n/d	Ecuación [2-18]
El ancho neto de cara del elemento	b	0,025	m	Ecuación [2-19]
Modulo métrico transversal	m	1,75	n/d	Ecuación [2-20]
Esfuerzo flexionante	σ	436.17	Mpa	Ecuación [2-21]
Resistencia a la flexión	St	417,53	MPa	Ecuación [2-22]
Factor de los ciclos de carga	Yn	0,92	n/d	Ecuación [2-23]
Factor de confiabilidad	Kr	0,85	n/d	Ecuación [2-24]
Factor de temperatura	Kt	1	n/d	Ecuación [2-25]
Factor de seguridad	Sf	1,17	n/d	Ecuación [2-26]

Fuente: Autor

2.1.2.2 Análisis de falla producido por picadura

Se aplica el mismo principio utilizado para el planetario principal. A continuación se puede observar los resultados en la siguiente tabla:

Tabla 2.2 Factor de seguridad producido por picadura

FACTOR DE SEGURIDAD A PICADURA				
	NOMENCLATURA	VALOR	UNIDAD	PROCEDIMIENTO
Factor de sobrecarga	Ko	1,5	n/d	Ecuación [2-11]
	A	0,83	n/d	Ecuación [2-13]

	B	0,39	n/d	Ecuación [2-12]
Factor dinámico	Kv	1,24	n/d	Ecuación [2-14]
Factor de tamaño	Ks	1	n/d	Ecuación [2-15]
Factor de distribución de la carga	Kh	1,6	n/d	Ecuación [2-16]
Factor de condición superficial	Zr	1	n/d	Ecuación [2-28]
Diámetro de paso del piñón	dw	0,035	m	Ecuación [2-29]
El ancho neto de cara del elemento	b	0,025	m	Ecuación [2-19]
Coeficiente elástico	Ze	191E3	$\sqrt{Pa}$	Ecuación [2-27]
Relación de velocidad	mg	0,58	n/d	Ecuación [2-30]
Factor geométrico para la resistencia a la picadura	I	0,41	n/d	Ecuación [2-31]
Esfuerzo de aplastamiento	σ_c	997.25	MPa	Ecuación [2-32]
Factor de los ciclos de carga	Yn	0,92	n/d	Ecuación [2-23]
Factor de vida de ciclos del esfuerzo	Zn	0,53	n/d	Ecuación [2-33]
Factor de temperatura	Kt	1	n/d	Ecuación [2-25]
Factor de confiabilidad	Kr	0,85	n/d	Ecuación [2-24]
Relación de dureza para resistencias a la picadura	Ch	1	n/d	Ecuación [2-34]
Esfuerzo de contacto permisible	Sc	1466,1	MPa	Ecuación [2-35]
El factor de seguridad AGMA	Sh	1.73	n/d	Ecuación [2-36]

Fuente: Autor

2.1.3 Análisis del Satélite secundario:

Este elemento es el encargado de trasladar el movimiento desde el satélite primario, hasta la corona, haciendo que la misma gire a menor velocidad pero con mayor torque.

De igual manera se procede a calcular la velocidad de giro del elemento, que debido al diámetro o al número de dientes va a variar de un elemento a otro dentro del conjunto.

$$w_3 = \frac{w_2 r_2}{r_3} \quad [2-39]$$

De donde:

w_2 = velocidad de giro del satélite primario (rpm)

w_3 = velocidad de giro del satélite secundario (rpm)

r_2 = radio medio del satélite primario (m)

r_3 = radio medio del satélite secundario (m)

De la ecuación se tiene:

$$w_3 = \frac{10030 * 0.0175}{0.021}$$

$$w_3 = 8358.33 \text{ rpm}$$

Cálculo de la velocidad lineal:

Se obtiene de la ecuación [2-4].

$$V = 18.38 \text{ m/s}$$

Obtención del torque:

De la ecuación [2-38] se tiene:

$$T = 2116 * 0.021$$

$$T = 44.44 \text{ Nm}$$

La fuerza tangencial es la misma para todos los elementos que conforman el tren epicycloidal.

2.1.3.1 Análisis de fractura por fatiga superficial

Para realizar el análisis de fractura por fatiga superficial, se debe emplear el proceso utilizado en los cálculos anteriores, obsérvese la siguiente tabla:

Tabla 2.3 Factor de seguridad producido por fatiga

FACTOR DE SEGURIDAD A FATIGA				
	NOMENCLATURA	VALOR	UNIDAD	PROCEDIMIENTO
	A	0,83	n/d	Ecuación [2-13]
	B	0,39	n/d	Ecuación [2-12]
Factor dinámico	Kv	1,24	n/d	Ecuación [2-14]
Factor de tamaño	Ks	1	n/d	Ecuación [2-15]
Factor de distribución de la carga	Kh	1,6	n/d	Ecuación [2-16]
Factor geométrico para la resistencia a la flexión	Yj	0,33	n/d	Ecuación [2-17]
El factor de espesor del aro	Kb	1	n/d	Ecuación [2-18]
El ancho neto de cara del elemento	b	0,025	m	Ecuación [2-19]
Modulo métrico transversal	m	1,75	n/d	Ecuación [2-20]
Esfuerzo flexionante	σ	211.67	Mpa	Ecuación [2-21]
Resistencia a la flexión	St	417,53	MPa	Ecuación [2-22]
Factor de los ciclos de carga	Yn	0,92	n/d	Ecuación [2-23]
Factor de confiabilidad	Kr	0,85	n/d	Ecuación [2-24]
Factor de temperatura	Kt	1	n/d	Ecuación [2-25]
Factor de seguridad	Sf	2.4	n/d	Ecuación [2-26]

Fuente: Autor

2.1.3.2 Análisis de falla producido por picadura

Para determinar el análisis de falla por picadura se aplico el proceso anterior, de esta manera se tiene la siguiente tabla:

Tabla 2.4 Factor de seguridad producido por picadura

FACTOR DE SEGURIDAD A PICADURA				
	NOMENCLATURA	VALOR	UNIDAD	PROCEDIMIENTO
Factor de sobrecarga	Ko	1,5	n/d	Ecuación [2-11]
	A	0,83	n/d	Ecuación [2-13]
	B	0,39	n/d	Ecuación [2-12]
Factor dinámico	Kv	1,24	n/d	Ecuación [2-14]
Factor de tamaño	Ks	1	n/d	Ecuación [2-15]
Factor de distribución de la carga	Kh	1,6	n/d	Ecuación [2-16]
Factor de condición superficial	Zr	1	n/d	Ecuación [2-28]
Diámetro de paso del piñón	dw	0,042	m	Ecuación [2-29]
El ancho neto de cara del elemento	b	0,025	m	Ecuación [2-19]
Coeficiente elástico	Ze	191E3	$\sqrt{Pa}$	Ecuación [2-27]
Relación de velocidad	mg	0,83	n/d	Ecuación [2-30]
Factor geométrico para la resistencia a la picadura	l	0,8	n/d	Ecuación [2-31]
Esfuerzo de aplastamiento	σ_c	369.76	MPa	Ecuación [2-32]
Factor de los ciclos de carga	Yn	0,92	n/d	Ecuación [2-23]

Factor de vida de ciclos del esfuerzo	Zn	0,53	n/d	Ecuación [2-33]
Factor de temperatura	Kt	1	n/d	Ecuación [2-25]
Factor de confiabilidad	Kr	0,85	n/d	Ecuación [2-24]
Relación de dureza para resistencias a la picadura	Ch	1	n/d	Ecuación [2-34]
Esfuerzo de contacto permisible	Sc	1466,1	MPa	Ecuación [2-35]
El factor de seguridad AGMA	Sh	3	n/d	Ecuación [2-36]

Fuente: Autor

2.1.4 Análisis de la Corona:

análisis de la velocidad producida en la corona:

$$w_4 = \frac{w_3 r_3}{r_4} \quad [2-40]$$

De donde:

w_3 = velocidad de giro del satélite secundario (rpm)

w_4 = velocidad de giro de la corona (rpm)

r_3 = radio medio del satélite secundario (m)

r_4 = radio medio de la corona (m)

Una vez remplazado los valores en la ecuación se obtiene:

$$w_4 = \frac{8358.33 * 0.021}{0.0665}$$

$$w_4 = 2639.47 \text{ rpm}$$

Se aprecia claramente que el número de revoluciones de salida es inferior al número de revoluciones de entrada esto indica, que la posición de la marcha es multiplicadora de par.

Calculo de la velocidad lineal:

La velocidad lineal se obtiene aplicando la ecuación [2-4].

$$V = 18.38m/s$$

Calculo del torque:

Se obtiene aplicando la ecuación [2-38].

De donde:

T= torque (N-m)

Wt= fuerza tangencial (N)

r= radio (m)

Remplazando los valores se tiene:

$$T = 2116 * 0.0665$$

$$T = 140.71 Nm$$

2.1.4.1 Análisis de fractura por fatiga superficial

Para determinar el factor de seguridad, se sigue el mismo proceso de los elementos anteriores, por lo tanto se tiene:

Tabla 2.5 Factor de seguridad producido por fatiga

FACTOR DE SEGURIDAD A FATIGA				
	NOMENCLATURA	VALOR	UNIDAD	PROCEDIMIENTO
	A	0,83	n/d	Ecuación [2-13]
	B	0,39	n/d	Ecuación [2-12]
Factor dinámico	Kv	1,24	n/d	Ecuación [2-14]
Factor de tamaño	Ks	1	n/d	Ecuación [2-15]
Factor de distribución de la carga	Kh	1,6	n/d	Ecuación [2-16]
Factor geométrico para la resistencia a la flexión	Yj	0,33	n/d	Ecuación [2-17]

El factor de espesor del aro	Kb	1	n/d	Ecuación [2-18]
El ancho neto de cara del elemento	b	0,025	m	Ecuación [2-19]
Modulo métrico transversal	m	1,75	n/d	Ecuación [2-20]
Esfuerzo flexionante	σ	423.34	Mpa	Ecuación [2-21]
Resistencia a la flexión	St	417,53	MPa	Ecuación [2-22]
Factor de los ciclos de carga	Yn	0,92	n/d	Ecuación [2-23]
Factor de confiabilidad	Kr	0,85	n/d	Ecuación [2-24]
Factor de temperatura	Kt	1	n/d	Ecuación [2-25]
Factor de seguridad	Sf	1.20	n/d	Ecuación [2-26]

Fuente: Autor

2.1.4.2 Análisis de falla producido por picadura

Para analizar el factor de seguridad producido por picadura, se realiza el mismo procedimiento de los casos anteriores, de esta manera se obtiene:

Tabla 2.6 Factor de seguridad producido por picadura

FACTOR DE SEGURIDAD A PICADURA				
	NOMENCLATURA	VALOR	UNIDAD	PROCEDIMIENTO
Factor de sobrecarga	Ko	1,5	n/d	Ecuación [2-11]
	A	0,83	n/d	Ecuación [2-13]
	B	0,39	n/d	Ecuación [2-12]
Factor dinámico	Kv	1,24	n/d	Ecuación [2-14]
Factor de tamaño	Ks	1	n/d	Ecuación [2-15]

Factor de distribución de la carga	Kh	1,6	n/d	Ecuación [2-16]
Factor de condición superficial	Zr	1	n/d	Ecuación [2-28]
Diámetro de paso del piñón	dw	0,133	m	Ecuación [2-29]
El ancho neto de cara del elemento	b	0,025	m	Ecuación [2-19]
Coeficiente elástico	Ze	191E3	$\sqrt{Pa}$	Ecuación [2-27]
Relación de velocidad	mg	0,55	n/d	Ecuación [2-30]
Factor geométrico para la resistencia a la picadura	l	0,36	n/d	Ecuación [2-31]
Esfuerzo de aplastamiento	δc	438.09	MPa	Ecuación [2-32]
Factor de los ciclos de carga	Yn	0,92	n/d	Ecuación [2-23]
Factor de vida de ciclos del esfuerzo	Zn	0,53	n/d	Ecuación [2-33]
Factor de temperatura	Kt	1	n/d	Ecuación [2-25]
Factor de confiabilidad	Kr	0,85	n/d	Ecuación [2-24]
Relación de dureza para resistencias a la picadura	Ch	1	n/d	Ecuación [2-34]
Esfuerzo de contacto permisible	Sc	1466,1	MPa	Ecuación [2-35]
El factor de seguridad AGMA	Sh	3.9	n/d	Ecuación [2-36]

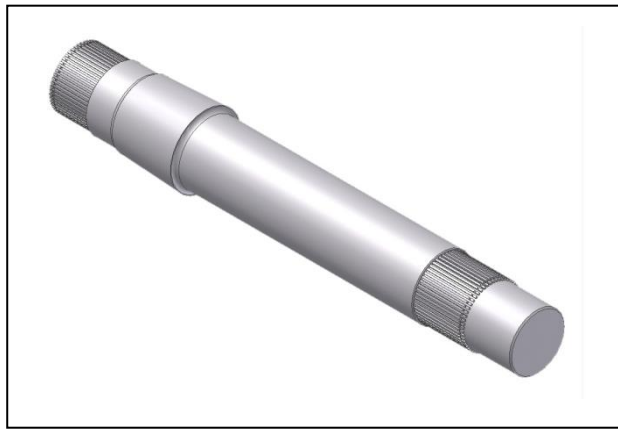
2.2 DISEÑO DE EJES DE LA CAJA DE CAMBIOS:

Un eje es un elemento que se encarga de transmitir movimiento y potencia; dentro de una caja de cambios es el elemento que va a estar sometido a todos los esfuerzos producidos en cada marcha que seleccione el conductor.

Se analizó el eje conductor o de entrada de movimiento y el eje conducido o de salida del movimiento.

2.2.1 Análisis del eje conductor

Gráfico 2.2 Eje conductor



Fuente: Autor

2.2.1.1 Análisis del eje producido por carga estática:

Se utilizó el torque máximo de un AUDI A4 1.8T B7 2008 que viene equipado con una caja CVT, entre los datos relevantes de este vehículo se tiene:

$T = 225 \text{ N-m}$ a 1900 rpm

$$T = F * D \quad [2-41]$$

De donde:

T = torque (N-m)

F_y = fuerza en "y" (N)

D = diámetro (m)

$$225.76 = F_y * (0.08)$$

$$F_y = 2822 \text{ N}$$

Mediante la Ecuación 2-32 se obtiene la fuerza componente en el eje y.

$$F_x = F_y * \tan 30 \quad [2-42]$$

De donde:

F_x = fuerza en "x" (N)

F_y = fuerza en "y" (N)

$$F_x = 2822 * (\tan 30)$$

$$F_x = 1629.3 \text{ N}$$

Con la componente en "y", aplicando la ecuación [2-41] y [2-42] se calcula la fuerza que actúa en el eje x.

Los valores de las tensiones de las bandas en las poleas son una aproximación a los reales otorgados por la caja de cambios CVT de Audi. Para la obtención de dichos valores se utiliza la siguiente ecuación:

T_1 = tensión en el lado tenso de la banda (N)

F_x = fuerza en "x" (N)

F_y = fuerza en "y" (N)

$$T_1 = \sqrt{F_x^2 + F_y^2} \quad [2-43]$$

$$T_1 = \sqrt{1629.3^2 + 2822^2}$$

$$T_1 = 3258.6 \text{ N}$$

La tensión dos es en el lado flojo de la banda, y en este caso existe una relación de 3:1 entre las tensiones de la banda.

$$T_2 = \frac{T_1}{3} \quad [2-44]$$

De donde:

T_1 = tensión en el lado tenso de la banda (N)

T_2 = tensión en el lado flojo de la banda (N)

$$T_2 = \frac{3258.6}{3}$$

$$T_2 = 1086.2 \text{ N}$$

La tensión total que actúa en la banda es la sumatoria de [2-43] más [2-44].

$$T = T_1 + T_2 \quad [2-45]$$

$$T = 3258.6 + 1086.2$$

$$T = 4344.8N$$

El proceso continua calculando la componente en “x” de la tensión total.

$$T_x = T * \cos 30 \quad [2-46]$$

$$T_x = 4344.8 * \cos 30$$

$$T_x = 3762.71 N$$

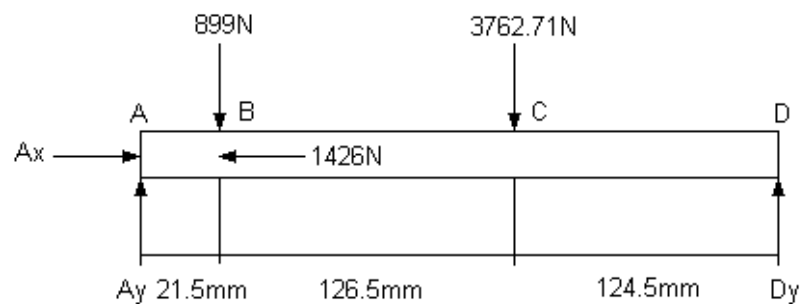
Para encontrar la componente de la tensión en “y” se utiliza:

$$T_y = T * \sin 30 \quad [2-47]$$

$$T_y = 4344.8 * \sin 30$$

$$T_y = 2172.4 N$$

El diagrama de cuerpo libre del eje primario es el siguiente:



Se procede a calcular el valor de las reacciones para determinar las fuerzas que se producen en los apoyos. El primer paso es calcular la sumatoria de momentos que se producen en el punto D.

Sumatoria de momentos en D:

$$+\Sigma M_D = 0 \quad [2-48]$$

$$- (A_y * 272.5) + 899 * 251 - (3762.71 * 124.5) = 0$$

$$A_y = 2547N$$

Con el valor de la reacción A_y se puede determinar el valor de D_y mediante:

$$\Sigma F_y = 0 \quad [2.49]$$

$$-899 + A_y - 3762.71 + D_y = 0$$

$$-899 + 2547 - 3762.71 + D_y = 0$$

$$D_y = 2114\text{N}$$

Por último se realiza una sumatoria de momentos en el eje X y se encuentra el valor de la reacción A_x .

$$\Sigma F_x = 0 \quad [2-50]$$

$$A_x = 1426\text{N}$$

Con todas las reacciones encontradas, el siguiente paso es determinar el punto crítico del eje. Para eso se realiza los siguientes diagramas:

Diagrama de momento flector:

En este diagrama se puede observar claramente que en el punto crítico se va a producir un momento flector de 524.89 Nm.

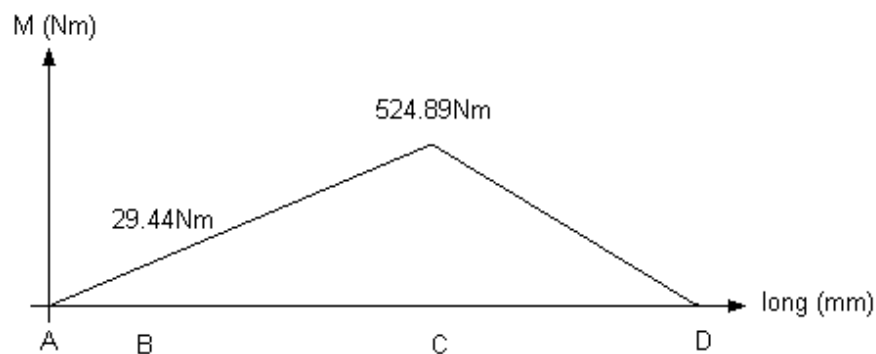
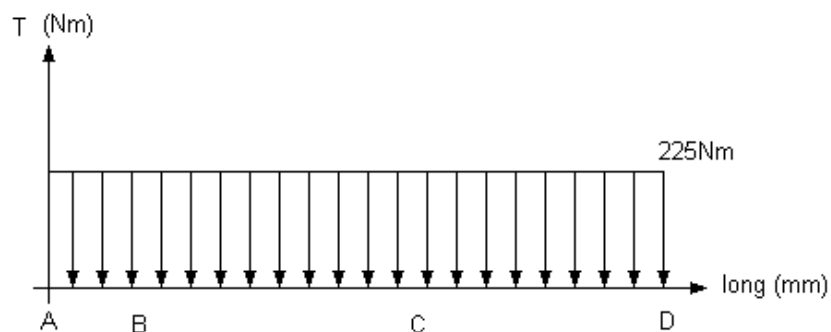


Diagrama de momento torsor:



En el diagrama de momento torsor se observa cómo afecta el torque máximo al que va a estar sometido el eje, en este caso se observa que los 225 Nm de torque van a actuar sin variación a lo largo de todo el eje.

Para de determinar el punto crítico se debe hacer una evaluación que consiste en determinar en qué lugar se producen mayores esfuerzos.

El punto C es el punto crítico, con un momento flector de 524.89 Nm y un momento torsor de 225 Nm.

En el diseño es importante conocer el material del elemento a analizar, en este caso tenemos un acero con las siguientes características:

$$S_{ut} = 390 \text{ Mpa}$$

$$S_y = 320 \text{ Mpa}$$

De donde:

S_{ut} = límite de resistencia a la tracción (MPa)

S_y = límite de fluencia del material (MPa)

El material que se utiliza en este tipo de ejes es un AISI 1015 CD¹⁷

Factor de concentración de esfuerzo K_t :

El valor de este factor se lo obtiene mediante una tabla en la cual se relaciona los diámetros del eje y los radios que existen cuando se produce una diferencia de diámetros debido al diseño. Anexo 8.

$$K_t = 1.65 \quad [2-51]$$

Factor de concentración de esfuerzo K_{ts} :

Del mismo modo es necesario guiarse en una tabla que relaciona los diámetros y radios del eje. Anexo 9

$$K_{ts} = 1.35 \quad [2-52]$$

Cálculo del esfuerzo axial:

$$\sigma = \frac{32M}{\pi(d^3)} * K_t \quad [2-53]$$

De donde:

σ = esfuerzo axial (MPa)

M = momento máximo en ese punto (Nm)

—

¹⁷ Este tipo de material se selecciona de acuerdo a la tabla E 20 de SHIGLEY, Joseph, MISCHKE, Charles, (2002) *Diseño en Ingeniería Mecánica*, 6ta Edición, McGraw-Hill. México. (Anexo 5)

d = diámetro del eje en ese punto (m)

K_t = factor de concentración de esfuerzo (a dimensional)

$$\sigma = \frac{32(524.89)}{\pi(0.04^3)} * 1.65$$

$$\sigma = 137.84 \text{ Mpa}$$

Esfuerzo cortante en el punto crítico del eje:

$$\tau = \frac{16T}{\pi d^3} * K_{ts} \quad [2-54]$$

De donde:

τ = esfuerzo cortante (MPa)

T = momento torsor máximo (Nm)

d = diámetro del eje en este punto (m)

K_{ts} = factor de concentración de esfuerzo (a dimensional)

$$\tau = \frac{16 * 225}{\pi * 0.04^3} * 1.35$$

$$\tau = 24.17 \text{ MPa}$$

Esfuerzo resultante:

Reemplazando los valores de [2-53] y [2-54], en la siguiente ecuación se obtiene:

$$\sigma' = [\sigma^2 + \tau^2]^{1/2} \quad [2-55]$$

De donde:

σ' = esfuerzo resultante (MPa)

σ = esfuerzo axial (MPa)

τ = esfuerzo cortante (MPa)

$$\sigma' = [137.84^2 + 24.17^2]^{1/2}$$

$$\sigma' = 139.94 \text{ MPa}$$

Factor de seguridad:

$$n = \frac{S_y}{\sigma'} \quad [2-56]$$

De donde:

n = factor de seguridad (a dimensional)

S_y = limite de fluencia del material (MPa)

σ' = esfuerzo resultante (MPa)

$$n = \frac{320}{139.94}$$

$$n = 2.28$$

2.2.1.2 Análisis producido por fatiga.

Limite de resistencia a la fatiga:

$$S_e' = 0.506 * S_{ut} \quad [2-57]$$

De donde:

S_e' = limite de resistencia a la fatiga (MPa)

S_{ut} = limite de resistencia a la tracción (MPa)

$$S_e' = 0.506 * 390$$

$$S_e' = 197.34 \text{ MPa}$$

Esfuerzo axial:

$$\sigma_{axial} = \frac{F}{A} \quad [2-58]$$

De donde:

σ_{axial} = esfuerzo axial (MPa)

F = fuerza (N)

A = área (m^2)

$$\sigma_{axial} = \frac{1426(4)}{\pi(0.04)^2}$$

$$\sigma_{axial} = 1.134 \text{ MPa}$$

Factor de modificación de la condición superficial (K_a):

Este factor se obtiene mediante el Anexo 6

$$K_a = 4.45(390)^{-0.265} \quad [2-59]$$

$$K_a = 0.91$$

Factor de la modificación del tamaño (K_b):

Si existe flexión y torsión en un elemento a ser analizado, se debe aplicar:

$$K_b = 1.24(40)^{-0.107} \quad [2-60]$$

$$K_b = 0.84$$

Factor de modificación de la carga (K_c):

Cuando es flexión se obtiene este valor mediante la tabla del Anexo 7

$$K_c = 1 \quad [2-61]$$

Factor de temperatura (K_d):

Los ejes al estar lubricados por el aceite de la caja de cambios no presentan temperaturas elevadas, por esta razón se considera que el factor de temperatura debe ser igual a 1.

$$K_d = 1 \quad [2-62]$$

Factor de efectos diversos (K_e):

Es necesario tomar en cuenta que existen otros efectos que pueden producir el desgaste a fatiga.

Los efectos que inciden son:

- Corrosión.
- Recubrimiento electrolítico.
- Metalizado por aspersión.
- Frecuencia cíclica.
- Corrosión por frotamiento.¹⁸

$$K_e = 1 \quad [2-63]$$

Límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica de una parte de máquina en la geometría y condición de uso.

$$S_e = K_a * K_b * K_c * K_d * K_e * S_e' \quad [2-64]$$

¹⁸ SHIGLEY, Joseph, MISCHKE, Charles, (2002) *Diseño en Ingeniería Mecánica*, 6ta Edición, McGraw-Hill. México. Pág. 387, "Fallas resultantes por fatiga variable"

Reemplazando [2-59], [2-60], [2-61], [2-62], [2-63] y [2-57]:

$$S_e = (197.34) * (0.91) * (0.84) * 1 * 1$$

$$S_e = 150.89 \text{ MPa}$$

Relación de diámetros para determinar la concentración de esfuerzos que se produce en el eje.¹⁹

$$\frac{D}{d} = \frac{4.2}{4} \quad [2-65]$$

De donde:

D = diámetro mayor (mm)

d = diámetro menor (mm)

r = radio (mm)

$$r = \frac{4}{16} = 2.5 \quad [2-66]$$

$$\frac{r}{d} = 0.06$$

La concentración de esfuerzos en un eje se produce por la diferencia de diámetros, por un agujero, un chavetero, etc. Todas estas condiciones cuando se aplican determinados esfuerzos, pueden ser la causa de fracturas y de falla en los puntos en que se encuentran.

Concentración de esfuerzos y sensibilidad a la muesca²⁰

El primer paso es la obtención de la sensibilidad a la muesca “q” para este proceso es necesario revisar la tabla del Anexo 10.

$$q = 0.7 \quad [2-67]$$

Sensibilidad a la muesca de materiales sometidos a torsión inversa:

Se representa como “qs” para obtener el valor, es importante conocer que la dureza HB del material es menor a 200. Anexo 11

¹⁹ Este tipo de material se selecciona de acuerdo a la tabla E 20 de SHIGLEY, Joseph, MISCHKE, Charles, (2002) *Diseño en Ingeniería Mecánica*, 6ta Edición, McGraw-Hill. México. (Anexo 5)

²⁰ SHIGLEY, Richard G Budynas y Keith Nisbett, *Diseño en Ingeniería Mecánica*, 8va Edición, McGraw-Hill. México. Pág. 287, “Fallas por fatiga resultantes de carga variable”

$$q_s = 0.82 \quad [2-68]$$

Factor de concentración de esfuerzo por fatiga:

Se puede decir que es un factor reducido de K_t , se lo representa como K_f .

$$K_f = 1 + q (K_t - 1) \quad [2-69]$$

De donde:

K_f = factor de concentración de esfuerzo por fatiga (a dimensional)

K_t = factor de concentración e esfuerzo (a dimensional)

$$K_f = 1 + 0.7 (1.65 - 1)$$

$$K_f = 1.445$$

Factor de concentración de esfuerzo por fatiga a cortante:

Este factor se lo conoce como K_{fs} y se debe tomar en cuenta cuando existe un esfuerzo cortante en el elemento a analizar.

$$K_{fs} = 1 + q_s (K_{ts} - 1) \quad [2-70]$$

De donde:

K_{fs} = factor de concentración de esfuerzo por fatiga a cortante (a dimensional)

K_{ts} = factor de concentración e esfuerzo (a dimensional)

$$K_{fs} = 1 + 0.82 (1.35 - 1)$$

$$K_{fs} = 1.287$$

Esfuerzo admisible mínimo:

$$\sigma_{min} = \frac{32M}{\pi d^3} * K_f \quad [2-71]$$

De donde:

M = momento mínimo (Nm)

d = diámetro del eje (m)

K_f = factor de concentración del esfuerzo a la fatiga (a dimensional)

$$\sigma_{min} = \frac{32 * 29.44 * 1.455}{\pi * 0.04^3}$$

$$\sigma_{min} = 6.8 \text{ Mpa}$$

Esfuerzo admisible máximo:

[2-72]

$$\sigma_{max} = \frac{32M}{\pi d^3} * Kf$$

De donde:

M = momento máximo (Nm)

d = diámetro del eje (m)

Kf = factor de concentración del esfuerzo a la fatiga (a dimensional)

$$\sigma_{max} = \frac{32 * 524.19 * 1.455}{\pi * 0.04^3}$$

$$\sigma_{max} = 121.48 Mpa$$

Esfuerzo alternante (σ_a):

[2-73]

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2}$$

Reemplazado [2-71] y [2-72] se tiene:

$$\sigma_a = \frac{121.48 - 6.8}{2}$$

$$\sigma_a = 57.34 Mpa$$

Esfuerzo medio (σ_m):

[2-74]

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2}$$

Reemplazado [2-71] y [2-72] se tiene:

$$\sigma_m = \frac{121.48 + 6.8}{2}$$

$$\sigma_m = 64.14 Mpa$$

Esfuerzo de torsión máximo:

[2-75]

$$\tau_{max} = \frac{16 * \tau_{max} * Kfs}{\pi * d^3}$$

De donde:

ζ_{max} = esfuerzo torsionante máximo.

Kfs = factor de concentración de esfuerzo a la torsión.

d = diámetro del eje

$$\tau_{max} = \frac{16 * 225 * 1.28}{\pi * 0.04^3}$$

$$\tau_{max} = 22.91$$

Esfuerzo alternante prima:

$$\sigma a' = \{ [(kf(flex) * \sigma a(flex) + kf(axi) * \frac{\sigma axial}{0.85})]^2 + 3 [kfs * \tau a(torsion)]^2 \}^{1/2} \quad [2-76]$$

De donde:

$\sigma a'$ = esfuerzo alternante prima (MPa)

$kf(flex)$ = concentración de esfuerzos flexionantes (a dimensional)

$\sigma a(flex)$ = esfuerzo alternante en flexión (MPa)

$kf(axi)$ = concentrador de esfuerzos axiales (a dimensional)

$\sigma axial$ = esfuerzo axial (MPa)

kfs = concentrador de esfuerzo producido por torsión (a dimensional)

τa (torsión) = esfuerzo torsionante (MPa)

$$\sigma a' = \{ [(57.34 + \frac{1.134}{0.85})]^2 \}^{1/2}$$

$$\sigma a' = 58.67 MPa$$

Esfuerzo medio:

$$\sigma m = \{ [3kfs * \tau(torsion)]^2 \}^{1/2} \quad [2-77]$$

De donde:

σm = esfuerzo medio (MPa)

kfs = concentrador de esfuerzo producido por torsión (a dimensional)

T (torsión) = esfuerzo torsionante (MPa)

$$\sigma m = \{ [3 * 22.91] \}^{1/2}$$

$$\sigma m = 8.29 MP$$

Factor de seguridad mediante el ASME – Elíptico.

$$nf = \sqrt{\frac{1}{(\frac{\sigma a}{Se})^2 + (\frac{\sigma m}{Sy})^2}} \quad [2-78]$$

De donde:

S_e = Limite de resistencia a la fatiga (MPa)

σ_a = esfuerzo alternante (MPa)

σ_m = esfuerzo medio (MPa)

S_{ut} = limite de resistencia a la tracción (MPa)

n_f = factor de seguridad a fatiga (a dimensional)

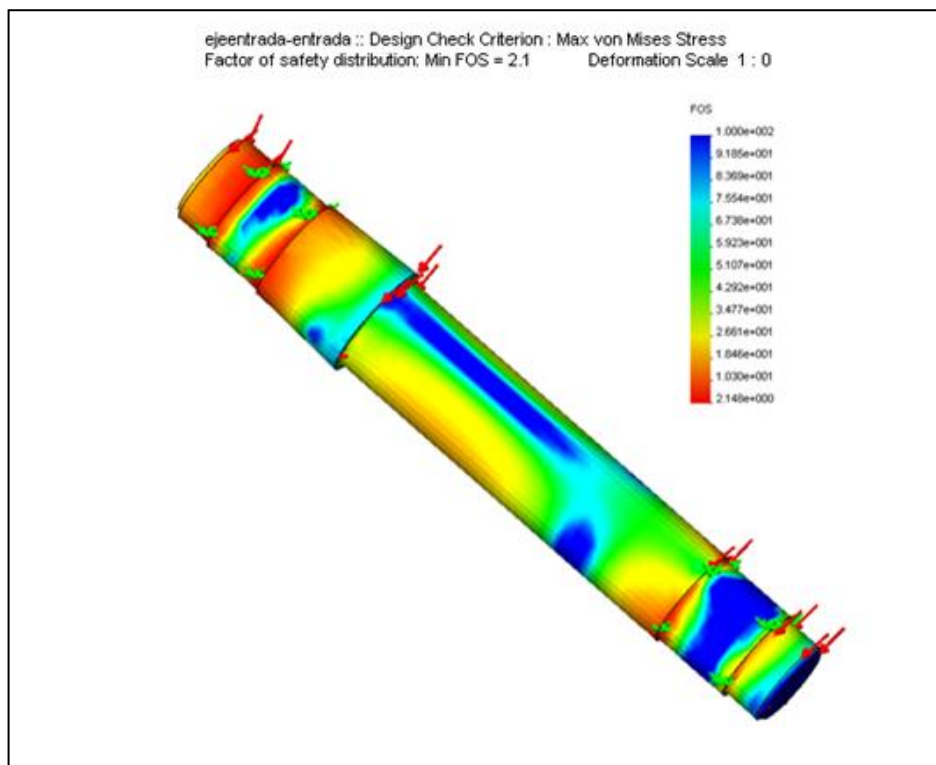
$$n_f = \sqrt{\frac{1}{\left(\frac{58.67}{150.89}\right)^2 + \left(\frac{8.29}{390}\right)^2}}$$

$$n = 2.59$$

2.2.1.3 Análisis del eje de entrada mediante un software para diseño.

Se utiliza el software de elementos finitos Cosmos 4.0 para comprobar si los valores de resistencia de los cálculos son los correctos. Véase el Gráfico 2.3:

Gráfico 2.3 Resultado del análisis según Von Mises

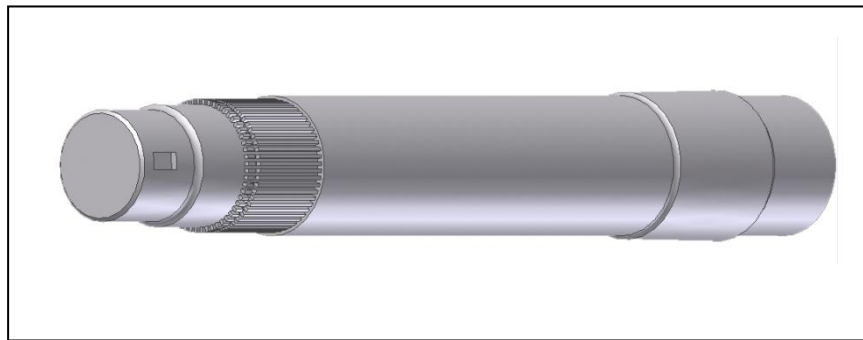


Fuente: Autor

El valor del factor de seguridad según von Misses es de 2.1

2.2.2 Análisis del eje conducido

Gráfico 2.4 Eje conducido

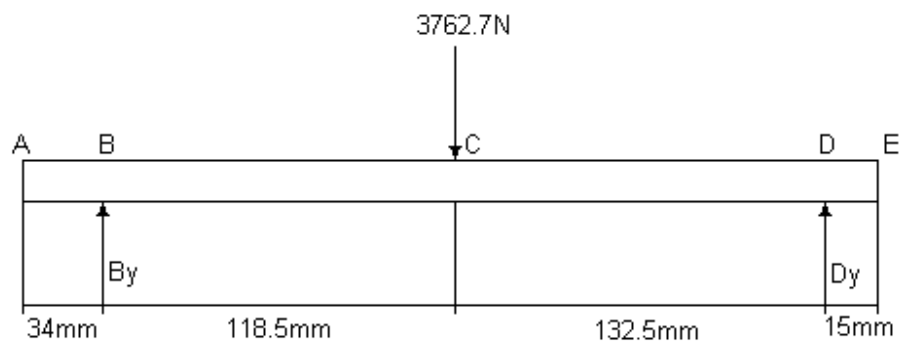


Fuente: Autor

2.2.2.1 Análisis a carga estática.

Para el análisis del eje secundario es necesario seguir el proceso empleado para el eje primario, de esta manera se obtiene:

El diagrama de cuerpo libre del eje secundario:



Sumatoria de momentos en el punto B:

$$+\Sigma M_b = 0 \quad [2.79]$$

$$3762.7 * (118.5) - D_y(251) = 0$$

$$D_y = 1776.41 \text{ N}$$

Sumatoria de fuerzas con respecto al eje "y":

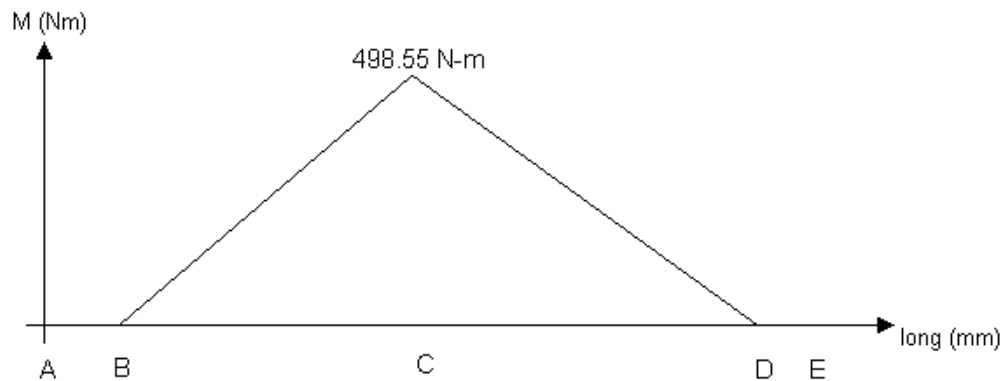
$$\Sigma F_y = 0 \quad [2-80]$$

$$B_y + 1776.41 - 3762.7 = 0$$

$$B_y = 1986.29 \text{ N}$$

Con la obtención de las reacciones, se debe realizar los diagramas de momento flector y de momento torsor, para determinar cuáles son los puntos críticos en este eje.

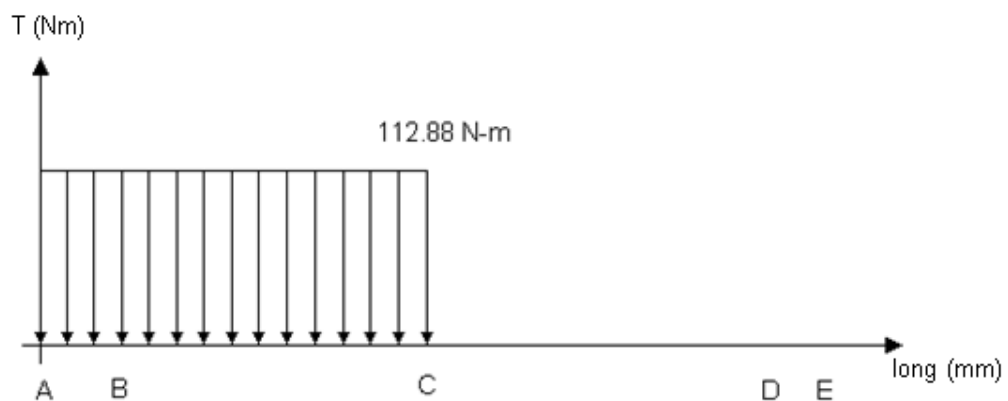
Diagrama momento flector:



En el diagrama se puede apreciar que el momento máximo tiene un valor de 498.55 N-m y se encuentra en el punto C.

Diagrama de momento torsor:

Cuando las poleas están aproximadamente en la mitad el torque que proporciona el sistema es de 112.88, exactamente cuando el diámetro de la polea conducida es de 753mm; para el análisis del eje conductor se tendrá en cuenta el torque y los esfuerzos producidos en esta condición.



Factor de concentración de esfuerzo K_t :

Se obtiene el valor de K_t mediante la ecuación [2-51]

$$K_t = 1.65$$

Factor de concentración de esfuerzo Kts:

Es necesario aplicar la ecuación [2-52] para la obtención de Kts:

$$Kts = 1.35$$

Esfuerzo axial:

Véase la ecuación [2-54]

$$\sigma = \frac{32(498.55)}{\pi(0.04^3)} * 1.65$$

$$\sigma = 130.92 MPa$$

Esfuerzo cortante:

Obsérvese la ecuación [2-54]

$$\tau = \frac{16 * 112.88}{\pi 0.04^3} * 1.35$$

$$\tau = 12.123 MPa$$

Esfuerzo alternante prima:

Aplicando la ecuación [2-55] se tiene:

$$\sigma' = [(130.92)^2 + (12.123)^2]^{\frac{1}{2}}$$

$$\sigma' = 131.48 MPa$$

Factor de seguridad:

De la ecuación [2-56] se tiene el siguiente resultado:

$$n = \frac{320}{131.48}$$

$$n = 2.43$$

2.2.2.2 Análisis producido por fatiga:

Límite de resistencia a la fatiga:

De la ecuación [2-57] se tiene:

$$Se' = 0.506 * 390$$

$$Se' = 197.34 \text{ MPa}$$

Factor de modificación de la condición superficial:

Obsérvese la ecuación [2-59]

$$Ka = 4.45 (390^{-0.265})$$

$$Ka = 0.91$$

Factor de la modificación del tamaño:

Aplicando la ecuación [2-60]

$$Kb = 1.24 (40^{-0.107})$$

$$Kb = 0.84$$

Factor de modificación de la carga:

Este factor viene dado de la ecuación [2-61]

$$Kc = 1$$

Factor de temperatura:

Aplicando la ecuación [2-62] se tiene:

$$Kd = 1$$

Factor de efectos diversos:

Para el siguiente factor obsérvese la ecuación [2-63]

$$Ke = 1$$

Limite de resistencia a la fatiga;

Se aplica la ecuación [2-64] y de esta manera se tiene:

$$Se = (197.34) * (0.91) * (0.84)$$

$$Se = 150.89 \text{ MPa}$$

Relación de diámetros para determinar la concentración de esfuerzos que se produce en el eje.

Para obtener el valor de esta relación, se aplica la ecuación [2-65]

$$\frac{D}{d} = \frac{4.2}{4}$$

$$r = \frac{4}{16} = 2.5$$

$$\frac{r}{d} = 0.06$$

Sensibilidad a la muesca:

Obsérvese la ecuación [2-67]

$$q = 0.7$$

Sensibilidad a la muesca de materiales sometidos a torsión inversa:

Es necesario aplicar la ecuación [2-68]

$$q_s = 0.82$$

Factor de concentración de esfuerzo por fatiga:

Para obtener el valor de este factor se debe aplicar la ecuación [2-69]

$$K_f = 1 + 0.7 (1.65 - 1)$$

$$K_f = 1.445$$

Factor de concentración de esfuerzo por fatiga a cortante:

Aplicando la ecuación [2-70] se tiene:

$$K_{fs} = 1 + 0.82 (1.35 - 1)$$

$$K_{fs} = 1.287$$

Esfuerzo admisible máximo:

Utilizando la ecuación [2-72] se obtiene:

$$\sigma_{max} = \frac{32 * 498.55 * 1.455}{\pi * 0.04^3}$$

$$\sigma_{max} = 115.45 \text{ Mpa}$$

Esfuerzo medio:

$$\sigma_m = \{[\sigma_{max}]^2\}^{1/2} \quad [2-81]$$

De donde:

σ_m = esfuerzo medio (MPa)

σ_{max} = esfuerzo máximo (MPa)

$$\sigma_m = \{[115.45]^2\}^{1/2}$$

$$\sigma_m = 115.45 \text{ Mpa}$$

Esfuerzo de torsión medio:

$$\tau_m = \frac{\tau_{max} + \tau_{min}}{2} \quad [2-82]$$

De donde:

τ_m = esfuerzo cortante (MPa)

τ_{max} = esfuerzo cortante máximo (MPa)

τ_{min} = esfuerzo cortante mínimo (MPa)

$$\tau_m = \frac{11.56 + 0}{2}$$

$$\tau_m = 5.78 \text{ Mpa}$$

Esfuerzo de torsión alternante:

$$\tau_a = \frac{12.123 - 0}{2} \quad [2-83]$$

$$\tau_a = 6.06 \text{ Mpa}$$

Esfuerzo alternante prima:

De la ecuación [2-76] se tiene:

$$\sigma_{a'} = \{[(3 * 6.06)]^2\}^{1/2}$$

$$\sigma_{a'} = 18.18 \text{ Mpa}$$

Factor de seguridad mediante ASME – Elíptico:

Obsérvese la ecuación [2-78]

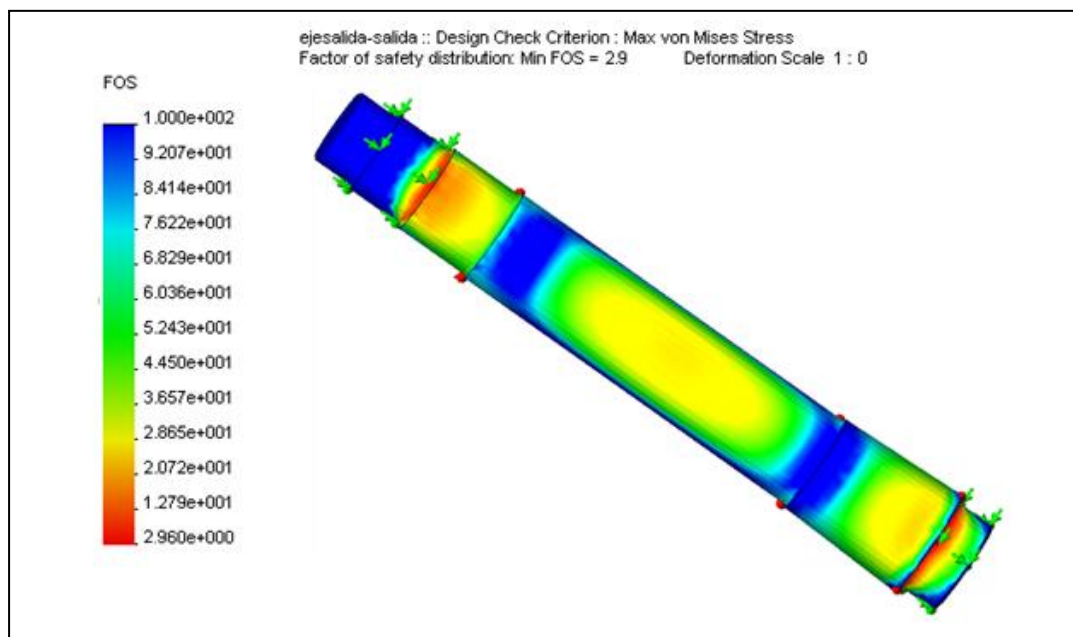
$$nf = \sqrt{\frac{1}{\left(\frac{18.18}{150.89}\right)^2 + \left(\frac{115.45}{390}\right)^2}}$$

$$n = 2.12$$

2.2.2.3 Análisis del eje de entrada mediante un software para diseño:

Para comprobar si los resultados del cálculo están dentro de los parámetros de diseño de ejes, se utiliza el Software Cosmos 4.0 que es un programa de análisis mediante elementos finitos. Entre los resultados que se obtuvieron para el eje de salida se tiene:

Gráfico 2.26 Resultado según von Mises para eje de salida



Fuente: Autor

El factor de seguridad según von Mises es de 2.9

2.3 CONCLUSIONES

Para analizar los elementos mecánicos que conforman la caja de cambios CVT, se utilizó los valores máximos de torque y potencia (116.68 KW a 5900 rpm) para determinar los diferentes factores de seguridad.

Luego de realizar los cálculos necesarios se obtuvo que, los factores de seguridad en todos los elementos mecánicos fueron superiores a 1; esto indica que todos los componentes mecánicos van a resistir cuando se exija al máximo al vehículo. Para los engranajes del tren epicicloidal se tomó en cuenta un análisis por fatiga y por picadura. Para los ejes se procedió con un análisis estático y a fatiga para determinar la resistencia de los mismos.

Mediante la ayuda del software Cosmos 4.0 se analizó los ejes que conforman el variador y de esta manera se puede comprobar que los resultados del cálculo están correctos. Se observa en qué lugar se puede producir la deformación y de qué tipo; si el diseño llegara a fallar y se obtuvieran factores de seguridad menores a 1, se puede variar los diámetros del eje y utilizar otro tipo de materiales para brindar mayor resistencia a los ejes contra esfuerzos que van a actuar en este mecanismo.

El factor de seguridad obtenido para el eje de entrada en el software es de 2.1 y para el eje de salida se tiene un factor de seguridad de 3.9, lo cual demuestra que el eje resistirá a los esfuerzos a los que está sometido en este tipo de caja de cambios.

Capítulo III

DISEÑO Y CONSTRUCCION DEL BANCO DIDACTICO DE UN VARIADOR CONTINUO

El principio básico de un variador continuo es cambiar la relación de transmisión de manera progresiva, esto ofrece una diversidad de marchas más suaves; dependiendo del tipo y diseño de variador, se puede determinar el número de relaciones de transmisión.

Para el diseño de los componentes que conforman el banco didáctico se tomo en cuenta el diseño básico del variador continuo de la caja de cambios CVT “Multitronic” de la marca Alemana Audi.

Se diseño un variador de un conjunto polea de platos variables los cuales son capaces de cambiar su diámetro y de esta manera lograr múltiples relaciones de transmisión. El objetivo de este variador es demostrar que las revoluciones de entrada van a diferir de las revoluciones de salida.

3.1 Diseño del conjunto de plato-polea.

Es indispensable conocer el ángulo que conforma cada plato, ya que del mismo dependerá el deslizamiento de la banda que entrega cada relación de transmisión. En este variador se experimentó con un ángulo de 85° y uno de 80° el cual mostro mejor desempeño y se obtuvieron resultados favorables. Con el ángulo de 85° el deslizamiento de la banda fue demasiado brusco y en ciertas posiciones de la palanca de accionamiento la banda tiende a resbalarse lo que ocasiona pérdidas de arrastre y a futuro se puede producir mayor desgaste de la banda y las poleas.

El ángulo de 80° ofrece una mejor pendiente entre los platos cónicos, esta particularidad mejora la superficie de contacto de modo que el arrastre entre conjunto plato-polea sea optimo, para que la transmisión de movimiento sea más suave, existirá la suficiente superficie de contacto, permitiendo que no existan muchas perdidas y que el desgaste de los elementos no sea exagerado como el que se iba a producir con el ángulo de 85° .

Una polea esta conformada por dos platos móviles, el uno esta fijo al eje motriz y el otro se desliza sobre él, en forma axial a la vez que recibe el movimiento rotativo del eje.

El material utilizado es grilón, algunas de las características de este material son: poseer un buen coeficiente de fricción (0.05m/mm^2), es de fácil mecanizado, es más liviano que el acero y el aluminio; en la industria automotriz se lo utiliza para hacer piñones de contadores de revoluciones, piñones locos en la posición de retro dentro de las cajas de cambios y muchas otras alternativas más. Se utilizó un tipo de grilón negro que posee una ventaja en comparación con el grilón blanco, esta ventaja es tener una mejor resistencia al desgaste y un mejor coeficiente de rozamiento.

El peso de cada plato fijo tanto en el eje de entrada (conductor) como en eje de salida (conducido) es de 1.2 Kg, en el eje de entrada el plato móvil posee un peso de 1.18; por lo tanto el peso del conjunto del eje conductor es de 2.38 Kg.

En el eje conducido o de salida el plato móvil posee diferente peso, de esta manera se obtiene que el peso que es de 1.07 Kg. Al poseer los platos móviles el mismo peso, el peso del conjunto plato polea para el eje de salida es de 2.27 Kg, siendo más liviano este conjunto con respecto al otro.

Se utilizó un diámetro exterior de 150mm y un diámetro interior de 53mm, con esta relación de diámetros se obtiene un desplazamiento de la banda de 97mm entre los platos cónicos, por esta razón este conjunto otorga una serie de relaciones de transmisión en cada punto de deslizamiento. El diseño interno de cada plato cónico móvil es diferente, cada uno posee cavados internos de diferentes medidas²¹

Cabe recalcar que los cuatro platos que conforman el conjunto son exactamente iguales en lo que refiere al ángulo interno que es de 80° y a las medidas de los diámetros interior y exterior. De esta manera el desplazamiento de la banda puede ser el adecuado pues posee la suficiente superficie de contacto para transmitir el movimiento del motor de un eje a otro.

Otro aspecto importante en el diseño es saber que las poleas se accionan invertidamente, es decir la polea fija del eje de entrada se encuentra frente a la polea móvil del eje de salida, con esta simple disposición se logra que la banda este

²¹ Véase el diseño de los elementos mecánicos en el Anexo 12.

siempre contra los platos cónicos y que el deslizamiento de la misma sea el suficiente para no perder la tensión.

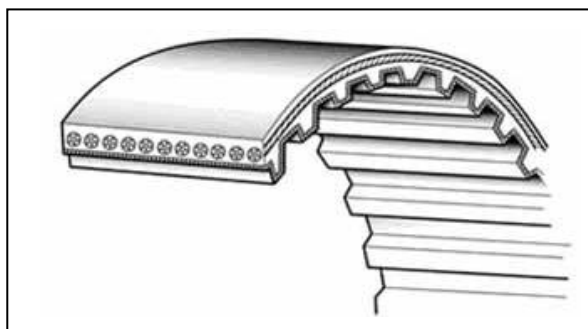
3.2 Selección de la banda.

Para la selección de la banda es necesario partir de la separación de los platos cónicos, esta separación es de 25 mm; con este dato fundamental se toma en cuenta bandas que como primera característica posean una superficie exterior con un ancho de 25 mm. En la caja CVT de Audi, el elemento encargado de transmitir el movimiento es una cadena, dicha cadena genera una superficie de contacto mínima con los platos móviles que le permite un buen agarre a la superficie pero sin excesiva fricción; para lograr este efecto en el banco didáctico, no se puede seleccionar una banda trapecial pues existe demasiada superficie de contacto, lo que ocasiona un excesivo desgaste de los materiales y hace que para el accionamiento exija demasiada fuerza. Por esta razón se utilizó una banda dentada de distribución, la cual puede adaptarse a la forma de las poleas y desplazarse suavemente pues la superficie de contacto sería mínima, lo que simula el efecto de la cadena antes mencionado.

Las bandas de transmisión poseen una estructura compleja, se fabrican de vitrofibra o con alma de acero laminado trenzado longitudinalmente, recubierto con caucho sintético o neopreno, que es resistente al desgaste. La parte exterior de la correa protege las cuerdas de tracción y se fabrica de un material denominado policloropreno resistente a la abrasión y acciones de agentes externos.

Estas correas trabajan sin ningún tipo de lubricación, es por esto que el aceite podría dañarlas.

Gráfico 3.1 Sección de una banda de distribución.



Fuente: Autocentro Ingeniería Automotriz Miga SA, (2006), *Correas de distribución, México*.

Disponible en: http://www.automotrizmiga.com.mx/page_1176400369875.html, acceso el 08 de enero del 2010

La banda es una 103RU25, esto significa que posee 103 dientes y un ancho de 25mm, para calcular la longitud de la banda se aplica la siguiente fórmula:

$$l = nd * p \quad [3.1]$$

De donde:

l = longitud (mm)

nd = número de dientes (a dimensional)

p = paso (mm)

$$l = 103 * 9.6$$

$$l = 988.8 \text{ mm}$$

3.3 Diseño de los ejes.

En el mecanismo de este banco didáctico es necesario contar con dos ejes, uno de entrada, el cual recibe el movimiento del motor y otro de salida que será el que varíe las revoluciones. Cada eje fue diseñado de acuerdo a las medidas de los elementos que van a estar montados en los mismos.

Los ejes son de acero de transmisión y la mayoría del mecanizado se lo hizo en el torno; los esfuerzos que va a soportar el eje en el banco didáctico son mínimos, por esta razón no se realizó el diseño en base a los cálculos recomendados, por el contrario se diseñó para que exista simetría con respecto a las poleas. Todas las medidas utilizadas en cada eje le brindan al diseño la suficiente área para resistir esfuerzos mayores a los producidos por el motor. Obsérvese el siguiente gráfico:

Gráfico 3.2 Despiece del eje de salida



Fuente: Autor

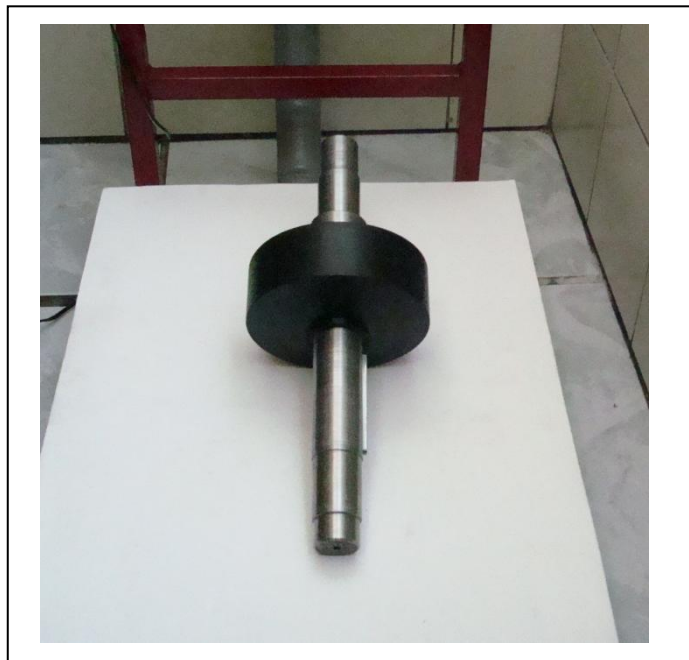
En el montaje de cada eje se colocó el plato cónico fijo y después una chaveta larga para que se deslice el plato cónico móvil, por esta razón el peso del eje será igual al peso obtenido en la balanza menos el peso del plato cónico móvil, de esta manera se tiene:

Gráfico 3.3 Pesaje del eje de entrada



Fuente: Autor

Gráfico 3.4 Pesaje del eje de salida



Fuente: Autor

El peso real del eje conductor o de entrada es de: $4.69 - 1.18 = 3.51$ Kg para el eje de entrada y aplicando el mismo procedimiento el peso del eje de salida sería igual a

3.65 Kg. En el pesaje del eje conducido o de salida el peso real es de:
 $4.89 - 1.07 = 3.82$ Kg.

El eje posee varios diámetros van de acuerdo al resto de los elementos que se montarán, para que los elementos se acoplen se mecanizo chaveteros y se dimensiono de manera correcta para optimizar el espacio. El peso del conjunto le brinda una inercia al sistema ya que los las dimensiones del eje lo permiten y a su vez el diseño no permite pandeo, el cual haría que el sistema no trabaje correctamente y que la banda oscile produciendo pérdidas significativas en cuanto a la transmisión del movimiento.²²

3.4 Diseño de los accionamientos del mecanismo

El diseño de los accionamientos se realizo por separado, de esta manera tendremos un accionamiento mediante un juego de palancas en el eje conductor y para el eje conducido un muelle realiza la compensación necesaria para asegurar el retorno del plato móvil.

3.4.1 Diseño del accionamiento del eje de entrada:

Una de las condiciones que debe cumplir el accionamiento* es permitir simultáneamente que se produzcan dos movimientos, el primero será un movimiento de rotación que va a ser el proporcionado por el motor, y el otro es un movimiento axial que regulara la posición de los platos móviles y por consecuencia de este movimiento se logra que la banda se deslice por los conjuntos de poleas regulando el cambio de marcha.

Este sistema está compuesto por los siguientes elementos:

- Un sincronizador de movimiento.
- Un plato de fijación.
- Dos horquillas selectoras de una caja de cambios.
- Un muelle.
- Una arandela portamuelle.
- Dos ejes que transmiten el movimiento.
- El sistema de varillaje.
- Un rodillo axial.

²² Todos los elementos mecánicos diseñados para el variador continuo, se representan en el Anexo 12.

Cada uno de estos elementos fue diseñado a medida, se tomo como base el diámetro del eje, posteriormente se selecciono un rodillo axial que cumpla con estas medidas, con el rodillo como base se dimensionó cada uno de los elementos para la construcción del conjunto que conforma el accionamiento del eje de entrada.

Para aplicar la fuerza es necesario que ella, actúe de forma paralela al eje y sea exactamente la misma tanto en la horquilla de la derecha, como en la de la izquierda, para obtener este efecto el mecanismo de palancas que se colocó en el banco didáctico acciona directamente a las horquillas por afuera del eje, con un platina que recibe la fuerza directamente en el centro y la distribuye de igual manera para cada horquilla, las cuales permiten que la fuerza se transmita al sincronizador de movimiento, el cual acciona los platos cónicos. Véase el Gráfico 3.5

Gráfico 3.5 Accionamiento del eje de entrada



Fuente: Autor

3.4.1.1 Diseño del muelle que conforma el eje de entrada:

Se realizaron pruebas con diferentes muelles, siendo el más efectivo uno con las siguientes medidas:

D = diámetro medio de las espiras (mm)

d = diámetro del alambre (mm)

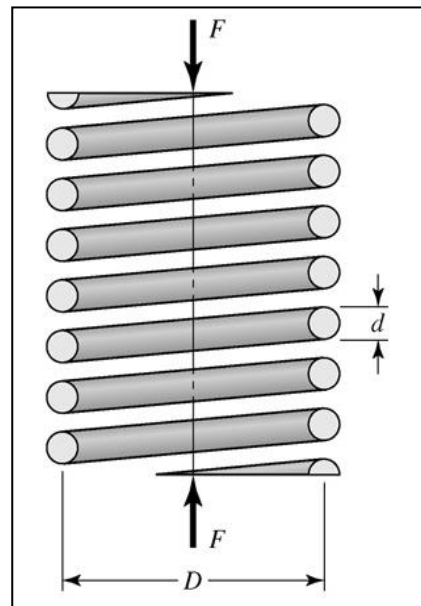
F = fuerza de compresión del resorte (N)

$$D = 54.3 \text{ mm}$$

$$d = 3.4 \text{ mm}$$

$$F = ?$$

Gráfico 3.6 Fuerzas en el muelle



Fuente: SHIGLEY, Joseph, MISCHKE, Charles, (2002)
Diseño en Ingeniería Mecánica, 6ta Edición, McGraw-Hill.
 México

Los muelles que se probaron fueron descartados por la fuerza de accionamiento, en algunos de ellos se debía ejercer una excesiva fuerza; otros muelles no resistían la fuerza que ejerce la banda sobre los platos cónicos.

Para determinar la fuerza necesaria para comprimir a este resorte dentro del mecanismo, se realiza el siguiente cálculo:

El material utilizado para este resorte es un acero trefilado duro A227 que posee una modulo de rigidez de 78.6 GPa^{23} .

$$Nt = Na + 1 \quad [3-2]$$

De donde:

Nt = número total de espiras (a dimensional)

Na = número de espiras activas (a dimensional)

Remplazando los valores en la ecuación se obtiene:

$$Nt = 4 + 1$$

$$Nt = 5$$

²³ Los materiales de los resortes se pueden observar en el Anexo 13.

El siguiente paso es determinar la fuerza mediante la siguiente ecuación:

$$F = \frac{y * d^4 * G}{8 * D^3 * Na} \quad [3-3]$$

De donde:

y = deflexión del resorte (m)

G = modulo de rigidez (GPa)

F = fuerza aplicada (N)

D = diámetro exterior (m)

d = diámetro interior (m)

Na = número de espiras activas (a dimensional)

Remplazando los datos se obtiene:

$$F = \frac{0.035 * 3.4E - 3^4 * 78.6E9}{8 * 0.0543^3 * 4}$$

$$F = 72.22N$$

3.4.2 Diseño del accionamiento del eje de salida:

Para el eje de salida se diseñó un muelle y un sincronizador de movimiento, este sistema más que ser un mecanismo de accionamiento, es un mecanismo de compensación solidario al accionamiento del eje de entrada. El variador trabaja con los platos de forma invertida, esto quiere decir que en el eje de entrada, el plato fijo se encuentra en el lado derecho y el plato móvil esta posicionado en el lado izquierda; todo lo contrario sucede en el eje de salida, el plato móvil está a la derecha y el plato fijo se encuentra a la izquierda, esta condición fundamental de diseño permite que con el desplazamiento del accionamiento del eje de entrada se produzca un cierre del conjunto plato polea conductor, la banda transmite este movimiento hacia el conjunto plato conducido, el cual es obligado a abrirse y de esta manera se produce la relación de transmisión.

El muelle solidario con el sincronizador móvil²⁴, posee la función de compensar el movimiento, impidiendo que se produzca una apertura innecesaria del conjunto plato polea conducida, con esto se garantiza que el arrastre de la banda sea optimo y se disminuye las perdidas por falta de rozamiento entre el conjunto plato polea y la banda de transmisión de movimiento. Obsérvese el Gráfico 3.7

²⁴ Todos los elementos mecánicos diseñados para el variador continuo, se representan en el Anexo 12.

Gráfico 3.7 Mecanismo de accionamiento del eje de salida



Fuente: Autor

3.4.2.1 Diseño del muelle que conforma el eje de salida:

$$D = 54.3$$

$$d = 3.4$$

$$F = ?$$

De igual manera que en el caso anterior, se aplica el siguiente procedimiento para encontrar la fuerza que es necesaria aplicar para vencer la resistencia de este resorte.

Aplicando la ecuación [3-2] se tiene:

$$Nt = 3 + 1$$

$$Nt = 4$$

Para determinar la fuerza necesaria para accionar el muelle se aplica [3-3]

$$F = \frac{0.035 * 3.4E - 3^4 * 78.6E9}{8 * 0.0543^3 * 3}$$

$$F = 96.2N$$

3.5 Conjunto de varillas que conforman el cambio

El conjunto de varillas está conformado por una cremallera que es la que transforma el movimiento rotativo de la palanca en un movimiento lineal, posteriormente se une a una varilla que hace centro a 24mm de distancia lo que permite que se multiplique la fuerza aplicada para que finalmente en el extremo se acople a una platina de accionamiento que es la encargada de transmitir la fuerza a la horquilla selectora²⁵.

Gráfico 3.8 Conjunto de accionamiento del variador



Fuente: Autor

Los acoples del accionamiento están conformados por 2 ejes y una platina, los ejes se encuentran colocados a los extremos de la platina, con el objetivo de repartir la fuerza que recibe del conjunto varillas al accionamiento del variador, la fuerza ingresa por el centro mediante las varillas de accionamiento.

Gráfico 3.9 Varillas y acoples de accionamiento



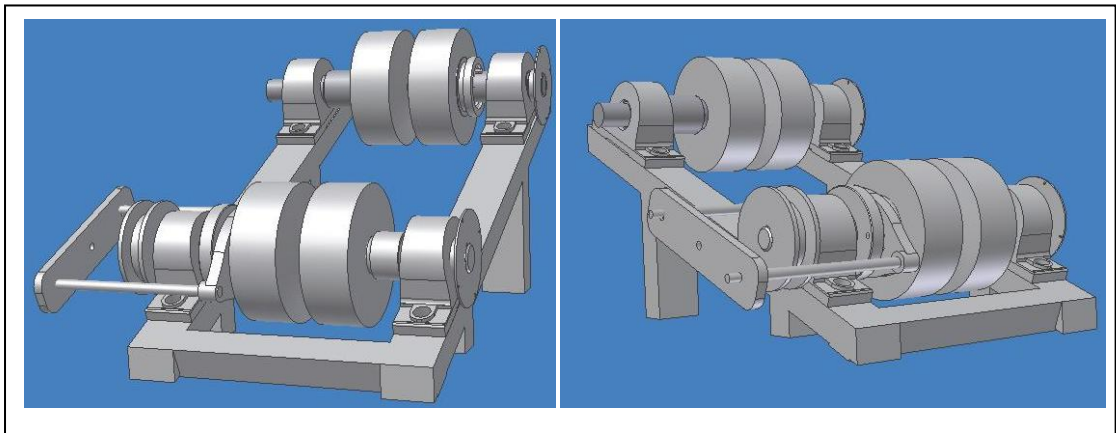
Fuente: Autor

La fuerza que ingresa se transmite de igual manera al conjunto de accionamiento, esto es importante, pues evita que exista cabeceo en el conjunto de accionamiento y el rodillo axial que acopla con el plato cónico móvil.

²⁵ Se puede observar los elementos que conforman el accionamiento en los particulares del Anexo 12

Se puede observar el conjunto del variador continuo en el siguiente gráfico:

Gráfico 3.10 Dibujo en 3D del Variador Continuo



Fuente: Autor

3.6 Selección de la fuente de potencia.

La fuente de potencia en este mecanismo es un motor eléctrico con las siguientes características:

Potencia: 1 HP

Voltaje: 110 – 220V

Revoluciones: 1750 rpm

Para disminuir las revoluciones de entrada al eje y de esta manera disminuir la vibración en el banco, se colocó un juego de poleas con una relación de transmisión de 2:1, con esto las rpm que vamos a medir en el eje de entrada son las siguientes:

$$d1 \times n1 = d2 \times n2 \quad [3-4]$$

De donde:

$d1$ = diámetro uno (mm)

$d2$ = diámetro dos (mm)

$n1$ = revoluciones de entrada (rpm)

$n2$ = revoluciones de salida (rpm)

$$2 \times 1750 = 4 \times n2$$

$$n2 = 875rpm$$

Este es el valor teórico de rpm en el eje de entrada.

3.7 Contador de revoluciones:

Es necesario poder determinar la variación de revoluciones que se produce, para esto se realizó un circuito electrónico con dos tacómetros digitales, los cuales son los encargados de medir las revoluciones constantemente en cada uno de los ejes, además este circuito permite enlazar con el computador y mediante un programa observar la curva de relación de transmisión que se produce en el variador continuo.

El sistema del contador de revoluciones consta de:

- Ruedas de comunicación.
- Circuito electrónico.
- Cables de conexión entre las ruedas de comunicación y el circuito electrónico
- Cables de conexión para el computador.
- Programa de computador que permite graficar la curva de relación de transmisión.

3.7.1 Ruedas de comunicación:

Son las encargadas de que se transmita el giro de cada eje a un sensor que conforma el circuito electrónico, este contador se hizo con un optoacoplador que es un sensor que funciona enviando una señal cuando pasa un haz de luz, de esta manera indica que se produjo una vuelta. Los discos poseen 4 agujeros, de esta manera se disminuye la frecuencia y es posible contar las revoluciones con más exactitud. Obsérvese el Gráfico 3.11

Gráfico 3.11 Rueda de comunicación



Fuente: Autor

3.7.2 Circuito electrónico:

El circuito consta de una serie de componentes electrónicos, de los cuales destacan 2 microcontroladores que son los encargados del funcionamiento del tacómetro digital. El primer microcontrolador es un (PIC 16F870), es el encargado de controlar la visualización en los displays. El segundo controlador es un (PIC 16F628), el cual permite el funcionamiento del tacómetro, el PIC soporta un programa que es el encargado de censar, medir y calcular las rpm que recibe de los ejes del variador continuo.

Con ayuda de los displays numéricos se puede visualizar, en el tablero de control, las revoluciones de entrada y salida y de esta manera se puede comprobar la variación de las mismas, dicha variación se produce de menos rpm de salida a más rpm de salida, conforme subimos las marchas con nuestra palanca de velocidades.

3.7.3 Programa de tacómetro digital:

Se diseñó un programa para graficar la curva de relación existente en este mecanismo, este software permite observar en el computador una grafica en tiempo real del comportamiento del variador continuo conforme se comande la palanca de velocidades. Por otra parte se puede visualizar las revoluciones de entrada y salida, también es posible visualizar el diámetro de trabajo en que se encuentra el variador.

La interfaz de comunicación se la realiza mediante un puerto serial o puerto "com", un cable de puerto serial se utiliza para transmitir la información entre el banco didáctico y el computador.

El tacómetro posee un margen de error de 30 rpm, pues al censar y realizar el cálculo de las revoluciones, los micro segundos que pierde en ese proceso, representan el error mencionado.

3.8 CONCLUSIONES

El diseño del variador continuo del banco didáctico está basado en el funcionamiento real del variador de la caja de cambios Multitronic de Audi, en cuanto a la parte mecánica corresponde, la complejidad de los sistemas hidráulico y electrónico, hace que el diseño del variador no cuente con esta tecnología; el accionamiento será de tipo mecánico y la electrónica aplicada sirve para la medición de revoluciones.

Se puede alcanzar revoluciones desde 420 rpm en la primera posición de la palanca hasta 1860-1890 rpm en la última posición, el resto de revoluciones que se encuentran dentro de estos rangos se pueden ir alcanzando con solo girar la palanca de mando progresivamente, lo cual sería la simulación de lo que sucede cuando la caja real trabaja en su posición “D” lo que significa que está en modo automático, para simular el modo tiptronic, el banco didáctico cuenta con 4 posiciones fijas, en las cuales las rpm se mantienen y de esta manera se puede observar el funcionamiento en cada marcha fija.

Los platos móviles poseen agujeros que sirven para guiar los acoples del sistema de accionamiento, una horquilla selectora es la encargada de permitir la unión entre los acoples del accionamiento y el conjunto de varillaje de la palanca de cambios.

Entre los materiales utilizados para la construcción se tiene: acero de transmisión para los ejes, debido a que es de fácil mecanizado y brinda la resistencia necesaria para los esfuerzos que produce el motor de 1HP; el grilón se utiliza para las poleas y ruedas de comunicación, este material es resistente a la fricción y el mecanizado es mucho más fácil que en el acero.

El tacómetro digital conjunto con el software, son los responsables de demostrar que las rpm varían conforme se comande mediante la palanca de accionamiento. El software grafica la relación de transmisión en tiempo real.

CAPITULO IV

PRUEBAS Y MEDICIONES DEL VARIADOR CONTINUO

4.1 Pruebas de relación de transmisión en el banco didáctico:

Para estas pruebas se procede a calcular teóricamente las diferentes relaciones de transmisión en cada posición fija del variador continuo, posteriormente se realiza la medición y se calcula los valores prácticos que ocurren en el variador y con esto se puede observar las pérdidas que se producen y determinar la máxima relación de transmisión que otorga el variador continuo.

La ecuación para la relación de transmisión es la siguiente:

$$\frac{n1}{n2} = \frac{d2}{d1} = r_t \quad [4-1]$$

De esta ecuación se tiene:

$n2$ = revoluciones de salida (rpm)

$n1$ = revoluciones de entrada (rpm)

$d2$ = diámetro de la polea de salida (mm)

$d1$ = diámetro de la polea de entrada (mm)

r_t = relación de transmisión (a dimensional)

En el variador continuo se tiene que los diámetros de la polea varían conforme se produce el accionamiento, por esta situación se obtienen múltiples relaciones de transmisión, para poder entender de mejor manera se realiza el cálculo teórico para obtener la relación de transmisión que se produce en cada marcha fija que otorga el variador.

4.1.1 Cálculo teórico para primera velocidad:

En este cambio se tiene que las revoluciones de salida van a ser menores que las revoluciones de entrada, o por el contrario que el diámetro de salida va a ser mayor que el diámetro de entrada; esta condición se demuestra de la siguiente manera:

Datos:

$d_1 = 53 \text{ mm}$

$d_2 = 150 \text{ mm}$

Aplicando la ecuación [4-1] se tiene:

$$rt = \frac{150}{53}$$

$$rt = 2.83:1$$

Las rpm calculadas de entrada son 875 rpm.

Con este dato se obtiene el valor de las rpm de salida aplicando la siguiente ecuación

Despejando “n2” de la ecuación [4-1] se tiene:

$$n_2 = \frac{n_1}{rt} \quad [4-2]$$

$$n_2 = \frac{875}{2.83}$$

$$n_2 = 309 \text{ rpm}$$

4.1.2 Mediciones para primera velocidad:

Este proceso se realizó partiendo directamente de pruebas en el variador, con todos los elementos montados, se procedió a correr primera marcha y se obtuvieron las siguientes dimensiones:

$n_1 = 960 \text{ rpm}$

$n_2 = 420 \text{ rpm}$

$d_1 = 60 \text{ mm}$

$d_2 = 136 \text{ mm}$

Con todos estos valores de la medición, se compara que la relación de transmisión sea la misma, tanto para el cálculo utilizando los diámetros, como para el cálculo en el que se aplica las rpm.

Se utiliza la ecuación [4-1]:

$$rt = \frac{960}{420} = \frac{136}{60}$$

$$rt = 2.28:1 \approx 2.27:1$$

Como se puede apreciar en el resultado, la relación de transmisión varia en un punto, el cual puede ser por errores de medición mínimos ya que el tacómetro digital empleado para este variador continuo posee un error de ± 30 rpm. Si se compara la relación de transmisión teórica con la relación de transmisión obtenida en la medición se tiene en cuenta que existen pérdidas importantes que se producen por las siguientes causas:

1. La banda no trabaja exactamente en el punto máximo de la polea, esto se produce por la calibración de la banda en las poleas y porque la misma posee un diámetro de acción en el cual trabaja para realizar el arrastre de un conjunto plato-polea a otro.
2. Existen perdidas de arrastre debido a la calibración y transmisión de movimiento.

4.1.3 Cálculo teórico para segunda velocidad:

En segunda velocidad se obtiene los siguientes resultados según los diámetros previstos para obtener la relación de transmisión:

Datos:

$$d1 = 75 \text{ mm}$$

$$d2 = 128 \text{ mm}$$

Aplicando la ecuación [4-1] se tiene:

$$rt = \frac{128}{75}$$

$$rt = 1.71:1$$

Las rpm calculadas de entrada son 875 rpm.

Con este dato se obtiene el valor de las rpm de salida aplicando la ecuación [4-2]:

$$n2 = \frac{875}{1.71}$$

$$n2 = 512 \text{ rpm}$$

4.1.4 Mediciones para segunda velocidad:

Para las mediciones de segunda velocidad, se colocó al variador en segunda marcha y posteriormente se paró el motor, de esta manera la banda se detuvo en los diámetros de segunda velocidad, con lo que se realizó las siguientes medidas:

$$n_1 = 960 \text{ rpm}$$

$$n_2 = 540 \text{ rpm}$$

$$d_1 = 75 \text{ mm}$$

$$d_2 = 126 \text{ mm}$$

Con todos los valores establecidos se procede a comparar la relación de transmisión mediante la ecuación [4-1]:

$$rt = \frac{960}{570} = \frac{126}{75}$$

$$rt = 1.68:1 = 1.68:1$$

En este caso, la relación obtenida es exactamente la misma, lo que indica que para esta marcha no existe ningún tipo de error, sin embargo el valor de la relación de transmisión obtenido en la teoría difiere del valor obtenido en la práctica, esta situación se da por las mismas causas indicadas en primera velocidad.

4.1.5 Cálculo para tercera velocidad:

Para el cálculo de tercera velocidad se planteó los siguientes valores de diámetros:

Datos:

$$d_1 = 100 \text{ mm}$$

$$d_2 = 100 \text{ mm}$$

Aplicando la ecuación [4-1] se obtiene:

$$rt = \frac{100}{100}$$

$$rt = 1$$

Las rpm calculadas de entrada son 875 rpm.

Con este dato se obtiene el valor de las rpm de salida se utiliza la ecuación [4-2]:

$$n2 = \frac{875}{1}$$

$$n2 = 875 \text{ rpm}$$

4.1.6 Mediciones para tercera velocidad:

En este cambio se realizó las mediciones en el variador siguiendo el mismo proceso que para segunda marcha. Los valores obtenidos son:

$$n1 = 960 \text{ rpm}$$

$$n2 = 990 \text{ rpm}$$

$$d1 = 105 \text{ mm}$$

$$d2 = 98 \text{ mm}$$

Con todos los valores establecidos se procede a comparar la relación de transmisión mediante la ecuación [4-1]:

$$rt = \frac{960}{990} = \frac{98}{105}$$

$$rt = 0.94:1 \approx 0.93:1$$

En tercera marcha se produce un error mínimo que se presenta por errores en la medición. Para esta marcha en el variador ya se produce una súperdirecta pues la relación de transmisión es menor a 1.

En la teoría se preveía que en tercera velocidad se llegue a una relación de 1:1, pero en la práctica esto no sucede pues la banda y su arrastre colocan a la polea en una posición de súperdirecta, variando ligeramente los diámetros de las poleas. Para encontrar una relación de 1.1 es necesario girar la palanca de control desde segunda hasta tercera y en uno de esos intervalos se observara que las rpm de entrada van a ser iguales a las rpm de salida lo que conlleva a la deducción que esa es la posición en el que el variador otorga la relación buscada.

4.1.7 Cálculos para cuarta velocidad:

Datos:

$$d1 = 150 \text{ mm}$$

$$d2 = 53 \text{ mm}$$

Se procede a aplicar la ecuación [4-1]:

$$rt = \frac{53}{150}$$

$$rt = 0.35:1$$

Las rpm calculadas de entrada son 875 rpm.

Con este dato se obtiene el valor de las rpm de salida aplicando la ecuación [4-2]:

$$n2 = \frac{875}{0.35}$$

$$n2 = 2476 \text{ rpm}$$

4.1.8 Mediciones para cuarta velocidad:

En este cambio se realizó las mediciones en el variador siguiendo el mismo proceso que para segunda marcha. Los valores obtenidos son:

$$n1 = 930 \text{ rpm}$$

$$n2 = 1890 \text{ rpm}$$

$$d1 = 135 \text{ mm}$$

$$d2 = 64 \text{ mm}$$

Con todos los valores establecidos se procede a comparar la relación de transmisión mediante la ecuación [4-1]:

$$rt = \frac{900}{1890} = \frac{64}{135}$$

$$rt = 0.47:1 = 0.47:1$$

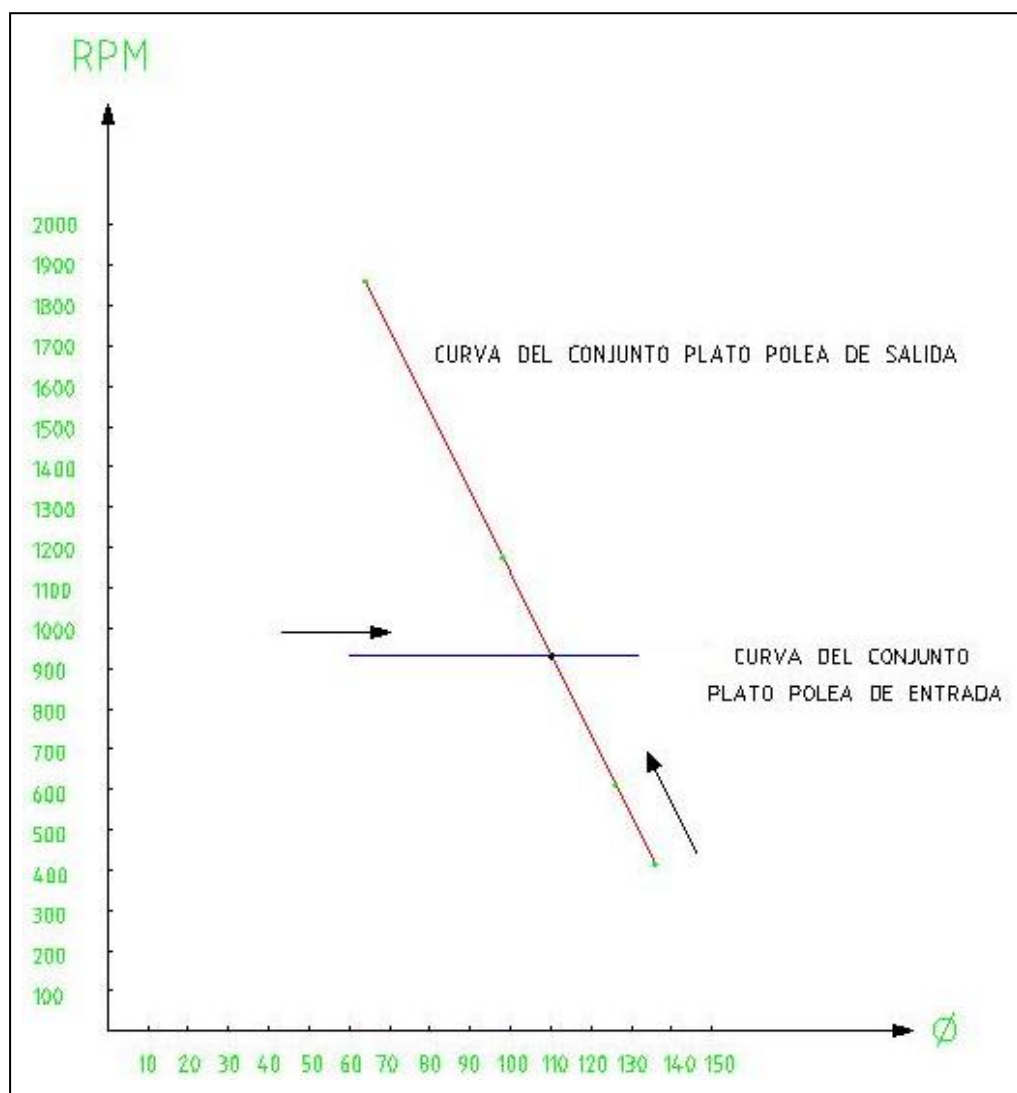
En esta velocidad se presentan pérdidas importantes en comparación con los datos teóricos esperados, pues sucede lo que es común para todas las marchas; la banda, el arrastre, el rozamiento y los diámetros reales de trabajo en el variador son los responsables de que se produzcan pérdidas. Sin embargo se puede observar que los resultados en sobre marcha son muy buenos, se logra que la velocidad aumente al doble en el eje de salida.

A continuación se realiza una gráfica con una curva de relación de transmisión en función de los diámetros, esta grafica representa el avance continuo del variador, para lograr las multiplicaciones y desmultiplicaciones que se obtiene en el avance de las marchas hasta la última posición.

4.2 CURVA DE RELACIÓN DE TRANSMISIÓN:

Para este variador continuo se tomó una curva de relación de transmisión en función del diámetro y las rpm; como cada conjunto plato-polea posee la capacidad de variar su diámetro, se determino mediante una prueba de mediciones, en los puntos considerados como marchas fijas, una relación entra la apertura de cada conjunto y las rpm en dicha apertura. De esa manera se obtuvo la siguiente curva de relación de transmisión:

Gráfico 4.1 Curva de relación de transmisión del variador continuo



Fuente: Autor

Los valores de los diámetros se encuentran en mm.

En el Gráfico 4.1 se puede observar una flecha a lado de cada curva, esta flecha representa el sentido de avance de la curva

En el caso de la curva del conjunto plato-polea de entrada, se observa que es una línea recta que empieza en 60 y termina en 135, estos valores de diámetros, son los valores reales de funcionamiento, pues en el sistema existen ciertas pérdidas, relacionadas a los componentes mecánicos que conforman el variador, sobre todo a la banda de transmisión. Por otra parte se observa que las rpm de entrada permanecen constantes, esto se produce porque el motor otorga un número de rpm constante y en el eje de entrada no se produce variación de rpm, al girar únicamente arrastrado por el motor.

Para el eje de salida, se puede observar que la flecha del sentido de giro nos indica que empieza en 136 y termina en 64, esto nos indica que la primera posición es con un diámetro mayor que el eje de entrada, por medio de esta diferencia de diámetros se obtiene una desmultiplicación de rpm; si se tiene en cuenta la última posición, sucederá todo lo contrario, pues se encontrara una multiplicación de rpm, que aumenta la velocidad del eje de salida. En cuanto a las revoluciones se obtiene una gran gama de velocidades que se encuentran en un rango desde 420 rpm, hasta 1890 rpm.

La curva del eje de salida al ser una línea recta, indica que las revoluciones van aumentando progresivamente, conforme se acciona el mecanismo, se puede ver que este aumento va de menos a más y no posee caídas de revoluciones, conforme se desarrolla el cambio de marcha, esta es la principal ventaja que posee esta en caja CVT en comparación a las cajas de cambios automáticas a manuales.

4.3 CONCLUSIONES:

Dentro del variador de velocidades se puede tener diversas relaciones de transmisión, conforme se da avance a la marcha, cuando se utiliza la posición fija de la palanca de marchas para cada cambio, se tiene cuatro velocidades fijas, en las cuales se puede analizar el comportamiento del variador.

Al avanzar la palanca de forma progresiva, se tienen una serie de cambios que van desde una desmultiplicación hasta una multiplicación considerable de rpm, dicho avance es de forma progresiva y sin caída de revoluciones en el proceso.

Para primera y tercera velocidad se observa el siguiente resultado en las mediciones: $rt = 2.28:1 \approx 2.27:1$, $rt = 0.94:1 \approx 0.93:1$ respectivamente para cada una de las velocidades, este resultado indica que la lectura de las rpm varió el resultado, pues cuando la lectura es exacta debería dar la misma respuesta de relación de transmisión para cualquiera de las ecuaciones de relación de transmisión.

Para segunda y cuarta velocidad la lectura de los sensores fue exacta y el resultado fue $rt = 1.68:1 = 1.68:1$ y $rt = 0.47:1 = 0.47:1$ respectivamente.

Dentro de todas las mediciones se tiene un rango de error de 30 rpm, este problema se produce porque el programa refresca las señales que recibe de las ruedas de comunicación en los displays, en este intercambio de información se presenta dicha variación.

Para la curva que se produce en la relación de transmisión se observa que no existe caída de rpm, en la transición de cambio y cambio, esta es la principal ventaja y característica que ofrece un variador continuo, en comparación con cualquier tren o conjunto de engranajes.

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Se observa que el sistema electrónico de la Multitronic marca una diferencia, pues posee sensores que permiten tener una buena lectura de las exigencias del conductor y de esta manera ajustar la conducción a dichas exigencias. Por otro lado, los materiales y la presión de los elementos mecánicos, permiten que se pueda llevar a esta transmisión al máximo y de esta manera obtener un desempeño óptimo.

La tecnología de las Cajas de Variación Continua, ha evolucionado desde los primeros intentos de Nissan, ahora es una de las alternativas para los vehículos del futuro y sin lugar a duda puede ocupar gran parte del parque automotor del mundo dentro de algunos años. Una de las ventajas además de la suavidad y respuesta de esta transmisión es la eficacia de cambiar de marcha, con esto se consigue un ahorro de combustible que es la tendencia de los nuevos automóviles.

Es importante conocer sobre las nuevas tecnologías, este es uno de los objetivos de la construcción del banco didáctico, mediante él se puede observar el principio de funcionamiento del variador continuo y con esto entender de mejor manera cómo selecciona las marchas la caja de cambios CVT.

El estudio se enfocó en la caja de cambios Multitronic de Audi, esta es la caja más evolucionada del mercado y la que presenta innovaciones interesantes como un manejo versátil con solo pisar el acelerador o manejar en modo tiptronic y sentir un manejo deportivo; a demás la fusión entre los sistemas mecánico, hidráulico y electrónico hace que la caja se comporte con un excelente desempeño en cualquier condición de manejo.

En la parte del diseño del tren epicycloidal y los ejes de la caja, se observa una resistencia óptima a máximas condiciones de esfuerzos, pues en todos los elementos el factor de seguridad es mayor a 1.

En la construcción del banco didáctico se aplicó un diseño en base a la simetría de los elementos ya que el motor de 1 Hp no ejerce demasiado esfuerzo a los elementos mecánicos que lo conforman, se partió del diseño de las poleas en las cuales se tomó como punto de partida un diámetro exterior de 150mm y un diámetro interior de 53mm, lo que representa teóricamente una relación de transmisión de 2.83:1 cuando el variador está a máximas revoluciones y de 0.35:1 cuando el variador está en el régimen de arrancada.

La relación de transmisión real que otorga el variador del banco didáctico es de 2.28:1 para primera velocidad y de 0.47:1 para cuarta velocidad, con lo cual se produce un considerable rango de revoluciones a lo largo de esta transición de relación de transmisión.

BIBLIOGRAFÍA

Referencias bibliográficas:

- BAUMEISTER, Theodore, AVALLONE, Eugene A., (1984) *Manual del ingeniero mecánico*, 2da Edición, McGraw-Hill. México.
- CALLISTER, William D., (2000) *Introducción a la ciencia e ingeniería de los materiales*, Editorial Reverte. España.
- FLINN, Richard A., TROJAN, Paul K., (1998) *Materiales de ingeniería y sus aplicaciones*, Edición Facsimilar. España.
- NASH, William A., (1984) *Teoría de problemas de resistencia de materiales*, Edición McGraw-Hill. México.
- SHIGLEY, Joseph, MISCHKE, Charles, (2002) *Diseño en Ingeniería Mecánica*, 6ta Edición, McGraw-Hill. México.

Referencias electrónicas:

- ANIMATORCS, (2007) *Video del funcionamiento de las cajas de cambios CVT*, México. Disponible en: <http://es.youtube.com/watch?v=8VYPsrOyldw>, acceso el 28 de diciembre del 2008.
- ANTRONIO, (2007), *Cajas CVT Toroidales*, Argentina. Disponible en: <http://www.antronio.com/comunidad/f84/cajas-cvt-toroidales-446983/>, acceso el 18 de enero del 2009.
- AUTOCENTRO Ingeniería Automotriz Miga SA, (2006), *Correas de distribución*, México. Disponible en: http://www.automotrizmiga.com.mx/page_1176400369875.html, acceso el 08 de enero del 2010
- BIGPIPO305, (2008), *Continuos Variable Transmition*, EEUU. Disponible en: <http://es.youtube.com/watch?v=W0BERPIp364>, acceso el 29 de diciembre del 2008.
- Jeep Club (2008), *La Transmisión Variable Continua (CVT)*, Argentina. Disponible en:

http://www.jeepclub.com.ar/php/nota_tecnica.php?action=info_new&id=47, acceso 8 de diciembre del 2008.

- MECÁNICA VIRTUAL, (2007), *Caja de cambios*, Argentina. Disponible en: <http://www.mecanicavirtual.org/caja-cambios9.htm>, acceso el 12 de diciembre del 2008.
- RIPA NIEVA José, GARCÍA RESÁVAL Rubén, LIZUR UGARTE Aitor, SIMÓN YARZA Ignacio, GONZÁLEZ BARTOLOMÉ Diego, (2007) *Cajas de Cambios de Última Generación*, México. Disponible en: <http://www.scribd.com/doc/6909260/Caja-automatica>, acceso el 15 de enero del 2009.
- RONNIE, (2008), *Caja CVT*, México. Disponible en: <http://www.velocidadmaxima.com/forum/showthread.php?t=107485>, acceso el 19 de diciembre del 2008.
- Sempere, (2007) *Cajas de cambios de última generación*, Brasil. Disponible en: http://www.salesianos.edu/alcoy.juanxxiii/dpts/docs/cajas_cambio.pdf, acceso el 30 de noviembre del 2008.
- Volkswagen, (2007), *Libro virtual de VW Caja de cambios Multitronic*, Alemania. Disponible en: disco 2 del Manual virtual de Audi y Volkswagen (VAS 5051), acceso el 08 de enero del 2010.

ANEXOS

ANEXO 1

TABLA PARA LA OBTENCIÓN DEL FACTOR DE SOBRECARGA

MAQUINA IMPULSADA			
Fuente de potencia	Uniforme	Impacto moderado	Impacto pesado
Uniforme	1	1.25	1.75
Impacto moderado	1.25	1.5	2
Impacto pesado	1.5	1.75	2.25

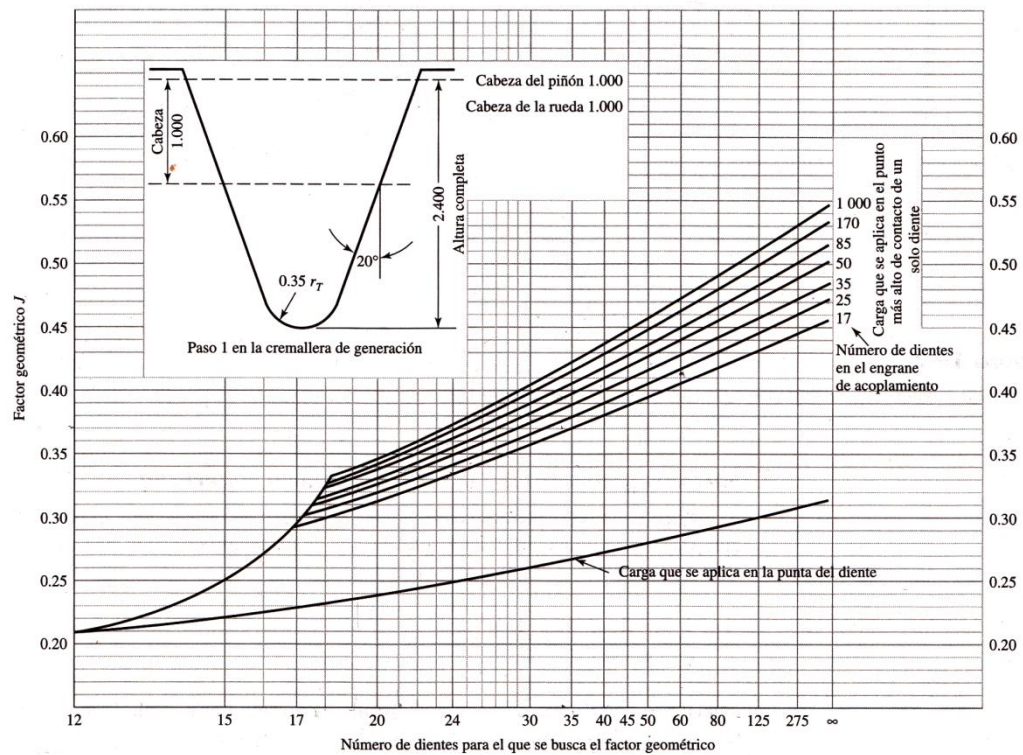
ANEXO 2

**TABLA PARA LA OBTENCIÓN DEL FACTOR
DE DISTRIBUCIÓN DE LA CARGA**

ANCHO DE CARA		
plg	mm	Km
<2	<50	1.6
6	150	1.7
9	250	1.8
≥20	500	2.0

ANEXO 3

FACTOR GEOMÉTRICO PARA LA RESISTENCIA A LA FLEXIÓN



ANEXO 4

OBTENCIÓN DEL COEFICIENTE ELÁSTICO

Coeficiente elástico C_p y Z_E . (Fuente: AGMA 218.01.)

Material del piñón	Material y módulo de elasticidad de la corona E_c , lb/pulg ² (MPa) [*]						
	Módulo de elasticidad del piñón E_p	Acero	Hierro maleable	Hierro nodular	Fundición de hierro	Bronce al aluminio	Bronce al estaño
	$\backslash$ psi $\backslash$ MPa [*]	30×10^6 (2×10^5)	25×10^6 (1.7×10^5)	24×10^6 (1.7×10^5)	22×10^6 (1.5×10^5)	17.5×10^6 (1.2×10^5)	16×10^6 (1.1×10^5)
Acero	30×10^6 (2×10^5)	2 300 (191)	2 180 (181)	2 160 (179)	2 100 [*] (174)	1 950 (162)	1 900 (158)
Hierro maleable	25×10^6 (1.7×10^5)	2 180 (181)	2 090 (174)	2 070 (172)	2 020 (168)	1 900 (158)	1 850 (154)
Hierro nodular	24×10^6 (1.7×10^5)	2 160 (179)	2 070 (172)	2 050 (170)	2 000 (166)	1 880 (156)	1 830 (152)
Fundición de hierro	22×10^6 (1.5×10^5)	2 100 (174)	2 020 (168)	2 000 (166)	1 960 (163)	1 850 (154)	1 800 (149)
Bronce al aluminio	17.5×10^6 (1.2×10^5)	1 950 (162)	1 900 (158)	1 880 (156)	1 850 (154)	1 750 (145)	1 700 (141)
Bronce al estaño	16×10^6 (1.1×10^5)	1 900 (158)	1 850 (154)	1 830 (152)	1 800 (149)	1 700 (141)	1 650 (137)

Relación de Poisson = 0.30.

^{*} Cuando se obtengan valores del módulo de elasticidad más exactos mediante pruebas de contacto con rodillo, éstos se pueden utilizar.

ANEXO 5

TABLA PARA ELECCIÓN DEL TIPO DE ACERO

Resistencias mínimas determinísticas a la tensión y a la cedencia ASTM para algunos aceros laminados en caliente (HR) y estirados en frío (CD).

[Las resistencias listadas son valores ASTM mínimos estimados en el intervalo de tamaños de 18 a 32 mm ($\frac{3}{4}$ a 1 $\frac{1}{4}$ pulg). Estas resistencias resultan adecuadas para usarse con el factor de diseño definido en la sección 1-9, a condición que los materiales se conformen a los requisitos ASTM A6 o A568 o se requieran en las especificaciones de compra. Recuerde que un sistema de numeración no es una especificación. Véase la tabla 1-1 para ciertos aceros ASTM]

Fuente: 1986 SAE Handbook, p. 2.15.

1	2	3	4	5	6	7	8
UNS núm.	Núm. SAE y/o AISI	Procesamiento	Resistencia a la tensión, MPa (kpsi)	Resistencia a la cedencia, MPa (kpsi)	Elongación en 2 pulg, %	Reducción en área, %	Dureza Brinell
G10060	1006	HR	300(43)	170(24)	30	55	86
		CD	330(48)	280(41)	20	45	95
G10100	1010	HR	320(47)	180(26)	28	50	95
		CD	370(53)	300(44)	20	40	105
G10150	1015	HR	340(50)	190(27.5)	28	50	101
		CD	390(56)	320(47)	18	40	111
G10180	1018	HR	400(58)	220(32)	25	50	116
		CD	440(64)	370(54)	15	40	126
G10200	1020	HR	380(55)	210(30)	25	50	111
		CD	470(68)	390(57)	15	40	131
G10300	1030	HR	470(68)	260(37.5)	20	42	137
		CD	520(76)	440(64)	12	35	149
G10350	1035	HR	500(72)	270(39.5)	18	40	143
		CD	550(80)	460(67)	12	35	163
G10400	1040	HR	520(76)	290(42)	18	40	149
		CD	590(85)	490(71)	12	35	170
G10450	1045	HR	570(82)	310(45)	16	40	163
		CD	630(91)	530(77)	12	35	179
G10500	1050	HR	620(90)	340(49.5)	15	35	179
		CD	690(100)	580(84)	10	30	197
G10600	1060	HR	680(98)	370(54)	12	30	201
G10800	1080	HR	770(112)	420(61.5)	10	25	229
G10950	1095	HR	830(120)	460(66)	10	25	248

ANEXO 6

**TABLA DEL FACTOR DE MODIFICACIÓN DE LA
CONDICIÓN SUPERFICIAL**

Acabado superficial	$k_a = a S_{ut}^b \text{LN}(1, C)$		b	Coeficiente de variación, C
	a kpsi	a MPa		
Esmerilado*	1.34	1.58	-0.086	0.120
Maquinado o laminado en frío	2.67	4.45	-0.265	0.058
Laminado en caliente	14.5	56.1	-0.719	0.110
Como sale de forja	39.8	271	-0.995	0.145

*Debido a la amplia dispersión en los datos de superficie esmerilada, una función alterna es $k_a = 0.878 \text{LN}(1, 0.120)$. Nota: S_{ut} en kpsi o MPa.

ANEXO 7

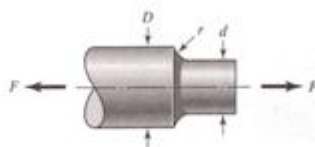
TABLA PARA EL FACTOR DE MODIFICACIÓN DE LA CARGA

$k_c = \alpha \bar{S}_{ut}^\beta \text{LN}(1, C)$					
Modo de carga	α		β	C	Promedio k_c
	kpsi	MPa			
Flexión	1	1	0	0	1
Axial	1.23	1.43	-0.078	0.125	0.85
Torsión	0.328	0.258	0.125	0.125	0.59

ANEXO 8

FACTOR DE CONCENTRACIÓN DE ESFUERZO K_t

Eje redondo con entalle en el hombro en tensión $\sigma_0 = F/A$ donde $A = \pi d^2/4$.*



Factor de concentración de esfuerzo K_t relacionado al esfuerzo principal máximo ordenado $(\sigma_1)_{\max} = K_t \sigma_0$

$$K_t = 0.493 + 0.48 \left(\frac{D}{d} \right)^{-2.43} + \left(\frac{r}{d} \right)^{-0.48} \sqrt{\frac{3.43 - 3.41(D/d)^2 - 0.0232(D/d)^4}{1 - 8.85(D/d)^2 - 0.078(D/d)^4}}$$

D/d	r/d						
	0.01	0.05	0.10	0.15	0.20	0.25	0.30
1.01	1.825	1.360	1.247	1.197	1.167	1.146	1.130
1.05	2.753	1.766	1.526	1.419	1.355	1.310	1.278
1.10	3.360	2.022	1.697	1.551	1.464	1.404	1.360
1.50	5.006	1.674	2.107	1.853	1.701	1.597	1.519
2.00	5.551	2.871	2.227	1.936	1.762	1.642	1.553
6.00	5.947	3.105	2.302	1.984	1.793	1.661	1.564

Factor de concentración de esfuerzo K_t relacionado al esfuerzo von Mises máximo $(\sigma')_{\max} = K_t \sigma_0$

$$K_t = 0.496 + 0.472 \left(\frac{D}{d} \right)^{-2.85} + \left(\frac{r}{d} \right)^{-0.48} \sqrt{\frac{2.921 - 2.945(D/d)^2 + 0.0217(D/d)^4}{1 - 9.59(D/d)^2 + 0.053(D/d)^4}}$$

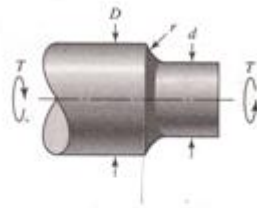
D/d	r/d						
	0.01	0.05	0.10	0.15	0.20	0.25	0.30
1.01	1.715	1.306	1.206	1.162	1.135	1.117	1.103
1.05	2.525	1.654	1.443	1.348	1.291	1.252	1.223
1.10	3.052	1.870	1.583	1.454	1.377	1.324	1.285
1.50	4.482	2.417	1.915	1.691	1.556	1.463	1.395
2.00	4.965	2.595	2.020	1.762	1.607	1.501	1.422
6.00	5.256	2.696	2.074	1.796	1.628	1.514	1.429

* S. M. Tipton, J. R. Soren y R. D. Rokovic, "Updated Stress-Concentration Factors for Filleted Shafts in Bending and Tension", trad. de ASME Journal of Mechanical Design, vol. 118, núm. 3 (septiembre de 1996), pp. 321-327.

ANEXO 9

FACTOR DE CONCENTRACIÓN DE ESFUERZO KTS

Eje redondo con entalle en el hombro en torsión, $\tau_0 = Tc/J$ donde $c = d/2$ y $J = \pi d^4/32$.*



El factor de concentración de esfuerzo K_{ts} está relacionado con el esfuerzo principal máximo ordenado $(\sigma_1)_{\max} = K_{ts} \tau_0$ o bien con el esfuerzo von Mises $(\sigma')_{\max} = K_{ts} \sigma_0 = \sqrt{3} K_{ts} \tau_0$.

$$K_{ts} = 0.78 + 0.2 \left(\frac{D}{d} \right)^{-10} + \left(\frac{r}{d} \right)^{-0.46} \sqrt{\frac{0.002 - 0.125(D/d)^2 + 0.123(D/d)^4}{1 - 2.75(D/d)^2 + 2.55(D/d)^4}}$$

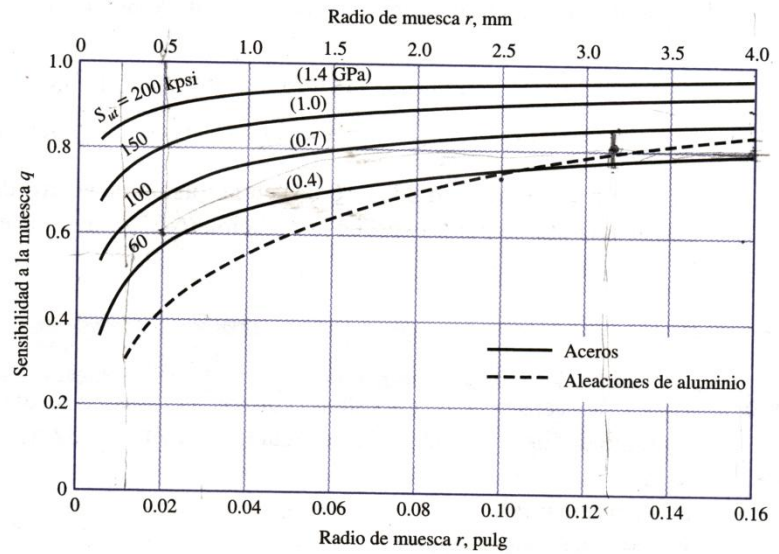
D/d	r/d						
	0.02	0.05	0.10	0.15	0.20	0.25	0.30
1.01	1.288	1.176	1.117	1.091	1.074	1.063	1.055
1.05	1.588	1.352	1.229	1.174	1.140	1.117	1.100
1.10	1.753	1.445	1.284	1.212	1.168	1.137	1.115
1.50	2.059	1.620	1.392	1.288	1.226	1.183	1.150
2.00	2.101	1.647	1.410	1.303	1.238	1.194	1.160
6.00	2.109	1.652	1.414	1.306	1.241	1.196	1.162

* R. D. Rolovic, S. M. Tipton y J. R. Sorensen, Jr., "Multiaxial Stress Concentration in Filleted Shafts", enviado a ASME Journal of Mechanical Design, marzo del 2000 (en revisión).

ANEXO 10

CONCENTRACIÓN DE ESFUERZOS Y SENSIBILIDAD A LA MUESCA

Sensibilidad a la muesca en el caso de aceros y aleaciones de aluminio forjado UNS A92024-T, sometidos a flexión inversa de cargas axiales inversas. Para radios de muesca más grandes, use los valores de q correspondientes a la ordenada $r = .16$ pulg (4 mm). [De George Sines y J. L. Waisman (eds.), Metal Fatigue, McGraw-Hill. Nueva York, Copyright © 1969 por The McGraw-Hill Companies, Inc. Reproducido con autorización.]

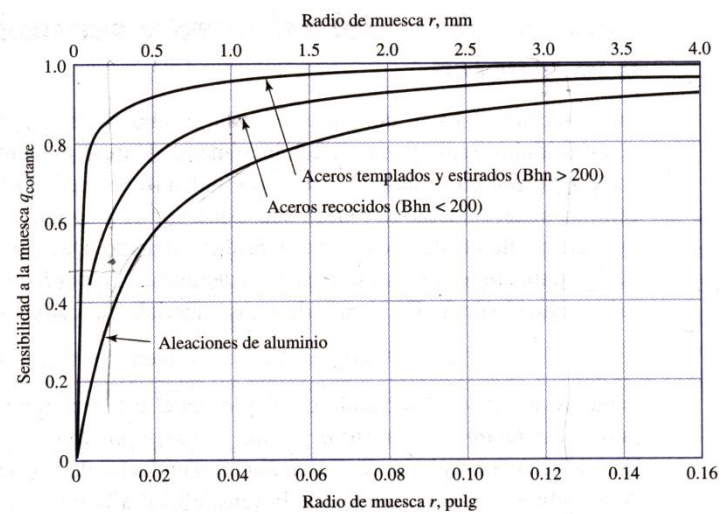


ANEXO 11

SENSIBILIDAD A LA MUESCA DE MATERIALES

SOMETIDOS A TORSIÓN INVERSA

Sensibilidad a la muesca de materiales sometidos a torsión inversa. En el caso de radios de muesca más grandes, use los valores de q_{cortante} correspondientes a la ordenada $r = 0.16$ pulg (4 mm).



ANEXO 12

VARIADOR CONTINUO

Véase el archivo adjunto “conjunto_hoja_5”

ANEXO 13

PROPIEDADES MECÁNICAS DE ALAMBRES PARA RESORTES

Material	Límite elástico, porcentaje de S_{UT}		Diámetro d , pulg	E		G	
	Tensión	Torsión		Mpsi	GPa	Mpsi	GPa
Alambre de piano A228	65-75	45-60	<0.032	29.5	203.4	12.0	82.7
			0.033-0.063	29.0	200	11.85	81.7
			0.064-0.125	28.5	196.5	11.75	81.0
			>0.125	28.0	193	11.6	80.0
Resorte trefilado duro A227	60-70	45-55	<0.032	28.8	198.6	11.7	80.7
			0.033-0.063	28.7	197.9	11.6	80.0
			0.064-0.125	28.6	197.2	11.5	79.3
			>0.125	28.5	196.5	11.4	78.6
Templado en aceite A239	85-90	45-50		28.5	196.5	11.2	77.2
Resorte de válvula A230	85-90	50-60		29.5	203.4	11.2	77.2
Cromo vanadio A231	88-93	65-75		29.5	203.4	11.2	77.2
A232	88-93			29.5	203.4	11.2	77.2
Cromo silicio A401	85-93	65-75		29.5	203.4	11.2	77.2
Acero inoxidable							
A313*	65-75	45-55		28	193	10	69.0
17-7PH	75-80	55-60		29.5	208.4	11	75.8
414	65-70	42-55		29	200	11.2	77.2
420	65-75	42-55		29	200	11.2	77.2
431	72-76	50-55		30	206	11.5	79.3
Bronce fosforado B159	75-80	45-50		15	103.4	6	41.4
Cobre al berilio B197	70	50		17	117.2	6.5	44.8
	75	50-55		19	131	7.3	50.3
Aleación inconel X-750	65-70	40-45		31	213.7	11.2	77.2

*También incluye 302, 304 y 316.

Nota: Véase la tabla 10-13 para los valores de diseño del esfuerzo de torsión permisible.