



ESCUELA POLITÉCNICA DEL EJÉRCITO
EXTENSIÓN LATACUNGA

DEPARTAMENTO DE ENERGÍA Y MECÁNICA

“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE DOS SIMULADORES
DIDÁCTICOS DE CAJAS DE VELOCIDADES MECÁNICAS DE
TRACCIÓN DELANTERA Y TRACCIÓN POSTERIOR”

ERAZO CRIOLLO ANGEL SANTIAGO

NAZATE QUEL DIEGO FERNANDO

Tesis presentada como requisito previo a la obtención del grado de:

INGENIERO AUTOMOTRIZ

Año 2012

ESCUELA POLITÉCNICA DEL EJÉRCITO

CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

DECLARACIÓN DE RESPONSABILIDAD

Nosotros, ERAZO CRIOLLO ÁNGEL SANTIAGO

NAZATE QUEL DIEGO FERNANDO

DECLARAMOS QUE:

El proyecto de grado denominado “**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE DOS SIMULADORES DIDÁCTICOS DE CAJAS DE VELOCIDADES MECÁNICAS DE TRACCIÓN DELANTERA Y TRACCIÓN POSTERIOR.**”, ha sido desarrollado con base a una investigación exhaustiva, respetando derechos intelectuales de terceros, conforme las citas que constan al pie de las páginas correspondientes, cuyas fuentes se incorporan en la bibliografía.

Consecuentemente este trabajo es de nuestra autoría.

En virtud de esta declaración, nos responsabilizamos del contenido, veracidad y alcance científico del proyecto de grado en mención.

Latacunga, Julio del 2012.

ERAZO CRIOLLO ÁNGEL SANTIAGO NAZATE QUEL DIEGO FERNANDO

Cl. N° 1003658232

Cl. N° 1717115362

ESCUELA POLITÉCNICA DEL EJÉRCITO
CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

CERTIFICADO.

ING. VÍCTOR ZAMBRANO (DIRECTOR)

ING. MAURICIO CRUZ (CODIRECTOR)

CERTIFICAN:

Que el trabajo titulado **“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE DOS SIMULADORES DIDÁCTICOS DE CAJAS DE VELOCIDADES MECÁNICAS DE TRACCIÓN DELANTERA Y TRACCIÓN POSTERIOR”** realizado por los señores ERAZO CRIOLLO ANGEL SANTIAGO y NAZATE QUEL DIEGO FERNANDO, ha sido guiado y revisado periódicamente y cumple normas estatutarias establecidas por la ESPE-L, en reglamento de Estudiantes de la Escuela Politécnica del Ejército.

Debido a que constituye un trabajo de excelente contenido científico que coadyuvara a la aplicación de conocimientos y al desarrollo profesional, **SI** recomiendan su publicación.

El mencionado trabajo consta de un documento empastado y un disco compacto el cual contiene los archivos en formato portátil de Acrobat (pdf). Autorizan a los señores ERAZO CRIOLLO ANGEL SANTIAGO y NAZATE QUEL DIEGO FERNANDO que lo entregue ING. JUAN CASTRO, en su calidad de Director de Carrera.

Latacunga, 25 de Julio del 2012.

.....

Ing. Víctor Zambrano.

DIRECTOR

.....

Ing. Mauricio Cruz

CODIRECTOR

CERTIFICACIÓN

Se certifica que el presente trabajo fue desarrollado por: ERAZO CRIOLLO
ÁNGEL SANTIAGO y NAZATE QUEL DIEGO FERNANDO, bajo nuestra
supervisión.

ING. DANILO ZAMBRANO

DIRECTOR DEL PROYECTO

ING. MAURICIO CRUZ

CODIRECTOR DEL PROYECTO

ESCUELA POLITÉCNICA DEL EJÉRCITO

CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

AUTORIZACIÓN

Nosotros, ERAZO CRIOLLO ÁNGEL SANTIAGO

NAZATE QUEL DIEGO FERNANDO

Autorizamos a la Escuela Politécnica del Ejército la publicación, en la biblioteca Virtual de la Institución del trabajo **“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE DOS SIMULADORES DIDÁCTICOS DE CAJAS DE VELOCIDADES MECÁNICAS DE TRACCIÓN DELANTERA Y TRACCIÓN POSTERIOR.”**, cuyo contenido, ideas y criterios son de nuestra exclusiva responsabilidad y autoría.

Latacunga, Julio del 2012.

ERAZO CRIOLLO ÁNGEL SANTIAGO NAZATE QUEL DIEGO FERNANDO

CI. N° 1003658232

CI. N° 1717115362

DEDICATORIA

La culminación de este proyecto la dedico a DIOS por la sabiduría, fortaleza y el impulso que dio en mi para culminar mi carrera, también va dedico con todo mi cariño a mi madre Edilma, a mis abuelitos German y Leticia, a mis hermanos Andrés y Ricardo, a mis tíos, Henry, Marcia, Nixon, Xavier, María de los Ángeles, a mis primos Johan, Juan Sebastián y María Soledad, como también a mi novia Ruby, a todos ustedes quienes siempre me han apoyado e impulsado a seguir adelante, con sus valores y dedicación han sido de un gran apoyo y guía durante toda mi carrera universitaria y vida personal, me han dejado caer y siempre me han brindado una mano cuando lo he necesitado.

SANTIAGO ERAZO CRIOLLO

DEDICATORIA

Al culminar una etapa de mas de mi vida profesional el presente logro lo dedico a mis amadísimos padres que con sus consejos y valores han sabido guiarme durante toda mi vida profesional y personal, a mis amados hermanos que han sido mi apoyo incondicional y mi fortaleza para salir adelante y victorioso a pesar de todos los percances y dificultades que se me han presentado en la vida; a mis abuelitos por cada una de sus oraciones y bendiciones que me han sabido brindar; a cada uno de mi tíos por su apoyo incondicional consejos que me han brindado convirtiéndose en mi apoyo para conseguir cada uno de mis objetivos y metas.

A cada uno de ellos los cuales son los pilares de mi vida y que siempre los llevare en mi corazón y serán mi gran admiración.

DIEGO NAZATE

AGRADECIMIENTO

Agradecemos a Dios por habernos brindado la sabiduría, guía y cada una de sus bendiciones para poder conseguir nuestro objetivo, a nuestros padres por su apoyo incondicional durante toda nuestra vida profesional y personal, a nuestros hermanos y familiares por su apoyo y fortalezas; a nuestros maestros por brindarnos los conocimientos par formarnos como profesionales y a cada uno de nuestros amigos y personas allegadas por la colaboración que nos has brindado para culminar nuestro proyecto.

A cada uno de ellos les agradecemos de corazón y que Dios los bendiga por siempre.

SANTIAGO ERAZO

DIEGO NAZATE

ÍNDICE

CARÁTULA.....	i
DECLARACIÓN DE RESPONSABILIDAD.....	ii
CERTIFICADO.....	iii
CERTIFICACIÓN.....	iv
AUTORIZACIÓN.....	v
DEDICATORIAS.....	vi
AGRADECIMIENTO.....	viii
ÍNDICE.....	ix
ÍNDICE DE FIGURAS.....	xvii
ÍNDICE DE TABLAS.....	xxvi
RESUMEN.....	xxviii
SUMMARY.....	xxx

CAPÍTULO I

FUNDAMENTOS TEÓRICOS.....	1
1.1 DEFINICIÓN DE CAJAS DE CAMBIOS.....	1
1.2 VARIACIÓN DEL PAR DE UN ENGRANE.....	2
1.3 RELACIÓN DE VELOCIDADES DE LA CAJA DE CAMBIOS.....	3
1.3.1 RELACIÓN DE TRANSMISIÓN.....	3
1.3.2 CÁLCULO DE VELOCIDADES PARA UNA CAJA DE CAMBIOS.....	5

1.4 NECESIDAD DE LA CAJA DE CAMBIOS.....	7
1.5 CONSTITUCIÓN Y FUNCIONAMIENTO DE LA CAJA DE CAMBIOS....	8
1.5.1 CONSTITUCIÓN DE LA CAJA DE CAMBIOS.....	8
1.5.2 FUNCIONAMIENTO DE LA CAJA DE CAMBIOS.....	13
1.6 ENGRASE DE LA CAJA DE CAMBIOS.....	15
1.6.1 IMPORTANCIA DEL ACEITE.....	15
1.6.2 ASPECTOS PRINCIPALES DE LOS LUBRICANTES.....	16
a.- Aceites Minerales.....	16
b.- Aceites Sintéticos.....	16
c.- Clasificación de los Aceites.....	17
d.- Clasificación SAE.....	18
e.- Clasificación API.....	18
f.- Aditivos de los aceites Lubricantes.....	19
1.6.3 FUNCIONES DEL LUBRICANTE.....	20
1.6.4 CARACTERÍSTICAS PRINCIPALES DE LOS LUBRICANTES.....	22
a.- Viscosidad.....	22
b.- Índice de Viscosidad.....	22
c.- Punto de Fluidez.....	22
d.- Cenizas Sulfatadas.....	23
e.- Punto de Inflación y Fuego.....	23
f.- Índice de Neutralización y Saponificación.....	23

g.- Índice de Alquitrán y Alquinatrización.....	24
h.- Emulsionabilidad del Aceite.....	24
i.- Untuosidad.....	24
1.7 UTILIZACIÓN DE LA CAJA DE CAMBIOS.....	25
1.8 CAJA DE CAMBIOS TRACCIÓN DELANTERA.....	26
1.8.1 PARTES DE LA CAJA DE CAMBIOS DE TRACCIÓN DELANTERA.....	27
a.- Árbol Primario.....	28
b.- Árbol Secundario.....	29
c.- Grupo Diferencial.....	30
d.- Doble Sincronización.....	32
e.- Flujo de movimiento en los cambios de Velocidad.....	33
f.- Alojamiento de Cojinetes.....	33
g.- Mando del Cambio.....	34
h.- Sensores y Actuadores.....	35
h1.- Indicador de la velocidad de Marcha.....	35
h2.- Conmutador para luces de marcha Atrás.....	36
1.9 CAJA DE CAMBIOS TRACCIÓN POSTERIOR.....	36
1.9.1 FLUJO DE MOVIMIENTO EN LOS CAMBIOS DE VELOCIDAD.....	39

CAPÍTULO II

ANÁLISIS CINEMÁTICO DE LA CAJA DE VELOCIDADES.....	41
2.1 MODELADO DE LA CAJA DE CAMBIOS DE TRACCIÓN POSTERIOR.....	41
2.2 MODELADO DE LA CAJA DE CAMBIOS DE TRACCIÓN DELANTERA.....	42
2.3 ANÁLISIS DE LA TRANSMISIÓN DE MOVIMIENTO EN LA CAJA DE CAMBIOS DE TRACCIÓN POSTERIOR.....	42
a.- Primera posición.....	43
b.- Segunda posición.....	44
c.- Tercera posición.....	44
d.- Cuarta posición.....	45
e.- Posición de reversa.....	45
f.- Posición neutro.....	46
2.3.1 ANÁLISIS DE LA TRANSMISIÓN DEL EJE DE ENTRADA AL EJE DE MASA.....	47
2.3.2 ANÁLISIS DE LA VELOCIDAD DE SALIDA EN LA POSICIÓN DE REVERSA.....	51
2.3.3 ANÁLISIS DE LA VELOCIDAD DE SALIDA EN LA POSICIÓN DE PRIMERA.....	54
2.3.4 ANÁLISIS DE LA VELOCIDAD DE SALIDA EN LA POSICIÓN DE SEGUNDA.....	56
2.3.5 ANÁLISIS DE LA VELOCIDAD DE SALIDA EN LA POSICIÓN DE TERCERA.....	58

2.3.6 ANÁLISIS DE LA VELOCIDAD DE SALIDA EN LA POSICIÓN DE CUARTA.....	60
2.3.7 ANÁLISIS DE LA VELOCIDAD DE SALIDA EN LA POSICIÓN NEUTRO.....	60
2.4 ANÁLISIS DE LA TRANSMISIÓN DE MOVIMIENTO EN LA CAJA DE CAMBIOS TRACCIÓN DELANTERA.....	61
a.- Primera posición.....	62
b.- Segunda posición.....	62
c.- Tercera posición.....	63
d.- Cuarta posición.....	63
e.- Posición de reversa.....	64
f.- Posición neutro.....	65
2.4.1 ANÁLISIS DE LA TRANSMISIÓN DEL EJE DE ENTRADA AL EJE DE SALIDA EN LA POSICIÓN DE PRIMERA.....	66
2.4.2 ANÁLISIS DE LA VELOCIDAD DE SALIDA EN LA POSICIÓN DE SEGUNDA.....	68
2.4.3 ANÁLISIS DE LA VELOCIDAD DE SALIDA EN LA POSICIÓN DE TERCERA.....	69
2.4.4 ANÁLISIS DE LA VELOCIDAD DE SALIDA EN LA POSICIÓN DE CUARTA.....	71
2.4.5 ANÁLISIS DE LA VELOCIDAD DE SALIDA EN LA POSICIÓN DE REVERSA.....	73
2.4.6 ANÁLISIS DE LA VELOCIDAD DE SALIDA EN LA POSICIÓN NEUTRO.....	77

CAPÍTULO III

CÁLCULOS DEL DESARROLLO DE LA VELOCIDAD EN UNA RUEDA A DIFERENTES RPM.....	78
3.1 CÁLCULOS DEL DESARROLLO DE LA VELOCIDAD EN LA CAJA DE TRACCIÓN POSTERIOR.....	78
3.1.1 RELACIÓN DE VELOCIDADES.....	81
3.1.2 RELACIÓN DEL CONJUNTO DIFERENCIAL.....	83
3.1.3 RELACIÓN TOTAL O DESMULTIPLICACIÓN TOTAL.....	84
3.1.4 PERÍMETRO DE LA RUEDA.....	86
3.1.5 CÁLCULOS DE LA VELOCIDAD A DISTINTAS RPM.....	88
a.- Cálculo de la velocidad para 1000 rpm.....	89
b.- Cálculo de la velocidad para 1500 rpm.....	91
c.- Cálculo de la velocidad para 2000 rpm.....	92
d.- Cálculo de la velocidad para 2500 rpm.....	94
e.- Cálculo de la velocidad para 3000 rpm.....	95
f.- Cálculo de la velocidad para 3600 rpm.....	97
3.2 CÁLCULOS DEL DESARROLLO DE LA VELOCIDAD EN LA CAJA DE TRACCIÓN DELANTERA.....	98
3.2.1 RELACIÓN DE VELOCIDADES.....	99
3.2.2 RELACIÓN DEL CONJUNTO DIFERENCIAL.....	102
3.2.3 RELACIÓN TOTAL O DESMULTIPLICACIÓN TOTAL.....	102
3.2.4 PERÍMETRO DE LA RUEDA.....	105

3.2.5 CÁLCULO DE LA VELOCIDAD A DISTINTAS RPM.....	105
a.- Cálculo de la velocidad para 1000 rpm.....	106
b.- Cálculo de la velocidad para 1500 rpm.....	108
c.- Cálculo de la velocidad para 2000 rpm.....	109
d.- Cálculo de la velocidad para 2500 rpm.....	111
e.- Cálculo de la velocidad para 3000 rpm.....	112
f.- Cálculo de la velocidad para 3600 rpm.....	114

CAPÍTULO IV

DISEÑO DE LOS SIMULADORES DIDÁCTICOS.....	116
4.1 PARÁMETROS DE DISEÑO.....	116
4.2 MODELADO EN SOLIDWORKS DE LAS ESTRUCTURAS.....	118
4.3 ANALISIS DE LA ESTRUCTURA DEL SIMULADOR DE LA CAJA DE TRACCIÓN POSTERIOR.....	119
4.3.1 UNIDADES UTILIZADAS.....	119
4.3.2 PROPIEDADES DEL MATERIAL.....	120
4.3.3 INFORMACIÓN DE LA MALLA.....	121
4.3.4 RESULTADO DEL ANÁLISIS.....	122
4.3.5 TENSIONES.....	123
4.3.6 DESPLAZAMIENTO.....	124
4.3.7 DEFORMACIONES UNITARIAS.....	124

4.3.8 VERIFICACIÓN DEL DISEÑO.....	125
4.4 ANÁLISIS DE LA ESTRUCTURA DEL SIMULADOR DE LA CAJA DE TRACCIÓN DELANTERA.....	126
4.4.1 UNIDADES UTILIZADA.....	126
4.4.2 PROPIEDADES DEL MATERIAL.....	127
4.4.3 INFORMACIÓN DE LA MALLA.....	129
4.4.4 RESULTADO DEL ANÁLISIS DE LA ESTRUCTURA.....	130
4.4.5 TENSIONES.....	131
4.4.6 DESPLAZAMIENTO.....	132
4.4.7 DEFORMACIONES UNITARIAS.....	132
4.4.8 VERIFICACIÓN DEL DISEÑO.....	133
4.5 MODELADO DE LOS COMPONENTES MECÁNICOS DE LOS SIMULADORES.....	134
4.5.1 CONJUNTO DE ACCIONAMIENTO DEL EMBRAGUE.....	134
4.5.2 MOTOR ELÉCTRICO CON ACOPLAMIENTO DEL DISCO DE INERCIA.....	134
4.5.3 PEDAL DE EMBRAGUE.....	135
4.6 DISEÑO DEL CONTROL PARA LA VARIACIÓN DE REVOLUCIONES DEL MOTOR ELÉCTRICO.....	136
4.6.1 DISEÑO DEL DIAGRAMA DE CONTROL.....	136
a.- Diagrama de control.....	136
b.- Diagrama de fuerza.....	136

c.- Tipo de motor.....	137
d.- Fuente de alimentación.....	137
4.6.2 SELECCIÓN DE ELEMENTOS PARA EL SISTEMA DE CONTROL.....	137
4.6.3 SIMULACIÓN DEL SISTEMA EN UN SOFTWARE.....	138
a.- Desarrollo del circuito de control y fuerza en CAdE_SIMU.....	139
b.- Posición inicial variador a 0Hz.....	139
c.- Accionamiento del variador >1Hz.....	140
d.- Activación Motor 1.....	140
e.- Activación Motor 2.....	141
4.6.4 DISEÑO DEL PROCESO DE INSTALACIÓN DEL SISTEMA.....	141

CAPÍTULO V

5.1 EQUIPOS UTILIZADOS PARA LA CONSTRUCCIÓN.....	144
5.1.1 TORNO.....	144
5.1.2 SOLDADURA POR ARCO ELÉCTRICO.....	145
5.2 CONSTRUCCIÓN DE LA ESTRUCTURA DEL SIMULADOR DE LA CAJA DE VELOCIDADES DE TRACCIÓN POSTERIOR.....	147
5.3 CONSTRUCCIÓN DE LA ESTRUCTURA DEL SIMULADOR DE LA CAJA DE VELOCIDADES DE TRACCIÓN DELANTERA.....	150
5.4 CONSTRUCCIÓN DEL MECANISMO DE EMBRAGUE DE LA CAJA DE VELOCIDADES DE TRACCIÓN POSTERIOR.....	150

5.4.1 ARMADO DEL MECANISMO DE EMBRAGUE DE LA CAJA DE VELOCIDADES DE TRACCIÓN POSTERIOR.....	152
5.5 CONSTRUCCIÓN DEL MECANISMO DE EMBRAGUE DE LA CAJA DE VELOCIDADES DE TRACCIÓN DELATERA.....	157
5.5.1 ARMADO DEL MECANISMO DE EMBRAGUE DE LA CAJA DE VELOCIDADES DE TRACCIÓN POSTERIOR.....	158
5.6 CONSTRUCCIÓN DEL MECANISMO DE TRANSMISIÓN DE MOVIMIENTO DEL MOTOR ELÉCTRICO A LA DE LA CAJA DE VELOCIDADES.....	162
5.6.1 MECANISMO DE TRANSMISIÓN DE MOVIMIENTO DE LA CAJA DE VELOCIDADES DE TRACCIÓN POSTERIOR.....	163
5.6.2 MECANISMO DE TRANSMISIÓN DE MOVIMIENTO DE LA CAJA DE VELOCIDADES DE TRACCIÓN DELANTERA.....	163
5.7 CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA DE CONTROL ELÉCTRICO.....	164

CAPÍTULO VI

6.1 PRUEBAS DE LA CAJA DE VELOCIDADES DE TRACCIÓN DELANTERA.....	168
6.1.1 VELOCIDADES EN LA RUEDA A DIFERENTES REVOLUCIONES.....	168
a.- Velocidad en las ruedas a 1000 rpm o 16,66 Hz.....	170
b.- Velocidad en las ruedas a 1500 rpm o 25 Hz.....	172
c.- Velocidad en las ruedas a 2000 rpm o 33.33 Hz.....	174
d.- Velocidad en las ruedas a 2500 rpm o 41,66 Hz.....	175

e.- Velocidad en las ruedas a 3000 rpm o 50 Hz.....	177
f.- Velocidad en las ruedas a 3600 rpm o 60 Hz.....	179
6.2 PRUEBAS DE LA CAJA DE VELOCIDADES DE TRACCIÓN POSTERIOR.....	181
6.2.1 VELOCIDADES EN LA RUEDA A DIFERENTES REVOLUCIONES.....	181
a.- Velocidad en las ruedas a 1000 rpm o 16,66 Hz.....	181
b.- Velocidad en las ruedas a 1500 rpm o 25 Hz.....	183
c.- Velocidad en las ruedas a 2000 rpm o 33.33 Hz.....	185
d.- Velocidad en las ruedas a 2500 rpm o 41,66 Hz.....	187
e.- Velocidad en las ruedas a 3000 rpm o 50 Hz.....	189
f.- Velocidad en las ruedas a 3600 rpm o 60 Hz.....	191
6.3 ANÁLISIS DE RESULTADOS.....	193

CAPÍTULO VII

7.1 CONCLUSIONES.....	195
7.2 RECOMENDACIONES.....	197
BIBLIOGRAFÍA.....	199
ANEXOS.....	200

ÍNDICE DE FIGURAS

CAPÍTULO I

Figura 1.1: Situación de la caja de cambios en un vehículo con motor delantero transversal.....	1
Figura 1.2: Caja de cambios mecánica en corte “tracción delantera”.....	1
Figura 1.3: Situación de la caja de cambios en un vehículo con motor delantero longitudinal.....	2
Figura 1.4: Caja de cambios mecánica en corte “tracción trasera”.....	2
Figura 1.5: Multiplicación de par en un engranaje.....	3
Figura 1.6: Régimen máximo y mínimo en cada desmultiplicación para un funcionamiento del motor a pleno rendimiento.....	5
Figura 1.7: Velocidad Corta.....	6
Figura 1.8: Velocidad Directa.....	6
Figura 1.9: Velocidad súper directa.....	7
Figura 1.10: Ejes paralelos.....	7
Figura 1.11: Árbol primario.....	8
Figura 1.12: Árbol secundario.....	9
Figura 1.13: Eje marcha atrás.....	10
Figura 1.14: Sincronizador.....	10
Figura 1.15: Anillo sincronizador.....	10
Figura 1.16: Horquilla.....	11
Figura 1.17: Varilla selectora y horquilla.....	11
Figura 1.18: Piñón loco o reversa.....	11
Figura 1.19: Sensor de reversa.....	12
Figura 1.20: Rodamiento.....	12
Figura 1.21: Retenedor de bola.....	12

Figura. 1.22: Retenedor aceite.....	13
Figura. 1.23: Punto muerto.....	13
Figura. 1.24: Primera velocidad.....	14
Figura. 1.25: Segunda velocidad.....	14
Figura. 1.26: Tercera velocidad.....	14
Figura. 1.27: Cuarta velocidad.....	14
Figura. 1.28: Marcha atrás.....	15
Figura. 1.29: Presión de los engranajes.....	16
Figura. 1.30: Aditivos existentes en los aceite.....	19
Figura. 1.31: Desgaste por fricción.....	20
Figura. 1.32: Protección del lubricante.....	20
Figura. 1.33: Rozamiento de los dientes.....	21
Figura. 1.34: Formulación del aceite.....	25
Figura. 1.35: Caja de Cambios Renault.....	27
Figura. 1.36: Caja de cambios de 5 velocidades.....	27
Figura. 1.37: Carcasa de la caja de cambios.....	28
Figura. 1.38: Árbol Primario.....	28
Figura. 1.39: Estructura Árbol primario.....	29
Figura. 1.40: Árbol Secundario.....	30
Figura. 1.41: Estructura del árbol secundario.....	30
Figura. 1.42: Grupo Diferencial.....	31
Figura 1.43: Estructura del grupo diferencial.....	31
Figura. 1.44: Sincronizadores.....	32
Figura 1.45: Estructura de la doble sincronización.....	32
Figura. 1.46: Diagrama de Flujo de fuerzas de las distintas velocidades.....	33
Figura. 1.47: Alojamiento de cojinetes.....	33
Figura. 1.48: Arboles de transmisión y alojamiento de cojinetes.....	34
Figura. 1.49: Mando del cambio.....	34
Figura. 1.50: Estructura del sistema de mando del cambio.....	35
Figura. 1.51: Situación del sensor de velocidad de marcha.....	35
Figura. 1.52: Esquema de bloques del velocímetro.....	36

Figura. 1.53: Situación del conmutador de marcha atrás.....	36
Figura. 1.54: Seccionamiento de una caja de tracción posterior.....	37
Figura 1.55: Despiece de una caja de cambios tracción posterior.....	39
Figura 1.56: Flujo de movimiento en 1 ^a velocidad.....	39
Figura. 1.57: Flujo de movimiento en 2 ^a velocidad.....	40
Figura. 1.58: Flujo de movimiento en 3 ^a velocidad.....	40
Figura. 1.59: Flujo de movimiento en 4 ^a velocidad.....	40
Figura 1.60: Funcionamiento de la caja de cambios en marcha atrás.....	40

CAPÍTULO II

Figura 2.1: Modelado Caja de Velocidades Tracción Posterior.....	41
Figura 2.2: Modelado Caja de Velocidades Tracción Delantera.....	42
Figura 2.3: Caja de cambios de cuatro velocidades.....	42
Figura 2.4: Esquema de la caja de cambios en primera posición.....	44
Figura 2.5: Esquema de la caja de cambios en segunda posición.....	44
Figura 2.6: Esquema de la caja de cambios en tercera posición.....	45
Figura 2.7: Esquema de la caja de cambios en cuarta posición.....	45
Figura 2.8: Esquema de la caja de cambios en la posición de reversa.....	46
Figura 2.9: Esquema de la caja de cambios en la posición neutro.....	46
Figura 2.10: Esquema de la caja de cambios en el plano XY.....	47
Figura 2.11: Esquema de la caja de cambios en el plano ZY.....	47
Figura 2.12: Engranés 1 y 2.....	48
Figura 2.13: Diagrama cinemático para la transmisión del eje de entrada al eje de masa.....	48
Figura 2.14: Engranés 10 y 8.....	51
Figura 2.15: Diagrama cinemático para la transmisión del eje de masa al eje de Reversa.....	52
Figura 2.16: Engranés 8 y 9.....	53
Figura 2.17: Diagrama cinemático para la transmisión del eje de reversa al eje de salida.....	53
Figura 2.18: Engranés 11 y 7.....	55

Figura 2.19: Diagrama cinemático para la transmisión en primera velocidad.....	55
Figura 2.20: Engranés 6 y 5.....	57
Figura 2.21: Diagrama cinemático para la transmisión en segunda velocidad.....	57
Figura 2.22: Engranés 4 y 3.....	59
Figura 2.23: Diagrama cinemático para la transmisión en tercera velocidad.....	59
Figura 2.24: Caja de cambio de cuatro velocidades.....	61
Figura 2.25: Esquema de la caja de cambios en primera posición.....	62
Figura 2.26: Esquema de la caja de cambios en segunda posición.....	63
Figura 2.27: Esquema de la caja de cambios en tercera posición.....	63
Figura 2.28: Esquema caja de cambios en cuarta posición.....	64
Figura 2.29: Esquema de la caja de cambios en la posición de reversa.....	64
Figura 2.30: Esquema de la caja de cambios en la posición neutro.....	65
Figura 2.31: Esquema de la caja de cambios en el plano XY.....	65
Figura 2.32: Esquema de la caja de cambios en el plano ZY.....	66
Figura 2.33: Engranés 1 y 6.....	66
Figura 2.34: Diagrama cinemático para la transmisión en primera velocidad.....	67
Figura 2.35: Engranés 2 y 7.....	68
Figura 2.36: Diagrama cinemático para la transmisión en segunda velocidad.....	68
Figura 2.37: Engranés 3 y 8.....	70
Figura 2.38: Diagrama cinemático para la transmisión en tercera velocidad.....	70
Figura 2.39 Engranés 4 y 9.....	72
Figura 2.40: Diagrama cinemático para la transmisión en cuarta velocidad.....	72
Figura 2.41: Engranés 11 y 12.....	74
Figura 2.42: Diagrama cinemático para la transmisión del eje de entrada al eje de reversa.....	74
Figura 2.43: Engranés 12 y 13.....	75
Figura 2.44: Diagrama cinemático para la transmisión del eje de reversa al eje de salida.....	76

CAPÍTULO III

Figura 3.1. Alcance de la velocidad a 1000 revoluciones.....	90
Figura 3.2. Alcance de la velocidad a 1500 revoluciones.....	92
Figura 3.3. Alcance de la velocidad a 2000 revoluciones.....	93
Figura 3.4. Alcance de la velocidad a 2500 revoluciones.....	95
Figura 3.5. Alcance de la velocidad a 3000 revoluciones.....	96
Figura 3.6. Alcance de la velocidad a 3600 revoluciones.....	98
Figura 3.7. Alcance de la velocidad a 1000 revoluciones.....	107
Figura 3.8. Alcance de la velocidad a 1500 revoluciones.....	109
Figura 3.9. Alcance de la velocidad a 2000 revoluciones.....	110
Figura 3.10. Alcance de la velocidad a 2500 revoluciones.....	112
Figura 3.11. Alcance de la velocidad a 3000 revoluciones.....	113
Figura 3.12. Alcance de la velocidad a 3600 revoluciones.....	115

CAPÍTULO IV

Figura 4.1 Estructura para banco de tracción posterior.....	119
Figura 4.2 Banco caja trasera – estudio 1 – tensiones – tensiones 1.....	123
Figura 4.3 Banco caja trasera – estudio 1 – desplazamientos – desplazamientos.....	124
Figura 4.4 Banco caja trasera – estudio 1 – deformaciones unitarias – deformaciones unitarias 1.....	124
Figura 4.5 Banco caja trasera – estudio 1 – Factor de seguridad – Factor de seguridad 1.....	125
Figura 4.6 Estructura para banco de tracción delantera.....	126
Figura 4.7 Banco caja delantera – estudio 1 – tensiones – tensiones 1.....	131
Figura 4.8 Banco caja delantera – estudio 1 – desplazamientos – desplazamientos.....	132
Figura 4.9 Banco caja delantera – estudio 1 – deformaciones unitarias – deformaciones unitarias 1.....	132

Figura 4.10 Banco caja delantera – estudio 1 – Factor de seguridad – Factor de seguridad 1.....	133
Figura 4.11 Conjunto de accionamiento de embrague.....	134
Figura 4.12 Motor eléctrico sin acoplamiento de disco de inercia.....	135
Figura 4.13 Motor eléctrico con el acoplamiento del disco de inercia.....	135
Figura 4.14 Pedal de accionamiento para el embrague.....	135
Figura 4.15 Circuito de control y fuerza.....	139
Figura 4.16 Posición inicial del variador 0Hz.....	139
Figura 4.17 Accionamiento del variador para la activación de los motores.....	140
Figura 4.18 Funcionamiento Motor 1.....	140
Figura 4.19 Funcionamiento Motor 2.....	141
Figura 4.20 Tablero de control eléctrico.....	142
Figura 4.21 Diseño eléctrico terminado.....	143

CAPÍTULO V

Figura 5.1 Torno.....	145
Figura 5.2 Suelda por arco eléctrico.....	146
Figura 5.3 Medidas del tubo y ángulo estructural.....	147
Figura 5.4 Medidas del ángulo estructural.....	147
Figura 5.5 Corte del tubo estructural y del ángulo estructural.....	148
Figura 5.6 Soldado cuadro superior e inferior de la estructura.....	148
Figura 5.7 Cuadro superior e inferior de la estructura terminado.....	149
Figura 5.8 Soldando de ejes verticales de la estructura.....	149
Figura 5.9 Estructura de la caja de tracción posterior terminada.....	149
Figura 5.10 Estructura de la caja de tracción delantera terminada.....	150
Figura 5.11 Despiece mecanismos del embrague de la caja de tracción posterior.....	151
Figura 5.12 Despiece tapa de embrague.....	152
Figura 5.13 Alza de la base del embrague.....	152
Figura 5.14 Base del embrague.....	153
Figura 5.15 Unión de pernos a la base.....	153

Figura 5.16 Porta disco del embrague.....	154
Figura 5.17 Sujeción del disco de embrague.....	154
Figura 5.18 Colocación del conjunto de regulación de frenado.....	154
Figura 5.19 Colocación de la pastilla de freno.....	155
Figura 5.20 Colocación y ajuste del disco.....	155
Figura 5.21 Unión con la base del embrague.....	156
Figura 5.22 Mecanismo de embrague terminado.....	156
Figura 5.23 Embrague ensamblado en la estructura de la caja de velocidades de tracción posterior.....	156
Figura 5.24 Despiece del mecanismo de embrague de la caja de tracción delantera.....	158
Figura 5.25 Despiece tapa del embrague.....	158
Figura 5.26 Colocación de alzas.....	159
Figura 5.27 Colocación de la base del embrague.....	159
Figura 5.28 Sujeción del disco a la base.....	159
Figura 5.29 Colocación del conjunto de regulación de frenado.....	160
Figura 5.30 Colocación de la pastilla de freno.....	160
Figura 5.31 Colocación y ajuste del disco.....	160
Figura 5.32 Acople disco – porta embrague.....	161
Figura 5.33 Unión con la base del embrague.....	161
Figura 5.34 Mecanismo de embrague terminado.....	162
Figura 5.35 Embrague ensamblado en la estructura de la caja de velocidades de tracción delantera.....	162
Figura 5.36 Mecanismo de transmisión de movimiento de la caja de velocidades de tracción posterior.....	163
Figura 5.37 Mecanismo de transmisión de movimiento de la caja de velocidades de tracción delantera.....	163
Figura 5.38 Sistema de control eléctrico.....	164
Figura 5.39 Breaker principal.....	165
Figura 5.40 Contactores y relés térmicos.....	165
Figura 5.41 Circuitos de motores.....	166

Figura 5.42 Conexión del variador de frecuencia.....	166
Figura 5.43 Alimentación eléctrica a los simuladores.....	167

CAPÍTULO VI

Figura 6.1: Simulador de la caja de velocidades mecánica de tracción delantera.....	168
Figura 6.2: Variador de frecuencia a 1000 rpm o 16,66 Hz.....	170
Figura 6.3: Velocidad en primera marcha.....	170
Figura 6.4: Velocidad en segunda marcha.....	170
Figura 6.5: Velocidad en tercera marcha.....	171
Figura 6.6: Velocidad en cuarta marcha.....	171
Figura 6.7: Variador de frecuencia a 1500 rpm o 25 Hz.....	172
Figura 6.8: Velocidad en primera marcha.....	172
Figura 6.9: Velocidad en segunda marcha.....	172
Figura 6.10: Velocidad en tercera macha.....	173
Figura 6.11: Velocidad en cuarta macha.....	173
Figura 6.12: Variador de frecuencia a 2000 rpm o 33,33 Hz.....	174
Figura 6.13: Velocidad en primera macha.....	174
Figura 6.14: Velocidad en segunda macha.....	174
Figura 6.15: Velocidad en tercera macha.....	174
Figura 6.16: Velocidad en cuarta macha.....	175
Figura 6.17: Variador de frecuencia a 2500 rpm o 41,66 Hz.....	175
Figura 6.18: Velocidad en primera marcha.....	176

Figura 6.19: Velocidad en segunda marcha.....	176
Figura 6.20: Velocidad en tercera marcha.....	176
Figura 6.21: Velocidad en cuarta marcha.....	176
Figura 6.22: Variador de frecuencia a 3000 rpm o 50 Hz.....	177
Figura 6.23: Velocidad en primera macha.....	177
Figura 6.24: Velocidad en segunda macha.....	178
Figura 6.25: Velocidad en tercera macha.....	178
Figura 6.26: Velocidad en cuarta macha.....	178
Figura 6.27: Variador de frecuencia a 3600 rpm o 60 Hz.....	179
Figura 6.28: Velocidad en primera macha.....	179
Figura 6.29: Velocidad en segunda macha.....	179
Figura 6.30: Velocidad en tercera macha.....	180
Figura 6.31: Velocidad en cuarta macha.....	180
Figura 6.32: Simulador de la caja de velocidades mecánica de tracción posterior.....	181
Figura 6.33: Variador de frecuencia a 1000 rpm o 16,66 Hz.....	181
Figura 6.34: Velocidad en primera marcha.....	182
Figura 6.35: Velocidad en segunda marcha.....	182
Figura 6.36: Velocidad en tercera marcha.....	182
Figura 6.37: Velocidad en cuarta marcha.....	182
Figura 6.38: Variador de frecuencia a 1500 rpm o 25 Hz.....	183

Figura 6.39: Velocidad en primera marcha.....	183
Figura 6.40: Velocidad en segunda marcha.....	184
Figura 6.41: Velocidad en tercera marcha.....	184
Figura 6.42: Velocidad en cuarta marcha.....	184
Figura 6.43: Variador de frecuencia a 2000 rpm o 33,33 Hz.....	185
Figura 6.44: Velocidad en primera marcha.....	185
Figura 6.45: Velocidad en segunda marcha.....	186
Figura 6.46: Velocidad en tercera marcha.....	186
Figura 6.47: Velocidad en cuarta marcha.....	186
Figura 6.48: Variador de frecuencia a 2500 rpm o 41,66 Hz.....	187
Figura 6.49: Velocidad en primera marcha.....	187
Figura 6.50: Velocidad en segunda marcha.....	188
Figura 6.51: Velocidad en tercera marcha.....	188
Figura 6.52: Velocidad en cuarta marcha.....	188
Figura 6.53: Variador de frecuencia a 3000 rpm o 50 Hz.....	189
Figura 6.54: Velocidad en primera marcha.....	189
Figura 6.55: Velocidad en segunda marcha.....	190
Figura 6.56: Velocidad en tercera marcha.....	190
Figura 6.57: Velocidad en cuarta marcha.....	190
Figura 6.58: Variador de frecuencia a 3600 rpm o 60 Hz.....	191
Figura 6.59: Velocidad en primera marcha.....	191

Figura 6.60: Velocidad en segunda marcha.....	192
Figura 6.61: Velocidad en tercera marcha.....	192
Figura 6.62: Velocidad en cuarta marcha.....	192

ÍNDICE DE TABLAS

CAPÍTULO III

Tabla 3.1 Número de dientes de los engranes conductores y engranes conducidos de la caja de tracción posterior.....	78
Tabla 3.2 Rangos de velocidad para cada neumático.....	80
Tabla 3.3 Número de dientes de los engranes conductores y engranes conducidos de la caja de tracción delantera.....	99

CAPÍTULO IV

Tabla 4.1 Pesos y Fuerzas Banco de Tracción Posterior.....	117
Tabla 4.2 pesos y Fuerzas banco de Tracción Delantera.....	117
Tabla 4.3 Unidades Utilizadas.....	119
Tabla 4.4 Propiedades del material de construcción.....	120
Tabla 4.5 Propiedades del material.....	121
Tabla 4.6 Información de la malla.....	121
Tabla 4.7 Resultado del análisis.....	122
Tabla 4.8 Unidades Utilizadas.....	126
Tabla 4.9 Propiedades del material de construcción.....	127
Tabla 4.10 Propiedades del material.....	129
Tabla 4.11 Información de la malla.....	129
Tabla 4.12 Resultado del análisis.....	130

CAPÍTULO VI

Tabla 6.1 Transformación de revoluciones (rpm) a frecuencia (Hz).....	169
Tabla 6.2 Tabulación de resultados a 1000 rpm o 16.66 Hz.....	171
Tabla 6.3 Tabulación de resultados a 1500 rpm o 25 Hz.....	173
Tabla 6.4 Tabulación de resultados a 2000 rpm o 33.33 Hz.....	175
Tabla 6.5 Tabulación de resultados a 25000 rpm o 41.6 Hz.....	177
Tabla 6.6 Tabulación de resultados a 3000 rpm o 50 Hz.....	178
Tabla 6.7 Tabulación de resultados a 3600 rpm o 60 Hz.....	180
Tabla 6.8 Tabulación de resultados a 1000 rpm o 16.66 Hz.....	183
Tabla 6.9 Tabulación de resultados a 1500 rpm o 25 Hz.....	185
Tabla 6.10 Tabulación de resultados a 2000 rpm o 33.33 Hz.....	187
Tabla 6.11 Tabulación de resultados a 25000 rpm o 41.6 Hz.....	189
Tabla 6.12 Tabulación de resultados a 3000 rpm o 50 Hz.....	191
Tabla 6.13 Tabulación de resultados a 3600 rpm o 60 Hz.....	193

RESUMEN

El objetivo principal de la tesis es diseñar y construir dos simuladores didácticos de cajas mecánicas de tracción delantera y tracción posterior. El proyecto contempla una revisión teórica y práctica de los componentes que intervienen en el sistema de transmisión y la comprobación de su funcionamiento óptimo.

La presente aplicación teórico – práctica, son dos simuladores didácticos de cajas de cambios los cuales serán accionados mediante un motor eléctrico respectivamente los cuales tendrán la misión de generar el movimiento a cada caja de cambios a las diferentes revoluciones que se necesita para la realización de las pruebas experimentales. Para ellos se cuenta con un variador de frecuencia el cual controlara las revoluciones que los motores tendrán que entregar a las cajas en las distintas pruebas.

Este trabajo cuenta con siete capítulos desde la fase de un marco teórico hasta llegar a tener las conclusiones una vez finalizado la modelización y pruebas, cuyos capítulos se detallan a continuación:

En el capítulo I tenemos el marco teórico haciendo referencia a una introducción, función, componentes y generalidades que tenemos que considerar para el estudio y las pruebas a realizar.

En el capítulo II corresponde a la realización del modelado y a un análisis cinemático de las cajas de velocidades el cual servirá para comprender el funcionamiento de la caja de cambios de tracción delantera y posterior desde un punto de vista cinemático, por lo que el análisis se lo realizara en las diferentes velocidades.

En el capítulo III se realizara los cálculos necesarios para obtener la velocidad que tendrá las ruedas a diferentes revoluciones. Para ello es necesario tomar en cuenta los datos técnicos de cada uno de los elementos que intervienen en el sistema

como por ejemplo los números de dientes de los engranajes y el perímetro de la rueda.

En el capítulo IV con lleva a la realización del diseño estructural de los simuladores didácticos la modelación de los elementos mecánicos que intervienen y el diseño del control eléctrico. Esto se realizó en los programas computacionales Solidworks 2010 y CADe_SIMU Versión 1.0 respectivamente.

El capítulo V detallará el proceso de construcción de los simuladores, los materiales y equipos que se emplearon para la elaboración de la estructura, sistemas mecánicos y el sistema eléctrico.

En el capítulo VI indicará las pruebas experimentales que se realizaron en cada uno de los simuladores y los datos reales que se obtuvieron al realizar la práctica a las diferentes revoluciones que se detallaron anteriormente los cuales serán comparados con los datos reales obtenidos.

Y por último el capítulo VII con las conclusiones y recomendaciones obtenidas después de realizar todo el proyecto.

SUMMARY

The main objective of the thesis is to design and build two boxes teaching simulators mechanical front wheel drive and rear wheel drive. The project includes a theoretical and practical components involved in the transmission system and testing its optimum performance.

The present application theoretical - practice, training simulators are two gearboxes which are actuated by an electric motor which respectively have the task of generating the movement to each gearbox to the different revolutions needed to carry out the experimental evidence. For them it has a frequency which controlled the speed that the engines will be delivered to the boxes in the tests.

This work has seven chapters from the phase of a theoretical framework to reach conclusions after having completed the modeling and testing, whose chapters are as follows:

In Chapter I we have the theoretical framework with reference to an introduction, function, and general components that have to be considered for the study and testing to be performed.

In Chapter II corresponds to the completion of modeling and a kinematic analysis of gearboxes which will help to understand the operation of the gearbox and rear wheel drive from a kinematic point of view, so that the analysis is the perform at different speeds.

In Chapter III undertake the necessary calculations to get the speed that the wheels have different speeds. This requires taking into account the technical data of each of the elements involved in the system such as the numbers of gear teeth and the perimeter of the wheel.

In Chapter IV leads to the realization of the structural design of instructional simulations modeling the mechanical elements involved and the design of

electrical control. This was done in the computer software Solidworks 2010 and CAdE_SIMU Version 1.0 respectively.

Chapter V detailing the construction process simulators, materials and equipment used for the preparation of the structure, mechanical systems and electrical system.

In Chapter VI indicate the experimental tests that were conducted in each of the simulators and the actual data were obtained in practice the various revolutions that have been identified above which will be compared with actual data.

And finally Chapter VII with conclusions and recommendations obtained after performing the entire project.

CAPÍTULO I

FUNDAMENTOS TEÓRICOS

1.1. DEFINICIÓN DE CAJA DE CAMBIOS.

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

Nota: La situación de la caja de cambios en el vehículo dependerá de la colocación del motor y del tipo de transmisión ya sea está delantera o trasera.

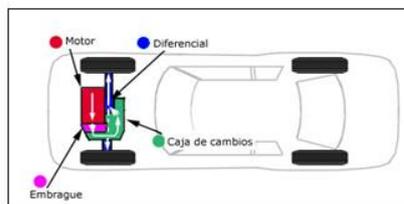


Figura 1.1: Situación de la caja de cambios en un vehículo con motor delantero transversal.

Fuente: <http://www.aficionadosalamecanica.com/caja-cambios1.htm>

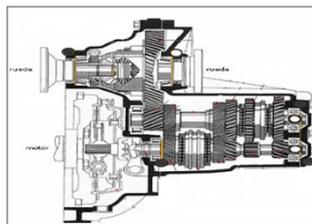


Figura 1.2: Caja de cambios mecánica en corte “tracción delantera”.

Fuente: <http://www.aficionadosalamecanica.com/caja-cambios1.htm>

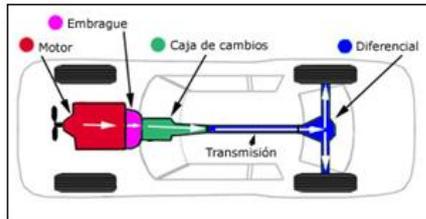


Figura 1.3: Situación de la caja de cambios en un vehículo con motor delantero longitudinal.

Fuente: <http://www.aficionadosalamecanica.com/caja-cambios1.htm>

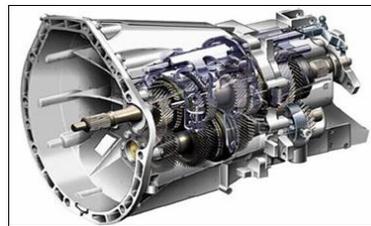


Figura 1.4: Caja de cambios mecánica en corte “tracción trasera”.

Fuente: <http://www.aficionadosalamecanica.com/caja-cambios1.htm>

1.2. VARIACIÓN DEL PAR EN UN ENGRANAJE.

El par o momento de una fuerza respecto a un punto es igual al producto de la fuerza por la distancia entre el punto y la fuerza, en un engranaje la fuerza es la que ejerce el diente del piñón conductor 1 sobre el diente de la rueda conducida 2 que está en contacto con él: el contacto tiene lugar en el punto de tangencia de las dos circunferencias primitivas que corresponden también a la línea de centros. Las distancias a considerar son las que hay entre los centros de giro y la fuerza, ósea los radios r_1 y r_2 . Por ser la fuerza F común el par en el piñón será:

$$M = F \times r_1 \quad ^1 \quad \text{Ec.1.1}$$

Donde:

$$M = \text{momento de fuerza (N.m)}$$

¹<http://www.sc.ehu.es/sbweb/fisica/unidades/simbolos/simbolos1.htm>

$r = \text{radio de giro (m)}$

Y en la rueda 2: $M = F \times r_2$

Como r_2 es mayor que r_1 , el par en la ruada es también mayor que en el piñón, pero lógicamente la rueda dos gira más despacio que la rueda uno, y por lo tanto lo que se gana en par se pierde en velocidad.

Donde:

P : potencia $\left(\frac{N.m}{s}\right)$

M : momento $(N.m)$

w : velocidad angular $\left(\frac{rad}{s}\right)$

$$P = M \times w \quad \text{Ec. 1.2}$$

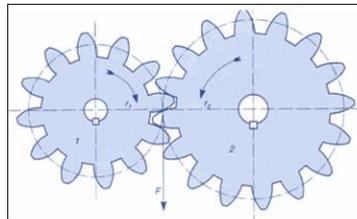


Figura 1.5: Multiplicación de par en un engranaje.

Fuente: manual del automóvil CEAC.

1.3. RELACIÓN DE VELOCIDADES DE LA CAJA DE CAMBIOS.

1.3.1. RELACIÓN DE TRANSMISIÓN.

Como el par motor se transmite a las ruedas y origina en ellas una fuerza de impulsión que vence la resistencia que se opone al movimiento, la potencia

²http://es.wikipedia.org/wiki/Potencia_%28f%C3%ADsica%29

transmitida (W_f) debe ser igual en todo momento a la potencia absorbida en la llanta; es decir:

Donde:

C_m : Par desarrollado por el motor. ($N.m$)

C_r : Par resistente en las ruedas. ($N.m$)

n : Número de revoluciones en el motor. (rpm)

n_1 : Número de revoluciones en las ruedas. (rpm)

W_f : potencia transmitida $\left(\frac{N.m}{s}\right)$

$$W_f = C_m \times n = C_r \times n_1^3 \quad \text{Ec. 1.3}$$

Según la fórmula los pares de transmisión son inversamente proporcionales al número de revoluciones.

R_t : Relación de transmisión (a dimensional).

$$\frac{C_r}{C_m} = \frac{n}{n_1} = R_t \quad \text{Ec. 1.4}$$

Por tanto, la relación $\frac{n}{n_1}$ es la desmultiplicación que hay que aplicar en la caja de cambios para obtener el aumento de par necesario en las ruedas, que está en función de los diámetros de las ruedas dentadas que engranan entre sí o del número de dientes de las mismas.

³<http://www.uclm.es/profesorado/porrasysoriano/elementos/Tema08.pdf>

⁴http://es.wikipedia.org/wiki/Velocidad_de_transmisi%C3%B3n

1.3.2. CÁLCULO DE VELOCIDADES PARA UNA CAJA DE CAMBIOS.

Para calcular las distintas relaciones de desmultiplicación que se deben acoplar en una caja de cambios, hay que establecer las mismas en función del par máximo transmitido por el motor, ya que dentro de este régimen es donde se obtiene la mayor fuerza de impulsión en las ruedas.

Siendo "n" el número de revoluciones máximas del motor y "n1" el número de revoluciones al cual se obtiene el par de transmisión máximo del motor (par motor máximo), dentro de ese régimen deben establecerse las sucesivas desmultiplicaciones en la caja de cambios. Entre estos dos límites (n y n1) se obtiene el régimen máximo y mínimo en cada desmultiplicación para un funcionamiento del motor a pleno rendimiento.

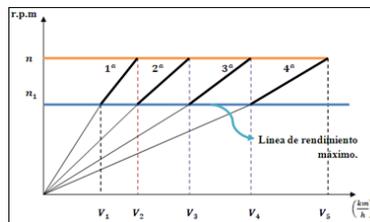


Figura 1.6: Régimen máximo y mínimo en cada desmultiplicación para un funcionamiento del motor a pleno rendimiento.

Fuente: <http://www.aficionadosalamecanica.com/caja-cambios.htm>

Ejemplos de la relación transmisión.

La relación de transmisión de engranes en una caja de velocidades viene dada por:

r_t : Relación de transmisión.

$$r_t = \frac{\text{Número dientes piñon conductor}^5}{\text{Número dientes piñon conducido}} \quad \text{Ec. 1.5}$$

⁵http://es.wikipedia.org/wiki/Velocidad_de_transmisi%C3%B3n

Velocidad Corta.

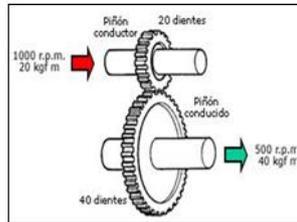


Figura 1.7: Velocidad Corta.

Fuente: <http://www.aficionadosalamecanica.com/caja-cambios.htm>

$$rt = \frac{20}{40}$$

$$rt = 0,5$$

Velocidad Directa.

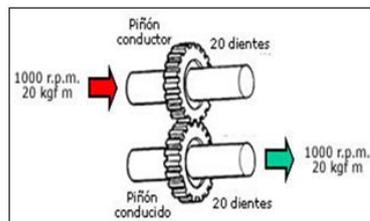


Figura. 1.8: Velocidad Directa.

Fuente: <http://www.aficionadosalamecanica.com/caja-cambios.htm>

$$rt = \frac{20}{20}$$

$$rt = 1$$

Velocidad Súper Directa.

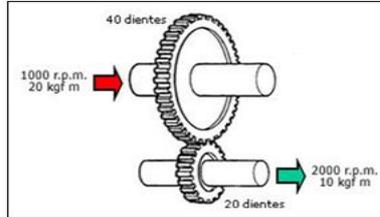


Figura 1.9: Velocidad súper directa.

Fuente: <http://www.aficionadosalamecanica.com/caja-cambios.htm>

$$rt = \frac{40}{20}$$

$$rt = 2$$

Ejes paralelos.

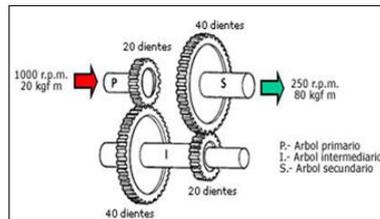


Figura 1.10: Ejes paralelos.

Fuente: <http://www.aficionadosalamecanica.com/caja-cambios.htm>

$$rt = \frac{20}{40} \times \frac{40}{20}$$

$$rt = 1$$

1.4. NECESIDAD DE LA CAJA DE CAMBIOS.

La caja de cambios en un vehículo es muy necesaria ya que si el motor de combustión interna transmitiera directamente el par a las ruedas, probablemente

sería suficiente para que el vehículo se moviese en terreno llano. Pero al subir una pendiente, el par resistente aumentaría, entonces el motor no tendría suficiente fuerza para continuar a la misma velocidad disminuyendo esta gradualmente, el motor perdería potencia y llegaría a pararse. Para evitar esto y poder superar el par resistente, es necesario colocar un órgano que permita hacer variar el par motor, según las necesidades de la marcha.

En resumen la caja de cambios es la encargada de aumentar, mantener o disminuir la relación de transmisión entre el cigüeñal y las ruedas, en función de las necesidades que tenga el conductor, con la finalidad de aprovechar al máximo la potencia del motor.

1.5. CONSTITUCIÓN Y FUNCIONAMIENTO DE LA CAJA DE CAMBIOS.

1.5.1. CONSTITUCIÓN DE LA CAJA DE CAMBIOS.

- **primario:** Recibe el movimiento a la misma velocidad de giro que el motor. Habitualmente lleva un único piñón conductor en las cajas **longitudinales** para tracción trasera o delantera. En las transversales lleva varios piñones conductores. Gira en el **mismo sentido** que el motor.

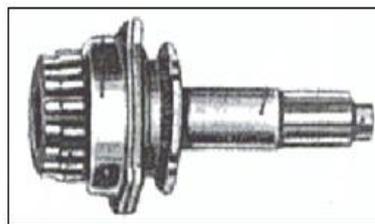


Figura. 1.11: Árbol primario

Fuente: http://es.wikipedia.org/wiki/Caja_de_cambios

- **Árbol intermedio o intermediario:** Es el árbol opuesto o contra eje. Consta de un piñón, corona, **conducido** que engrana con el árbol primario, y de varios piñones (habitualmente tallados en el mismo árbol) que pueden engranar con el árbol secundario en función de la marcha seleccionada. Gira en el **sentido opuesto** al motor.
- **Árbol secundario:** Consta de varios engranajes **conducidos** que están montados sueltos en el árbol, pero que se pueden hacer solidarios con el mismo mediante un sistema de desplazables. Gira en el **mismo sentido** que el motor (cambios longitudinales), y en **sentido inverso** en las cajas transversales. En otros tipos de cambio, especialmente motocicletas y automóviles y camiones antiguos, los piñones se desplazan enteros sobre el eje.

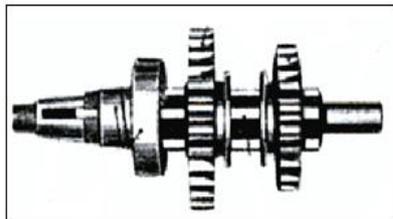


Figura. 1.12: Árbol secundario.

Fuente: http://es.wikipedia.org/wiki/Caja_de_cambios

- **Eje de marcha atrás:** Lleva un piñón que se interpone entre los árboles intermedio y secundario (longitudinal) o primario y secundario (transversal) para invertir el sentido de giro habitual del árbol secundario. En el engranaje de marcha atrás, normalmente se utiliza un dentado recto, en lugar de un dentado helicoidal, más sencillo de fabricar. Asimismo, cuando el piñón se interpone, cierra dos contactos eléctricos de un conmutador que permite lucir la luz o luces de marcha atrás, y al soltarlo, vuelve a abrir dichos contactos.

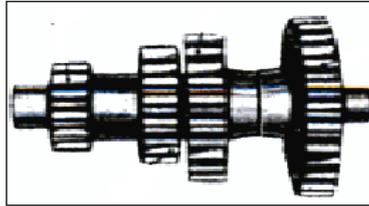


Figura. 1.13: Eje marcha atrás.

Fuente:<http://www.taringa.net/posts/info/1050235/Como-funciona-la-caja-de-cambios-de-un-auto.html>

- **Sincronizadores:** son las piezas que se desplazan por sobre el tren móvil para enganchar silenciosamente las velocidades. Mediante unos bronce de forma cónica igualan las velocidades de los trenes para evitar que los dientes se estrellen y se rompan, y se pueda hacer el cambio suave y silenciosamente.



Figura. 1.14: Sincronizador.

Fuente:<http://www.taringa.net/posts/info/1050235/Como-funciona-la-caja-de-cambios-de-un-auto.html>

- **Anillo sincronizador o bronce:** son unas piezas cónicas con dientes en su base cuya función es igualar las velocidades de los piñones.



Figura. 1.15: Anillo sincronizador.

Fuente:<http://www.taringa.net/posts/info/1050235/Como-funciona-la-caja-de-cambios-de-un-auto.html>

- **Horquillas:** se encargan de desplazar al conjunto mecánico de los sincronizadores para elegir una velocidad determinada.



Figura. 1.16: Horquilla.

Fuente: <http://www.taringa.net/posts/info/1050235/Como-funciona-la-caja-de-cambios-de-un-auto.html>

- **Varilla selectora:** sobre ella se instalan las horquillas que van a desplazar los sincronizadores.



Figura. 1.17: Varilla selectora y horquilla.

Fuente: <http://www.taringa.net/posts/info/1050235/Como-funciona-la-caja-de-cambios-de-un-auto.html>

- **Piñón loco:** tiene la función de cambiar el sentido de rotación proveniente del tren fijo al tren móvil para así poner en marcha atrás el automóvil.



Figura. 1.18: Piñón loco o reversa.

Fuente: http://es.wikipedia.org/wiki/Caja_de_cambios

- **Sensor de reversa:**



Figura. 1.19: Sensor de reversa.

Fuente: http://es.wikipedia.org/wiki/Caja_de_cambios

- **Rodamiento:** sobre estas piezas se instalan y corren los trenes (fijo y móvil) y los piñones del tren móvil, entre otras piezas.



Figura. 1.20: Rodamiento.

Fuente: http://es.wikipedia.org/wiki/Caja_de_cambios

- **Retenedor de bola:** es una esfera empujada por un resorte helicoidal que se encarga de fijar en una determinada posición al sincronizador del cambio.



Figura. 1.21: Retenedor de bola.

Fuente: http://es.wikipedia.org/wiki/Caja_de_cambios

- **Retenedor de aceite:** es un cuerpo cilíndrico delgado de caucho que evita la salida del infaltable aceite de lubricación de la caja mediante un labio de caucho especial que se posa sobre alguna pieza metálica en movimiento, tal como un eje de tracción.



Figura. 1.22: Retenedor aceite.

Fuente: http://es.wikipedia.org/wiki/Caja_de_cambios

1.5.2. FUNCIONAMIENTO DE LA CAJA DE CAMBIOS.

La palanca de cambios permite engranar diferentes ruedas dentadas correspondientes a la relación adecuada para la marcha del motor. Esta relación es la que existe entre la velocidad de rotación del motor y la del eje de transmisión pasa desde las velocidades bajas de la primera marcha (Fig. 1.24) y segunda (Fig. 1.25) hasta las velocidades más altas de la tercera marcha (Fig. 1.26) y cuarta (Fig. 1.27) para esta última la unión de el eje motor y el eje de transmisión es directa. Así mismo se dispone de una marcha atrás (Fig. 1.28).

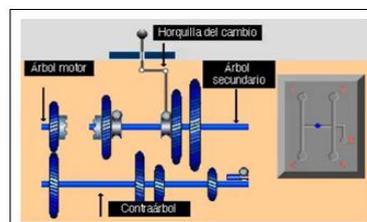


Figura. 1.23: Punto muerto.

Fuente: <http://www.youtube.com/watch?v=XoUmQdyF0yU>.

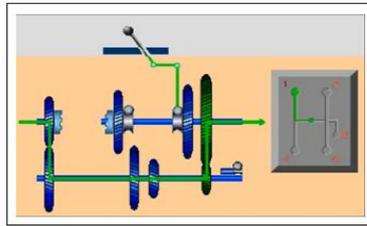


Figura. 1.24: Primera velocidad.

Fuente: <http://www.youtube.com/watch?v=XoUmQdyF0yU>.

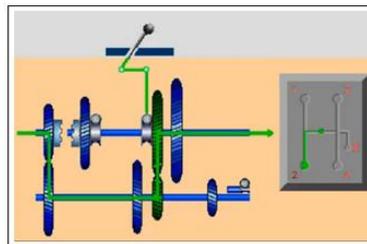


Figura. 1.25: Segunda velocidad.

Fuente: <http://www.youtube.com/watch?v=XoUmQdyF0yU>.

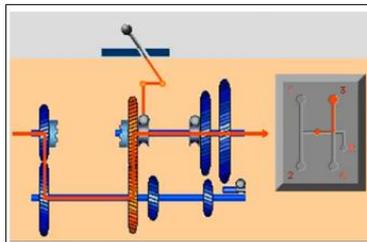


Figura. 1.26: Tercera velocidad.

Fuente: <http://www.youtube.com/watch?v=XoUmQdyF0yU>.

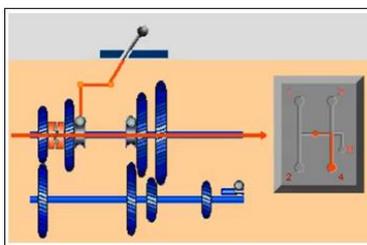


Figura. 1.27: Cuarta velocidad.

Fuente: <http://www.youtube.com/watch?v=XoUmQdyF0yU>.

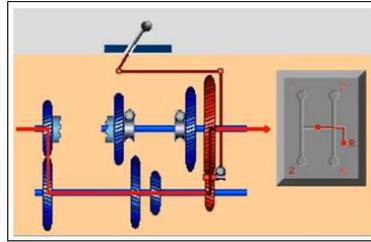


Figura. 1.28: Marcha atrás.

Fuente: <http://www.youtube.com/watch?v=XoUmQdyF0yU>.

1.6. ENGRASE DE LA CAJA DE CAMBIOS

El lubricante para el engrase de las cajas de cambios es el aceite, llamado también valvolina SAE 140, se trata de un aceite de extrema presión y alta densidad, que sirve para lubricar los elementos en movimiento y refrigerarlos. A su vez suaviza el choque entre los dientes de los engranajes con lo que se logra alargar la vida útil de los mismos, el cambio de aceite se debe realizar cada 5000 km en la caja de cambios.

1.6.1 IMPORTANCIA DEL ACEITE.

La caja de cambios es otro elemento de alta precisión que a de soportar grandes cargas debido a los motores cada vez mas revolucionados y potentes, al conectar los engranajes crean presiones enormes y generan calor entre los dientes en consecuencia los polímeros de lubricantes multigrado soportan esfuerzos adicionales que los hacen más vulnerables al cizallo pronunciado que trata de romper la película del lubricante, al disminuir la transmisión de potencia entre los dientes engranados surgen tensiones internas que pueden averiar el tratamiento superficial.



Figura. 1.29: Presión de los engranajes.

Fuente: <http://www.monografias.com/trabajos30/engranajes/engranajes.shtml>

1.6.2 ASPECTO PRINCIPALES DE LOS LUBRICANTES.

Un lubricante está compuesto esencialmente por una base más aditivos. Las bases lubricantes determinan la mayor parte de las características importantes del aceite, tales como: Viscosidad, Resistencia a la oxidación, Punto de fluidez.

Las bases lubricantes pueden ser:

- Minerales: Derivados del petróleo
- Sintéticas: Químicas.

a. Aceites Minerales.

Los aceites minerales se obtienen de la destilación del petróleo bruto a partir de varios y complejos procesos de refinación, los aceites minerales son, los más utilizados, tanto en el sector automovilístico, como industrial.

b. Aceites sintéticos.

Las bases de estos productos son obtenidas por medio de reacciones químicas, dos grandes familias de estos productos son utilizadas en la composición de lubricantes:

- Los éteres
- Los hidrocarburos de síntesis, más específicamente los polialfaoléfínicos fabricados a partir del etileno.

Estos aceites se obtienen a partir de procesos químicos complejos, por lo que son más caros pero ofrecen resultados mejores:

- Índice de viscosidad más elevada
- Mejor resistencia a alta temperatura
- Mejor resistencia a la oxidación.

Presentan excelentes propiedades físicas y una estabilidad térmica excepcional.

c. Clasificación de los Aceites.

Los aceites lubricantes se clasifican de acuerdo a la SAE (Sociedad de Ingenieros Automotrices) o al API (Instituto Americano del Petróleo) de la siguiente forma:

SAE.

Mono grado SAE30, SAE40, SAE60.

Multigrado 10W40, 5W50, 5W40.

API.

Aceites para motores diesel.

Aceites para motores de gasolina.

d. Clasificación SAE.

La Sociedad de Ingenieros Automotrices SAE clasifica a los aceites de acuerdo a la viscosidad del lubricante y los divide en: mono grados (a estos se les asigna un número el cual es indicativo de su viscosidad) y multigrados (se les asigna dos números y entre ellos se coloca la letra W de Winter que significa invierno).

Los aceites mono grados tienen la característica de que su viscosidad cambia de manera importante con la temperatura, cuando ésta baja, su viscosidad se incrementa y cuando aumenta su viscosidad disminuye.

Entre los aceites mono grados se tienen:

- SAE40 usado en motores de trabajo pesado y en tiempo de mucho calor o verano.
- SAE30 sirve para motores de automóviles en climas cálidos.
- SAE20 empleado en climas templados o en lugares con temperaturas inferiores a 0°C, antiguamente se utilizaba para asentamiento en motores nuevos. Actualmente esto no se recomienda.
- SAE10 Empleado en climas con temperaturas menores de 0°C.

e. Clasificación API.

El Instituto Americano del Petróleo clasifica a los aceites de acuerdo al tipo de motor en el cual será utilizado, los divide en aceites para motores a gasolina o para diesel y les asigna dos letras: la primera indica el tipo de motor; si es de

gasolina, esta letra es una “S” del inglés spark (chispa) si la letra es una “C” del inglés compression (compresión) el aceite es para un motor a diesel.

f. Aditivos de los aceites lubricantes.

La Función de estos aditivos es de permitir al aceite que se mantenga lo suficientemente fluido en frío (facilitar el arranque bajando el punto de congelación entre 15 y -45° C según los aceites) y que tenga viscosidad en caliente (evitar el contacto con las piezas en movimiento).

- **Aditivos Anti desgaste:** La finalidad de los lubricantes es evitar la fricción directa entre dos superficies que están en movimiento, y estos aditivos permanecen pegados a las superficies de las partes en movimiento, formando una película de aceite, que evita el desgaste entre ambas superficies.
- **Aditivos Detergentes:** La función de estos aditivos es lavar las partes interiores en el motor, que se ensucian por las partículas de polvo, carbonilla, etc., que entran a las partes del equipo a lubricar, motor.
- **Aditivos Dispersantes:** Este tipo de aditivos pone en suspensión las partículas que el aditivo detergente lavó y las disipa en millones de partes, reduciendo su impacto para la zona a lubricar.



Figura. 1.30: Aditivos existentes en los aceite.

Fuente: <http://www.youtube.com/watch?v=O13LikdU6ys&feature=related>

1.6.3 FUNCIONES DEL LUBRICANTE.

Los lubricantes son materiales puestos en medio de partes en movimiento con el propósito de brindar enfriamiento (transferencia de calor), reducir la fricción, limpiar los componentes, sellar el espacio entre los componentes, aislar contaminantes y mejorar la eficiencia de operación.



Figura. 1.31: Desgaste por fricción.

Fuente: <http://www.monografias.com/trabajos30/engranajes/engranajes.shtml>

Por ejemplo, los lubricantes desempeñan también la función de "selladores" ya que todas las superficies metálicas son irregulares vistas bajo microscopio se ven llenas de poros y ralladuras.

El lubricante "llena" los espacios irregulares de la superficie del metal para hacerlo "liso", además sellando así la "potencia" transferida entre los componentes. Si el aceite es muy ligero (baja viscosidad), no va a tener suficiente resistencia y la potencia se va a "escapar", si el aceite es muy pesado o grueso (alta viscosidad), la potencia se va a perder en fricción excesiva y calor.



Figura. 1.32: Protección del lubricante.

Fuente: <http://www.monografias.com/trabajos30/engranajes/engranajes.shtml>

Los lubricantes también trabajan como limpiadores ya que ayudan a quitar y limpiar las partículas de material que se desprenden en el proceso de fricción (figura 1.31), ya que de otra forma estos actuarían como abrasivos en la superficie del material.



Figura. 1.33: Rozamiento de los dientes.

Fuente: <http://www.monografias.com/trabajos30/engranajes/engranajes.shtml>

Los lubricantes también contribuyen al enfriamiento de la maquinaria ya que acarrear calor de las zonas de alta fricción hacia otros lados (radiadores, etc.) enfriándola antes de la próxima pasada. En resumen las principales funciones de los aceites lubricantes son:

- Disminuir el rozamiento.
- Reducir el desgaste
- Evacuar el calor (refrigerar)
- Facilitar el lavado y la dispersancia de las impurezas.
- Minimizar la herrumbre y la corrosión que puede ocasionar el agua y los ácidos residuales.
- Transmitir potencia.
- Reducir la formación de depósitos duros (carbono, barnices, lacas, etc.)
- Sellar.

1.6.4 CARACTERÍSTICAS PRINCIPALES DE LOS LUBRICANTES.

a. Viscosidad.

Es la propiedad más importante que tienen los aceites y se define como la resistencia de un fluido a fluir. Es un factor determinante en la formación de la película lubricante, como medida de la fricción interna actúa como resistencia contra la modificación de la posición de las moléculas al actuar sobre ellas una tensión de cizallamiento. La viscosidad es una propiedad que depende de la presión y temperatura y se define como el cociente resultante de la división de la tensión de cizallamiento (τ) por el gradiente de velocidad (D).

b. Índice de Viscosidad.

El índice de viscosidad es un método que adjudica un valor numérico al cambio de la viscosidad de temperatura. Un alto índice de viscosidad indica un rango relativamente bajo de viscosidad con cambios de temperatura y un bajo índice de viscosidad indica un alto rango de cambio de viscosidad con la temperatura. En otras palabras, si un aceite de alto índice de viscosidad y un aceite de bajo índice de viscosidad tienen la misma viscosidad a temperatura ambiente, a medida que la temperatura aumenta el aceite de alto índice de viscosidad se adelgazará menos, y por consiguiente, tendrá una viscosidad mayor que el aceite de bajo índice de viscosidad a temperaturas altas.

c. Punto de Fluidez.

El punto de fluidez de un aceite lubricante es la mínima temperatura a la cual este fluye sin ser perturbado bajo la condición específica de la prueba. Los aceites contienen ceras disueltas que cuando son enfriados se separan y forman cristales que se encadenan formando una estructura rígida atrapando al aceite entre la red.

Cuando la estructura de la cera está lo suficientemente completa el aceite no fluye bajo las condiciones de la prueba. La agitación mecánica puede romper la estructura cerosa, y de este modo tener un aceite que fluye a temperaturas menores a su punto de fluidez.

d. Cenizas Sulfatadas.

Las cenizas sulfatadas de un aceite lubricante es el residuo en porcentaje que permanece una vez quemada una muestra de aceite. El residuo inicial es tratado con ácido sulfúrico y se quema el residuo tratado. Es una medida de los componentes no combustibles (usualmente materiales metálicos) que contiene el aceite.

e. Punto de Inflamación y Fuego.

El punto de inflamación es la temperatura a la cual el aceite despiden suficientes vapores que se inflaman cuando una llama abierta es aplicable. Cuando la concentración de vapores en la superficie es lo suficientemente grande a la exposición de una llama, resultará fuego tan pronto como los vapores se enciendan, cuando una prueba de este tipo es realizada bajo ciertas condiciones específicas, la temperatura a la cual esto sucede se denomina PUNTO DE INFLAMACIÓN.

f. Índice de Neutralización y Saponificación.

El índice de neutralización de un lubricante es la cantidad en miligramos de hidróxido de potasio necesarios para neutralizar el ácido libre contenido en gramo de aceite a la temperatura ambiente.

El índice de saponificación (**Is**) indica la cantidad en miligramos de hidróxido de potasio necesarios para la saturación de los ácidos libres y combinados obtenidos en un gramo de aceite, es decir para la neutralización de los ácidos y la saturación de los éteres.

g. Índice de Alquitrán y de Alquitrización.

Índice de alquitrán es la cantidad de sustancias alquitranosas en valores porcentuales de un aceite. El índice de alquitrización se usa en procesos de envejecimiento artificial para establecer la predisposición del aceite al forma sustancias alquitranosas a temperaturas elevadas y en contacto con el aire.

h. Emulsionabilidad del Aceite.

Una de las propiedades más importantes de los lubricantes para cilindros y turbinas a vapor, es la de su tendencia a formar emulsiones o mezclas intensas y duraderas con el agua.

i. Untuosidad.

Es la capacidad del lubricante de llegar a formar una película de adherencia y espesor entre dos superficies deslizantes, quedando suprimido el rozamiento entre ellas.

- **El rozamiento líquido** es el caso de la lubricación eficiente, en el que no existe rozamiento entre las superficies sino entre las partículas del lubricante.
- **El rozamiento semilíquido** (más común en la práctica) es aquel en que las superficies en movimiento se encuentran en diferentes partes.

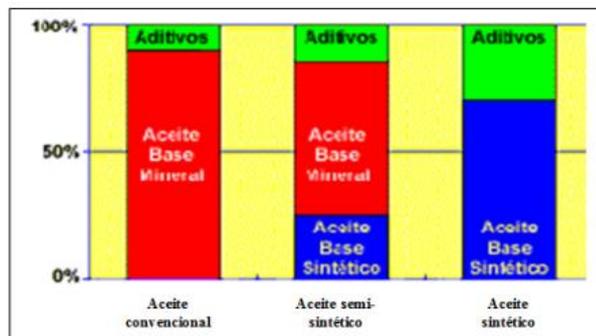


Figura. 1.34: Formulación del aceite.

Fuente: <http://www.monografias.com/trabajos10/lubri/lubri.shtml>

1.7. UTILIZACIÓN DE LA CAJA DE CAMBIOS

Con la caja de cambios en punto muerto y el vehículo en movimiento, la velocidad del eje intermediario depende de la del motor, mientras que la del secundario, que va unido a la transmisión, depende de la velocidad del vehículo. Siempre que se desembraga, para que el motor no se acelere en vacío al liberarlo de la carga, se levanta el pie del acelerador, con lo que disminuyen los números de revoluciones del motor y del intermediario.

Cuando se va a cambiar una marcha más larga, después de desembragar, y mientras se saca la velocidad puesta, el número de revoluciones del motor baja hasta igualarse la velocidad del intermediario con la del secundario, pudiéndose introducir la nueva marcha. Si se va a cambiar una marcha más corta por aumentar el par resistente, al desembragar y cortar el motor de la transmisión, el vehículo tiende a pararse, disminuyendo la velocidad del secundario; como también el intermediario baja de revoluciones al levantar el pie del acelerador, las velocidades de los dos ejes tienden a igualarse y se puede introducir otra reducción. Las cosas no suceden así cuando la marcha más corta se va a utilizar en el motor como freno, por ejemplo a la entrada de una curva, o al bajar una pendiente pronunciada de gran longitud; en este caso, al desembragar, el

intermediario baja de revoluciones pero el secundario gira más deprisa debido a la inercia del vehículo. Para poder introducir la nueva marcha se opera como sigue.

1.8. CAJA DE CAMBIOS TRACCIÓN DELANTERA.

Los automóviles con tracción delantera pueden tener el motor montado transversalmente, que son los que abundan, o longitudinalmente; en ambos casos, el diferencial está incluido en la caja de cambios, y de ella salen las transmisiones a las ruedas delanteras. Con el motor transversal, el eje secundario de la caja de cambios queda paralelo a las transmisiones, y por ello, el piñón de ataque y la corona del diferencial son engranajes paralelos con dientes helicoidales. En el caso de motor longitudinal, el secundario de la caja de cambios es perpendicular a la dirección de las transmisiones, por lo que el piñón de ataque y la corona del diferencial son engranajes cónicos.

En estas cajas suele darse con frecuencia que en vez de los tres ejes clásicos: primario, intermediario y secundario, haya solamente dos: uno de entrada y otro de salida. No existen, pues, los piñones de toma constante entre el primario y el intermediario, y por lo tanto, la reducción en las marchas no se hace mediante un tren de engranajes, sino por la relación de los dos piñones que intervienen en la marcha.

Dependiendo del fabricante del vehículo, los dos ejes son denominados de distintas formas, así, el eje que toma el movimiento del embrague suele ser llamado primario, eje de entrada, árbol motor, y eje de toma de fuerza, mientras que el que da movimiento al diferencial se le conoce por eje secundario, eje principal, eje receptor, eje de salida y eje del piñón de ataque, por tener en su extremo el piñón que engrana con la corona del diferencial.



Figura. 1.35: Caja de Cambios Renault.

Fuente: <http://automecanico.com/auto2000/diferencial2.html>

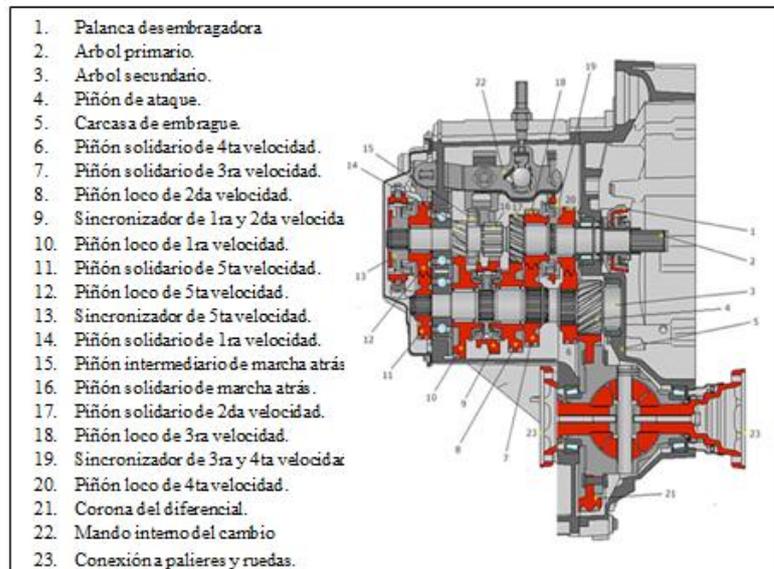


Figura. 1.36: Caja de cambios de 5 velocidades.

Fuente: <http://www.aficionadosalamecanica.com/caja-cambios2.htm>

1.8.1. PARTES DE LA CAJA DE CAMBIOS DE TRACCIÓN DELANTERA.

La carcasa del cambio consta de 2 piezas de magnesio (carcasa del cambio y carcasa de embrague).

Con una tapa específica se cierra la carcasa del cambio hacia fuera. Los componentes de la carcasa son de magnesio, para conseguir un conjunto más ligero.

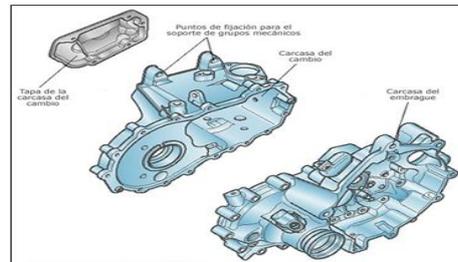


Figura. 1.37: Carcasa de la caja de cambios.

Fuente: <http://www.aficionadosalamecanica.com/caja-cambios2.htm>

a. **Árbol primario.**

El árbol primario está diseñado con el conjunto clásico de cojinetes fijo/móvil.

Está alojado:

- Mediante un cojinete de rodillos cilíndricos (móvil) en la carcasa del embrague,
- Mediante un rodamiento radial rígido (fijo) en una unidad de cojinetes, dentro de la carcasa del cambio.

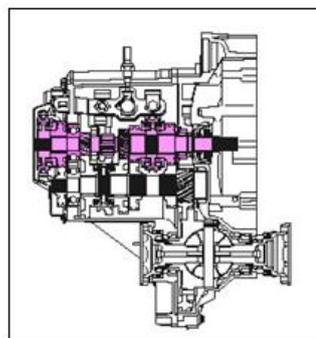


Figura. 1.38: Árbol Primario.

Fuente: <http://www.aficionadosalamecanica.com/caja-cambios2.htm>

El dentado para la 1ª, 2ª y marcha atrás forma parte del árbol primario. El cojinete de agujas para la 5ª marcha se aloja en un casquillo por el lado del árbol. Los cojinetes de agujas para los piñones de 3ª y 4ª marcha funcionan directamente sobre el árbol primario.

Los sincronizadores de 3ª y 4ª marcha y 5ª marcha van engranados mediante un dentado fino. Se mantienen en posición por medio de seguros.

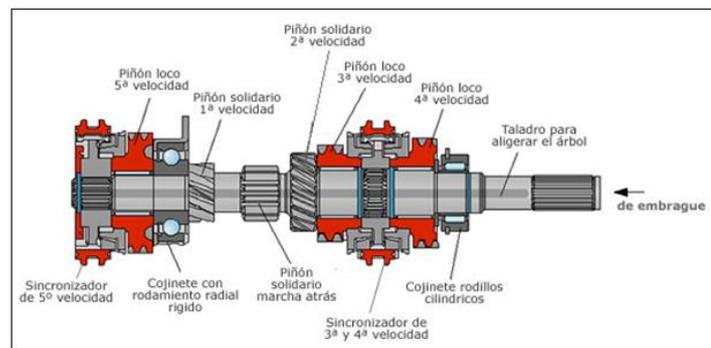


Figura. 1.39: Estructura Árbol primario.

Fuente: <http://www.aficionadosalamecanica.com/caja-cambios2.htm>

b. Árbol secundario.

También el árbol secundario está diseñado de acuerdo a los cojinetes clásicos fijo/móvil.

Igual que el árbol primario, está alojado:

- Mediante un cojinete de rodillos cilíndricos (móvil) en la carcasa del embrague.
- Por medio de un rodamiento radial rígido de bolas (fijo), situado conjuntamente con el árbol primario en la unidad de cojinetes, en la carcasa del cambio.

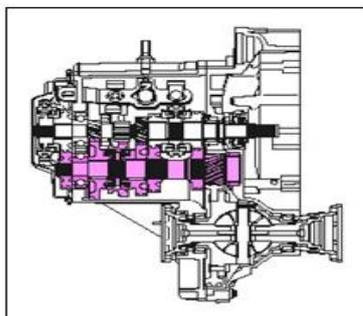


Figura. 1.40: Árbol Secundario.

Fuente: <http://www.aficionadosalamecanica.com/caja-cambios2.htm>

Los piñones de 3^a, 4^a y 5^a velocidad y el sincronizador para 1^a y 2^a velocidad están engranados por medio de un dentado fino. Se mantienen en posición por medio de seguros. En el árbol secundario se encuentran los piñones móviles (locos) de 1^a y 2^a velocidad, alojados en cojinetes de agujas.

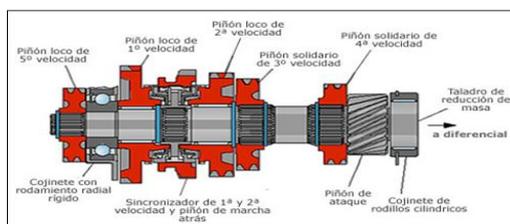


Figura. 1.41: Estructura del árbol secundario.

Fuente: <http://www.aficionadosalamecanica.com/caja-cambios2.htm>

c. Grupo diferencial.

El grupo diferencia constituye una unidad compartida con el cambio de marchas. Se apoya en dos cojinetes de rodillos cónicos, alojados en las carcasas de cambio y embrague.

Los retenes (de diferente tamaño para los lados izquierdo y derecho) sellan la carcasa hacia fuera. La corona está remachada fijamente a la caja de satélites y hermanada con el árbol secundario (reduce la sonoridad de los engranajes), la rueda generatriz de impulsos para el velocímetro forma parte integrante de la caja de satélites.

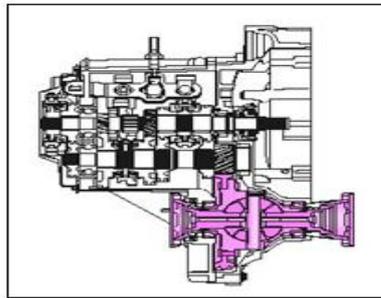


Figura. 1.42: Grupo Diferencial.

Fuente: <http://www.aficionadosalamecanica.com/caja-cambios2.htm>

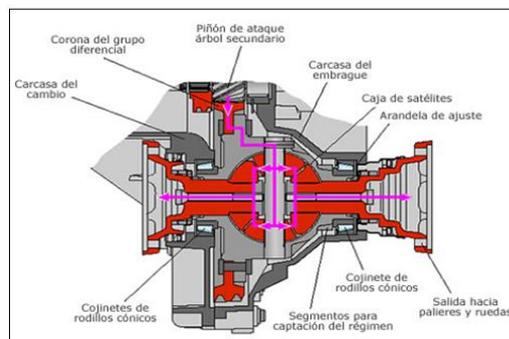


Figura 1.43: Estructura del grupo diferencial.

Fuente: <http://www.aficionadosalamecanica.com/caja-cambios2.htm>

d. Doble sincronización.

La 1ª y 2ª velocidad tienen una doble sincronización. Para estos efectos se emplea un segundo anillo sincronizador (interior) con un anillo exterior.

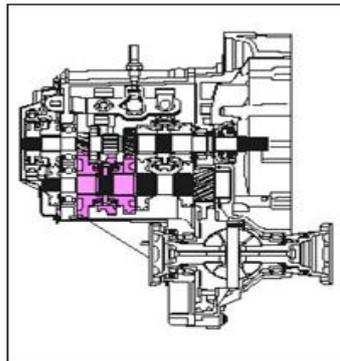


Figura. 1.44: Sincronizadores.

Fuente: <http://www.aficionadosalamecanica.com/caja-cambios2.htm>

La doble sincronización viene a mejorar el confort de los cambios al reducir de 3ª a 2ª velocidad y de 2ª a 1ª velocidad, debido a que las superficies friccionantes cónicas equivalen casi al doble de lo habitual, la capacidad de rendimiento de la sincronización aumenta en un 50 % aproximadamente, reduciéndose a su vez la fuerza necesaria para realizar el cambio a la mitad.

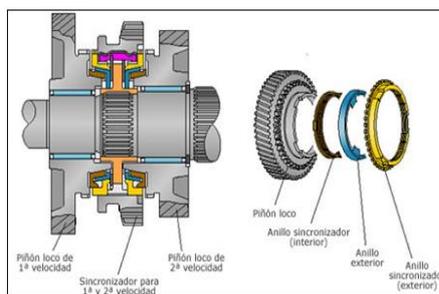


Figura 1.45: Estructura de la doble sincronización.

Fuente: <http://www.aficionadosalamecanica.com/caja-cambios2.htm>

e. Flujo de movimiento en los cambios de velocidad.

El par del motor se recibe en el cambio a través del árbol primario. Según la marcha que esté conectada, el par se transmite a través de la pareja correspondiente de piñones hacia el árbol secundario y, desde éste, hacia la corona del grupo diferencial.

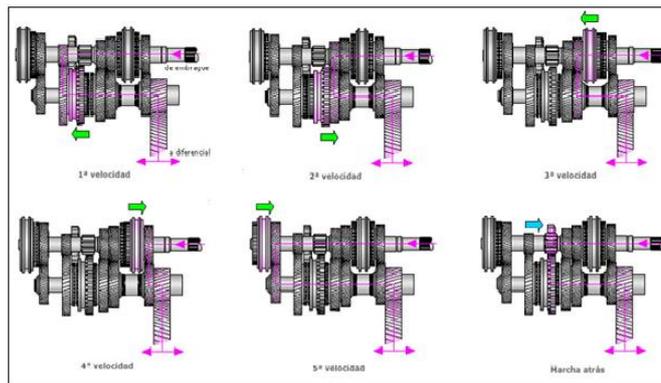


Figura. 1.46: Diagrama de Flujo de fuerzas de las distintas velocidades.

Fuente: <http://www.aficionadosalamecanica.com/caja-cambios2.htm>

f. Alojamiento de cojinetes.

Los rodamientos radiales rígidos de bolas no se montan directamente en la carcasa del cambio, sino que se instalan en un alojamiento por separado para cojinetes.

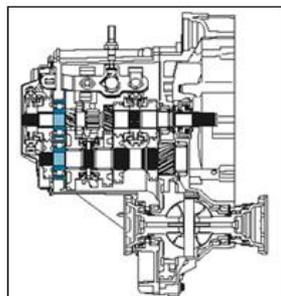


Figura. 1.47: Alojamiento de cojinetes.

Fuente: <http://www.aficionadosalamecanica.com/caja-cambios2.htm>

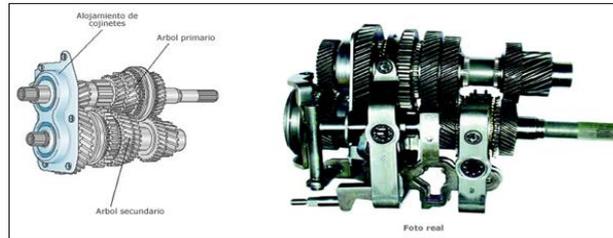


Figura. 1.48: Arboles de transmisión y alojamiento de cojinetes.

Fuente: <http://www.aficionadosalamecanica.com/caja-cambios2.htm>

g. Mando del cambio.

Los movimientos de cambio se reciben por arriba en la caja. El eje de selección va guiado en la tapa. Para movimientos de selección se desplaza en dirección axial. Dos bolas, sometidas a fuerza de muelle, impiden que el eje de selección pueda ser extraído involuntariamente de la posición seleccionada.

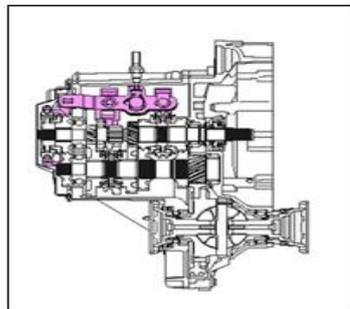


Figura. 1.49: Mando del cambio.

Fuente: <http://www.aficionadosalamecanica.com/caja-cambios2.htm>

Las horquillas para 1^a/2^a y 3^a/4^a velocidad se alojan en cojinetes de bolas de contacto oblicuo, contribuyen a la suavidad de mando del cambio. La horquilla de 5^a marcha tiene un cojinete de deslizamiento, las horquillas y los patines de cambio van acoplados entre sí de forma no fija, al seleccionar una marcha, el eje de selección desplaza con su dedillo fijo el patín de cambio, el cual mueve entonces la horquilla.

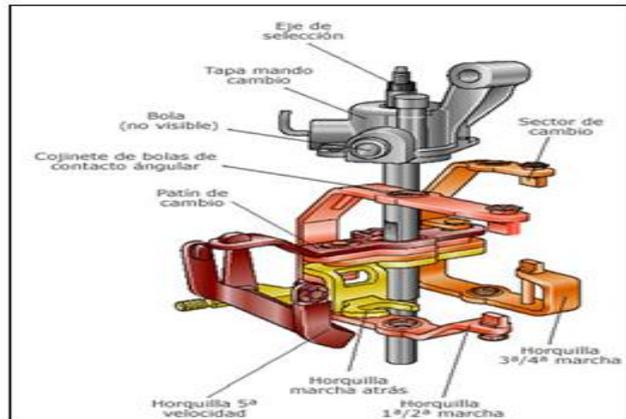


Figura. 1.50: Estructura del sistema de mando del cambio.

Fuente: <http://www.aficionadosalamecanica.com/caja-cambios2.htm>

h. Sensores y actuadores.

h.1. Indicador de la velocidad de marcha.

La señal de velocidad que se envía al velocímetro se realiza sin sistemas mecánicos intermedios (como el cable o sirga utilizada en los cambios antiguos).

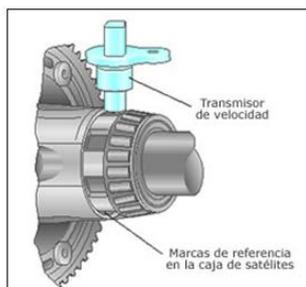


Figura. 1.51: Situación del sensor de velocidad de marcha.

Fuente: <http://www.aficionadosalamecanica.com/caja-cambios2.htm>

El transmisor trabaja según el principio de Hall. La señal PWM (modulada en anchura de los impulsos) se transmite al procesador combinado en el cuadro de instrumentos.

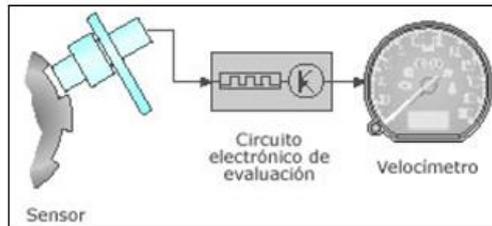


Figura. 1.52: Esquema de bloques del velocímetro.

Fuente: <http://www.aficionadosalamecanica.com/caja-cambios2.htm>

h.2. Conmutador para luces de marcha atrás.

El conmutador para las luces de marcha atrás va enroscado lateralmente en la carcasa del cambio.

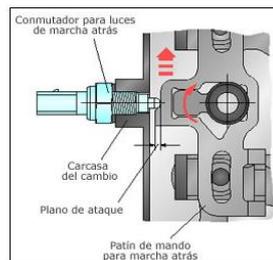


Figura. 1.53: Situación del conmutador de marcha atrás.

Fuente: <http://www.aficionadosalamecanica.com/caja-cambios2.htm>

1.9. CAJA DE CAMBIOS TRACCIÓN POSTERIOR.

El eje primario (A) del que forma parte el piñón de arrastre (B), que engrana en toma constante con el piñón (C) del árbol intermediario (D), en el que están labrados, además, los piñones (E, F y G), que por ello son solidarios del árbol intermediario (D). Con estos piñones engranan los piñones (H, I y J), montados locos sobre el árbol secundario (M), con interposición de cojinetes de agujas, de manera que giran libremente sobre el eje arrastrados por los respectivos pares del tren intermediario.

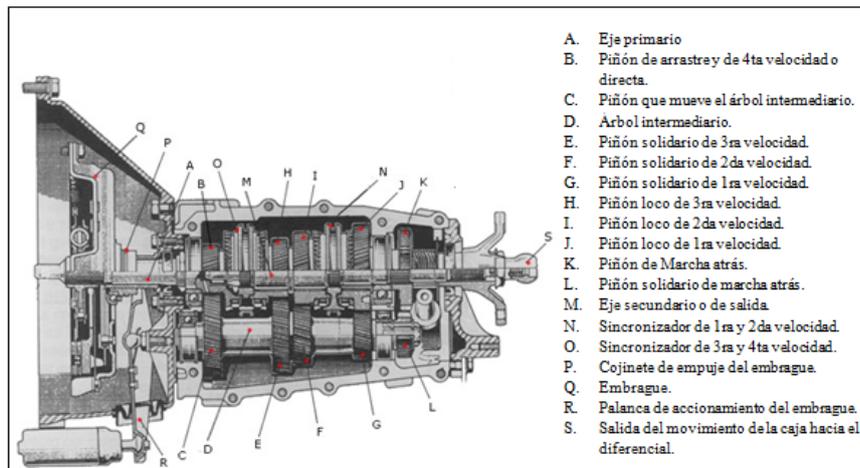


Figura. 1.54: Seccionamiento de una caja de tracción posterior.

Fuente: <http://www.aficionadosalamecanica.com/caja-cambios1.htm>

El eje primario recibe movimiento del motor, con interposición del embrague (Q) y el secundario da movimiento a la transmisión, diferencial y, por tanto, a las ruedas. Todos los ejes se apoyan en la carcasa del cambio por medio de cojinetes de bolas, haciéndolo la punta del eje secundario en el interior del piñón (B) del primario, con interposición de un cojinete de agujas.

Para transmitir el movimiento que llega desde el primario al árbol secundario, es necesario hacer solidario de este eje a cualquiera de los piñones montados locos sobre él. De esta manera, el giro se transmite desde el primario hasta el tren fijo o intermediario, por medio de los piñones de toma constante (B y C), obteniéndose el arrastre de los piñones del secundario engranados con ellos, que giran locos sobre este eje. Si cualquiera de ellos se hace solidario del eje, se obtendrá el giro de éste.

La toma de velocidad se consigue por medio de sincronizadores (O y M), compuestos esencialmente por un conjunto montado en un estriado sobre el eje

secundario, pudiéndose desplazar lateralmente un cierto recorrido. En este desplazamiento sobre el estriado el sincronizador se acopla con los piñones que giran locos sobre el árbol secundario. En la figura inferior se muestra el despiece de una caja de cambios de engranajes helicoidales, con sincronizadores, similar a la descrita anteriormente. El eje primario 5 forma en uno de sus extremos el piñón de toma constante (de dientes helicoidales). Sobre el eje se monta el cojinete de bolas 4, en el que apoya sobre la carcasa de la caja de cambios, mientras que la punta del eje se aloja en el casquillo de bronce 1, emplazado en el volante motor.

En el interior del piñón del primario se apoya, a su vez, el eje secundario 19, con interposición del cojinete de agujas 6. Por su otro extremo acopla en la carcasa de la caja de cambios por medio del cojinete de bolas 28. Sobre este eje se montan estriados los cubos sincronizadores, y "locos" los piñones. Así, el cubo sincronizador 10, perteneciente a tercera y cuarta velocidades, va estriado sobre el eje secundario, sobre el que permanece en posición por los anclajes que suponen las arandelas de fijación 9, 13 y 14. En su alojamiento interno se disponen los anillos sincronizadores 7 (uno a cada lado), cuyo dentado engrana en el interior de la corona desplazable del cubo sincronizador 10. Estos anillos acoplan interiormente, a su vez, en las superficies cónicas de los piñones del primario por un lado y del secundario 11 por otro.

Cuando la corona del cubo sincronizador 10 se desplaza lateralmente a uno u otro lado, se produce el engrane de su estriado interior, con el dentado de los anillos sincronizadores 7 y, posteriormente, con el piñón correspondiente en su dentado recto (si se desplaza a la izquierda, con el piñón del primario y a la derecha con el 11 del secundario). En esta acción, y antes de lograrse el engrane total, se produce un frotamiento del anillo sincronizador con el cono del piñón, que iguala las velocidades de ambos ejes, lo que resulta necesario para conseguir el engrane.

En el secundario se montan locos los piñones 15 (de segunda velocidad) y 26 (de primera velocidad), con los correspondientes anillos sincronizadores 17 y cubo sincronizador. Cada uno de los piñones del secundario engrana en toma constante con su correspondiente par del tren intermediario 20, quedando acoplados como se ve en la figura superior.

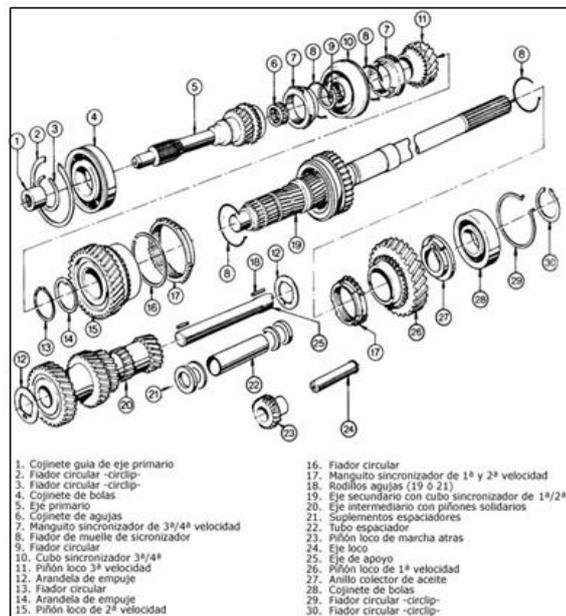


Figura 1.55: Despiece de una caja de cambios tracción posterior.

Fuente: <http://www.aficionadosalamecanica.com/caja-cambios1.htm>

1.9.1. FLUJO DE MOVIMIENTO EN LOS CAMBIOS DE VELOCIDAD.

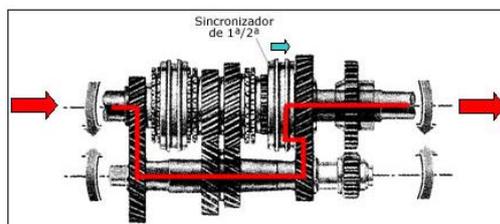


Figura 1.56: Flujo de movimiento en 1ª velocidad.

Fuente: <http://www.aficionadosalamecanica.com/caja-cambios1.htm>

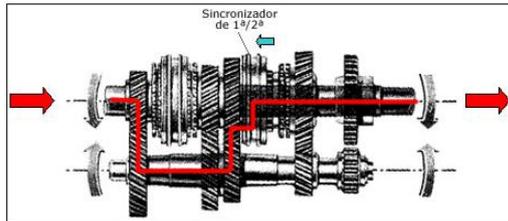


Figura. 1.57: Flujo de movimiento en 2ª velocidad

Fuente: <http://www.aficionadosalamecanica.com/caja-cambios1.htm>

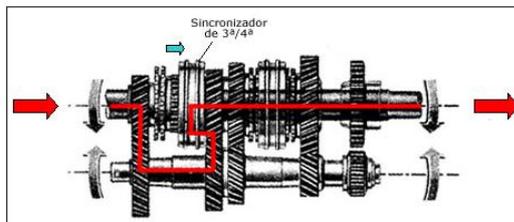


Figura. 1.58: Flujo de movimiento en 3ª velocidad.

Fuente: <http://www.aficionadosalamecanica.com/caja-cambios1.htm>

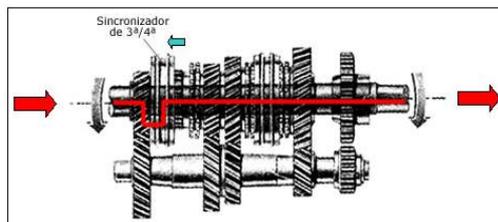


Figura. 1.59: Flujo de movimiento en 4ª velocidad.

Fuente: <http://www.aficionadosalamecanica.com/caja-cambios1.htm>

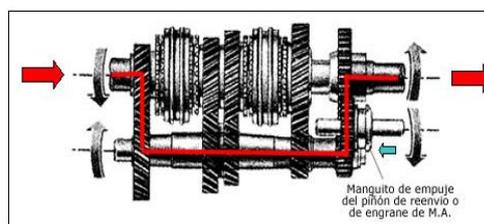


Figura 1.60: Funcionamiento de la caja de cambios en marcha atrás.

Fuente: <http://www.aficionadosalamecanica.com/caja-cambios1.htm>

CAPÍTULO II

ANÁLISIS CINEMÁTICO DE LA CAJA DE VELOCIDADES.

2.1. MODELADO DE LA CAJA DE CAMBIOS DE TRACCIÓN POSTERIOR.

Partiendo de las características geométricas de cada una de las cajas de velocidades, procedemos a la modelización de cada una mediante la ayuda de un software de diseño mecánico, en este caso SolidWorks. SolidWorks es un software de automatización de diseño mecánico que aprovecha la conocida interfaz de usuario gráfica Microsoft Windows, a continuación presentamos el modelado de la Caja de Tracción Posterior y de la Caja de Tracción Delantera.

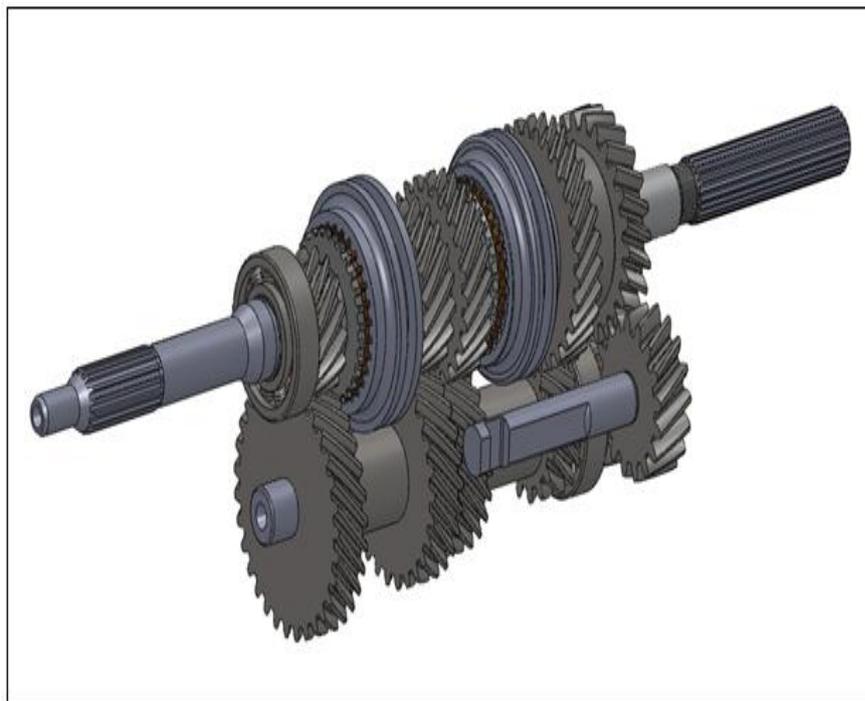


Figura 2.1: Modelado Caja de Velocidades Tracción Posterior.

2.2. MODELADO DE LA CAJA DE CAMBIOS DE TRACCIÓN POSTERIOR.

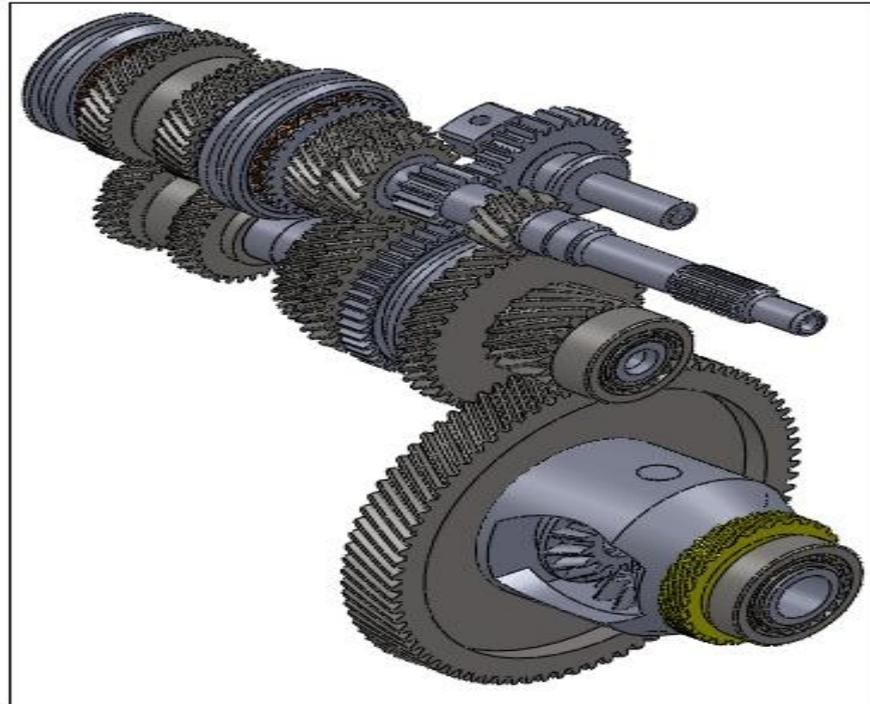


Figura 2.2: Modelado Caja de Velocidades Tracción Delantera.

Fuente: Erazo – Nazate.

2.3. ANÁLISIS DE LA TRANSMISIÓN DE MOVIMIENTO EN LA CAJA DE CAMBIOS TRACCIÓN POSTERIOR.

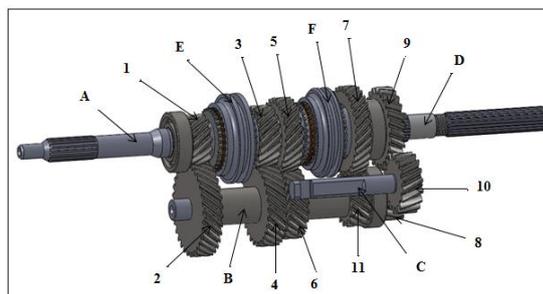


Figura 2.3: Caja de cambios de cuatro velocidades.

Fuente: Erazo – Nazate.

El objetivo de este análisis es comprender el funcionamiento de la caja de cambios de tracción posterior desde el punto de vista cinemático, por lo que se realizara el siguiente análisis cinemático en las diferentes posiciones de la caja de cambios, este esquema consta de 11 engranes, 4 ejes y 2 sincronizados, los cuales son:

- En el eje de entrada A se encuentra el engrane 1 el cual esta fijo al eje.
- En el eje de salida D se encuentran los engranes 3-5-7-9, también se localizan los sincronizadores E y F.
- En el eje intermediario o masa B se encuentran fijos los engranes 2-4-6-11, mientras que al engrane 8 se acopla a este eje.
- En el eje de reversa C se encuentra el piñón de reversa o piñón loco.

El eje de entrada A gira independientemente del eje de salida D, por lo tanto cuando no se encuentran acoplados el sincronizador E y el engrane 3 su velocidad angular son diferentes. Tanto el eje de entrada A y el eje de masa B se mantienen rotando, ya que los engranes 1 y 2 están siempre acoplados. Existen seis posibles etapas de movimiento para el eje de salida, esto dependerá de la posición que se encuentren lo sincronizados E y F en los engranes 1-3-5-7, y del acoplamiento del piñón de reversa a los engranes 8 y 9.

- Primera posición:** cómo podemos observar en la (fig. 2.4), cuando el sincronizador F se desplaza hacia la derecha hasta acoplarlo con el engrane 7, de esta manera que la potencia fluye desde el eje de entrada A hacia el eje de masa B a través del acoplamiento de los engranes 1 y 2, y del eje de masa hacia el eje de salida D por medio del acoplamiento de los engranes 11 y 7.

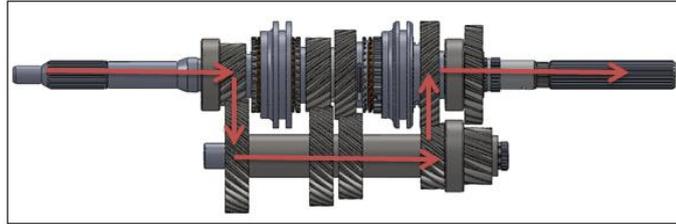


Figura 2.4: Esquema de la caja de cambios en primera posición.

Fuente: Erazo – Nazate.

- b. Segunda posición:** cómo podemos observar en la (fig. 2.5), cuando el sincronizador F se desplaza hacia la izquierda hasta acoplarlo con el engrane 5, de esta manera que la potencia fluye desde el eje de entrada A hacia el eje de masa B a través del acoplamiento de los engranes 1 y 2, y del eje de masa hacia el eje de salida D por medio del acoplamiento de los engranes 6 y 5.

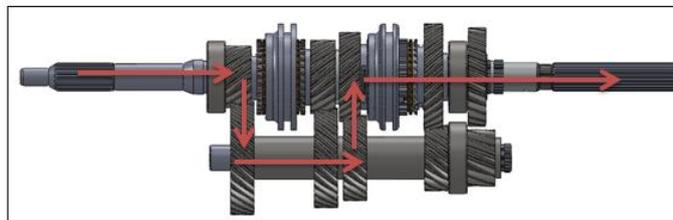


Figura 2.5: Esquema de la caja de cambios en segunda posición.

Fuente: Erazo – Nazate.

- c. Tercera posición:** como podemos observar en la (fig. 2.6), cuando el sincronizador E se desplaza hacia la derecha hasta acoplarlo con el engrane 3, de esta manera que la potencia fluye desde el eje de entrada A hacia el eje de masa B a través del acoplamiento de los engranes 1 y 2, y del eje de masa hacia el eje de salida D por medio del acoplamiento de los engranes 4 y 3.

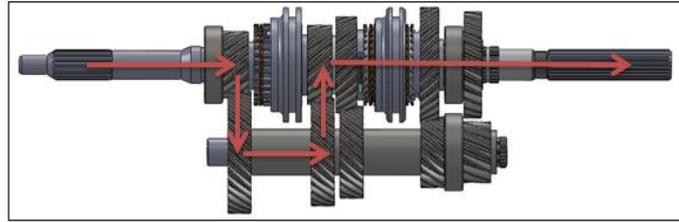


Figura 2.6: Esquema de la caja de cambios en tercera posición.

Fuente: Erazo – Nazate.

- d. Cuarta posición:** cómo podemos observar en la (fig. 2.7), cuando el sincronizador E se desplaza hacia la izquierda hasta acoplarlo con el engrane 1, de esta manera la potencia fluye desde el eje de entrada A directamente hacia el eje de salida D, ya que esta es una posición directa.

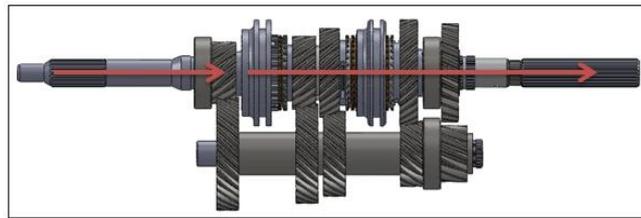


Figura 2.7: Esquema de la caja de cambios en cuarta posición.

Fuente: Erazo – Nazate.

- e. Posición de reversa:** cómo podemos observar en la (fig. 2.8), cuando los sincronizadores F y E se desplazan a una posición central entre los engranes 5-7 y 1-3 respectivamente, el piñón de reversa 10 se acopla a los engranes 8 y 9. Debido a que el engrane 10 se encuentra en el eje de reversa, se transmite la potencia desde el eje de masa hasta el de salida en sentido inverso, por lo que se produce el movimiento de reversa.

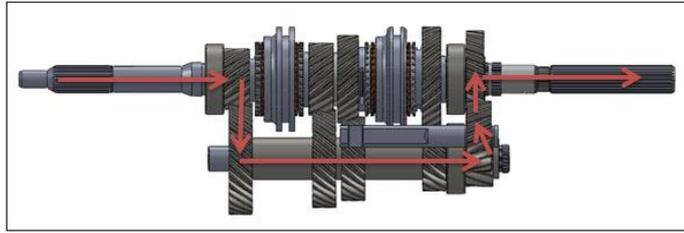


Figura 2.8: Esquema de la caja de cambios en la posición de reversa.

Fuente: Erazo – Nazate.

- f. **Posición neutro:** cómo podemos observar en la (fig. 2.9), cuando los sincronizadores F y E se desplazan a una posición central entre los engranes 5-7 y 1-3 respectivamente y el piñón de reversa no se encuentra acoplado, la potencia que fluye por el eje de entra A pasa hacia el eje de masa B, el mismo que gira sobre su propio eje.

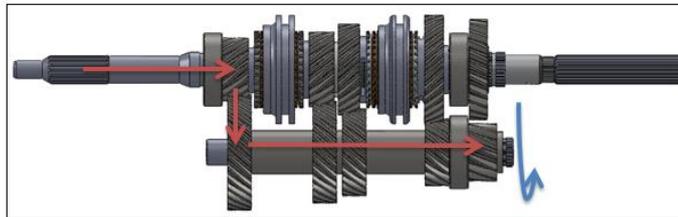


Figura 2.9: Esquema de la caja de cambios en la posición neutro.

Fuente: Erazo – Nazate.

A continuación realizaremos el análisis cinemático para todas las posiciones antes vistas, con la finalidad de obtener la relación de transición entre el eje de entrada A y el eje de salida D.

Para realizar este análisis cinemático realizaremos esquemas de la caja de cambios, el mismo que nos facilitara determinar la relación de transición del eje de entrada y de salida.

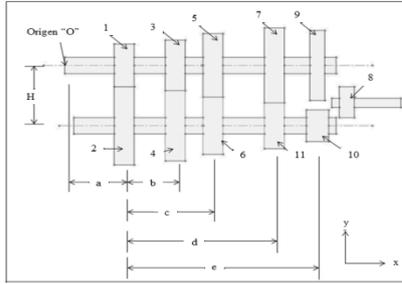


Figura 2.10: Esquema de la caja de cambios en el plano XY.

Fuente: Erazo – Nazate.

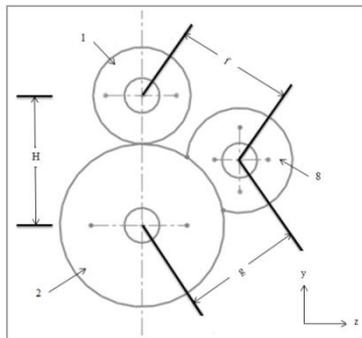


Figura 2.11: Esquema de la caja de cambios en el plano ZY.

Fuente: Erazo – Nazate.

2.3.1. ANÁLISIS DE LA TRANSMISIÓN DEL EJE DE ENTRADA AL EJE DE MASA.

Consideremos los engranes 1 y 2 mostrados en la figura 2.12, y el diagrama cinemático mostrado en la figura 2.13. La velocidad angular de entrada ω_A es la del eje de entrada y la velocidad angular ω_B es la del eje de masa, los vectores unitarios \hat{e}_a y \hat{e}_{a2} son considerados fijos en el espacio y sirven para definir los ejes alrededor de los cuales giran los engranes 1 y 2 respectivamente. Por su parte los vectores unitarios \hat{e}_{r1} y $\hat{e}_{\theta1}$ están fijos al engrane 1 y sirven para definir la posición del punto P_1 y el sentido de giro respectivamente, de manera similar los vectores unitarios \hat{e}_{r2} y $\hat{e}_{\theta2}$ están fijos al engrane 2, y sirven para definir la posición del punto P_2 y el sentido de giro del engrane respectivamente. Existe un punto de contacto entre los 2 engranes al que lo llamaremos Q.

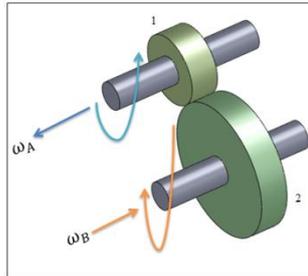


Figura 2.12: Engranés 1 y 2.

Fuente: Erazo – Nazate.

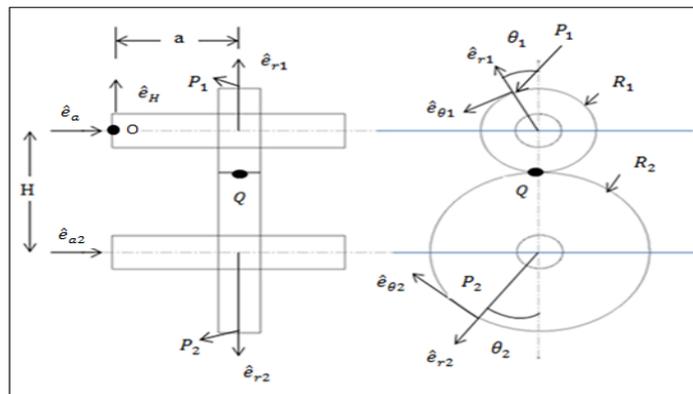


Figura 2.13: Diagrama cinemático para la transmisión del eje de entrada al eje de masa.

Fuente: Erazo – Nazate.

Tomando como origen el punto O, el vector posición para el punto P_1 está definido por:

$$\vec{r}_{P_1} = a\hat{e}_a + R_1\hat{e}_{r_1} \quad (m) \quad \text{Ec.2.1}$$

Derivando este vector con respecto al tiempo se obtiene:

$$\vec{v}_{P_1} = \frac{d\vec{r}_{P_1}}{dt} = \frac{R_1 d\hat{e}_{r_1}}{dt} \quad \text{Ec.2.2}$$

La velocidad angular absoluta del eje de entrada es igual a:

⁶ Guillet, 1997, "Cinematica de Maquinas", CECSA, pag.249-272

$$\vec{\Omega}_1 = -\omega_A \hat{e}_a \left(\frac{dar}{s}\right)^7 \quad \text{Ec.2.3}$$

Analizando la derivada con respecto al tiempo del vector unitario \hat{e}_{r1} , se obtiene:

$$\frac{d\hat{e}_{r1}}{dt} = \vec{\Omega}_1 \hat{e}_{r1} \quad \text{Ec.2.4}$$

Remplazando el valor $\vec{\Omega}_1$ en la ecuación 2.4 se tiene:

$$\frac{d\hat{e}_{r1}}{dt} = -\omega_A \hat{e}_a \hat{e}_{r1} = -\omega_A (\hat{e}_a \times \hat{e}_{r1}) = -\omega_A \hat{e}_{\theta1} \quad \text{Ec.2.5}$$

Finalmente sustituimos el valor de la Ec.2.5 en la Ec.2.2:

$$\vec{v}_{P1} = -R_1 \omega_A \hat{e}_{\theta1} \left(\frac{m}{s}\right) \quad \text{Ec.2.6}$$

Para determinar la velocidad en el punto P_2 realizamos el mismo análisis que se hizo en el punto P_1 , con la diferencia que la velocidad angular ω_B es positiva ya que esta girando en sentido de las manecillas del reloj por lo tanto la velocidad en el punto P_2 seria la siguiente:

$$\vec{v}_{P2} = R_2 \omega_B \hat{e}_{\theta2} \left(\frac{m}{s}\right) \quad \text{Ec.2.7}$$

Las ecuaciones 2.6 y 2.7 indican que la magnitud de la velocidad es igual al producto escalar de la velocidad angular y el radio del engrane, girando en dirección de los respectivos vectores unitarios \hat{e}_{θ} . Al pasar por el punto Q las velocidades de P_1 y P_2 son iguales y sus vectores unitarios \hat{e}_{θ} apuntan a una misma dirección, por lo tanto tenemos que:

$$\vec{v}_{P1} = \vec{v}_{P2}^8 \quad \text{Ec.2.8}$$

De donde finalmente se obtiene la velocidad angular ω_B :

⁷ Guillet, 1997, "Cinematica de Maquinas", CECSA, pag.249-272

⁸ Guillet, 1997, "Cinematica de Maquinas", CECSA, pag.249-272

$$R_1\omega_A = R_2\omega_B \quad \text{Ec.2.9}$$

$$\omega_B = \frac{R_1\omega_A}{R_2} \left(\frac{\text{dar}}{\text{s}} \right)$$

Donde:

\vec{r}_{P1} : vector posicion (m)

a: distancia eje – engrane (m)

\hat{e}_a : vector posicion respecto (a)

R_1 : radio engrane 1 (m)

\hat{e}_{r1} : vector posicion respecto (R)

\vec{v}_{P1} : vector velocidad lineal engrane 1 $\left(\frac{\text{m}}{\text{s}} \right)$

$\vec{\Omega}_1$: vector velocidad angular absoluta $\left(\frac{\text{rad}}{\text{s}} \right)$

ω_A : velocidad angular eje entrada $\left(\frac{\text{rad}}{\text{s}} \right)$

\vec{v}_{P2} : vector velocidad lineal engrane 2

R_2 : radio engrane 2

ω_B : velocidad angular eje de salida

Nota:

El análisis cinemático para las posiciones de reversa, primera, segunda y tercera es semejante tienen el mismo principio teórico que el análisis que realizamos para la transmisión del eje de entrada al eje de masa.

2.3.2. ANÁLISIS DE LA VELOCIDAD DE SALIDA EN LA POSICIÓN DE REVERSA.

Considérese los engranes 8 y 10 mostrados en la figura 2.14, y el diagrama cinemático mostrado en la figura 2.15. La velocidad angular en el eje de masa ω_B es igual a lo largo de toda su longitud, por lo tanto la velocidad angular de entrada para el engrane 10 es también ω_B .

Los vectores unitarios \hat{e}_{a2} y \hat{e}_{a4} son considerados fijos en el espacio y sirven para definir los ejes alrededor de los cuales giran los engranes 10 y 8 respectivamente. Por su parte los vectores unitarios \hat{e}_{r10} y $\hat{e}_{\theta10}$ están fijos al engrane 10 y sirven para definir la posición del punto P_{10} y el sentido de giro respectivamente, de manera similar los vectores unitarios \hat{e}_{r8} y $\hat{e}_{\theta8}$ están fijos al engrane 8, y sirven para definir la posición del punto P_8 y el sentido de giro del engrane respectivamente. Existe un punto de contacto entre los engranes 10 y 8 al que lo llamaremos Q. El vector unitario \hat{e}_g esta fijo en el espacio y siempre va dirigido del centro del engrane 8 al centro del engrane 10.

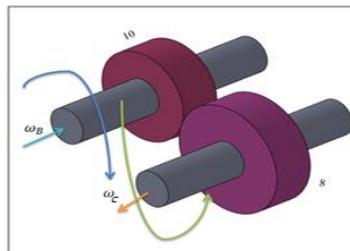


Figura 2.14: Engranes 10 y 8.

Fuente: Erazo - Nazate

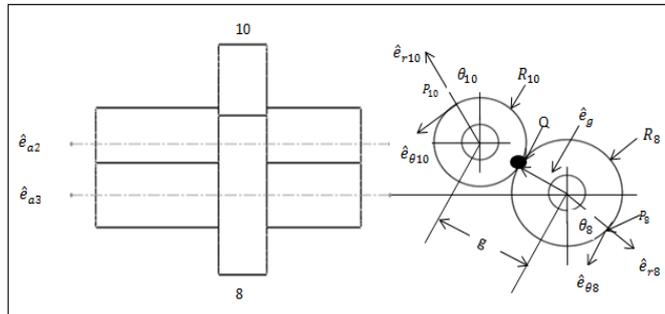


Figura 2.15: Diagrama cinemático para la transmisión del eje de masa al eje de reversa.

Fuente: Erazo – Nazate

La velocidad en el punto P_{10} es igual a:

$$\vec{v}_{P_{10}} = R_{10}\omega_B\hat{e}_{\theta_{10}}$$

La velocidad en el punto P_8 es igual a:

$$\vec{v}_{P_8} = -R_8\omega_C\hat{e}_{\theta_8}$$

Al pasar por el punto Q las velocidades de $v_{p_{10}}$ y v_{p_8} son iguales y sus vectores unitarios \hat{e}_θ apuntan a una misma dirección, por lo tanto tenemos que:

$$\vec{v}_{P_{10}} = \vec{v}_{P_8}$$

De donde finalmente se obtiene:

$$R_{10}\omega_B = R_8\omega_C$$

$$\omega_C = \frac{R_{10}\omega_B}{R_8} \quad \left(\frac{rad}{s}\right)^9 \quad \text{Ec.2.10}$$

Considérese los engranes 8 y 9 mostrados en la figura 2.16, y el diagrama cinemático mostrado en la figura 2.17. Los vectores unitarios \hat{e}_{a3} y \hat{e}_{a4} son

⁹ Guillet, 1997, "Cinematica de Maquinas", CECSA, pag.249-272

considerados fijos en el espacio y sirven para definir los ejes alrededor de los cuales giran los engranes 9 y 8 respectivamente. Por su parte los vectores unitarios \hat{e}_{r_9} y \hat{e}_{θ_9} están fijos al engrane 9 y sirven para definir la posición del punto P_9 y el sentido de giro respectivamente, de manera similar los vectores unitarios \hat{e}_{r_8} y \hat{e}_{θ_8} están fijos al engrane 8, y sirven para definir la posición del punto P_8 y el sentido de giro del engrane respectivamente. Existe un punto de contacto entre los engranes 8 y 9 al que lo llamaremos Q. El vector unitario \hat{e}_f esta fijo en el espacio y siempre va dirigido del centro del engrane 8 al centro del engrane 9.

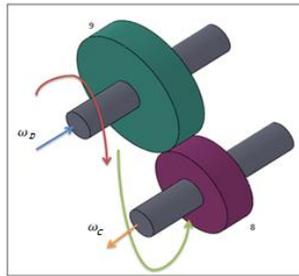


Figura 2.16: Engranes 8 y 9.

Fuente: Erazo – Nazate

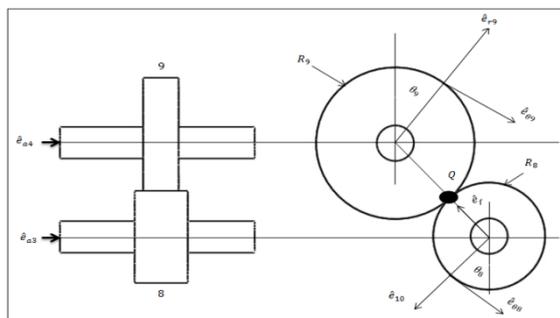


Figura 2.17: Diagrama cinemático para la transmisión del eje de reversa al eje de salida.

Fuente: Erazo – Nazate

La velocidad en el punto P_9 es igual a:

$$\vec{v}_{P_9} = R_9 \omega_D \hat{e}_{\theta_9}$$

Al pasar por el punto Q las velocidades de v_{p9} y v_{p8} son iguales y sus vectores unitarios \hat{e}_θ apuntan a una misma dirección, por lo tanto tenemos que:

$$\vec{v}_{p9} = \vec{v}_{p8}$$

De donde se obtiene finalmente que:

$$R_9\omega_D = R_8\omega_C$$

$$\omega_D = \frac{R_8\omega_C}{R_9}$$

Remplazando ω_B de la ecuación 2.9 y ω_C de la ecuación 2.10 en la ecuación anterior ω_D sería igual a:

$$\omega_D = \frac{R_{10} \cdot R_1}{R_9 R_2} \cdot \omega_A \left(\frac{rad}{s} \right)^{10} \quad \text{Ec.2.11}$$

La ecuación 2.11 representa la velocidad angular en el eje de salida con la velocidad del eje de entrada para la posición de marcha atrás, además como puede notarse en los diagramas cinemáticos el sentido de giro entre estos ejes es distinto generando un movimiento de reversa.

2.3.3. ANÁLISIS DE LA VELOCIDAD DE SALIDA EN LA POSICIÓN DE PRIMERA.

Considérese los engranes 11 y 7 mostrados en la figura 2.18, y el diagrama cinemático mostrado en la figura 2.19. Los vectores unitarios \hat{e}_{a2} y \hat{e}_{a4} son considerados fijos en el espacio y sirven para definir los ejes alrededor de los cuales giran los engranes 11 y 7 respectivamente. Por su parte los vectores unitarios \hat{e}_{r11} y $\hat{e}_{\theta11}$ están fijos al engrane 11 y sirven para definir la posición del punto P_{11} y el sentido de giro respectivamente, de manera similar los vectores

¹⁰ Guillet, 1997, "Cinematica de Maquinas", CECSA, pag.249-272

unitarios \hat{e}_{r7} y $\hat{e}_{\theta7}$ están fijos al engrane 7, y sirven para definir la posición del punto P_7 y el sentido de giro del engrane respectivamente. Existe un punto de contacto entre los engranes 11 y 7 al que lo llamaremos Q.

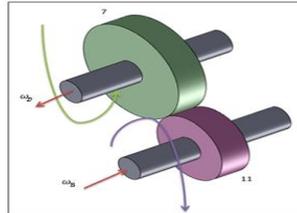


Figura 2.18: Engranes 11 y 7.

Fuente: Erazo - Nazate

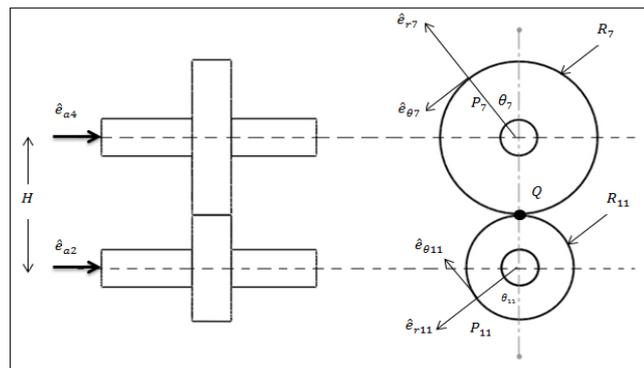


Figura 2.19: Diagrama cinemático para la transmisión en primera velocidad.

Fuente: Erazo – Nazate

La velocidad en el punto P_{11} es igual a:

$$\vec{v}_{P_{11}} = R_{11}\omega_B\hat{e}_{\theta_{11}}$$

La velocidad en el punto P_7 es igual a:

$$\vec{v}_{P_7} = -R_7\omega_D\hat{e}_{\theta_7}$$

Al pasar por el punto Q las velocidades de v_{p11} y v_{p7} son iguales y sus vectores unitarios \hat{e}_{θ} apuntan a una misma dirección, por lo tanto tenemos que:

$$\vec{v}_{P_{11}} = \vec{v}_{P_7}$$

De donde se obtiene finalmente que la velocidad angular ω_D en la posición de primera es igual a:

$$R_{11}\omega_B = R_7\omega_D$$

$$\omega_D = \frac{R_{11}\omega_B}{R_7}$$

Remplazando ω_B de la ecuación 2.9 en la ecuación anterior ω_D sería igual:

$$\omega_D = \frac{R_{11} \cdot R_1}{R_7 R_2} \omega_A \left(\frac{rad}{s} \right)^{11} \quad \text{Ec.2.12}$$

La ecuación 2.12 representa la velocidad angular en el eje de salida con la velocidad del eje de entrada para la posición de primera.

2.3.4. ANÁLISIS DE LA VELOCIDAD DE SALIDA EN LA POSICIÓN DE SEGUNDA.

Considérese los engranes 6 y 5 mostrados en la figura 2.20, y el diagrama cinemático mostrado en la figura 2.21. Los vectores unitarios \hat{e}_{a2} y \hat{e}_{a4} son considerados fijos en el espacio y sirven para definir los ejes alrededor de los cuales giran los engranes 6 y 5 respectivamente. Por su parte los vectores unitarios \hat{e}_{r6} y $\hat{e}_{\theta6}$ están fijos al engrane 6 y sirven para definir la posición del punto P_6 y el sentido de giro respectivamente, de manera similar los vectores unitarios \hat{e}_{r5} y $\hat{e}_{\theta5}$ están fijos al engrane 5, y sirven para definir la posición del punto P_5 y el sentido de giro del engrane respectivamente. Existe un punto de contacto entre los engranes 6 y 5 al que lo llamaremos Q.

¹¹ Guillet, 1997, "Cinematica de Maquinas", CECSA, pag.249-272

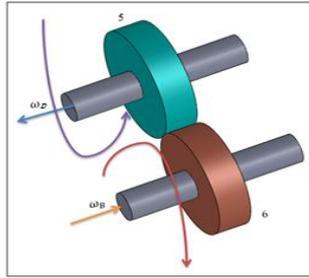


Figura 2.20: Engranés 6 y 5.

Fuente: Erazo – Nazate

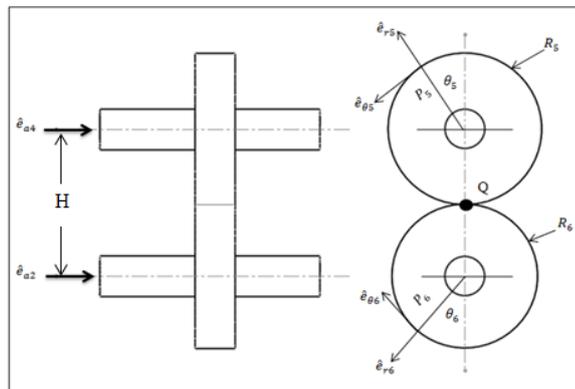


Figura 2.21: Diagrama cinemático para la transmisión en segunda velocidad.

Fuente: Erazo – Nazate

La velocidad en el punto P_6 es igual a:

$$\vec{v}_{P_6} = R_6 \omega_B \hat{e}_{\theta_6}$$

La velocidad en el punto P_5 es igual a:

$$\vec{v}_{P_5} = R_5 \omega_D \hat{e}_{\theta_5}$$

Al pasar por el punto Q las velocidades de v_{P_6} y v_{P_5} son iguales y sus vectores unitarios \hat{e}_{θ} apuntan a una misma dirección, por lo tanto tenemos que:

$$\vec{v}_{P_6} = \vec{v}_{P_5}$$

De donde se obtiene finalmente que la velocidad angular ω_D en la posición de segunda es igual a:

$$R_6 \omega_B = R_5 \omega_D$$

$$\omega_D = \frac{R_6 \omega_B}{R_5}$$

Remplazando ω_B de la ecuación 2.9 en la ecuación anterior ω_D se sería igual:

$$\omega_D = \frac{R_6 \cdot R_1}{R_5 R_2} \omega_A \left(\frac{rad}{s} \right) \quad 12 \quad \text{Ec.2.13}$$

La ecuación 2.13 representa la velocidad angular en el eje de salida con la velocidad del eje de entrada para la posición de segunda.

2.3.5. ANÁLISIS DE LA VELOCIDAD DE SALIDA EN LA POSICIÓN DE TERCERA.

Considérese los engranes 4 y 3 mostrados en la figura 2.22, y el diagrama cinemático mostrado en la figura 2.23. Los vectores unitarios \hat{e}_{a2} y \hat{e}_{a4} son considerados fijos en el espacio y sirven para definir los ejes alrededor de los cuales giran los engranes 4 y 3 respectivamente. Por su parte los vectores unitarios \hat{e}_{r4} y $\hat{e}_{\theta4}$ están fijos al engrane 4 y sirven para definir la posición del punto P_4 y el sentido de giro respectivamente, de manera similar los vectores unitarios \hat{e}_{r3} y $\hat{e}_{\theta3}$ están fijos al engrane 5, y sirven para definir la posición del punto P_3 y el sentido de giro del engrane respectivamente. Existe un punto de contacto entre los engranes 4 y 3 al que lo llamaremos Q.

¹² Guillet, 1997, "Cinematica de Maquinas", CECSA, pag.249-272

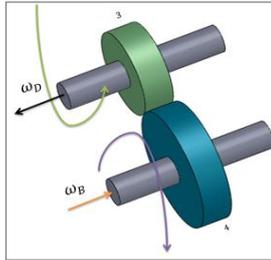


Figura 2.22: Engranés 4 y 3.

Fuente: Erazo - Nazate

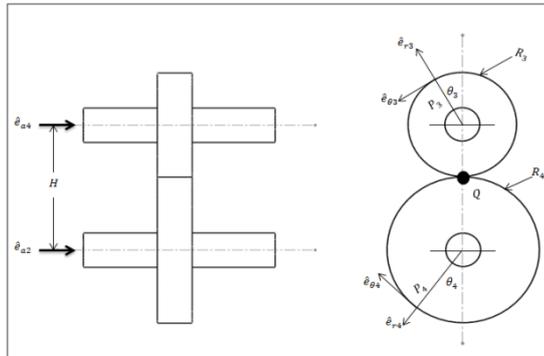


Figura 2.23: Diagrama cinemático para la transmisión en tercera velocidad.

Fuente: Erazo – Nazate

La velocidad en el punto P_4 es igual a:

$$\vec{v}_{P_4} = R_4 \omega_B \hat{e}_{\theta_4}$$

La velocidad en el punto P_3 es igual a:

$$\vec{v}_{P_3} = R_3 \omega_D \hat{e}_{\theta_3}$$

Al pasar por el punto Q las velocidades de v_{P_4} y v_{P_3} son iguales y sus vectores unitarios \hat{e}_{θ} apuntan a una misma dirección, por lo tanto tenemos que:

$$\vec{v}_{P_6} = \vec{v}_{P_5}$$

De donde se obtiene finalmente que la velocidad angular ω_D en la posición de tercera es igual a:

$$R_4 \omega_B = R_3 \omega_D$$

$$\omega_D = \frac{R_4 \omega_B}{R_3}$$

Remplazando ω_B de la ecuación 2.9 en la ecuación anterior ω_D sería igual:

$$\omega_D = \frac{R_4 R_1}{R_3 R_2} \omega_A \left(\frac{rad}{s} \right)^{13} \quad \text{Ec.2.14}$$

La ecuación 2.14 representa la velocidad angular en el eje de salida con la velocidad del eje de entrada para la posición de tercera.

2.3.6. ANÁLISIS DE LA VELOCIDAD DE SALIDA EN LA POSICIÓN DE CUARTA.

Como podemos observar en la figura 2.7, la velocidad en cuarta posición es directa esto quiere decir que la velocidad angular de eje de entrada es igual a la velocidad angular del eje de salida.

$$\omega_A = \omega_D \left(\frac{rad}{s} \right)^{14} \quad \text{Ec.2.15}$$

2.3.7. ANÁLISIS DE LA VELOCIDAD DE SALIDA EN LA POSICIÓN NEUTRO.

En la figura 2.9, podemos observar que en el eje de salida no tenemos ninguna velocidad angular, esto se debe a que no existe fluctuación de potencia entre los

¹³ Guillet, 1997, "Cinematica de Maquinas", CECSA, pag.249-272

¹⁴ Guillet, 1997, "Cinematica de Maquinas", CECSA, pag.249-272

engranes que se encuentran en el eje de masa con los engranes que se encuentran en el eje de salida, por lo tanto podemos decir que la velocidad angular en el eje de salida es cero.

$$\omega_D = 0 \left(\frac{rad}{s}\right)^{15} \quad \text{Ec.2.16}$$

2.4. ANÁLISIS DE LA TRANSMISIÓN DE MOVIMIENTO EN LA CAJA DE CAMBIOS TRACCIÓN DELANTERA.

El análisis cinemático de la caja de cambios de tracción delantera es similar al análisis cinemático de la caja de velocidades de tracción posterior y tiene el mismo objetivo que es el de comprender el funcionamiento de la caja de cambios.

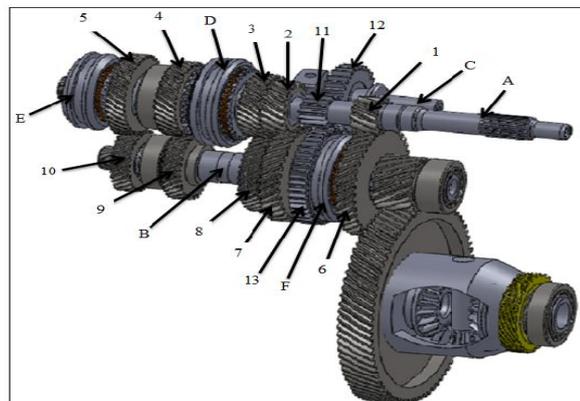


Figura 2.24: Caja de cambio de cuatro velocidades.

Fuente: Erazo – Nazate

La fig. 2.24 consta de 13 engranes, 3 ejes y 3 sincronizados, debemos tomar en cuenta que el engrane 13 y el sincronizado F son un mismo elemento:

- En el eje de entrada A se encuentran los sincronizadores D y E, los engranes 1-11-2-3-4 y 5, el engrane 11 se encuentra fijo al eje.

¹⁵ Guillet, 1997, "Cinematica de Maquinas", CECSA, pag.249-272

- En el eje de salida B se encuentra el sincronizador F y los engranes 6-13-7-8-9 y 10.
- En el eje de reversa C se encuentra el piñón reversa o piñón loco.

En el eje de entrada A siempre se encuentran girando todos sus elementos y el movimiento únicamente se pasa al eje de salida B cuando los sincronizadores se acoplan a los engranes de las diferentes marchas. Existen seis posibles etapas de movimiento para el eje de salida que se explicará más adelante, estos movimientos dependerán de la posición que se encuentren los sincronizadores en los engranes y del acoplamiento del piñón loco para generar el movimiento de reversa.

- Primera posición:** cómo podemos observar en la (fig. 2.25), cuando el sincronizador F se desplaza hacia la derecha hasta acoplarlo con el engrane 6, de esta manera que la potencia fluye desde el eje de entrada A hacia el eje de salida B a través del acoplamiento de los engranes 1 y 6 para luego transmitir el movimiento al diferencial y por ende a las ruedas.

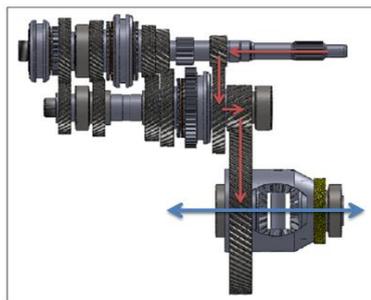


Figura 2.25: Esquema de la caja de cambios en primera posición.

Fuente: Erazo - Nazate

- Segunda posición:** cómo podemos observar en la (fig. 2.26), cuando el sincronizador F se desplaza hacia la izquierda hasta acoplarlo con el engrane 7, de esta manera que la potencia fluye desde el eje de entrada A

hacia el eje de salida B a través del acoplamiento de los engranes 2 y 7 para luego transmitir el movimiento al diferencial y por ende a las ruedas.

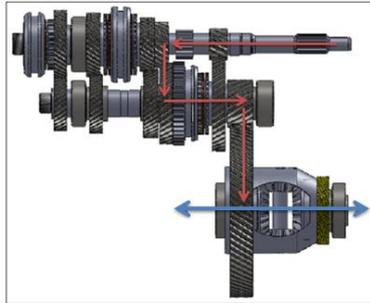


Figura 2.26: Esquema de la caja de cambios en segunda posición.

Fuente: Erazo - Nazate

- c. **Tercera posición:** cómo podemos observar en la (fig. 2.27), cuando el sincronizador D se desplaza hacia la derecha hasta acoplarlo con el engrane 3, de esta manera que la potencia fluye desde el eje de entrada A hacia el eje de salida B a través del acoplamiento de los engranes 3 y 8 para luego transmitir el movimiento al diferencial y por ende a las ruedas.

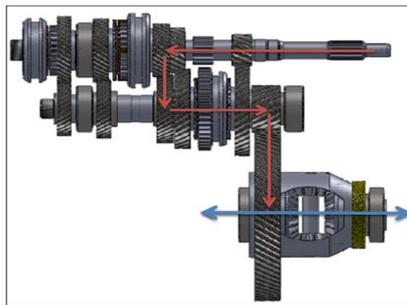


Figura 2.27: Esquema de la caja de cambios en tercera posición.

Fuente: Erazo - Nazate

- d. **Cuarta posición:** cómo podemos observar en la (fig. 2.28), cuando el sincronizador D se desplaza hacia la izquierda hasta acoplarlo con el engrane 4, de esta manera que la potencia fluye desde el eje de entrada A

hacia el eje de salida B a través del acoplamiento de los engranes 4 y 9 para luego transmitir el movimiento al diferencial y por ende a las ruedas.

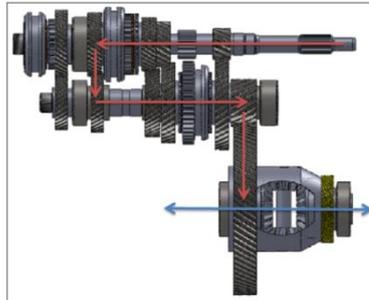


Figura 2.28: Esquema caja de cambios en cuarta posición.

Fuente: Erazo - Nazate

- e. **Posición de reversa:** cómo podemos observar en la (fig. 2.30), cuando los sincronizadores D - F se desplazan a una posición central entre los engranes 3-4 y 6-7 respectivamente de la misma forma el sincronizador E se desplaza hacia la izquierda, el piñón loco 12 se acopla a los engranes 11 y 13.

Debido a que el engrane 12 se encuentra en el eje de reversa C, se transmite la potencia desde el eje de entrada A hasta el de salida B en sentido inverso, por lo que se produce el movimiento de reversa.

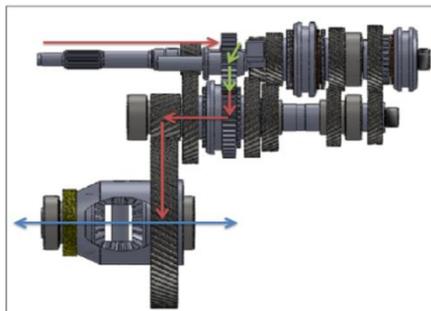


Figura 2.29: Esquema de la caja de cambios en la posición de reversa.

Fuente: Erazo - Nazate

- f. **Posición neutro:** cómo podemos observar en la (fig. 2.31), cuando los sincronizadores D - F se desplazan a una posición central entre los engranes 3-4 y 6-7 respectivamente de la misma forma el sincronizador E se desplaza hacia la izquierda, el piñón loco 12 se desacopla a los engranes 11 y 13, la potencia fluye únicamente por el eje de entra A el mismo que gira sobre su propio eje.

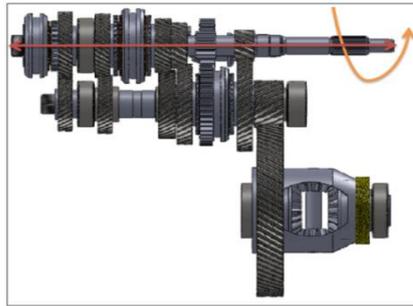


Figura 2.30: Esquema de la caja de cambios en la posición neutro.

Fuente: Erazo - Nazate

A continuación realizaremos el análisis cinemático para todas las posiciones antes mencionadas, con la finalidad de obtener la relación de transmisión entre el eje de entrada A y el eje de salida B. Para realizar este análisis cinemático realizaremos uno esquema de la caja de cambios, el mismo que nos facilitara determinar la relación de transmisión del eje de entrada y de salida.

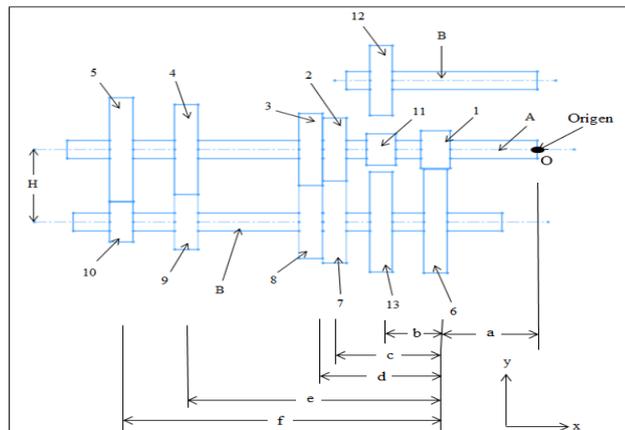


Figura 2.31: Esquema de la caja de cambios en el plano XY.

Fuente: Erazo - Nazate

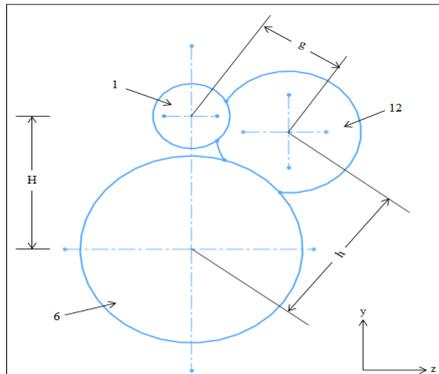


Figura 2.32: Esquema de la caja de cambios en el plano ZY.

Fuente: Erazo - Nazate

2.4.1. ANÁLISIS DE LA TRANSMISIÓN DEL EJE DE ENTRADA AL EJE DE SALIDA EN LA POSICIÓN DE PRIMERA.

Considérese los engranes 1 y 6 mostrados en la figura 2.34, y el diagrama cinemático mostrado en la figura 2.35. Los vectores unitarios \hat{e}_a y \hat{e}_{a2} son considerados fijos en el espacio y sirven para definir los ejes alrededor de los cuales giran los engranes 1 y 6 respectivamente. Por su parte los vectores unitarios \hat{e}_{r1} y $\hat{e}_{\theta1}$ están fijos al engrane 1 y sirven para definir la posición del punto P_1 y el sentido de giro respectivamente, de manera similar los vectores unitarios \hat{e}_{r6} y $\hat{e}_{\theta6}$ están fijos al engrane 6, y sirven para definir la posición del punto P_6 y el sentido de giro del engrane respectivamente. Existe un punto de contacto entre los engranes 1 y 6 al que lo llamaremos Q.

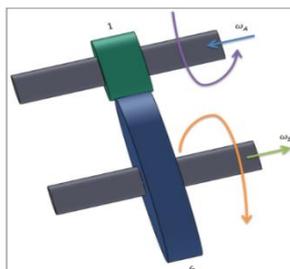


Figura 2.33: Engranes 1 y 6.

Fuente: Erazo – Nazate

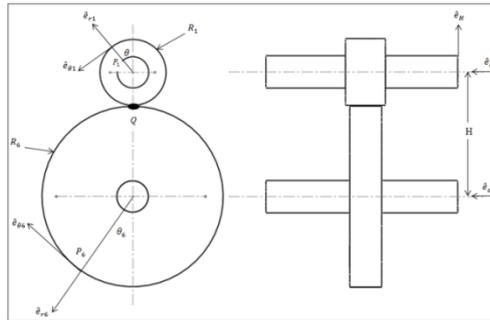


Figura 2.34: Diagrama cinemático para la transmisión en primera velocidad.

Fuente: Erazo - Nazate

La velocidad en el punto P_1 es igual a:

$$\vec{v}_{P_1} = -R_1\omega_A\hat{e}_{\theta_1}$$

La velocidad en el punto P_6 es igual a:

$$\vec{v}_{P_6} = R_6\omega_B\hat{e}_{\theta_6}$$

Al pasar por el punto Q las velocidades de P_1 y P_6 son iguales y sus vectores unitarios \hat{e}_{θ} apuntan a una misma dirección, por lo tanto tenemos que:

$$\vec{v}_{P_1} = \vec{v}_{P_6}$$

De donde se obtiene finalmente que la velocidad angular ω_B en la posición de primera es igual a:

$$R_1\omega_A = R_6\omega_B$$

$$\omega_B = \frac{R_1\omega_A}{R_6} \left(\frac{rad}{s} \right) \quad 16 \quad \text{Ec.2.17}$$

La ecuación 2.17 representa la velocidad angular en el eje de salida con la velocidad del eje de entrada para la posición de primera.

¹⁶ Guillet, 1997, "Cinematica de Maquinas", CECSA, pag.249-272

2.4.2. ANÁLISIS DE LA VELOCIDAD DE SALIDA EN LA POSICIÓN DE SEGUNDA.

Los engranes 2 y 7 mostrados en la figura 2.36, y el diagrama cinemático mostrado en la figura 2.37. Los vectores unitarios \hat{e}_a y \hat{e}_{a2} son considerados fijos en el espacio y sirven para definir los ejes alrededor de los cuales giran los engranes 2 y 7 respectivamente. Por su parte los vectores unitarios \hat{e}_{r2} y $\hat{e}_{\theta2}$ están fijos al engrane 2 y sirven para definir la posición del punto P_2 y el sentido de giro respectivamente, de manera similar los vectores unitarios \hat{e}_{r7} y $\hat{e}_{\theta7}$ están fijos al engrane 7, y sirven para definir la posición del punto P_7 y el sentido de giro del engrane respectivamente. Existe un punto de contacto entre los engranes 2 y 7 al que lo llamaremos Q.

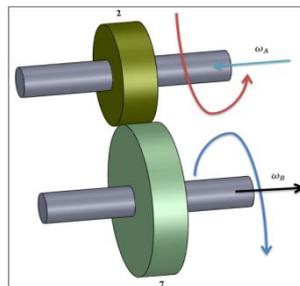


Figura 2.35: Engranes 2 y 7.

Fuente: Erazo - Nazate

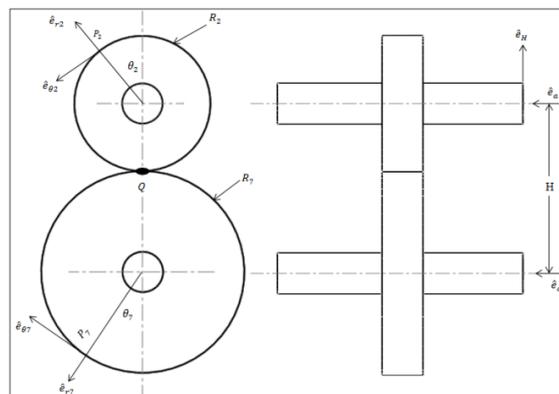


Figura 2.36: Diagrama cinemático para la transmisión en segunda velocidad.

Fuente: Erazo - Nazate

La velocidad en el punto P_2 es igual a:

$$\vec{v}_{P_2} = -R_2\omega_A\hat{e}_{\theta_2}$$

La velocidad en el punto P_7 es igual a:

$$\vec{v}_{P_7} = R_7\omega_B\hat{e}_{\theta_7}$$

Al pasar por el punto Q las velocidades de P_2 y P_7 son iguales y sus vectores unitarios \hat{e}_{θ} apuntan a una misma dirección, por lo tanto tenemos que:

$$\vec{v}_{P_2} = \vec{v}_{P_7}$$

De donde se obtiene finalmente que la velocidad angular ω_B en la posición de segunda es igual a:

$$R_2\omega_A = R_7\omega_B$$

$$\omega_B = \frac{R_2\omega_A}{R_7} \left(\frac{rad}{s}\right) \quad 17 \quad \text{Ec.2.18}$$

La ecuación 2.18 representa la velocidad en el eje de salida con la velocidad del eje de entrada para la posición de segunda.

2.4.3. ANÁLISIS DE LA VELOCIDAD DE SALIDA EN LA POSICIÓN DE TERCERA.

Los engranes 3 y 8 mostrados en la figura 2.38, y el diagrama cinemático mostrado en la figura 2.39. Los vectores unitarios \hat{e}_a y \hat{e}_{a2} son considerados fijos en el espacio y sirven para definir los ejes alrededor de los cuales giran los engranes 3 y 8 respectivamente. Por su parte los vectores unitarios \hat{e}_{r3} y $\hat{e}_{\theta3}$ están fijos al engrane 3 y sirven para definir la posición del punto P_3 y el sentido de giro

¹⁷ Guillet, 1997, "Cinematica de Maquinas", CECSA, pag.249-272

respectivamente, de manera similar los vectores unitarios \hat{e}_{r_8} y \hat{e}_{θ_8} están fijos al engrane 8, y sirven para definir la posición del punto P_8 y el sentido de giro del engrane respectivamente. Existe un punto de contacto entre los engranes 3 y 8 al que lo llamaremos Q.

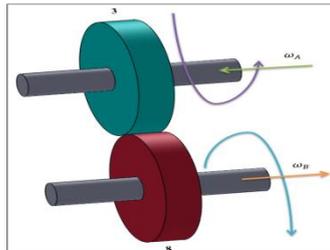


Figura 2.37: Engranes 3 y 8.

Fuente: Erazo – Nazate

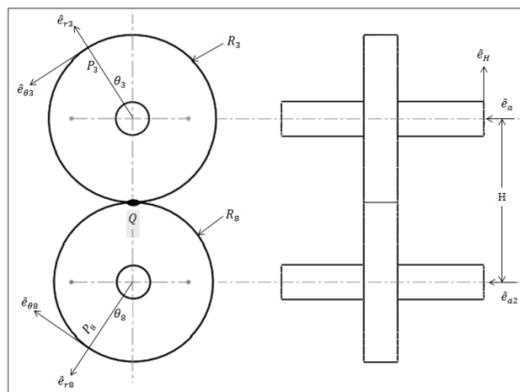


Figura 2.38: Diagrama cinemático para la transmisión en tercera velocidad.

Fuente: Erazo – Nazate

La velocidad en el punto P_3 es igual a:

$$\vec{v}_{P_3} = -R_3 \omega_A \hat{e}_{\theta_3}$$

La velocidad en el punto P_8 es igual a:

$$\vec{v}_{P_8} = R_8 \omega_B \hat{e}_{\theta_8}$$

Al pasar por el punto Q las velocidades de P_3 y P_8 son iguales y sus vectores unitarios \hat{e}_θ apuntan a una misma dirección, por lo tanto tenemos que:

$$\vec{v}_{P_3} = \vec{v}_{P_8}$$

De donde se obtiene finalmente que la velocidad angular ω_B en la posición de tercera es igual a:

$$R_3\omega_A = R_8\omega_B$$

$$\omega_B = \frac{R_3\omega_A}{R_8} \left(\frac{rad}{s}\right)^{18} \quad \text{Ec.2.19}$$

La ecuación 2.19 representa la velocidad en el eje de salida con la velocidad del eje de entrada para la posición de tercera.

2.4.4. ANÁLISIS DE LA VELOCIDAD DE SALIDA EN LA POSICIÓN DE CUARTA.

Los engranes 4 y 9 mostrados en la figura 2.40, y el diagrama cinemático mostrado en la figura 2.41. Los vectores unitarios \hat{e}_a y \hat{e}_{a2} son considerados fijos en el espacio y sirven para definir los ejes alrededor de los cuales giran los engranes 4 y 9 respectivamente. Por su parte los vectores unitarios \hat{e}_{r4} y $\hat{e}_{\theta4}$ están fijos al engrane 4 y sirven para definir la posición del punto P_4 y el sentido de giro respectivamente, de manera similar los vectores unitarios \hat{e}_{r9} y $\hat{e}_{\theta9}$ están fijos al engrane 9, y sirven para definir la posición del punto P_9 y el sentido de giro del engrane respectivamente. Existe un punto de contacto entre los engranes 4 y 9 al que lo llamaremos Q.

¹⁸ Guillet, 1997, "Cinematica de Maquinas", CECSA, pag.249-272

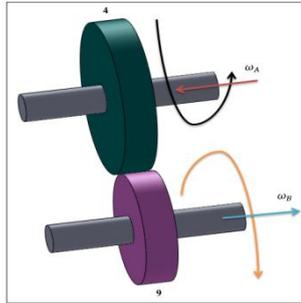


Figura 2.39 Engranés 4 y 9.

Fuente: Erazo - Nazate

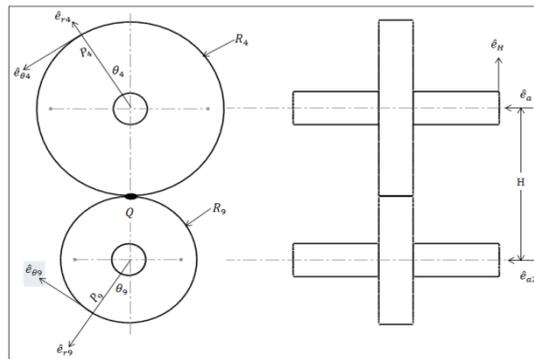


Figura 2.40: Diagrama cinemático para la transmisión en cuarta velocidad.

Fuente: Erazo - Nazate

La velocidad en el punto P_4 es igual a:

$$\vec{v}_{P_4} = -R_4 \omega_A \hat{e}_{\theta_4}$$

La velocidad en el punto P_9 es igual a:

$$\vec{v}_{P_9} = R_9 \omega_B \hat{e}_{\theta_9}$$

Al pasar por el punto Q las velocidades de P_4 y P_9 son iguales y sus vectores unitarios \hat{e}_{θ} apuntan a una misma dirección, por lo tanto tenemos que:

$$\vec{v}_{P_4} = \vec{v}_{P_9}$$

De donde se obtiene finalmente que la velocidad angular ω_B en la posición de cuarta es igual a:

$$R_4\omega_A = R_9\omega_B$$

$$\omega_B = \frac{R_4\omega_A}{R_9} \left(\frac{rad}{s} \right) \quad 19 \quad \text{Ec.2.20}$$

La ecuación 2.20 representa la velocidad en el eje de salida con la velocidad del eje de entrada para la cuarta posición.

2.4.5. ANÁLISIS DE LA VELOCIDAD DE SALIDA EN LA POSICIÓN DE REVERSA.

Considérese los engranes 11 y 12 mostrados en la figura 2.44, y el diagrama cinemático mostrado en la figura 2.45. Los vectores unitarios \hat{e}_α y $\hat{e}_{\alpha 3}$ son considerados fijos en el espacio y sirven para definir los ejes alrededor de los cuales giran los engranes 11 y 12 respectivamente. Por su parte los vectores unitarios \hat{e}_{r11} y $\hat{e}_{\theta 11}$ están fijos al engrane 11 y sirven para definir la posición del punto P_{11} y el sentido de giro respectivamente, de manera similar los vectores unitarios \hat{e}_{r12} y $\hat{e}_{\theta 12}$ están fijos al engrane 12, y sirven para definir la posición del punto P_{12} y el sentido de giro del engrane respectivamente. Existe un punto de contacto entre los engranes 11 y 12 al que lo llamaremos Q. El vector unitario \hat{e}_g esta fijo en el espacio y siempre va dirigido del centro del engrane 12 al centro del engrane 11.

¹⁹ Guillet, 1997, "Cinematica de Maquinas", CECSA, pag. 249-272

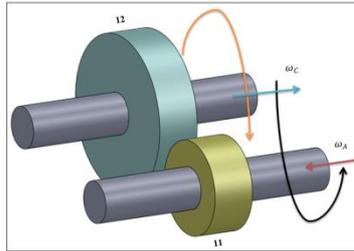


Figura 2.41: Engranés 11 y 12.

Fuente: Erazo - Nazate

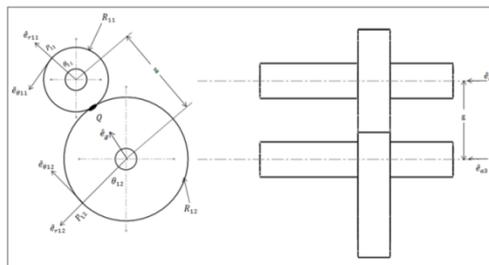


Figura 2.42: Diagrama cinemático para la transmisión del eje de entrada al eje de reversa.

Fuente: Erazo - Nazate

La velocidad en el punto P_{11} es igual a:

$$\vec{v}_{P_{11}} = -R_{11}\omega_A\hat{e}_{\theta_{11}}$$

La velocidad en el punto P_{12} es igual a:

$$\vec{v}_{P_{12}} = R_{12}\omega_C\hat{e}_{\theta_{12}}$$

Al pasar por el punto Q las velocidades de P_{11} y P_{12} son iguales y sus vectores unitarios \hat{e}_{θ} apuntan a una misma dirección, por lo tanto tenemos que:

$$\vec{v}_{P_{11}} = \vec{v}_{P_{12}}$$

De donde se obtiene finalmente que la velocidad angular ω_C en la posición de reversa es igual a:

$$R_{11}\omega_A = R_{12}\omega_C$$

$$\omega_C = \frac{R_{11}\omega_A}{R_{12}} \left(\frac{rad}{s}\right) \quad 20 \quad \text{Ec.2.21}$$

La ecuación 2.21 representa la velocidad en el eje de reversa con la velocidad del eje de entrada para la posición de reversa.

De la misma forma los engranes 12 y 13 mostrados en la figura 2.45, y el diagrama cinemático mostrado en la figura 2.46. Los vectores unitarios \hat{e}_{a3} y \hat{e}_{a2} son considerados fijos en el espacio y sirven para definir los ejes alrededor de los cuales giran los engranes 12 y 13 respectivamente. Por su parte los vectores unitarios \hat{e}_{r12} y $\hat{e}_{\theta13}$ están fijos al engrane 12 y sirven para definir la posición del punto P_{12} y el sentido de giro respectivamente, de manera similar los vectores unitarios \hat{e}_{r13} y $\hat{e}_{\theta13}$ están fijos al engrane 13, y sirven para definir la posición del punto P_{13} y el sentido de giro del engrane respectivamente. Existe un punto de contacto entre los engranes 12 y 13 al que lo llamaremos Q. El vector unitario \hat{e}_h esta fijo en el espacio y va dirigido del centro del engrane 12 al centro del engrane 13.

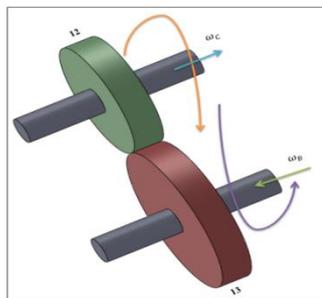


Figura 2.43: Engranes 12 y 13.

Fuente: Erazo - Nazate

²⁰ Guillet, 1997, "Cinematica de Maquinas", CECSA, pag.249-272

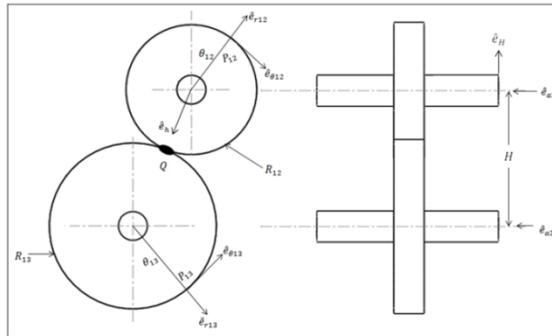


Figura 2.44: Diagrama cinemático para la transmisión del eje de reversa al eje de salida.

Fuente: Erazo - Nazate

La velocidad en el punto P_{13} es igual a:

$$\vec{v}_{P_{13}} = -R_{13}\omega_B \hat{e}_{\theta_{13}}$$

Al pasar por el punto Q las velocidades de v_{p12} y v_{p13} son iguales y sus vectores unitarios \hat{e}_{θ} apuntan a una misma dirección, por lo tanto tenemos que:

$$\vec{v}_{P_{12}} = \vec{v}_{P_{13}}$$

De donde se obtiene finalmente que la velocidad angular ω_B en la posición de reversa es igual a:

$$R_{12}\omega_C = R_{13}\omega_B$$

$$\omega_B = \frac{R_{12}\omega_C}{R_{13}}$$

Remplazando ω_C de la ecuación 2.21 en la ecuación anterior, ω_B sería igual:

$$\omega_B = \frac{R_{11}}{R_{13}} \omega_A \left(\frac{rad}{s}\right)^{21} \quad \text{Ec.2.22}$$

²¹ Guillet, 1997, "Cinematica de Maquinas", CECSA, pag.249-272

La ecuación 2.22 representa la velocidad en el eje de salida con la velocidad del eje de entrada para la posición de marcha atrás, además como puede notarse en los diagramas cinemáticos el sentido de giro entre estos ejes es distinto generando un movimiento de reversa.

2.4.6. ANÁLISIS DE LA VELOCIDAD DE SALIDA EN LA POSICIÓN NEUTRO.

En la figura 2.31, podemos observar que en el eje de salida no tenemos ninguna velocidad angular, esto se debe a que no existe fluctuación de potencia entre los engranes del eje de entrada con los engranes del eje de salida, por lo tanto podemos decir que la velocidad angular en el eje de salida es cero.

$$\omega_B = 0 \left(\frac{rad}{s}\right)^{22} \quad \text{Ec.2.23}$$

²² Guillet, 1997, "Cinematica de Maquinas",CECSA,pag.249-272

CAPÍTULO III

CÁLCULOS DEL DESARROLLO DE LA VELOCIDAD EN UNA RUEDA A DIFERENTES RPM.

3.1. CÁLCULOS DEL DESARROLLO DE LA VELOCIDAD EN LA CAJA DE TRACCIÓN POSTERIOR.

Para realizar los cálculos del desarrollo de la velocidad en la caja de tracción posterior se necesitara algunos datos como el número de dientes de los engranes conductores como también el número de dientes de los engranes que son conducidos, el número de dientes del cono, de la corona y algo importante saber las características del tipo de neumático que estamos utilizando. En la fig. 2.1 del CAPITULO II, podemos observar la caja de cambios de tracción posterior, en esta figura podemos verificar cuales son los engranes conductores y cuales son los engranes conducidos.

Tabla 3.1: Número de dientes de los engranes conductores y engranes conducidos de la caja de tracción posterior.

Marcha	Dientes engranes conductores	Dientes engranes conducidos
Primera	16 dientes	29 dientes
Segunda	23 dientes	24 diente
Tercera	27 dientes	18 dientes
Cuarta	15 dientes	31 dientes
Reversa	13 dientes	24 dientes

Fuente: Erazo - Nazate

Conjunto diferencial:

Numero de dientes del cono: 10 dientes.

Numero de dientes de la corona: 41 dientes.

Para elegir un neumático los fabricantes se rigen por valores estándares mundiales en cuanto al tamaño y el tipo de aplicación según el vehículo, la carga, el peso, la velocidad y aplicaciones en general, por tanto para un automóvil tipo Sport Compact o Hatchback, el neumático que se utiliza es un **185/65/HR14**.

A continuación tenemos el significado de cada número y de cada letra:

- g. 185:** Define la medida del ancho transversal del caucho expresada en milímetros. Se mide desde una pared del caucho exterior a la otra.
- h. 65:** Es la relación del aspecto del neumático, el valor de la pared del caucho como porcentaje de la sección del ancho.
Ejemplo: $185\text{mm} \times 65\% = 120.25\text{mm}$
- i. H:** Determina el rango de velocidad (variable), cada letra corresponde a la velocidad máxima constante que el neumático puede tolerar.
- j. R:** Tipo de Neumático, en este caso Radial.
- k. 14:** Expresa el tamaño de la llanta medida en pulgadas.

Tabla. 3.2: Rangos de velocidad para cada neumático:

Nº	SIGLA	ALCANCE MÁXIMO (<i>km/h</i>)
1	P	150
2	Q	160
3	S	180
4	T	190
5	U	200
6	H	210
7	V	240
8	W	270
9	Y	300
10	Z	300

Fuente: Erazo - Nazate

Luego de realizar esta investigación los neumáticos que utilizaremos para nuestro proyecto de tesis será **185/65/P14**, ya que el neumático no tendrá rozamiento con la superficie.

Una vez que tenemos los datos del número de dientes de los engranes conductores, de los engranes conducidos, del cono, la corona y el tipo de neumático que utilizaremos procedemos a realizar los cálculos del desarrollo de la velocidad en la caja de tracción posterior.

3.1.1. RELACIÓN DE VELOCIDADES.

La relación de velocidad es el cociente entre el número de dientes del engrane conducido y el número de dientes del engrane conductor, por lo tanto tenemos que:

R_v : Relación de velocidad.

P_c : Piñón conductor.

p_c : Piñón conducido.

$$\text{relacion de velocidad} = \frac{\text{pinón conducido}}{\text{piñón conductor}}$$

$$R_v = \frac{p_c^{23}}{P_c} \quad \text{Ec. 3.1}$$

Nota: debemos tomar en cuenta los engranes 1 y 2, para realizar los cálculos de la relación de velocidad para las marchas de primera, segunda, tercera, reversa, y recordar que la marcha de cuarta es directa.

- **Relación de velocidad en primera marcha.**

Datos:

$$P_c = 16$$

$$p_c = 29$$

$$R_v = \frac{p_c}{P_c} \times \frac{p_c}{P_c}$$

$$R_{v1} = \frac{31}{15} \times \frac{29}{16}$$

²³ concurso.cnice.mec.es/cnice2006/matemáticas.

$$R_{v1} = 3,75$$

- **Relación de velocidad en segunda marcha.**

Datos:

$$P_c = 23$$

$$p_c = 24$$

$$R_v = \frac{p_c}{P_c} \times \frac{p_c}{P_c}$$

$$R_{v2} = \frac{31}{15} \times \frac{24}{23}$$

$$R_{v2} = 2,16$$

- **Relación de velocidad en tercera marcha.**

Datos:

$$P_c = 27$$

$$p_c = 18$$

$$R_v = \frac{p_c}{P_c} \times \frac{p_c}{P_c}$$

$$R_{v3} = \frac{31}{15} \times \frac{18}{27}$$

$$R_{v3} = 1,38$$

- **Relación de velocidad en cuarta marcha.**

La relación de velocidad marcha cuarta es uno, esto se debe a que esta marcha es directa.

$$R_{v4} = 1$$

- **Relación de velocidad en reversa marcha.**

Datos:

$$P_c = 13$$

$$p_c = 24$$

$$R_v = \frac{p_c}{P_c} \times \frac{p_c}{P_c}$$

$$R_{vr} = \frac{31}{15} \times \frac{24}{13}$$

$$R_{vr} = 3,82$$

3.1.2 RELACIÓN DEL CONJUNTO DIFERENCIAL.

La relación del conjunto diferencial es el cociente del número de dientes de la corona y del número de dientes del cono.

R_D : Relación del conjunto diferencial.

P_c : Piñón conductor (cono).

p_c =Piñón conducido (corona).

Datos:

$$P_c = 10$$

$$p_c = 41$$

$$R_D = \frac{p_c}{P_c} \quad \text{Ec. 3.2}$$

$$R_D = \frac{41}{10}$$

²⁴ concurso.cnice.mec.es/cnice2006/matemáticas.

$$R_D = 4,1$$

3.1.3 RELACIÓN TOTAL O DESMULTIPLICACIÓN TOTAL.

La relación total o desmultiplicación total es el producto de la relación de velocidad de cada una de las marchas por la relación del conjunto diferencial, así tenemos que:

R_T : Relación total o desmultiplicación total.

R_v : Relación de velocidad.

R_D : Relación del conjunto diferencial.

$$R_T = R_v \times R_D^{25} \quad \text{Ec.3.3}$$

- **Relación total o desmultiplicación total en primera marcha.**

Datos:

$$R_{v1} = 3,75$$

$$R_D = 4,1.$$

$$R_T = R_v \times R_D$$

$$R_T = 3,75 \times 4,1$$

$$R_{T1} = 15,38$$

²⁵www.todoautos.com.pe/f68/calculo-de-ruedas

- **Relación total o desmultiplicación total en segunda marcha.**

Datos:

$$R_{v2} = 2,16$$

$$R_D = 4,1.$$

$$R_T = R_v \times R_D$$

$$R_T = 2,16 \times 4,1$$

$$R_{T2} = 8,86$$

- **Relación total o desmultiplicación total en tercera marcha.**

Datos:

$$R_{v3} = 1,38$$

$$R_D = 4,1.$$

$$R_T = R_v \times R_D$$

$$R_T = 1,38 \times 4,1$$

$$R_{T3} = 5,57$$

- **Relación total o desmultiplicación total en cuarta marcha.**

Datos:

$$R_{v4} = 1$$

$$R_D = 4,1.$$

$$R_T = R_v \times R_D$$

$$R_T = 1 \times 4,1$$

$$R_{T4} = 4,1$$

- **Relación total o desmultiplicación total en reversa.**

Datos:

$$R_{vr} = 3,82$$

$$R_D = 4,1.$$

$$R_T = R_v \times R_D$$

$$R_T = 3,82 \times 4,1$$

$$R_{Tr} = 15,66$$

3.1.4 PERÍMETRO DE LA RUEDA.

El perímetro de una rueda o neumático se calcula utilizando la fórmula de cálculo del perímetro de una circunferencia:

$$P = 2\pi \times r \quad \text{Ec. 3.4}$$

Dónde:

P : Perímetro de la rueda.

r : Radio de la rueda.

Para obtener el radio de la rueda necesitamos calcular la anchura de la sección de la rueda x y el diámetro \emptyset de la misma, la rueda o neumático que hemos utilizado es la 175/70/R13:

Dónde:

Serie de la rueda = 70

Anchura nominal de la rueda = 175 mm

Diámetro de la rueda $\varnothing = 13$ pulg.

Anchura de la sección de la rueda = x .

Utilizando las siguientes ecuaciones podemos encontrar el valor de la anchura de la sección de la rueda y el diámetro.

$$\text{anchura seccion de la rueda} = \frac{\text{serie} \times \text{anchura nominal de la rueda}^{26}}{100\%} \text{ Ec. 3.5}$$

$$x = \frac{70 \times 175}{100}$$

$$x = 122,50 \text{ mm}$$

$$x = 12,25 \text{ cm}$$

Transformamos el diámetro de la rueda de pulgadas a cm.

$$\varnothing = 13 \times 2,54 \text{ cm}$$

$$\varnothing = 33,02 \text{ cm}$$

Ahora calculamos radio de la rueda mediante la siguiente ecuación:

$$r = \frac{\varnothing}{2} + x^{27} \text{ Ec. 3.6}$$

Sustituyendo los valores de \varnothing y x en la Ec. 3.6:

$$r = \frac{33,02 \text{ cm}}{2} + 12,25 \text{ cm}$$

$$r = 28,76 \text{ cm}$$

Remplazando el valor de r en la Ec. 3.4, tenemos que el perímetro de la rueda es:

²⁶ www.todoautos.com.pe/f68/calculo-de-ruedas

²⁷ www.todoautos.com.pe/f68/calculo-de-ruedas

$$P = 2\pi \times 28,76 \text{ cm}$$

$$P = 180,610 \text{ cm}$$

$$P = 1,8 \text{ m.}$$

3.1.5 CÁLCULO DE LA VELOCIDAD A DISTINTAS RPM.

Para calcular la velocidad final en una rueda utilizaremos la siguiente ecuación.

$$V = \frac{rpm \times P^{28}}{R_T} \quad \text{Ec. 3.7}$$

Transformando a unidades de (km/h) la Ec. 3.7, nos quedaría de la siguiente forma:

$$V = \left\langle \frac{\frac{rev}{min} \times m}{R_T} \left| \frac{60min}{1h} \right| \frac{1km}{1000m} \right\rangle = \frac{3rev}{50R_T} km/h$$

$$V = \frac{3revP}{50R_T} km/h$$

Dónde:

V : Velocidad de la rueda (km/h).

rev : Revoluciones del motor.

R_T : Relación total o desmultiplicación total (a dimensional).

P : Perímetro de la rueda (m).

Nota: la relación total o desmultiplicación total como también las velocidades obtenidas debemos aproximarlas ya que al momento de realizar el análisis de

²⁸www.taringa.net/posts/apuntes

los resultados en el Capítulo 6 debemos compararlos con resultados prácticos y debido a que los velocímetros que hemos utilizado son mecánicos nos vemos en la necesidad de aproximar dichos datos ya que este velocímetro no nos permite observar un dato exacto.

a. Cálculo de las velocidades para 1000 revoluciones.

Datos:

$$P = 1,8 \text{ m.}$$

$$R_{T1} = 15$$

$$R_{T2} = 9$$

$$R_{T3} = 6$$

$$R_{T4} = 4$$

$$R_{Tr} = 16$$

$$V = \frac{3revP}{50R_T} \text{ km/h}$$

- Primera velocidad.

$$V_{1^a} = \frac{3 \times 1000 \times 1,8}{50 \times 15}$$

$$V_{1^a} = 7 \text{ km/h}$$

- Segunda velocidad.

$$V_{2^a} = \frac{3 \times 1000 \times 1,8}{50 \times 9}$$

$$V_{2^a} = 12 \text{ km/h}$$

- Tercera velocidad.

$$V_{3^a} = \frac{3 \times 1000 \times 1,8}{50 \times 6}$$

$$V_{3^a} = 18 \text{ km/h}$$

- Cuarta velocidad.

$$V_{4^a} = \frac{3 \times 1000 \times 1,8}{50 \times 4}$$

$$V_{4^a} = 27 \text{ km/h}$$

- Reversa.

$$V_r = \frac{3 \times 1000 \times 1,8}{50 \times 16}$$

$$V_r = 7 \text{ km/h}$$

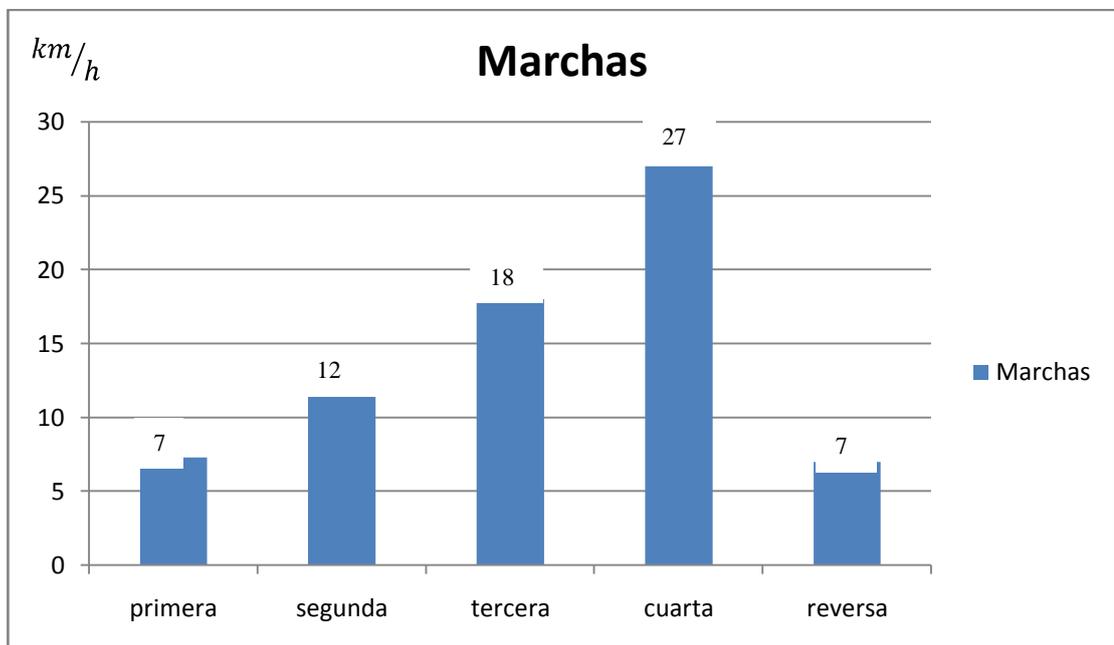


Figura 3.1. Alcance de la velocidad a 1000 revoluciones.

Fuente: Erazo - Nazate

b. Cálculo de las velocidades para 1500 rpm.

- Primera velocidad.

$$V_{1^a} = \frac{3 \times 1500 \times 1,8}{50 \times 15}$$

$$V_{1^a} = 11 \text{ km/h}$$

- Segunda velocidad.

$$V_{2^a} = \frac{3 \times 1500 \times 1,8}{50 \times 9}$$

$$V_{2^a} = 18 \text{ km/h}$$

- Tercera velocidad.

$$V_{3^a} = \frac{3 \times 1500 \times 1,8}{50 \times 6}$$

$$V_{3^a} = 27 \text{ km/h}$$

- Cuarta velocidad.

$$V_{4^a} = \frac{3 \times 1500 \times 1,8}{50 \times 4}$$

$$V_{4^a} = 41 \text{ km/h}$$

- Reversa.

$$V_r = \frac{3 \times 1500 \times 1,8}{50 \times 16}$$

$$V_r = 10 \text{ km/h}$$

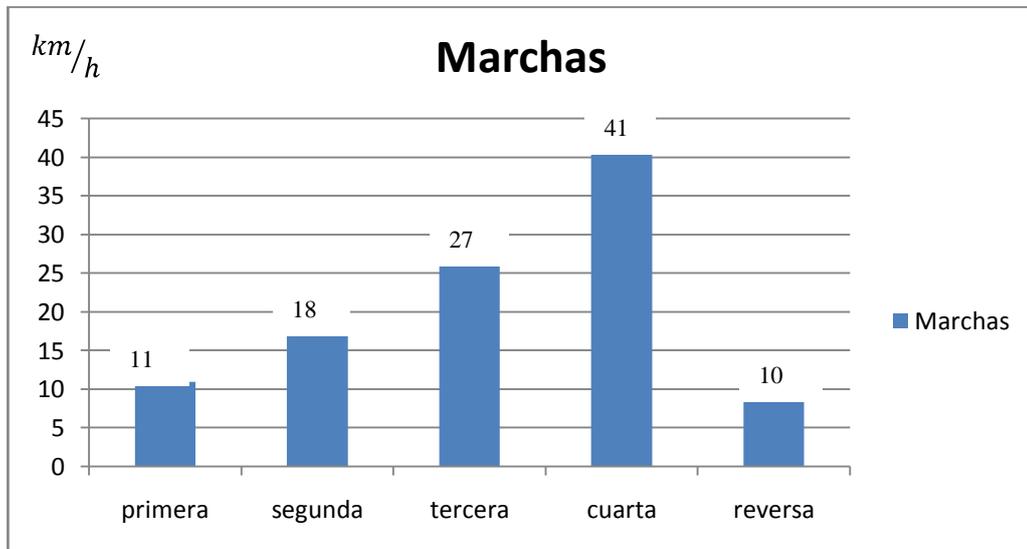


Figura 3.2. Alcance de la velocidad a 1500 revoluciones.

Fuente: Erazo - Nazate

c. Cálculo de las velocidades para 2000 rpm.

- Primera velocidad.

$$V_{1^a} = \frac{3 \times 2000 \times 1,8}{50 \times 15}$$

$$V_{1^a} = 14 \text{ km/h}$$

- Segunda velocidad.

$$V_{2^a} = \frac{3 \times 2000 \times 1,8}{50 \times 9}$$

$$V_{2^a} = 24 \text{ km/h}$$

- Tercera velocidad.

$$V_{3^a} = \frac{3 \times 2000 \times 1,8}{50 \times 6}$$

$$V_{3^a} = 36 \text{ km/h}$$

- Cuarta velocidad.

$$V_{4^a} = \frac{3 \times 2000 \times 1,8}{50 \times 4}$$

$$V_{4^a} = 54 \text{ km/h}$$

- Reversa.

$$V_r = \frac{3 \times 2000 \times 1,8}{50 \times 16}$$

$$V_r = 14 \text{ km/h}$$

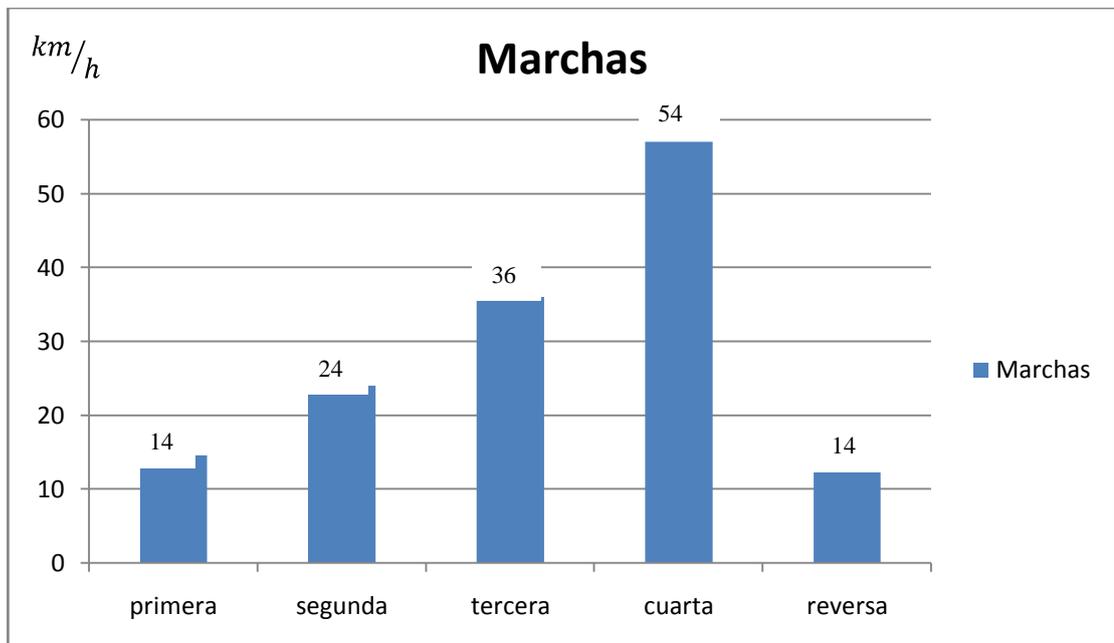


Figura 3.3. Alcance de la velocidad a 2000 revoluciones.

Fuente: Erazo - Nazate

d. Cálculo de las velocidades para 2500 rpm.

- Primera velocidad.

$$V_{1^a} = \frac{3 \times 2500 \times 1,8}{50 \times 15}$$

$$V_{1^a} = 18 \text{ km/h}$$

- Segunda velocidad.

$$V_{2^a} = \frac{3 \times 2500 \times 1,8}{50 \times 9}$$

$$V_{2^a} = 30 \text{ km/h}$$

- Tercera velocidad.

$$V_{3^a} = \frac{3 \times 2500 \times 1,8}{50 \times 6}$$

$$V_{3^a} = 45$$

- Cuarta velocidad.

$$V_{4^a} = \frac{3 \times 2500 \times 1,873}{50 \times 4,1}$$

$$V_{4^a} = 68 \text{ km/h}$$

- Reversa.

$$V_r = \frac{3 \times 2500 \times 1,8}{50 \times 16}$$

$$V_r = 17 \text{ km/h}$$

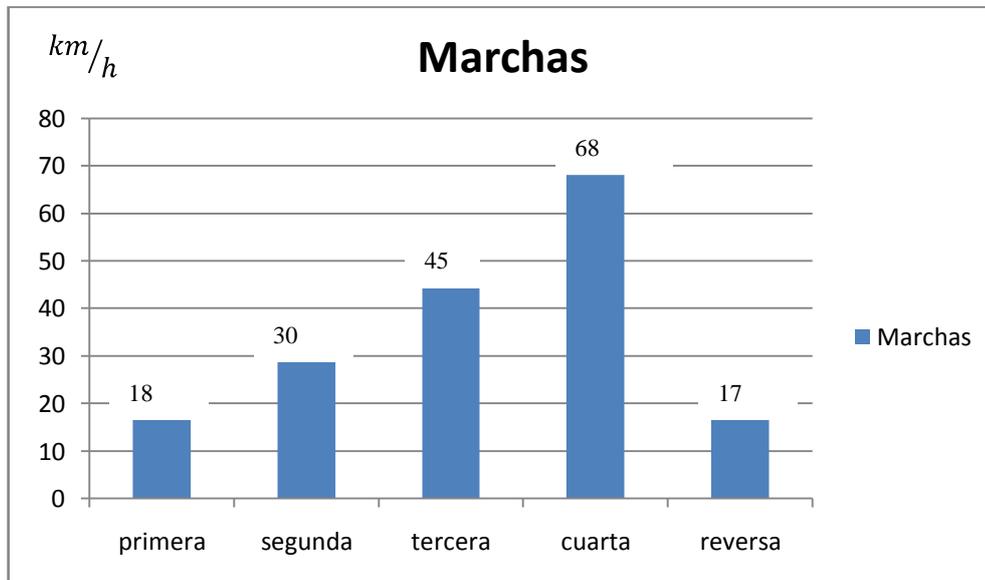


Figura 3.4. Alcance de la velocidad a 2500 revoluciones.

Fuente: Erazo – Nazate

e. Cálculo de las velocidades para 3000 rpm.

- Primera velocidad.

$$V_{1^a} = \frac{3 \times 3000 \times 1,8}{50 \times 15}$$

$$V_{1^a} = 22 \text{ km/h}$$

- Segunda velocidad.

$$V_{2^a} = \frac{3 \times 3000 \times 1,8}{50 \times 9}$$

$$V_{2^a} = 36 \text{ km/h}$$

- Tercera velocidad.

$$V_{3^a} = \frac{3 \times 3000 \times 1,8}{50 \times 6}$$

$$V_{3^a} = 54 \text{ km/h}$$

- Cuarta velocidad.

$$V_{4^a} = \frac{3 \times 3000 \times 1,8}{50 \times 4}$$

$$V_{4^a} = 81 \text{ km/h}$$

- Reversa.

$$V_r = \frac{3 \times 3000 \times 1,8}{50 \times 16}$$

$$V_r = 20,25 \text{ km/h}$$

$$V_r = 20 \text{ km/h}$$

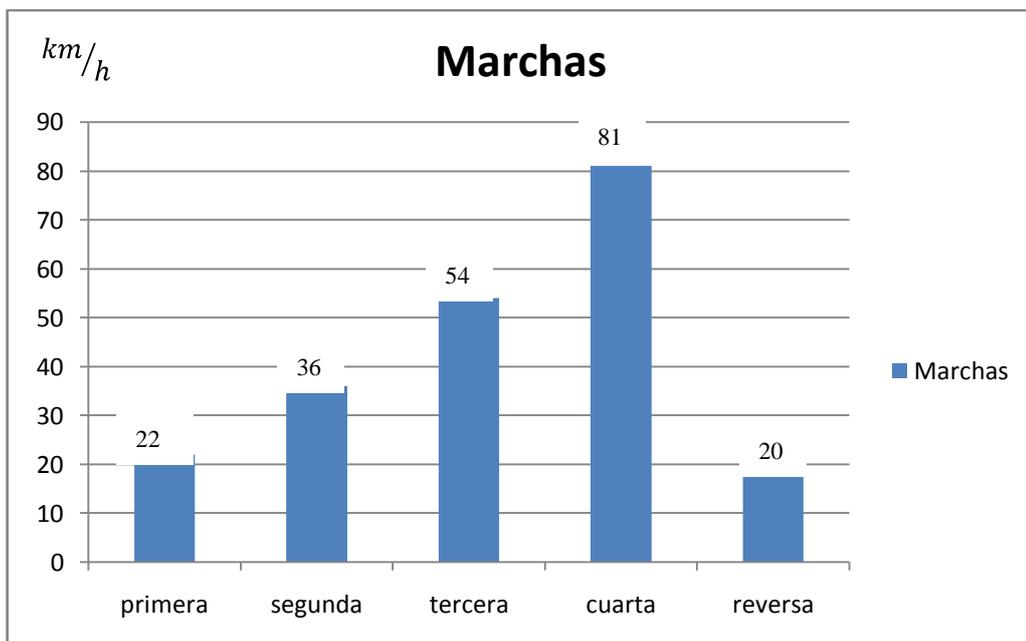


Figura 3.5. Alcance de la velocidad a 3000 revoluciones.

Fuente: Erazo - Nazate

f. Cálculo de las velocidades para 3600 rpm.

- Primera velocidad.

$$V_{1^a} = \frac{3 \times 3600 \times 1,8}{50 \times 15}$$

$$V_{1^a} = 26 \text{ km/h}$$

- Segunda velocidad.

$$V_{2^a} = \frac{3 \times 3600 \times 1,8}{50 \times 9}$$

$$V_{2^a} = 43 \text{ km/h}$$

- Tercera velocidad.

$$V_{3^a} = \frac{3 \times 3600 \times 1,8}{50 \times 6}$$

$$V_{3^a} = 65 \text{ km/h}$$

- Cuarta velocidad.

$$V_{4^a} = \frac{3 \times 3600 \times 1,8}{50 \times 4}$$

$$V_{4^a} = 98 \text{ km/h}$$

- Reversa.

$$V_r = \frac{3 \times 3600 \times 1,8}{50 \times 16}$$

$$V_r = 26 \text{ km/h}$$

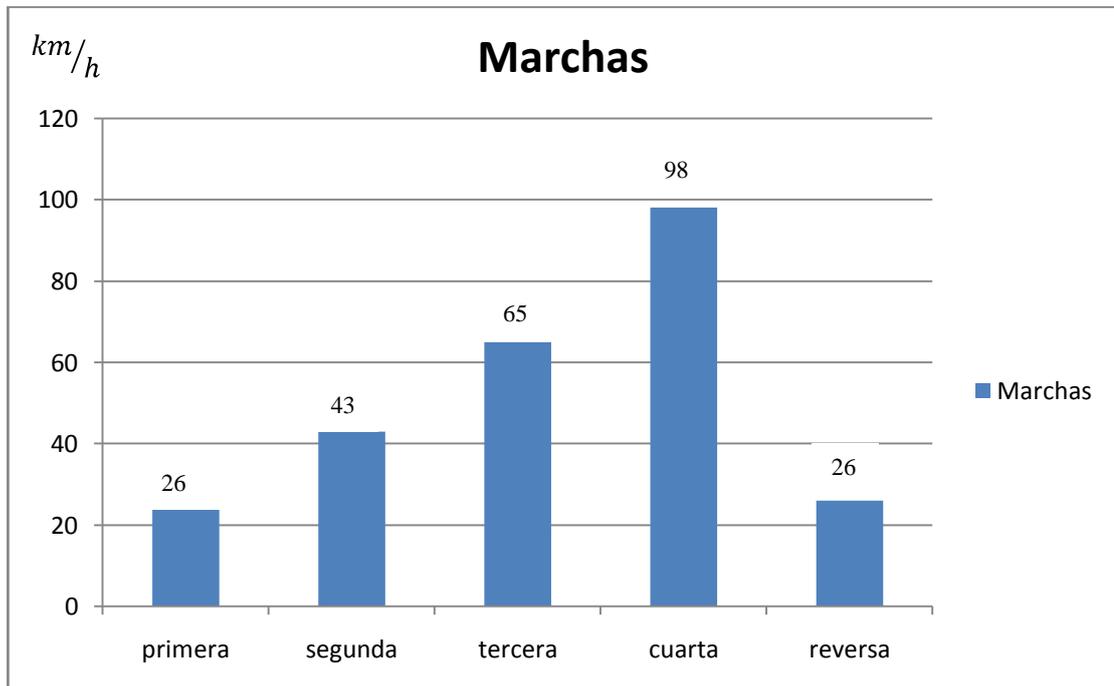


Figura 3.6. Alcance de la velocidad a 3600 revoluciones.

Fuente: Erazo - Nazate

3.2. CÁLCULOS DEL DESARROLLO DE LA VELOCIDAD EN LA CAJA DE TRACCIÓN DELANTERA.

De igual manera para realizar los cálculos del desarrollo de la velocidad en la caja de tracción delantera necesitaríamos el número de dientes de los engranes conductores, número de dientes de los engranes que son conducidos, el número de dientes del cono, de la corona y el tipo de neumático es el mismo que utilizamos para la caja de tracción posterior.

En la fig. 2.2 del CAPÍTULO II, podemos observar la caja de cambios de tracción delantera, en esta figura podemos verificar cuales son los engranes conductores y cuáles son los engranes conducidos.

Tabla 3.3: Numero de dientes de los engranes conductores y engranes conducidos de la caja de tracción delantera.

Marcha	Dientes engranes conductores	Dientes engranes conducidos
Primera	11 dientes	42 dientes
Segunda	19 dientes	42 dientes
Tercera	26 dientes	33 dientes
Cuarta	32 dientes	27 dientes
Reversa	12 dientes	43 dientes

Fuente: Erazo - Nazate

Conjunto diferencial:

Número de dientes del cono: 18 dientes.

Número de dientes de la corona: 80 dientes.

Una vez que tenemos los datos procedemos a realizar los cálculos del desarrollo de las velocidades en la caja de tracción delantera.

3.2.1. RELACIÓN DE VELOCIDADES.

Utilizado la Ec. 3.1, realizamos los cálculos del desarrollo de las velocidades para cada una de las marchas de la caja de tracción delantera.

R_v : Relación de velocidad.

P_c : Piñón conductor.

p_c : Piñón conducido.

$$R_v = \frac{p_c}{P_c} \quad \text{Ec. 3.1}$$

- **Relación de velocidad en primera marcha.**

Datos:

$$P_c = 11$$

$$p_c = 42$$

$$R_v = \frac{p_c}{P_c}$$

$$R_{v1} = \frac{42}{10}$$

$$R_{v1} = 4,2$$

- **Relación de velocidad en segunda marcha.**

Datos:

$$P_c = 19$$

$$p_c = 42$$

$$R_v = \frac{p_c}{P_c}$$

$$R_{v2} = \frac{42}{19}$$

$$R_{v2} = 2,26$$

- **Relación de velocidad en tercera marcha.**

Datos:

$$P_c = 26$$

$$p_c = 33$$

$$R_v = \frac{p_c}{P_c}$$

$$R_{v3} = \frac{33}{26}$$

$$R_{v3} = 1,27$$

- **Relación de velocidad en cuarta marcha.**

Datos:

$$P_c = 32$$

$$p_c = 27$$

$$R_v = \frac{p_c}{P_c}$$

$$R_{v4} = \frac{27}{32}$$

$$R_{v4} = 0,84$$

- **Relación de velocidad en reversa.**

Datos:

$$P_c = 12$$

$$p_c = 43$$

$$R_v = \frac{p_c}{P_c}$$

$$R_{vr} = \frac{43}{12}$$

$$R_{vr} = 3,58$$

3.2.2. RELACIÓN DEL CONJUNTO DIFERENCIAL.

Para el cálculo de la relación del conjunto diferencial utilizaremos la Ec. 3.2.

R_D : Relación del conjunto diferencial.

P_c : Piñón conductor (cono).

p_c = Piñón conducido (corona).

Datos:

$$P_c = 18$$

$$p_c = 80$$

$$R_D = \frac{p_c}{P_c} \quad \text{Ec. 3.2}$$

$$R_D = \frac{80}{18}$$

$$R_D = 4,44$$

3.2.3. RELACIÓN TOTAL O DESMULTIPLICACIÓN TOTAL.

Para el cálculo de la relación total o desmultiplicación total de cada una de las marchas utilizaremos la Ec. 3.3.

R_T : Relación total o desmultiplicación total.

R_v : Relación de velocidad.

R_D : Relación del conjunto diferencial.

$$R_T = R_v \times R_D \quad \text{Ec.3.3}$$

- **Relación total o desmultiplicación total en primera marcha.**

Datos:

$$R_{v1} = 3,82.$$

$$R_D = 4,44.$$

$$R_T = R_v \times R_D$$

$$R_T = 3,82 \times 4,44$$

$$R_{T1} = 16,96$$

$$R_{T1} = 17$$

- **Relación total o desmultiplicación total en segunda marcha.**

Datos:

$$R_{v2} = 2,21.$$

$$R_D = 4,44.$$

$$R_T = R_v \times R_D$$

$$R_T = 2,21 \times 4,44$$

$$R_{T2} = 9,81$$

$$R_{T2} = 10$$

- **Relación total o desmultiplicación total en tercera marcha.**

Datos:

$$R_{v3} = 1,27$$

$$R_D = 4,44.$$

$$R_T = R_v \times R_D$$

$$R_T = 1,27 \times 4,44$$

$$R_{T3} = 5,64$$

$$R_{T3} = 6$$

- **Relación total o desmultiplicación total en cuarta marcha.**

Datos:

$$R_{v4} = 0,84$$

$$R_D = 4,44.$$

$$R_T = R_v \times R_D$$

$$R_T = 0,84 \times 4,44$$

$$R_{T4} = 3,73$$

$$R_{T4} = 4$$

- **Relación total o desmultiplicación total en reversa.**

Datos:

$$R_{vr} = 3,58$$

$$R_D = 4,44.$$

$$R_T = R_v \times R_D$$

$$R_T = 3,58 \times 4,44$$

$$R_{Tr} = 15,90$$

$$R_{Tr} = 16$$

3.2.4. PERÍMETRO DE LA RUEDA.

Utilizando las ecuaciones 3.4, 3.5 y 3.6 antes vistas procedemos a realizar el cálculo del perímetro del neumático, el fabricante recomienda utilizar un neumático de serie 155/65 R13.

Por lo tanto el perímetro de nuestro neumático es el siguiente:

$$P = 1,67 \text{ m}$$

3.2.5. CÁLCULO DE LA VELOCIDAD A DISTINTAS RPM.

Para realizar el cálculo de la velocidad final de la rueda utilizaremos la Ec. 3.7, antes vista.

$$V = \frac{rpm \times P}{R_T}$$
$$V = \frac{3revP}{50R_T} \text{ km/h}$$

Dónde:

V : Velocidad de la rueda (km/h).

rev : Revoluciones del motor.

R_T : Relación total o desmultiplicación total (a dimensional).

P : Perímetro de la rueda (m)

a. Cálculo de las velocidades para 1000 rpm.

Datos:

$$P = 1,67 \text{ m.}$$

$$R_{T1} = 17$$

$$R_{T2} = 10$$

$$R_{T3} = 16$$

$$R_{T4} = 4$$

$$R_{Tr} = 16$$

$$V = \frac{3revP}{50R_T} \text{ km/h}$$

- Primera velocidad.

$$V_{1^a} = \frac{3 \times 1000 \times 1,67}{50 \times 17}$$

$$V_{1^a} = 6 \text{ km/h}$$

- Segunda velocidad.

$$V_{2^a} = \frac{3 \times 1000 \times 1,67}{50 \times 10}$$

$$V_{2^a} = 10 \text{ km/h}$$

- Tercera velocidad.

$$V_{3^a} = \frac{3 \times 1000 \times 1,67}{50 \times 6}$$

$$V_{3^a} = 17 \text{ km/h}$$

- Cuarta velocidad.

$$V_{4^a} = \frac{3 \times 1000 \times 1,67}{50 \times 4}$$

$$V_{4^a} = 25 \text{ km/h}$$

- Reversa.

$$V_r = \frac{3 \times 1000 \times 1,67}{50 \times 16}$$

$$V_r = 7 \text{ km/h}$$

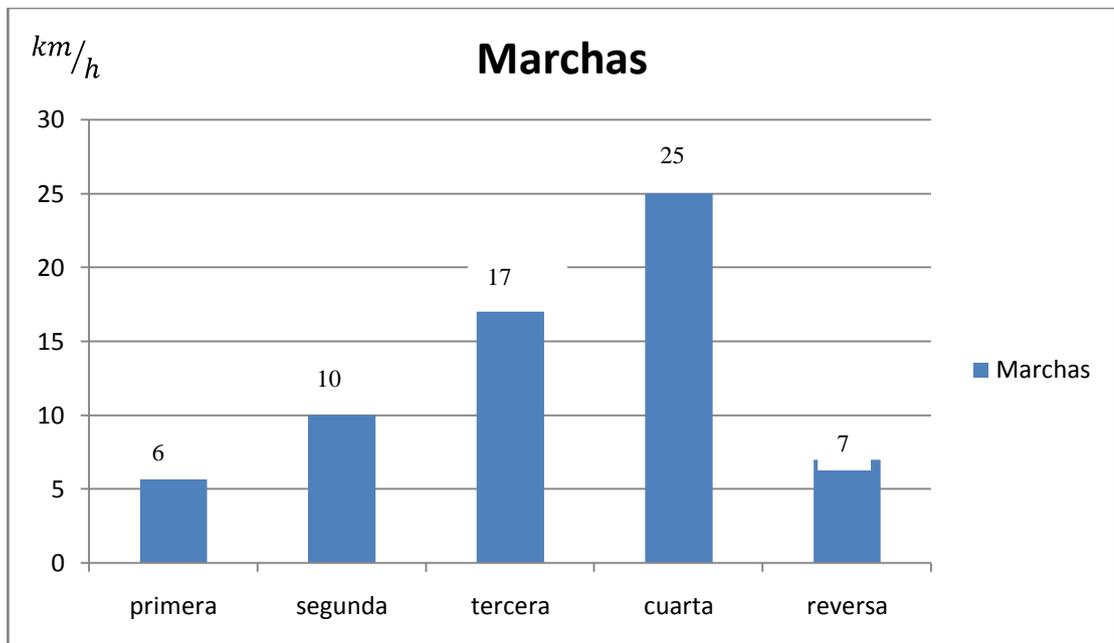


Figura 3.7. Alcance de la velocidad a 1000 revoluciones.

Fuente: Erazo - Nazate

b. Cálculo de las velocidades para 1500 rpm.

- Primera velocidad.

$$V_{1^a} = \frac{3 \times 1500 \times 1,67}{50 \times 17}$$

$$V_{1^a} = 9 \text{ km/h}$$

- Segunda velocidad.

$$V_{2^a} = \frac{3 \times 1500 \times 1,67}{50 \times 10}$$

$$V_{2^a} = 15 \text{ km/h}$$

- Tercera velocidad.

$$V_{3^a} = \frac{3 \times 1500 \times 1,67}{50 \times 6}$$

$$V_{3^a} = 25 \text{ km/h}$$

- Cuarta velocidad.

$$V_{4^a} = \frac{3 \times 1500 \times 1,67}{50 \times 4}$$

$$V_{4^a} = 38 \text{ km/h}$$

- Reversa.

$$V_r = \frac{3 \times 1500 \times 1,67}{50 \times 16}$$

$$V_r = 9 \text{ km/h}$$

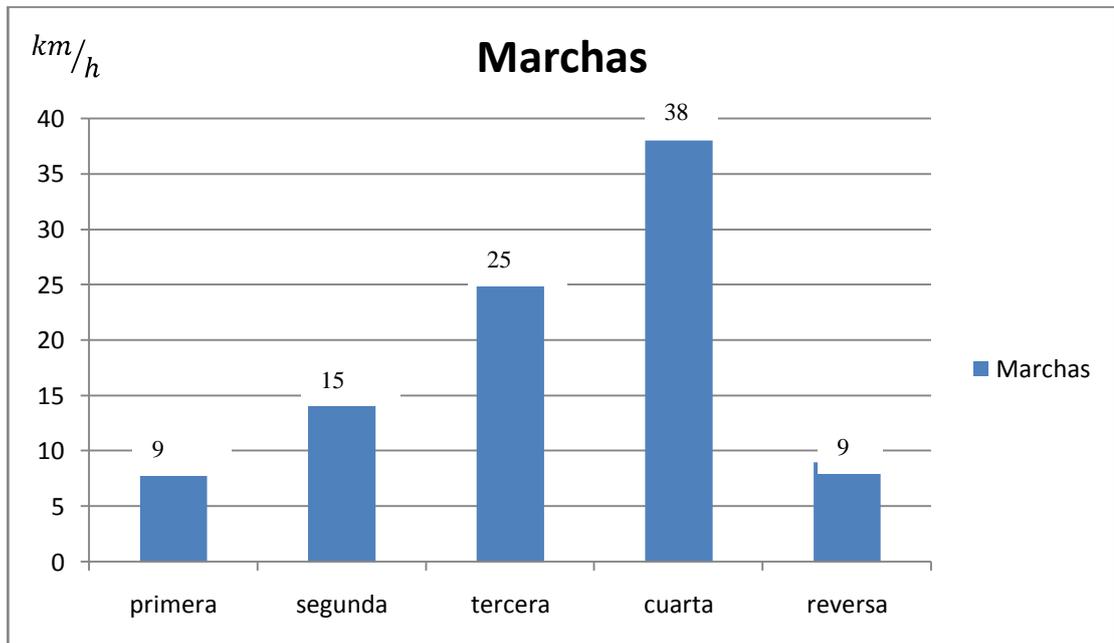


Figura 3.8. Alcance de la velocidad a 1500 revoluciones.

Fuente: Erazo - Nazate

c. Cálculo de las velocidades para 2000 rpm.

- Primera velocidad.

$$V_{1^a} = \frac{3 \times 2000 \times 1,67}{50 \times 17}$$

$$V_{1^a} = 12 \text{ km/h}$$

- Segunda velocidad.

$$V_{2^a} = \frac{3 \times 2000 \times 1,67}{50 \times 10}$$

$$V_{2^a} = 20 \text{ km/h}$$

- Tercera velocidad.

$$V_{3^a} = \frac{3 \times 2000 \times 1,67}{50 \times 6}$$

$$V_{3^a} = 33 \text{ km/h}$$

- Cuarta velocidad.

$$V_{4^a} = \frac{3 \times 2000 \times 1,67}{50 \times 4}$$

$$V_{4^a} = 50 \text{ km/h}$$

- Reversa.

$$V_r = \frac{3 \times 2000 \times 1,67}{50 \times 16}$$

$$V_r = 13 \text{ km/h}$$

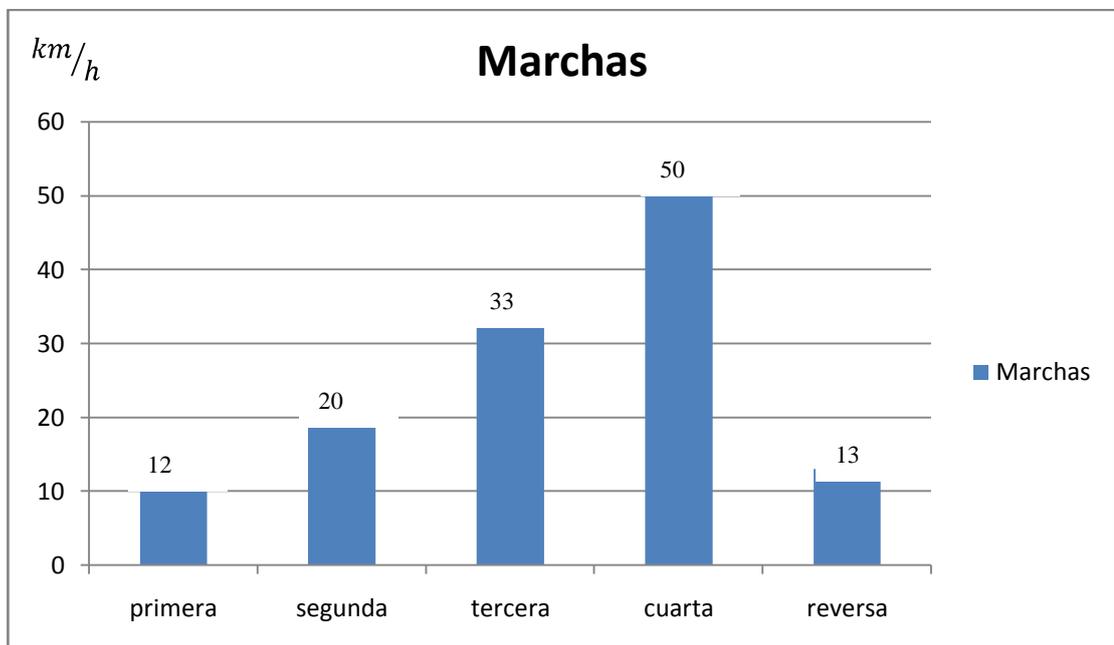


Figura 3.9. Alcance de la velocidad a 2000 revoluciones.

Fuente: Erazo - Nazate

d. Cálculo de las velocidades para 2500 rpm.

- Primera velocidad.

$$V_{1^a} = \frac{3 \times 2500 \times 1,67}{50 \times 17}$$

$$V_{1^a} = 15 \text{ km/h}$$

- Segunda velocidad.

$$V_{2^a} = \frac{3 \times 2500 \times 1,67}{50 \times 10}$$

$$V_{2^a} = 25 \text{ km/h}$$

- Tercera velocidad.

$$V_{3^a} = \frac{3 \times 2500 \times 1,67}{50 \times 6}$$

$$V_{3^a} = 42 \text{ km/h}$$

- Cuarta velocidad.

$$V_{4^a} = \frac{3 \times 2500 \times 1,67}{50 \times 4}$$

$$V_{4^a} = 63 \text{ km/h}$$

- Reversa.

$$V_r = \frac{3 \times 2500 \times 1,67}{50 \times 16}$$

$$V_r = 16 \text{ km/h}$$

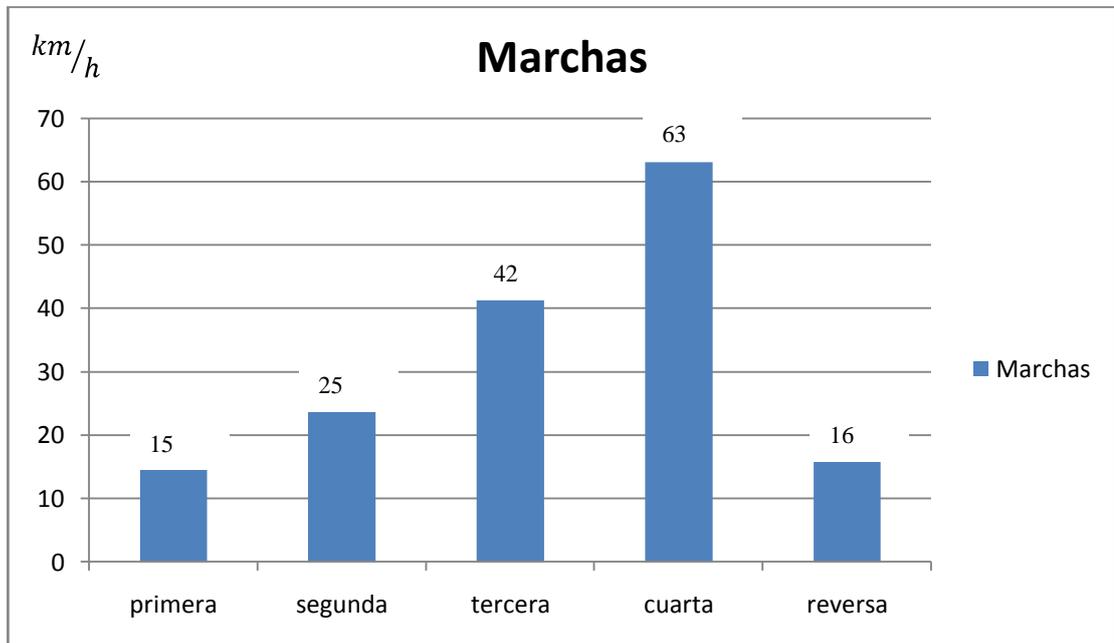


Figura 3.10. Alcance de la velocidad a 2500 revoluciones.

Fuente: Erazo - Nazate

e. Cálculo de las velocidades para 3000 rpm.

- Primera velocidad.

$$V_{1^a} = \frac{3 \times 3000 \times 1,67}{50 \times 17}$$

$$V_{1^a} = 18 \text{ km/h}$$

- Segunda velocidad.

$$V_{2^a} = \frac{3 \times 3000 \times 1,67}{50 \times 10}$$

$$V_{2^a} = 30 \text{ km/h}$$

- Tercera velocidad.

$$V_{3^a} = \frac{3 \times 3000 \times 1,67}{50 \times 6}$$

$$V_{3^a} = 50 \text{ km/h}$$

- Cuarta velocidad.

$$V_{4^a} = \frac{3 \times 3000 \times 1,67}{50 \times 4}$$

$$V_{4^a} = 75 \text{ km/h}$$

- Reversa.

$$V_r = \frac{3 \times 3000 \times 1,67}{50 \times 16}$$

$$V_r = 19 \text{ km/h}$$

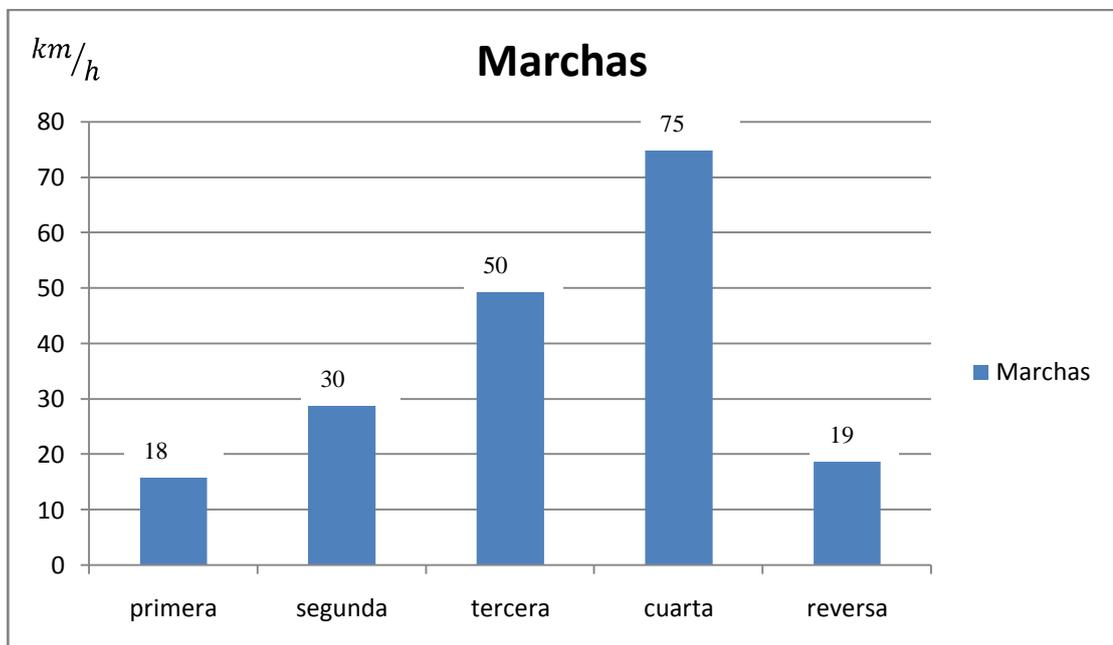


Figura 3.11. Alcance de la velocidad a 3000 revoluciones.

Fuente: Erazo - Nazate

f. Cálculo de las velocidades para 3600 rpm.

- Primera velocidad.

$$V_{1^a} = \frac{3 \times 3600 \times 1,67}{50 \times 17}$$

$$V_{1^a} = 24 \text{ km/h}$$

- Segunda velocidad.

$$V_{2^a} = \frac{3 \times 3600 \times 1,67}{50 \times 10}$$

$$V_{2^a} = 36 \text{ km/h}$$

- Tercera velocidad.

$$V_{3^a} = \frac{3 \times 3600 \times 1,67}{50 \times 6}$$

$$V_{3^a} = 60 \text{ km/h}$$

- Cuarta velocidad.

$$V_{4^a} = \frac{3 \times 3600 \times 1,67}{50 \times 4}$$

$$V_{4^a} = 90 \text{ km/h}$$

- Reversa.

$$V_r = \frac{3 \times 3600 \times 1,67}{50 \times 16}$$

$$V_r = 23 \text{ km/h}$$

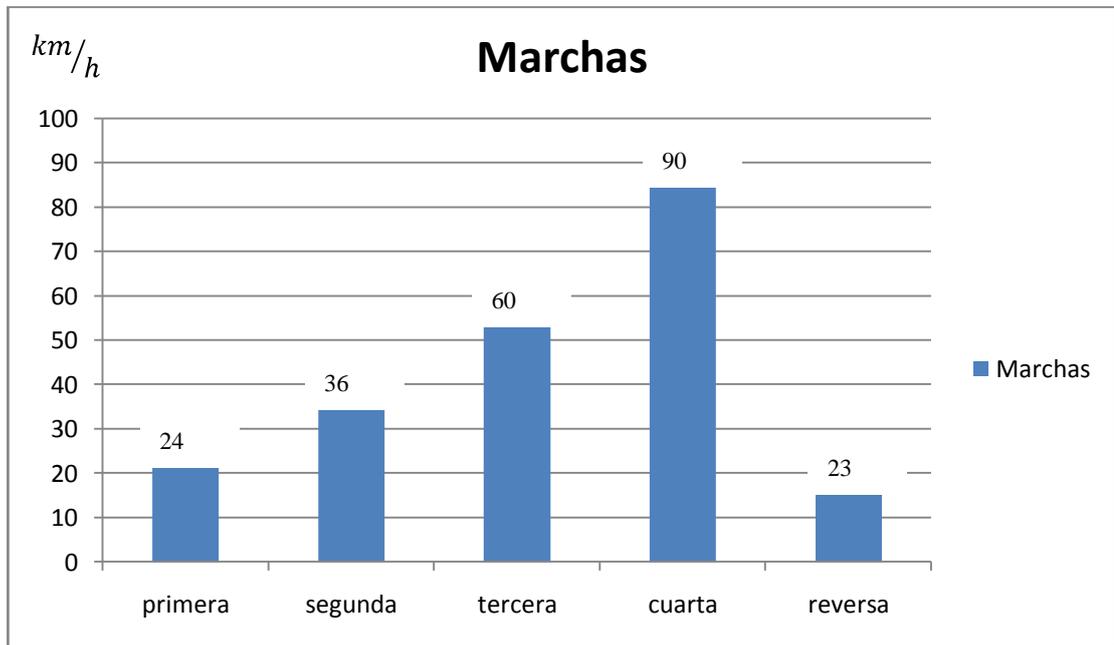


Figura 3.12. Alcance de la velocidad a 3600 revoluciones.

Fuente: Erazo - Nazate

CAPÍTULO IV

DISEÑO DE LOS SIMULADORES DIDÁCTICOS.

4.1. PARÁMETROS DE DISEÑO.

Antes de realizar el diseño de las estructuras para los simuladores de la caja de tracción delantera y de la caja de tracción posterior, es necesario tomar en cuenta los siguientes datos que poseen influencia directa en el diseño del sistema como son los pesos de cada uno de los componentes que irán acoplados a dichas estructuras para de esta manera determinar las fuerzas que la estructura deberá soportar.

A continuación detallaremos los datos de cada componente y la respectiva fuerza que estos determinaran.

Para ello se utilizará la siguiente fórmula.

$$F = m * g^{29} \qquad \text{Ec. 4.1}$$

Donde:

F: Fuerza (N)

m: Masa (kg)

g: Gravedad (m/s²)

²⁹http://es.wikipedia.org/wiki/Ley_de_gravitaci%C3%B3n_universal

Tabla. 4.1: Pesos y Fuerzas Banco de Tracción Posterior

ELEMENTO	PESO	GRAVEDAD	FUERZA
CAJA MECÁNICA	26	9,8	254,8
TRANSMISIÓN	108,5	9,8	1063,3
MOTOR ELÉCTRICO	21,6	9,8	211,68
RUEDAS (2)	14	9,8	137,2

Fuente: Erazo - Nazate

Tabla 4.2 Pesos y Fuerzas Banco Tracción Delantera

ELEMENTO	PESO	GRAVEDAD	FUERZA
CAJA MECÁNICA	24,5	9,8	240,1
EJE CORTO	143,08	9,8	1402,18
EJE LARGO	144,06	9,8	1411,79
MOTOR ELÉCTRICO	21,5	9,8	210,7
RUEDAS (2)	14	9,8	137,2

Fuente: Erazo - Nazate

4.2. MODELADO EN SOLIDWORKS DE LAS ESTRUCTURAS.

Partiendo de las características geométricas de cada estructura, procedemos a la modelización de cada una mediante la ayuda de un software de diseño mecánico, en este caso SolidWorks. SolidWorks es un software de automatización de diseño mecánico que aprovecha la conocida interfaz de usuario gráfica Microsoft Windows.

El software utiliza el Método de elemento finito (FEM). El FEM es una técnica numérica para analizar diseños de ingeniería. El FEM está aceptado como el método de análisis estándar debido a su generalidad y compatibilidad para ser implementado en computadoras. El FEM divide el modelo en numerosas piezas pequeñas de formas simples llamadas "elementos", que remplazan eficazmente un problema complejo por muchos problemas simples que deben ser resueltos de manera simultánea.

A diferencia de otros programas SolidWorks es una herramienta de fácil aprendizaje ya que permite croquizar rápidamente las ideas, experimentando con operaciones y produciendo modelos y dibujos detallados. Esta herramienta de fácil aprendizaje hace posible que los diseñadores mecánicos croquicen con rapidez sus ideas, trabajen con operaciones y cotas, y produzcan modelos y dibujos detallados, centrándose en el diseño y análisis más no simplemente en el dibujo 3D.

4.3. ANÁLISIS DE LA ESTRUCTURA DEL SIMULADOR DE LA CAJA DE TRACCIÓN POSTERIOR.



Figura. 4.1. Estructura para banco de tracción posterior

Fuente: Erazo - Nazate

4.3.1. UNIDADES UTILIZADAS

Tabla 4.3. Unidades Utilizadas

Sistema de unidades:	SI
Longitud/Desplazamiento	mm
Temperatura	Kelvin
Velocidad angular	rad/s
Tensión/Presión	N/m ²

Fuente: Erazo - Nazate.

4.3.2. PROPIEDADES DEL MATERIAL.

Tabla 4.4 Propiedades del material de construcción

N°	Nombre de sólido	Material	Masa	Volumen
1	Sólido 1(Barrer2)	[SW]ASTM A36 Acero	1.03502 kg	0.00013185 m ³
2	Sólido 1(Barrer2)	[SW]ASTM A36 Acero	1.03502 kg	0.00013185 m ³
3	Sólido 1(Barrer2)	[SW]ASTM A36 Acero	0.862754 kg	0.000109905 m ³
4	Sólido 1(Barrer2)	[SW]ASTM A36 Acero	0.862754 kg	0.000109905 m ³
5	Sólido 1(Barrer1)	[SW]ASTM A36 Acero	1.0994 kg	0.000140051 m ³
6	Sólido 1(Saliente- Extruir4)	[SW]ASTM A36 Acero	15.5567 kg	0.00198174 m ³
7	Sólido 1(Barrer1)	[SW]ASTM A36 Acero	11.1947 kg	0.00142608 m ³
8	Sólido 1(Barrer1)	[SW]ASTM A36 Acero	1.62657 kg	0.000207206 m ³
9	Sólido 1(Barrer1)	[SW]ASTM A36 Acero	2.23887 kg	0.000285206 m ³

10	Sólido 1(Saliente- Extruir1)	[SW]ASTM A36 Acero	0.663686 kg	8.4546e-005 m ³
-----------	------------------------------------	-----------------------	-------------	-------------------------------

Fuente: Erazo - Nazate.

Tabla 4.5 Propiedades del material

Nombre de propiedad	Valor	Unidades	Tipo de valor
Módulo elástico	2e+011	N/m ²	Constante
Coefficiente de Poisson	0.26	NA	Constante
Módulo cortante	7.93e+010	N/m ²	Constante
Densidad	7850	kg/m ³	Constante
Límite de tracción	4e+008	N/m ²	Constante
Límite elástico	2.5e+008	N/m ²	Constante

Fuente: Erazo - Nazate.

4.3.3. INFORMACIÓN DE LA MALLA

Tabla 4.6 Información de la malla

Tipo de malla:	Malla sólida
Mallador utilizado:	Malla estándar
Transición automática:	Desactivar
Superficie suave:	Activar

Verificación jacobiana:	4 Points
Tamaño de elementos:	19.023 mm
Tolerancia:	0.95116 mm
Calidad:	Alta
Número de elementos:	65798
Número de nodos:	128130
Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss):	00:00:38
Nombre de computadora:	DIEGONQ

Fuente: Erazo - Nazate.

4.3.4. RESULTADO DEL ANÁLISIS

Tabla 4.7 Resultado del análisis

Nombre	Tipo	Mín.	Ubicación	Máx.	Ubicación
Tensiones1	VON: Tensión de von Mises	19.9238 N/m ² Nodo: 74096	(104.013 mm, -575 mm, 525 mm)	8.12112e+008 N/m ² Nodo: 9741	(-760.865 mm, -22.5832 mm, 545.235 mm)
Desplazamientos1	URES: Desplazamiento resultante	0 mm Nodo: 68607	(-747 mm, -575 mm, 547 mm)	2.21364 mm Nodo: 113499	(-10.8122 mm, -126.5)

					mm, 0.82048 mm)
Deformaciones unitarias1	ESTRN: Deformación unitaria equivalente	5.13421e-011 Elemento: 38049	(463.861 mm, -574.625 mm, 519.5 mm)	0.00111381 Elemento: 23975	(-725.519 mm, -24.898 mm, -546.995 mm)

Fuente: Erazo - Nazate.

4.3.5. TENSIONES

Nombre de modelo: BANCO CAJA TRASERA
Nombre de estudio: Estudio 1
Tipo de resultado: Stático: tensión nodal Tensiones1
Escala de deformación: 68.1263

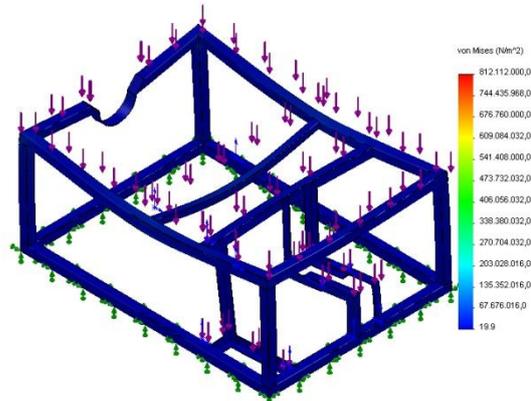


Figura 4.2. BANCO CAJA TRASERA-Estudio 1-Tensiones-Tensiones1.

Fuente: Erazo - Nazate.

4.3.6. DESPLAZAMIENTO

Nombre de modelo: BANCO CAJA TRASERA
Nombre de estudio: Estudio 1
Tipo de resultado: Desplazamiento estático Desplazamientos1
Escala de deformación: 68.1263

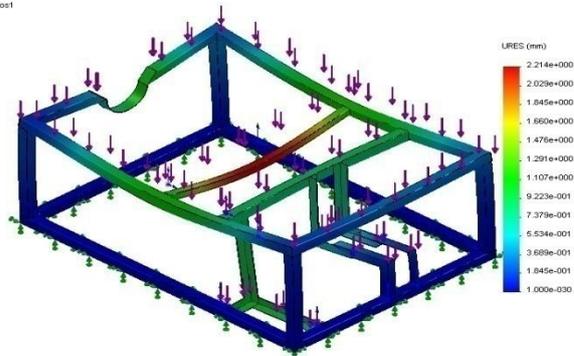


Figura 4.3. BANCO CAJA TRASERA-Estudio 1-Desplazamientos-Desplazamientos1

Fuente: Erazo - Nazate.

4.3.7. DEFORMACIONES UNITARIAS

Nombre de modelo: BANCO CAJA TRASERA
Nombre de estudio: Estudio 1
Tipo de resultado: Deformación unitaria estática Deformaciones unitarias1
Escala de deformación: 68.1263

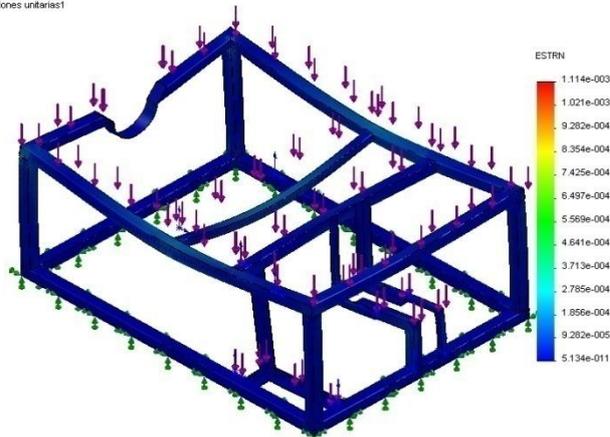


Figura 4.4. BANCO CAJA TRASERA-Estudio 1-Deformaciones unitarias-Deformaciones unitarias1

Fuente: Erazo - Nazate.

4.3.8. VERIFICACIÓN DE DISEÑO

Se tiene que en el resultado final se aplica una distribución de factor de seguridad FDS mínima de 0.31 para evitar riesgos lo que nos quiere decir que por ninguna circunstancia el punto más débil de nuestro diseño tiene que ser inferior a ese valor, para este caso el punto más débil tiene un valor de 8.62 lo que nos da la certeza de que el diseño es correcto.

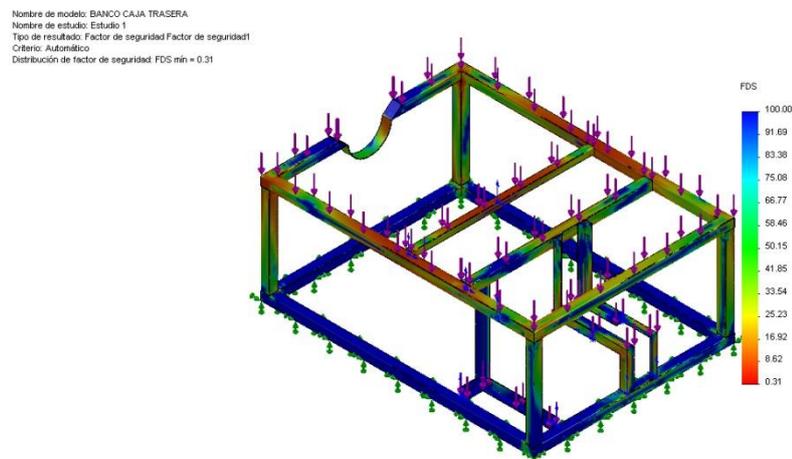


Figura 4.5. BANCO CAJA TRASERA-Estudio 1-Factor de seguridad-Factor de seguridad1

Fuente: Erazo - Nazate.

Luego de mirar los resultados se puede determinar que todos los parámetros de diseño están dentro del rango normal y que por lo tanto la estructura está apta para la construcción.

4.4. ANÁLISIS DE LA ESTRUCTURA DEL SIMULADOR DE LA CAJA DE TRACCIÓN DELANTERA.



Figura 4.6. Estructura para caja de tracción delantera

Fuente: Erazo - Nazate.

4.4.1. UNIDADES UTILIZADAS

Tabla 4.8. Unidades Utilizadas

Sistema de unidades:	SI
Longitud/Desplazamiento	mm
Temperatura	Kelvin
Velocidad angular	rad/s
Tensión/Presión	N/m ²

Fuente: Erazo - Nazate.

4.4.2. PROPIEDADES DEL MATERIAL

Tabla 4.9 Propiedades del material de construcción

N°	Nombre de sólido	Material	Masa	Volumen
1	Sólido 1(Barrer2)	[SW]ASTM A36 Acero	0.920781 kg	0.000117297 m ³
2	Sólido 1(Barrer2)	[SW]ASTM A36 Acero	0.964302 kg	0.000122841 m ³
3	Sólido 1(Barrer2)	[SW]ASTM A36 Acero	0.964302 kg	0.000122841 m ³
4	Sólido 1(Barrer2)	[SW]ASTM A36 Acero	0.920781 kg	0.000117297 m ³
5	Sólido 1(Barrer1)	[SW]ASTM A36 Acero	0.987875 kg	0.000125844 m ³
6	Sólido 1(Simetría2)	[SW]ASTM A36 Acero	12.3141 kg	0.00156867 m ³
7	Sólido 1(Saliente- Extruir3)	[SW]ASTM A36 Acero	0.299006 kg	3.80899e-005 m ³
8	Sólido 1(Barrer1)	[SW]ASTM A36 Acero	7.83633 kg	0.000998258 m ³
9	Sólido 1(Barrer1)	[SW]ASTM A36 Acero	1.56721 kg	0.000199644 m ³
10	Sólido	[SW]ASTM	1.56721 kg	0.000199644

	1(Barrer1)	A36 Acero		m ³
11	Sólido 1(Barrer1)	[SW]ASTM A36 Acero	1.83589 kg	0.000233871 m ³
12	Sólido 1(Barrer1)	[SW]ASTM A36 Acero	0.257469 kg	3.27987e-005 m ³
13	Sólido 1(Barrer1)	[SW]ASTM A36 Acero	0.279858 kg	3.56507e-005 m ³
14	Sólido 1(Saliente- Extruir1)	[SW]ASTM A36 Acero	0.0401037 kg	5.10876e-006 m ³
15	Sólido 1(Saliente- Extruir1)	[SW]ASTM A36 Acero	0.0401037 kg	5.10876e-006 m ³
16	Sólido 1(Saliente- Extruir1)	[SW]ASTM A36 Acero	0.0401037 kg	5.10876e-006 m ³
17	Sólido 1(Saliente- Extruir1)	[SW]ASTM A36 Acero	0.0401037 kg	5.10876e-006 m ³
18	Sólido 1(Saliente- Extruir1)	[SW]ASTM A36 Acero	0.663686 kg	8.4546e-005 m ³

Fuente: Erazo - Nazate.

Tabla 4.10 Propiedades del material de construcción

Nombre de propiedad	Valor	Unidades	Tipo de valor
Módulo elástico	2e+011	N/m ²	Constante
Coefficiente de Poisson	0.26	NA	Constante
Módulo cortante	7.93e+010	N/m ²	Constante
Densidad	7850	kg/m ³	Constante
Límite de tracción	4e+008	N/m ²	Constante
Límite elástico	2.5e+008	N/m ²	Constante

Fuente: Erazo - Nazate.

4.4.3. INFORMACIÓN DE LA MALLA

Tabla 4.11 Información de la malla

Tipo de malla:	Malla sólida
Mallador utilizado:	Malla estándar
Transición automática:	Desactivar
Superficie suave:	Activar
Verificación jacobiana:	4 Points
Tamaño de elementos:	8.7417 mm
Tolerancia:	0.43709 mm
Calidad:	Alta

Número de elementos:	252454
Número de nodos:	481060
Tiempo para completar la malla (hh;mm;ss):	00:07:05
Nombre de computadora:	DIEGONQ

Fuente: Erazo - Nazate.

4.4.4. RESULTADO DEL ANÁLISIS DE LA ESTRUCTURA

Tabla 4.12 Resultado del análisis

Nombre	Tipo	Mín.	Ubicación	Máx.	Ubicación
Tensiones1	VON: Tensión de von Mises	0 N/m ² Nodo: 27325	(-109 mm, -488 mm, 227.5 mm)	3.88246e+ 007 N/m ² Nodo: 248199	(522.604 mm, -526.31 mm, -351.632 mm)
Desplazamientos1	URES: Desplaza miento resultante	0 mm Nodo: 27325	(-109 mm, -488 mm, 227.5 mm)	0.17164 mm Nodo: 13850	(104.41 mm, -268.318 mm, -183.938 mm)

Deformaciones unitarias1	ESTRN:	0	(-107 mm,	0.0001356	(522.554
	Deformación unitaria equivalente	Elemento: 13085	-88.6821 mm, 225.25 mm)	81 Elemento: 36606	mm, -525.69 mm, -351.127 mm)

Fuente: Erazo - Nazate.

4.4.5. TENSIONES

Nombre de modelo: BANCO CAJA DELANTERA
Nombre de estudio: Estudio 1
Tipo de resultado: Static tensión modal Tensiones1
Escala de deformación: 795.895

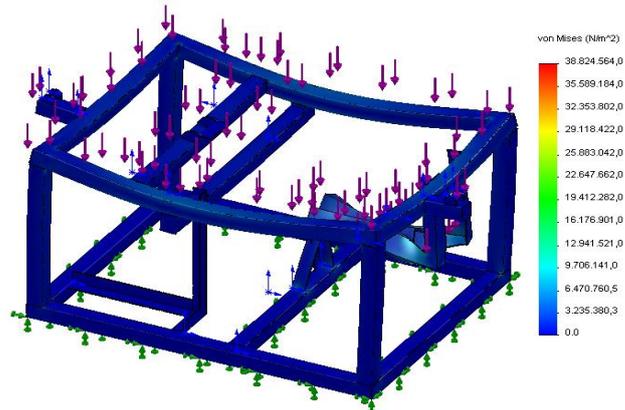


Figura 4.7. BANCO CAJA DELANTERA-Estudio 1-Tensiones-Tensiones1.

Fuente: Erazo - Nazate.

4.4.6. DESPLAZAMIENTO

Nombre de modelo: BANCO CAJA DELANTERA
Nombre de estudio: Estudio 1
Tipo de resultado: Desplazamiento estático Desplazamientos1
Escala de deformación: 795.805

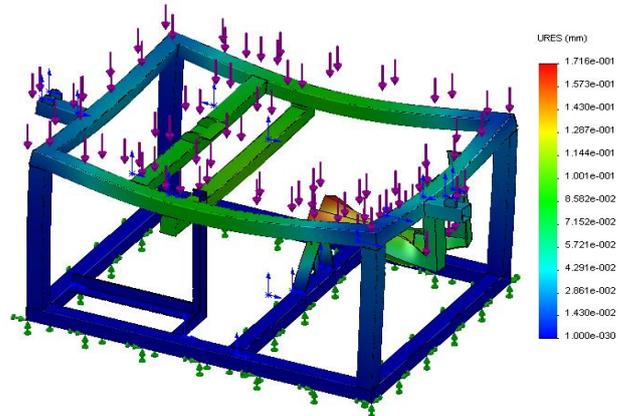


Figura 4.8. BANCO CAJA DELANTERA-Estudio 1-Desplazamientos-Desplazamientos1

Fuente: Erazo - Nazate.

4.4.7. DEFORMACIONES UNITARIAS

Nombre de modelo: BANCO CAJA DELANTERA
Nombre de estudio: Estudio 1
Tipo de resultado: Deformación unitaria estática Deformaciones unitarias1
Escala de deformación: 795.805

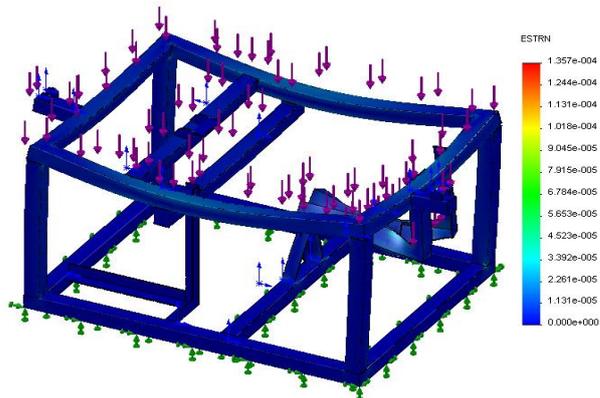


Figura 4.9. BANCO CAJA DELANTERA-Estudio 1-Deformaciones unitarias-Deformaciones unitarias1

Fuente: Erazo - Nazate.

4.4.8. VERIFICACIÓN DEL DISEÑO

Se tiene que en el resultado final se aplica una distribución de factor de seguridad FDS mínima de 6.44 para evitar riesgos lo que nos quiere decir que por ninguna circunstancia el punto más débil de nuestro diseño tiene que ser inferior a ese valor, para este caso el punto más débil tiene un valor de 14.24 lo que nos da la certeza de que el diseño es correcto.

Nombre de modelo: BANCO CAJA DELANTERA
Nombre de estudio: Estudio 1
Tipo de resultado: Factor de seguridad Factor de seguridad1
Criterio: Automático
Distribución de factor de seguridad: FDS mín = 6.4

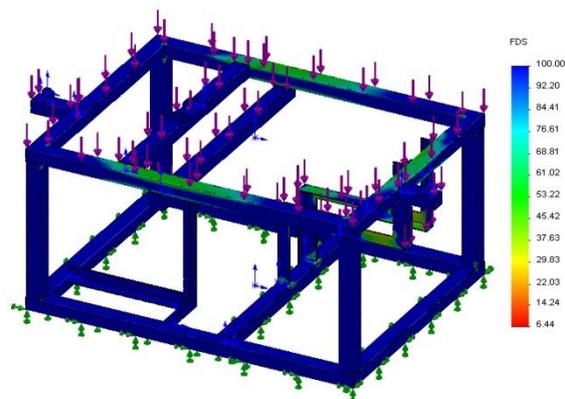


Figura 4.10. BANCO CAJA DELANTERA-Estudio 1-Factor de seguridad-Factor de seguridad1

Fuente: Erazo - Nazate.

Luego de mirar los resultados se puede determinar que todos los parámetros de diseño están dentro del rango normal y que por lo tanto la estructura está apta para la construcción.

4.5. MODELADO DE LOS COMPONENTES MECÁNICOS DE LOS SIMULADORES.

Para el modelado de los demás componentes que conforman los simuladores se lo realizo también en el programa de diseño SolidWorks, los cuales detallamos a continuación.

4.5.1. CONJUNTO DE ACCIONAMIENTO DEL EMBRAGUE.

El presente elemento es el encargado de acoplar y desacoplar el movimiento generado del motor eléctrico a la caja de cambios el cual es transmitido por la fricción que existe entre el disco de embrague y el disco de inercia mediante el accionamiento de la palanca por medio de un pedal.



Figura 4.11 Conjunto de accionamiento de embrague

Fuente: Erazo - Nazate.

4.5.2. MOTOR ELÉCTRICO CON ACOPLAMIENTO DEL DISCO DE INERCIA.

Al motor eléctrico normal se le realizo el acoplamiento del disco de inercia el cual mediante fricción transmitirá el movimiento del motor a la caja de cambios.

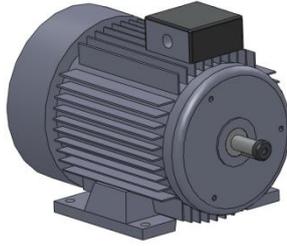


Figura 4.12 motor eléctrico sin acoplamiento de disco de inercia

Fuente: Erazo - Nazate.

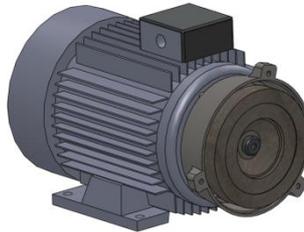


Figura 4.13 motor eléctrico con el acoplamiento del disco de inercia

Fuente: Erazo - Nazate.

4.5.3. PEDAL DE EMBRAGUE

El pedal mediante un sistema de varillaje será el encargado de accionar la palanca del conjunto de accionamiento del embrague para que este se desacople e impida que pase el movimiento.



Figura 4.14 Pedal de accionamiento para el embrague

Fuente: Erazo - Nazate.

4.6. DISEÑO DEL CONTROL PARA LA VARIACIÓN DE REVOLUCIONES DEL MOTOR ELÉCTRICO.

Parte muy importante de este proyecto es la instalación de un control Eléctrico, su función principal es la de controlar y accionar la velocidad de los motores eléctricos. De este correcto diseño depende la funcionalidad del mismo. El tablero está compuesto por un esquema eléctrico o diagrama unifilar, un esquema físico, una Planilla de Circuitos y Cargas, un listado de materiales y, finalmente, una estimación de costos de su armado y montaje.

4.6.1. DISEÑO DEL DIAGRAMA DE CONTROL

Cuando se trabaja con un motor trifásico, es fundamental, tener la habilidad para leer diagramas esquemáticos; aunque hay distintos tipos de diagramas como son:

Diagramas de bloque, de interconexión, de alambrado, de disposición y los diagramas de construcción.

- a. Diagrama de Control.** El diagrama de control esta desarrollado entre dos líneas horizontales, que representan la fuente de alimentación, los símbolos de los elementos de operación como de Contactores, relés y otros aparatos accionados eléctricamente, están dispuestos unos seguidos de otros.
- b. Diagrama de Fuerza.** El diagrama de fuerza es generalmente representado en un arreglo multipolar. Las líneas horizontales que eventualmente se ponen en la parte superior de los circuitos de potencia, representan la red. Con el fin de permitir al usuario determinar la sección de los conductores, las características eléctricas de cada receptor están indicadas.

Para el diseño del diagrama de control se ha tomado en cuenta las siguientes características:

- Tipo de Motor
- Fuente de Alimentación

c. Tipo de Motor. Con el diseño y cálculos realizados anteriormente se ha determinado. Las características del motor. Motor Trifásico Siemens.

- Frecuencia. 60 Hz
- Grados de protección 55.
- Rendimiento. 65.1
- Potencia. 2 Hp
- Factor de potencia. 0.77
- Voltaje. 220/440V
- Revoluciones por minuto 3600 rpm
- Corriente 6.3 A

d. Fuente de Alimentación.

Sistema Trifásico. 220 V

4.6.2. SELECCIÓN DE ELEMENTOS PARA EL SISTEMA DE CONTROL ELÉCTRICO.

Para la selección de cada uno de los elementos del sistema del control se basara en los datos nominales del motor para aplicarla debida tolerancia de seguridad.

Estos elementos son:

- Breaker de 20 A.
- Contactores normalmente abiertos de 20 A.
- Contactores normalmente cerrados de 20 A.
- Relés térmicos de 7 A.
- Borneras
- Variador de frecuencia
- Pulsadores de 220 V.
- Luz roja y verdes de 220 V.
- Cable sucre 3 x 10.
- Cable sucre 3x 12.
- Cable calibre 14.
- Toma corrientes y enchufes trifásicos.

4.6.3. SIMULACIÓN DEL SISTEMA EN EL SOFTWARE CADe_SIMU.

CADe_SIMU es un programa de CAD electrotécnico que permite insertar los distintos símbolos organizados en librerías y trazar un esquema eléctrico de una forma fácil y rápida para posteriormente realizar la simulación. El programa en modo simulación visualiza el estado de cada componente eléctrico cuando esta activado al igual que resalta los conductores eléctricos sometidos al paso de una corriente eléctrica.

a. Desarrollo del circuito de control y fuerza en CAde_SIMU

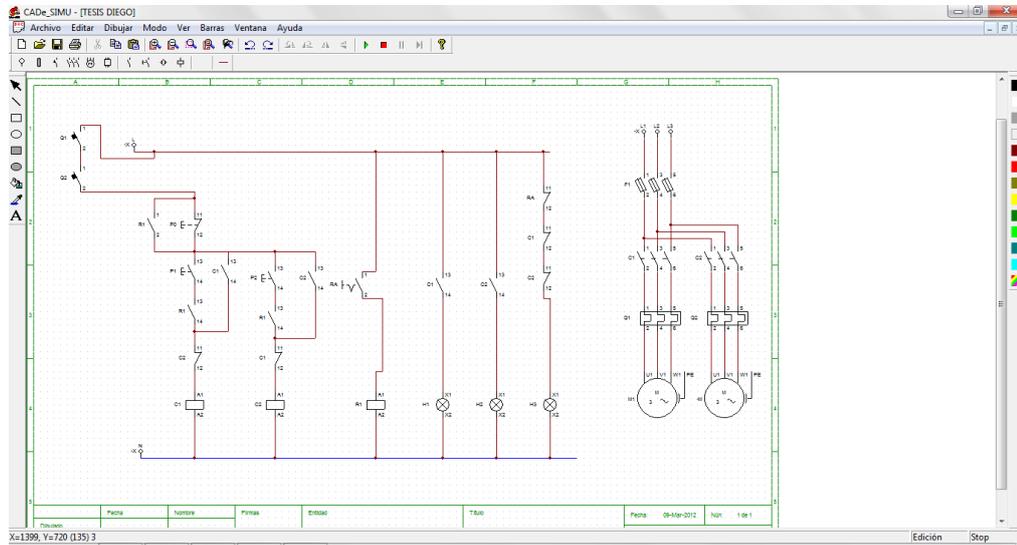


Figura 4.15 Circuito de Control y Fuerza

Fuente: Erazo - Nazate.

b. Posición inicial variador a 0 hz.

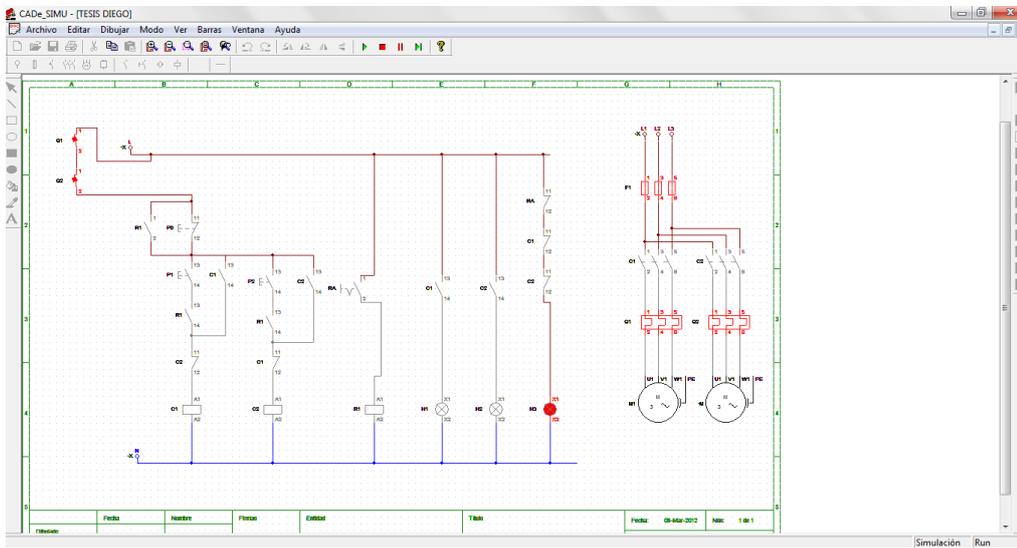


Figura 4.16 Posición inicial del variador 0 Hz.

Fuente: Erazo - Nazate.

c. Accionamiento del variador >1hz.

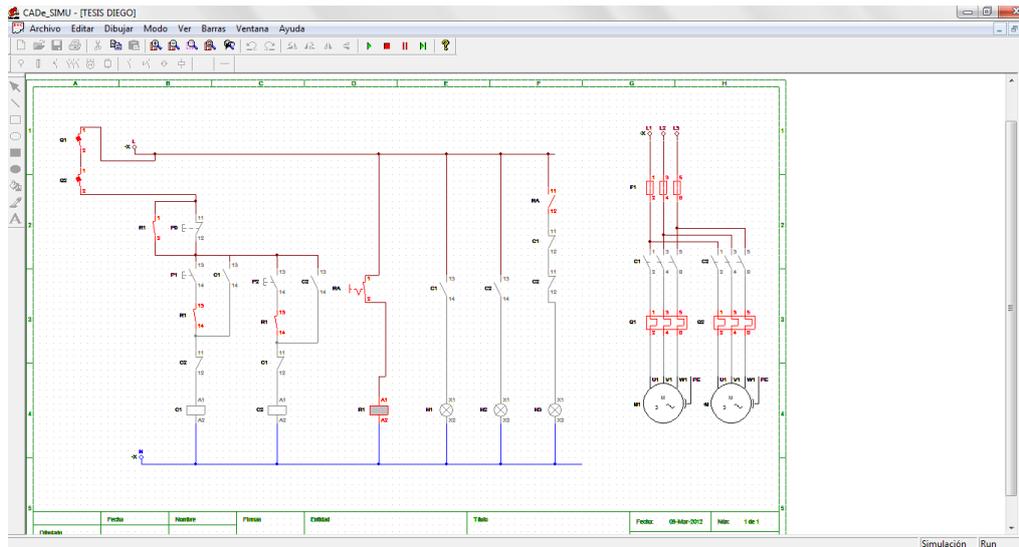


Figura 4.17 Accionamiento del variador para la activación de los motores

Fuente: Erazo - Nazate.

d. Activación Motor 1.

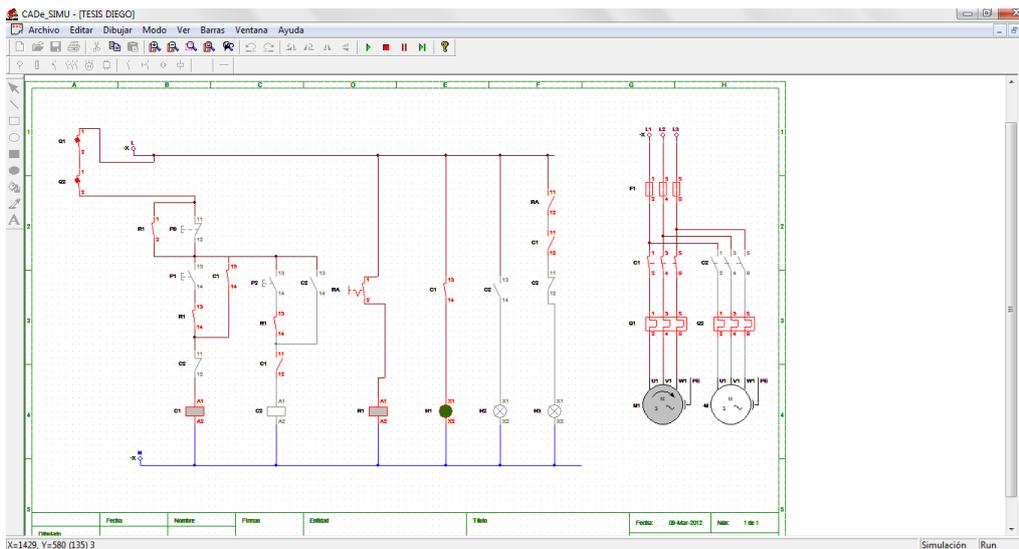


Figura 4.18 Funcionamiento Motor 1

Fuente: Erazo - Nazate.

e. Activación Motor 2.

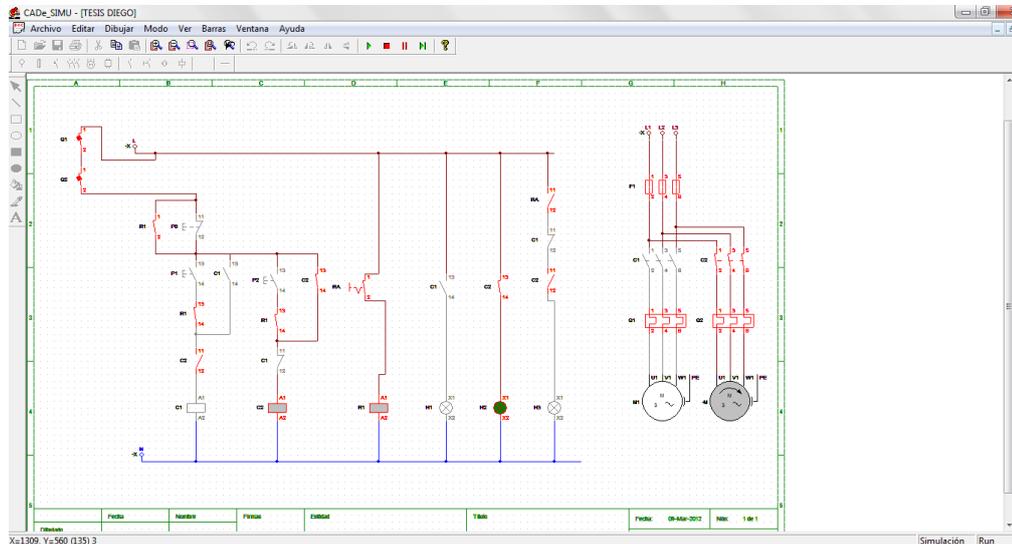


Figura 4.19 Funcionamiento Motor 2

Fuente: Erazo - Nazate.

4.6.4. DISEÑO DEL PROCESO DE INSTALACIÓN DEL SISTEMA ELÉCTRICO.

Tablero eléctrico.

El tablero está diseñado para alojar cada uno de los componentes eléctricos, las dimensiones son de 50 x 50 cm.

Alimentación. El tablero de control de los motores tendrá una alimentación trifásica 220 V se utilizará un Breaker principal para la entrada de 20 A para la alimentación y protección de los circuitos secundarios.

Distribución.

En la parte superior dentro del tablero se ubicará el Breaker principal (20 A), luego se colocarán los contactores los mismos que ayudarán a la conexión y

desconexión de los circuitos de fuerza, y finalmente se situarán los relés térmicos, que a su vez estos servirán para proteger a los motores. En la cara principal del tablero de control se dispondrán de los pulsadores de Motor 1, Motor 2 y Reset los mismos que permitirán realizar las maniobras de arranque y parada del motor.

Cableado del circuito de fuerza.

El cableado se lo realizará con un cable sólido # 12 AWG THHN.

Cableado del circuito de control.

Para el cableado del circuito control se dispondrá de un cable sólido # 14 AWG THHN flexible. Todas las conexiones deberán estar garantizadas contra aflojamiento accidental.



Figura 4.20: Tablero de control eléctrico

Fuente: Erazo - Nazate.

Motor.

Los motores eléctricos irán conectados a un toma corriente trifásico para conectarlos de una manera más sencilla.



Figura 4.21: Diseño eléctrico terminado

Fuente: Erazo - Nazate.

CAPÍTULO V

CONSTRUCCIÓN DE LOS SIMULADORES DIDÁCTICOS.

5.1. EQUIPOS UTILIZADOS PARA LA CONSTRUCCIÓN.

Para la construcción de las estructuras tanto para el simulador de la caja de velocidades delantera, la caja de velocidades de tracción posterior, el sistema de embrague, el sistema eléctrico hemos tenido la necesidad de utilizar maquinarias como la suelda eléctrica, y el torno la misma que se detalla a continuación para un conocimiento general

5.1.1. TORNO.

Se denomina torno a la máquina herramienta que permiten mecanizar piezas de forma geométrica de revolución. Estas máquinas-herramienta operan haciendo girar la pieza a mecanizar (sujeta en el cabezal o fijada entre los puntos de centraje) mientras una o varias herramientas de corte son empujadas en un movimiento regulado de avance contra la superficie de la pieza, cortando la viruta de acuerdo con las condiciones tecnológicas de mecanizado adecuadas.

El torno es una máquina que trabaja en el plano porque solo tiene dos ejes de trabajo, normalmente denominados Z y X. La herramienta de corte va montada sobre un carro que se desplaza sobre unas guías o rieles paralelos al eje de giro de la pieza que se tornea, llamado eje Z; sobre este carro hay otro que se mueve según el eje X, en dirección radial a la pieza que se tornea, y puede haber un tercer carro llamado charriot que se puede inclinar, para hacer conos, y donde se apoya la torreta portaherramientas. Cuando el carro principal desplaza la herramienta a lo largo del eje de rotación, produce el cilindrado de la pieza, y cuando el carro

transversal se desplaza de forma perpendicular al eje de simetría de la pieza se realiza la operación denominada refrendada.



Figura 5.1: Torno.

Fuente: Erazo - Nazate.

5.1.2. SOLDADURA POR ARCO ELÉCTRICO.

El sistema de soldadura eléctrica con electrodo recubierto se caracteriza, por la creación y mantenimiento de un arco eléctrico entre una varilla metálica llamada electrodo, y la pieza a soldar. El electrodo recubierto está constituido por una varilla metálica a la que se le da el nombre de alma o núcleo, generalmente de forma cilíndrica, recubierta de un revestimiento de sustancias no metálicas, cuya composición química puede ser muy variada, según las características que se requieran en el uso, el revestimiento puede ser básico, rutílico y celulósico.

a. ELEMENTOS.

- Plasma: Está compuesto por electrones que transportan la corriente y que van del polo negativo al positivo.
- Llama: Es la zona que envuelve al plasma y presenta menor temperatura, formada por átomos que se disocian y recombinan desprendiendo calor por la combustión del revestimiento del electrodo.

- Baño de fusión: La acción calorífica del arco provoca la fusión del material, donde parte de éste se mezcla con el material de aportación del electrodo, provocando la soldadura de las piezas una vez solidificado.
- Cráter: Surco producido por el calentamiento del metal. Su forma y profundidad vendrán dadas por el poder de penetración del electrodo.
- Cordón de soldadura: Está constituido por el metal base y el material de aportación del electrodo y se pueden diferenciar dos partes: la escoria, compuesta por impurezas que son segregadas durante la solidificación y que posteriormente son eliminadas, y sobre el espesor, formado por la parte útil del material de aportación y parte del metal base, la soldadura en sí.
- Electrodo: Son varillas metálicas preparadas para servir como polo del circuito y en su extremo genera el arco eléctrico.



Figura 5.2: Suelda por arco eléctrico.

Fuente: Erazo - Nazate.

5.2. CONSTRUCCIÓN DE LA ESTRUCTURA DEL SIMULADOR DE LA CAJA DE VELOCIDADES DE TRACCIÓN POSTERIOR.

Para la construcción de la estructura del simulador de la caja de velocidades de tracción posterior hemos utilizado materiales como tubo estructural (Acero ASTM A-36) y ángulo estructural (Acero ASTM A-36), a continuación observaremos como se realizo la construcción de la estructura del simulador.

- **Paso uno:** tomar las diferentes medidas, tanto del ángulo estructural como del tubo estructural.



Figura 5.3: Medidas del tubo y ángulo estructural.

Fuente: Erazo - Nazate.

- **Paso dos:** para los ángulos debíamos de realizar ciertos cortes y luego doblarlos por lo tanto trazamos las medidas en forma diagonal.



Figura 5.4: Medidas del ángulo estructural.

Fuente: Erazo - Nazate.

- **Paso tres:** una vez que tenemos todas las medidas procedemos acortar el tubo estructural y el ángulo estructural.



Figura 5.5: Corte del tubo estructural y del ángulo estructural.

Fuente: Erazo - Nazate.

- **Paso cuatro:** cuando ya tenemos cortado el tubo y el ángulo estructural procedemos a soldar utilizando la suelda eléctrica, una escuadra para que la estructura salga bien alineada y así damos la forma a la estructura del simulador de la caja de velocidades de tracción posterior.



Figura 5.6: Soldando cuadro superior e inferior de la estructura.

Fuente: Erazo - Nazate.

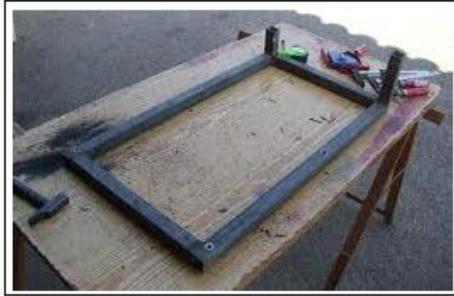


Figura 5.7: Cuadro superior e inferior de la estructura terminado.

Fuente: Erazo - Nazate.



Figura 5.8: Soldado de ejes verticales de la estructura.

Fuente: Erazo - Nazate.



Figura 5.9: Estructura de la caja de tracción posterior terminada.

Fuente: Erazo - Nazate.

5.3. CONSTRUCCIÓN DE LA ESTRUCTURA DEL SIMULADOR DE LA CAJA DE VELOCIDADES DE TRACCIÓN DELANTERA.

Para la construcción de la estructura del simulador de la caja de velocidades de tracción delantera utilizamos los mismos materiales que en la construcción de la estructura de la caja de velocidades de tracción posterior, y de igual manera se procedió a realizar las medidas, los cortes y la suelda de la estructura por lo que a continuación observaremos la estructura terminada.



Figura 5.10: Estructura de la caja de tracción delantera terminada.

Fuente: Erazo - Nazate.

5.4. CONSTRUCCIÓN DEL MECANISMO DEL EMBRAGUE DE LA CAJA DE VELOCIDADES DE TRACCIÓN POSTERIOR.

Para la construcción del mecanismo del embrague hemos utilizado la estructura de un motor eléctrico que es empleado en las maquinas de coser industriales la cual es accionada por medio de un pedal y una varilla, dicho mecanismo consta de las siguientes partes.

- a. Motor eléctrico.
- b. Base de embrague.
- c. Porta disco de embrague.
- d. Disco de embrague.
- e. Alzas de la base del embrague.
- f. Sujetadores de la base del embrague.
- g. Pernos.
- h. Tapa del embrague.

1. Resorte.
2. Eje de resorte.
3. Palanca de embrague.
4. Pastilla de freno.
5. Regulador de la pastilla de freno.
6. Tuerca y rodela.
7. Pernos.
8. Disco.

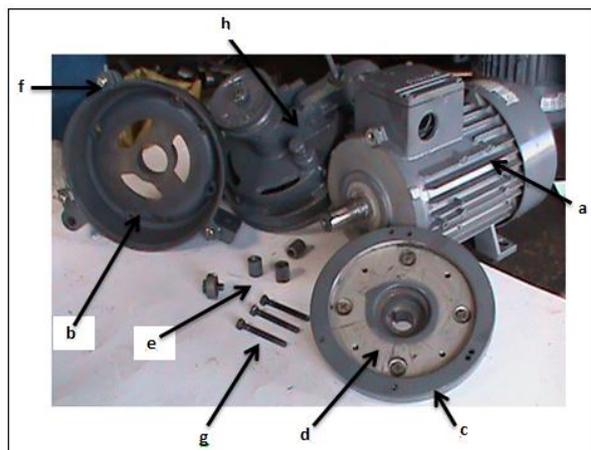


Figura 5.11: Despiece mecanismo del embrague de la caja de tracción posterior.

Fuente: Erazo - Nazate.

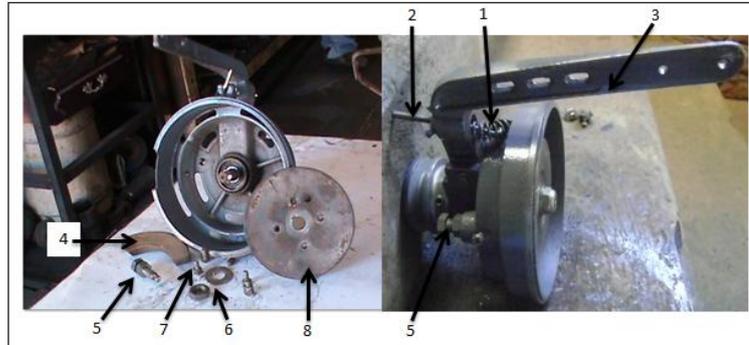


Figura 5.12: Despiece tapa de embrague.

Fuente: Erazo - Nazate.

5.4.1. ARMADO DEL MECANISMO DE EMBRAGUE DE LA CAJA DE VELOCIDADES DE TRACCIÓN POSTERIOR.

A continuación observaremos paso a paso como se realizo el armado del mecanismo del embrague de la caja de velocidades de tracción posterior.

1. Colocamos las alzas de la base del embrague en el motor eléctrico.

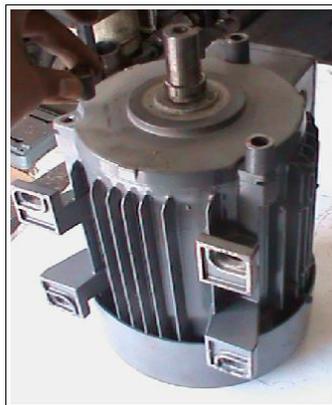


Figura 5.13: Alzas de la base del embrague.

Fuente: Erazo - Nazate.

2. Colocamos la base del embrague sobre las alzas del mismo.



Figura 5.14: Base del embrague.

Fuente: Erazo - Nazate.

3. Colocar y sujetar los pernos que unen a la base del embrague al motor, mediante una racha 10mm.



Figura 5.15: Unión de pernos a la base.

Fuente: Erazo - Nazate.

4. Colocar el porta disco de embrague sobre la base del mismo, y sujetarla mediante el perno utilizando una racha 10mm.



Figura 5.16: Porta disco del embrague.

Fuente: Erazo - Nazate.

5. Colocar y sujetar el disco de embrague sobre la base del mismo, mediante los pernos utilizando un desarmador estrella.



Figura 5.17: Sujeción del disco de embrague.

Fuente: Erazo - Nazate.

6. En la parte posterior de la tapa del embrague debemos colocar el eje del resorte, el resorte y el regulador de la pastilla de freno.



Figura 5.18: Colocación del conjunto de regulación de frenado.

Fuente: Erazo - Nazate.

7. En la parte frontal de la tapa del embrague colocamos la pastilla de freno y unimos al regulador del mismo.



Figura 5.19: Colocación de la pastilla de freno.

Fuente: Erazo - Nazate.

8. Sobre la pastilla de freno colocamos el disco y procedemos a ajustar mediante la tuerca y rodela con la ayuda de una racha o llave 22mm.



Figura 5.20: Colocación y ajuste del disco.

Fuente: Erazo - Nazate.

9. Una vez que la tapa del embrague este lista procedemos a unir con la base del embrague, y las ajustamos mediante los sujetadores utilizando un desarmador plano.



Figura 5.21: Unión con la base del embrague.

Fuente: Erazo - Nazate.

10. Mecanismo del embrague terminado.



Figura 5.22: Mecanismo del embrague terminado.

Fuente: Erazo - Nazate.



Figura 5.23: Embrague ensamblado en la estructura de la caja de velocidades de tracción posterior.

Fuente: Erazo - Nazate.

5.5. CONSTRUCCIÓN DEL MECANISMO DE EMBRAGUE DE LA CAJA DE VELOCIDADES DE TRACCIÓN DELANTERA.

El mecanismo del embrague de la caja de velocidades de tracción delantera es casi idéntico al mecanismo del embrague de la caja de tracción posterior, de igual manera es accionada por medio de un pedal y una varilla, este mecanismo consta de las siguientes partes.

- a.** Motor eléctrico.
- b.** Base de embrague.
- c.** Disco.
- d.** Alzas de la base del embrague.
- e.** Sujetadores de la base del embrague.
- f.** Pernos.
- g.** Tapa del embrague.
 - 1.**Resorte.
 - 2.** Eje de resorte.
 - 3.** Palanca de embrague.
 - 4.** Pastilla de freno.
 - 5.** Regulador de la pastilla de freno.
 - 6.** Tuerca y rodela.
 - 7.** Pernos.
 - 8.**Porta disco de embrague.
 - 9.** Disco de embrague.

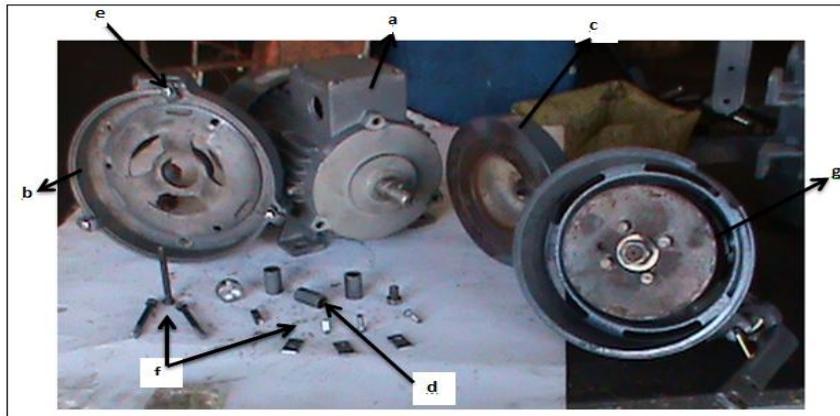


Figura 5.24: Despiece del mecanismo de embrague de la caja de tracción delantera.

Fuente: Erazo - Nazate.

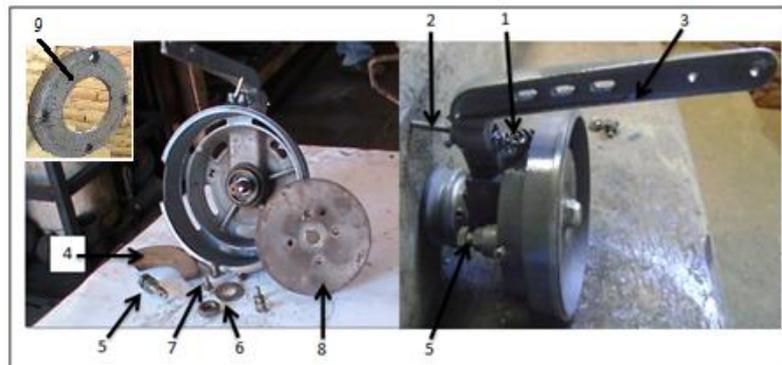


Figura 5.25: Despiece tapa del embrague.

Fuente: Erazo - Nazate.

5.5.1. ARMADO DEL MECANISMO DE EMBRAGUE DE LA CAJA DE VELOCIDADES DE TRACCION POSTERIOR.

A continuación observaremos paso a paso como se realizo el armado del mecanismo del embrague de la caja de velocidades de tracción delantera.

1. Colocamos las alzas de la base del embrague en el motor eléctrico.



Figura 5.26: Colocación de alzas.

Fuente: Erazo - Nazate.

2. Colocamos la base del embrague sobre las alzas del mismo.



Figura 5.27: Colocación de la base del embrague.

Fuente: Erazo - Nazate.

3. Colocamos el disco sobre la base del embrague y lo sujetamos mediante un perno con una racha 12mm.



Figura 5.28: Sujeción del disco a la base.

Fuente: Erazo - Nazate.

4. En la parte posterior de la tapa del embrague debemos colocar el eje del resorte, el resorte y el regulador de la pastilla de freno.



Figura 5.29: Colocación del conjunto de regulación de frenado.

Fuente: Erazo - Nazate.

5. En la parte frontal de la tapa del embrague colocamos la pastilla de freno y unimos al regulador del mismo.



Figura 5.30: Colocación de la pastilla de freno.

Fuente: Erazo - Nazate.

6. Sobre la pastilla de freno colocamos el porta disco de embrague y procedemos a ajustar mediante la tuerca y rodela con la ayuda de una racha o llave 22mm.



Figura 5.31: Colocación y ajuste del disco.

Fuente: Erazo - Nazate.

7. Ponemos el disco de embrague sobre el porta embrague y los sujetamos por medio de pernos utilizando un desarmador estrella.



Figura 5.32: Acople disco – porta embrague.

Fuente: Erazo - Nazate.

8. Una vez que la tapa del embrague este lista procedemos a unir con la base del embrague, y las ajustamos mediante los sujetadores utilizando un desarmador plano.



Figura 5.33: Unión con la base del embrague.

Fuente: Erazo - Nazate.

9. Mecanismo del embrague terminado.



Figura 5.34: Mecanismo de embrague terminado.

Fuente: Erazo - Nazate.



Figura 5.35: Embrague ensamblado en la estructura de la caja de velocidades de tracción delantera.

Fuente: Erazo - Nazate.

5.6. CONSTRUCCIÓN DEL MECANISMO DE TRANSMISIÓN DE MOVIMIENTO DEL MOTOR ELÉCTRICO A LA DE LA CAJA DE VELOCIDADES.

Para la construcción del mecanismo de transmisión de movimiento del motor eléctrico a la de la caja de velocidades de tracción posterior como para la caja de velocidades de tracción delantera hemos adaptado poleas las cuales se encuentran ubicadas en los ejes de entrada de las cajas de velocidades como también en la salida de movimiento delos motores eléctrico, las mismas que están conectadas a través de una banda.

5.6.1. MECANISMO DE TRANSMISIÓN DE MOVIMIENTO DE LA CAJA DE VELOCIDADES DE TRACCIÓN POSTERIOR.



Figura 5.36: Mecanismo de transmisión de movimiento de la caja de velocidades tracción posterior.

Fuente: Erazo - Nazate.

5.6.2. MECANISMO DE TRANSMISIÓN DE MOVIMIENTO DE LA CAJA DE VELOCIDADES DE TRACCIÓN DELANTERA.



Figura 5.37: Mecanismo de transmisión de movimiento de la caja de velocidades tracción delantera.

Fuente: Erazo - Nazate.

5.7. CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA DE CONTROL ELÉCTRICO.

Lo primordial que se debe hacer antes de construir y montar el sistema eléctrico es leer e interpretar los planos de diseño y montaje realizados anteriormente, teniendo en cuenta las especificaciones técnicas, para cada elemento.

La construcción del sistema de control eléctrico empieza con la alimentación trifásica hacia la tablero de control eléctrico, la alimentación se realizó con un cable sucre 3 por 10 y tiene longitud de 6 m.

El tablero de control eléctrico se alimenta con un sistema trifásico 220 V, como se muestra en la figura, posee un Breaker principal tripolar para riel DIN de 20 A este ayudará a proteger todos los circuitos que se armarán dentro del tablero eléctrico.



Figura 5.38: Sistema de control eléctrico.

Fuente: Erazo - Nazate.



Figura 5.39: Breaker principal.

Fuente: Erazo - Nazate.

Se instalarán contactores de 20A y relés térmicos de 7A, a fin de proteger los motores eléctricos de cada simulador como podemos ver en la siguiente figura.



Figura 5.40: Contactores y relés térmicos.

Fuente: Erazo - Nazate.

Existen dos circuitos para cada motor, el primer circuito servirá para el motor de la caja de tracción posterior y el segundo circuito servirá para el motor de la caja de tracción delantera, como podemos mostrar en la figura.



Figura 5.41: Circuitos de motores.

Fuente: Erazo - Nazate.

Por medio de cable flexible numero 14 procedemos a conectar desde el Breaker de entrada hacia el variador de frecuencia, como podemos observar en la siguiente figura.



Figura 5.42: Conexión del variador de frecuencia.

Fuente: Erazo - Nazate.

Finalmente realizamos la conexión eléctrica que va desde el tablero eléctrico hasta los simuladores de tracción delantera y de tracción posterior.



Figura 5.43: Alimentación eléctrica a los simuladores.

Fuente: Erazo - Nazate.

CAPÍTULO VI

PRUEBAS EXPERIMENTALES.

6.1. PRUEBAS DE LA CAJA DE VELOCIDADES DE TRACCIÓN DELANTERA.

Una vez que tengamos armado el simulador didáctico de la caja de velocidades de tracción delantera procedemos a realizar las pruebas necesarias.



Figura 6.1: Simulador de la caja de velocidades mecánica de tracción delantera.

Fuente: Erazo - Nazate.

6.1.1. VELOCIDADES EN LA RUEDA A DIFERENTES REVOLUCIONES.

Las pruebas realizadas en la caja de velocidades de tracción delantera las hemos realizado a diferentes revoluciones, pero debido a que el variador nos muestra la frecuencia en Hertz nos vemos en la necesidad de transformar las revoluciones por minuto a frecuencia Hz, sabiendo de que $60 \text{ hz} = 3600 \text{ rpm}$ y utilizando la regla de tres simple podemos saber cuanto equivale las diferentes revoluciones en frecuencia Hz.

Regla de tres.

Hz.		Rpm.
60	—————>	3600
<i>x</i>	—————>	1000

$$x = \frac{60 \text{ hz} \times 1000 \text{ rpm}}{3600 \text{ rpm}}$$

$$x = 16,66 \text{ hz.}$$

Tabla: 6.1. Transformación de revoluciones (rpm) a frecuencia (Hz).

Orden	Revoluciones (rpm)	Frecuencia (Hz)
1	1000	16,66
2	1500	25
3	2000	33,33
4	2500	41,67
5	3000	50
6	3600	60

Fuente: Erazo - Nazate.

a. Velocidad en las ruedas a 1000 rpm o 16,66 Hz.



Figura 6.2: Variador de frecuencia a 1000 rpm o 16,66 Hz.

Fuente: Erazo - Nazate.



Figura 6.3: Velocidad en primera marcha.

Fuente: Erazo - Nazate.



Figura 6.4: Velocidad en segunda marcha.

Fuente: Erazo - Nazate.



Figura 6.5: Velocidad en tercera marcha.

Fuente: Erazo - Nazate.



Figura 6.6: Velocidad en cuarta marcha.

Fuente: Erazo - Nazate.

Como podemos observar en las figuras anteriores la velocidad aumenta según la marcha que se elija accionar en la caja de velocidades de tracción delantera, a continuación realizaremos una tabla de datos donde constara la velocidad que se observa en los velocímetros para luego compararlas con las velocidades que se calcularon en el Capítulo IV para si proceder a realizar el análisis de los resultados obtenidos con los resultados calculados.

Tabla: 6.2. Tabulación de resultados a 1000 rpm o 16,66 Hz.

Nº	Marchas	Velocidad practica (km/h)	Velocidad calculada (km/h)
1	Primera	6	6
2	Segunda	10	10

3	Tercera	15	17
4	Cuarta	23	25

Fuente: Erazo - Nazate.

b. Velocidad en las ruedas a 1500 rpm o 25 Hz.



Figura 6.7: Variador de frecuencia a 1500 rpm o 25 Hz.

Fuente: Erazo - Nazate.



Figura 6.8: Velocidad en primera marcha.

Fuente: Erazo - Nazate.



Figura 6.9: Velocidad en segunda marcha.

Fuente: Erazo - Nazate.



Figura 6.10: Velocidad en tercera marcha.

Fuente: Erazo - Nazate.



Figura 6.11: Velocidad en cuarta marcha.

Fuente: Erazo - Nazate.

Tabla: 6.3. Tabulación de resultados a 1500 rpm o 25 Hz.

Nº	Marchas	Velocidad practica (km/h)	Velocidad calculada (km/h)
1	Primera	7	9
2	Segunda	14	15
3	Tercera	24	25
4	Cuarta	37	38

Fuente: Erazo - Nazate.

c. Velocidad en las ruedas a 2000 rpm o 33,33 Hz.



Figura 6.12: Variador de frecuencia a 2000 rpm o 33,33 Hz.

Fuente: Erazo - Nazate.



Figura 6.13: Velocidad en primera marcha.

Fuente: Erazo - Nazate.



Figura 6.14: Velocidad en segunda marcha.

Fuente: Erazo - Nazate.



Figura 6.15: Velocidad en tercera marcha.

Fuente: Erazo - Nazate.



Figura 6.16: Velocidad en cuarta marcha.

Fuente: Erazo - Nazate.

Tabla: 6.4. Tabulación de resultados a 2000 rpm o 33.33 Hz.

Nº	Marchas	Velocidad practica (km/h)	Velocidad calculada (km/h)
1	Primera	10	11
2	Segunda	18	20
3	Tercera	33	33
4	Cuarta	50	50

Fuente: Erazo - Nazate.

d. Velocidad en las ruedas a 2500 rpm o 41,66 Hz.



Figura 6.17: Variador de frecuencia a 2500 rpm o 41,66 Hz.

Fuente: Erazo - Nazate.



Figura 6.18: Velocidad en primera marcha.

Fuente: Erazo - Nazate.



Figura 6.19: Velocidad en segunda marcha.

Fuente: Erazo - Nazate.



Figura 6.20: Velocidad en tercera marcha.

Fuente: Erazo - Nazate.



Figura 6.21: Velocidad en cuarta marcha.

Fuente: Erazo - Nazate.

Tabla: 6.5. Tabulación de resultados a 2500 rpm o 41,6 Hz.

Nº	Marchas	Velocidad practica (km/h)	Velocidad calculada (km/h)
1	Primera	14	15
2	Segunda	23	25
3	Tercera	42	42
4	Cuarta	63	63

Fuente: Erazo - Nazate.

e. Velocidad en las ruedas a 3000 rpm o 50 Hz.



Figura 6.22: Variador de frecuencia a 3000 rpm o 50 Hz.

Fuente: Erazo - Nazate.



Figura 6.23: Velocidad en primera macha.

Fuente: Erazo - Nazate.



Figura 6.24: Velocidad en segunda marcha.

Fuente: Erazo - Nazate.



Figura 6.25: Velocidad en tercera marcha.

Fuente: Erazo - Nazate.



Figura 6.26: Velocidad en cuarta marcha.

Fuente: Erazo - Nazate.

Tabla: 6.6. Tabulación de resultados a 3000 rpm o 50 Hz.

Nº	Marchas	Velocidad practica (km/h)	Velocidad calculada (km/h)
1	Primera	17	18
2	Segunda	28	30

3	Tercera	50	50
4	Cuarta	77	75

Fuente: Erazo - Nazate.

f. Velocidad en las ruedas a 3600 rpm o 60 Hz.



Figura 6.27: Variador de frecuencia a 3600 rpm o 60 Hz.

Fuente: Erazo - Nazate.



Figura 6.28: Velocidad en primera marcha.

Fuente: Erazo - Nazate.



Figura 6.29: Velocidad en segunda marcha.

Fuente: Erazo - Nazate.



Figura 6.30: Velocidad en tercera marcha.

Fuente: Erazo - Nazate.



Figura 6.31: Velocidad en cuarta marcha.

Fuente: Erazo - Nazate.

Tabla: 6.7. Tabulación de resultados a 3600 rpm o 60 Hz.

Nº	Marchas	Velocidad practica (km/h)	Velocidad calculada (km/h)
1	Primera	20	21
2	Segunda	34	36
3	Tercera	60	60
4	Cuarta	90	90

Fuente: Erazo - Nazate.

6.2. PRUEBAS DE LA CAJA DE VELOCIDADES DE TRACCIÓN POSTERIOR.



Figura 6.32: Simulador de la caja de velocidades mecánica de tracción posterior.

Fuente: Erazo - Nazate.

6.2.1. VELOCIDADES EN LA RUEDA A DIFERENTES REVOLUCIONES.

a. Velocidad en las ruedas a 1000 rpm o 16,66 Hz.



Figura 6.33: Variador de frecuencia a 1000 rpm o 16,66 Hz.

Fuente: Erazo - Nazate.



Figura 6.34: Velocidad en primera marcha.

Fuente: Erazo - Nazate.



Figura 6.35: Velocidad en segunda marcha.

Fuente: Erazo - Nazate.



Figura 6.36: Velocidad en tercera marcha.

Fuente: Erazo - Nazate.



Figura 6.37: Velocidad en cuarta marcha.

Fuente: Erazo - Nazate.

Tabla: 6.8. Tabulación de resultados a 1000 rpm o 16,66 Hz.

Nº	Marchas	Velocidad practica (km/h)	Velocidad calculada (km/h)
1	Primera	7	7
2	Segunda	12	12
3	Tercera	20	18
4	Cuarta	27	27

Fuente: Erazo - Nazate.

b. Velocidad en las ruedas a 1500 rpm o 25 Hz.



Figura 6.38: Variador de frecuencia a 1500 rpm o 25 Hz.

Fuente: Erazo - Nazate.



Figura 6.39: Velocidad en primera marcha.

Fuente: Erazo - Nazate.



Figura 6.40: Velocidad en segunda marcha.

Fuente: Erazo - Nazate.



Figura 6.41: Velocidad en tercera marcha.

Fuente: Erazo - Nazate.



Figura 6.42: Velocidad en cuarta marcha.

Fuente: Erazo - Nazate.

Tabla: 6.9. Tabulación de resultados a 1500 rpm o 25 Hz.

Nº	Marchas	Velocidad practica (km/h)	Velocidad calculada (km/h)
1	Primera	11	11
2	Segunda	20	18
3	Tercera	30	27
4	Cuarta	42	41

Fuente: Erazo - Nazate.

c. Velocidad en las ruedas a 2000 rpm o 33,33 Hz.



Figura 6.43: Variador de frecuencia a 2000 rpm o 33,33 Hz.

Fuente: Erazo - Nazate.



Figura 6.44: Velocidad en primera macha.

Fuente: Erazo - Nazate.



Figura 6.45: Velocidad en segunda marcha.

Fuente: Erazo - Nazate.



Figura 6.46: Velocidad en tercera marcha.

Fuente: Erazo - Nazate.



Figura 6.47: Velocidad en cuarta marcha.

Fuente: Erazo - Nazate.

Tabla: 6.10. Tabulación de resultados a 2000 rpm o 33.33 Hz.

Nº	Marchas	Velocidad practica (km/h)	Velocidad calculada (km/h)
1	Primera	15	14
2	Segunda	25	24
3	Tercera	40	36
4	Cuarta	56	54

Fuente: Erazo - Nazate.

d. Velocidad en las ruedas a 2500 rpm o 41,66 Hz.



Figura 6.48: Variador de frecuencia a 2500 rpm o 41,66 Hz.

Fuente: Erazo - Nazate.



Figura 6.49: Velocidad en primera marcha.

Fuente: Erazo - Nazate.



Figura 6.50: Velocidad en segunda marcha.

Fuente: Erazo - Nazate.



Figura 6.51: Velocidad en tercera marcha.

Fuente: Erazo - Nazate.



Figura 6.52: Velocidad en cuarta marcha.

Fuente: Erazo - Nazate.

Tabla: 6.11. Tabulación de resultados a 2500 rpm o 41,6 Hz.

Nº	Marchas	Velocidad practica (km/h)	Velocidad calculada (km/h)
1	Primera	20	18
2	Segunda	34	30
3	Tercera	52	45
4	Cuarta	69	68

Fuente: Erazo - Nazate.

e. Velocidad en las ruedas a 3000 rpm o 50 Hz.



Figura 6.53: Variador de frecuencia a 3000 rpm o 50 Hz.

Fuente: Erazo - Nazate.



Figura 6.54: Velocidad en primera macha.

Fuente: Erazo - Nazate.



Figura 6.55: Velocidad en segunda marcha.

Fuente: Erazo - Nazate.



Figura 6.56: Velocidad en tercera marcha.

Fuente: Erazo - Nazate.



Figura 6.57: Velocidad en cuarta marcha.

Fuente: Erazo - Nazate.

Tabla: 6.12. Tabulación de resultados a 3000 rpm o 50 Hz.

Nº	Marchas	Velocidad practica (km/h)	Velocidad calculada (km/h)
1	Primera	23	22
2	Segunda	40	36
3	Tercera	63	54
4	Cuarta	86	81

Fuente: Erazo - Nazate.

f. Velocidad en las ruedas a 3600 rpm o 60 Hz.



Figura 6.58: Variador de frecuencia a 3600 rpm o 60 Hz.

Fuente: Erazo - Nazate.



Figura 6.59: Velocidad en primera marcha.

Fuente: Erazo - Nazate.



Figura 6.60: Velocidad en segunda marcha.

Fuente: Erazo - Nazate.



Figura 6.61: Velocidad en tercera marcha.

Fuente: Erazo - Nazate.



Figura 6.62: Velocidad en cuarta marcha.

Fuente: Erazo - Nazate.

Tabla: 6.13. Tabulación de resultados a 3600 rpm o 60 Hz.

Nº	Marchas	Velocidad practica (km/h)	Velocidad calculada (km/h)
1	Primera	28	26
2	Segunda	50	43
3	Tercera	75	65
4	Cuarta	101	97

Fuente: Erazo - Nazate.

6.3. ANÁLISIS DE RESULTADOS.

El análisis de resultados se lo ha realizado una vez que se ha calculado la velocidad de salida teórica y se ha determinado la velocidad práctica en los bancos, con estos datos procedemos a realizar el análisis de resultados en la caja de velocidades mecánica de tracción delantera y en la caja de velocidades mecánica de tracción posterior.

Desde la **Tabla: 6.2** hasta la **Tabla: 6.13** podemos observar las velocidades prácticas como las velocidades teóricas de los simuladores, estas velocidades fueron obtenidas luego de haber realizado una serie de pruebas en los simuladores las cuales fueron realizadas a diferentes revoluciones y los datos teóricos como prácticos fueron casi idénticos pero algunos de estos datos tienden a diferir esto se debe que al momento de realizar los cálculos de la velocidad de salida la relación de transmisión de cada una de las velocidades las hemos aproximado, por otra parte los datos en la parte practica difieren a causa de que la caja de velocidades se encuentra suspendida en el aire por lo tanto la vibración de los simuladores y

los neumáticos al no tener contacto con una superficie plana afecta a la velocidad de salida en el velocímetro.

CAPÍTULO VII

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.

7.1. CONCLUSIONES.

- Se utilizó el programa solidworks 2010 para reducir el tiempo de diseño; permitiendo obtener los esfuerzos, desplazamientos y factor de seguridad de cada estructura.
- Se ha identificado la necesidad que tiene el laboratorio de mecánica de patio con la relación de implementar simuladores didácticos para la realización de prácticas experimentales en cajas de cambios de tracción delantera y tracción posterior.
- Se desarrollo pruebas experimentales en cada uno de los simuladores para determinar la velocidad alcanzada a distintas revoluciones y marchas.
- Para la simulación del control eléctrico se utilizó el paquete computacional CADe_SIMU Versión 1.0; que permitió comprobar el diseño del circuito de control y fuerza.
- En la comparación de datos de los cálculos y las pruebas realizadas existe un margen de error aproximadamente del 5% ya que los neumáticos están suspendidos y no poseen fuerza de fricción como cuando están asentados en el pavimento.
- De las pruebas experimentales realizadas se pudo determinar que la caja de tracción posterior tiene mayor velocidad que la caja de tracción delantera, porque las relaciones de transmisión son diferentes.

- Con la implementación de estos simuladores didácticos en el laboratorio de mecánica de patio los estudiantes podrán realizar trabajos prácticos mas reales consiguiendo con esto una mayor comprensión del tema y de los trabajos a realizar.
- El control eléctrico mediante el variador de frecuencia permitirá controlar las distintas revoluciones de cada motor eléctrico que se necesita para poder realizar cada una de las pruebas experimentales.
- Los datos de entrada serán visualizados mediante el panel digital del variador de frecuencia y los datos de salida mediante los velocímetros instalados en cada uno de los simuladores y de esta manera realizar la comparación de los datos obtenidos prácticamente y los calculados.

7.2. RECOMENDACIONES.

- Instruir a los estudiantes en el uso adecuado de los simuladores, sobre las medidas de seguridad y funcionalidad de cada uno de los equipos y sistemas instalados.
- Tomar muy en cuenta la alimentación para el sistema de control eléctrico el cual es de 220 V voltios trifásico de con 3 líneas de alimentación.
- Verificar que las 3 líneas de alimentación estén correctamente conectadas ya que si una de ellas deja de funcionar podría causar daños en los componentes eléctricos del sistema de control.
- Determinar el giro correcto de los motores eléctricos mediante el variador de frecuencia para el funcionamiento de cada uno de los simuladores didácticos.
- Realizar el aumento de la frecuencia del variador paulatinamente para evitar que el variador realice un esfuerzo excesivo.
- Se recomienda realizar una revisión periódica de cada uno de los componentes y sistemas para que se puedan conservar en buen estado.
- Se recomienda no tener presionado por mucho tiempo el pedal del embrague ya que podría causar que el resorte de retorno del mismo pierda sus características físicas.

- Para la modelización y análisis de las estructuras mediante el software, el diseñador deberá poseer de buenas aptitudes para el manejo y utilización del mismo.

- Se recomienda realizar una revisión periódica al aceite de las cajas y del diferencial para su buena conservación de los elementos internos.

BIBLIOGRAFÍA.

- **LIBROS:**

Manual del automóvil CEAC

Guillet, 1997, "Cinematica de Maquinas", CECSA, pag.249-272

- **INTERNET:**

<http://www.sanglasdestral.com/PDF/Caja%20de%20cambios.pdf>

http://www.csicsif.es/andalucia/modules/mod_ense/revista/pdf/Numero_29/MARIA_DEL_ROSARIO_LOPEZ_ESPEJO_02.pdf

<http://www.mecanicavirtual.org/caja-cambios1.htm>

<http://www.aficionadosalamecanica.com/caja-cambios1.htm>

<http://www.sc.ehu.es/sbweb/fisica/unidades/simbolos/simbolos1.htm>

http://es.wikipedia.org/wiki/Potencia_%28f%C3%ADsica%29

<http://www.uclm.es/profesorado/porrasysoriano/elementos/Tema08.pdf>

http://es.wikipedia.org/wiki/Velocidad_de_transmisi%C3%B3n

http://es.wikipedia.org/wiki/Caja_de_cambios

<http://www.taringa.net/posts/info/1050235/Como-funciona-la-caja-de-cambios-de-un-auto.html>

<http://www.youtube.com/watch?v=XoUmQdyF0yU>.

<http://www.monografias.com/trabajos30/engranajes/engranajes.shtml>

<http://www.aficionadosalamecanica.com/caja-cambios2.htm>

http://es.wikipedia.org/wiki/Ley_de_gravitaci%C3%B3n_universal

<http://www.castrolmoto.com/es/trizone/gearbox.php>

ANEXOS

ANEXO A
MANUAL DEL USUARIO

MANUAL DE OPERACIÓN DE LOS SIMULADORES.

El presente manual permitirá que el estudiante pueda guiarse para la manipulación y operación de los simuladores de una manera correcta y segura para a conservación de cada uno de los componentes que a estos lo conforman como también la integridad del operario.

Los simuladores deben estar colocados en un lugar abierto para que el estudiante pueda tener el mayor espacio posible para poder operar y evitar cualquier tipo de accidente.

1. En primer lugar debemos colocar el sistema de control en uno de los simuladores, en la parte diseñada para este objetivo.



Figura. A1 Sistema de Control Colocado En El Simulador

2. Una vez colocada el sistema de control procedemos a conectar el enchufe principal de alimentación a una conexión de 220V trifásico de tres líneas.



Figura. A2. Conexión de la Fuente de alimentación del sistema de control

3. Proceder a conectar los enchufes del sistema de control a los toma corrientes de cada motor.

Nota: Se puede conectar los enchufes del sistema del control a cualquiera de los dos motores, tomando en cuenta siempre a cual se lo designara Motor 1 y Motor 2 para el momento de activación desde el tablero.



Figura. A3. Conexión del enchufe del sistema de control al motor

Observar que el enchufe entre completamente en él toma corriente.



Figura A4. Conexión correcta del enchufe del sistema de control

4. Al culminar de conectar correctamente los enchufes de control a cada uno de los motores, proceder a accionar el breaker principal para alimentar al circuito de control y fuerza.

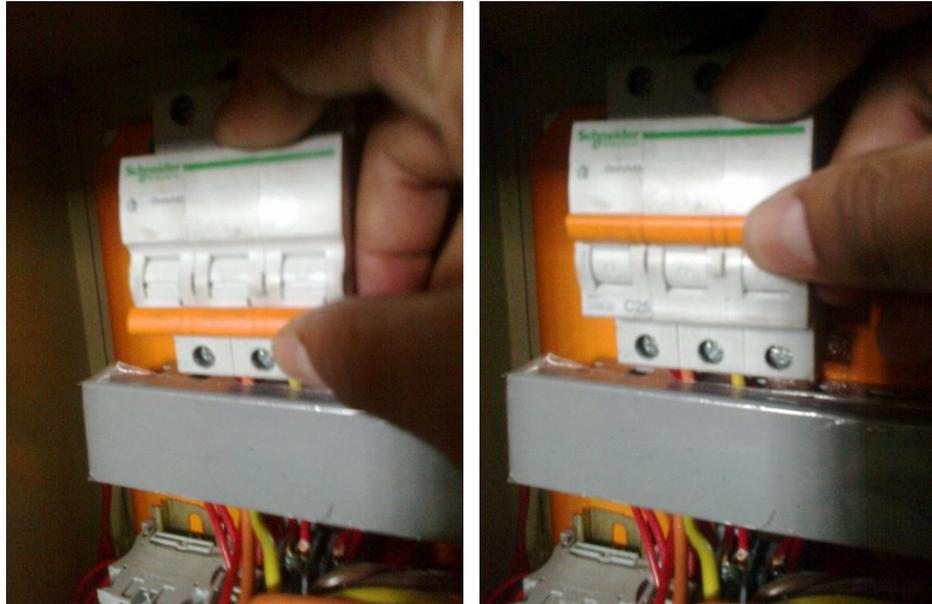


Figura A5. Accionamiento del breaker principal de OFF a ON.

5. Al conectar el breaker el variador de frecuencia quedara alimentado y se obtendrá la siguiente lectura.



Figura A6. Lectura inicial del variador de frecuencia

Observar que en el tablero de control no se encenderá ninguna de las luces de los botones de control.



Figura A7. Tablero de control inactivo.

6. Pulsar el botón RUN del variador.



Figura A8. Accionamiento del variador de frecuencia.

Y observar que en el tablero de control se encenderá la luz roja de RESET.



Figura A9. Posición Inicial Del sistema de control

7. Subir la frecuencia del variador paulatinamente mediante el potenciómetro para iniciar con la activación de cualquiera de los dos motores que se desee accionar.



Figura A10. Accionamiento del variador de frecuencia mediante el potenciómetro.

Al subir la frecuencia desde el variador inmediatamente la luz roja de tablero se apagará.



Figura A11. Vista del tablero del control al accionar el variador

8. Pulsar el botón del Motor 1 para hacer girar al motor y la luz verde se encenderá.



Figura A12. Accionamiento del Motor 1 mediante el tablero

Una vez que el motor empieza a trabajar se podrá aumentar la frecuencia del variador para poder conseguir las revoluciones requeridas para realizar las pruebas experimentales.

9. Para accionar le Motor 2 una vez que se a terminado de realizar las pruebas en un simulador es necesario bajar la frecuencia del motor a 0.



Figura A13. Variador de frecuencia a cero.

Al llegar el variador a cero en el tablero de control pulsamos el botón reset y la luz roja se encenderá lo que nos indicara que el sistema volvió a su posición inicial.



Figura A14. Accionamiento del botón reset.

10. Realizar el mismo procedimiento que en el paso 7, y procedemos a pulsar en este caso el pulsador del Motor 2 la luz del tablero se encenderá y el motor empezará a girar.



Figura A15. Accionamiento del Motor 2 mediante el tablero

11. Si observa que el velocímetro no marca la velocidad o gira en sentido anti horario esto significa que el sentido del motor debe ser contrario y para cambiar el sentido se deberá oprimir el botón MODE en el variador de frecuencia varias veces hasta que en la pantalla observe las siguientes siglas “Frd”.



Figura A16. Giro del motor hacia adelante

Una vez que observe que se ha desplegado las siglas en la pantalla pulsar la flecha hacia abajo del variador y observara que en la pantalla las siglas cambiaran a “Rev” y de esta manera quedara cambiado el sentido del motor. Pulsar nuevamente el botón MODE hasta que el variador llegue a la pantalla inicia “F 00.0” y realizar el mismo procedimiento del paso 10.



Figura A17. Giro del motor en Reversa

Una vez que el motor a empezado a girar y observa que el velocímetro empieza a marcar realizamos las pruebas experimentales requeridas aumentando la frecuencia del motor para obtener las revoluciones solicitadas.

12. Al termino de la practica bajar la frecuencia del variador a 0, oprimir el botón de reset del tablero de control observar que la luz roja se encienda y por ultimo oprimir el botón STOP del variador.



Figura A18. Variador de frecuencia en STOP.

13. Finalmente bajar el breaker principal de seguridad y desconectar cada una de las conexiones de alimentación y de control de los motores eléctricos.

ACCIONAMIENTO DE LOS PEDALES DE EMBRAGUE Y DE LAS PALANCAS DE LAS CAJAS DE CAMBIO.

Para realizar el cambio de marchas debemos accionar el pedal de embrague para ello pisarlo con firmeza realizar el cambio mediante el sistema de palancas y soltarlo inmediatamente, y observara el cambio de velocidad que se produce en el sistema.



Figura A19. Accionamiento del pedal de embrague de la caja de tracción posterior.



Figura A20. Accionamiento del pedal de embrague de la caja de tracción delantera.

Para seleccionar las marchas de cada caja seguimos el instructivo que esta colocado en cada uno de los simuladores.

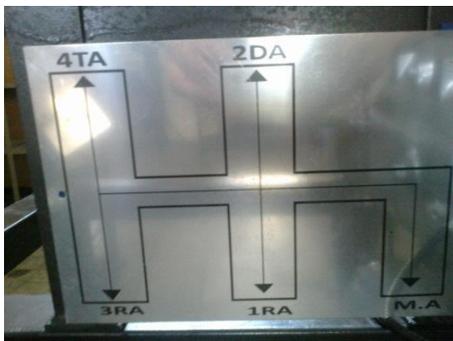


Figura A21. Instructivo de la caja de cambios de tracción posterior.



Figura A22. Palanca de cambios de la caja de tracción posterior.



Figura A23. Instructivo para el accionamiento de las marchas en la caja de tracción delantera.



Figura A24. Palanca 1 de la caja de tracción delantera.



Figura A25. Palanca 2 de la caja de tracción delantera.

ANEXO B
ARTÍCULO PARA LA REVISTA.

“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE DOS SIMULADORES DIDÁCTICOS DE CAJAS DE VELOCIDADES MECÁNICAS DE TRACCIÓN DELANTERA Y TRACCIÓN POSTERIOR”

Autores:

Erazo Santiago

Nazate Diego

Ing. Víctor Zambrano

Ing. Mauricio Cruz

Dpto. de Energía y Mecánica. Escuela Politécnica del Ejercito Latacunga.

Quijano y Ordoñez y Márquez de Maenza S/N Latacunga – Ecuador.

Email:

thyago_87@hotmail.com

diegonazatequel@hotmail.com

vdzambrano@espe.edu.ec

gmcruz@espe.edu.ec

RESUMEN

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

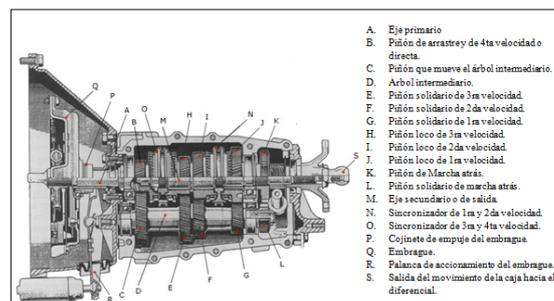
En los [vehículos](#), la caja de cambios o caja de velocidades es el elemento encargado de obtener en las ruedas el [par motor](#) suficiente para poner en movimiento el vehículo desde parado, y una vez en marcha obtener un par

suficiente en ellas para poder vencer las resistencias al avance, fundamentalmente las resistencias aerodinámicas, de rodadura y de pendiente.

Nota: La situación de la caja de cambios en el vehículo dependerá de la colocación del motor y del tipo de transmisión ya sea está delantera o trasera.

El objetivo principal de la tesis es diseñar y construir dos simuladores didácticos de cajas mecánicas de tracción delantera y tracción posterior. El proyecto contempla una revisión teórica y práctica de los componentes que intervienen en el sistema de transmisión y la comprobación de su funcionamiento óptimo.

La presente aplicación teórico – práctica, son dos simuladores didácticos de cajas



de cambios los cuales serán accionados mediante un motor eléctrico respectivamente los cuales tendrán la misión de generar el movimiento a cada caja de cambios a las diferentes revoluciones que se necesita para la realización de las pruebas experimentales. Para ellos se cuenta con un variador de frecuencia el cual controlara las revoluciones que los motores tendrán que entregar a las cajas en las distintas pruebas.

I. INTRODUCCIÓN

La caja de cambios en un vehículo es muy necesaria ya que si el motor de combustión interna transmitiera directamente el par a las ruedas, probablemente sería suficiente para que el vehículo se moviese en terreno llano.

Pero al subir una pendiente, el par resistente aumentaría, entonces el motor no tendría suficiente fuerza para continuar a la misma velocidad disminuyendo esta gradualmente, el motor perdería potencia y llegaría a pararse. Para evitar esto y poder superar el par resistente, es necesario colocar un órgano que permita hacer variar el par motor, según las necesidades de la marcha.

En resumen la caja de cambios es la encargada de aumentar, mantener o disminuir la relación de transmisión entre el cigüeñal y las ruedas, en función de las necesidades que tenga el conductor, con la finalidad de aprovechar al máximo la potencia del motor.

CONSTITUCIÓN DE LA CAJA DE CAMBIOS.

La caja de cambios está constituida por una serie de ruedas dentadas dispuestas en tres árboles.

- **Árbol primario**: Recibe el movimiento a la misma velocidad de giro que el motor.
- **Árbol intermedio o intermediario**: Es el árbol opuesto o contra eje.
- **Árbol secundario**: Consta de varios engranajes conducidos que están montados sueltos en el árbol, pero que se pueden hacer solidarios con el mismo mediante un sistema de desplazables.
- **Eje de marcha atrás**: Lleva un piñón que se interpone entre los árboles intermediario y secundario (longitudinal) o primario y secundario (transversal) para invertir el sentido de giro habitual del árbol secundario

Sincronizadores: son las piezas que se desplazan por sobre el tren

- móvil para enganchar silenciosamente las velocidades.

- **Anillo sincronizador o bronce:** son unas piezas cónicas con dientes en su base cuya función es igualar las velocidades de los piñones.
- **Horquillas:** se encargan de desplazar al conjunto mecánico de los sincronizadores para elegir una velocidad determinada.
- **Varilla selectora:** sobre ella se instalan las horquillas que van a desplazar los sincronizadores.
- **Piñón loco:** también se le conoce por el nombre de piñón de reversa, y tiene la función de cambiar el sentido de rotación proveniente del tren fijo al tren móvil para así poner en marcha atrás el automóvil.

II. PRUEBAS EXPERIMENTALES

Las pruebas a realizar en las cajas de velocidades se las han hecho a diferentes revoluciones, pero debido a que el variador nos muestra la frecuencia en Hertz se realizó la siguiente tabla de transformaciones.

Orden	Revoluciones (rpm)	Frecuencia (Hz)
1	1000	16,66
2	1500	25
3	2000	33,33
4	2500	41,67
5	3000	50
6	3600	60

Caja de Tracción Delantera.

a.- Prueba 1. 1000 rpm o 16,66 Hz.



N°	Marchas	Velocidad practica (km/h)	Velocidad calculada (km/h)
1	Primera	6	6
2	Segunda	10	10
3	Tercera	15	17
4	Cuarta	23	25

Velocidad alcanzada de las ruedas

b.- Prueba 2 a 1500 rpm o 25 Hz.



N°	Marchas	Velocidad practica (km/h)	Velocidad calculada (km/h)
1	Primera	7	9
2	Segunda	14	15
3	Tercera	24	25
4	Cuarta	37	38

Velocidad alcanzada de las ruedas

c.- Prueba 3 a 2000 rpm o 33,33 Hz.



N°	Marchas	Velocidad practica (km/h)	Velocidad calculada (km/h)
1	Primera	10	11
2	Segunda	18	20
3	Tercera	33	33
4	Cuarta	50	50

Velocidad alcanzada de las ruedas

d.- Prueba 4 a 2500 rpm o 41,66 Hz.



N°	Marchas	Velocidad practica (km/h)	Velocidad calculada (km/h)
1	Primera	14	15
2	Segunda	23	25
3	Tercera	42	42
4	Cuarta	63	63

Velocidad alcanzada de las ruedas

e.- Prueba 5 a 3000 rpm o 50 Hz.



Nº	Marchas	Velocidad practica (km/h)	Velocidad calculada (km/h)
1	Primera	17	18
2	Segunda	28	30
3	Tercera	50	50
4	Cuarta	77	75

Velocidad alcanzada de las ruedas

f.- Prueba 6 a 3600 rpm o 60 Hz.



Nº	Marchas	Velocidad practica (km/h)	Velocidad calculada (km/h)
1	Primera	20	21
2	Segunda	34	36
3	Tercera	60	60
4	Cuarta	90	90

Velocidad alcanzada de las ruedas

Caja de Tracción Posterior.

a.- Prueba 1. 1000 rpm o 16,66 Hz.



Nº	Marchas	Velocidad practica (km/h)	Velocidad calculada (km/h)
1	Primera	7	7
2	Segunda	12	12
3	Tercera	20	18
4	Cuarta	27	27

Velocidad alcanzada de las ruedas

b.- Prueba 2 a 1500 rpm o 25 Hz.



Nº	Marchas	Velocidad practica (km/h)	Velocidad calculada (km/h)
1	Primera	11	11
2	Segunda	20	18
3	Tercera	30	27
4	Cuarta	42	41

Velocidad alcanzada de las ruedas

c.- Prueba 3 a 2000 rpm o 33,33 Hz.



Nº	Marchas	Velocidad practica (km/h)	Velocidad calculada (km/h)
1	Primera	15	14
2	Segunda	25	24
3	Tercera	40	36
4	Cuarta	56	54

Velocidad alcanzada de las ruedas

d.- Prueba 4 a 2500 rpm o 41,66 Hz.



Nº	Marchas	Velocidad practica (km/h)	Velocidad calculada (km/h)
1	Primera	20	18
2	Segunda	34	30
3	Tercera	52	45
4	Cuarta	69	68

Velocidad alcanzada de las ruedas

e.- Prueba 5 a 3000 rpm o 50 Hz.



Nº	Marchas	Velocidad practica (km/h)	Velocidad calculada (km/h)
1	Primera	23	22
2	Segunda	40	36
3	Tercera	63	54
4	Cuarta	86	81

Velocidad alcanzada de las ruedas

f.- Prueba 6 a 3600 rpm o 60 Hz.



Nº	Marchas	Velocidad practica (km/h)	Velocidad calculada (km/h)
1	Primera	28	26
2	Segunda	50	43
3	Tercera	75	65
4	Cuarta	101	97

Velocidad alcanzada de las ruedas

III. CONCLUSIONES.

- Se desarrollo pruebas experimentales en cada uno de los simuladores para determinar la velocidad alcanzada a distintas revoluciones y marchas.
- En la comparación de datos de los cálculos y las pruebas realizadas existe un margen de error del 5%, ya que los neumáticos están suspendidos y no poseen fuerza de fricción como cuando están asentados en el pavimento.
- De las pruebas experimentales realizadas se pudo determinar que la caja de tracción posterior tiene mayor velocidad que la caja de tracción delantera debido a que la no tienen la misma relación de transmisión.
- Los datos de entrada serán visualizados mediante el panel digital del variador de frecuencia y los datos de salida mediante los velocímetros instalados en cada uno de los simuladores y de esta manera realizar la comparación de los datos obtenidos prácticamente y los calculados.

IV. RECOMENDACIONES.

- Determinar el giro correcto de los motores eléctricos mediante el variador de frecuencia para el funcionamiento de cada uno de los simuladores didácticos.
- Realizar el aumento de la frecuencia del variador paulatinamente para evitar que el variador realice un esfuerzo excesivo.
- Se recomienda no tener presionado por mucho tiempo el pedal del embrague ya que podría causar que el resorte de retorno del mismo pierda sus características físicas.

V. BIBLIOGRAFÍA

- Manual del automóvil CEAC
- Guillet, 1997, "Cinematica de Maquinas", CECOSA, pag.249-272
- <http://www.sanglasdestral.com/PDF/Caja%20de%20cambios.pdf>

- http://www.csicsif.es/andalucia/modules/mod_ense/revista/pdf/Numero_29/MARIA_DEL_ROSARIO_LOPEZ_ESPEJO_02.pdf

<http://www.mecanicavirtual.org/caja-cambios1.htm>