



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA

CAMPUS D'ALCOI

Potenciación y optimización del comportamiento dinámico de un vehículo con motor rotativo para circuito

MEMORIA PRESENTADA POR:

Joan Tarín Lozano

GRADO DE INGENIERÍA MECÁNICA

Convocatoria de defensa: Septiembre 2018

RESUMEN

“Potenciación y optimización del comportamiento dinámico de un vehículo con motor rotativo para circuito”

En este Trabajo Final de Grado se va a realizar un proyecto de modificación de un vehículo de fabricación en serie con motor rotativo Wankel para circuito.

El objetivo de este proyecto es mejorar todo el conjunto del vehículo de manera proporcionada entre los distintos sistemas que lo componen. Se expondrán los objetivos que se desean alcanzar, los cálculos realizados para seleccionar la mejor combinación de componentes, así como los motivos por los que se selecciona cada componente.

En primer lugar, se hará una introducción de los sistemas que componen un vehículo y una descripción histórica relacionada con los modelos de vehículos que han sido fabricados con motor rotativo. El funcionamiento de este tipo de motor es la parte menos conocida al no ser un motor alternativo de combustión interna.

Posteriormente, se abordarán los distintos sistemas que componen el vehículo y se dimensionarán acorde al motor, este será el primero en modificarse. Estos sistemas son los siguientes: transmisión, frenado, suspensión y conjunto llanta – neumático.

También se tratará los costes económicos que todo ello supone, realizando un presupuesto detallado de diseño, piezas y mano de obra.

Para finalizar se expondrán las líneas futuras que se podrán seguir para llegar a un nivel superior de optimización, mejora y desarrollo.

Palabras clave: potenciación, vehículo, motor, rotativo, circuito

SUMMARY

“Upgrade and optimization of a rotary engine vehicle's dynamic behaviour for track”

In this Bachelor's thesis, we will undertake a modification project of a chain production vehicle with a Wankel rotary motor for circuit use.

The purpose of this project is to improve the vehicle as a whole in a proportionate way relative to the systems within itself. The objectives will be explained, as well as the calculations made in order to select the best combination of components, and the reasons for which each component has been selected.

Firstly, there will be a system vehicle's introduction and a historical description in relation with the vehicle models that have been produced with a rotary motor. The motor's system is the less known of this project since we are not referring to an alternative internal combustion engine.

Later on, we will go over the different systems that form the vehicle and that will be measured in keeping with the engine that will be the first to be modified. Those systems will be the following: transmission, braking, suspension and rims – tyre.

We will also go over the economic aspect by preparing a detailed budget of parts and labour.

Finally, we will consider the future lines of research that could be followed to obtain a superior level of optimization, improvement and development.

Key words: upgrade, vehicle, engine, rotary, circuit

RESUM

“Potenciació i optimització del comportament dinàmic d’un vehicle amb motor rotatiu per a circuit”

En aquest Treball Fi de Grau es realitza un projecte de modificació d’un vehicle de fabricació en sèrie amb motor rotatiu Wankel per a circuit.

L’objectiu d’aquest projecte és millorar tot el conjunt del vehicle de forma proporcionada entre els distints sistemes que el componen. S’exposaran els objectius que es desitgen obtenir, els càlculs realitzats per a seleccionar la millor combinació de components, així com els motius pels quals se selecciona cadascun dels components.

En primer lloc, es farà una introducció dels sistemes que componen un vehicle i una descripció històrica relacionada amb els models de vehicles que han sigut fabricats amb motor rotatiu. El funcionament d’aquest tipus de motor és la part menys coneguda, ja que és un motor alternatiu de combustió interna.

Posteriorment, s’abordaran els diferents sistemes que componen el vehicle i es dimensionarà d’acord amb el motor, aquest serà el primer a modificar-se. Aquests sistemes són els següents: transmissió, frenat, suspensió i conjunt llanda – neumàtic.

També es tractaran els costos econòmics que tot açò suposa, realitza’n un pressupost detallat de disseny, peces i mà d’obra.

Per a finalitzar s’exposaran les línies futures que podran seguir-se per arribar a un nivell superior d’optimització, millora i desenvolupament.

Paraules clau: potenciació, vehicle, motor, rotatiu, circuit

Tabla de Contenidos

RESUMEN.....	3
SUMMARY	5
RESUM	7
ABREVIATURAS	13
LISTADO DE FIGURAS.....	15
LISTADO DE TABLAS	19
I. OBJETIVOS	21
I.1. Objetivos generales	23
I.2. Objetivos particulares	23
II. JUSTIFICACIÓN	27
III. INTRODUCCIÓN	31
III.1. Clasificación de tipos de carrocería según su construcción	34
III.1.1. Carrocería y chasis separados.....	34
III.1.2. Carrocería con plataforma-chasis	37
III.1.3. Carrocería autoportante	38
III.2. Clasificación de tipos de motor	40
III.2.1. Motor de Combustión Interna Alternativo.....	40
III.2.1. Motor de Combustión Interna Rotativo.....	49
III.2.3. Comparativa entre motor rotativo y MCIA	53
III.2.4. Cálculo de la cilindrada de un motor.	53
III.3. Clasificación de sistemas de transmisión.....	55
III.3.1. Embragues	55
III.3.2. Cajas de cambio.....	59
III.3.3. Diferenciales.....	61

III.3.4. Transmisión a las ruedas	65
III.4. Clasificación de sistemas de dirección	66
III. 5. Clasificación de sistemas de suspensión	69
III.4. Clasificación de sistemas de frenado.....	75
III.4.1. Frenos de tambor	76
III.4.2. Frenos de disco	77
III.5. Félix Wankel y el motor rotativo.....	81
III.5.1. Wankel en NSU	83
III.5.2. El motor rotativo Wankel	84
III.5.3. El motor rotativo Wankel en Mazda	93
III.5.4. El motor rotativo en la competición	95
IV. REVISIÓN DEL ARTE	99
V. DESARROLLO DEL PROYECTO	105
V.1. Modificaciones del motor y accesorios	112
V.1.1. Filtro de aire	112
V.1.2. Conductos de admisión de aire	113
V.1.3. Cuerpo del acelerador.....	113
V.1.4. Colector de admisión	115
V.1.5. Intercooler	116
V.1.6. Turbocompresores.....	118
V.1.7. Sistema de escape.....	120
V.1.8. Bomba de combustible.....	123
V.1.9. Raíles de inyección	125
V.1.10. Inyectores.....	126
V.1.11. Líneas de combustible	129
V.1.12. Regulador de presión de combustible	130
V.1.13. Bobinas	130

V.1.14. Cables de bujía	131
V.1.15. Bujías	131
V.1.16. Radiador.....	132
V.1.17. Bomba de agua.....	133
V.1.18. Sistema de lubricación	134
V.1.19. Radiadores de aceite	134
V.1.20. Termostato del eje excéntrico.....	135
V.1.21. Cáster de aceite de competición	136
V.1.22. Inyección de agua/metanol	138
V.1.23. Unidad de control electrónico	139
V.2. Modificaciones del sistema de transmisión	140
V.2.1. Embrague.....	140
V.2.2. Caja de cambios	143
V.2.3. Eje de transmisión.....	144
V.2.4. Diferencial	145
V.2.5. Palieres	148
V.3. Modificaciones del sistema de frenado.....	150
V.4. Modificaciones del sistema de suspensión.....	157
V.5. Modificaciones en el conjunto llanta – neumático.....	164
VI. PLIEGO DE CONDICIONES	167
VI.1. CALIDAD DE LOS MATERIALES EMPLEADOS.....	169
VI.2. NORMAS DE EJECUCIÓN.	169
VI.2.1. CHAPAS Y PERFILES.....	169
VI.2.2. SOLDADURAS.	169
VI.2.3. VARIOS.....	169
VI.3. CERTIFICADOS Y AUTORIZACIONES.....	170
VII. PRESUPUESTO	171

IX. CONCLUSIONES	179
X. BIBLIOGRAFÍA	183
XI. ANEXOS	189
XI.1. Cálculos de las posibles combinaciones de caja de cambios y relaciones finales de diferencial	191

ABREVIATURAS

Por orden de aparición.

UCE	Unidad de Control Electrónico
mm	Milímetro
MClA	Motor de Combustión Interna Alternativo
V_T	Volumen Total o Cilindrada
D o d	Diámetro
C	Carrera
V_U	Volumen Unitario
V_{max}	Volumen máximo
V_{min}	Volumen mínimo
A	Eje mayor
B	Eje menor
R	Radio
e	Excentricidad (cálculo motor rotativo)
b	Ancho
TBR	Torque Bias Ratio
rpm	Revolución por minuto
CV	Caballos de vapor
cc	Centímetro cúbico
km/h	Kilómetros por hora
K	Ratio del radio del rotor sobre la excentricidad
kg	Kilogramo
kW	Kilowatio
Nm	Newton metro
s	Segundo
mm^3	Milímetro cúbico
cm^3	Centímetro cúbico
L	Litro
N_e	Potencia efectiva
T	Par
π	Número Pi
P_{me}	Presión media efectiva
g_{ef}	Consumo específico
\dot{m}_f teórico	Caudal másico de combustible teórico
g/h	Gramo por hora
kg/s	Kilogramo por segundo
min	Minuto
%	Porcentaje
kg/m^3	Kilogramo por metro cúbico
\dot{m}_f real	Caudal másico de combustible real
AFR	Air Fuel Ratio
\dot{m}_a teórico	Caudal másico de comburente teórico
kg/min	Kilogramo por minuto
\dot{m}_a real	Caudal másico de comburente real
mm^2	Milímetro cuadrado
cm^2	Centímetro cuadrado
bar	Bar
m^3/h	Metro cúbico por hora

MAP_{req}	Presión absoluta requerida
F	Grados Fahrenheit
E_v	Rendimiento volumétrico
psi	Pulgada por libra cuadrada
l/h	Litro por hora
CNC	Control Numérico
FPD	Fuel pulsation damper
kV	Kilovoltio
V	Voltio
Ω/m	Ohm por metro
l/min	Litro por minuto
$^{\circ}C$	Grado Celsius
$^{\circ}$	Grado sexagesimal
l	Longitud
D_e	Diámetro exterior
e	Espesor
D_i	Diámetro interior
G	Módulo a la cizalladura
T_{adm}	Tensión admisible
Mt	Par
τ	Tensión
MPa	Mega Pascales
θ	Torsión máxima
r	Radio
μ	Coefficiente de rozamiento
N	Newton
rad	Radian
r min	Radio mínimo
R	Radio máximo
P	Presión
Nmm	Newton por milímetro
kg/mm	Kilogramo por milímetro
€	Euro

LISTADO DE FIGURAS

Figura 1. Bastidor en H	35
Figura 2. Bastidor en X.....	35
Figura 3. Bastidor perimétrico.	36
Figura 4. Bastidor tubular.	37
Figura 5. Carrocería y bastidor en H.	38
Figura 6. Carrocería autoportante.	39
Figura 7. Módulos de una carrocería autoportante.	39
Figura 8. Despiece de un MCIA.	41
Figura 9. Filtro de aire usado (izquierda) y filtro de aire nuevo (derecha).	42
Figura 10. Compresor (izquierda y turbocompresor (derecha).	42
Figura 11. Depósito de combustible.	43
Figura 12. Bombas de combustible.	43
Figura 13. Sección de un inyector de combustible.	44
Figura 14. Regulador de presión de combustible no ajustable.	44
Figura 15. Bobina de encendido y sus partes internas.	45
Figura 16. Cable de bujía y sus partes.	45
Figura 17. Bujía.	46
Figura 18. Bloque motor de 6 cilindros en línea.....	47
Figura 19. Bloque motor de 8 cilindros en V.	47
Figura 20. Disposición de los cilindros en V de 180° (izquierda) y tipo bóxer (derecha).	48
Figura 21. Alojamiento del rotor.	50
Figura 22. Placas intermedia y laterales y eje excéntrico.	50
Figura 23. Rotor.....	51
Figura 24. Ejes excéntricos de 2, 3 y 4 rotores (de arriba abajo).	52
Figura 25. Motor de 6 rotores.	52
Figura 26. Disco de embrague.	57
Figura 27. Volante de inercia.	58
Figura 28. Maza de presión.....	58
Figura 29. Collarín de empuje.	59
Figura 30. Engranajes internos de una caja de cambios.	60
Figura 31. Engranajes de un diferencial.	61
Figura 32. Partes internas de un diferencial viscoso.	63
Figura 33. Partes internas de un diferencial de desplazamiento limitado por discos de fricción.	64
Figura 34. Partes internas de un diferencial tipo Torsen.	65
Figura 35. Esquema del funcionamiento de un sistema de dirección asistida.	68
Figura 36. Suspensión de eje rígido.....	70
Figura 37. Suspensión de paralelogramo deformable.	72
Figura 38. Suspensión multibrazo.....	73
Figura 39. Suspensión McPherson.	74
Figura 40. Freno de tambor.....	76
Figura 41. Discos de freno, flotante y rayado, rayado, perforado y rayado y perforado (de izquierda a derecha).....	77
Figura 42. Pastillas de freno con distinto tipo de compuesto.....	78

Figura 43. Esquema de una pinza de freno y sus componentes.	79
Figura 44. Conjunto de pinzas, soportes, pastillas y latiguillos de freno.	79
Figura 45. Versiones de un mismo motor rotativo con el mismo desplazamiento interno pero con distinto volumen externo.	86
Figura 46. Félix Wankel en el desarrollo del motor rotativo.	87
Figura 47. Motor KKM250 de NSU.	92
Figura 48. NSU Wankel Spider.	94
Figura 49. Mazda Cosmo Sport.	94
Figura 50. Dos unidades de competición del Mazda Cosmo Sport.	96
Figura 51. Mazda RX-3 de competición.	96
Figura 52. Mazda RX-7 SA IMSA GTU 1980.	97
Figura 53. Mazda RX-7 FC IMSA GTO 1990.	97
Figura 54. Mazda RX-7 SA Grupo B de rally.	98
Figura 55. Mazda 787B, Ganador de las 24h de Le Mans en 1991.	98
Figura 56. RE-AMEMIYA RX-7 FD3S GT300.	102
Figura 57. FAM SPEED RX-7 FD3S.	103
Figura 58. PAN SPEED RX-7 FD3S.	103
Figura 59. Mazda RX-7 FD3S, vehículo base de las modificaciones.	107
Figura 60. Filtros de aire de algodón.	113
Figura 61. Comparación entre el cuerpo del acelerador original y el elegido para su instalación.	115
Figura 62. Comparativa entre el colector de admisión original y el colector elegido.	116
Figura 63. Disposición original del radiador e intercooler.	117
Figura 64. Disposición en V ofreciendo un mayor caudal al radiador e intercooler.	117
Figura 65. Intercooler para montaje en V.	118
Figura 66. Ventilador del intercooler para forzar el paso del aire.	118
Figura 67. Turbos Hitachi HT-12 originales.	119
Figura 68. Unidad turbocompresora Hitachi Bathurst SP.	119
Figura 69. Unidad biturbo Hitachi Bathurst SP y primer tramo del escape.	121
Figura 70. Comparativa entre un catalizador original y uno deportivo de la marca IRESA.	121
Figura 71. Comparativa entre las distintas medidas de las celdas en catalizadores que ofrece la marca IRESA.	122
Figura 72. Catalizador deportivo instalado en el vehículo.	122
Figura 73. Tramo final del escape de la marca SMB.	123
Figura 74. Sistema original de alimentación de combustible.	124
Figura 75. Sistema de combustible modificado con un depósito auxiliar.	124
Figura 76. Raíl primario de inyección de la marca CJ-Motorsports.	125
Figura 77. Comparativa de los raíles de la marca CJ-Motorsports, sin FPD y con FPD.	126
Figura 78. Inyectores "side-feed" originales de 850cc.	126
Figura 79. Inyectores primarios de la marca Injector Dynamics.	127
Figura 80. Inyectores secundarios de la marca Injector Dynamics.	128
Figura 81. Comparativa entre inyectores "top feed" y "side feed".	129
Figura 82. Tubo flexible serie 200 de Goodridge para alimentación de combustible.	129
Figura 83. Regulador de presión de combustible Aeromotive.	130
Figura 84. Bobinas AEM.	131
Figura 85. Bujía de iridio NGK BR10EIX.	132

Figura 86. Bomba de agua eléctrica y accesorios para su instalación.	133
Figura 87. Comparativa entre el radiador de aceite original y el radiador Setrab de 25 filas. .	135
Figura 88. Comparativa entre el termostato del eje excéntrico original y el instalado.	136
Figura 89. Cárter de aluminio tabicado para evitar el descebado de la bomba de aceite.	136
Figura 90. Sistema original de lubricación del motor y turbocompresores.	137
Figura 91. Conjunto de elementos para la inyección de agua/metanol.	139
Figura 92. Volante de inercia aligerado.	142
Figura 93. Contrapeso para equilibrar el conjunto de eje excéntrico y rotores.	142
Figura 94. Conjunto de maza, disco, rodamiento y centrador de embrague.	143
Figura 95. Composición interna del diferencial Cusco RS.	147
Figura 96. Palieres modificados.	149
Figura 97. Comparativa entre el palier original (arriba) y el elegido (bajo).	149
Figura 98. Conjunto del sistema de frenos delantero de la marca AP Racing.	156
Figura 99. Conjunto de disco trasero con soporte para la pinza de freno.	156
Figura 100. Comparativa entre los distintos coeficientes de fricción de los modelos de la marca Carbone Lorraine.	157
Figura 101. Conjunto de suspensión delantera original.	158
Figura 102. Conjunto de suspensión trasera original.	158
Figura 103. Modos de funcionamiento del control electrónico de la suspensión Tein.	159
Figura 104. Componentes físicos del control electrónico de suspensión.	160
Figura 105. Brazos traseros de suspensión regulables.	160
Figura 106. Unión entre la barra estabilizadora y la suspensión trasera.	161
Figura 107. Reacción del vehículo sin barra de torretas ni estabilizadora.	162
Figura 108. Reacción del vehículo con barra de torretas ni estabilizadora.	162
Figura 109. Silentblocks del sistema de suspensión.	163
Figura 110. Comparativa entre la llanta y neumático original y los propuestos para su sustitución.	165

LISTADO DE TABLAS

Tabla 1. Comparativa entre los distintos vehículos sobre los cuales se basan las mejoras propuestas en el proyecto.	102
Tabla 2. Características del vehículo original.....	107
Tabla 3. Consumos de combustible y comburente del vehículo de serie.....	110
Tabla 4. Consumos de combustible y comburente para alcanzar el par objetivo.	111
Tabla 5. Reducción de pesos del conjunto del embrague.	141
Tabla 6. Comparativa entre las relaciones de cambio de la caja de cambios original y la caja Quaife seleccionada.	144
Tabla 7. Comparativa entre par de frenado original y par con las modificaciones propuestas.	155
Tabla 8. Precio del material seleccionado.	173
Tabla 9. Precio del diseño y ejecución del proyecto.	174
Tabla 10. Presupuesto total.	174
Tabla 11. Comparativa de relaciones de transmisión y velocidades entre la combinación de caja de cambios y diferencial original y caja de cambios Quaife y distintas relaciones de transmisión del diferencial.	192

I. OBJETIVOS

OBJETIVOS

I. Objetivos

I.1. Objetivos generales

El objetivo principal de este proyecto es mejorar un vehículo diseñado entre los años 80 y 90 con tecnología que ahora está obsoleta. Para ello se van a realizar cambios en los distintos componentes que forman el vehículo. Siendo la mejora principal en el grupo propulsor y adecuando todos los demás sistemas a la mejora realizada inicialmente.

El vehículo se va a destinar a uso exclusivo en circuito cerrado por lo que las modificaciones podrán ser más agresivas en cuanto a restricciones de un vehículo que circula por la vía pública. En el caso de que fuese para utilizar en la vía pública se deberían cumplir las normas de la legislación vigente en cuanto a modificaciones en vehículos, realizar un proyecto y que un laboratorio autorizado dé el visto bueno de todas las reformas y así poder legalizarlas. En este caso, la base es un turismo de producción, concretamente un Mazda RX-7 FD3S Versión R1 del año 1993 dotado con un motor rotativo Wankel 13B-REW de 2 rotores y 4 tiempos con una cilindrada de 1308cc y sobrealimentado con dos turbocompresores.

Para poder mejorar el vehículo elegido se van a instalar componentes con tecnología actual, los cuales van a aportar mejoras a sus características para poder competir en las mismas condiciones que un vehículo actual en un circuito cerrado en distintos tipos de competiciones.

Como se ha dicho anteriormente la mejora principal a realizar es sobre el propulsor y sus accesorios. Una vez establecida esta mejora se va a proceder a la modificación de los demás sistemas que componen el vehículo adecuando proporcionalmente las siguientes mejoras a las nuevas características del motor. Para así evitar posibles descompensaciones entre las distintas partes.

I.2. Objetivos particulares

Grupo motopropulsor y elementos auxiliares

Obtener un aumento de potencia y par de grupo propulsor sin modificar la cilindrada ni la relación de compresión. Para ello se ha recurrido a la instalación de nuevos componentes en los sistemas de encendido, sobrealimentación, admisión, escape, refrigeración, lubricación y se ha añadido un sistema de inyección de agua/etanol.

I. Objetivos

Sistema de transmisión

Mejorar la entrega de par a las ruedas mediante la instalación de una nueva caja de cambios mejorando las prestaciones de origen, así como un eje de transmisión más ligero y un diferencial con un sistema de transmisión de par distinto al original. Para abarcar una amplia gama de relaciones, se dispondrá de diferentes relaciones de transmisión para el diferencial.

Sistema de frenado

En el apartado del sistema de frenado se ha elegido una mejora de todo el conjunto que abarca bomba, latiguillos, pinzas, discos y pastillas de freno para ofrecer una potencia de frenado acorde a la que desarrolla el motor.

Sistema de suspensión

El sistema de suspensión es una parte fundamental para poder ofrecer una conducción precisa y poder adaptarse perfectamente al pavimento por el cual se circula. Esta mejora incluye un nuevo sistema de muelles y amortiguadores que trabajan dirigidos por una unidad de control electrónico que puede modificar la dureza de la suspensión en función de la velocidad del vehículo y dependiendo si este está en fase de aceleración o frenando. También puede actuar modificando la dureza de los amortiguadores de un lateral del vehículo si este se encuentra en una curva con peralte para poder equilibrar las fuerzas ejercidas sobre el chasis y que la conducción sea lo más estable posible.

Conjunto llanta - neumático

Los neumáticos son los únicos componentes del vehículo que están en contacto con el pavimento. Una mejora sobre estos es un gran avance prestacional. En este caso se ha elegido una medida más grande que la original y con varios compuestos más blandos que los utilizados por los vehículos en carreteras abiertas al tráfico. Para el montaje de estos nuevos neumáticos son necesarias unas nuevas llantas con una medida que se adapte a los nuevos neumáticos. Las llantas ofrecen un desplazamiento lateral superior a las llantas originales ofreciendo un aumento de los anchos de vías anterior y posterior que mejora la estabilidad, tracción y manejo.

Sistema electrónico de control

I. Objetivos

Instalar una Unidad de Control Electrónico moderna que pueda calcular más datos por unidad de tiempo que la UCE original y que disponga de más entradas y salidas para futuras actualizaciones y mejoras.

Para el correcto control y manejo de todas las señales del grupo motopropulsor se ha decidido instalar una unidad de control electrónico con mayor capacidad de procesamiento que la original, ofreciendo una mayor tasa de cálculos por segundo. Así como la posibilidad de instalar sensores y actuadores para controlar las nuevas funcionalidades que atañen al control del motor y accesorios.

II. JUSTIFICACIÓN

JUSTIFICACIÓN

II. Justificación

Se ha elegido la modificación de un automóvil por la afición al mundo de la competición automovilística en todas sus variantes, por aplicar los conocimientos adquiridos en diversas ramas de la mecánica y por realizar el planteamiento de un proyecto personal el cuál se llevará a cabo en un futuro.

También por ser un tema poco tratado, pero a su vez un mundo apasionante donde las múltiples opciones para una elección varían en gran medida el resultado final del proyecto. Teniendo en cuenta multitud de variables y posibles combinaciones, tomando decisiones personales basándose en preferencias más allá de los cálculos.

III. INTRODUCCIÓN

INTRODUCCIÓN

III. Introducción

Definición de vehículo.

Del lat. vehicŭlum.

1. m. Medio de transporte de personas o cosas.

Definición de potenciación.

1. f. Acción y efecto de potenciar.

Un vehículo es un medio de transporte de personas o cosas que permite trasladarlas de un punto A a un punto B mediante el uso de vías pavimentadas o no.

Según la actual legislación española la clasificación de vehículos se realiza mediante la asignación de una cifra de 4 dígitos (0000). Las 2 primeras cifras clasifican al vehículo por su construcción y las 2 últimas cifras lo clasifican por su utilización.

Para clasificar el vehículo que es la base de este proyecto se elige la cifra 1000. El criterio de construcción representado por las 2 primeras cifras es:

10 turismo: automóvil distinto de la motocicleta, especialmente concebido y construido para el transporte de personas y con capacidad hasta 9 plazas, incluido el conductor.

Y el criterio de utilización representado por las 2 últimas cifras es:

00 sin especificar: teniendo clasificado el tipo de vehículo se procede a identificar las distintas partes que lo forman, clasificación de estas y exposición de los distintos tipos que existen en el mercado.

Hay distintas y muy variadas formas de clasificar las partes de un vehículo tipo turismo. En este caso se elige una clasificación en la que predomina el enfoque de las distintas partes mecánicas. A continuación, se procede a clasificar los principales grupos que componen un vehículo, nombrando las opciones más habituales y modernas o que hayan sido un punto de inflexión durante la historia del mundo del automóvil.

III.1. Clasificación de tipos de carrocería según su construcción

III.1.1. Carrocería y chasis separados

Este sistema es de los más antiguos que se han empleado en la industria del automóvil. Hoy en día se utiliza para la fabricación de vehículos industriales como pueden ser camiones y autobuses. También se emplea en algún todoterreno y en automóviles con carrocería de fibra de vidrio o carbono. Este sistema se compone por la unión de 2 partes: el bastidor y la carrocería. El bastidor es un elemento compuesto por un armazón de vigas o largueros de acero a lo largo del vehículo, estos se unen mediante travesaños unidos por soldadura, unión atornillada o remachada, dispuestos transversal o diagonalmente.

El sistema de carrocería y chasis separados es robusto y resistente para el transporte de cargas elevadas y muy rígido para soportar esfuerzos estáticos y dinámicos. Esta combinación está en desuso en automóviles ya que aumenta considerablemente el peso, se obtiene un menor control sobre las zonas de deformación, su centro de gravedad es más elevado lo que hace disminuir la estabilidad y aumenta el coeficiente aerodinámico y su coste de fabricación es más elevado.

Tipos de bastidor

- En escalera o en H

Formado por dos largueros principales de chapa laminada o embutida y soldada, con perfil cajado, unidos mediante travesaños.



Figura 1. Bastidor en H

- De columna o en X

Este bastidor se estrecha por el centro lo que proporciona al vehículo una estructura rígida. Está diseñado para ofrecer puntos que soporten una torsión elevada. El travesaño delantero ofrece gran robustez para fijar los anclajes de las suspensiones delanteras. El tubo central cuenta con una viga gruesa con perfil cuadrado o redondo y tiene sus extremos sujeciones para poder alojar a los elementos mecánicos del vehículo. Este bastidor se empleaba en vehículos de competición antiguos.

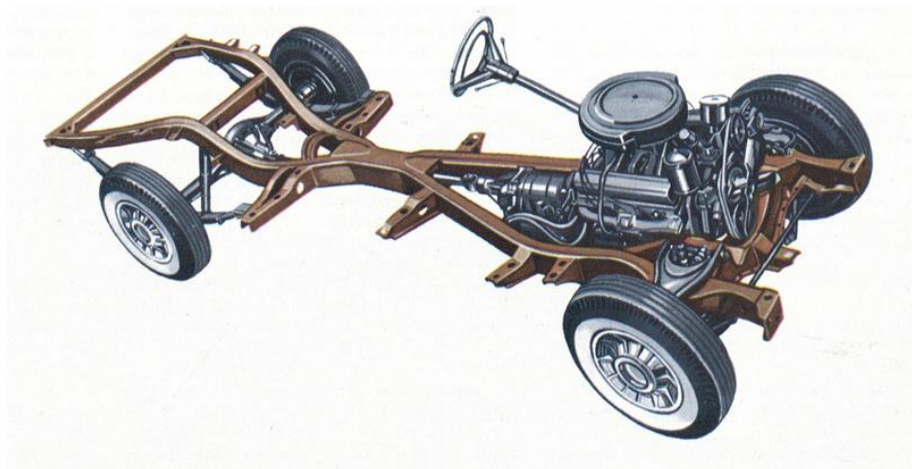


Figura 2. Bastidor en X.

III. Introducción

- Perimétrico

En este bastidor los largueros forman la parte más ancha de la carrocería lo cual ofrece una mayor protección en caso de colisión lateral. Detrás y delante de las ruedas presentan una configuración escalonada que forma una caja de torsión que en caso de impacto absorbe gran parte de la energía generada debido a la brusca deceleración.

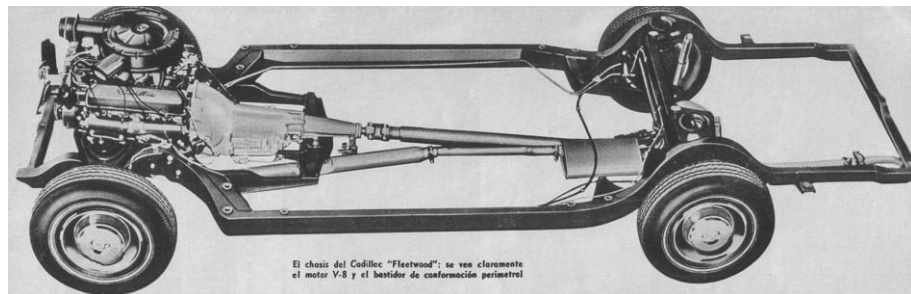


Figura 3. Bastidor perimétrico.

- Tubular

Este tipo de bastidor deja a un lado el concepto de pesado y ofrece la creación de estructuras de diferentes formas exteriores sobre las que atornillar la carrocería. La unión de tubos ofrece una estructura muy rígida y liviana, permitiendo aligerar otras piezas que componen el vehículo. Este diseño se emplea en vehículos de competición donde la carrocería solo tiene una función aerodinámica y el chasis ofrece una gran rigidez y espacio para acceder a las partes mecánicas. No se emplea en vehículos de producción en serie por su elevado coste de fabricación.

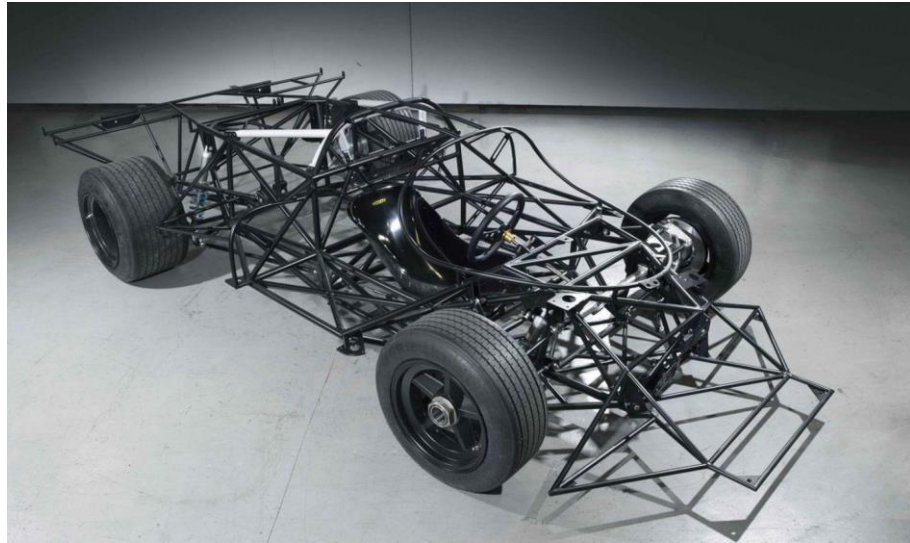


Figura 4. Bastidor tubular.

III.1.2. Carrocería con plataforma-chasis

La diferencia entre este tipo de carrocerías y la nombrada en el punto anterior es que en la fabricación de las carrocerías con plataforma-chasis la unión de estas 2 se realiza mediante puntos de soldadura. La plataforma está constituida de un chasis ligero formado por la unión de varias chapas. Estas forman una base que soporta las partes mecánicas.

Tipo de unión entre el chasis y la carrocería

- Atornillada: debido a la rigidez de la plataforma, la carrocería lleva gran cantidad de elementos desmontables, como las aletas delanteras y traseras, los pasos de rueda, ...
- Mediante soldadura por puntos o remachado: En este caso los elementos desmontables son las aletas delanteras. El resto de la carrocería es amovible al ser más ligera.

Esta opción permite disponer de diferentes carrocerías para montar sobre la misma plataforma base. Generalmente se utiliza para automóviles que deben soportar cargas y esfuerzos elevados, como furgonetas, furgones y todoterreno.

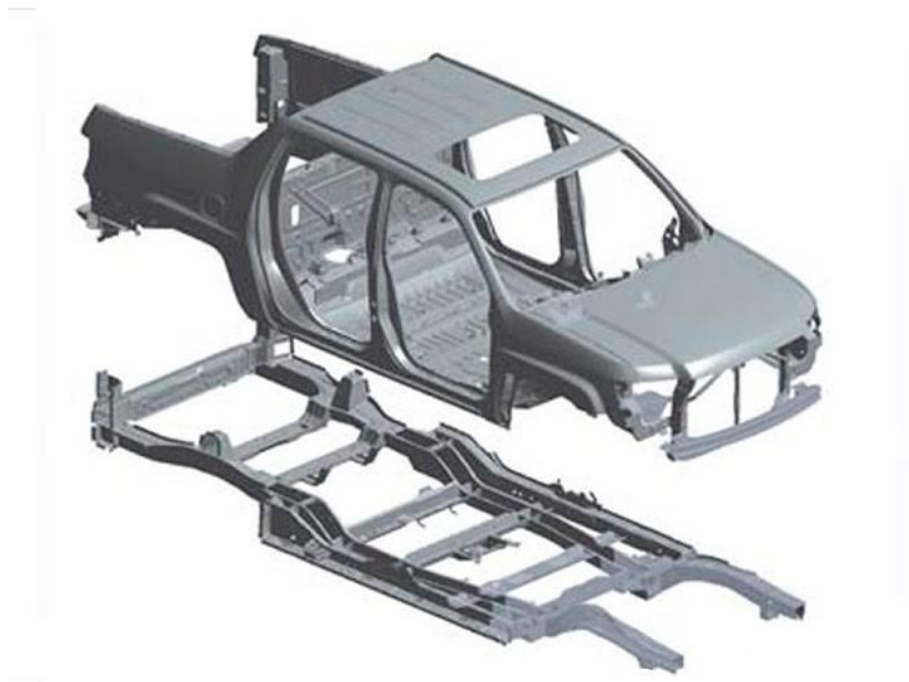


Figura 5. Carrocería y bastidor en H.

III.1.3. Carrocería autoportante

Esta configuración es que emplean actualmente los fabricantes de automóviles. La idea base es la de diseñar una estructura metálica envolvente formada por la unión de chapas de diferentes formas y espesores. El objetivo es el de construir una carrocería resistente que se soporte a sí misma y pueda albergar los elementos mecánicos que componen un vehículo.

Esta estructura ha de aportar una resistencia suficiente para aguantar las solicitaciones de flexión y torsión durante su uso, las cargas estáticas, debe ser una buena base para soportar el montaje de elementos mecánicos y eléctricos y debe poseer una forma característica.

La estructura está formada por chapa de alta resistencia, esto es variable dependiendo de donde se calcule que la carrocería va a soportar más esfuerzos. El suelo está formado por cajeados y travesaños dispuestos de forma longitudinal y transversal que ofrecen una elevada rigidez y resistencia. El suelo se suelda a las diferentes partes de la carrocería, techo, pilares, montantes laterales, ... formando un todo capaz de absorber los esfuerzos mecánicos a los que va a ser sometido el vehículo.

III. Introducción

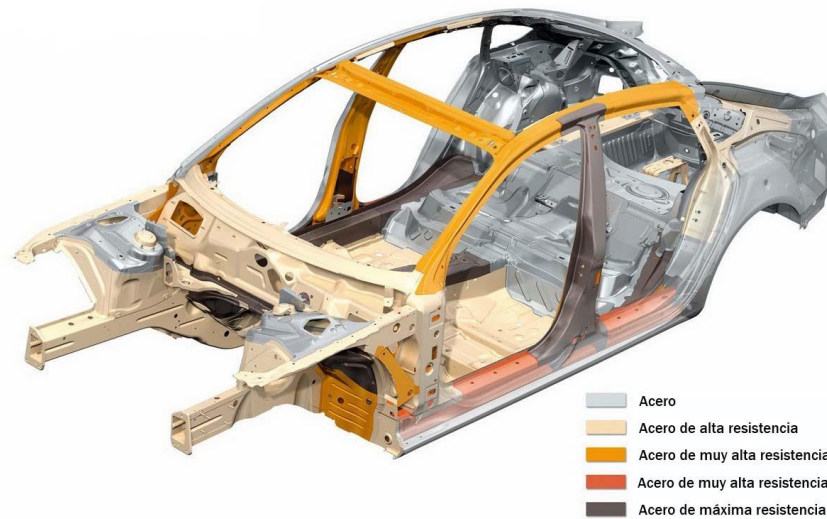


Figura 6. Carrocería autoportante.

Las chapas utilizadas se cortan y estampan en etapas sucesivas hasta adquirir la forma y grosor deseados, para cumplir los requisitos de resistencia y rigidez óptimos con el menor peso posible.

No todas las piezas poseen el mismo espesor. Los elementos con funciones estructurales como los largueros, traviesas o pilares se fabrican con planchas con un grosor entre 1,2 y 2,5 mm. Para elementos no estructurales como puertas o capó se utilizan planchas de 0,7 o 0,8 mm de espesor.

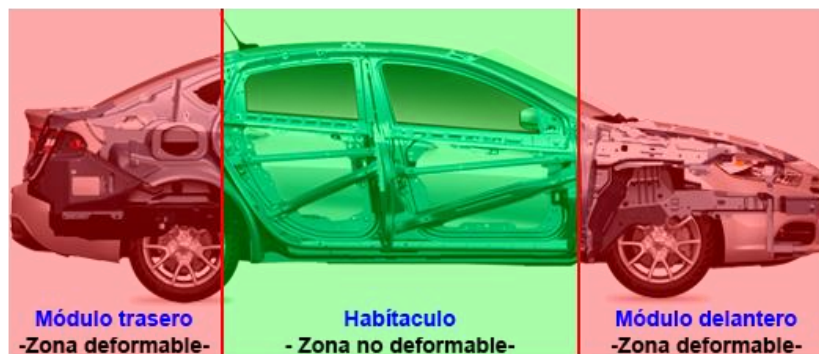


Figura 7. Módulos de una carrocería autoportante.

III. Introducción

Las ventajas que ofrece este tipo de carrocerías son:

- Permite construir vehículos ligeros con una alta estabilidad y rigidez estructural.
- Se fabrican en serie lo cual ofrece una perfección en su fabricación.
- Su centro de gravedad es más bajo que las vistas anteriormente, esto mejora la estabilidad en marcha del vehículo.
- Para su fabricación se emplea maquinaria automatizada por lo que son más económicas debido a su producción en serie.

III.2. Clasificación de tipos de motor

El motor forma parte del grupo motopropulsor y es el elemento que transforma la energía química del combustible en energía mecánica y la transmite a las ruedas para dar movimiento al automóvil. El motor por sí mismo no puede generar energía y necesita de elementos auxiliares que realizan diferentes funciones y ayudan a la realización del cometido del motor. Los elementos auxiliares van a ser enumerados posteriormente, cuando se realice su sustitución o modificación para no extender la clasificación de los tipos de motores ya que hay una gran diversidad de accesorios con sus respectivos tipos.

En el mundo de la automoción se pueden clasificar los motores en dos grandes grupos, estos son: Motor de Combustión Interna Alternativo (MCIA) y Motor de Combustión Interna Rotativo.

Estos dos tipos de motores pueden funcionar en ciclo de 2 o 4 tiempos, modificando su construcción y partes internas. En este caso solo se va a abordar los tipos de motores que entregan la potencia siguiendo el ciclo de 4 tiempos y encendido provocado.

III.2.1. Motor de Combustión Interna Alternativo

El MCIA se basa en el sistema de biela-manivela, su forma más básica se compone de:

- Bloque motor
- Cigüeñal
- Biela
- Pistón
- Válvula de admisión

III. Introducción

- Válvula de escape
- Árbol de levas
- Bujía

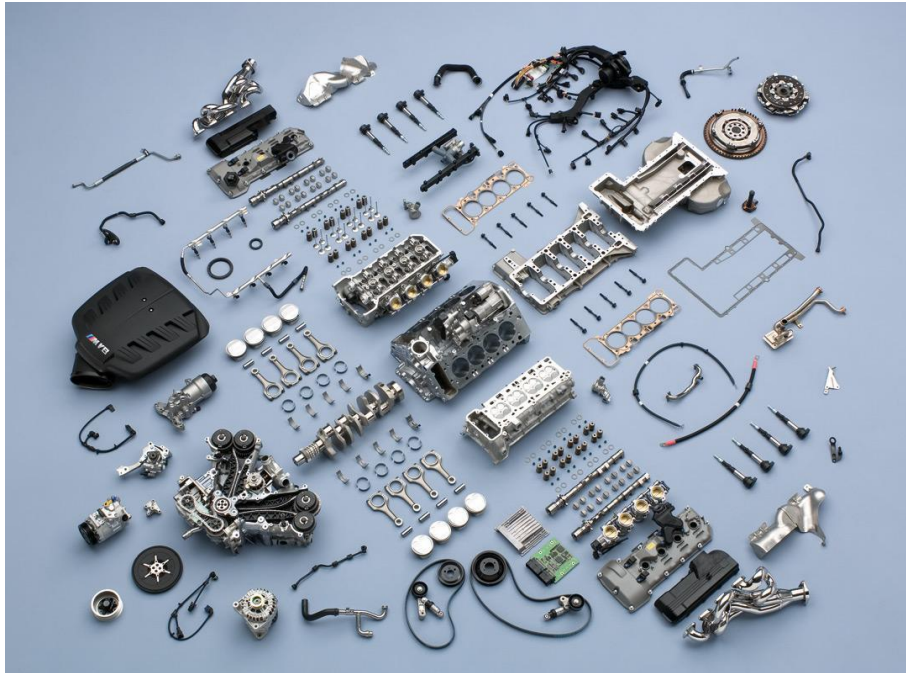


Figura 8. Despiece de un MCI.

En el caso del MCI de 4 tiempos por encendido provocado, este utiliza la presión y temperatura generadas en la cámara de combustión, la energía química del combustible y el arco voltaico generado por la bujía para generar una llama y así quemar el combustible dentro de la cámara de combustión. Esta acción realizada repetidamente y en un espacio muy corto de tiempo, permite al motor generar una potencia en el cigüeñal.

Para realizar esa combustión es necesario introducir combustible y comburente en la cámara de combustión y encender la mezcla en el momento preciso.

El sistema de admisión se encarga de introducir la cantidad necesaria de comburente en el motor para realizar la combustión de forma adecuada. Este sistema está formado por:

- Filtro de admisión que evita que impurezas puedan entrar en el motor.
- Conjunto de sensores que calculan la cantidad de comburente que se admite en el motor.
- Tuberías que conducen el comburente hasta la cámara de combustión.

III. Introducción

- Unidad de compresión o turbocompresión, si el motor está sobre alimentado esta unidad permite introducir más comburente en el motor, comprimiéndolo de manera que en el mismo volumen se introduzcan una mayor masa de comburente.



Figura 9. Filtro de aire usado (izquierda) y filtro de aire nuevo (derecha).



Figura 10. Compresor (izquierda) y turbocompresor (derecha).

III. Introducción

Para la inserción del combustible en la cámara de combustión se hace uso de un sistema de combustible, formado por:

- Depósito de combustible, que aloja una cantidad de combustible para su utilización.
- Bomba de combustible, que ofrece presión al sistema de combustible.
- Inyectores, que inyectan la cantidad de combustible necesaria en la cámara de combustión en el momento exacto para su utilización.
- Regulador de presión, que regula la presión del sistema, evita sobrepresiones que pudiesen dañar a los componentes.



Figura 11. Depósito de combustible.



Figura 12. Bombas de combustible.

III. Introducción

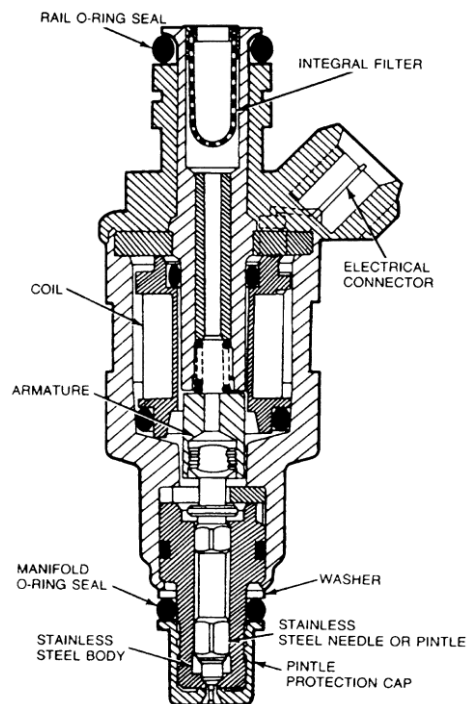


Figura 13. Sección de un inyector de combustible.



Figura 14. Regulador de presión de combustible no ajustable.

Para realizar la combustión es necesario un sistema de encendido que realice la ignición en la cámara de combustión, formado por:

- Bobina, que crea una corriente eléctrica de alta tensión a partir del voltaje de la batería del automóvil.
- Cable de bujía, que transmite la corriente eléctrica de la bobina a la bujía.

III. Introducción

- Bujía, que crea un arco voltaico entre sus electrodos para crear el punto de ignición en la cámara de combustión.
- Sensor del cigüeñal, que indica en qué punto se encuentra cada pistón para así poder encender la mezcla en el momento más idóneo.

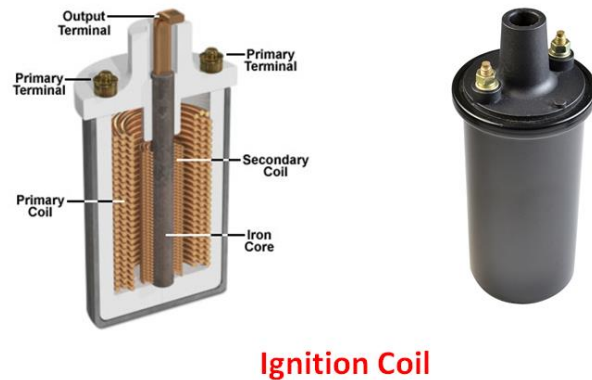


Figura 15. Bobina de encendido y sus partes internas.

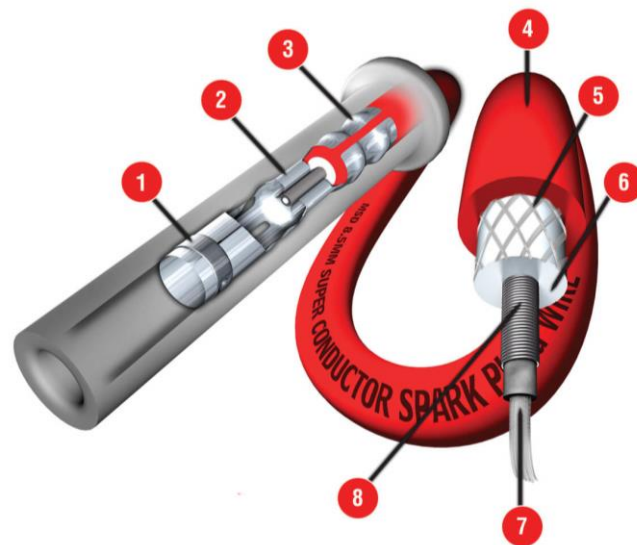


Figura 16. Cable de bujía y sus partes.

III. Introducción

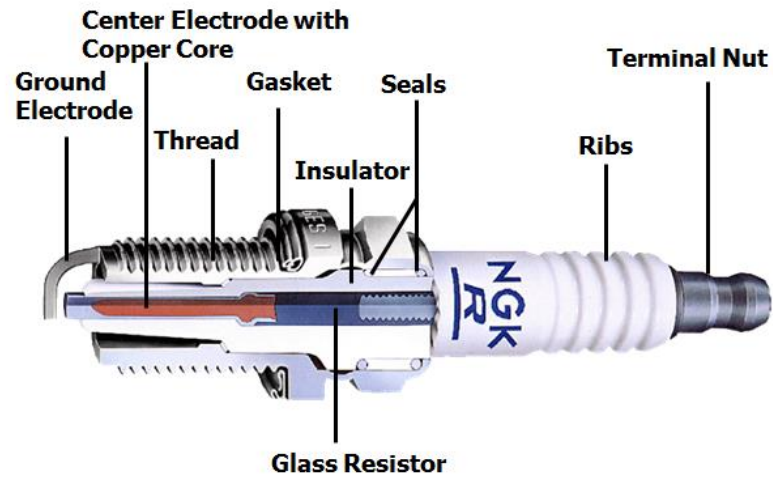


Figura 17. Bujía.

El motor MCI se fabrica con una disposición múltiple de cilindros en el sector de la automoción, aunque en motocicletas y otros dispositivos se puede encontrar MCI monocilíndricos.

Los MCI policilíndricos se pueden clasificar en 3 grandes grupos según la disposición de los cilindros:

En línea

Actualmente esta disposición es la más utilizada, se pueden ver motores desde 2 hasta 6 cilindros en línea. Los motores de 2,3 y 4 cilindros son los más utilizados en gamas bajas y medias en el sector automovilístico.

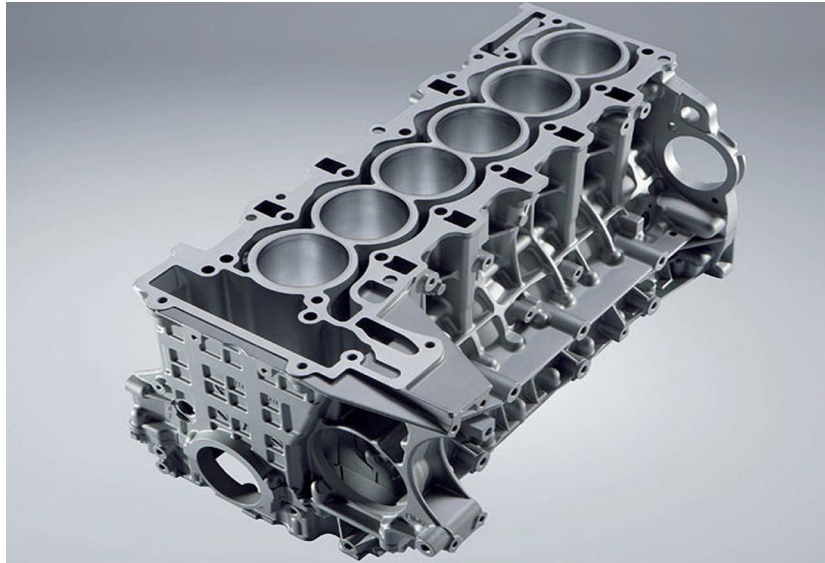


Figura 18. Bloque motor de 6 cilindros en línea.

En vee

Con esta disposición podemos encontrar motores con 6, 8, 10 y 12 cilindros y distintos ángulos entre las bancadas. Estas disposiciones se suelen encontrar en berlinas y deportivos ofreciendo una mayor potencia que los motores en línea en algunos casos.

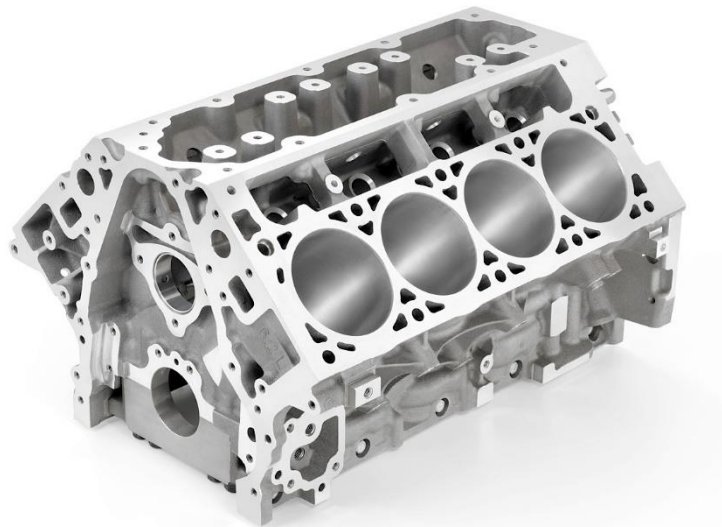


Figura 19. Bloque motor de 8 cilindros en V.

III. Introducción

Opuestos

Esta disposición puede verse como una mezcla entre la disposición en línea y una uve a 180 grados entre bancadas. En este tipo de motor se debe distinguir entre el motor Boxter, con una muñequilla de cigüeñal para una biela y el motor en H o V a 180° el cual tiene dos bielas unidas a una misma muñequilla del cigüeñal. Se pueden encontrar motores con 4, 6 u 8 cilindros en automóviles. La principal ventaja de esta disposición es reducir el centro de gravedad del motor.

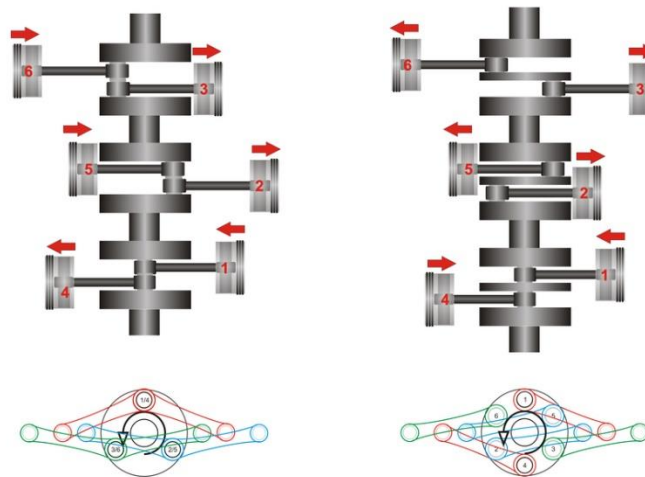


Figura 20. Disposición de los cilindros en V de 180° (izquierda) y tipo bóxer (derecha).

Una vez obtenida la clasificación según la disposición de los cilindros, se hace referencia al lugar que ocupa el motor en el vehículo. Hay 3 posiciones en las que se puede instalar el motor:

Motor en posición delantera

Esta disposición es la más común. El motor se encuentra delante del eje delantero o sobre él, en esta posición el sistema de transmisión se puede situar en posición delantera si el motor se monta transversalmente y ofrece así un vehículo con tracción delantera o integral. Si el motor se monta longitudinalmente el vehículo es de propulsión o tracción integral.

III. Introducción

Motor en posición trasera

Esta disposición sitúa al motor encima del eje trasero o tras él. Se puede observar casi en su totalidad a vehículos deportivos ofreciendo una configuración de propulsión o tracción integral.

Motor en posición central

El motor se encuentra en posición central cuando este se halla ubicado entre el eje delantero y trasero del vehículo, pudiendo situarse en la parte delantera o trasera, pero encontrarse ubicado entre los 2 ejes del vehículo, los vehículos con esta configuración normalmente son de propulsión.

III.2.1. Motor de Combustión Interna Rotativo

El motor rotativo transmite la potencia a la transmisión mediante el giro de sus componentes internos. Estos describen un movimiento circular continuo por lo que no hay puntos muertos durante su funcionamiento como en el MCIA. Los sistemas de admisión de comburente y combustible son los mismos que en un MCIA, así como todos los sistemas auxiliares para su funcionamiento. La principal diferencia es su construcción, está formado por:

Bloque motor

Formado por alojamientos de los rotores, placa intermedia y laterales. Estos componentes se encargan de mantener la estanqueidad del sistema de refrigeración y las cámaras de combustión dejando un espacio para el giro del rotor.

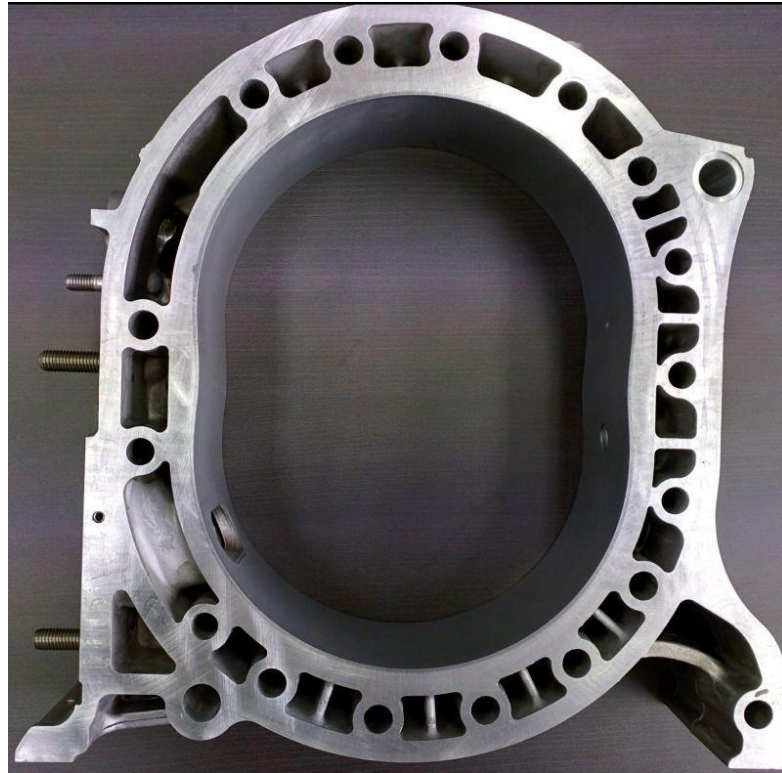


Figura 21. Alojamiento del rotor.

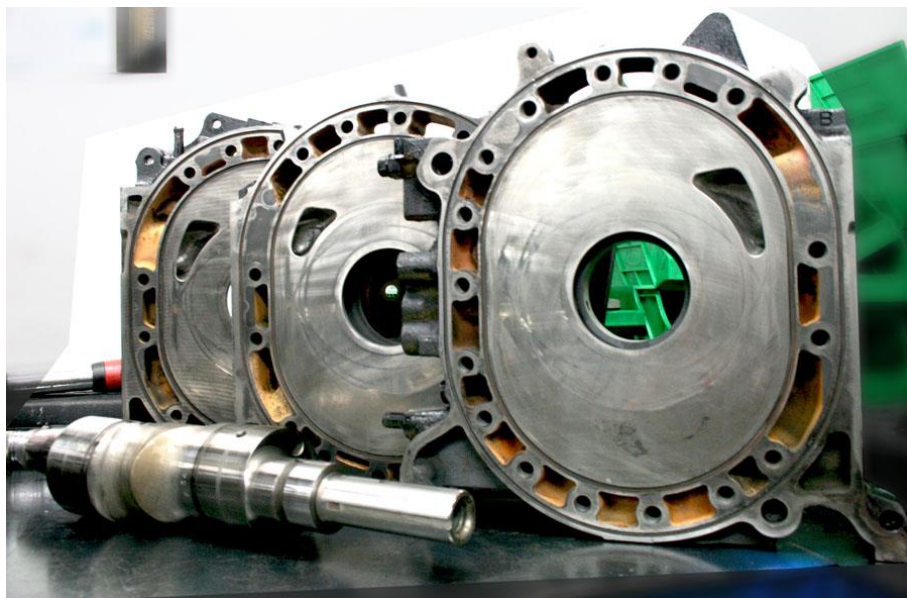


Figura 22. Placas intermedia y laterales y eje excéntrico.

Rotor

El rotor se encarga de separar sus 3 cámaras de combustión mediante segmentos en sus vértices. El motor rotativo no dispone de válvulas y el mismo rotor es el que realiza la apertura y cierre de los puertos de admisión y escape como un MCIA de 2 tiempos.



Figura 23. Rotor.

Eje excéntrico

Es el eje que permite a los rotores describir el movimiento circular para realizar las combustiones y así extraer la potencia hacia el sistema de transmisión. El eje excéntrico tiene 2 misiones, transmitir el trabajo producido por los rotores y lubricar a los rotores por su interior para reducir su temperatura.

III. Introducción

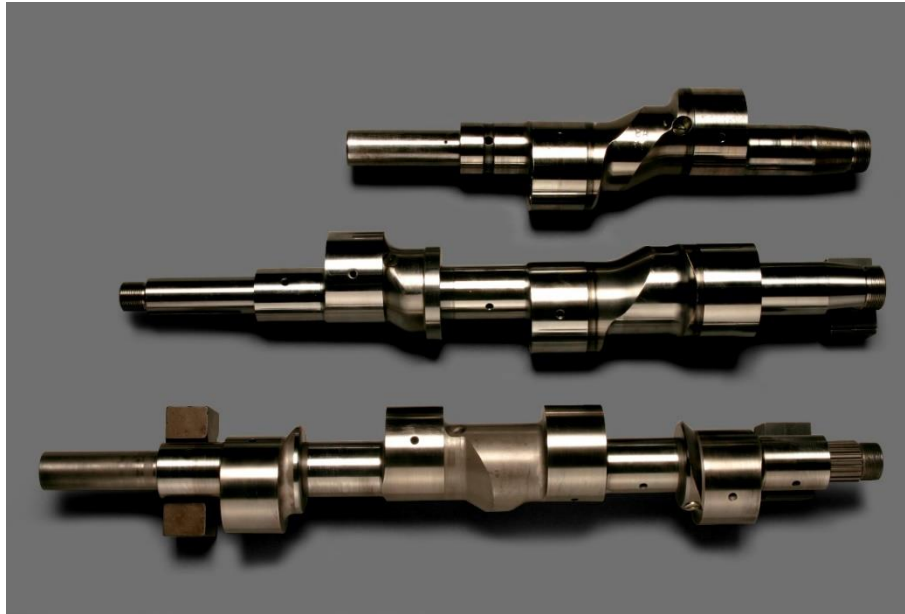


Figura 24. Ejes excéntricos de 2, 3 y 4 rotores (de arriba abajo).

La disposición en este tipo de motores es delantera o central en vehículos de producción y en posición central trasera en vehículos de competición. Los motores en los vehículos de producción están equipados con 2 o 3 rotores, aunque en los inicios del motor rotativo algún modelo poseía un único rotor. Para vehículos de competición se pueden encontrar motores de 2, 3, 4 o 6 rotores.



Figura 25. Motor de 6 rotores.

III.2.3. Comparativa entre motor rotativo y MCIA

- Ventajas del Motor Rotativo
 - Centro de gravedad bajo
 - Disminución vibraciones
 - Menor cantidad piezas móviles
 - Menor tamaño del bloque motor
 - Mayor potencia
 - Movimiento continuo

- Inconvenientes del Motor Rotativo
 - Menor rendimiento termodinámico
 - Mayor consumo
 - Red de mantenimiento oficial nula

- Ventajas del MCIA
 - Gran desarrollo e innovación constante
 - Mayor rendimiento termodinámico
 - Menor consumo
 - Reparación en cualquier taller

- Inconvenientes del MCIA
 - Mayor cantidad de piezas móviles
 - Bloque de mayor tamaño
 - Aceleración y deceleración constantes en los elementos internos

III.2.4. Cálculo de la cilindrada de un motor.

Para el cálculo de la cilindrada se toma como referencia un ciclo completo de un MCIA de 4 tiempos por lo que un motor rotativo se ve perjudicado.

Para calcular la cilindrada de un MCIA se multiplica la carrera del pistón por su diámetro y este resultado se multiplica por el número de pistones.

III. Introducción

$$V_T = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot C}{4} \cdot N^{\circ} \text{ cilindros}$$

En el caso de los motores rotativos se calcula la cilindrada unitaria de una cara del rotor y esta se multiplica por 2 y por el número de rotores, igualando así el ciclo completo de un MCIA en el que necesita 2 vueltas de giro del cigüeñal (720°). Dando como resultado el doble de su cilindrada real.

$$V_T = 2 \cdot V_u \cdot N^{\circ} \text{ rotores}$$

Esta forma de cálculo se implementó en las competiciones, al desarrollar el motor rotativo una alta potencia con una pequeña cilindrada. Los rivales en las competiciones no tenían posibilidades de ganar por esa razón se aplicó la fórmula anterior para catalogar a los vehículos con motor rotativo en clases de mayor potencia.

La fórmula anterior se utiliza a efecto fiscales en España para clasificar vehículos con motor rotativo. Un vehículo con motor rotativo de 2 rotores y 1308cc se cataloga como un motor con una cilindrada de 2616cc.

La cilindrada es la diferencia entre, el volumen de la cámara de trabajo máximo y mínimo:

$$V_T = V_{max} - V_{min} = 3\sqrt{3} \cdot e \cdot R \cdot b$$

Siendo A y B los ejes mayor y menor de la peritrocoide:

$$A = 2 \cdot (R + e)$$

$$B = 2 \cdot (R - e)$$

Usando estas relaciones, se obtiene el volumen total:

$$V_H = \frac{3\sqrt{3}}{16} \cdot (A^2 - B^2) \cdot b \cdot N^{\circ} \text{ rotores}$$

III.3. Clasificación de sistemas de transmisión

El sistema de transmisión de un vehículo está formado por varios componentes que permiten transmitir el par generado en el motor hasta las ruedas. Esto es lo que permite que el vehículo pueda avanzar y desplazarse.

Un sistema de transmisión está formado por:

- Embrague
- Cajas de cambios
- Diferencial
- Elementos de conexión entre la caja de cambios y el diferencial y entre el diferencial y las ruedas

En la clasificación realizada a continuación se ha optado por omitir algunos tipos de elementos y centrarse en los más comunes y en los utilizados en el vehículo sobre el que se desarrolla el proyecto.

III.3.1. Embragues

Los sistemas de embrague son los encargados de interrumpir la transmisión de par entre el motor, la caja de cambios y el resto de los elementos de transmisión del vehículo.

Un motor de combustión interna siempre debe estar en movimiento, pero se producen situaciones como, por ejemplo, en el momento de engranar una marcha o la parada en ralentí del vehículo en las que es necesario interrumpir la transmisión del movimiento generada en el motor. Puesto que la finalidad del sistema de embrague consiste, por una parte, transmitir el movimiento y por otra, interrumpirlo cuando es necesario.

Los tipos de embrague existentes son:

- Embrague de fricción
- Embrague hidráulico
- Embrague multidisco

III. Introducción

Como tipos de sistemas de embrague se podría nombrar los embragues centrífugos, y electromagnéticos en todas sus variantes, pero se ha elegido no exponerlos por su baja o prácticamente nula aplicación actual en vehículo del tipo turismo.

Se ha decidido exponer el embrague de fricción al ser el utilizado en el proyecto y por ser el más empleado en la industria del automóvil. Su funcionamiento se basa en el desplazamiento de un disco que fricciona contra el volante de inercia para transmitir el movimiento del motor al resto del sistema de transmisión del vehículo. Cuando el conductor acciona el pedal de embrague, el disco se separa del volante de inercia y deja de transmitir el movimiento del motor. Las partes que forman el sistema de embrague de fricción son las siguientes:

Disco de embrague

El disco de embrague es el elemento de fricción del sistema. Es el que transmite el par y potencia generados por el motor hacia la caja de cambios y al sistema de transmisión. Este elemento posee un alto coeficiente de rozamiento para poder transmitir adecuadamente el par.

Está formado por las siguientes partes:

- Forros de fricción: elementos que están en fricción con el volante de inercia y con la maza de presión.
- Núcleo: generalmente fabricado en acero, otorga rigidez mecánica al disco de embrague.
- Muelles: absorben las vibraciones producidas durante el accionamiento del embrague.
- Estriado: su utilidad es la de eliminar las partículas generadas por la fricción del disco y así evitar sobrecalentamientos.



Figura 26. Disco de embrague.

En vehículos con par y potencia elevados se pueden encontrar discos de embrague de material cerámico o de fibra de carbono, llegando a utilizar hasta 3 discos de embrague.

Volante motor o de inercia

El volante de inercia tiene como misión eliminar los desequilibrios generados por las explosiones generadas por el motor y mantener un régimen de giro constante almacenando energía cinética. Este elemento pertenece a dos sistemas, al grupo motor por almacenar energía cinética y al embrague por friccionar con el disco de embrague para transmitir el par.

En el sistema de embrague por fricción existen dos tipos de volantes de inercia, uno es el volante convencional, todo macizo y otro el volante de doble masa. Este volante está formado por 2 piezas unidas entre sí que tienen un movimiento relativo entre 5° y 10° para absorber las vibraciones. En este tipo de embrague el disco no posee muelles y la función de absorber las irregularidades la realiza el volante de inercia. En vehículo potenciados es común aligerar el volante de inercia para obtener una subida de revoluciones del motor más rápida. El aligerado siempre debe ir acompañado de un buen equilibrado tanto estático como dinámico.



Figura 27. Volante de inercia.

Maza o plato de presión

La maza presiona el disco de embrague contra el volante motor para transmitir el par del motor a la caja de cambios. El tipo más utilizado actualmente es el plato de presión por diafragma, es un disco de acero con forma cónica y un resorte elástico que presiona la maza. La maza a su vez presiona uniformemente el disco y este fricciona con el volante de inercia. Dependiendo de la potencia del motor, el plato de presión ejercerá una cantidad de fuerza u otra.



Figura 28. Maza de presión.

III. Introducción

Collarín de empuje

El collarín de empuje es un rodamiento que transmite la fuerza del pedal de embrague a la maza de presión para lograr el movimiento del disco de embrague. El collarín actúa cuando la horquilla del embrague es accionada de forma mecánica por un cable o por un circuito hidráulico.



Figura 29. Collarín de empuje.

III.3.2. Cajas de cambio

La caja de cambios es un elemento de transmisión que se sitúa entre el motor y las ruedas, su función es regular la velocidad del vehículo y el régimen del motor. Para conseguirlo, la caja de cambios modifica el número de revoluciones transmitidas a las ruedas, pudiendo invertir su sentido si la situación lo requiriese.

Una caja de cambios está constituida por los siguientes elementos:

- Piñones: dispuestos en pares de transmisión, uno es el conductor y otro el conducido. En vehículos comerciales normalmente los engranajes son de dientes helicoidales que tienen un acoplamiento menos ruidoso que los dientes rectos, pero por el contrario tienen más pérdidas en la transmisión de fuerzas que los engranajes de dientes rectos.
- Árboles: los piñones van montados sobre este elemento, generalmente hay 2 árboles, primario y secundario. El árbol primario está unido al cigüeñal del motor por lo que transmite el giro mientras que el eje secundario recibe el movimiento del eje primario y lo transmite al diferencial.
- Desplazables: su función consiste en el engranaje de las marchas y se accionados mediante la palanca de cambios.

III. Introducción

- Sincronizadores: son los encargados del engrane correcto de los piñones. El sincronizador es semejante a un embrague de fricción. Al producirse fricción entre ambas superficies cónicas se iguala la velocidad del piñón loco con la del conjunto cubo-desplazable. Seguidamente, el desplazable continúa deslizándose por el cubo, venciendo la bola fijadora y acoplándose ambos dentados de forma suave.

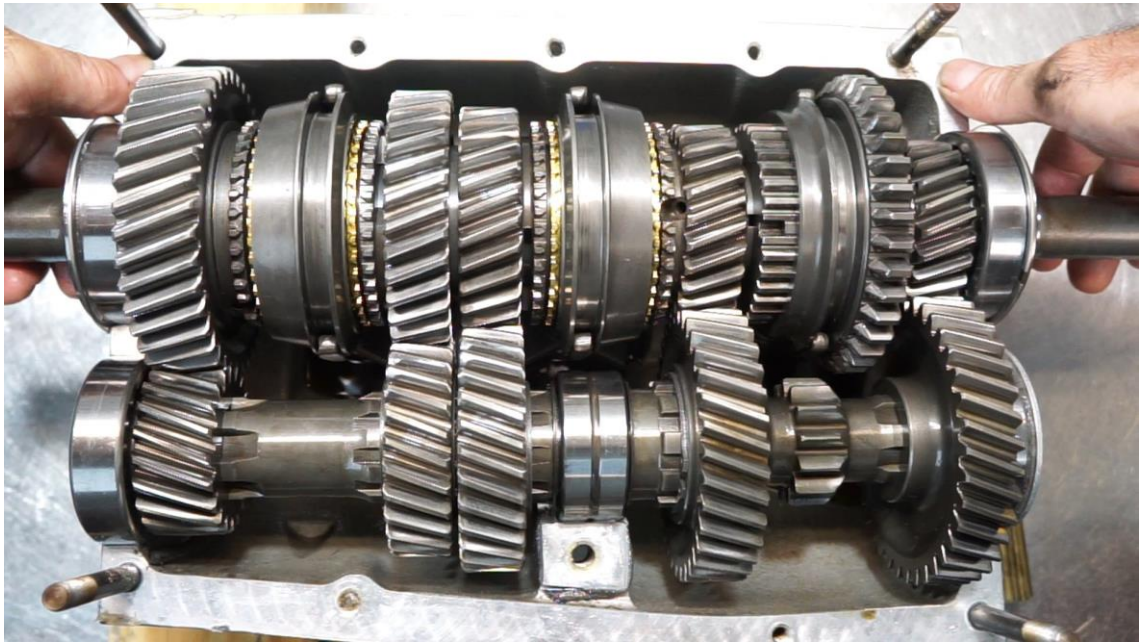


Figura 30. Engranajes internos de una caja de cambios.

- Palanca de cambio: sirve para seleccionar la marcha adecuada en cada situación, normalmente la fijación de las marchas se realiza mediante el movimiento de las varillas internas o externas de la caja de cambios. Las marchas se mantienen en su posición gracias al sistema de fijación mediante bolas y muelles.
- Carcasa: es donde se ubican todos los elementos citados anteriormente y su función es la de contener el aceite de lubricación de las piezas de la caja de cambios.

III.3.3. Diferenciales

Son los que facilitan la adaptación del giro de las ruedas motrices en las curvas, aportando estabilidad y buena tracción al vehículo. Las dos principales misiones del grupo diferencial son:

- Distribución del movimiento entre las ruedas motrices del vehículo.
- Aportar una reducción de revoluciones a las ruedas del vehículo, que se complementa con las reducciones realizadas en la caja de cambios, obteniendo una velocidad de giro adecuada de las ruedas motrices.

Un diferencial está constituido por varios elementos mecánicos que permiten realizar las funciones nombradas de manera efectiva. Los elementos básicos son:

- Piñón de ataque: recibe el movimiento de la caja de cambios y lo transmite a la corona. Posee un dentado helicoidal para engranar con la corona. Entre la corona y el piñón de ataque se realiza la desmultiplicación de revoluciones.
- Corona: está fijada a la jaula donde se alojan los satélites y planetarios.
- Planetarios: son engranajes situados en la parte estriada de los ejes de las ruedas motrices.
- Satélites: engranan con los planetarios y ambos se encargan de transmitir el movimiento a las ruedas.

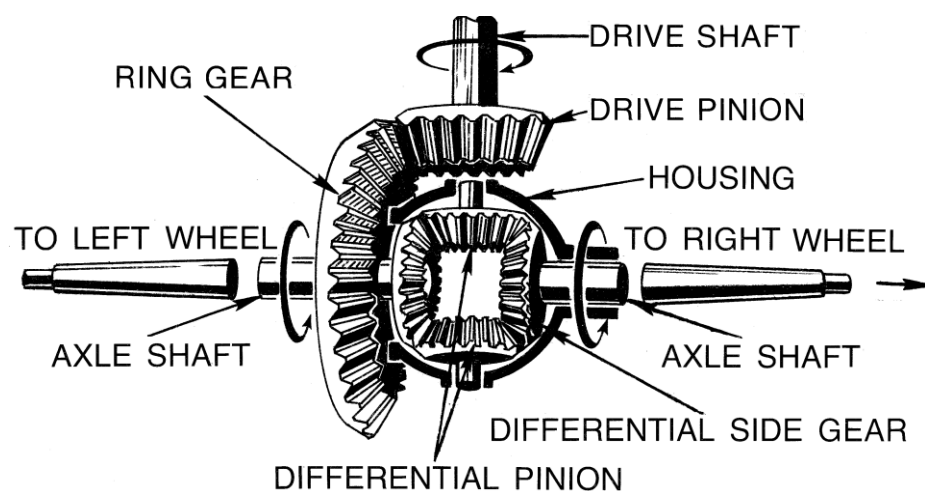


Figura 31. Engranajes de un diferencial.

III. Introducción

La finalidad de cualquier sistema diferencial consiste en modificar el recorrido de las ruedas del vehículo según la situación. Y su función está basada en la resistencia a la rodadura de las ruedas motrices de un mismo eje. Por ejemplo, un vehículo tomando una curva a izquierda, la rueda izquierda del eje motriz va a ver reducida su velocidad al tener que recorrer menos espacio. En el mismo tiempo, la rueda derecha debe recorrer más espacio. La función del diferencial es la de regular las velocidades de las ruedas motrices para evitar derrapajes y deslizamientos de las ruedas que en el momento de cambiar de trayectoria se encuentran en la parte exterior.

Un diferencial comúnmente llamado “abierto” es el diferencial convencional. Este no tiene ningún tipo de bloqueo y solo distribuye el giro de la caja de cambios a las ruedas. La entrega del par siempre se va a transmitir a la rueda que tenga menos fuerza resistente, la rueda con menor resistencia a ser movida. Esto provoca que en determinadas ocasiones el vehículo se quede completamente sin ningún tipo de tracción. Para ellos se implementan los diferenciales autoblocantes. Estos diferenciales ofrecen un bloqueo automático de una o ambas ruedas cuando se llega a una determinada situación de entrega de par y tracción. Se ha optado por incluir en la lista comparativa solo los diferenciales autoblocantes mecánicos, obviando los sistemas electrónicos.

Tipos de diferenciales autoblocantes:

Viscoso o Ferguson

Este tipo de diferencial se suele usar como diferencial central en vehículos con tracción en las cuatro ruedas. Se compone de un diferencial abierto y un aceite con silicona que varía su velocidad de giro dependiendo de la resistencia que ofrezca cada eje. El aceite pasa a través de los discos y estos giran mediante el movimiento del aceite. Para transmitir el par, el aceite necesita un movimiento mínimo por lo que en algunos casos tarda en actuar.

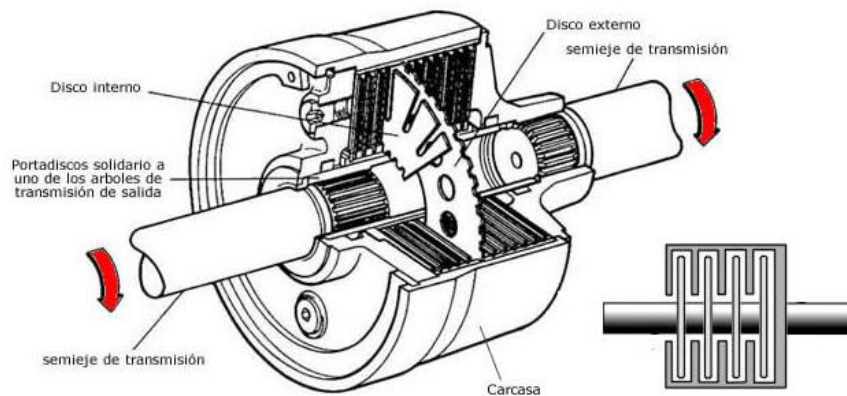


Figura 32. Partes internas de un diferencial viscoso.

De discos o LSD (Limited Slip Differential)

Diferencial que realiza su función mediante discos de fricción. Posee un funcionamiento parecido al de un embrague de fricción, los discos de acero friccionan entre sí y transmiten el par a los ejes de tracción. La carga que se aplica sobre los discos se puede obtener de dos formas. La primera, con un muelle y una arandela, dando precarga a los discos. Hasta que no se sobrepase la precarga, el diferencial no bloqueará ningún eje. La segunda, mediante el diseño de los dientes de los satélites; a medida que el par aumenta, la carga sobre los discos es mayor. En el caso de superar la precarga, el diferencial se encuentra bloqueado y transmite el par a la rueda que gira más despacio.

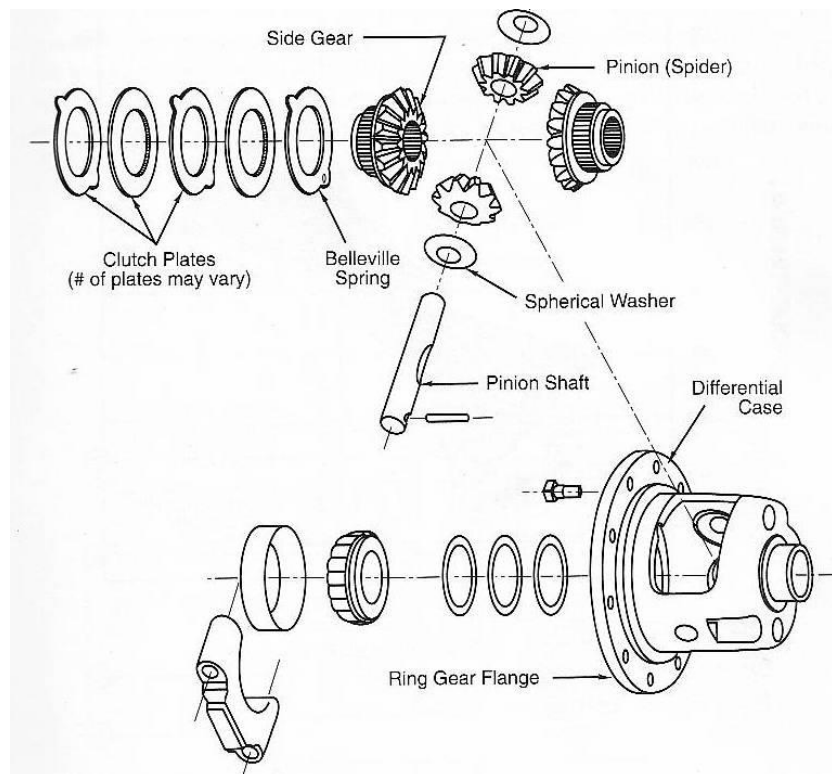


Figura 33. Partes internas de un diferencial de desplazamiento limitado por discos de fricción.

Torsen

Este tipo de diferencial se define así por su definición en inglés Torque Sensitive, es sensible al par como indica su descripción y es un avance respecto a los anteriores. En vez de distribuir el par en función de la velocidad de cada rueda, este diferencial distribuye el par dependiendo de la resistencia que ofrece cada rueda. Está formado por un conjunto de engranajes con dentado recto y helicoidales, los satélites son tres pares de engranajes helicoidales con engranajes rectos en sus extremos. Estos engranajes helicoidales funcionan como un mecanismo de tornillo sinfín ofreciendo una retención o aumento de fricción. Y los planetarios son engranajes sinfín sobre los cuales engranan los engranajes helicoidales de los satélites. El tarado del bloqueo del diferencial depende del ángulo de la hélice helicoidal, siendo siempre fija. La relación de pares entre ruedas o TBR. Se elige en el momento de su fabricación, los valores se encuentran habitualmente entre 2,5:1 y 7:1. La principal ventaja de este diferencial consiste en la posibilidad de poder disponer del máximo par en la rueda que más agarre tiene, independientemente de su velocidad. También indicar que la distribución de par se aplica tanto en aceleración como en frenada ya que el diferencial Torsen es completamente mecánico y siempre está actuando.

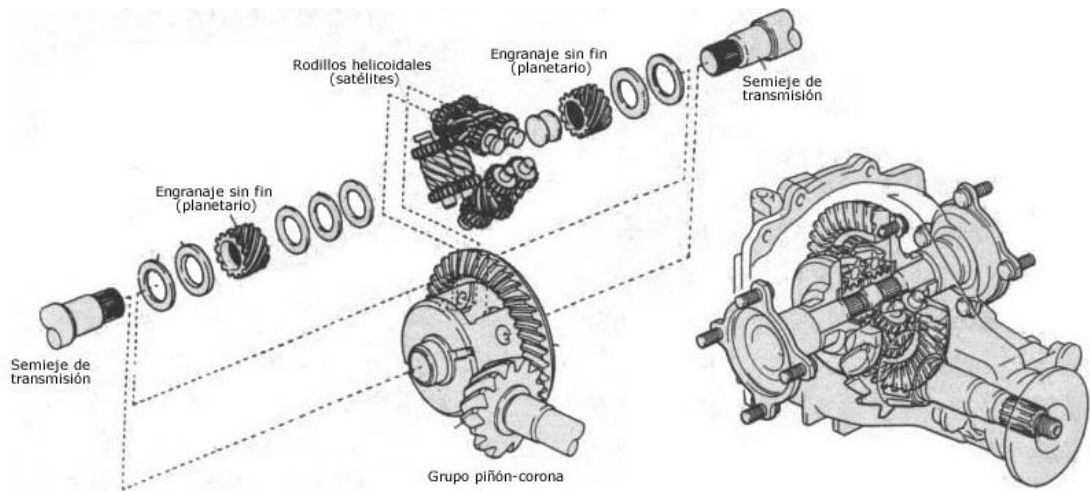


Figura 34. Partes internas de un diferencial tipo Torsen.

III.3.4. Transmisión a las ruedas

La transmisión del par a las ruedas desde la salida del diferencial se realiza mediante los palieres. Estos pueden estar fabricados de distintos materiales y resistencias a la tracción. En el caso de un vehículo de tracción trasera o integral la transmisión a la parte trasera del vehículo se realiza mediante un árbol de transmisión que une la salida de la caja de cambios con el piñón de ataque del diferencial. Para poder transmitir bien este par existen varios tipos de juntas universales. A continuación, se detallarán las más comunes y utilizadas en vehículos de tipo turismo.

Junta cardán

La junta cardán permite unir dos ejes no coaxiales y admite variaciones angulares de hasta 25° . Este tipo de junta suele usarse en las uniones de cajas de cambios con diferenciales traseros y en las barras de dirección. El eje conducido no gira a una velocidad angular constante y la relación de transmisión se encuentra alrededor de la unidad lo que genera una aceleración y un retraso por cada media vuelta en este eje. La intensidad de esta aceleración y retraso aumenta en función del ángulo que forman los árboles.

Junta Hooke

III. Introducción

La junta Hooke es una variante de la junta cardán. La principal diferencia consiste en que en los brazos de las crucetas poseen unos cojinetes de agujas que facilitan el movimiento. Se utilizan en sistemas de transmisión de propulsión.

Junta tripoide

La junta tripoide es una variante de la junta Hooke, su geometría modificada hace posible que se produzca una variación lineal del movimiento. El uso que se hace de ellas es en la parte interior de los palieres uniéndolos al diferencial en vehículos con sistema de tracción o propulsión

Junta homocinética o Rzeppa

La junta homocinética es de las más extendidas en el sector de la automoción ya que gracias a su diseño, de 6 bolas colocadas en un cubo metálico recubierto por una jaula, permite ángulos de giro de 60°. Por este motivo se utiliza en los vehículos con sistema de tracción para ofrecer la combinación de transmisión de movimiento a las ruedas desde el diferencial y ofrecer el giro de las ruedas mediante el sistema de dirección.

III.4. Clasificación de sistemas de dirección

El sistema de dirección es una parte fundamental en un vehículo para poder realizar el guiado y orientación de las ruedas. El conjunto de elementos y piezas que conforman este sistema que aporta seguridad al vehículo y trabaja juntamente con la suspensión. La acción conjunta de suspensión y dirección permite conseguir que la dirección cumpla los requisitos de confortabilidad, precisión y seguridad. El sistema de dirección debe cumplir las siguientes normas:

- El giro del volante debe permitir el movimiento de las ruedas delanteras como mínimo.
- El mecanismo de la dirección debe poseer una rigidez mínima para posibilitar una respuesta rápida.
- El giro del volante debe volver a su posición inicial después del giro de una curva.
- La dirección debe ofrecer una mínima desmultiplicación a fin de proporcionar una manejabilidad óptima.

III. Introducción

En este caso la explicación se va a centrar únicamente en la dirección asistida hidráulica de cremallera, obviando las direcciones mecánicas y las asistidas eléctricamente. Las partes que componen este tipo de dirección son:

- Depósito: está construido en plástico o aluminio generalmente y siempre debe situarse por encima de los demás elementos de la dirección. Contiene un filtro cuya función es la de retener las impurezas que pudieran existir en el líquido hidráulico. La función del depósito es la de almacenar el líquido e indicar su nivel.
- Bomba hidráulica: la bomba normalmente utilizada en este tipo de direcciones es una bomba de paletas. Posee la capacidad de suministrar un caudal progresivo de aceite hasta alcanzar las 1000 rpm y a partir de esta velocidad de rotación se mantiene constante a cualquier rango de revoluciones superior mediante el accionamiento de la válvula reguladora de presión.
- Válvula reguladora de presión y caudal: esta válvula regula el flujo de aceite para obtener un caudal constante independientemente del régimen del motor y evita sobrepresiones en el circuito mediante válvula de descarga instalada por lo general en la misma bomba.
- Válvula distribuidora o de mando: es una válvula corredera y envía presión a las distintas cámaras. Está acoplada al cuerpo de la caja de cremallera. Distribuye el aceite a presión hacia un lado u otro del cilindro de asistencia y permite el retorno del aceite hacia el depósito de la cámara opuesta.
- Cilindro de asistencia: la función de este cilindro es ayudar hidráulicamente a la dirección mecánica, puede ir montado en la parte interior o exterior de la dirección.
- Enfriador de la dirección asistida: se encuentra en la parte delantera del vehículo para recibir la mayor cantidad de flujo de aire para así refrigerar el líquido de dirección con el fin de reducir la temperatura de trabajo de la bomba y el deterioro del líquido de dirección.

III. Introducción

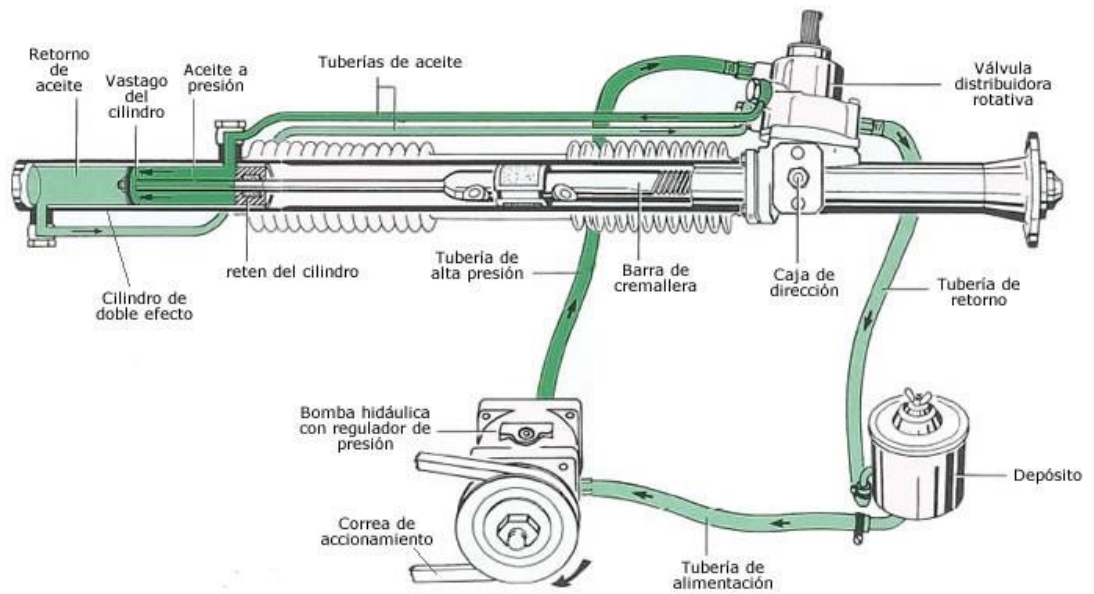


Figura 35. Esquema del funcionamiento de un sistema de dirección asistida.

III. 5. Clasificación de sistemas de suspensión

El sistema de suspensión está formado por los componentes que se encuentran entre los neumáticos, que son el punto de contacto con la calzada, y el chasis del vehículo. La misión de este sistema es la de optimizar el contacto entre neumático y calzada, ofreciendo un agarre óptimo y asimilando los esfuerzos generados por las inercias de la carrocería. Es uno de los principales sistemas de seguridad activa por lo que debe ser suficiente para absorber con facilidad las irregularidades del pavimento sobre el que se circula.

Todos los sistemas de suspensión se componen de dos partes principales:

- Sistemas de muelleo
 - o Muelles
 - o Ballestas
 - o Barras de torsión
 - o Balonas neumáticas
- Sistema de amortiguación de las oscilaciones
 - o Amortiguadores

A continuación, se va a clasificar los tipos de suspensión mecánica más utilizados en automóviles de tipo turismo, las cuales pueden ser: suspensión de eje rígido o suspensión independiente.

Suspensión de eje rígido

La suspensión de eje rígido se compone de un travesaño metálico unido a la carrocería mediante la suspensión cubriendo el ancho del vehículo. En este sistema las dos ruedas de un mismo eje absorben los esfuerzos generados al estar unidas por un eje rígido sin posibilidad de movimiento independiente. Los esfuerzos verticales del eje son absorbidos por los sistemas de muelleo. Esta acción del resorte de volver a su estado original permite mantener el contacto entre los neumáticos y el pavimento.

III. Introducción

El principal problema de este tipo de suspensión es la acción entre las ruedas y la calzada cuando se comprime por uno de sus extremos. Esto provoca una tendencia a desplazarse lateralmente al conducir sobre pequeñas irregularidades, lo cual reduce la adherencia de los neumáticos.

La utilización de este sistema de suspensión se ha relegado a algunos todoterrenos y a vehículos industriales o agrícolas.

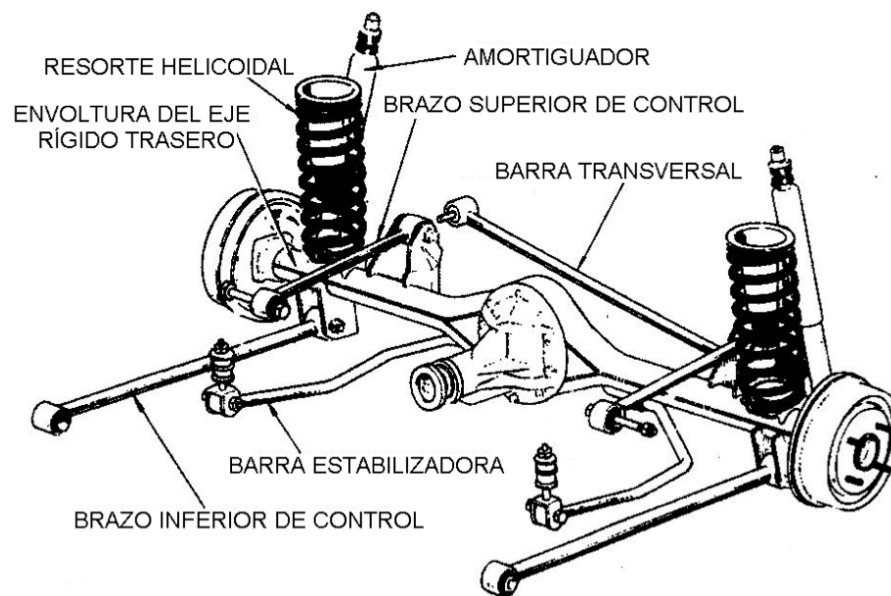


Figura 36. Suspensión de eje rígido.

Suspensión con puente o eje de Dion

Este tipo de suspensión es un sistema mixto entre suspensión de eje rígido y suspensión independiente. El eje de Dion se une a las ruedas traseras y describe una curva para no interferir con el diferencial. El diferencial unido al bastidor forma parte de la masa suspendida del vehículo, esta distribución mejora el confort y el funcionamiento de la suspensión.

Dos brazos colocados de forma oblicua unen el eje Dion y el bastidor, esta unión permite soportar los esfuerzos longitudinales, de aceleración y de frenada. Como opción de mejora a este tipo de suspensión se le puede añadir una sujeción transversal como una barra Panhard o un paralelogramo de Watt.

III. Introducción

La ventaja que se puede destacar es que las ruedas siempre tienen una posición fija respecto al pavimento, aunque se produzcan esfuerzos laterales en la carrocería. El inconveniente principal es la elevada masa no suspendida. Por ello, existen pocos coches diseñados con este tipo de suspensión debido al elevado coste y resultando más pesado que una suspensión independiente.

Suspensión independiente

En este tipo de suspensión cada rueda se monta en su propio eje, como consecuencia cada rueda absorbe las irregularidades del terreno sin afectar a la otra rueda del eje.

El resultado que se obtiene es la reducción de la transmisión de las oscilaciones a la carrocería del vehículo al tener una masa suspendida menor. El diseño de este tipo de suspensión permite una adaptación óptima al terreno y favorece el agarre del neumático.

Existen varios tipos de suspensión independiente, a continuación, se exponen los más comunes:

- **Paralelogramo deformable**

Este tipo de suspensión se utiliza mucho desde hace tiempo en ambos ejes de un vehículo, está formada por trapecios unidos a la carrocería mediante silentblocks y a la mangueta mediante rótulas. Como elemento elástico se utilizan muelles helicoidales.

Cuando la rueda se mueve respecto a la carrocería, el paralelogramo se deforma. La posición paralela de los trapecios permite que el cambio de caídas sea proporcional según el movimiento entre la suspensión y la carrocería, por se necesita emplear una barra estabilizadora que garantice la estabilidad del vehículo.



Figura 37. Suspensión de paralelogramo deformable.

- **Multibrazo**

Esta suspensión ofrece una flexibilidad geométrica total de la rueda controlándola de forma longitudinal y transversal. Posee una masa no suspendida baja, razón por la cual es muy utilizada en vehículos de competición.

Está compuesta de distintos brazos que permiten la unión entre la carrocería y la mangueta mediante silentblocks y rótulas. Existen muchas variantes, la más extendida utiliza un trapecio por la parte inferior y dos brazos por la parte superior para unir la mangueta a la carrocería. Además, existe la posibilidad de instalar otro brazo tanto por la parte delantera como trasera, uniéndolo a la mangueta, compensando de ese modo los movimientos longitudinales del eje.

III. Introducción

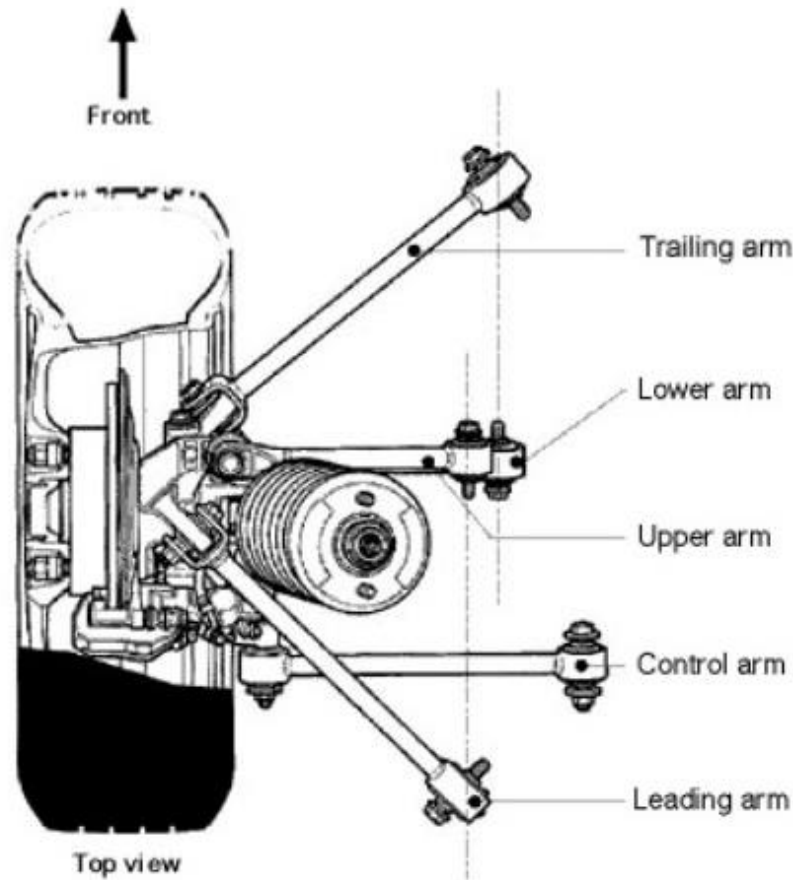


Figura 38. Suspensión multibrazo.

Esta suspensión proporciona un control absoluto de la geometría permitiendo cualquier tipo de reglaje sobre los ángulos de la rueda. Permite a los vehículos amoldarse con un mayor rendimiento a la superficie sobre la que circulan. Gracias al balanceo del vehículo los brazos múltiples pueden recuperar el efecto de subviraje ya que la entrada en las curvas se realiza mucho mejor sin tener que corregir el ángulo de giro repetidamente.

Al tomar una curva las ruedas de la parte trasera describen una alineación similar a las del eje delantero adoptando una función de viraje. Este efecto optimiza la entrada y salida de las curvas.

- McPherson

Esta suspensión está formada por un conjunto de muelle y amortiguador, el amortiguador se monta dentro del muelle, concéntrico a él. Por la parte inferior, el bloque de suspensión

III. Introducción

McPherson se une a la mangueta mediante tornillos o incrustando el tubo del amortiguador en la mangueta.

La suspensión se une a la carrocería por una unión flexible (silentblock o taco de goma) y un cojinete axial, esta unión permite el giro del bloque, muelle y amortiguador, con la rueda. Los movimientos verticales de la rueda son absorbidos por el muelle, y el amortiguador reduce la frecuencia de las oscilaciones.

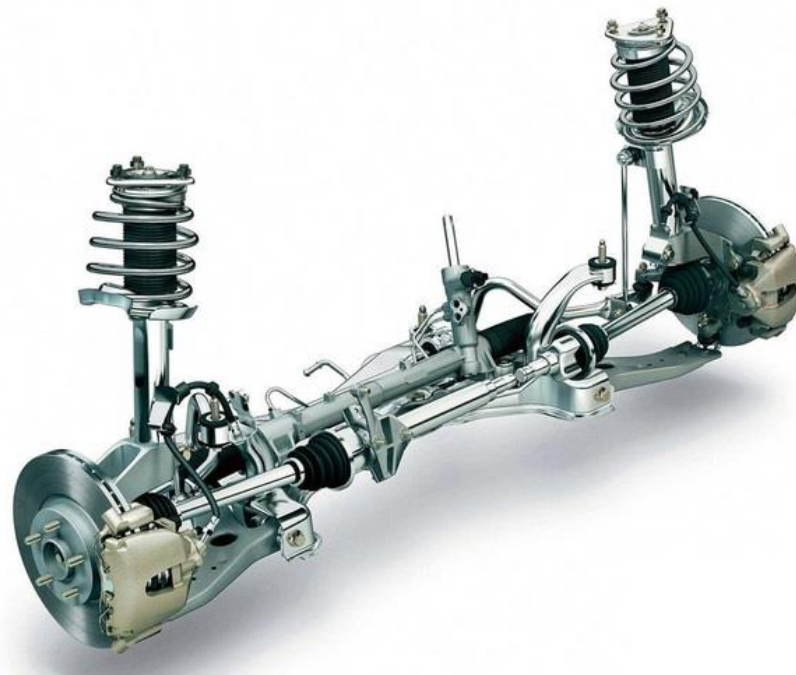


Figura 39. Suspensión McPherson.

Esta suspensión ofrece buenos resultados vehículos tanto en vehículos de tracción como de propulsión. Reduce las masas no suspendidas, y las fuerzas generadas se reducen. También es importante el ahorro de espacio que conlleva el uso de este tipo de suspensión.

Aunque tiene características muy ventajosas, sus inconvenientes son los siguientes:

- Su practicidad se ve reducida en vehículos pesados y con un gran ancho de vías.
- La calidad de la conducción se ve afectada.
- Las cotas de caída de las ruedas varían según el ángulo de giro.
- La carrocería absorbe todas las irregularidades de la carretera.

III. Introducción

- Brazos tirados

Este tipo de suspensión se utiliza en el eje trasero del vehículo, aunque en algunos automóviles antiguos se llegó a utilizar en el eje delantero.

Esta suspensión se compone de un brazo articulado para cada una de las ruedas que se halla unido al bastidor y a la mangueta de la rueda. La rueda al describir un movimiento oscilante no varía su ángulo de caída. Como elementos elásticos se emplean muelles o barras de torsión, que posibilitan una regulación de la altura de la carrocería. La utilización de amortiguadores telescópicos fijados al brazo de suspensión y a la carrocería permiten una amortiguación entre la carrocería y los neumáticos.

El sistema de muelleo se puede montar de forma concéntrica o no con respecto al amortiguador, en los vehículos actuales predomina el montaje excéntrico entre muelle y amortiguador.

El montaje de las barras de torsión se realiza transversalmente respecto a la carrocería. La cantidad máxima es de cuatro barras para vehículos que deban soportar una alta carga y de dos barras para turismos.

El brazo tirado montado transversalmente respecto al eje del vehículo, se denomina brazo arrastrado, de este modo no se produce variación alguna de la caída o avance de la rueda. Contrariamente, se denomina brazo semiarrastrado al eje del brazo que resulta oblicuo con relación al plano longitudinal del vehículo. Esto permite la variación de la caída y el avance de las ruedas por lo que se consigue una mejora en la estabilidad del vehículo.

III.4. Clasificación de sistemas de frenado

La misión de los frenos de un vehículo es la de reducir la velocidad y detener la marcha a voluntad del conductor del mismo de forma eficaz y sin perder la estabilidad durante el proceso de frenado. Para ello los vehículos utilizan una serie de componentes que interactuando entre sí consiguen el resultado deseado.

En la siguiente clasificación se van a ver los 2 grandes tipos de sistemas de frenos utilizados en el sector del automóvil. Estos son los frenos de tambor y los frenos de disco.

III. Introducción

III.4.1. Frenos de tambor

Las zapatas y el tambor son los elementos que friccionan entre sí para producir una disminución de la velocidad de las ruedas. Esta función se produce con el movimiento de las zapatas por el accionamiento de un bombín hidráulico. Dicho bombín se acciona por la bomba de freno que a su vez es accionada por el conductor al ejercer una fuerza sobre el pedal del freno.

Los frenos de tambor están compuestos por los siguientes elementos:

- Zapatas de freno: son los elementos de fricción de este sistema. Son piezas metálicas con forma de semicírculo recubiertas por forros prensados de hilos de latón.
- Tambor: es el elemento contra el cual las zapatas friccionan para reducir la velocidad de las ruedas. Está fabricado con un acero con un alto contenido en carbono, como resultado se obtiene un alto nivel de dureza y resistencia mecánica.
- Bombín: componente mediante el cual la presión hidráulica del circuito de frenado acciona las zapatas.
- Sistema de reglaje automático: es un conjunto de muelle y palanca que ajusta las zapatas a medida que estas se van desgastando, ofreciendo siempre la misma distancia entre las zapatas y el tambor.



Figura 40. Freno de tambor.

III.4.2. Frenos de disco

Los frenos de disco funcionan gracias a la fricción de dos elementos: el disco y las pastillas. El rozamiento entre ambos provoca que el movimiento del disco se reduzca, dicho disco se halla fijado a su rueda de manera solidaria. La fricción se lleva a cabo gracias a la fuerza ejercida por la bomba de freno, la cual manda presión a través del líquido de frenos que circula por las tuberías y latiguillos del sistema. Esta presión acaba moviendo las pastillas y hace que estas friccionen contra el disco, reduciendo su velocidad de rotación.

Los frenos de disco están compuestos por los siguientes elementos:

- Disco de freno: es uno de los componentes de fricción del sistema de frenado. Están fabricados de acero aleado con cromo o de compuesto carbocerámico, puesto que soportan elevadas temperaturas de funcionamiento.

Existen dos tipos básicos de frenos de disco:

- o Los discos no ventilados.
- o Los discos ventilados, que tienen orificios para disipar con mayor rapidez el calor generado. Estos pueden ser de una sola pieza o de dos piezas, en este caso se identifican como discos flotantes.

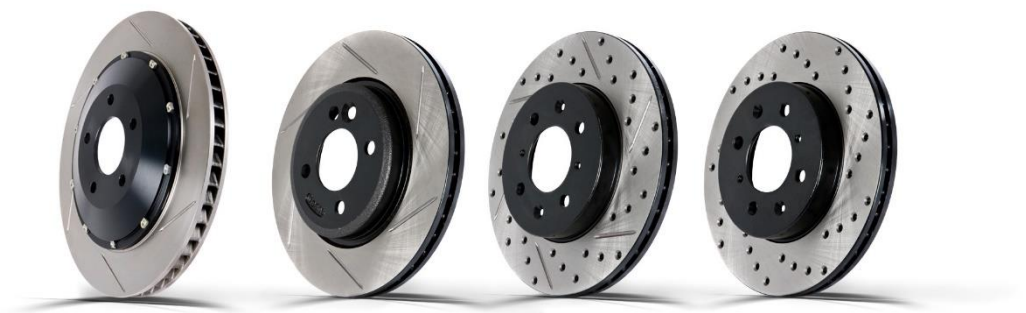


Figura 41. Discos de freno, flotante y rayado, rayado, perforado y rayado y perforado (de izquierda a derecha).

Los discos de freno macizos suelen ir instalados en los ejes traseros de turismo de gama baja. Los discos ventilados se instalan en ambos ejes. Dependiendo de la potencia y peso del vehículo, el diámetro y grosor de los discos de freno varía.

III. Introducción

- Pastillas de freno: son los otros componentes de fricción del sistema de frenado. Son unas piezas metálicas con unos forros muy similar a los discos de embrague. Están fabricadas con virutas de componentes metálicos que tienen como misión proporcionar a la pastilla mayor rigidez mecánica.



Figura 42. Pastillas de freno con distinto tipo de compuesto.

- Pinzas de freno: Son los componentes que accionan las pastillas de freno y las empujan hacia los discos para efectuar el frenado. Las pinzas van ancladas a la mangueta, normalmente atornilladas. Existen dos tipos básicos de pinzas de freno:
 - o Pinzas flotantes: presentan de un único pistón de accionamiento. En el momento en que el pistón recibe presión la pastilla de freno presiona el disco y la fuerza ejercida hace que la pinza se desplace y la pastilla del interior de la pinza friccione con el disco, realizando así el proceso de frenado. Este tipo de pinzas suele montarse en turismos de poco peso y en ejes traseros.

III. Introducción

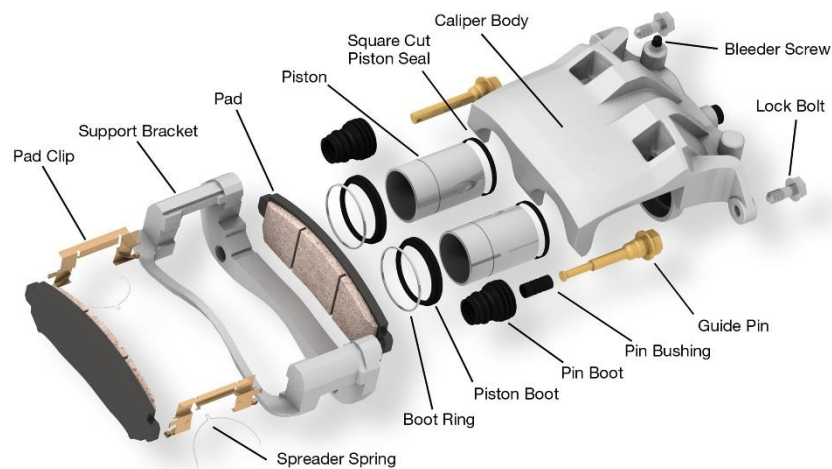


Figura 43. Esquema de una pinza de freno y sus componentes.

- Pinzas fijas: disponen de varios pistones, mínimo uno a cada lado de la pinza. Al accionar el freno las dos pastillas se desplazan por igual, tocando las dos a la vez al disco. El número de pistones variará con relación al peso y a la potencia del vehículo.



Figura 44. Conjunto de pinzas, soportes, pastillas y latiguillos de freno.

Los frenos de disco presentan las siguientes ventajas respecto a los frenos de tambor:

III. Introducción

- Mayor poder de frenado, ya que la distancia de frenado es inferior.
- Mayor estabilidad en las frenadas.
- Menor pérdida de rendimiento del frenado con el aumento de la temperatura de sus componentes, esto se conoce como fenómeno de fading.
- Mayor facilidad de montaje, lo que reduce costes.

III.5. Félix Wankel y el motor rotativo

Félix Heinrich Wankel nació en 1902 en Lahr, un pueblo al suroeste de Alemania. Lugar donde era típico ser granjero o guarda forestal como su padre, Rudolf. Su padre murió en la Primera Guerra Mundial, pero Wankel tuvo la suerte de poder seguir estudiando y graduarse en el año 1921. Su primer empleo fue aprendiz de maquinista, pero Wankel necesitaba ganar dinero para poder vivir él y su madre viuda, así que buscó un trabajo de vendedor de libros en Heidelberg. Su talento por la mecánica era innato y en sus ratos libres dibujaba elementos mecánicos y estudiaba nuevas formas de solucionar antiguos problemas mecánicos. Sus dibujos se centraban en un sistema rotativo de válvulas y máquinas puramente teóricas, cuando tenía el suficiente dinero, compraba los materiales y las fabricaba. En 1924 abrió un taller mecánico en Heidelberg, así tenía más ingresos y se dedicaba a crear las máquinas que diseñaba.

Desde el inicio de su carrera Wankel pensaba que en el MCI se aplicaban muchas fuerzas en sus piezas internas y siempre había tenido en mente crear un motor puramente rotativo que siguiese el ciclo Otto, pero realizar los 4 tiempos del ciclo Otto en un motor rotativo con una cámara de combustión con una geometría no convencional era algo complicado. Muchas bombas tenían un diseño que se podía adaptar a su idea, pero mantener la estanqueidad y soportar la presión y temperatura de la combustión de los gases entre dos superficies metálicas deslizando entre ellas, era un requisito indispensable para el funcionamiento de un motor de combustión interna.

Durante los años 20 y 30 Wankel trabajó en su sistema de admisión y escape de válvulas rotativas, este sistema permitía reducir la altura de los motores, esta mejora hacía posible instalar un motor V8 dentro de un torpedo. Wankel diseñó su sistema de válvulas rotativas fijándose en el sellado de los segmentos del pistón. Los segmentos de un pistón soportan altas cargas, así como la presión y temperatura de la combustión y tienen una durabilidad y sellado buenos. Otra de las razones por las cuales diseñó este sistema de válvulas rotativas es que en la primera mitad del siglo 20 los materiales utilizados en la fabricación de las válvulas no poseían las calidades de los materiales utilizados hoy en día y era muy común que trozos de válvula se desprendiesen y golpearan el pistón, cosa que producía gripajes y reparaciones muy costosas.

Wankel patentó su primer motor rotativo en 1934. Este motor aparte de ser rotativo es concéntrico y algo difícil de describir su funcionamiento. El motor tiene 2 rotores y 2 contra rotores. Los rotores son de sección rectangular y giran en una cámara circular. El rotor y contra

III. Introducción

rotor inferiores se encargan de realizar las fases de admisión y compresión, mientras que el rotor y contra rotor superior se encargan de las fases de explosión y escape.

El motor concéntrico funcionaba, pero era muy difícil de fabricar y demasiado pesado para su poca potencia, pero esto dio a Wankel nuevas ideas sobre el sellado de formas irregulares mediante uniones por líneas.

En el año 1933 Wankel es encarcelado por razones políticas, su reputación como ingeniero le ayudó a mantener contactos. El Dr. Otto Nibel, jefe de ingenieros de Daimler-Benz estaba interesado en el trabajo de Wankel, concretamente en su sistema de admisión y escape por medio de válvulas rotativas. El Dr. Otto Nibel contactó con Wilhem Keppler, supervisor del gobierno. Keppler que conoció a Wankel unos años atrás tenía suficiente influencia para dejar libre a Wankel y así lo hizo. Wankel salió de la cárcel y empezó a desarrollar su sistema de válvulas rotativas en Mercedes-Benz.

Después de un año en Mercedes-Benz Wankel dejó su trabajo por divergencia de opiniones con el gerente de Mercedes-Benz y se fue a BMW para seguir desarrollando un motor con válvulas rotativas.

La reputación de Wankel creció y llegó a oídos del gobierno, el ministro del Aire de la Luftwaffe, Hermann Göring, le ofreció a Wankel trasladarse a Berlín para trabajar allí para el gobierno. Wankel declinó la oferta y con la ayuda de Keppler pudo trabajar en el desarrollo del sistema de válvulas rotativas en su tienda de Lindau.

El gobierno le encargó a Wankel construir un motor con admisión y escape por válvulas rotativas para aviación. El resultado fue un motor Daimler-Benz DB601 V-12 de 33.4 litros, uve invertida, refrigeración líquida y doce cilindros. La parte superior de cada cilindro llevaba el sistema de válvulas rotativas diseñado por Wankel. Cada disco de válvulas sellaba un cilindro, el perímetro de los discos estaba mecanizado a modo de engranajes y cada disco engranaba con su adyacente. El sistema era movido por el cigüeñal a $\frac{1}{4}$ de la velocidad de este. Después de exhaustivas pruebas el sistema de válvulas rotativos DB601 fue instalado en los aviones de la Luftwaffe.

Una vez acabada la Segunda Guerra Mundial, Wankel fue encarcelado, acusado de ser un científico nazi y se le prohibió realizar cualquier investigación o experimento. En el año 1946 fue excarcelado y los siguientes años los pasó estudiando, escribiendo y diseñando sus propios diseños para fabricar el motor rotativo. Abrió un taller en Lindau y su amigo Wilhelm Keppler le ayudó a obtener contratos con otras empresas dedicadas a la fabricación de maquinaria. Su

III. Introducción

contrato más importante fue con la compañía de motos NSU. Keppler estuvo hospitalizado y durante ese tiempo hizo amistad con un directivo de NSU y le comentó que Wankel había diseñado un sistema de válvulas rotativas funcional. El directivo de NSU se interesó por Wankel y le ofreció trabajar para NSU. Wankel aceptó pensando en la posibilidad de obtener fondos para poder desarrollar y fabricar su idea del motor rotativo.

III.5.1. Wankel en NSU

NSU era una pequeña fábrica que sobrevivió a los bombardeos de la segunda guerra mundial, antes de la guerra fabricaban motos y pequeños vehículos FIAT bajo licencia de la marca italiana. Su jefe de ingenieros, Walter Froede fue a visitar a Wankel, este le enseñó sus diseños e investigaciones y le expuso su deseo de fabricar un motor de combustión interna rotativo. Froede quedó muy impresionado y lo transmitió a sus superiores y en 1951 Wankel empezó a trabajar para NSU.

En aquella época NSU solo fabricaba motocicletas, exactamente la NSU Quickly con un motor de 50cc fácil y barato de fabricar, ensamblar y mantener. Era muy adecuado para tiempos de posguerra. Cuando la población tenía algo de dinero compraban una motocicleta ya que un automóvil era bastante más caro. Cuando Ged Steiler von Heydekampf obtuvo el puesto de Director General de NSU se introdujo el NSU Printz, un automóvil compacto con un motor bicilíndrico de 4 tiempos y 583 cm³ de cilindrada que le otorgaba una potencia máxima de 20 CV a 5500 rpm en su primera versión.

Después de diseñar y fabricar un motor para motocicleta con válvulas rotativas, Wankel seguía presionando a sus superiores para centrarse en la fabricación de su idea del motor rotativo, la respuesta fue que la empresa no tenía fondos suficientes para la realización de ese proyecto. Así que Wankel decidió que vendería el proyecto a cualquier empresa que estuviese dispuesto a financiarlo. Así que habló con el Dr. Ferdinand Porsche, pero la respuesta fue la misma que la obtenida en NSU. Wankel tenía un contrato con Borsig, una empresa alemana que diseñaba compresores, y pensó que era la única opción para que von Heydekampf le diese la financiación necesaria. Por lo que propuso fabricar un compresor rotativo y posteriormente utilizarlo como motor, si NSU quería formar parte del desarrollo del nuevo motor debía aportar fondos. Von Heydekampf aceptó financiar el proyecto y formar parte del nacimiento del motor rotativo.

Wankel diseñó su compresor rotativo, sería la primera máquina parecida al motor rotativo que se conoce actualmente. Utilizó una forma toroidal para el rotor interior y una forma

III. Introducción

epitrocoide para el rotor exterior. Los dos rotores giraban concéntricamente alrededor de un eje estacionario y dentro de un alojamiento estático. No existía excentricidad entre los dos rotores, estos giraban en una trayectoria puramente circular alrededor del eje central. El rotor interior completaba dos giros mientras que el rotor exterior realizaba tres giros completos. La diferencia de velocidad permitía al rotor interior seguir la superficie del rotor exterior y crear una cámara con volumen variable necesario para la compresión. La admisión y el escape estaban controlados por puertos situados en el rotor interior y en el eje estacionario.

Se fabricó con la idea de ser utilizado como compresor para motocicletas y se comprobó que su rendimiento era eficiente para el estándar de la época. Una de sus aplicaciones fue instalarlo en una motocicleta con un motor bicilíndrico de 500cc y llegó a producir 110 CV. En 1954 se aplicó el compresor Wankel sobre el motor Quickly de 50cc y registró un record de velocidad de 193,12 km/h en el desierto salado de Bonneville.

III.5.2. El motor rotativo Wankel

La geometría del motor Wankel se puede determinar seleccionando un punto en el radio de un círculo haciéndolo girar sobre el perímetro de otro círculo de mayor diámetro. El punto seleccionado genera una curva trocoide. Si se hace girar el círculo generador (círculo de menor diámetro) por el exterior del círculo base (círculo de mayor diámetro) se obtendrá una curva epitrocoide, mientras que si el círculo generador recorre el perímetro por dentro del círculo base, se obtendrá una curva trocoide.

La forma básica del motor Wankel se describe eligiendo un círculo generador de radio igual a la mitad del radio del círculo base. El punto elegido para describir la línea será la mitad de la distancia desde el centro del círculo generador a la periferia. La forma resultante es una epitrocoide con dos lóbulos, la forma del interior de un motor rotativo Wankel. La relación entre los rotores es de 2:3 girando el rotor exterior alrededor del rotor interior. La línea que cruza la parte más estrecha del motor se denomina eje menor y el eje mayor está situado perpendicularmente al eje menor pasando por el centro del eje excéntrico.

Todos estos datos provienen de los estudios realizados por Félix Wankel, otros términos del motor serían: el segmento del rotor (punto de contacto entre el rotor y su alojamiento, normal del rotor (línea perpendicular de la línea tangente del alojamiento del rotor, centro del rotor (punto equidistante de las tres líneas desde los segmentos hacia el centro del rotor), excentricidad, distancia entre el centro del rotor y el centro del eje excéntrico) y el factor K (ratio del radio del rotor sobre la excentricidad).

III. Introducción

Si se modifica el radio del círculo generador la epitrocoide resultante sería de 3 lóbulos en vez de dos y el rotor tendría que tener cuatro caras. Reduciendo el radio del círculo generador, las epitrocoides resultantes tendrían más lóbulos y el rotor más caras. Siendo la cantidad de opciones muy elevadas, pero hay que tener en cuenta las necesidades para el funcionamiento de un motor de combustión interna, como principales características el potencial de compresión y el ángulo de inclinación de los segmentos, considerando estas dos características como las más influyentes en un motor rotativo. Estas vendrán determinadas por el factor K que se obtiene dividiendo el radio del rotor entre la excentricidad. La excentricidad viene determinada por la distancia del punto que describe la línea del alojamiento del rotor hasta el centro del círculo generador. Una vez determinado el factor K , las variaciones en la relación de compresión son limitadas por las dimensiones del motor. Aunque alteraciones en las caras del rotor pueden afectar a la relación de compresión, una vez se ha decidido qué factor K seleccionar se puede proceder a la fabricación del motor para la compresión teórica máxima.

III. Introducción

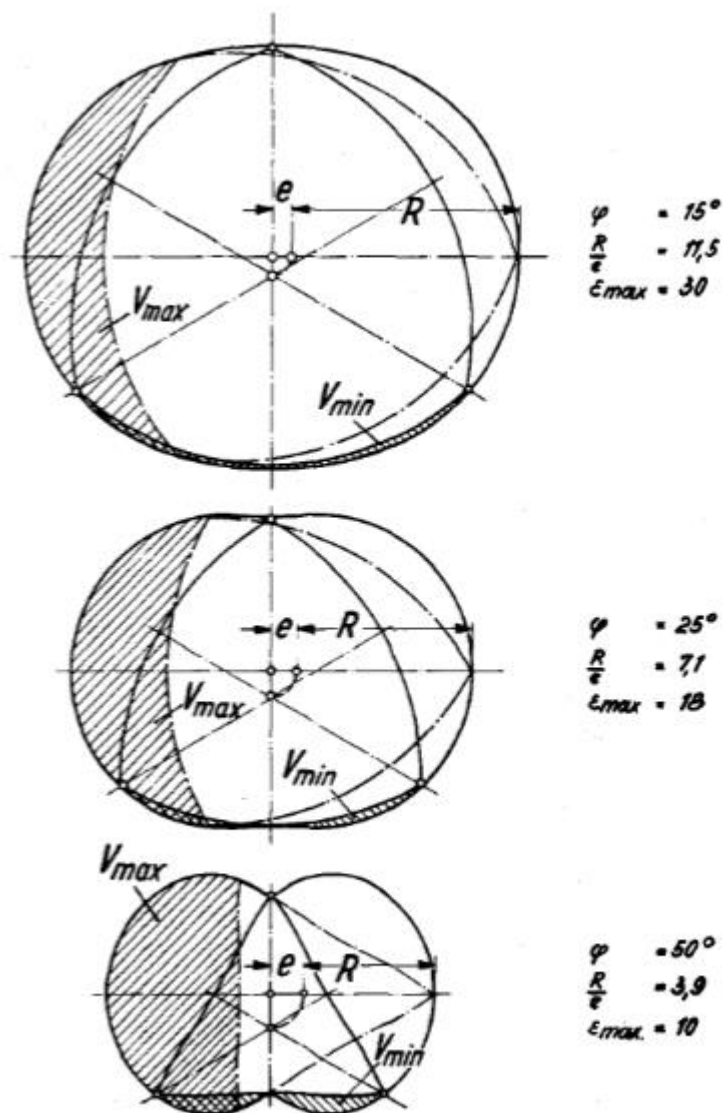


Figura 45. Versiones de un mismo motor rotativo con el mismo desplazamiento interno pero con distinto volumen externo.

Un motor con un mismo desplazamiento puede tener diferentes formas como se puede apreciar en la figura 45. Se puede construir con un radio de rotor grande y una excentricidad pequeña (factor K alto) o un radio de rotor pequeño y una alta excentricidad (factor K bajo). Si el factor K es bajo el motor tendrá un tamaño muy reducido para su desplazamiento, pero su relación de compresión será bajo y su ángulo de inclinación de los segmentos demasiado elevado. Si el factor K aumenta, el tamaño del motor también aumentará y el ángulo de inclinación de los segmentos descenderá. Todos los motores Wankel funcionales que se han desarrollado a lo largo de la historia tienen un factor K entre 6 y 10, manteniendo el compromiso entre tamaño, ángulo de inclinación de los segmentos y otras recogidas en "NSU Wankel Rotating Combustion Engine." SAE Transactions vol.69 (1961), p. 179-193.

III. Introducción

Como muchas bombas de aire, el compresor de Wankel podría convertirse en un motor de combustión interna añadiéndole las fases de compresión y expansión.

Wankel trabajó en su taller de Lindau junto a su amigo Ernest Hoeppe, reputado diseñador que era capaz de convertir ideas abstractas en diseños prácticos. Tardaron tres años en convertir el compresor en un motor de combustión interna funcional. Su producto aún no sería el motor Wankel que conocemos hoy en día. Como en el funcionamiento del compresor Wankel, el motor funcionaba con el giro de los 2 rotores, uno interior y otro exterior. La admisión del aire se realizaba por el eje central y los puertos de admisión se situaban en el rotor interior. El aire de la admisión atravesaba el rotor interior para llegar a la cámara de combustión situada entre los dos rotores. El tiempo de admisión se controlaba por la posición relativa entre los dos rotores. El puerto de escape se situaba en el perímetro del rotor exterior. La combustión se realizaba en distintos puntos del motor, así que optaron por instalar la bujía en el rotor interior. Esto conllevaba llevar el cableado de la bujía hasta el interior del rotor interior y realizar un buen sellado de dicha instalación. Para reemplazar la bujía había que desmontar el motor hasta llegar al centro de este donde se alojaba la bujía.

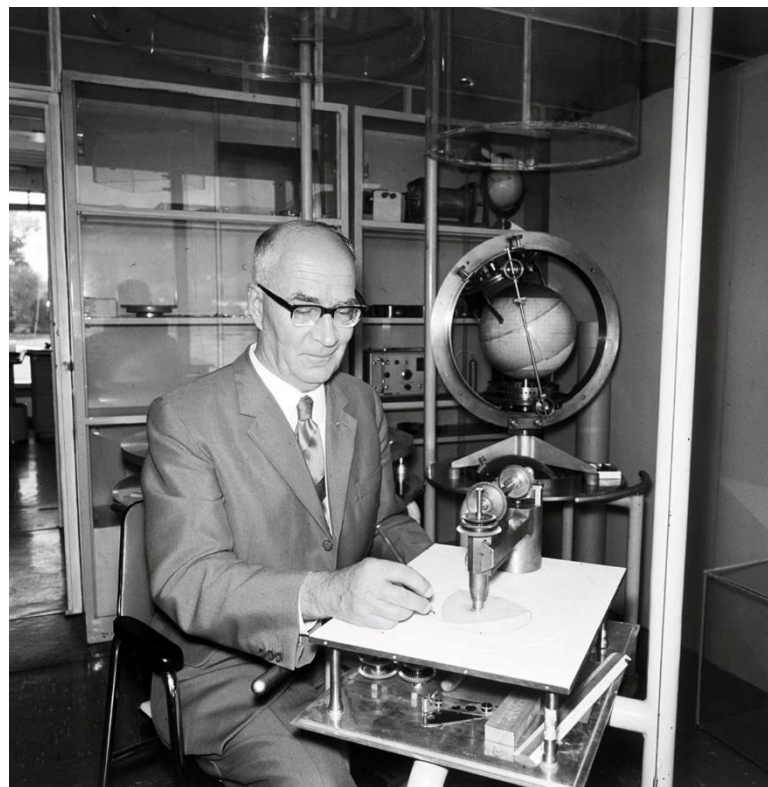


Figura 46. Félix Wankel en el desarrollo del motor rotativo.

III. Introducción

El primer motor fabricado fue el DKM54 o drehkolbenmoter (motor de pistón rotativo) 54, que indicaba su desplazamiento en centímetros cúbicos. Este motor se expuso por primera vez en febrero del año 1957. La forma del motor era muy compleja y nunca habría causado impresión en el mundo de la industria automovilística. Solo era un motor de test para comprobar que la teoría de un motor con cámaras de combustión toroidales funcionaba y también proponer y estudiar los métodos y materiales para realizar el sistema de sellado de las cámaras.

En prácticamente todos los motores Wankel diseñados en el pasado y presente los sellos laterales son unas finas láminas de metal insertadas en las ranuras laterales de los rotores. Estos sellos tienen debajo un muelle con una precarga que se encarga de ejercer presión sobre el sello para que este pueda mantener la zona de combustión y la zona de lubricación separadas, como si se tratase de los segmentos en un MCIA. El movimiento de los segmentos del pistón en un MCIA es en dirección perpendicular a su longitud mientras que en un motor rotativo recorre una superficie plana formando un arco debido al movimiento rotacional continuo. Como este movimiento es complejo y la forma geométrica inusual, para un sellado aceptable se utiliza el método anteriormente descrito por su facilidad. A lo largo de la historia del motor rotativo se han utilizado diferentes materiales y grosores para realizar este sellado de la mejor manera posible.

En cada vértice del rotor se aloja un segmento principal y un segmento de esquina, el trabajo en conjunto de estos dos sellos consigue aislar las cámaras de combustión. En cualquier momento de la rotación del rotor cada una de las tres cámaras se encuentra en uno de los cuatro tiempos del ciclo Otto, el trabajo de los segmentos principales y los de esquina es separar las cámaras y aislarlas entre ellas para que los cuatro tiempos se realicen correctamente. Los segmentos principales que se sitúan en los vértices del rotor con láminas de material que se insertan en los alojamientos mecanizados en los vértices del rotor. Los sellos laterales tienen unas laminas metálicas que actúan como muelles y su función es ejercer presión sobre los segmentos en el momento del arranque para que la separación entre cámaras sea la correcta. Una vez el motor ha sido arrancado, el sellado se realiza por la propia fuerza centrífuga del movimiento del rotor. Algunos diseños utilizados por diferentes marcas automovilísticas utilizan un sistema de pequeños conductos para utilizar la fuerza de los gases en el interior del motor para realizar un mejor sellado de las distintas cámaras. El segmento de esquina es un cilindro con una ranura mecanizada que se aloja cerca de los vértices del rotor. Tiene un sistema complejo, en primer lugar, está precargado con un muelle en forma de lámina metálica para que el segmento de esquina realice un buen sellado lateral, también debe alojar el segmento principal y por último está en contacto con los sellos laterales que deben adoptar la forma del segmento de esquina a la perfección.

III. Introducción

Todos los segmentos mencionados han presentado problemas a lo largo de la historia mientras se realizaban pruebas con diferentes materiales y formas, pero el que más ha confundido a los diseñadores e ingenieros es el segmento principal. Un material duro posee una mayor durabilidad, pero desgasta prematuramente los alojamientos del rotor. En el caso de los inicios del motor rotativo, en NSU prefirieron utilizar un material más blando evitando desgastar la superficie de los alojamientos del rotor, empleando compuestos de carbono. La lista de materiales que no funcionaban fue creciendo hasta encontrar materiales que sí podían cumplir con la función deseada y mantener una longevidad aceptable.

Meses después de fabricar el DKM54, Wankel y Hoepfner construyeron el DKM125. Sería otro motor de prueba que heredaría los problemas del DKM54 y otros añadidos debido a su mayor tamaño. Wankel predijo que el motor giraría a altas velocidades, mucho más altas que los actuales MCI. La eficiencia volumétrica mide cuánto aire puede bombear un motor comparado con su desplazamiento, el DKM125 tenía una eficiencia volumétrica del 98% a 7000 rpm y del 70% a 16000rpm, seguía siendo buena para un motor de combustión interna. El motor construido era más efectivo cuando trabajaba a altas revoluciones, un MCI de la época estaba limitado a unas 6000 rpm. Para hacer la prueba definitiva construyeron un túnel para probar el motor y así proteger el laboratorio y al personal que allí trabajaba. Probaron el motor hasta las 25000 rpm sin que este llegara a fallar. Pero la alta velocidad rotacional unida a la masa de las piezas en movimiento creaba una alta inercia rotacional, una vez alcanzadas esas altas revoluciones el motor era reluctante a un cambio de velocidad y eso para la industria automovilística no era una buena característica. Otro efecto de esas altas revoluciones es que la fuerza centrífuga ejercida sobre el rotor exterior causaba pequeñas pero significantes distorsiones en su forma y el sellado entre cámaras no era el adecuado.

Ni el DKM54 ni el DKM125 eran utilizables en la industria automovilística. El eje central era estacionario y la potencia la transmitía el rotor exterior. El sistema de transmisión para ese tipo de motor no estaba inventado y en NSU vieron más problemas que ventajas a la hora de diseñar un sistema de transmisión adecuado para ese motor. Froede, jefe de ingenieros de NSU se puso a trabajar en una versión modificada del motor diseñado por Wankel. Convirtió el rotor exterior en una pieza estacionaria y el eje central en una pieza con movimiento que sería el eje de salida de la potencia del motor. El eje central sería modificado para añadirle una excentricidad para que el rotor orbitara en torno al eje central que a partir de ahora sería el eje excéntrico. El nombre para la modificación realizada por Froede es una inversión cinemática del motor original diseñado por Wankel. Después de la modificación el eje excéntrico realiza un giro por cada 120° de giro del rotor, como el rotor tiene tres caras, por cada explosión del rotor el eje excéntrico da una vuelta completa. Esto equivaldría a un MCI bicilíndrico de cuatro tiempos.

III. Introducción

La introducción de la inversión cinemática otorgó al motor la simplicidad con la que se caracteriza hoy en día. El anterior rotor exterior ahora era una pieza inmóvil y tenía mecanizados los puertos de admisión y escape. La bujía también se instalaba desde el exterior en la carcasa en vez de desde el interior del rotor cosa que facilitaba mucho su desarrollo. El sistema de refrigeración era mucho más simple y el motor ahora podía instalarse en un vehículo, ya no sería solo un motor de exposición ya que se le podía acoplar una transmisión convencional gracias a la inversión cinemática aplicada por Froede.

El nuevo motor fue llamado KKM125, Froede y su equipo fabricaron dos tipos de alojamientos para el rotor, uno de acero que pesaba 17 kg y uno de aluminio con un peso de 10.5 kg. La unión de todas las piezas, las cámaras epitrocoidales, el sistema de sellado de Wankel y la inversión cinemática de Froede dieron como resultado el primer motor rotativo Wankel utilizable en un vehículo.

En sus estudios iniciales Wankel rechazó la idea que Froede había desarrollado, la idea de Wankel era crear un motor puramente circular como pudo implementar en el DKM54 y DKM125. Wankel no estaba seguro de que el sellado funcionara de manera correcta y con la inversión cinemática aparecerían fuerzas que no estaban contempladas en su diseño original. Wankel era reticente a aceptar la nueva idea, pero los directivos de NSU ya habían invertido dinero en el proyecto y se decantaron por seguir con el desarrollo del KKM por su mayor practicidad.

El desplazamiento del motor es un valor que se utiliza en diferentes ámbitos, como por ejemplo, en las competiciones puede servir para determinar la clase a la que pertenece y compite un vehículo o en el ámbito legal, para calcular el impuesto que debe pagar el propietario del vehículo. Félix Wankel redactó un documento técnico que se puede encontrar en la SAE que indica cómo calcular el desplazamiento de un motor Wankel. El desplazamiento es el máximo volumen de una cámara de combustión multiplicado por el número de rotores. Para los propietarios de vehículos de competición con motor Wankel esta descripción es muy favorable ya que con un motor con un desplazamiento relativamente bajo pueden obtener potencias muy altas y dependiendo de en la categoría que compitan, esto puede ser una mejora que los lleve a la victoria. Por otra parte, si se compara un motor Wankel de un rotor con un MCIA de cuatro tiempos y un pistón, el motor Wankel desarrolla una explosión por cada giro del eje excéntrico mientras que el MCIA desarrolla una explosión cada dos giros del cigüeñal. Comparando así los dos tipos de motores, los gobiernos y federaciones de competiciones de automovilismo decidieron calcular la cilindrada de un motor Wankel con la siguiente fórmula: el desplazamiento

III. Introducción

sería la multiplicación del volumen unitario de una cámara de combustión por 2 y a su vez por el número de rotores.

El movimiento excéntrico introducido por Froede acarrea nuevos problemas, el nuevo motor no estaba exento de vibraciones y se generaban nuevas fuerzas que estresaban los materiales. Además, el rotor estaba lubricado internamente por aceite y el movimiento excéntrico creaba turbulencias. En el interior del rotor el aceite tenía unas inercias por el movimiento excéntrico y de giro. Esto era generado por una distorsión en el rotor y los ingenieros de NSU pensaban que podría solucionar estos problemas cambiando los cojinetes del rotor y probaron varios tamaños. Pero se dieron cuenta que el problema persistía así que decidieron cambiar el material del rotor, sustituyeron la aleación ligera por fundición y solucionaron los problemas de distorsión del rotor.

La refrigeración del motor era otro de los temas importantes a mejorar. Con el diseño del nuevo motor las combustiones se realizaban siempre en el mismo lugar del motor, teniendo una zona fría y una zona caliente. Para solucionar este problema, rediseñaron los conductos de refrigeración, colocándolos cerca de la bujía. La bujía debía atravesar toda la carcasa y esto causaba que los conductos de refrigeración fuesen bloqueados, debiendo estrecharlos a su paso por la zona de la bujía. La consecuencia de esta modificación es que había zonas puntuales de sobrecalentamiento en la carcasa lo que producía en ella microroturas.

Al final del desarrollo del KKM125 este ofrecía 26 CV a 11000 rpm pesando 17 kg. Para seguir con el desarrollo Froede construyó una versión de mayor cubaje el KKM250, para realizar pruebas y obtener la mejor posición posible de la bujía. A mediados del año 1959 el KKM250 empezó a probarse.

Para estudiar la combustión del motor Wankel, Froede diseñó un alojamiento para el rotor con 5 posiciones distintas para la bujía. Una bujía era insertada en un alojamiento y en los otros cuatros alojamientos se insertaban detectores de ionización para poder medir el avance del frente de llama según la posición de la bujía. Lo que Froede y su equipo descubrió les asombró mucho. La mezcla de aire y combustible que se comprimía en la fase de admisión tenía más velocidad al pasar por el eje menor que la velocidad de propagación del frente de llama. Para solucionar este problema decidieron una posición de la bujía que reducía el problema y modificaron la mezcla de aire y combustible. También realizaron pruebas con configuraciones de varias bujías. Llegaron a la conclusión que dos bujías dando chispa al mismo tiempo no aceleraba la combustión, pero instalando dos bujías a lo largo del perímetro del alojamiento del rotor y haciendo una ignición secuencial permitía mejorar la conducción a bajas velocidades y un

III. Introducción

ralentí más estable. Decidieron instalar dos bujías en dos posiciones distintas, una, mejoraba el funcionamiento del motor a altas revoluciones y la otra bujía lo mejoraba a bajas revoluciones.

Cuando los problemas del KKM250 fueron solucionados, en NSU decidieron apostar por un automóvil con motor Wankel. En el año 1960 decidieron instalar un motor KKM250 en un NSU Prinz, un compacto muy básico que tenían en producción. NSU invitó a periodistas del motor y personal de la industria automovilística de la época, a probar el Prinz con motor Wankel. Era difícil de conducir, se notaba que lo habían hecho con prisas y estaba subdesarrollado para lanzarlo al mercado. Pero el vehículo funcionaba y fabricaron más para hacer pruebas de fiabilidad y los distribuyeron por Europa acumulando kilómetros para realizar un mejor desarrollo.

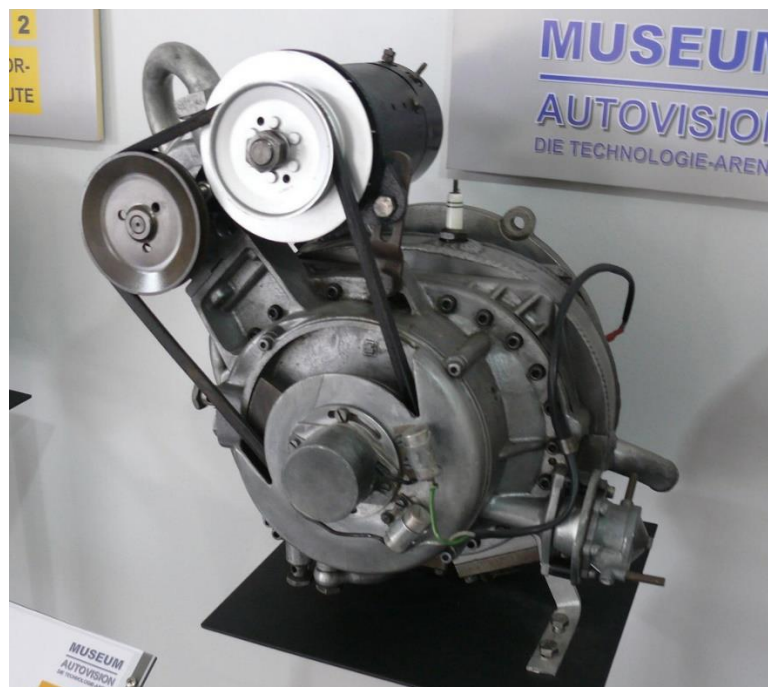


Figura 47. Motor KKM250 de NSU.

Posteriormente fabricaron el motor Wankel KKM400. Una versión de mayor cubicaje que el KKM250. El nuevo motor desarrollaba una potencia entre 40 y 50 CV, suficiente para mover y ligero vehículo compacto. El nuevo motor se instaló en el NSU Sport Prinz, la versión deportiva del Prinz. El desarrollo había surgido efecto, el nuevo vehículo con motor Wankel era más fácil de conducir que el original, más potente y se conducía con mayor suavidad. Además, la caja de cambios elegida tenía unos desarrollos más adecuado que la inicial. La prensa automovilística lo comparaba con una turbina de gas cuando el motor se encontraba entre las 2000 y 6000 rpm por la suavidad y el poco ruido que generaba. Para ser un segundo prototipo la combinación de motor y sistema de transmisión fue muy acertado y eso empezó a impresionar al sector

III. Introducción

automovilístico. El KKM400 funcionaba con un sistema a presión de lubricación de aceite y además necesitaba añadir aceite en la gasolina para lubricar los segmentos de los vértices del rotor, como si de un motor de dos tiempos se tratase. En aquella época las emisiones no eran un problema ya que el control era nulo y podían recurrir a ese tipo de engrase. Según decían los creadores del motor, no hacía falta realizar cambios de aceite ya que, al tener un gasto por la lubricación, publicitaban que solo rellenando de aceite cada un cierto intervalo de tiempo era suficiente.

El NSU Sport Prinz con motor Wankel aportó una gran credibilidad a este tipo de motor. El Prinz original en cambio no impresionó a la prensa automovilística, su motor de dos cilindros y cuatro tiempos refrigerado por aire erogaba una potencia de 26 CV para arrastrar al conjunto del vehículo con un peso de 545 kg. Mientras que el motor KKM400 desarrollaba una potencia de 50CV dando un aumento de las prestaciones muy considerable comparándolo con el Prinz original. El motor KKM400 unido al sistema de transmisión Volkswagen, con unos ratios de velocidades adaptados al régimen de revoluciones del motor, ayudó a mostrar que el motor rotativo era una opción factible en la industria del automóvil.

III.5.3. El motor rotativo Wankel en Mazda

Toyo Kogyo, ahora conocida como Mazda, pagó a NSU en febrero de 1961 para poder utilizar su patente sobre el motor rotativo de combustión interna. El jefe de ingenieros, Kenichi Yamamoto fue el elegido para dirigir este ambicioso proyecto para poner al motor rotativo en la historia de los motores de combustión interna.

En muy poco tiempo, desde la compra de la patente para poder desarrollar motores rotativos con encendido provocado, Toyo Kogyo presentó en el año 1963 un prototipo, el Cosmo Sport con un motor rotativo de 2 rotores y una cilindrada de 800cc. Adelantándose a la propia NSU que presentó su NSU Sport Prinz con motor rotativo en el año 1964.

III. Introducción



Figura 48. NSU Wankel Spider.

Cuatro después de la presentación del Cosmo Sport como prototipo, Toyo Kogyo lanzó al mercado su primer coche con motor rotativo y fabricación masiva, el Cosmo Sport con un motor bi-rotor, una cilindrada de 982 cc y una potencia máxima de 87 kW.



Figura 49. Mazda Cosmo Sport.

A partir de ese año, Mazda desarrolló una línea de vehículos con motor rotativo, abarcando turismos, deportivos, camionetas y autobuses. Siendo los vehículos pertenecientes a

III. Introducción

la denominación RX los más populares haciendo especial referencia a las tres versiones del RX-7, iniciando una prestigiosa saga en el año 1978 con el RX-7 de primera generación hasta el año 2001 con el RX-7 de tercera generación.

Lista y año de los modelos comercializados por Mazda con motor rotativo:

Cosmo Sport / Mazda 110S (1967-1972)
Mazda R100 (1968-1973)
Luce Coupé / Mazda R130 Coupé (1969-1972)
Capella / Mazda RX-2 (1970-1978)
Savanna / Mazda RX-3 (1971-1978)
Luce / Mazda RX-4 (1972-1977)
Rotary Pick-up (1973-1977)
Parkway Rotary 26 (1974-1976)
Roadpacer AP (1975-1977)
Cosmo AP / Mazda RX-5 (1975-1981)
Luce Legato / Mazda 929L (1977-1981)
Savanna RX-7 / Mazda RX-7 (1978-1985)
Cosmo (1981-1990)
Luce / Mazda 929 (1981-1986)
Savanna RX-7 / Mazda RX-7 (1985-1992)
Luce (1986-1991)
Eunos Cosmos (1990-1995)
Mazda RX-7 (1991-2002)
Mazda RX-8 (2003-2012)
Mazda RX-8 Hydrogen RE
Mazda Premacy Hydrogen RE Hybrid

III.5.4. El motor rotativo en la competición

En el ámbito de la competición el motor rotativo alcanzó la victoria en distintas disciplinas. El Cosmo Sport 110 S, el primer vehículo de producción en masa fabricado por Mazda, participó en 1968 en la Marathon de la Route, 84h corriendo en el circuito de Nürburgring Nordschleife. En 1969, el R100 ganó el Gran Premio de Singapur y acabó 5º y 6º en la 24 Horas de Spa-Francorchamps y 5º en las 84 Horas de Nürburgring.

III. Introducción



Figura 50. Dos unidades de competición del Mazda Cosmo Sport.

El Mazda RX-3 consiguió más de 100 victorias en los campeonatos nacionales en Japón.



Figura 51. Mazda RX-3 de competición.

El Mazda RX-7 debutó en la categoría GTU del IMSA en el año de su presentación. Se coronó 10 veces con el título del IMSA, 8 de ellas consecutivas entre 1980 y 1987. Obteniendo más de 100 victorias en el IMSA. También ganó campeonatos en Inglaterra, Bélgica y Australia. Participó en el WRC y llegó a ganar las 24h de Spa en 1981.

III. Introducción



Figura 52. Mazda RX-7 SA IMSA GTU 1980.



Figura 53. Mazda RX-7 FC IMSA GTO 1990.

III. Introducción



Figura 54. Mazda RX-7 SA Grupo B de rally.

Desde el año 1988 Mazda participó en la máxima categoría en las 24h de Le Mans. En 1991, el último año de los motores rotativos en Le Mans, Mazda se alzó con la victoria con un Mazda 787B equipado con un motor rotativo R26B de cuatro rotores, mejorando en términos de potencia y consumo respecto a los 767 y 787 utilizados en años anteriores. El 787B batió a sus rivales directos, los Jaguar XJR12 y Mercedes-Benz C11, cruzando la meta en primera posición y siendo el primer fabricante japonés y prototipo con motor rotativo en ganar las 24h de Le Mans.

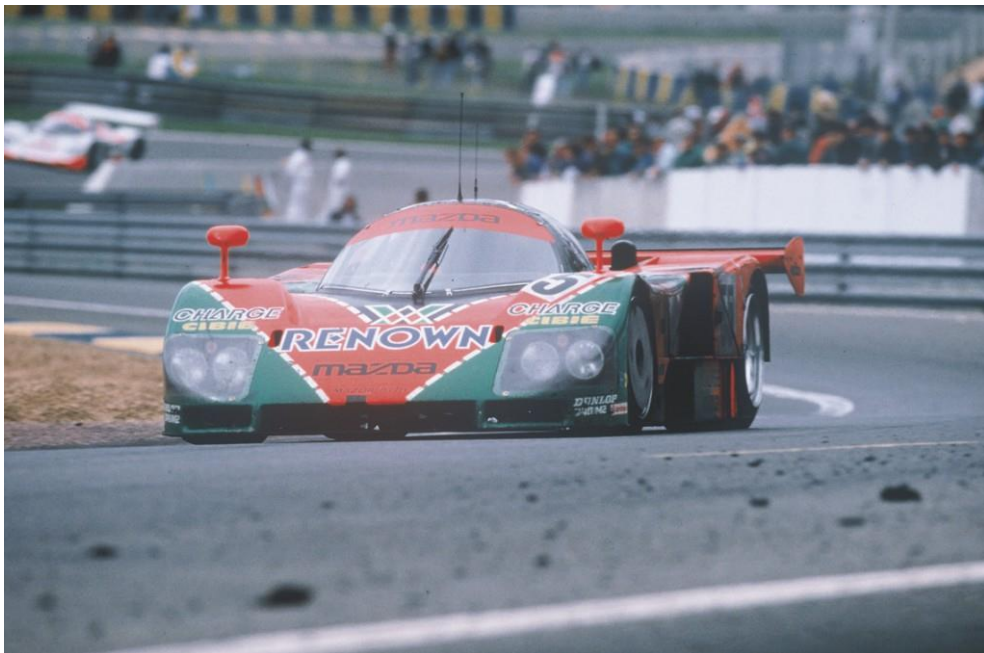


Figura 55. Mazda 787B, Ganador de las 24h de Le Mans en 1991.

IV. REVISIÓN DEL ARTE

REVISIÓN DEL ARTE

IV. Revisión del arte

Tomando como referencia a los principales proveedores de piezas y tiendas de modificación de vehículos de: Japón, Australia, Reino Unido y EE. UU. es como se ha realizado este proyecto. Es en Japón, país pionero en el ámbito de las modificaciones aplicadas a vehículos de fabricación propia, dónde las modificaciones propuestas en este proyecto han sido más desarrolladas. Como ejemplo de ello se encuentran las principales empresas de modificación de vehículos, que a su vez son proveedores de piezas de mejora. Teniendo estas empresas diversas opciones de modificación para distintos niveles de potencia en el modelo de vehículo elegido en este proyecto.

Entre las empresas más importantes se citan las que han creado un vehículo modificado con un criterio lo más parecido al tratado en este proyecto:

- FAM SPEED
- RE Amemiya
- PAN SPEED
- Fujita Engineering
- R-Magic
- KNIGHTSPORTS

En la siguiente tabla comparativa se muestran las características de algunos de los modelos preparados por las empresas anteriormente citadas. Se podría afirmar que las unidades enumeradas conforman una muestra del potencial que los preparadores pueden desarrollar sobre el vehículo base elegido en el proyecto.

Vehículo	Rotores	Cilindrada	Alimentación	Potencia (kW)	Par (Nm)	Peso (kg)
RX-7 FD3S	2	1308	Doble turbocompresor	187	300	1250
RE-Amemiya MAOU	2	1308	Doble turbocompresor	298	461	1145
Knight Sports	2	1308	Doble turbocompresor	264	353	1220
FAM Speed	2	1308	Turbocompresor	367	534	1153
PANSpeed	2	1308	Turbocompresor	375	510	1179
R-Magic D1	2	1308	Turbocompresor	426	627	1088

IV. Revisión del arte

RE-Amemiya M7	2	1308	Turbocompresor	419	539	1102
RE-Amemiya GT300	3	1962	Atmosférico	220	323	1030

Tabla 1. Comparativa entre los distintos vehículos sobre los cuales se basan las mejoras propuestas en el proyecto.

Como criterio básico se ha elegido obtener unos niveles de potencia y par elevados, similares a los máximos de la tabla anterior con la diferencia de la utilización de un sistema de sobrealimentación de doble turbocompresor en vez del sistema de un solo turbocompresor, mejorando así la banda útil de entrega de par. La elección es debida a la búsqueda de una mejora respecto a las unidades anteriormente citadas. Obteniendo así unos valores más altos de par a bajos y medios regímenes de giro del motor y reduciendo el turbo-lag. Este retraso es ocasionado por la instalación de turbocompresores de gran tamaño, el conductor debe acelerar más de lo deseado para que los gases de escape venzan la inercia de la turbina y esta comience a girar y comprimir el aire en la admisión. Esta acción produce una aceleración brusca y difícil de controlar. El sistema de doble turbocompresor ofrece una curva de par más homogénea y este problema se reduce considerablemente.



Figura 56. RE-AMEMIYA RX-7 FD3S GT300.

IV. Revisión del arte



Figura 57. FAM SPEED RX-7 FD3S.



Figura 58. PAN SPEED RX-7 FD3S.

V. DESARROLLO DEL
PROYECTO

DESARROLLO DEL
PROYECTO

V. Desarrollo del proyecto

En este punto del proyecto se exponen los cálculos y los elementos modificados de cada sistema del vehículo que se ha seleccionado para su mejora. La modificación principal es la que afecta al motor del vehículo, por lo que es la primera en modificarse y todas las mejoras que le siguen se adaptarán a los resultados obtenidos por la potenciación del motor.

Como base para el proyecto se ha elegido un vehículo de producción, en concreto un Mazda RX-7 FD3S R1 del año 1993. En los siguientes cálculos se muestran los datos de partida sobre los cuales se basa la potenciación del motor.



Figura 59. Mazda RX-7 FD3S, vehículo base de las modificaciones.

Potencia	200 kW
Par	294 Nm
Peso	1250 kg
Velocidad Máxima	252 km/h
Aceleración 0-100 km/h	4.9s

Tabla 2. Características del vehículo original.

V. Desarrollo del proyecto

A partir de los datos del vehículo de origen se procede a calcular los consumos máxicos de combustible y comburente, utilizando las características ofrecidas por el fabricante y datos extraídos de la configuración original de la unidad de control electrónico del motor.

En los cálculos expuestos a continuación se pretende mostrar los consumos máxicos de combustible y comburente del vehículo de serie y las necesidades para alcanzar un par de 600Nm.

Cilindrada del motor

$$A = 2 \cdot (R + e)$$

$$B = 2 \cdot (R - e)$$

$$\text{Cilindrada unitaria} = \frac{3\sqrt{3}}{16} \cdot (A^2 - B^2) \cdot b$$

$$\text{Cilindrada total} = \text{Cilindrada unitaria} \cdot N^{\circ} \text{ de rotores}$$

$$A = 2 \cdot (105 + 15) = 240$$

$$B = 2 \cdot (105 - 15) = 180$$

$$\text{Cilindrada unitaria} = \frac{3\sqrt{3}}{16} \cdot (240^2 - 180^2) \cdot 80 = 654715,21 \text{ mm}^3 = 654,72 \text{ cm}^3$$

$$V = \text{Cilindrada total} = 654,72 \cdot 2 = 1309,43 \text{ cm}^3 = 1,31 \text{ L}$$

Potencia efectiva del motor

$$N_e = \frac{T \cdot rpm}{\frac{60}{2 \cdot \pi}}$$

$$N_e = \frac{294 \cdot 6500}{\frac{60}{2 \cdot \pi}} = 200119,45 \text{ W} = 200,12 \text{ kW}$$

Presión media efectiva

$$Pme = \frac{T \cdot 2 \cdot \pi}{10 \cdot V}$$

V. Desarrollo del proyecto

$$P_{me} = \frac{29,9797 \cdot 2 \cdot \pi}{10 \cdot 1,3094} = 14,39 \text{ bar}$$

Consumo específico

$$g_{ef} = 370 \frac{g}{kW \cdot h}$$

Caudal másico de combustible teórico

$$m_f = \frac{g_{ef} \cdot N_e}{3,6 \cdot 10^6}$$
$$m_{f \text{ teórico}} = \frac{370 \cdot 200,12}{3,6 \cdot 10^6} = 74044,21 \frac{g}{h} = \mathbf{0,02057 \frac{kg}{s}}$$

Caudal másico de combustible real

$$N^{\circ} \text{ inyectores primarios} = 2$$

$$\text{Caudal inyectores primarios} = 550 \frac{cc}{min}$$

$$N^{\circ} \text{ inyectores secundarios} = 2$$

$$\text{Caudal inyectores secundarios} = 850 \frac{cc}{min}$$

$$\text{Porcentaje máximo apertura inyectores} = 63\%$$

$$\text{Densidad gasolina} = 747,5 \frac{kg}{m^3}$$

$$m_{f \text{ real}} = \frac{\text{Caudal total} \cdot \text{Apertura inyectores} \cdot \text{Densidad gasolina}}{6000}$$

$$m_{f \text{ real}} = \frac{((550 \cdot 2) + (850 \cdot 2)) \cdot 0,63 \cdot 0,7475}{6000} = \mathbf{0,02198 \frac{kg}{s}}$$

Caudal másico de comburente teórico

$$\text{Relación} \frac{\text{comburente}}{\text{combustible}} \text{ o } AFR = 11$$

$$m_{a \text{ teorico}} = \frac{N_e \cdot AFR \cdot \frac{g_{ef}}{60}}{1000}$$

$$m_{a \text{ teorico}} = \frac{200,12 \cdot 11 \cdot \frac{370}{60}}{1000} = \mathbf{13,57 \frac{kg}{min}}$$

V. Desarrollo del proyecto

Caudal másico de comburente real

$$m_{a\text{ real}} = m_{f\text{ real}} \cdot AFR \cdot 60$$
$$m_{a\text{ real}} = 0,02198 \cdot 11 \cdot 60 = \mathbf{14,50 \frac{kg}{min}}$$

Combustible teórico	0,02057	kg/s
Combustible real	0,02198	kg/s
Comburente teórico	13,57	kg/min
Comburente real	14,50	kg/min

Tabla 3. Consumos de combustible y comburente del vehículo de serie.

Potencia efectiva del motor

$$N_e = \frac{T \cdot rpm}{\frac{60}{2 \cdot \pi}}$$
$$N_e = \frac{600 \cdot 6500}{\frac{60}{2 \cdot \pi}} = 383274,30 \text{ W} = 383,27 \text{ kW}$$

Presión media efectiva

$$Pme = \frac{T \cdot 2 \cdot \pi}{10 \cdot V}$$
$$Pme = \frac{61,1830 \cdot 2 \cdot \pi}{10 \cdot 1,3094} = 29,36 \text{ bar}$$

Consumo específico

$$g_{ef} = 370 \frac{g}{kW \cdot h}$$

Caudal másico de combustible teórico

$$m_f = \frac{g_{ef} \cdot N_e}{3,6 \cdot 10^6}$$
$$m_{f\text{ teórico}} = \frac{370 \cdot 383,27}{3,6 \cdot 10^6} = 141811,49 \frac{g}{h} = \mathbf{0,03939 \frac{kg}{s}}$$

V. Desarrollo del proyecto

Caudal másico de combustible real

$$N^{\circ} \text{ inyectores primarios} = 2$$

$$\text{Caudal inyectores primarios} = 1050 \frac{\text{cc}}{\text{min}}$$

$$N^{\circ} \text{ inyectores secundarios} = 2$$

$$\text{Caudal inyectores secundarios} = 1700 \frac{\text{cc}}{\text{min}}$$

$$\text{Porcentaje máxima apertura inyectores} = 58\%$$

$$\text{Densidad gasolina} = 747,5 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$m_{f \text{ real}} = \frac{\text{Caudal total} \cdot \text{Apertura inyectores} \cdot \text{Densidad gasolina}}{6000}$$

$$m_{f \text{ real}} = \frac{((1050 \cdot 2) + (1700 \cdot 2)) \cdot 0,64 \cdot 0,68}{6000} = 0,03974 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Caudal másico de comburente teórico

$$\text{AFR (Air Fuel Ratio)} = 11$$

$$m_{a \text{ teorico}} = \frac{N_e \cdot \text{AFR} \cdot \frac{g_{ef}}{60}}{1000}$$

$$m_{a \text{ teorico}} = \frac{383,27 \cdot 11 \cdot \frac{370}{60}}{1000} = 26,00 \frac{\text{kg}}{\text{min}}$$

Caudal másico de comburente real

$$m_{a \text{ real}} = m_{f \text{ real}} \cdot \text{AFR} \cdot 60$$

$$m_{a \text{ real}} = 0,03974 \cdot 11 \cdot 60 = 26,23 \frac{\text{kg}}{\text{min}}$$

Caudal combustible teórico	0,03939	kg/s
Caudal combustible real	0,03974	kg/s
Caudal comburente teórico	26,00	kg/min
Caudal comburente real	26,23	kg/min

Tabla 4. Consumos de combustible y comburente para alcanzar el par objetivo.

Obtenidos los cálculos, se exponen las mejoras propuestas de los distintos sistemas del vehículo, modificando sus componentes para alcanzar el objetivo de 600 Nm.

V. Desarrollo del proyecto

V.1. Modificaciones del motor y accesorios

Para obtener el par y potencia calculados anteriormente se deben realizar las siguientes modificaciones en los sistemas de admisión e inyección de comburente y combustible, encendido, refrigeración, lubricación e inyección de agua/metanol.

- Filtro de aire
- Conductos de admisión de aire
- Cuerpo del acelerador
- Colector de admisión
- Intercooler
- Turbocompresores
- Sistema de escape
- Bomba de combustible
- Raíles de inyección
- Inyectores
- Líneas de combustible
- Regulador de presión de combustible
- Bobinas
- Cables de bujía
- Bujías
- Radiador
- Bomba de agua eléctrica
- Sistema de lubricación
- Inyección de agua/metanol
- Unidad de control electrónico

V.1.1. Filtro de aire

Se opta por la instalación de 2 filtros de aire reemplazando el filtro original, este está fabricado con papel y su capacidad filtrante es adecuada para un vehículo de serie, a medida que se ensucia, el caudal de aire disminuye afectando al rendimiento del motor. Los nuevos filtros de algodón ofrecen una menor resistencia al paso del aire por su construcción. Al ensuciarse por la retención de partículas, el filtro de algodón no ve afectado su reducción de caudal de aire ya que el paso de este no está comprometido con la suciedad que se acumula en el material filtrante. Se instala una admisión directa de aire para canalizar el aire exterior hacia los filtros y así poder tener una menor temperatura en el aire admitido por el motor.

V. Desarrollo del proyecto



Figura 60. Filtros de aire de algodón.

V.1.2. Conductos de admisión de aire

Se reemplazan los tubos de admisión de aire desde el filtro de aire a los turbos, pasando de tubos con un diámetro de 50mm a tubos con un diámetro de 60mm. Los nuevos tubos de admisión son de acero inoxidable con recubrimiento anticorrosivo para evitar que el aire que circula por su interior aumente de temperatura.

La línea de salida desde los turbos hasta el intercooler y del intercooler al colector de admisión se reemplazan por conductos de aluminio con recubrimiento anticorrosivo y de acero inoxidable, aumentando 6mm el diámetro respecto a los conductos originales de 70 mm.

V.1.3. Cuerpo del acelerador

El cuerpo del acelerador permite el paso del aire mediante la apertura de mariposas controladas por un cable movido por el pedal del acelerador. La mejora de este elemento es aumentar el diámetro de las mariposas porque si se realiza ese aumento, el caudal admitido en el motor será mayor y esto es necesario ya que el aumento del combustible necesita un aumento de la misma magnitud de comburente para poder alcanzar una mezcla adecuada y así realizar

V. Desarrollo del proyecto

la combustión correctamente. A continuación, se exponen las áreas de las mariposas originales y otras tres de diferentes marcas.

Diámetro mariposas del acelerador originales: 1 primaria de 45 mm y 2 secundarias de 50 mm.

$$\begin{aligned} \text{Área total} &= \pi \cdot n^{\circ} \text{ mariposas admisión} \cdot \left(\frac{d}{2}\right)^2 \\ \text{Área total} &= \left(\pi \cdot \left(\frac{45}{2}\right)^2\right) + \left(\pi \cdot 2 \cdot \left(\frac{50}{2}\right)^2\right) = 5517,42 \text{ mm}^2 = 5,517 \text{ cm}^2 \end{aligned}$$

Diámetro mariposas del acelerador de la marca Elite Rotary: 1 primaria de 50 mm y 2 secundarias de 55 mm.

$$\text{Área total} = \left(\pi \cdot \left(\frac{50}{2}\right)^2\right) + \left(\pi \cdot 2 \cdot \left(\frac{55}{2}\right)^2\right) = 6715,16 \text{ mm}^2 = 6,715 \text{ cm}^2$$

Diámetro mariposas del acelerador de la marca FEED: 1 primaria 49 mm diámetro y 2 secundarias 54 mm.

$$\text{Área total} = \left(\pi \cdot \left(\frac{49}{2}\right)^2\right) + \left(\pi \cdot 2 \cdot \left(\frac{54}{2}\right)^2\right) = 6465,18 \text{ mm}^2 = 6,465 \text{ cm}^2$$

Diámetro mariposa del acelerador de la marca Rotary Works: 1 de 90 mm.

$$\text{Área total} = \left(\pi \cdot \left(\frac{90}{2}\right)^2\right) = 6361,73 \text{ mm}^2 = 6,361 \text{ cm}^2$$

La opción elegida es la de la marca Elite Rotary ofreciendo un área superior entre todas las comparadas.

V. Desarrollo del proyecto

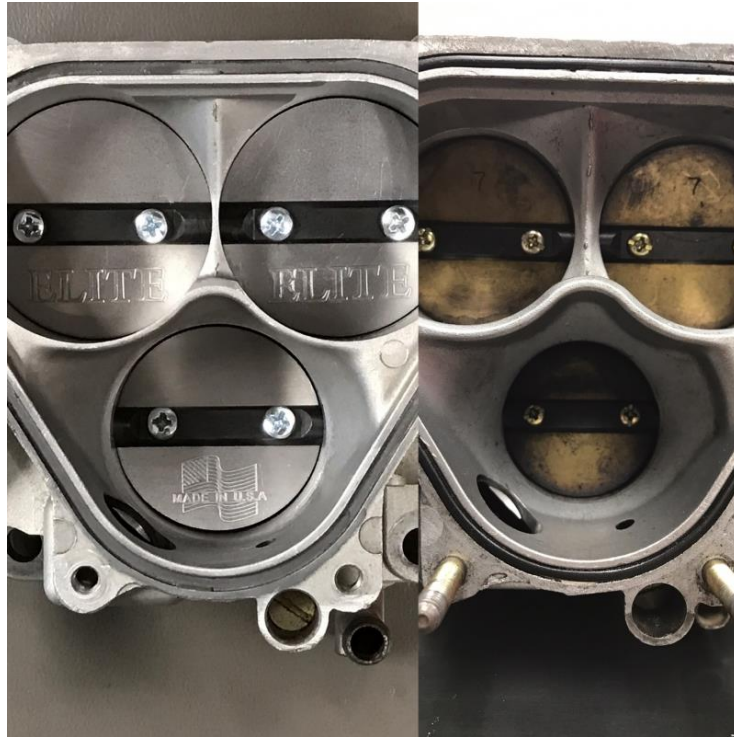


Figura 61. Comparación entre el cuerpo del acelerador original y el elegido para su instalación.

V.1.4. Colector de admisión

El colector de admisión se encuentra entre el cuerpo del acelerador y el motor, como la inyección es indirecta, la mezcla de comburente y combustible se realiza en el colector de admisión antes de entrar a las cámaras de combustión. En este caso se busca optimizar el flujo y la cantidad de comburente que circula por el colector de admisión.

La opción elegida es un colector de admisión de la marca Xcessive con un caudal un 20% superior al original mediante la eliminación de conductos internos de recirculación. Fabricado en fundición de aluminio igual que el colector original, respeta los anclajes de este para evitar realizar grandes modificaciones.

V. Desarrollo del proyecto

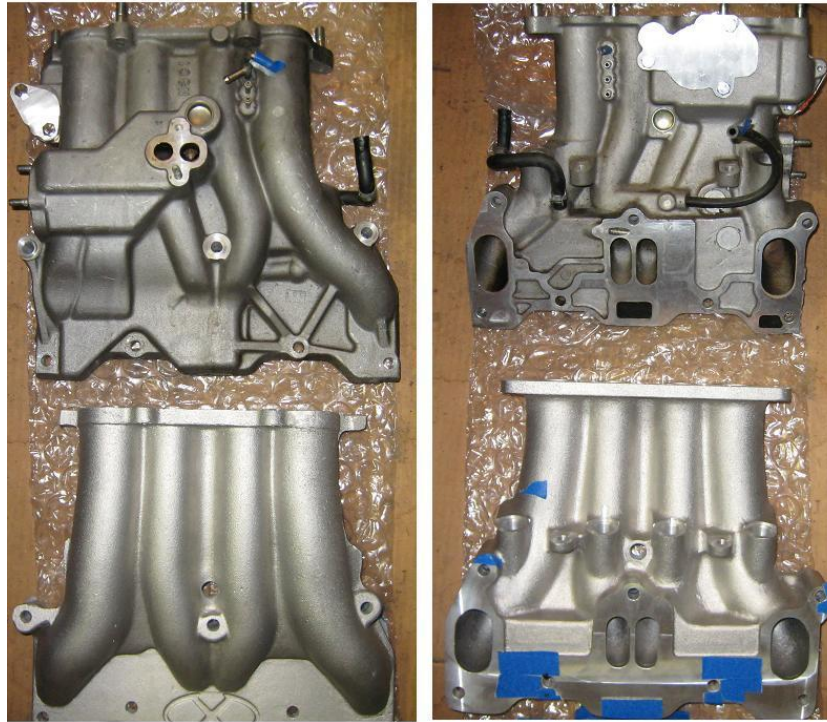


Figura 62. Comparativa entre el colector de admisión original y el colector elegido.

V.1.5. Intercooler

El radiador aire-aire que enfría el comburente admitido en el motor se reemplaza. El original con unas medidas de 294 x 114 x 65 mm fabricado en aluminio y con sus extremos en plástico, se sustituye por otro diseñado con capacidad para enfriar el caudal suficiente de aire para un motor que desarrolla 600 kW de potencia. El nuevo intercooler con unas medidas de 405 x 305 x 102 mm está fabricado íntegramente en aluminio para aumentar la disipación de temperatura. Pudiendo ofrecer como máximo 1200 m³/h con una caída de presión de 0,14 bar. También se instala un ventilador de 280 mm de diámetro para hacer que el aire atraviese el radiador de manera forzosa y mantener siempre un caudal adecuado. El ventilador puede mover 2888 m³/h.

Se decide instalar el intercooler formando una V con el radiador del circuito de refrigeración del motor para maximizar el flujo de los dos radiadores.

V. Desarrollo del proyecto

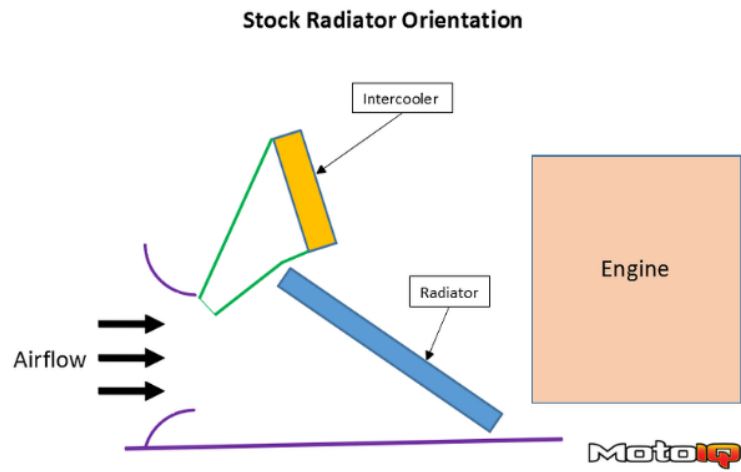


Figura 63. Disposición original del radiador e intercooler.

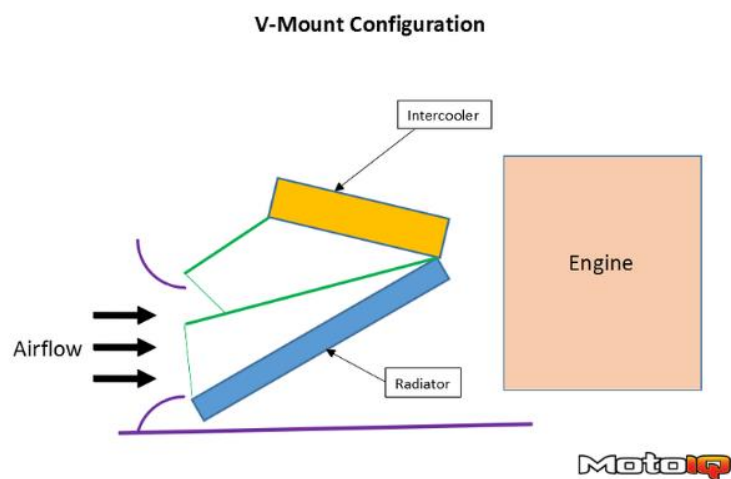


Figura 64. Disposición en V ofreciendo un mayor caudal al radiador e intercooler.

V. Desarrollo del proyecto



Figura 65. Intercooler para montaje en V.



Figura 66. Ventilador del intercooler para forzar el paso del aire.

V.1.6. Turbocompresores

El vehículo utiliza dos turbocompresores HITACHI HT-12 con activación en modo secuencial. Un turbocompresor comienza a dar presión en la admisión cuando el motor llega a 2000 rpm, una vez el motor alcanza las 4000 rpm el segundo turbocompresor empieza a generar presión y las dos unidades trabajan conjuntamente hasta el corte de inyección del motor.

V. Desarrollo del proyecto

El conjunto de los turbocompresores puede ofrecer una presión relativa máxima de 1bar con un caudal de 19 kg/min de aire, pudiendo desarrollar un máximo de 270 kW.

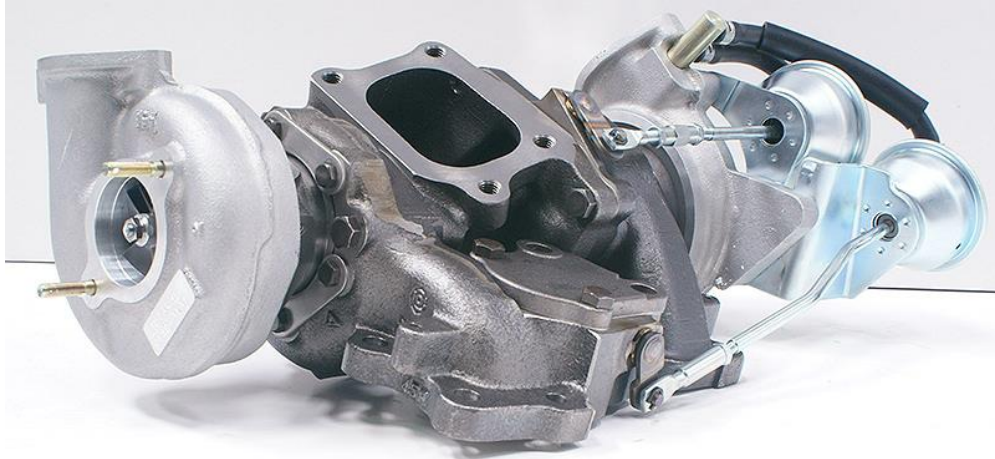


Figura 67. Turbos Hitachi HT-12 originales.

Como se ha calculado anteriormente, hace falta una o varias unidades de turbocompresión para alcanzar la potencia a la que se desea llegar. Se han barajado dos posibilidades, sustituir los dos turbocompresores de origen por una única unidad de mayor tamaño o decantarse por unos turbocompresores respetando el modo de carga secuencial original.



Figura 68. Unidad turbocompresora Hitachi Bathurst SP.

V. Desarrollo del proyecto

Con un único turbocompresor la entrega de par y potencia a bajas revoluciones se ve drásticamente mermada. Los gases de escape deberían vencer la inercia de la turbina por lo que aparecería el fenómeno llamado turbo-lag. Éste consiste en un retraso del aumento de presión en el colector de admisión desde que el conductor pisa el pedal del acelerador y el turbo comienza a comprimir el aire. Únicamente por esta desventaja se decide no recurrir al sistema de turbocompresor único.

Cálculo presión necesaria de la unidad de turbocompresión

$$MAP_{req} = \frac{m_{a\ real} \cdot 639,6 \cdot (460 + F)}{E_v \cdot \frac{rpm}{2} \cdot V}$$
$$MAP_{req} = \frac{58,05 \cdot 639,6 \cdot (460 + 131)}{1,1 \cdot \frac{6500}{2} \cdot 159,63} = 38,45\ psi = 2,65\ bar$$

$$Presión\ soplado = MAP_{req} - Presión\ atmosférica$$

$$Presión\ soplado = 2,65 - 1 = 1,64\ bar$$

La opción elegida es una unidad de dos turbocompresores HITACHI SP BATHURST diseñados por la colaboración entre Mazda e HITACHI con el objetivo de ganar las 12h de Bathurst (Australia), objetivo que consiguieron durante 4 años consecutivos entre 1992 y 1995.

Estas unidades son una modificación de las originales HT-12 con unos álabes rediseñados para aprovechar los impulsos de los gases de escape de un motor rotativo y así obtener la máxima aceleración de la turbina de escape. Ofreciendo una mejora de las especificaciones respecto a las unidades de serie, con un caudal máximo de 40 kg/min con una presión relativa de 2,5 bar siendo los turbos seleccionados capaces de suministrar el caudal y presión necesarios para las modificaciones realizadas.

V.1.7. Sistema de escape

Habiendo modificado el sistema de admisión y las unidades turbocompresoras es necesario realizar también una modificación en el escape para poder evacuar la cantidad de gases adicional que va a ser expulsada por el motor. La línea de escape original tiene un diámetro de 63,5 mm con un precatalizador y un catalizador principal de 400 celdas. Entre las muchas opciones del mercado se opta por reemplazar los 3 elementos que conforman la línea de escape por unos con un diámetro de 89 mm. Se suprime el precatalizado y se instala un catalizador deportivo de alto flujo con 100 celdas y un tramo final de escape con restricción nula.

V. Desarrollo del proyecto



Figura 69. Unidad biturbo Hitachi Bathurst SP y primer tramo del escape.

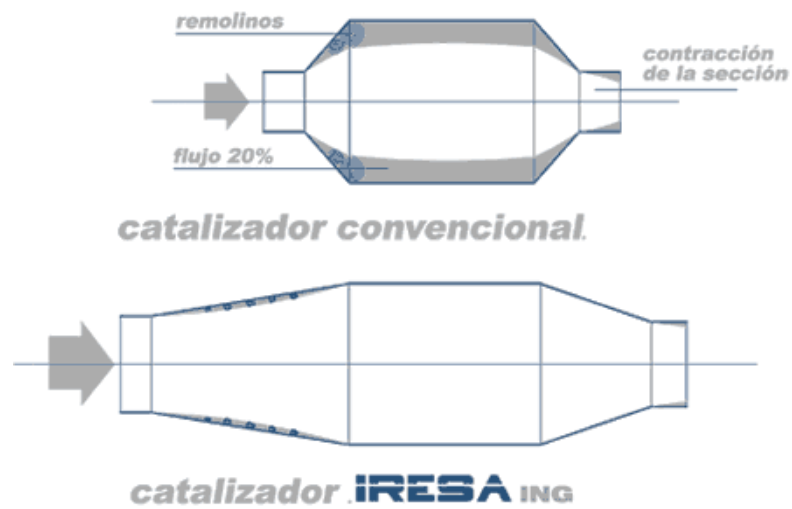


Figura 70. Comparativa entre un catalizador original y uno deportivo de la marca IRESA.

V. Desarrollo del proyecto

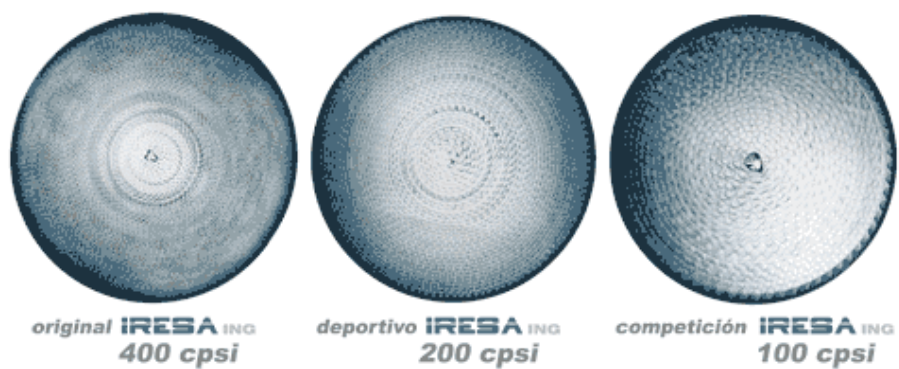


Figura 71. Comparativa entre las distintas medidas de las celdas en catalizadores que ofrece la marca IRESA.



Figura 72. Catalizador deportivo instalado en el vehículo.

V. Desarrollo del proyecto

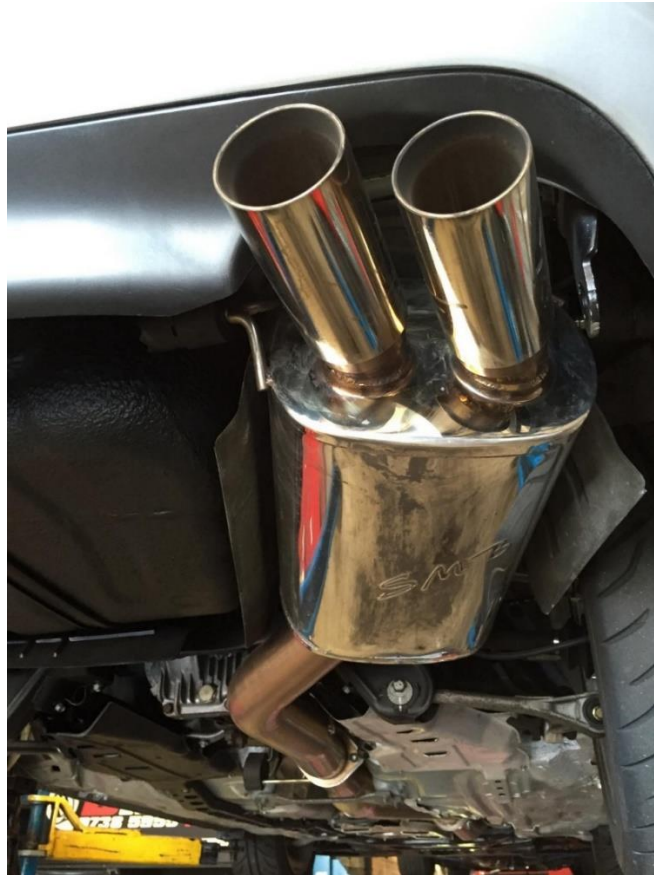


Figura 73. Tramo final del escape de la marca SMB.

V.1.8. Bomba de combustible

$$\text{Presión de combustible} = 3 \text{ bar}$$

$$\text{Presión de sobrealimentación} = 1,95 \text{ bar}$$

$$\text{Caída presión sistema de combustible} = 1 \text{ bar}$$

$$\text{Presión de mínima de la bomba de combustible} = 3 + 1,95 + 1 = 5,95 \text{ bar}$$

$$\text{Caudal mínimo de la bomba de combustible} = \frac{((1050 \cdot 2) + (1700 \cdot 2)) \cdot 0,64 \cdot 60}{1000} = 211 \frac{l}{h}$$

Con los requerimientos principales del sistema de alimentación de combustible calculados, el siguiente paso es seleccionar una bomba de las ofertadas en el mercado que pueda suplir con un amplio margen el caudal y la presión calculados.

Se elige el modelo 044 de Bosch, esta bomba puede suministrar 250 l/h a una presión de 6,2 bar. Según los cálculos anteriores esta bomba de combustible cubre las necesidades del

V. Desarrollo del proyecto

proyecto. Pero para asegurar un funcionamiento perfecto del sistema de alimentación de combustible se procede a instalar dos bombas Bosch 044. Una de ellas se instala en el depósito original de vehículo y la otra se instalará entre un depósito auxiliar de gasolina y los raíles de inyección como se muestra en el esquema a continuación.

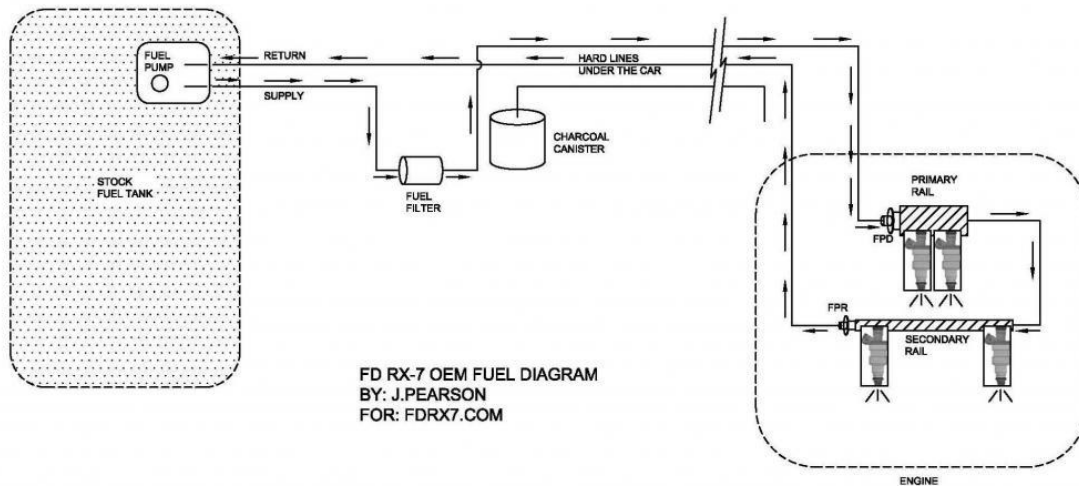


Figura 74. Sistema original de alimentación de combustible.

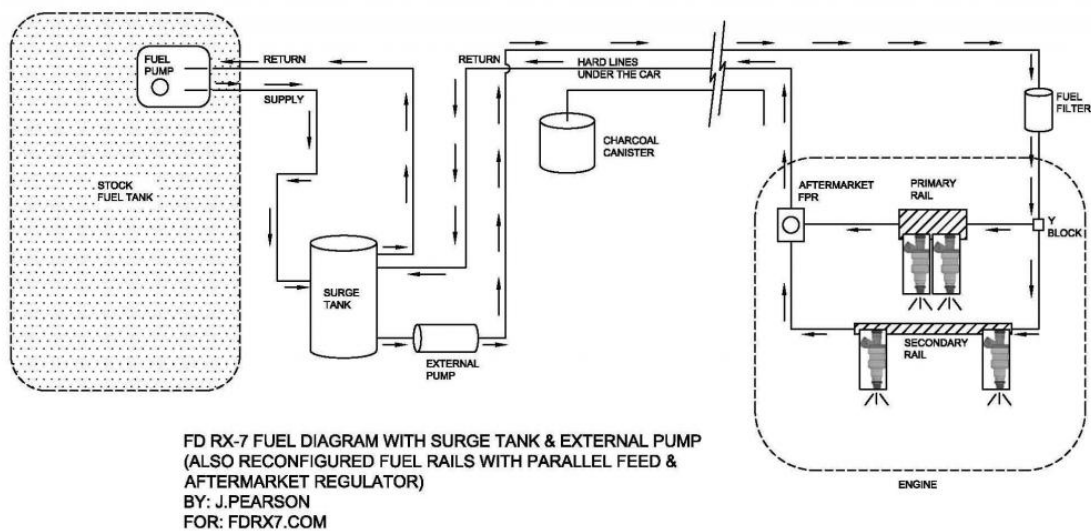


Figura 75. Sistema de combustible modificado con un depósito auxiliar.

V. Desarrollo del proyecto

Este sistema evita el descebado del sistema de combustible cuando el vehículo es sometido a altas fuerzas G laterales. La bomba del depósito ofrece caudal y presión al depósito de 10 litros de capacidad que se mantiene siempre lleno y la segunda bomba utiliza el combustible del depósito secundario para enviarlo a los raíles de inyección.

V.1.9. Raíles de inyección

Se sustituyen los raíles de inyección originales por unos raíles mecanizados por CNC de la marca CJ-Motorsports. Los nuevos raíles mejoran el flujo de combustible y mantienen el FPD (Fuel Pulsation Damper). Los inyectores se abren y cierran varias veces por segundo lo cual provoca que el combustible acelere y pare de forma constante. La gasolina no es compresible y cuando el inyector se cierra necesita ocupar un volumen determinado. El FPD actúa como un pequeño calderín absorbiendo la sobrepresión en los raíles de inyección y evitando así los "golpes de ariete" en el interior de los raíles con su consecuente reducción de rendimiento en el sistema de inyección.



Figura 76. Raíl primario de inyección de la marca CJ-Motorsports.

Otra opción es la de eliminar el FPD ya que los reguladores de presión actuales tienen una alta sensibilidad e incluyen en su funcionamiento este tipo de regulación. Observando las dos configuraciones se ve que en los sistemas donde el FPD se elimina, el regulador de presión que se encarga de realizar la función del FPD, queda instalado al final del raíl de inyección. Mientras que si se mantiene el FPD en el raíl de CJ –Motorsports la regulación es más directa al estar el FPD incorporado en el raíl, reduciendo el tiempo de reacción y el volumen a absorber para evitar los posibles "golpes de ariete".

V. Desarrollo del proyecto



Figura 77. Comparativa de los raíles de la marca CJ-Motorsports, sin FPD y con FPD.

V.1.10. Inyectores

Los inyectores originales que monta el Mazda RX-7 FD3S son de la marca Nippondenso, los dos inyectores primarios pueden ofrecer un caudal de 550 cc/min y los dos inyectores secundarios 850cc/min. Los cuatro inyectores son del tipo "side feed", en los que el combustible entra por los laterales de los inyectores y se inyecta por la parte inferior.



Figura 78. Inyectores "side-feed" originales de 850cc.

Ventajas de los inyectores "side feed":

- Refrigeración del inyector por el combustible

Inconvenientes de los inyectores "side feed":

- Precio elevado.
- Modelos limitados en el mercado.
- Restricción de flujo por el raíl original del vehículo.

V. Desarrollo del proyecto

- El caudal más elevado es solo de 1000cc/min.
- Más propenso a fugas.

Después de analizar las ventajas e inconvenientes de los inyectores "side feed" se opta por buscar otra solución existente en el mercado actual. Estos inyectores son la modernización de los inyectores "side feed". La entrada de combustible se realiza por la parte superior y la salida por la parte inferior, el combustible debe atravesar todo el inyector. Según los cálculos de caudal másico de combustible realizados en apartados anteriores para la potencia y par que se desean obtener hace falta unos inyectores con un caudal total de 5500 cc/min. Después de analizar los modelos existentes en el mercado, se opta por instalar dos modelos de inyectores de la marca Injector Dynamics, concretamente dos inyectores ID1050x (1050.11.03.60.11.2) y dos ID1700x (1700.11.06.60.14.2). El caudal nominal de estos inyectores con una temperatura del combustible de 52°C y 3 bar de presión es de, 1065 cc/min para el modelo ID1050x y de 1725 cc/min para el modelo ID1700x. Viendo el caudal de estos modelos se confirma que son los ideales para instalar en el vehículo y realizar el aumento de potencia deseado.

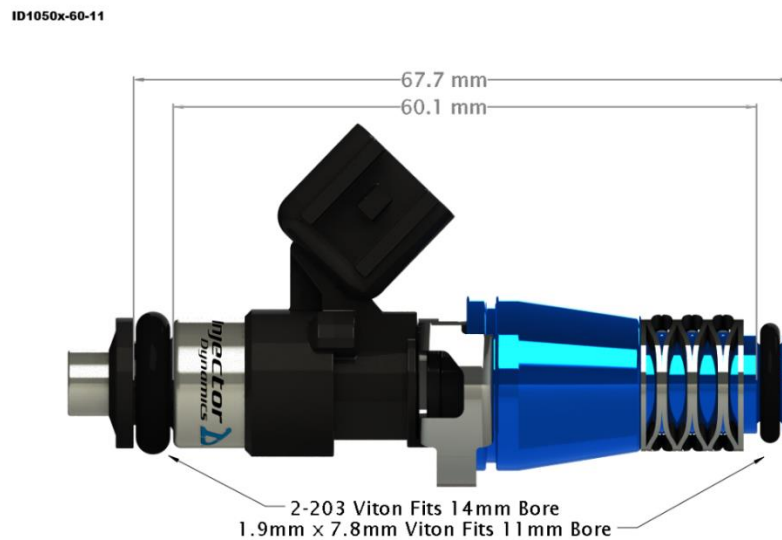


Figura 79. Inyectores primarios de la marca Injector Dynamics.

V. Desarrollo del proyecto

ID1700-60-14

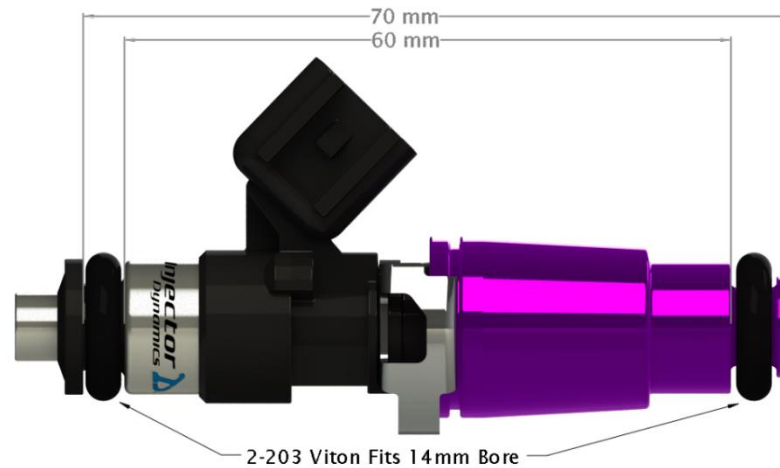


Figura 80. Inyectores secundarios de la marca Injector Dynamics.

Ventajas de los inyectores "top feed":

- Caudales superiores a 800 cc/min.
- Presión de combustible más estable comparado con inyectores "side feed".
- Raíles con mayor caudal.
- Más común en el mercado actual.
- Caudal máximo de 2000 cc/min.

Inconvenientes de los inyectores "top feed":

- Necesidad de sustituir los raíles de inyección.
- El combustible no refrigera el inyector.

V. Desarrollo del proyecto



Figura 81. Comparativa entre inyectores "top feed" y "side feed".

V.1.11. Líneas de combustible

Las líneas originales del vehículo se componen de dos tipos: tubos rígidos y tubos flexibles. Se opta por no modificar los tubos rígidos instalados en los bajos del vehículo. Los tubos flexibles de goma se sustituyen por tubo de la marca Goodridge serie 200 fabricado a medida con conectores reutilizables de aluminio de la serie 200. La serie 200 de Goodridge se caracteriza por ser resistente a todos los combustibles conocidos, además de poseer una resistencia a la presión, temperatura, vibración y retardante de llama superior a las líneas originales de goma. Estas características son posibles gracias a los materiales utilizados para la fabricación del latiguillo que se compone de un tubo interior de nitrilo recubierto de un trenzado de acero inoxidable.

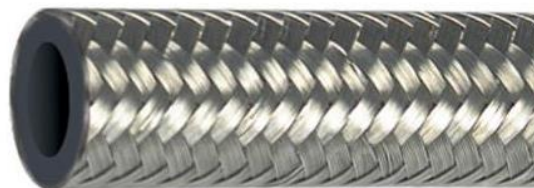


Figura 82. Tubo flexible serie 200 de Goodridge para alimentación de combustible.

V. Desarrollo del proyecto

V.1.12. Regulador de presión de combustible

Se sustituye el regulador de combustible original tarado a 2,75 bar por un regulador de la marca Aeromotive modelo A1000 -08 Gen-II EFI Regulator. Este modelo permite una variación de la presión de combustible desde 2,75 hasta 4,82 bar, este rango es suficiente para la preparación del proyecto, estableciendo la presión de combustible en 3 bar. El regulador es compatible con el uso de gasolina, etanol y metanol. Está equipado con 4 conexiones: 1 conexión para conectar a un reloj o sensor de presión, 1 conexión para saber la presión en el colector de admisión, 1 conector de entrada de combustible desde el raíl de inyección y 1 último conector de retorno de combustible al depósito.



Figura 83. Regulador de presión de combustible Aeromotive.

V.1.13. Bobinas

Las bobinas se encargan de generar una alta tensión a partir de una tensión de 12 V que proviene de la batería del vehículo. Las bobinas originales son tres, dos de ellas son monobobinas y cada una de ellas alimenta a la bujía inferior de los dos rotores, la tercera bobina es de chispa perdida y alimenta a las dos bujías superiores. Las tres bobinas reciben la señal desde el módulo de encendido que a su vez recibe la señal de la unidad de control electrónico.

La elección para la mejora del encendido es la de instalar cuatro bobinas, controlando cada una de ellas a una bujía. También se eliminará el módulo de encendido, recibiendo las

V. Desarrollo del proyecto

bobinas la señal directamente de la unidad de control electrónico. Con estas modificaciones se aumenta más de cien veces la tensión generada. Las bobinas seleccionadas son las AEM 30-2852 las cuales ofrecen un voltaje de 41 Kv \pm 10% comparado con los 400 V del sistema original. Estas bobinas se utilizan en motores fueraborda y en motores de dos tiempos los cuales tienen unas necesidades muy altas respecto al sistema de encendido, los motores rotativos potenciados necesitan un sistema de encendido que realice las igniciones en un espacio de tiempo más corto que un MCIA por lo que estas bobinas cumplen con los requerimientos del proyecto.



Figura 84. Bobinas AEM.

V.1.14. Cables de bujía

Los cables de bujía transmiten la energía generada en las bobinas hasta las bujías donde se crea un arco eléctrico entre los electrodos y se produce el encendido de la mezcla en la cámara de combustión. Se sustituyen los cables originales por unos de la marca MSD. Estos nuevos cables ofrecen una resistencia de 160 Ω /m mientras que los cables originales tienen una resistencia de 16 k Ω /m. Con una resistencia cien veces menor se asegura una mayor y mejor transmisión de la energía generada en las bobinas.

V.1.15. Bujías

Las bujías son las encargadas de transmitir la energía generada en las bobinas y realizar el arco eléctrico entre sus electrodos para encender la mezcla. El motor 13B-REW de serie tiene 4 bujías, 2 encada rotor. Las bujías superiores son de grado 7 mientras que las inferiores son de

V. Desarrollo del proyecto

grado 9. Concretamente de la marca NGK modelos BUR7EQP y BUR9EQP. Estas bujías son insuficientes para realizar la ignición de la mezcla debido a su baja disipación térmica. Se opta por la instalación de 4 bujías NGK BR10EIX con unas altas capacidades de disipación y conducción de la electricidad.



Figura 85. Bujía de iridio NGK BR10EIX.

V.1.16. Radiador

El radiador es, junto con la bomba de agua, uno de los componentes básicos del sistema de refrigeración. La tarea de este componente es la de disipar el calor generado en el motor mediante el flujo de aire forzado a través de sus aletas. Cuanto mayor es la superficie de disipación más cantidad de calor puede disipar y en menor tiempo. Así que la modificación consiste en sustituir el radiador original por uno con mayores cualidades de disipación.

El radiador original está construido en acero con unas medidas de 648 x 330 x 35 mm. La opción elegida es un radiador fabricado íntegramente en aluminio, lo cual aumenta la capacidad de disipación gracias a la conductividad térmica de este material. El nuevo radiador tiene unas medidas de 648 x 330 x 63 mm. Este aumento de grosor aumenta la capacidad de líquido refrigerante admitido por el sistema y también la capacidad de disipación térmica.

La instalación del radiador mejora el flujo de aire recibido como se puede observar en las figuras 63 y 64. Para aumentar la capacidad de disipación del sistema se instalan dos electroventiladores de 305 mm de diámetro con un caudal máximo de 3143 m³/h pilotados por la unidad de control electrónico, con variación de velocidad en función de la temperatura del líquido refrigerante.

V. Desarrollo del proyecto

V.1.17. Bomba de agua

La bomba de agua es la encargada de forzar la circulación de líquido refrigerante a través del sistema de refrigeración, evacuando el calor generado en el motor y en los turbocompresores hacia el radiador para su disipación a la atmosfera. La bomba original gira con el movimiento del motor mediante una polea que recibe el giro a través de una correa 5PK.

Una bomba de agua movida por el motor tiene varias desventajas, en este caso la propia bomba ya es un problema en sí ya que el diseño de los álabes es nulo. Su principal desventaja es que su diseño óptimo se ha realizado para unas revoluciones determinadas, por lo tanto, una bomba puede tener un caudal insuficiente a bajas revoluciones o presentar signos de cavitación a altas revoluciones, dependiendo del diseño.

Para mejorar el flujo de refrigerante en todo el rango de revoluciones se decide instalar una bomba de agua eléctrica de la marca Davies Craig. Esta es gestionada por una unidad de control que ajusta el caudal de la bomba y la velocidad de los electro-ventiladores dependiendo de la temperatura del motor. Con un caudal máximo de 151 l/min.

Las principales ventajas de esta bomba son:

- Caudal optimizado en todo el rango de revoluciones.
- Menor lastre para el motor.
- Programación de los umbrales de activación según la temperatura deseada.



Figura 86. Bomba de agua eléctrica y accesorios para su instalación.

V. Desarrollo del proyecto

V.1.18. Sistema de lubricación

El sistema de lubricación de un motor rotativo consta de dos sistemas para lubricar y refrigerar el motor. El sistema principal se compone de una bomba, filtro, dos radiadores con termostato, un termostato en el eje excéntrico y cárter de aceite. Este sistema es común con los motores MCIA de cuatro tiempos.

Debido al uso para el cual se propone el vehículo, se sugiere sustituir los siguientes componentes:

- Radiadores de aceite
- Termostato del eje excéntrico
- Cárter de aceite de competición

V.1.19. Radiadores de aceite

Se decide sustituir los radiadores originales por unos con una mayor superficie para mantener la temperatura del aceite dentro de unos márgenes correctos y evitar su degradación prematura. Los radiadores elegidos son unos Setrab de 25 filas para vehículos de competición con termostato Mocal tarado para su apertura a los 82°C a diferencia del termostato original que abre el paso de aceite a los 65°C. Las conexiones de los radiadores al bloque motor se realizan mediante latiguillos con un trenzado exterior de nylon.

V. Desarrollo del proyecto



Figura 87. Comparativa entre el radiador de aceite original y el radiador Setrab de 25 filas.

V.1.20. Termostato del eje excéntrico

Es muy común que este componente propicie un fallo grave ya que se encarga de permitir el paso del aceite a través del eje excéntrico hasta el interior de los rotores. Su configuración inicial no permite el paso de aceite hasta que este alcanza los 60°C. El problema puede darse cuando el termostato registra un funcionamiento anormal sin abrirse y no dejando paso del aceite al interior de los rotores, lo cual genera una elevada temperatura que desemboca en una gripado del motor.

Para evitar este posible problema se sustituye el termostato original por una pieza que siempre permite el paso de aceite hacia el interior de los rotores. Esta encaja perfectamente en el alojamiento original y evita el posible problema de falta de lubricación. La única desventaja de esta modificación es que la temperatura del motor aumenta a una menor velocidad, tardando unos minutos más en alcanzar la temperatura correcta de funcionamiento.

V. Desarrollo del proyecto



Figura 88. Comparativa entre el termostato del eje excéntrico original y el instalado.

V.1.21. Cárter de aceite de competición

Se sustituye el cárter original de chapa de acero por uno de fundición de aluminio con mayor capacidad y con un tabicado interno, esto último mejora el cebado de la bomba de aceite y elimina el descebado de la misma cuando el vehículo es sometido a elevadas aceleraciones laterales. Para mejorar la rigidez del motor se añade una junta perimetral entre el motor y el cárter que a su vez hace de junta y sustituye la original de cartón.



Figura 89. Cárter de aluminio tabicado para evitar el descebado de la bomba de aceite.

V. Desarrollo del proyecto

El sistema secundario de lubricación se compone de una bomba de aceite y dos inyectores de aceite, uno para cada rotor. La bomba genera mecánicamente el 50% del caudal, dependiendo de las revoluciones del motor, mientras que el otro 50% del caudal es regulado por la unidad de control electrónico dependiendo del grado de carga del motor. La bomba de aceite succiona aceite del cárter y lo inyecta en las cámaras de combustión para lubricar los segmentos del rotor. Mediante de la reprogramación de la unidad de control electrónico se alcanza un mayor caudal de aceite inyectado en la cámara de combustión para lubricar los segmentos.

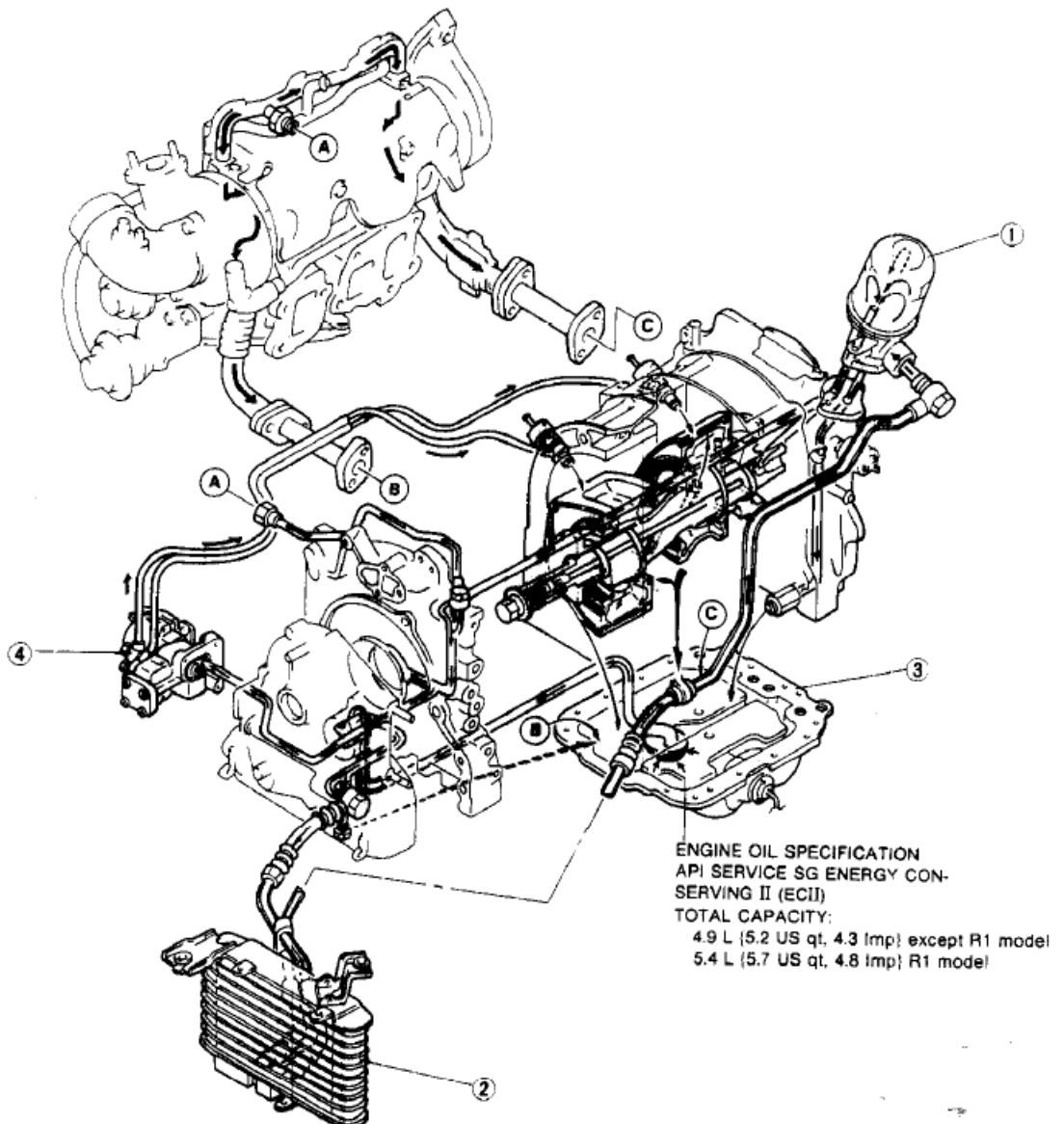


Figura 90. Sistema original de lubricación del motor y turbocompresores.

V. Desarrollo del proyecto

V.1.22. Inyección de agua/metanol

La inyección controlada de una combinación de agua y metanol, como máximo este último al 50%, ofrece una reducción de temperatura en el aire de admisión. La inyección se realiza mediante la atomización de la mezcla de agua y etanol en el colector de admisión, exactamente antes del cuerpo del acelerador. De este modo la vaporización se completa y la mezcla en estado líquido no tiene la posibilidad de entrar en las cámaras de combustión.

El líquido inyectado en estado de vapor absorbe el calor y reduce la temperatura en la admisión. Por medio de esta inyección la densidad del aire admitido aumenta, para que la mezcla se halle en su valor correcto para la ignición hace falta inyectar más combustible, esto da como resultado un aumento de potencia a la salida del motor.

La instalación de este sistema adicional ofrece una mejora en la entrega de potencia a la vez que reduce la aparición del efecto de autoencendido en las cámaras de compresión. Para llevar a cabo una correcta dosificación hace falta instalar un depósito con sensor de nivel donde se almacena la mezcla de agua y etanol, una bomba que suministra presión, un inyector instalado en el codo de admisión, conductos para unir todos los componentes del sistema y una unidad de control que regula la inyección según la presión absoluta en el colector de admisión o según el porcentaje de apertura de los inyectores de combustible. El ajuste se realiza desde la unidad de control electrónico que permite la modificación del caudal según las condiciones en las que se encuentre el motor. La opción elegida es un sistema de inyección de la marca AEM con un inyector de 1000cc/min.

V. Desarrollo del proyecto



Figura 91. Conjunto de elementos para la inyección de agua/metanol.

V.1.23. Unidad de control electrónico

La unidad de control electrónico se compone de un ordenador que regula el control del vehículo según los parámetros que capta a través de diversos sensores. Según las demandas solicitadas por el conductor, la UCE gestiona la entrega de combustible y encendido en el motor. Para poder aprovechar la capacidad de los nuevos componentes se instala una UCE de la marca Adaptronic modelo M2000. Esta tiene la capacidad de realizar una inyección por fases, control de las bobinas por chispa directa, control de tracción, control de salida, permite la inyección de agua/metanol y de la bomba de agua eléctrica, control de la entrega de potencia según la marcha engranada, mantiene la funcionalidad de la bomba de aceite electrónica y la regulación del sistema de turbos secuenciales. También permite el control de la presión de soplado de los turbos mediante dos sensores de presión absoluta, control de temperatura de comburente, refrigerante, combustible y aceite, presión de aceite y combustible, sensor de picado, acelerómetro y giroscopio de tres ejes, dos conexiones para sensores lambda de banda ancha y circuito independiente para la activación de la bomba de combustible.

Ofrecer un control de las mejoras realizadas sería imposible con la UCE original por las limitaciones de sus componentes internos, de ahí la elección de esta nueva UCE presentada en el año 2017 que utiliza componentes electrónicos actuales y permite la adición de diversas entradas y salidas tanto analógicas como digitales para el control de los actuadores del vehículo y el control de los sensores originales e instalados posteriormente.

V.2. Modificaciones del sistema de transmisión

Teniendo definidas las modificaciones realizadas en el motor, el siguiente punto a abordar es la modificación del sistema de transmisión. Es necesario sustituir los componentes de la transmisión por unos que soporten el nuevo par del motor, establecido en 600 Nm duplicando el par desarrollado originalmente por el motor.

En este caso se realizan las modificaciones sobre los siguientes componentes:

- Embrague
- Caja de cambios
- Eje de transmisión
- Diferencial
- Palieres

V.2.1. Embrague

El sistema de embrague se encarga de transmitir el par generado en el motor hacia la caja de cambios. Para que esta acción se realice correctamente hace falta sustituir el embrague original por otro cuyas características se adapten a los nuevos valores obtenidos. El embrague está compuesto por el volante de inercia, disco de embrague, maza de presión, rodamiento de apoyo y rodamiento de embrague. Una vez enumerados los componentes a modificar, se realiza una búsqueda de las posibles opciones en el mercado. Comparando distintos tipos de embragues, con distintas mazas de presión, discos de embrague de distinto material y volantes de inercia con variedad de pesos y materiales utilizados en su fabricación.

Los componentes elegidos para realizar la modificación del sistema de embrague son de la marca ACT. Los componentes seleccionados están todos equilibrados con un error inferior a la mitad respecto al equilibrado de los componentes de serie, ofreciendo así un mejor comportamiento en todo el rango de revoluciones. A continuación, se exponen los componentes elegidos y sus características:

Volante de inercia

V. Desarrollo del proyecto

Modelo: XACT Flywheel Prolite – 600140

Peso: 5,35 kg

Material: Acero al cromo – molibdeno

Contrapeso eje excéntrico

Modelo: Flywheel Counterweight - CW02

Peso: 1,81 kg

Disco de embrague

Modelo: 6 Pad Sprung Race Disc - 6240508

Peso: 1,68 kg

Diámetro: 240 mm

Material de fricción: Cerámico

Maza de presión

Modelo: P/PL-M Xtreme - MZ028X

Peso: 5,63 kg

Presión máxima: 780 Nm

Rodamiento de apoyo

Modelo: Pilot Bearing - PB1013

Rodamiento de embrague

Modelo: Release Bearing - RB600

Con la modificación del sistema de embrague el ahorro de peso en masas es de 4,18 kg, reduciendo así la inercia y mejorando la aceleración del motor.

Componente	Original	Modificado
Volante inercia	11,34 kg	5,35 kg
Contrapeso eje excéntrico		1,81 kg
Disco embrague	1,68 kg	1,68 kg
Maza de presión	5,63 kg	5,63 kg

Tabla 5. Reducción de pesos del conjunto del embrague.

V. Desarrollo del proyecto



Figura 92. Volante de inercia aligerado.



Figura 93. Contrapeso para equilibrar el conjunto de eje excéntrico y rotores.

V. Desarrollo del proyecto



Figura 94. Conjunto de maza, disco, rodameinto y centrador de embrague.

V.2.2. Caja de cambios

La caja de cambios permite modificar la velocidad de salida mediante la combinación de pares de engranajes respecto a una velocidad de entrada dada por el motor. La caja de origen está dotada de 5 velocidades hacia delante y una hacia atrás, con cambio manual en H. Esta caja tiene un problema con los sincronizadores de las velocidades, llegando al fallo.

Para la modificación de la caja de cambios se plantean 2 posibilidades: modificar la caja original sustituyendo los engranajes internos según las necesidades o sustituir la caja de cambios por una unidad nueva.

La modificación de la caja de cambios original es la mejor opción si se habla en términos económicos, pero en términos de rendimiento en circuito no es la mejor opción, por lo que se elige la opción de instalar una caja de cambios.

La caja de cambios elegida es de cambio secuencial con 6 velocidades en el sentido de la marcha. Se selecciona el modelo QBE69G-RX7-4 de la marca Quaife que ofrece una capacidad de transmisión de 560 kW siendo suficiente para la preparación realizada en el motor como se ha expuesto en apartados anteriores. Este modelo utiliza engranajes de dientes rectos

V. Desarrollo del proyecto

mejorando la transmisión del par comparado con los engranajes helicoidales de la caja de cambios de serie. También incorpora una bomba de aceite integrada en la caja de cambios para asegurar una correcta lubricación de todos los componentes internos. El cambio de la nueva caja no es como el cambio en H de la caja original, en este caso para reducir la velocidad engranada se debe mover la palanca de cambios desde el punto central hacia delante y en caso de querer aumentar la velocidad engranada se debe realizar el movimiento contrario, moviendo la palanca de cambios del punto central hacia detrás. Como mejora se introduce un indicador de marcha para saber en todo momento la marcha engranada, este indicador también envía una señal a la unidad de control electrónico del motor para poder limitar el par ofrecido por el motor dependiendo de la velocidad engranada y para activar el control de salida.

Nº velocidad	Relación Caja Original	Relación Caja Quaife
1	3,483	2,653
2	2,015	1,745
3	1,391	1,306
4	1,000	1,000
5	0,719	0,850
6	-	0,762

Tabla 6. Comparativa entre las relaciones de cambio de la caja de cambios original y la caja Quaife seleccionada.

V.2.3. Eje de transmisión

Este elemento del sistema de transmisión se encarga de unir el árbol de salida de la caja de cambios con el piñón de ataque del diferencial, el original está fabricado en acero con geometría de tubo hueco y un diámetro exterior de 75 mm. Para mejorar este elemento, se sustituye por un eje de transmisión con las mismas medidas exteriores pero fabricado en aluminio 6061-T6, este cambio ofrece una reducción de peso y una respuesta menos brusca, siendo la torsión máxima entre 5 y 7° para el eje original y entre 15 y 20° para el eje de aluminio. Al reducir el peso, se reduce la inercia rotacional del eje y esto conlleva una mejor aceleración. A continuación, se exponen los cálculos realizados para asegurar el correcto funcionamiento y la seguridad de este componente.

Eje de transmisión

$$l = 863 \text{ mm}$$

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

$$e = 3,175 \text{ mm}$$

$$D_i = D_e - (e \cdot 2)$$

V. Desarrollo del proyecto

$$D_i = 75 - (3,175 \cdot 2) = 68,65 \text{ mm}$$

Aluminio 6061 – T6

$$G = 26250 \text{ MPa}$$

$$\tau_{adm} = 314 \text{ MPa}$$

Par

$$Mt = 600 \text{ Nm}$$

Tensión

$$\tau = \frac{2 \cdot Mt \cdot r_e}{\pi \cdot (r_e^4 - r_i^4)} \leq \tau_{adm}$$

$$\tau = \frac{2 \cdot 600000 \cdot 37,5}{\pi \cdot (37,5^4 - 34,325^4)} = 24,30 \text{ MPa} \leq 314 \text{ MPa}$$

$$\text{Coeficiente seguridad} = \frac{\tau_{adm}}{\tau}$$

$$\text{Coeficiente seguridad} = \frac{314}{24,30} = 12,92$$

Torsión Máxima

$$\theta = \frac{2 \cdot Mt \cdot l}{G \cdot \pi \cdot (r_e^4 - r_i^4)}$$

$$\theta = \frac{2 \cdot 600000 \cdot 863}{26250 \cdot \pi \cdot (37,5^4 - 34,325^4)} = 0,0213 \text{ rad} = 1,22^\circ$$

V.2.4. Diferencial

El diferencial original es de tipo Torsen, un diferencial autoblocante que puede transmitir hasta el 80% del par a una de las dos ruedas motrices. Este tipo de diferencial se utiliza en vehículo de tracción, propulsión o tracción integral. Actualmente se sigue montando en vehículos y se añade una gestión electrónica para el control de tracción y estabilidad.

En el caso de Mazda RX-7 FD3S no existe una gestión electrónica para el diferencial, por lo que la transmisión de potencia es puramente mecánica. Esta transmisión es muy eficiente

V. Desarrollo del proyecto

pero el diferencial puramente mecánico junto con un ángulo de dirección pequeño supone un descontrol del vehículo en determinadas situaciones. Por ello se decide sustituir el diferencial Torsen por un diferencial de discos o LSD de 1.5 vías. Este tipo de diferencial actúa bloqueando el eje motriz hasta el 100% en aceleración y un 50% en deceleración. Permite muy buen paso por curva maximizando la tracción, además de permitir variar su tarado de inicio de bloqueo.

Se ha elegido este tipo de diferencial por su extensa capacidad de ajuste y personalización pudiendo ajustar el bloqueo máximo desde el 60 al 100%, siendo común un tarado de hasta el 80%, y también por la posibilidad de intercambiar el sistema de transmisión de eje-corona, obteniendo las siguientes combinaciones de relaciones de transmisión finales: 4,1; 4,3; 4,777 y 5,1.

El diferencial RS de 1.5 vías de la marca Cusco permite todas las modificaciones citadas, además de poder ajustar el par inicial de bloqueo del diferencial entre 68,65 y 88,26 Nm.

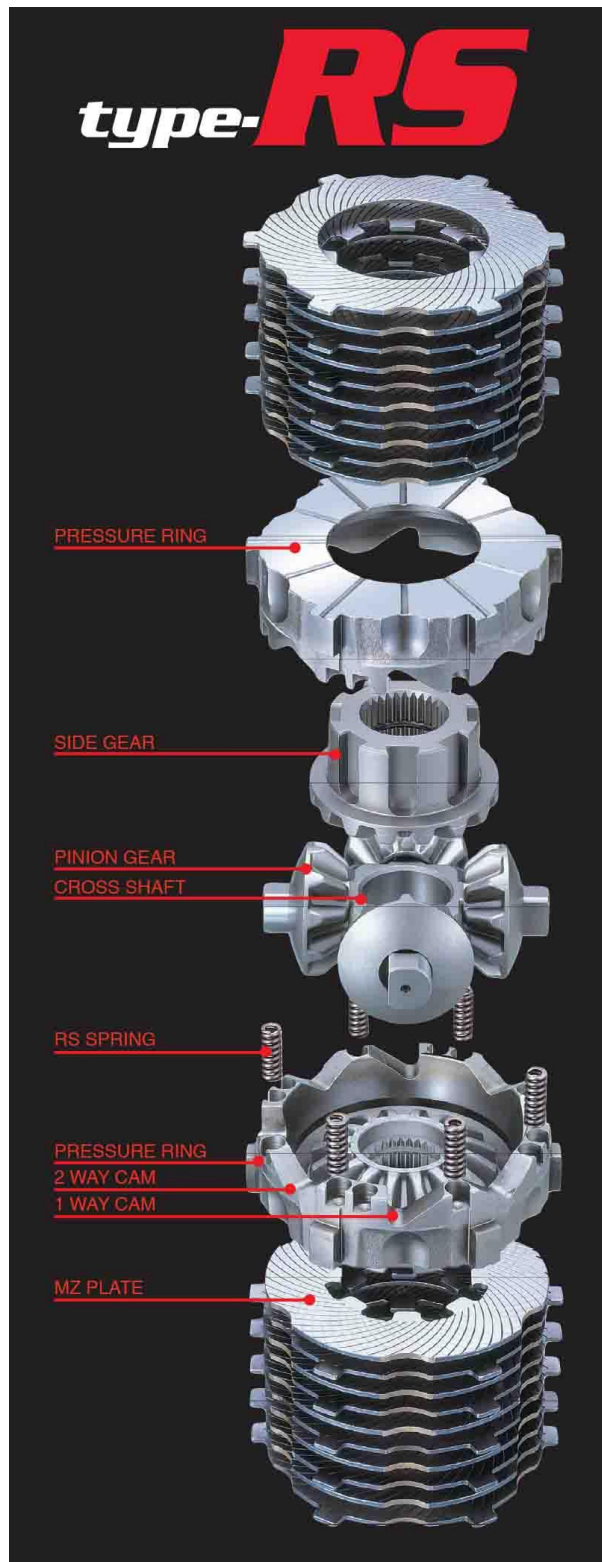


Figura 95. Composición interna del diferencial Cusco RS.

V. Desarrollo del proyecto

V.2.5. Palieres

Debido al aumento de par, los palieres originales son no seguros para funcionar con las nuevas características del motor. Se sustituyen por unos nuevos fabricados con acero 4130 ofreciendo una mayor seguridad a la transmisión de potencia. Estos nuevos palieres soportan una potencia máxima de 588 kW. A continuación, se exponen los cálculos realizados para comprobar que este cambio se encuentra del lado de la seguridad.

Palier

$$L = 484,2 \text{ mm}$$

$$D = 29 \text{ mm}$$

Acero AISI 4130

$$G = 88000 \text{ MPa}$$

$$\tau_{adm} = 2405 \text{ MPa}$$

Par

$$Mt = 0,8 \cdot 600 = 480 \text{ Nm}$$

Tensión

$$\tau = \frac{2 \cdot Mt}{\pi \cdot r_e^3} \leq \tau_{adm}$$

$$\tau = \frac{2 \cdot 480000}{\pi \cdot 14,5^3} = 100,23 \text{ MPa} \leq 2405 \text{ MPa}$$

$$\text{Coeficiente seguridad} = \frac{\tau_{adm}}{\tau}$$

$$\text{Coeficiente seguridad} = \frac{2405}{100,23} = 23,99$$

Torsión Máxima

$$\theta = \frac{2 \cdot Mt \cdot l}{G \cdot \pi \cdot r^4}$$

V. Desarrollo del proyecto

$$\theta = \frac{2 \cdot 480000 \cdot 484,2}{88000 \cdot \pi \cdot 29^3} = 0,0689 \text{ rad} = 3,95^\circ$$

Diámetro mínimo

$$r = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot Mt}{\pi \cdot \tau_{adm}}}$$

$$r = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 480000}{\pi \cdot 2405}} = 5,03 \text{ mm}$$

$$D = 5,03 \cdot 2 = 10,06 \text{ mm}$$



Figura 96. Palieres modificados.



Figura 97. Comparativa entre el palier original (arriba) y el elegido (bajo).

V. Desarrollo del proyecto

En el Anexo I se exponen las posibles configuraciones de relaciones de transmisión entre la nueva caja de cambios, las distintas posibilidades del nuevo diferencial y dos medidas de neumático trasero, así como la configuración original del vehículo para su posible comparación.

V.3. Modificaciones del sistema de frenado

El sistema de frenado permite realizar una desaceleración en función de la fuerza ejercida sobre el pedal de freno. El vehículo está equipado con un sistema de freno hidráulico con dos circuitos independientes, cuatro pinzas de freno con cuatro discos ventilados y un servofreno de asistencia. A continuación, se exponen los cálculos del par de frenado que puede generar el sistema original del vehículo.

Coefficiente rozamiento de las pastillas de freno: $\mu = 0,3$ (Para vehículos de serie este valor varía entre 0,25 y 0,35)

SECCIÓN CILINDROS DE FRENO DELANTEROS

Pinzas delanteras: 4 pistones de 36,1 mm de diámetro

$$\text{Sección cilindros pinza frontal} = n^{\circ} \text{ cilindros} \cdot \pi \cdot \left(\frac{d}{2}\right)^2$$

$$\text{Sección cilindros pinza frontal} = 4 \cdot \pi \cdot \left(\frac{36,1}{2}\right)^2 = 4094,15 \text{ mm}^2$$

FUERZA DISPONIBLE EN UNA PINZA DE FRENO DELANTERA

Presión freno delantero = 6,708 MPa

$$\text{Fuerza} = \text{Presión} \cdot \text{Área}$$

$$\text{Fuerza} = 6,708 \cdot 4094,15 = 27463,56 \text{ N}$$

PAR DE FRENADO EN UNA PINZA DELANTERA

Diámetro y espesor del disco delantero: 294 x 22 mm

$$\text{Perimetro} = 2 \cdot \pi \cdot r$$

$$\text{Perimetro} = 2 \cdot \pi \cdot \frac{294}{2} = 923,63 \text{ mm}$$

V. Desarrollo del proyecto

ÁNGULO DEL DISCO QUE ESTÁ EN CONTACTO CON LA PASTILLA

Arco de la pastilla sobre el disco: 107 mm

$$\begin{aligned}\text{Ángulo} &= \frac{\text{Arco} \cdot 360}{\text{Perímetro}} \\ \text{Ángulo} &= \frac{107 \cdot 360}{923,63} = 41,72^\circ = 0,728 \text{ rad}\end{aligned}$$

CÁLCULO PAR DE FRENADO DE UNA PINZA DELANTERA

$$R = 294/2 = 147 \text{ mm}$$

$$r_{\text{min}} = 186/2 = 93 \text{ mm}$$

$$\begin{aligned}M &= 2 \cdot \mu \cdot P \cdot \theta \cdot \frac{(R^3 - r_{\text{min}}^3)}{3} \\ M &= 2 \cdot 0,3 \cdot 6,708 \cdot 0,728 \cdot \frac{(147^3 - 93^3)}{3} = 2316858,48 \text{ Nmm} = 2316,86 \text{ Nm}\end{aligned}$$

SECCIÓN CILINDRO DE FRENO TRASERO

Pinzas delanteras: 1 pistón de 34,9 mm de diámetro

$$\begin{aligned}\text{Sección cilindros pinza frontal} &= n^\circ \text{ cilindros} \cdot \pi \cdot \left(\frac{d}{2}\right)^2 \\ \text{Sección cilindros pinza frontal} &= 1 \cdot \pi \cdot \left(\frac{34,9}{2}\right)^2 = 956,62 \text{ mm}^2\end{aligned}$$

FUERZA DISPONIBLE EN UNA PINZA DE FRENO TRASERA

Presión freno trasero = 5,090 MPa

$$\begin{aligned}\text{Fuerza} &= \text{Presión} \cdot \text{Área} \\ \text{Fuerza} &= 5,090 \cdot 956,62 = 4869,20 \text{ N}\end{aligned}$$

PAR DE FRENADO EN UNA PINZA TRASERA

Diámetro y espesor del disco trasero: 294 x 20 mm

$$\text{Perímetro} = 2 \cdot \pi \cdot r$$

V. Desarrollo del proyecto

$$Perimetro = 2 \cdot \pi \cdot \frac{294}{2} = 923,63 \text{ mm}$$

ÁNGULO DEL DISCO QUE ESTÁ EN CONTACTO CON LA PASTILLA

Arco de la pastilla sobre el disco: 107mm

$$\begin{aligned} \text{Ángulo} &= \frac{\text{Arco} \cdot 360}{\text{Perímetro}} \\ \text{Ángulo} &= \frac{107 \cdot 360}{923,63} = 41,72^\circ = 0,728 \text{ rad} \end{aligned}$$

CÁLCULO PAR DE FRENADO DE UNA PINZA TRASERA

$$R = 294/2 = 147 \text{ mm}$$

$$r \text{ min} = 208/2 = 104 \text{ mm}$$

$$M = 2 \cdot \mu \cdot P \cdot \theta \cdot \frac{(R^3 - r \text{ min}^3)}{3}$$

$$M = 2 \cdot 0,3 \cdot 5,090 \cdot 0,728 \cdot \frac{(147^3 - 104^3)}{3} = 1520492,69 \text{ Nmm} = 1520,49 \text{ Nm}$$

PAR DE FRENADO DEL EJE DELANTERO = $2316,86 \cdot 2 = 4633,72 \text{ Nm}$

PAR DE FRENADO DEL EJE TRASERO = $1520,49 \cdot 2 = 3040,98 \text{ Nm}$

Una vez calculado el par total de frenado del sistema original se valoran las modificaciones a realizar en el sistema para aumentar el par de frenado. Las opciones para aumentar el par de frenado son:

- Aumentar la presión en el circuito hidráulico.
- Aumentar la superficie de las pastillas de freno.
- Aumentar el coeficiente de rozamiento de las pastillas de freno.
- Aumentar el diámetro de los discos de freno.

Examinando las diferentes opciones existentes en el mercado para la mejora del sistema de frenado se deciden instalar los siguientes componentes:

- Pastillas con mayor superficie y coeficiente de rozamiento.

V. Desarrollo del proyecto

- Discos de mayor diámetro para aumentar el par de frenado y de mayor grosor para mejorar la refrigeración del disco.
- Latiguillos de freno metálicos para reducir la dilatación y mantener la presión del circuito constante.
- Líquido de frenos con un mayor punto de ebullición para ofrecer frenadas largas e intensas sin sufrir degradación.

Para realizar las mejoras anteriormente enumeradas se decide instalar un sistema de frenado AP RACING compuesto por pinzas delanteras de cuatro pistones, discos delanteros y traseros, latiguillos delanteros y traseros y pastillas delanteras y traseras modelo RC8 de la marca CARBONE LORRAINE. Como líquido de freno se utiliza DOT 4 de la marca Motul, modelo RBF 660 con un punto de ebullición de 325°C, 120°C más elevado que el líquido DOT 3 original.

A continuación, se exponen los cálculos de los componentes seleccionados:

Coefficiente rozamiento de las nuevas pastillas de freno: $\mu = 0,6$

SECCIÓN CILINDROS DE FRENO DELANTEROS

Pinzas delanteras: 2 pistones de 38,1 mm y 2 pistones de 41,3 mm diámetro

$$\text{Sección cilindros pinza frontal} = \left(n^{\circ} \text{ cilindros} \cdot \pi \cdot \left(\frac{d}{2} \right)^2 \right) + \left(n^{\circ} \text{ cilindros} \cdot \pi \cdot \left(\frac{d}{2} \right)^2 \right)$$

$$\text{Sección cilindros pinza frontal} = \left(2 \cdot \pi \cdot \left(\frac{38,1}{2} \right)^2 \right) + \left(2 \cdot \pi \cdot \left(\frac{41,3}{2} \right)^2 \right) = 4959,47 \text{ mm}^2$$

FUERZA DISPONIBLE EN UNA PINZA DE FRENO DELANTERA

Presión freno delantero = 6,708 MPa

$$\text{Fuerza} = \text{Presión} \cdot \text{Área}$$

$$\text{Fuerza} = 6,708 \cdot 4959,47 = 33268,12 \text{ N}$$

PAR DE FRENADO EN UNA PINZA DELANTERA

Diámetro y espesor del disco delantero: 325 x 32 mm

$$\text{Perímetro} = 2 \cdot \pi \cdot r$$

V. Desarrollo del proyecto

$$Perimetro = 2 \cdot \pi \cdot \frac{325}{2} = 1021,02 \text{ mm}$$

ÁNGULO DEL DISCO QUE ESTÁ EN CONTACTO CON LA PASTILLA

Arco de la pastilla sobre el disco: 132,2 mm

$$\begin{aligned} \text{Ángulo} &= \frac{\text{Arco} \cdot 360}{\text{Perímetro}} \\ \text{Ángulo} &= \frac{132,2 \cdot 360}{1021,02} = 46,61^\circ = 0,813 \text{ rad} \end{aligned}$$

CÁLCULO PAR DE FRENADO DE UNA PINZA DELANTERA

$R = 325/2 = 162,5 \text{ mm}$

$r \text{ min} = 218/2 = 109 \text{ mm}$

$$\begin{aligned} M &= 2 \cdot \mu \cdot P \cdot \theta \cdot \frac{(R^3 - r \text{ min}^3)}{3} \\ M &= 2 \cdot 0,6 \cdot 6,708 \cdot 0,813 \cdot \frac{(162,5^3 - 109^3)}{3} = 6535569,85 \text{ Nmm} = 6535,57 \text{ Nm} \end{aligned}$$

SECCIÓN CILINDRO DE FRENO TRASERO

Pinzas delanteras: 1 pistón de 34,9 mm de diámetro

$$\begin{aligned} \text{Sección cilindros pinza frontal} &= n^\circ \text{ cilindros} \cdot \pi \cdot \left(\frac{d}{2}\right)^2 \\ \text{Sección cilindros pinza frontal} &= 1 \cdot \pi \cdot \left(\frac{34,9}{2}\right)^2 = 956,62 \text{ mm}^2 \end{aligned}$$

FUERZA DISPONIBLE EN UNA PINZA DE FRENO TRASERA

Presión freno trasero = 5,090 MPa

$$\begin{aligned} \text{Fuerza} &= \text{Presión} \cdot \text{Área} \\ \text{Fuerza} &= 5,090 \cdot 956,62 = 4869,20 \text{ N} \end{aligned}$$

PAR DE FRENADO EN UNA PINZA TRASERA

Diámetro y espesor del disco trasero: 330 x 20 mm

V. Desarrollo del proyecto

$$\begin{aligned} \text{Perimetro} &= 2 \cdot \pi \cdot r \\ \text{Perimetro} &= 2 \cdot \pi \cdot \frac{330}{2} = 1036,72 \text{ mm} \end{aligned}$$

ÁNGULO DEL DISCO QUE ESTÁ EN CONTACTO CON LA PASTILLA

Arco de la pastilla sobre el disco: 107 mm

$$\begin{aligned} \text{Ángulo} &= \frac{\text{Arco} \cdot 360}{\text{Perímetro}} \\ \text{Ángulo} &= \frac{107 \cdot 360}{923,63} = 41,72^\circ = 0,728 \text{ rad} \end{aligned}$$

CÁLCULO PAR DE FRENADO DE UNA PINZA TRASERA

$$R = 330/2 = 165 \text{ mm}$$

$$r \text{ min} = 244/2 = 122 \text{ mm}$$

$$\begin{aligned} M &= 2 \cdot \mu \cdot P \cdot \theta \cdot \frac{(R^3 - r \text{ min}^3)}{3} \\ M &= 2 \cdot 0,6 \cdot 5,090 \cdot 0,728 \cdot \frac{(165^3 - 122^3)}{3} = 3966799,18 \text{ Nmm} = 3966,80 \text{ Nm} \end{aligned}$$

$$\text{PAR DE FRENADO DEL EJE DELANTERO} = 6535,57 \cdot 2 = \mathbf{13071,14 \text{ Nm}}$$

$$\text{PAR DE FRENADO DEL EJE TRASERO} = 3966,80 \cdot 2 = \mathbf{7933,60 \text{ Nm}}$$

	Eje Delantero	Eje Trasero
Originales	4633,72 Nm	3040,98 Nm
Modificados	13071,14 Nm	7933,60 Nm
Aumento Par Frenado	182,08%	160,89%

Tabla 7. Comparativa entre par de frenado original y par con las modificaciones propuestas.

V. Desarrollo del proyecto



Figura 98. Conjunto del sistema de frenos delantero de la marca AP Racing.



Figura 99. Conjunto de disco trasero con soporte para la pinza de freno.

V. Desarrollo del proyecto

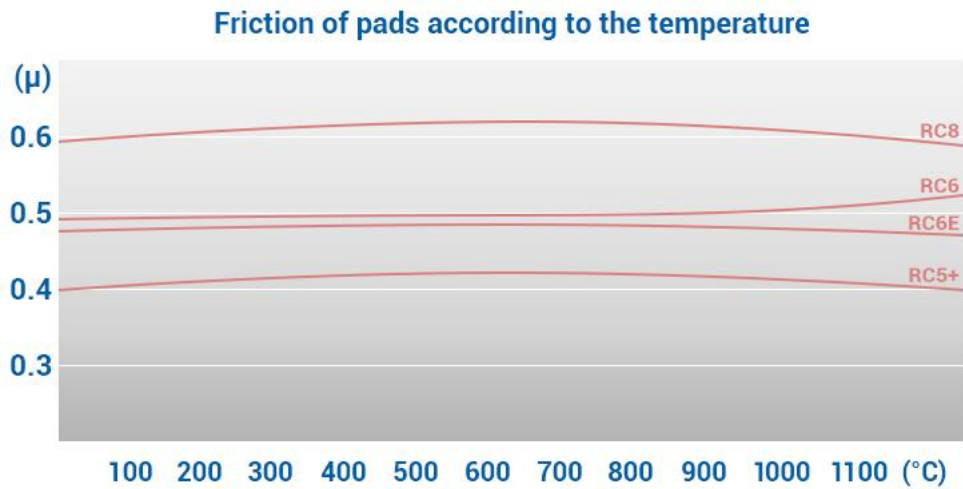


Figura 100. Comparativa entre los distintos coeficientes de fricción de los modelos de la marca Carbone Lorraine.

V.4. Modificaciones del sistema de suspensión

El sistema de suspensión de un vehículo se encarga de absorber las irregularidades del pavimento y ofrecer un confort y seguridad a los ocupantes. La suspensión que utiliza el vehículo tratado en este proyecto es de paralelogramo deformable. Este tipo de suspensión se compone por dos trapecios paralelos unidos al chasis y con una distancia de separación entre ellos. Estos dos trapecios se unen a la mangueta para formar el paralelogramo deformable que compone el sistema de suspensión. El trapecio inferior, de carga, posee un alojamiento para anclar el amortiguador de suspensión. El trapecio superior es guiado por el inferior siguiendo todos sus movimientos.

V. Desarrollo del proyecto

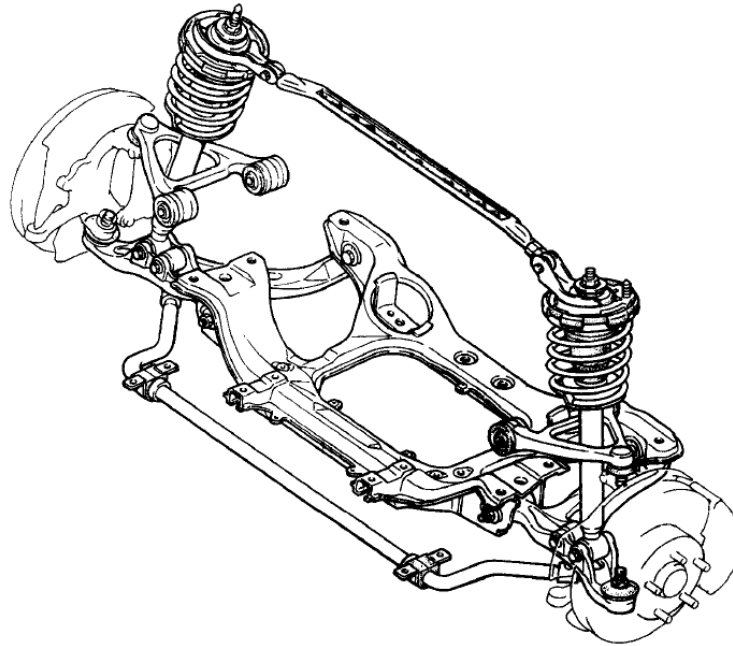


Figura 101. Conjunto de suspensión delantera original.

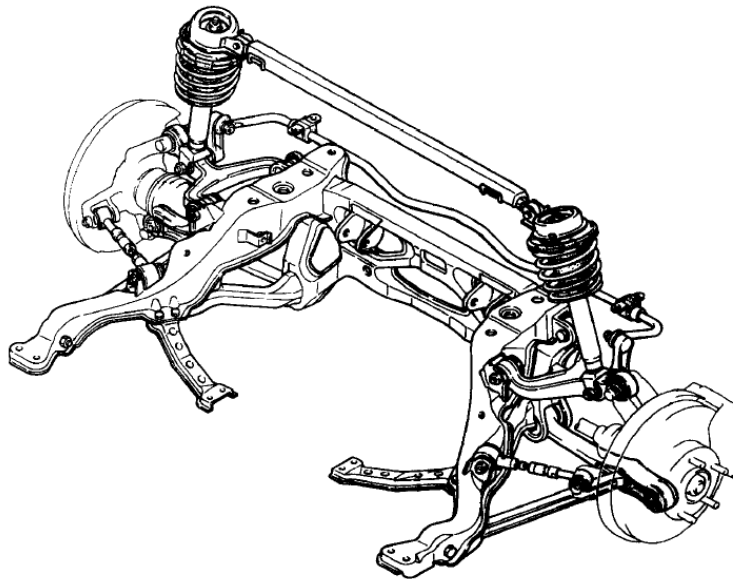


Figura 102. Conjunto de suspensión trasera original.

En este caso el vehículo se mejora para su uso en circuito por lo que se busca el rendimiento óptimo del conjunto de la suspensión. Para realizar una mejora se necesita modificar el conjunto de muelle amortiguador original y sustituir todos los brazos de suspensión regulables por un conjunto de suspensión roscada regulada electrónicamente, barras estabilizadoras,

V. Desarrollo del proyecto

brazos de suspensión regulables con rótulas uniball y silentblocks rígidos. Se analizan las distintas posibilidades de mejora y se opta por la instalación de los siguientes componentes:

Suspensión roscada Tein Monosport regulada electrónicamente por EDFC ACTIVE PRO.

Este sistema está compuesto por unos muelles con una dureza de 12 kg/mm en ambos ejes aumentando esta respecto a los muelles originales con una dureza de 4,8 kg/mm en el eje delantero y 3,6 kg/mm en el eje trasero, amortiguadores monotubo con un diámetro interno de 70 mm, motores paso a paso para regular el ajuste de los amortiguadores y unidad de control que permite la regulación independiente de cada amortiguador dependiendo si el vehículo se encuentra en fase de aceleración o deceleración y si se encuentra describiendo una curva o en línea recta. Estos cambios reducen la altura del vehículo 35 mm en el eje delantero y 30 mm en el eje trasero, pudiendo ajustarse la altura hasta reducir 45 mm en el eje delantero y 40 mm en el eje trasero manteniendo al amortiguador en su zona de trabajo óptima.

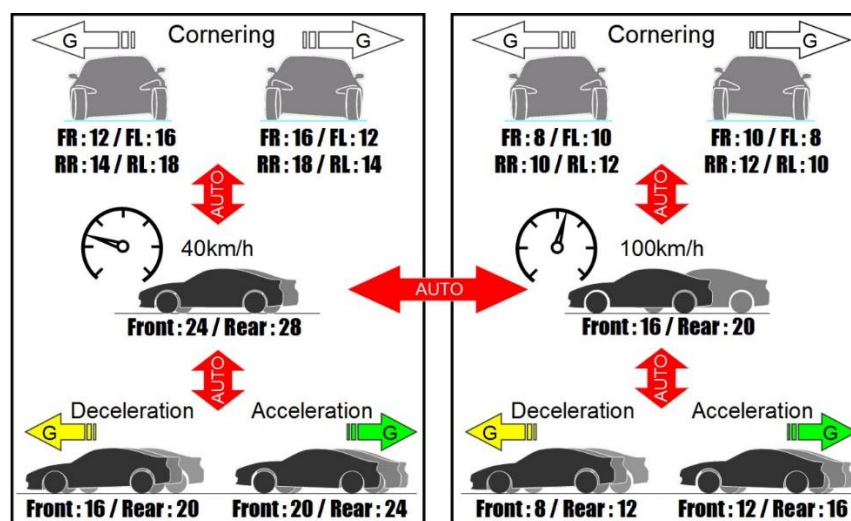


Figura 103. Modos de funcionamiento del control electrónico de la suspensión Tein.

V. Desarrollo del proyecto

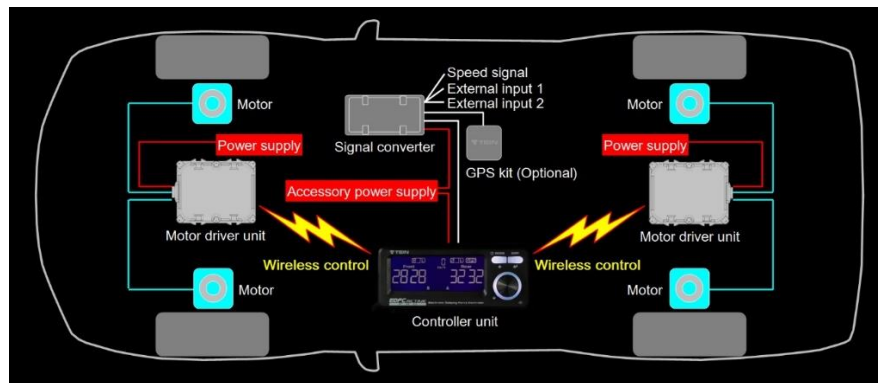


Figura 104. Componentes físicos del control electrónico de suspensión.

Brazos de suspensión regulables Super Now con rótulas uniball.

Se sustituyen los brazos de suspensión originales con rótulas que utilizan un muelle para su funcionamiento por brazos de suspensión con rótulas uniball las cuales reducen de forma significativa la holgura. Los brazos de suspensión sustituidos son: trasero inferior, regulador de convergencia trasero superior e inferior, unión de la barra estabilizadora con el trapecio superior para el eje delantero y trasero. Con esta modificación se aumenta el rango de ajuste de los siguientes valores: ángulo de caída, ángulo de convergencia, ángulo de avance y ángulo de inclinación.



Figura 105. Brazos traseros de suspensión regulables.

V. Desarrollo del proyecto



Figura 106. Unión entre la barra estabilizadora y la suspensión trasera.

Barras estabilizadoras Cusco.

Las barras estabilizadoras son unos componentes de la suspensión que unen los dos conjuntos muelle-amortiguador de un mismo eje, de este modo la transmisión de esfuerzos se reparte en todo el eje. La mejora principal es reducir la inclinación de la carrocería al entrar el vehículo en una curva. Al ser un componente elástico, una parte de la fuerza de compresión ejercida sobre un lado del eje es transmitida al lado opuesto. Esto mejora el funcionamiento de la suspensión haciéndolo más uniforme y repartiendo los esfuerzos entre los dos conjuntos de muelle-amortiguador de cada eje.

Cuanto mayor sea el grosor de las barras estabilizadoras mayor será su resistencia a la torsión. Para mejorar estos elementos se sustituyen las barras estabilizadoras originales con unas medidas de 28,6 mm para la delantera y 17,3 mm para la trasera por unas barras estabilizadoras de la marca Cusco con un diámetro en el eje delantero de 32 mm y en el eje trasero de 18 mm.

Barras de torretas Cusco.

Las barras de torretas tienen el mismo funcionamiento que las barras estabilizadoras, unen las dos torretas de la carrocería de un mismo eje, en las torretas se atornilla el conjunto

V. Desarrollo del proyecto

muelle-amortiguador. Al unir los dos conjuntos, se aumenta la rigidez del chasis y los esfuerzos se reparten de forma uniforme. Con esta mejora se iguala la unión inferior realizada por las barras estabilizadoras y los dos conjuntos muelle-amortiguador se encuentran unidos por sus extremos inferior y superior. Para mejorar este elemento se sustituyen las barras originales por unas barras de torretas Cusco de fibra de carbono, reduciendo el peso y aumentando el ángulo de torsión máximo debido a las nuevas propiedades del material.

Como se puede observar en las figuras 107 y 108, la instalación de barras estabilizadoras y de torretas mejora la estabilidad del vehículo al repartirse los esfuerzos entre los componentes de suspensión de todo el eje.

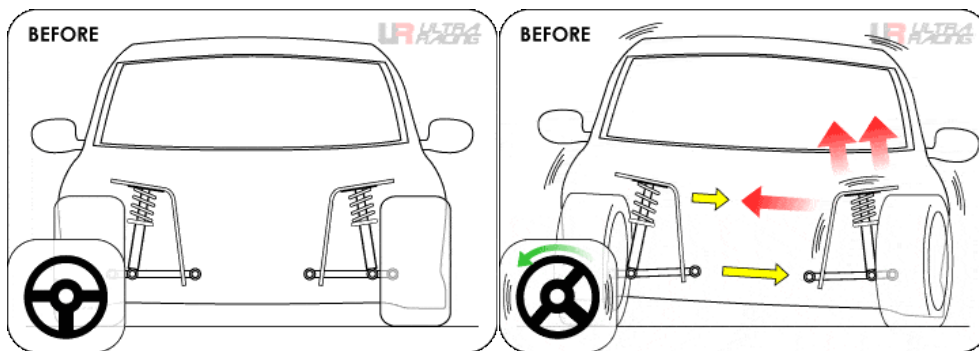


Figura 107. Reacción del vehículo sin barra de torretas ni estabilizadora.

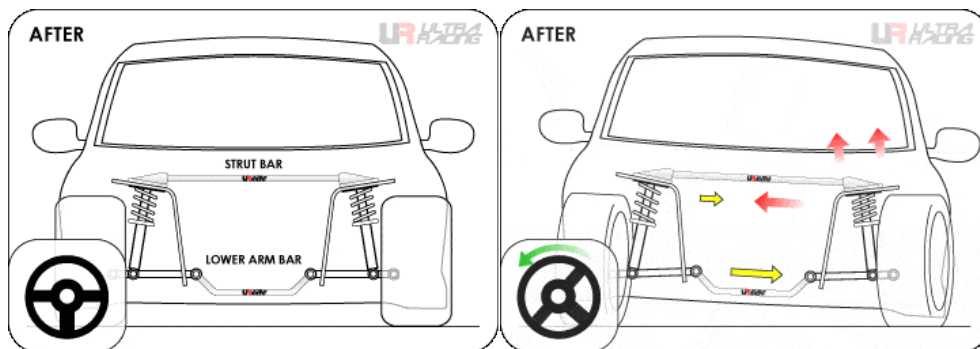


Figura 108. Reacción del vehículo con barra de torretas ni estabilizadora.

Silentblocks Powerflex Black Series

Estos componentes aportan flexibilidad y un movimiento mínimo a las barras de suspensión, su función es la de absorber las irregularidades transmitidas por el neumático. El material utilizado en los silentblocks puede ser un elastómero termoplástico o un elemento

V. Desarrollo del proyecto

metálico, normalmente se utiliza caucho con una dureza Shore A 65 o inferior para vehículo de serie. La opción de utilizar un elemento metálico no se tiene en cuenta por la agresividad y poca duración de estos. Se opta por la instalación de unos silentblocks de poliuretano con una dureza Shore A 95 de la gama Black Series de Powerflex ofreciendo una alta rigidez, durabilidad y aumentando la velocidad de reacción de la suspensión al transmitir los esfuerzos desde los neumáticos al chasis.

Las principales ventajas a destacar de la utilización de silentblocks de poliuretano son:

- Aumenta la estabilidad.
- Mejora el control con una mayor precisión
- Alta resistencia a la abrasión, rotura y aparición de grietas
- Resistencia a aceites, ácidos y disolventes.

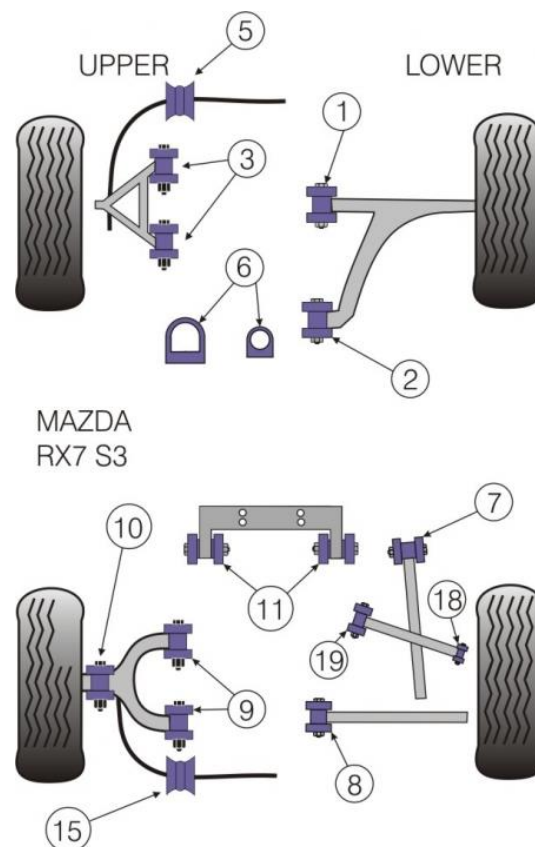


Figura 109. Silentblocks del sistema de suspensión.

V.5. Modificaciones en el conjunto llanta – neumático.

Para finalizar, como última modificación se aborda la mejora de llantas y neumáticos, que son los puntos de contacto del vehículo con el pavimento. Se han realizado mejoras con las que la tracción y frenado se ven comprometidas con el conjunto llanta-neumático original por lo que esta modificación es necesaria para poder aprovechar todas las mejoras realizadas y explicadas en los apartados anteriores.

Llantas originales: 16x8" ET +50

Neumáticos originales: 225/50 ZR16

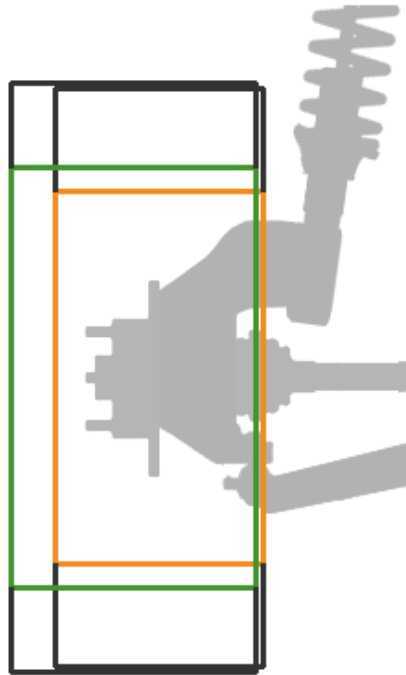
Se opta por instalar unas llantas con un mayor ancho y un bombeo de llanta superior para aumentar los anchos de vías. Las medidas de neumático se calculan según la normativa ETRTO vigente con una variación del $\pm 3\%$ del diámetro del neumático.

Llantas seleccionadas: Volk Racing TE37 SL Super Lap Wheel 18x9.5" ET +22

Neumáticos seleccionados: Nankang AR-1 265/35 R18 95Y XL con un treadwear de 80.

Con esta configuración el conjunto llanta-neumático no interfiere con los frenos ni la suspensión, se desplaza 48 mm hacia el exterior cada neumático. Aumentado así en 48 mm el ancho de vías de cada eje y mejorando la estabilidad. Con el aumento del ancho de los neumáticos, la huella de estos es más ancha y más corta formando una elipse, esta modificación reduce la deformación sufrida por el este en su contacto con el pavimento, por lo que la distribución de presiones resulta ser más homogénea y mejora la adherencia. Al reducirse la deformación del neumático por la ganancia de anchura del mismo, es posible el empleo de compuestos más blandos. Por ello, la generación de calor es menor, cosa que propicia la utilización de neumáticos de compuesto más blando y proporciona una mayor adherencia.

V. Desarrollo del proyecto



225 / 50 R 16 on 16 x 8 ET50

265 / 35 R 18 on 18 x 9,5 ET22

Figura 110. Comparativa entre la llanta y neumático original y los propuestos para su sustitución.

VI. PLIEGO DE CONDICIONES

PLIEGO DE
CONDICIONES

VI. Pliego de condiciones

VI.1. CALIDAD DE LOS MATERIALES EMPLEADOS.

Los materiales empleados serán de marca reconocida y fabricantes autorizados, avalados por documentación técnica suficiente que determina las características de los mismos y su modo de empleo. Deberán estar en perfectas condiciones de uso en su momento de instalación.

VI.2. NORMAS DE EJECUCIÓN.

VI.2.1. CHAPAS Y PERFILES.

Deberán exigirse de tipo efervescente, de calidad CHE-3861, de AHM, AHV o similar conformados en frío siguiendo las normas para trabajos de este material.

VI.2.2. SOLDADURAS.

Para espesores inferiores de 1 mm, la soldadura será de cordón cónico. Los electrodos a emplear serán de rutilo tipo KD-46 y diámetro de 2,5 mm.

Cuando haga falta soldar a cordón, este será de 20 mm. de longitud como mínimo y la garganta de 1,50 mm.

Según el comportamiento de la pieza se soldará a solape o a testa, siendo los solapes, como mínimo de 20 mm.

A todas las soldaduras se les picará la cascarilla y se verificará su correcta ejecución y si es necesario se repasará a muela para su buen acabado.

VI.2.3. VARIOS.

La tornillería a emplear será de alta resistencia y de acero inoxidable o como mínimo con tratamiento superficial adecuado para evitar oxidaciones.

VI. Pliego de condiciones

El vehículo empleado para la transformación se encontrará en condiciones normales de funcionamiento.

VI.3. CERTIFICADOS Y AUTORIZACIONES.

El vehículo una vez transformado, deberá cumplir con el reglamento del campeonato o carrera que disputa.

VII. PRESUPUESTO

PRESUPUESTO

VII. Presupuesto

Concepto	Precio
Filtros de aire	300 €
Conductos admisión	180 €
Cuerpo del acelerador	515 €
Colector de admisión	450 €
Intercooler y radiador	585 €
Turbocompresores	6000 €
Sistema de escape	1000 €
Bomba de combustible	460 €
Raíles de inyección, latiguillos y racores	505 €
Inyectores	650 €
Regulador de presión de combustible	170 €
Bobinas, cables y bujías	630 €
Bomba de agua eléctrica	900 €
Radiadores de aceite, latiguillos y racores	1200 €
Termostato eje excéntrico	10 €
Cárter de aceite de competición	450
Sistema de inyección agua/metanol	351 €
Kit de embrague	640 €
Volante de inercia y contrapeso	505 €
Caja de cambios	10681 €
Eje de transmisión	430 €
Diferencial	1164 €
Palieres	444 €
Sistema de frenado	3800 €
Sistema de suspensión	2000 €
Brazos de suspensión regulables	2100 €
Barras estabilizadoras	300 €
Barras de torretas	150 €
Silentblocks	865 €
Llantas	2600 €
Neumáticos	880 €
Unidad de control electrónico	1200 €
Total componentes	42115 €

Tabla 8. Precio del material seleccionado.

VII. Presupuesto

Concepto	Precio
Diseño del proyecto (100 h)	5000 €
Ejecución (200 h)	6000 €
Total diseño y ejecución	11000 €

Tabla 9. Precio del diseño y ejecución del proyecto.

Concepto	Precio
Material	42115 €
Diseño y ejecución	11000 €
Total diseño y ejecución	53115 €

Tabla 10. Presupuesto total.

VIII. LÍNEAS FUTURAS
LÍNEAS FUTURAS

VIII. Líneas Futuras

Como líneas futuras se propone la instalación de un kit aerodinámico compuesto por:

- Paragolpes delantero y trasero
- Difusores delantero y trasero
- Aletas delanteras y traseras
- Estribos laterales
- Fondo plano
- Alerón
- Retrovisores exteriores

Después de seleccionar cada elemento se realizará un estudio aerodinámico realizando una modelización del vehículo mediante software de diseño 3D y su posterior ensayo. Intentando mejorar el flujo aerodinámico respecto al original.

También se propone realizar un estudio de esfuerzos a los que el chasis se verá sometido debido al aumento de potencia. Una vez sabidos con exactitud se realizará un escaneo en 3D para la realización de una jaula antivuelco para ofrecer una mayor rigidez al chasis y una mayor seguridad. A parte de la jaula antivuelco se propone instalar refuerzos en el chasis en la zona inferior del túnel de transmisión, una unión entre diferencial y sub-chasis trasero y en las aletas delanteras. Así como una adecuación del interior para ofrecer unas características de seguridad y confort para el conductor, adecuadas al uso que se va a destinar el vehículo.

Por último, se abordará el motor, modificando su interior, aligerando y equilibrado estática y dinámicamente sus componentes internos, mecanizando los puertos admisión y escape para obtener un mayor cruce de grados entre admisión y escape, mejorando el llenado de las cámaras y obteniendo así un mayor rendimiento.

IX. CONCLUSIONES

CONCLUSIONES

IX. Conclusiones

Tras realizar los cálculos y modificaciones de los componentes seleccionados se obtiene un vehículo preparado para diversos tipos de competiciones que puede cumplir con numerosas normativas realizando únicamente cambios mínimos. Todo ello partiendo de la base de un vehículo de producción en serie fabricado entre el año 1991 y 2002. Pudiendo ser competitivo con vehículos actuales con un precio de adquisición mayor.

Se puede decir que el diseño de un chasis bien equilibrado puede ofrecer una amplia capacidad de modificaciones y la posibilidad de construir vehículos con características muy superiores a las de origen y para las que fue diseñado.

También se debe destacar que las modificaciones propuestas se realizan sin apenas modificaciones estructurales, empleando prácticamente todos los anclajes originales del vehículo y de sus componentes.

Desde el punto de vista de los cálculos realizados para la obtención de los caudales de comburente y combustible, se ha de aclarar que son únicamente para la obtención del par establecido como objetivo. En una aplicación real, el caudal de combustible es mayor debido a su uso como refrigerante de la cámara de combustión y además evita posibles detonaciones incontroladas. Sabiendo esto, las tablas de inyección son diferentes a las calculadas en este proyecto. Todo esto, por supuesto, dependerá de los conocimientos en esta materia del profesional que realice la programación de la UCE.

Por último, se destaca la importancia de las mejoras realizadas, ya que estas ofrecen una mayor aceleración, potencia de frenado y rigidez en la suspensión, potenciando el vehículo y mejorando su comportamiento dinámico.

X. BIBLIOGRAFÍA

BIBLIOGRAFÍA

X. Bibliografía

- [1] John B. Hege, *The Wankel Rotary Engine: a history*. Ed. McFarland & Company Inc., Publishers, 2002, Jefferson, North Carolina, USA
- [2] Jay K. Miller, *Turbo: Real world high-performance turbocharger systems*, CarTech, Inc., 2008, Forest Lake, Minnesota, USA
- [3] C. Vera Álvarez et al., *Diseño y cálculo del Sistema de frenos en automóviles*, Universidad Politécnica de Madrid, 1995, Madrid, España
- [4] Greg Banish, *Engine management: advanced tuning*, CarTech, Inc., 2007, Forest Lake, Minnesota, USA
- [5] Corky Bell, *Maximum Boost: designing, testing, and installing turbocharger systems*. Bentley Publishers, 1997, Cambridge, Massachusetts, USA
- [6] Mark Warner, *Street Rotary*, HPBooks, 2009, New York, USA
- [7] Kenichi Yamamoto, *Rotary Engine*, Published by TOYO KOGYO CO., LTD., 1971, Japan
- [8] Kenichi Yamamoto, *Rotary Engine*, Published by TOYO KOGYO CO., LTD., 1981, Japan
- [9] 1993 Mazda RX-7 Workshop Manual, Mazda Motor Corporation, 1991, Japan
- [10] Mike Ancas, *RX-7 PERFORMANCE HANDBOOK*. Motorbooks International Publishing Company, 2000, Osceola, Wisconsin
- [11] The European Tyre and Rim Technical Organisation, *ETRTO STANDARDS MANUAL*, 2016, Bruxelles, Belgique
- [12] Orlando Ríos, *La suspensión Automóviles de competición*, Ceac S.A., 1998, Barcelona, España
- [13] John Baechtel, *Performance Automotive Engine Math*, CarTech, Inc., 2011, Forest Lake, Minnesota, USA
- [14] F. Payri et al., *Motores de combustión interna alternativos*, Universitat Politècnica de València, 2011, Valencia, España
- [15] José Javier López Sánchez et al., *Cuestiones y problemas resueltos de motores de combustión interna alternativos*, Universitat Politècnica de València, 2013, Valencia, España
- [16] Tomas González Morales et al., *Estructuras del vehículo*, Ediciones Paraninfo, 2011, Madrid, España
- [17] J.M. Alonso, *Técnicas del automóvil. Motores*, Ediciones Paraninfo, 2009, Madrid, España
Jaime Carlos Borja et al., *Sistemas de transmisión y frenado*, Macmillan, 2010, Madrid, España
- [18] Esteban José Dominguez et al., *Circuitos de fluidos. Suspensión y dirección*. Macmillan, 2011, Madrid, España
- [19] José Font Mezquita y Juan F. Dols Ruiz, *Tratado sobre automóviles TOMO I*, Universitat Politècnica de València, 2004, Valencia, España
- [20] José Font Mezquita y Juan F. Dols Ruiz, *Tratado sobre automóviles TOMO II*, Universitat Politècnica de València, 2004, Valencia, España

X. Bibliografía

- [21] José Font Mezquita y Juan F. Dols Ruiz, *Tratado sobre automóviles TOMO III*, Universitat Politècnica de València, 2004, Valencia, España
- [22] José Font Mezquita y Juan F. Dols Ruiz, *Tratado sobre automóviles TOMO IV*, Universitat Politècnica de València, 2006, Valencia, España
- [23] www.rae.es
- [24] www.itvcitaprevia.es
- [25] www.haltech.com
- [26] www.x-engineer.org
- [27] <http://web.iitd.ac.in/~ravimr/courses/mel345/classification.pdf>
- [28] www.audi.com
- [29] sites.google.com
- [30] www.pistonudos.com
- [31] cornerbalance.files.wordpress.com
- [32] cdn.bringatrailer.com
- [33] philscarblog.wordpress.com
- [34] icdn-1.motor1.com
- [35] www.hemmings.com
- [36] www.insidemazda.co.uk
- [37] upload.wikimedia.org
- [38] www.motorgiga.com
- [39] archivodeautos.files.wordpress.com
- [40] www.momentogp.com
- [41] buscadordetalleres.com
- [42] www.apexi-usa.com
- [43] www.12cilindros.es
- [44] www.motoryracing.com
- [45] www.rsrace.com
- [46] www.petrolheadgarage.com
- [47] www.atkinsrotary.com
- [48] www.msdpformance.com
- [49] www.ngk.com.au
- [50] www.autonews.com
- [51] www.autoevolution.com
- [52] www.wikimedia.org
- [53] www.diagramchartwiki.com
- [54] www.mazworx.com
- [55] i2.wp.com/jdm-planet.com/wp-content/uploads/2015/07/57-11.jpg?fit=800%2C789

X. Bibliografía

- d1009252.my.ozhosting.com/wp-content/uploads/2011/01/GEORGE5.jpg
- [56] nebula.wsimg.com/9a76b49fa21f169fd232c03238fc12c9?AccessKeyId=59F43BF996B297B337D6&disposition=0&alloworigin=1rotarygeniushour.files.wordpress.com/2015/05/b0029620000ub yimage0.jpg
- [57] www.worldtimeattack.com
- [58] www.rotarywiki.com
- [59] www.advancedclutch.com
- [60] www.hpemotorsport.co.uk
- [61] <https://i.ytimg.com/vi/6UnFDaAdBaM/maxresdefault.jpg>
- [62] https://andreacollo.files.wordpress.com/2013/09/differential_gear_psf.png
- [63] www.aficionadosalamecanica.net
- [64] www.8000vueltas.com
- [65] www.taringa.net
- [66] www.centralderepuestostr.com
- [67] www.km77.com
- [68] www.autoevolution.com
- [69] www.noticias.coches.com
- [70] www.stoptech.com
- [71] www.yourbrakes.com
- [72] www.asautoparts.com
- [73] www.prosportauto.co.nz
- [74] www.carthrottle.com
- [75] www.famspeed.co.jp
- [76] www.sillbeer.com
- [77] www.re-amemiya.co.jp
- [78] www.panspeed.jp
- [79] www.fujitaengineeringusa.com
- [80] www.rmagic.jp
- [81] www.knightsports.co.jp
- [82] www.turbobygarrett.com
- [83] www.autoevolution.com
- [84] www.iresaing.com
- [85] www.motoiq.com
- [86] www.rotary-works.com
- [87] www.mishimoto.com
- [88] www.gcg.com.au

X. Bibliografía

- [89] www.realstreetperformance.com
- [90] www.rx7club.com
- [91] www.turbochargerkits.com.au
- [92] www.autoworks.com.au
- [93] www.injectordynamics.com
- [94] cdn.shopify.com
- [95] www.aeromotiveinc.com
- [96] www.advancedclutch.com
- [97] www.quaife.co.uk
- [98] www.cj-motorsports.com
- [99] www.nopistons.com
- [100] www.msperformance.com
- [101] www.ngk.de
- [102] www.ngk-sparkplugs.jp
- [103] www.himni-racing.com
- [104] www.daviescraig.com.au
- [105] www.eliterotaryshop.com
- [106] www.mazdatrrix.com
- [107] www.aemelectronics.com
- [108] www.mincotur.gob.es
- [109] www.cl-brakes.com
- [110] www.apracing.com
- [111] www.motul.com
- [112] www.sakebombgarage.com
- [113] www.kamracing.co.uk
- [114] www.tein.co.uk
- [115] www.fd3s.net
- [116] www.rhdjapan.com
- [117] www.ultraracingeurope.com
- [118] www.powerflex.co.uk
- [119] www.evasivemotorsports.com
- [120] www.demon-tweeks.com
- [121] www.llantasneumaticos.com
- [122] www.xcessivemanufacturing.com
- [123] www.banzai-racing.com
- [124] www.nengun.com
- [125] www.automobile-catalog.com

XI. ANEXOS

ANEXOS

XI.1. Cálculos de las posibles combinaciones de caja de cambios y relaciones finales de diferencial

XI. Anexos

Comparativa entre la caja de cambios y el diferencial originales y la caja de cambios Quaife y las distintas relaciones de transmisión del diferencial Cusco.

Caja Quaife		Grupo Final 4,1		Grupo Final 4,3		Grupo Final 4,444		Grupo Final 4,777		Grupo Final 5,1		Grupo Final 5,3	
Marcha	Relación	Vel. Punta	km/h	Vel. Punta	km/h	Vel. Punta	km/h	Vel. Punta	km/h	Vel. Punta	km/h	Vel. Punta	km/h
1	2,653	100,2		95,6		92,5		86,0		80,6		77,5	
2	1,745	152,4	52,2	145,3	49,7	140,6	48,1	130,8	44,8	122,5	41,9	117,9	40,3
3	1,306	203,6	51,2	194,2	48,8	187,9	47,3	174,8	44,0	163,7	41,2	157,5	39,6
4	1,000	265,9	62,3	253,6	59,4	245,3	57,5	228,2	53,5	213,8	50,1	205,7	48,2
5	0,850	312,9	46,9	298,3	44,7	288,6	43,3	268,5	40,3	251,5	37,7	242,0	36,3
6	0,762	349,0	36,1	332,8	34,5	322,0	33,3	299,5	31,0	280,6	29,0	270,0	28,0

Caja Original		Grupo Final 4,1	
Marcha	Relación	Vel Punta	km/h
1	3,483	76,4	
2	2,015	132,0	55,6
3	1,391	191,2	59,2
4	1,000	265,9	74,8
5	0,806	329,9	64,0

Tabla 11. Comparativa de relaciones de transmisión y velocidades entre la combinación de caja de cambios y diferencial original y caja de cambios Quaife y distintas relaciones de transmisión del diferencial.

XI. Anexos

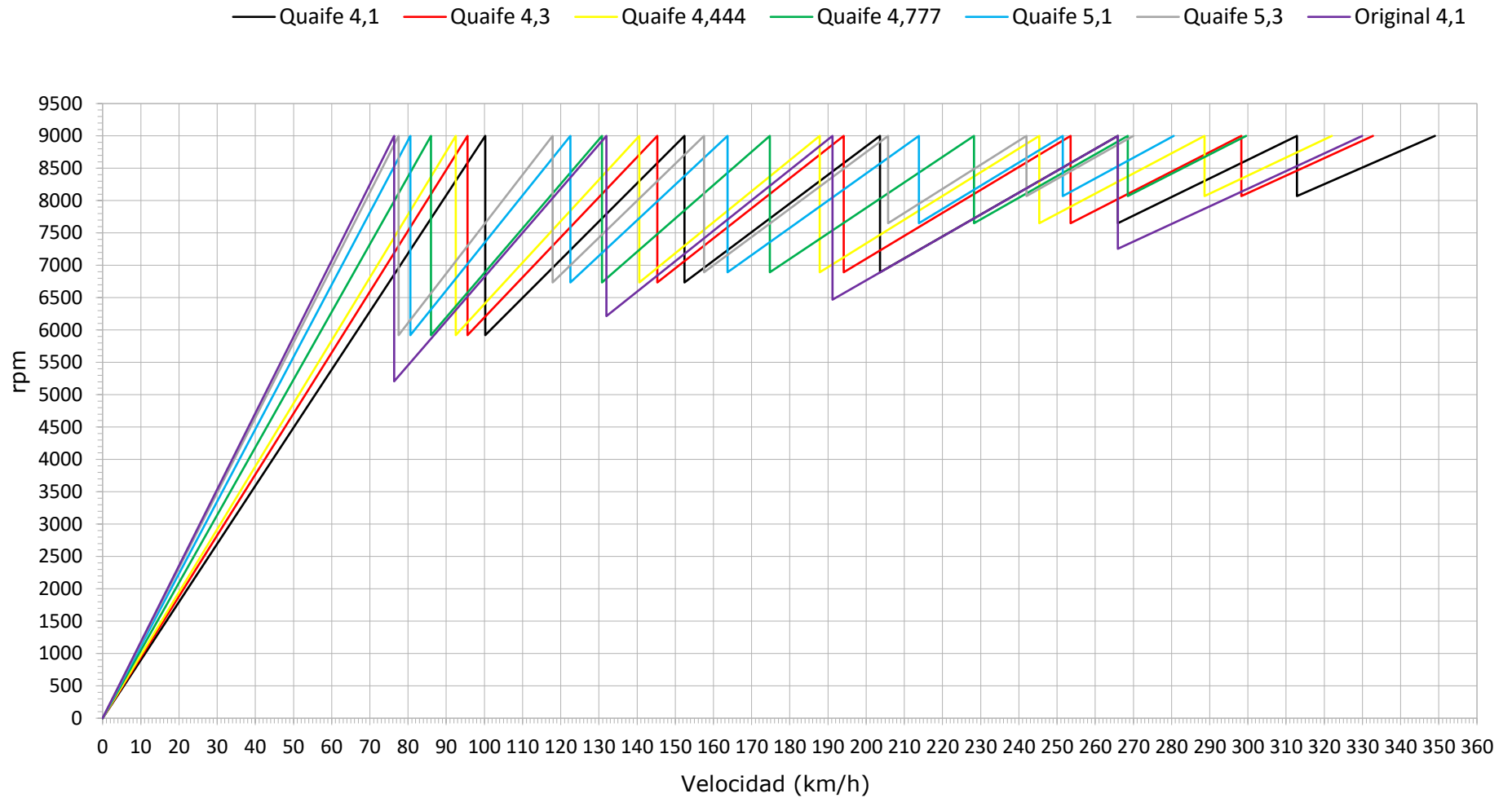


Gráfico 1. Representación de las relaciones de transmisión y velocidades.