

**PROPUESTA INVESTIGATIVA DE UN SISTEMA DE REGENERACIÓN
DE ENERGÍA EN VEHÍCULOS
(MODELAMIENTO Y SIMULACIÓN DINÁMICA)**

**EDISON FABIAN CABALLERO PEREZ
OSCAR JULIAN MARTINEZ GALLO**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO-MECANICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA**

2009

**PROPUESTA INVESTIGATIVA DE UN SISTEMA DE REGENERACIÓN
DE ENERGÍA EN VEHÍCULOS
(MODELAMIENTO Y SIMULACIÓN DINÁMICA)**

**EDISON FABIAN CABALLERO PEREZ
OSCAR JULIAN MARTINEZ GALLO**

**Proyecto de grado como requisito parcial para optar por el título de
Ingeniero Mecánico**

**Director:
Ing. CARLOS BORRÁS PINILLA**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO-MECANICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA**

2009

DEDICATORIA

A Dios,
por haberme dado esta oportunidad

A mi papa y mi mama,
gracias por estar siempre ahí apoyándome

A mis hermanos

A Oscar Julián
Siempre estaba ahí para despejar mis dudas

A mis amigos
por su apoyo y comprender tantas veces

Al profesor Carlos Borrás
por el apoyo y retornos constantemente

A la vicerrectora de Investigación

EDISON FABIÁN CABALLERO PÉREZ

DEDICATORIA

A Dios,
por brindarme la oportunidad

A mis Padres,
Por acompañarme y darme fortaleza en los
Momentos más difíciles.

A mis hermanos,
Por su apoyo y compañía incondicionales.

A Edison Fabián Caballero Pérez,
Una persona incansable, luchadora y
Entregada por el proyecto.

OSCAR JULIAN MARTINEZ GALLO

AGRADECIMIENTOS

Los autores del proyecto de grado “**PROPUESTA INVESTIGATIVA DE UN SISTEMA DE REGENERACIÓN DE ENERGÍA EN VEHÍCULOS (MODELADO Y SIMULACIÓN DINÁMICA)**” Agradecen a CARLOS BORRAS PINILLA, Ingeniero Mecánico, Director del Proyecto, por su respaldo, confianza y colaboración oportuna.

Y a todas las personas y entidades que aportaron su granito de arena para la consecución de este trabajo de grado.

CONTENIDO

	Pág.
INTRODUCCIÓN	1
1. TECNOLOGÍAS DE REDUCCIÓN DE GASES DE EFECTO INVERNADERO APLICADAS EN LA INDUSTRIA AUTOMOTRIZ	4
1.1 MOTORES DIESEL LIMPIOS	5
1.2 MOTORES DE DESPLAZAMIENTO VARIABLE	10
1.3 CONCEPTO EPA PARA EL MOTOR DE DESPLAZAMIENTO VARIABLE	13
1.4 MOTORES DE COMPRESIÓN VARIABLE	15
1.5 CONCEPTO DE LA EPA PARA MOTOR DE COMPRESIÓN VARIABLE	16
1.6 MOTOR DE CARGA HOMOGÉNEA ENCENDIDO POR COMPRESIÓN	18
1.7 EL CONCEPTO DE VEHÍCULO HÍBRIDOS SEGÚN SU SISTEMA DE REGENERACIÓN DE ENERGÍA	20
1.8 CLASIFICACIÓN DE LOS VEHÍCULOS HÍBRIDOS SEGÚN SU SISTEMA DE REGENERACIÓN DE ENEGRÍA	22
1.9 SISTEMA HÍBRIDO HIDRAÚLICO	26
1.9.1 Vehículo híbrido hidráulico en paralelo	26
1.9.2 Vehículo híbrido hidráulico en serie	31
1.10 COMPONENTES HIDRAÚLICOS PRIMARIOS	38

1.10.1 Bomba/motor de caudal variable	39
1.10.2 Acumuladores de presión	43
1.10.3 Fluido hidráulico	50
1.10.4 Sistema de acondicionamiento de aceite	51
2. MODELADO Y SIMULACIÓN DEL SISTEMA HÍBRIDO	53
2.1 CIRCUITO HIDRAÚLICO PARA REGENERAR ENERGÍA	53
2.2 MODELO MATEMÁTICO MOTOR BOMBA	57
2.2.1 SIMULACIÓN Bomba motor	62
2.3 MODELO MATEMÁTICO ACUMULADOR DE PRESIÓN	64
2.3.1 Simulación acumulador	68
2.4 MODELADO COMPRESIBILIDAD DEL ACEITE	70
2.4.1 Simulación compresibilidad del aceite	73
2.5 SIMULACIÓN SISTEMA DE REGENERACIÓN DE ENERGÍA	74
2.5.1 Simulación aceleración	77
2.5.2 Simulación frenado	78
2.5.3 simulación sostenimiento	80
3. MODEOLADO Y SIMULACIÓN DE UN VEHÍCULO PESADO	81
3.1 DINÁMICA DEL VEHÍCULO	82
3.1.1 Simulación dinámica vehículo	84
3.2 MODELO MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA (MCI)	85
3.3 MODELO TRANSMISIÓN	91

3.3.1 Modelo convertidor de torque	91
3.3.2 Modelo relación de engranajes	95
3.4 MODELO DE CAMBIO	98
3.4.1 Modelo cambiador lógico	100
3.4.2 Señal de maniobra	101
4. RESULTADOS DE LAS PRUEBAS DE LA SIMULACIÓN	102
4.1 COMPONENTES USADOS	102
4.2 MODELO GLOBAL DE LA SIMULACIÓN	103
4.2.1 Gráficas y valores de interés	104
4.3 SIMULACIÓN Y RESULTADOS	106
4.4 ANÁLISIS ECONÓMICO	119
5. CONCLUSIONES	125
6. RECOMENDACIONES	128
BIBLIOGRAFIA	135
REFERENCIAS	138
ANEXOS	140

LISTA DE TABLAS

	Pág.
Tabla 1. Componentes del sistema hidráulico	103
Tabla 2. Valores, componentes hidráulicos	120
Tabla 3. Nacionalización de componentes hidráulicos	121
Tabla 4. Propiedades termodinámicas	121

LISTA DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1. Motor HONDA prototipo de motor Diesel Limpio de última Generación que cumple la Norma más exigente EPA Tier II Bin 5..	5
Figura 2 .Grafica de Potencia VS Velocidad Angular del motor y Comparación del rendimiento entre un motor Diesel y uno de Gasolina aplicados en el mismo vehículo..	7
Figura 3 .Grafica de Torque de Salida VS Velocidad Angular del motor y Comparación del rendimiento entre un motor Diesel y uno de Gasolina aplicados en el mismo vehículo..	8
Figura 4. Diagrama de Funcionamiento del Sistema de Tratamiento de Gases de escape de un motor Diesel Limpio..	9
Figura 5. Mecanismo para poder desactivar cilindros por medio de corte de inyección y apertura previa de válvulas, por medio de actuador hidráulico..	12
Figura 6. Concepto EPA para el Motor de Desplazamiento Variable.	14
Figura 7. Concepto de la EPA para Motor de Compresión Variable.	17
Figura 8. Grafica de rendimiento de Híbrido hidráulico en serie VS vehículo convencional.	22
Figura 9. Configuración mixta de vehículo híbrido eléctrico.	23
Figura 10. Configuración en paralelo de vehículo híbrido hidráulico.	24
Figura 11. Configuración en serie de vehículo híbrido hidráulico.	25
Figura 12. Grafica Velocidad VS tiempo de un recorrido típico urbano.	27
Figura 13. Sistema híbrido hidráulico en paralelo	29

Figura 14. Grafica Potencia VS Tiempo que muestra el rendimiento Del Hibrido Hidráulico en serie VS el vehículo Convencional..	32
Figura 15. Sistema híbrido hidráulico en serie Instalado en el chasis de una Camioneta de Pasajeros Ford Expedition	33
Figura 16. Sistema Hidráulico Como Kit de Instalación para un Vehículo Hibrido Hidráulico en Serie(Rangos de Presión de Acumuladores en PSI).	35
Figura 17. Curvas de Eficiencia Gasolina VS Diesel.	36
Figura 18. Sistema híbrido hidráulico en serie.	37
Figura 19. Bomba-Motor. De izquierda a derecha bomba de pistones axiales de placa oscilante y bomba de pistones axial eje quebrado.	40
Figura 20. Curvas de eficiencia de 2 bombas hidráulicas de eje quebrado a 3000psi (Rexroth A6VM107 y Un prototipo especial de la EPA de 110 cc/rev de desplazamiento máximo).	41
Figura 21. Curvas Eficiencia Bomba REXROTH A6VM107.	42
Figura 22. Acumulador de presión de vejiga.	43
Figura 23. Acumulador de presión de pistón..	44
Figura 24. Válvula integral para acumuladores de un sistema de un HHV.	50
Figura 25. Sistema de acondicionamiento de aceite de un sistema hidráulico.	52
Figura 26. Esquema del circuito hidráulico del sistema de regeneración de energía propuesto.	54
Figura 27. Sistema de regeneración de energía híbrido hidráulico propuesto.	55
Figura 28. Influencia del ángulo α en la carrera de los pistones para una bomba de eje quebrado.	58

Figura 29. Plato de Puertos de bomba eje quebrado.	61
Figura 30. Modelo en detalle de la Bomba de Eje quebrado.	63
Figura 31. Simulación de la Bomba Motor de Eje quebrado.	63
Figura 32. Relajación de la presión a un volumen constante después de una rápida compresión..	66
Figura 33. Respuesta típica presión-volumen para un movimiento sinusoidal de pistón a 0.01 Hz; el modelado isotérmico e isoentrópico también son representados.	67
Figura 34. Modelo del acumulador usando las ecuaciones politrópicas.	68
Figura 35. Modelo del acumulador usando las constante de tiempo térmica (Pourmovahed y Otis).	69
Figura 36. Subsistema del acumulador hidráulico.	70
Figura 37. Subsistema de la compresibilidad del aceite.	74
Figura 38. Modelo de la simulación de la compresibilidad del aceite	74
Figura 39. Esquema global de la simulación del sistema de regeneración de energía.	76
Figura 40. Simulación del circuito configurado para acelerar el vehículo.	77
Figura 41. Simulación del circuito configurado para frenar el vehículo.	79
Figura 42 Diagrama de Flujo Sistema Dinamico.	81
Figura 43 Diagrama de Cuerpo Libre para el Vehículo.	82
Figura 44 Modelo en Simulink de la dinámica del vehículo.	84
Figura 45 Matriz de Torque Vs RPM Vs % Acelerador del Motor MCI.	85
Figura 46 Curva de Rendimiento para Motor Interntional Maxxforce 7 de 200 Hp y 560 Lb-Ft de Torque .	86

Figura 47 Modelo Motor MCI	87
Figura 48 Curvas de Funcionamiento de Motor MCI en 2 Dimensiones.	89
Figura 49 Curvas de Funcionamiento de Motor MCI en 3 Dimensiones.	90
Figura 50 Modelo Simulink vehículo pesado, se resalta el motor MCI.	90
Figura 51 Convertidor de Torque.	91
Figura 52 Relacion de torque vs relacion de velocidades en el convertidor de torque.	93
Figura 53 Modelo convertidor de torque.	94
Figura 54 Relaciones de Engranajes para cada cambio.	96
Figura 55 Modelo relación de engranajes en la transmisión.	97
Figura 56 Modulo Transmision.	97
Figura 57 Curva para hacer Cambios Ascendentes.	98
Figura 58 Curva para hacer Cambios Descendentes.	99
Figura 59 Modulo de Cambios	99
Figura 60 Modulo Cambiador Logico.	100
Figura 61 Controlador de Maniobra(Acelerador y Freno).	104
Figura 62 Modelo global de la simulación; camión con sistema de regeneración.	105
Figura 63 Perfil de accionamiento porcentual del pedal del acelerador y el freno del camión; prueba propuesta y desarrollada.	106
Figura 64 Régimen de trabajo del MCI para la señal propuesta.	107
Figura 65 Torque entregado por el MCI para la señal propuesta.	108

Figura 66 Velocidad del camión para la señal propuesta.	109
Figura 67 T del MCI trabajando convencionalmente y T con el que asistiría el sistema de regeneración.	111
Figura 68 Potencias del motor de combustión interna, del sistema de regeneración y de los frenos en Hp	113
Figura 69 Energías del motor de combustión interna, del sistema de regeneración y de los frenos en J	114
Figura 70 Presión en el acumulador de Alta Presión.	117
Figura 71. Volumen de aceite contenido en el acumulador de Alta Presión	118
Figura 72. Coeficiente de llenado del acumulador (SOC).	119
Figura 73. Grafica de desplazamiento vs tiempo del camión para la prueba simulada	122

LISTA DE ANEXOS

	Pág.
Anexo 1. Prueba 2	141
Anexo 2. Prueba 3	142
Anexo 3. Prueba 4	146

GLOSARIO

CVT: Continue variable transmission. Transmisión que permite infinita cantidad de relaciones de velocidad entre una relación máxima y una relación mínima.

EPA: Environmental Protection Agency. Agencia estadounidense encargada de la protección ambiental y el control de las emisiones de gases al ambiente.

HEV: Hydraulic Electric Vehicle. Siglas por las cuales se notan los vehículos híbridos equipados con sistema de regeneración eléctrica.

HHV: Hydraulic Hybrid Vehicle. Siglas por las cuales se notan los vehículos híbridos equipados con sistema de regeneración de energía hidráulico.

MCI: Siglas con las que se denota motor de combustión interna.

PESO BRUTO VEHICULAR: Es el peso máximo que puede tener un vehículo incluyendo su peso propio más el peso de la carga máxima.

P/M: Pump/Motor. Unidad hidráulica capaz de funcionar como bomba o como motor hidráulico según el sistema lo requiera.

REGENERACIÓN ENERGÉTICA: Es la acción que lleva a cabo un sistema por medio de la cual puede reutilizar algún tipo de energía.

VEHÍCULO HÍBRIDO: Vehículo que utiliza dos o más fuentes de energía para su funcionamiento.

PTO: (Power Take Off) por sus siglas en ingles Toma de Potencia, Componente mecánico diseñado para sustraer un porcentaje de la potencia que el motor de combustión interna genera, generalmente va acoplado a la transmisión de un vehículo

SOC: Estado de carga porcentual del acumulador.

RESUMEN

TÍTULO:

PROPUESTA INVESTIGATIVA DE UN SISTEMA DE REGENERACIÓN DE ENERGÍA EN VEHÍCULOS(MODELAMIENTO Y SIMULACIÓN DINÁMICA) *

AUTORES:

Edison Fabián Caballero Pérez
Oscar Julián Martínez Gallo. **

PALABRAS CLAVES:

Vehículo, Híbrido, Hidráulico, Modelamiento, Simulación, Energía, Emisiones, Simulink.

DESCRIPCIÓN:

La presente investigación comprende el modelamiento y la simulación dinámica de un sistema de regeneración de energía en vehículos que logra evaluar y recrear las condiciones y características principales de funcionamiento de un vehículo pesado, visto desde la óptica de consumo y aprovechamiento de la energía para así proponer un sistema hidráulico auxiliar que logre recuperar la energía mecánica que normalmente se desecha en forma de calor durante los periodos de frenado y pueda ser entregada de nuevo al vehículo en forma mecánica al sistema principal de transmisión de potencia durante los periodos de aceleración para así poder lograr un aumento en el número de kilómetros recorridos por cada galón de combustible consumido logrando además que el motor de combustión interna opere dentro del rango de mayor eficiencia debido a que el sistema hidráulico trabaja en los periodos en los cuales se hacen transiciones fuertes de velocidad. Para lograrlo se llevo a cabo la simulación de los modelos matemáticos de los diferentes componentes tanto mecánicos como hidráulicos que intervienen en la cinética y por ende el comportamiento energético global del vehículo convencional y de este con el sistema hidráulico auxiliar, dicha simulación fue desarrollada en la plataforma del software MATLAB-SIMULINK teniendo en cuenta las características de potencia y capacidad de peso de un vehículo INTERNATIONAL 4700 el cual es un camión clase VI de aplicación comercial con un peso bruto vehicular máximo de 20600 kg y es uno de los vehículos más comunes de nuestro ámbito local, además de el trabajo realizado en el software se llevo a cabo un análisis de factibilidad económica de un sistema híbrido hidráulico en paralelo aplicado en un vehículo como el anteriormente señalado.

* Trabajo de Grado

** Facultad de Ingenierías Físico-Mecánicas, Escuela de Ingeniería Mecánica, Ing. Carlos Borrás Pinilla

SUMMARY

TITLE:

REGENERATION OF ENERGY IN VEHICLES SYSTEM INVESTIGATED PROPOSAL(MODELING AND DYNAMIC SIMULATION). *

AUTHORS:

Edison Fabián Caballero Pérez

Oscar Julián Martínez Gallo. **

KEY WORDS:

Vehicle, Hybrid, Hydraulic, Modeling, Simulation, Energy, Issues, Simulink.

DESCRIPTION:

The present research work covers the modeling and dynamic simulation of a system of regeneration of energy in vehicles that it achieves to evaluate and to recreate the conditions and principal characteristics of functioning of a heavy vehicle, looked from the optics of consumption and utilization of the energy this way to propose a hydraulic auxiliary system that manages to recover the mechanical energy that normally is rejected in the shape of heat during the periods of stopped and could be delivered again to the vehicle in mechanical form to the principal system of transmission of power during the periods of acceleration to be able like that to achieve an increase in the number of kilometers crossed by every gallon of emaciated fuel managing besides the fact that the internal combustion engine operates inside the range of major efficiency due to the fact that the hydraulic system is employed at the periods at which do strong transitions of speed to themselves. To achieve it we carry out the simulation of the mathematical models of the different both mechanical and hydraulic components that intervene in the kinetic one and the energetic global behavior of the conventional vehicle and of this one with the hydraulic auxiliary system the above mentioned simulation was developed in the platform of the software MATLAB-SIMULINK having in it counts the characteristics of power and capacity of weight of a INTERNATIONAL 4700 vehicle which is a truck class VI of commercial application with a traffic maximum gross weight of 20600 kg and it is one of the vehicles more common of our local area, Besides the work realized in the software we carry out an analysis of economic feasibility of a hybrid hydraulic system in parallel applied in a vehicle like previously indicated.

* Degree Work.

** Physical-Mechanical Engineerings Faculty, Mechanical Engineering, Eng. Carlos Borrás Pinilla

INTRODUCCION

EL transporte terrestre vehicular es un gran emisor de gases contaminantes producidos por la combustión de combustibles fósiles; entre ellos se presentan el CO₂ (Dióxido de carbono), CO (Monóxido de carbono), NO_x (Óxidos de nitrógeno) y SO_x (Óxidos de Azufre) que conllevan a agudizar graves problemas ambientales como el efecto invernadero, la lluvia acida e incluso llegando a ser altamente peligrosos para los humano como lo es el monóxido de carbono el cual se presenta como un gas inodoro incoloro altamente venenoso; estos problemas han llevado incluso a firmar tratados como el acuerdo de Kyoto buscando reducir las emisiones de CO₂.

En los últimos años el uso desmedido de energía por parte de los países en su afán por lograr un desarrollo tecnológico ha traído además de las consecuencias ambientales anteriormente mencionadas problemas energéticos debido a la incapacidad de las reservas de petróleo de satisfacer el ritmo al que crece la demanda de petróleo y sus derivados.

Los vehículos en la actualidad son altamente ineficientes ya que se tiene el motor de combustión interna como fuente única de potencia mecánica para el funcionamiento integral del mismo, esto conlleva a que en ocasiones sea necesario desechar energía ya suministrada por el motor ya que no hay un sistema que permita reutilizar esta energía; un claro ejemplo de esto es la energía cinética que hay que disipar para lograr la desaceleración del vehículo, energía, que posteriormente será requerida para lograr una nueva aceleración pero como ya fue desechada debe entrar a suministrarla

nuevamente el motor de combustión interna, además, obligando al motor de combustión a fluctuar en un rango de puntos de operación en los cuales no trabaja a su mayor eficiencia, por todo esto se hace necesario buscar alternativas que permitan mejorar la eficiencia energética con que trabajan los vehículos.

Debido a los altos precios que en los últimos años ha venido tomando el petróleo y también a los efectos dañinos que sobre la atmosfera su consumo genera, se hace necesario buscar una solución que permita reducir el desperdicio energético en un gremio de la economía tan importante a nivel mundial como lo es el transporte terrestre vehicular, además, el consumo de este tipo de combustible es muy alto.

Una nueva tecnología que ofrezca recuperar y reutilizar la energía que se da por desechada en el ciclo normal de funcionamiento de los vehículos nos podría ofrecer una solución racional y duradera a los problemas que el consumo desmedido de combustibles genera, además de ser una solución que va entrelazada directamente con los costos que genera el funcionamiento de los vehículos, haciendo de estos una inversión más rentable.

Debido a esto han surgido tecnologías que buscan esencialmente combustibles más limpios para así generar menos problemas ambientales y sistemas que permitan aumentar los kilómetros avanzados por galón de combustible consumido, entre estas tecnologías alternativas se enumeran las transmisiones continuas variables, los vehículos híbridos, el biodiesel, el gas natural, el metanol, los motores de combustión interna con desplazamiento variable y las celdas de combustible.

El objeto principal de este trabajo de grado es presentar el desarrollo de un modelo de un sistema híbrido hidráulico en paralelo aplicado en un vehículo pesado de reparto bajo el lenguaje de programación y entorno de MATLAB SIMULINK, con el fin de conocer a fondo todas las prestaciones que este modelo tecnológico pueden ofrecer para lograr disminuir la emisión de gases producto de la combustión aumentando la eficiencia global promedio del vehículo como sistema.

1. TECNOLOGÍAS DE REDUCCIÓN DE GASES DE EFECTO INVERNADERO APLICADAS EN LA INDUSTRIA AUTOMOTRIZ

En vista de los graves problemas que están generando los gases producto de la combustión de los motores de la industria automotriz, se ha venido haciendo necesario la creación e implementación de nuevas tecnologías que ayuden a los vehículos a disminuir la cantidad de emisiones que se producen debido a la naturaleza de su funcionamiento.

Alrededor del mundo la importancia que ha venido tomando el tema del calentamiento global ha sido muy alta, y al encontrarse que la industria automotriz es la responsable de un alto porcentaje de la producción de gases de efecto invernadero; basándose en esto, grandes entidades a nivel mundial han venido desarrollando tecnologías que hace algunos años habrían sido demasiado costosas, y que hoy con los problemas de abastecimiento de petróleo y el consumo irracional de esta fuente de energía ha venido generando sobre las condiciones ambientales de nuestro planeta, se han podido venir desarrollando a un nivel antes inimaginable.

El objeto de este documento es presentar las últimas tecnologías que en los próximos años podrán llegar a un estado más maduro y podrán pasar de las vitrinas de exposiciones famosas y ser implementadas en los modelos de vehículos comerciales más utilizados por las personas a nivel mundial, a continuación podremos observar las características de las tecnologías que más se han podido desarrollar en los últimos años, y además algunas que serán nuestro derrotero en los próximos años.

1.1 MOTORES DIESEL LIMPIOS

Los motores diesel convencionales tienen las siguientes características: Inyección directa de combustible (el combustible diesel no es premezclado con el aire antes de la combustión), ignición por compresión (la combustión es iniciada debido a la inyección del combustible dentro de la cámara de combustión que se encuentra cargada con aire a temperatura muy alta), altas relaciones aire/combustible, y altas relaciones de compresión. Comparado con los motores de gasolina de tamaño similar, normalmente los motores diesel son más costosos, más resistentes y más eficientes.

Figura 1. Motor HONDA prototipo de motor Diesel Limpio de última Generación que cumple la Norma más exigente EPA Tier II Bin 5.

<http://world.honda.com/news/2006/c060925DieselEngine/>



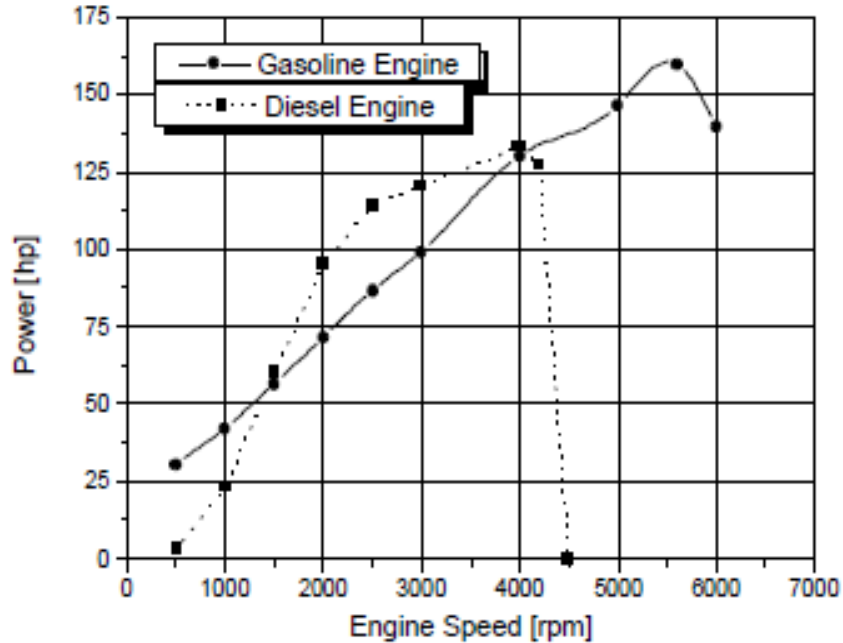
En el mercado hay una fuerte preferencia hacia los motores de gasolina para los automóviles y vehículos familiares, y los motores diesel son casi una medida estándar en los vehículos pesados, y en cuanto al mercado de utilitarios y vehículos livianos se nota una fuerte competencia que no deja a ninguno de los 2 como triunfador absoluto.

En los últimos años ha habido un fuerte debate acerca de los beneficios que ofrecen los motores diesel, y uno muy fuerte es la alta eficiencia que poseen, de tal manera que si se utilizara un motor diesel en un vehículo familiar equivalente al de gasolina que originalmente posee, esto sería equivalente a disminuir en un 27% (Datos Tomados de Referencia [6]) el consumo de combustible de dicho vehículo. General Motors ha reportado que los motores diesel consumen 30% menos combustible que los motores de gasolina.

Reconociendo también que el combustible diesel contiene cerca de 16% más energía y carbono que un volumen igual de gasolina, estaríamos hablando de reducir cerca del 15% de emisiones. En un ciclo de vida del combustible, el beneficio que trae el diesel como combustible es muy alto a pesar de que las refinerías bien es sabido no están diseñadas para mejorar la producción de diesel, sino de gasolina.

Hay otras ventajas del desarrollo del diesel y es que esta cerca del cero de producción de emisiones de hidrocarburos volátiles así como baja emisión de carbono en arranque.

Figura 2 .Grafica de Potencia VS Velocidad Angular del motor y Comparación del rendimiento entre un motor Diesel y uno de Gasolina aplicados en el mismo vehículo. Tomado de Referencia [6]



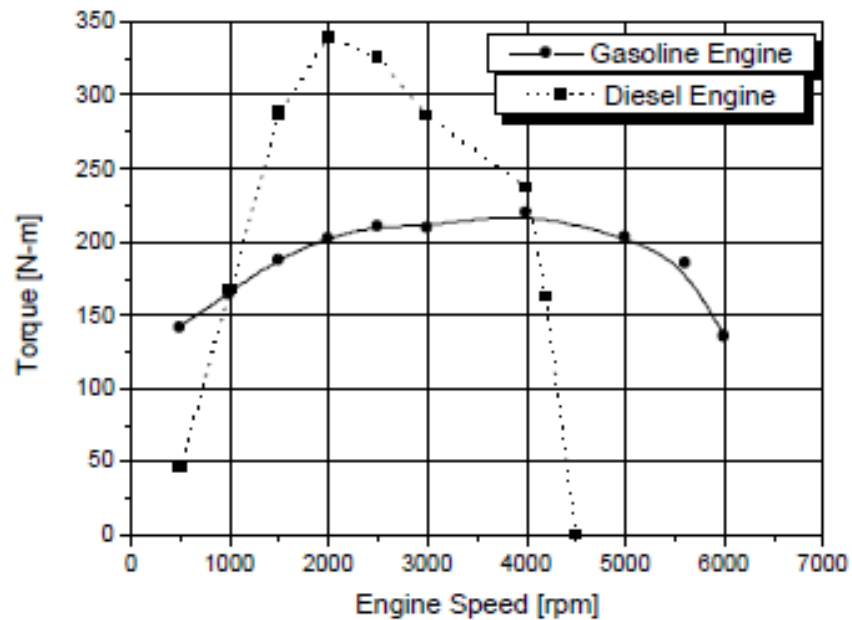
De otro lado tenemos que la combustión del diesel desde siempre ha mostrado altos niveles de emisiones de óxidos de nitrógeno (NOx) y material particulado (MP). Los altos niveles de NOx y MP tienen el problema de ser difíciles de ser tratados postcombustión en los motores diesel es mucho más difíciles que el tratamiento que se hace con los gases de la combustión de los motores de gasolina.

Las reglamentaciones que se han creado para controlar los gases producto de la combustión de vehículos automotores, han tenido en cuenta lo anterior, y se le ha dado un margen de niveles de NOx y PM más alto para los motores diesel que para los de gasolina, a partir del año 2004 la EPA(Agencia de Protección Ambiental para USA y Norte América por sus siglas en ingles)cambio esta normativa e igualo los niveles de emisiones tanto para

diesel como para gasolina, esto conlleva a que los motores diesel necesitaron reducir su nivel de sulfuros, pero esta norma todavía no la cumplen la mayoría de los motores que trabajan en los vehículos que se comercializan, ya que esta norma todavía no es de obligatorio cumplimiento por ser tan reciente.

Lo anterior no lograra reducir las emisiones de los millones de vehículos que están funcionando con diesel ahora, pero facilitara el desarrollo de las siguientes generaciones de motores diesel limpios que serán comercializados.

Figura 3 .Grafica de Torque de Salida VS Velocidad Angular del motor y Comparación del rendimiento entre un motor Diesel y uno de Gasolina aplicados en el mismo vehículo. Tomado de Referencia [6]



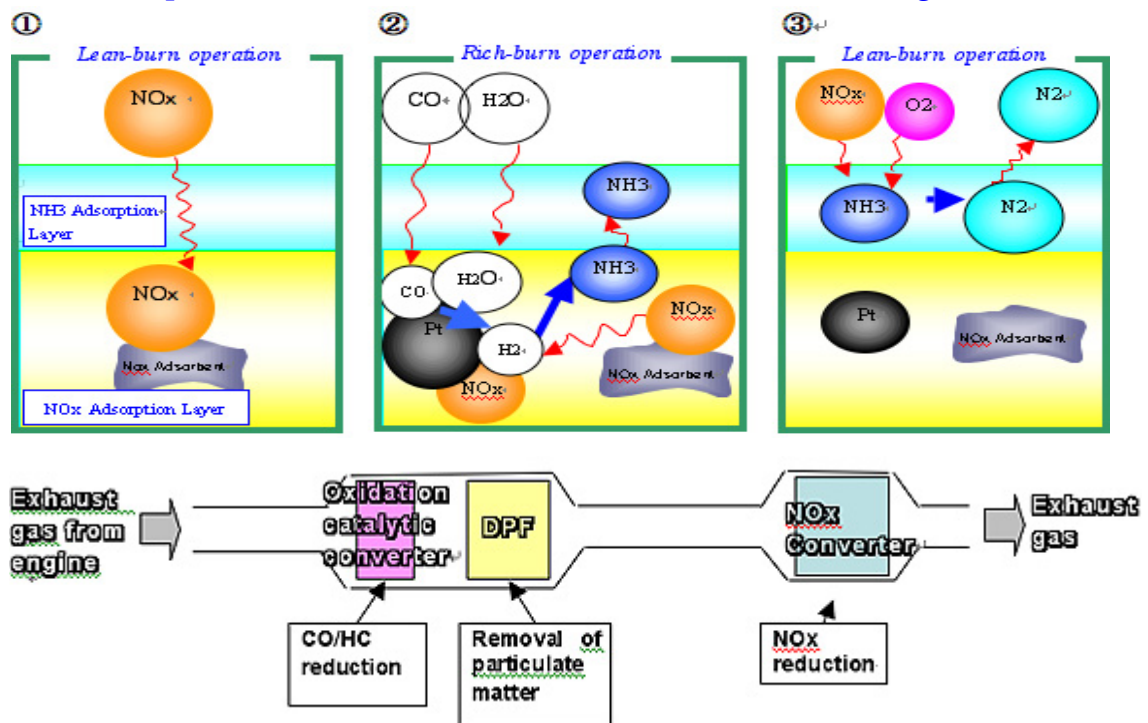
Hay una tendencia muy marcada en el mercado mundial de los últimos años hacia el consumo y producción de vehículos equipados con motores diesel, a

tal punto que en algunos países europeos se llega casi al 50% del mercado de vehículos nuevos.

Los motores que ahora se encuentran en producción tiene unas características de eficiencia y rendimiento muy diferentes comparadas con las de los que se producían hace algunos años, en los mercados de Estados Unidos y Japón también se está notando una tendencia hacia llevar los vehículos familiares al equipamiento con motores diesel, y debido a que las normas de emisiones de gases cada vez serán más estrictas se están empezando a lograr motores más limpios y eficientes.

Figura 4. Diagrama de Funcionamiento del Sistema de Tratamiento de Gases de escape de un motor Diesel Limpio.

<http://world.honda.com/news/2006/c060925DieselEngine/>



Se ha notado un gran avance con la absorción de los NOx con las tecnologías de catálisis así como un progreso muy importante en el uso de trampas de MP. En abril de 2002 la EPA probó un prototipo del Toyota Avensis, un vehículo compacto con motor diesel que Toyota desarrolló para el mercado Europeo que fue lanzado en julio del 2006. El vehículo usa un DPNR (Reductor de Partículas de NOx del Diesel por sus siglas en inglés), el cual posee un sistema de tratamiento postcombustión que incluye una trampa de MP y un Captador de NOx. Este prototipo disminuye las emisiones a tal punto que solo produce 0.07 gramos/milla de NOx y 0.01 gramos/milla de MP.

Lo cual nos conduce a que es una tecnología aplicable y estaremos seguros que los próximos motores diesel que se comercialicen tengan el DPNR como pieza fundamental dentro de su equipamiento.

1.2 MOTORES DE DESPLAZAMIENTO VARIABLE

Un motor de desplazamiento variable es un motor que puede ser operado en múltiples desplazamientos por medio de la variación del volumen acumulado de cilindros. El concepto de desplazamiento variable ha recibido atención por muchos años debido a su alto potencial de disminuir el consumo de combustible.

En un vehículo convencional en donde el motor tiene un desplazamiento fijo, el motor debe ser dimensionado para ser capaz de entregar la máxima potencia en una aceleración o en la subida de una cuesta con una carga máxima calculada. La eficiencia de un motor de combustión interna es relativamente alta cuando existen cargas altas.

Desafortunadamente la eficiencia del motor es muy baja con cargas medianas o bajas y la mayoría de las personas opera sus vehículos en estos rangos (ejemplo es mantener una velocidad alta con una carga baja). El resultado neto es que la eficiencia global promedio de un motor de gasolina convencional (oscila entre 15 y 20%) es tan baja que su pico de eficiencia normalmente (oscila entre 30 y 35%). Si el desplazamiento del motor pudiese ser variado, entonces el motor podría ser operado en o muy cerca del punto de máxima eficiencia dando como resultado un aumento en la eficiencia global promedio del motor.

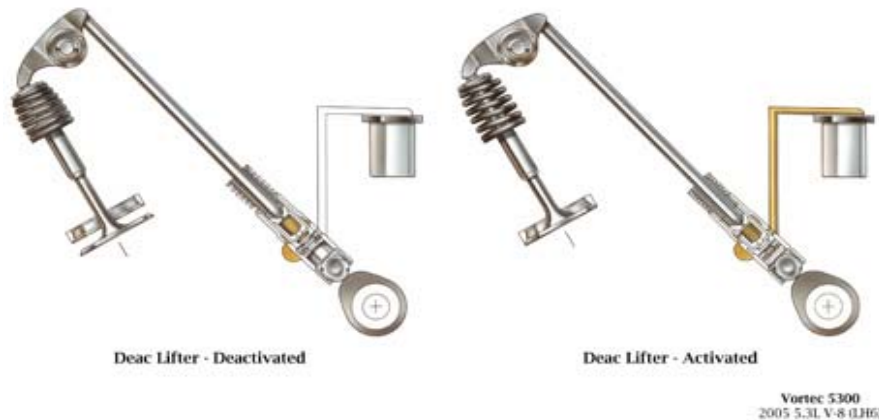
Ha habido grandes investigaciones en la búsqueda de caminos para lograr variar el desplazamiento de un motor. Probablemente el camino más simple para lograrlo es descargar uno o más cilindros, generalmente conocido como desactivación de cilindros. Hay muchas formas de desactivar los cilindros, la más conocida es la de cortar el flujo de combustible y aire hacia los cilindros. General Motors a liderado la propuesta de la propuesta llamada “Desplazamiento según Demanda”, consiste en cerrar a la vez las válvulas de admisión y escape y cortar el flujo de combustible hacia la mitad de los cilindros cuando el vehículo se encuentra con carga media es decir cuando la demanda de potencia es baja.

General Motors ha establecido que la tecnología de “Desplazamiento según Demanda” puede hacer pasar la eficiencia promedio global del vehículo en condiciones reales de manejo de 8% a un 25% lo cual es un avance muy fuerte. General Motors introdujo esta tecnología en el año 2004 en sus motores Vortec V8 los cuales equipan a las pickups y camionetas de pasajeros más utilizadas en el mercado de Estados Unidos y Norteamérica haciendo que se logre un ahorro promedio en el consumo de combustible que varía

entre el 3 y 6% con un aumento en el valor inicial del vehículo de solo 252 \$ USD por vehículo

Figura 5. Mecanismo para poder desactivar cilindros por medio de corte de inyección y apertura previa de válvulas, por medio de actuador hidráulico.

<http://www.greencar.com/features/features46/>



Una característica muy importante de esta tecnología es que es muy fácil de aplicar ya que el corte de la inyección del combustible es muy sencilla debido a que los motores poseen sistemas de inyección electrónica y simplemente con hacer algunas modificaciones a la programación del sistema se puede lograr la desactivación de la combustión en los cilindros que se desee, de esta forma se puede lograr tener un motor que pueda tener el desplazamiento que cada uno de los casos de carga pueda necesitar, esta tecnología logra que con un solo motor se pueda tener varios motores y utilizar el que sea más eficiente según el caso.

Un aspecto muy importante a tener en cuenta, es que esta tecnología debe tener en cuenta el correcto balanceo del motor, para lo cual se debe saber según la dinámica del motor en qué momento cuales pistones pueden ser desactivados y cuáles no, además es muy importante lograr que no se genere

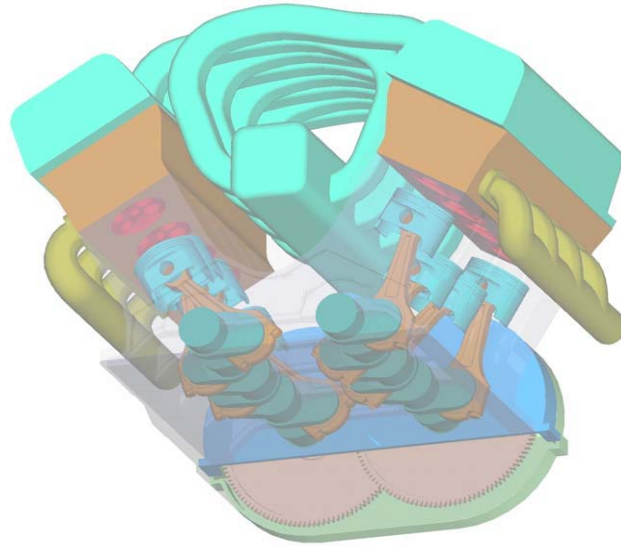
el efecto de resorte de aire dentro de la cámara de combustión, ya que si se comprime aire dentro de los cilindros, esta energía necesaria para hacerlo, tendría que ser aportada por los pistones activos, lo cual disminuiría la potencia efectiva entregada a las ruedas del vehículo, para esto sería muy importante que las válvulas de admisión y escape de los pistones desactivados permanecieran abiertas durante el tiempo que el cilindro este en esta condición.

1.3 CONCEPTO EPA PARA EL MOTOR DE DESPLAZAMIENTO VARIABLE

Existe una alternativa de acercarse al desplazamiento variable que puede tener el potencial de ser una tecnología que logre más fácilmente la reducción en el consumo de combustible que anhelamos. Una característica importante del concepto EPA del motor de desplazamiento variable es que es un motor que posee 2 cigüeñales, uno para cada uno de los 2 “módulos”, significa que cada módulo es como si fuese un motor por separado, y cada uno posee su propio cigüeñal y no están rígidamente acoplado entre sí.

El módulo base de motor debe ser dimensionado para que sea capaz de proporcionar suficiente potencia para la mayor parte de la operación del vehículo, durante este tiempo el motor base generalmente tendrá un relativo alto factor de carga y eficiencia, mientras el segundo motor no opera del todo. Debido a los cigüeñales independientes cuando el segundo motor no está operando, no solo está siendo cortada la combustión, sino que también están detenidos los pistones, lo cual significa que no hay fricción perdida por funcionamiento en el segundo módulo de motor. Esta es la principal ventaja de este diseño.

Figura 6. Concepto EPA para el Motor de Desplazamiento Variable Tomado de Referencia [6]



Durante los momentos que se necesita alta potencia como en una aceleración y el ascenso de una cuesta, el segundo módulo de motor es encendido instantáneamente y el sistema de control ajusta los niveles de potencia individuales para cada módulo de motor con el fin de optimizar la eficiencia global promedio.

Un desafío operacional que debe ser agregado es el rápido ensamble que sufre el segundo módulo del motor cuando se exige a máxima potencia el motor. Esto es muy importante, ya que el segundo módulo debe pasar de estar detenido a entregar máxima potencia en menos de 0.3 segundos. El frecuente encendido del segundo módulo del motor trae consigo la necesidad de un control activo del balanceo dinámico de los cigüeñales para lograr que la operación del motor sea suave y confiable.

Este concepto de motor de desplazamiento variable tiene un potencial más alto que el concepto del motor con desactivación de cilindros, con respecto a lograr una eficiencia global promedio más alta.

1.4 MOTOR DE COMPRESIÓN VARIABLE

Un motor de compresión variable es un motor que puede ser operado a diferentes relaciones de compresión. Como con el motor de desplazamiento variable, el concepto general de compresión variable ha recibido atención durante muchos años por tener el potencial de disminuir el consumo de combustible. En un vehículo convencional donde el motor es la única fuente de potencia el motor está diseñado con una sola relación de compresión que provee una combustión aceptable en todo el rango de funcionamiento del vehículo y el motor.

En general las relaciones de compresión (8:1 o 9:1 con gasolina corriente y 10:1 o 10.5:1 con gasolina extra) más altas podrían incrementar la eficiencia del motor. Pero cuando el motor se opera a altas cargas, las relaciones de compresión altas generan alta presión y temperatura en los cilindros, lo cual genera preignición lo cual es indeseable. El concepto básico de motor de compresión variable alimentado con gasolina es que las relaciones de compresión podrían ser incrementadas por decir a 13:1 o 14:1 durante la mayor parte del funcionamiento del motor lo que llevaría a incrementar la eficiencia del motor sin resultados adversos, y entonces disminuir la relación de compresión en los momentos en los cuales el motor opera a máxima potencia, así se lograría que el motor operara de una forma normal y se lograría elevar la eficiencia global promedio del motor.

Ha habido grandes investigaciones con respecto a los motores de compresión variable. SAAB tiene un prototipo de un motor de compresión variable que promete ser uno de los más avanzados conceptos. El motor SAAB de compresión variable (SVC por sus siglas en ingles) es un motor de 1.6 litros y 5 cilindros. El mecanismo para variar la compresión del motor consiste de unos actuadores hidráulicos que están constantemente moviendo la culata (estas culatas son independientes) de cada cilindro, lo cual hace variar el volumen de la cámara de combustión lo cual genera el cambio en la relación de compresión. Este mecanismo logra tener un rango de relaciones de compresión entre 8:1 a 14:1. SAAB ha establecido que su motor SVC logra disminuir en 4% el consumo de combustible, con un motor pequeño y un supercargador , la reducción puede ser tan grande como el 30%, SAAB no ha anunciado hasta ahora un modelo comercial de este tipo, pero calcula que el incremento en el costo del motor puede ser cercano a los 500 \$USD.

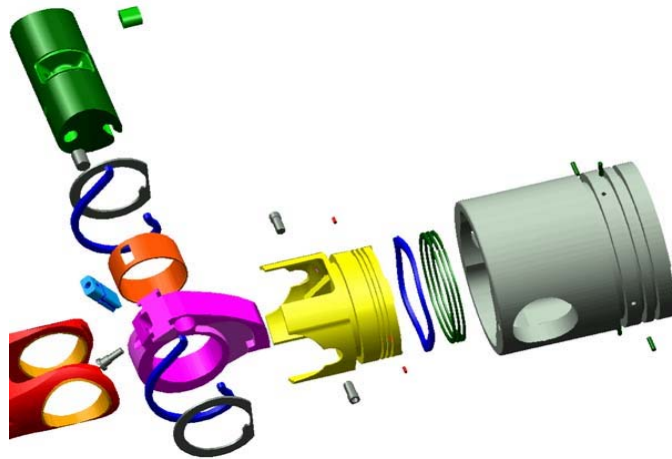
1.5 CONCEPTO DE LA EPA PARA MOTOR DE COMPRESIÓN VARIABLE

La EPA ha desarrollado un concepto de motor de compresión variable que también promete ser muy bueno. El concepto de la EPA contempla solo dos relaciones de compresión, sin cambiar la longitud total de los cilindros o las bielas por medio del uso de un mecanismo de "Pistón con Pistón".

Durante los momentos de bajos y medios niveles de demanda de potencia que son las formas más comunes de conducción la leva del pistón se gira lo que hace que la longitud equivalente del pistón aumente lo cual hace que el volumen de la cámara de combustión disminuya y la relación de compresión aumenta lo cual genera un aumento en la eficiencia del motor. Cuando la

demanda de potencia aumenta al punto que esta relación de compresión pueda originar preignicion, un comando que controla la leva del pistón la hace mover de modo que internamente el pistón se retrae y aumenta el volumen de la cámara de combustión, lo cual lleva de nuevo la relación de compresión a un nivel más bajo que logra hacer que el motor opere normalmente a máxima potencia.

Figura 7. Concepto de la EPA para Motor de Compresión Variable Tomado de Referencia [4]



Una característica importante de este diseño es que requiere unos cambios solo en lo que es el pistón, además si bien el volumen de la cámara de combustión puede ser variado según como se comporte la leva en el pistón, la carrera del pistón no cambia, esto genera que el motor tenga las mismas propiedades de turbulencia del flujo y la distribución de la mezcla en el pistón es igual.

Los costos adicionales de aplicar esta tecnología aun son desconocidos ya que es un concepto que aun se encuentra en maduración, pero es una tecnología que tiene un gran potencial debido a que con un pequeño cambio mecánico se

logra una gran variación en la eficiencia del motor que al final es lo que se ve representado en el ahorro de combustible.

1.6 MOTOR DE CARGA HOMOGÉNEA ENCENDIDO POR COMPRESIÓN

En términos de los fundamentos de la combustión un motor de carga homogénea encendido por compresión (HCCI por sus siglas en inglés) puede ser considerado como un híbrido entre el motor de gasolina convencional (con mezcla de aire y combustible antes de la combustión y usa una chispa para iniciarla) y un motor diesel convencional (el cual no premezcla el aire y el combustible y utiliza la inyección del combustible dentro de la carga de aire caliente para iniciar la combustión). Un motor HCCI premezcla el combustible y el aire (como un motor de gasolina convencional) y usa el control de la temperatura de la carga de aire comprimido como fuente primaria para iniciar la combustión (como en el motor diesel convencional). Los motores HCCI tienen el potencial de poder operar con una ancha variedad de combustibles incluyendo gasolina (alto octano y bajo cetano), diesel (alto cetano bajo octano) y muchos combustibles alternos.

El principal desafío para los motores HCCI y la primera razón por la cual no han sido comercializados en el pasado, es que el diseño y las características operacionales de los motores anteriores hacían muy difícil el control del proceso de combustión, particularmente en términos del tiempo de ignición y la rata de flujo de combustión. Pero los avances en el control computarizado de los motores en los últimos años abren las puertas para poder implementar esta tecnología en los modelos comerciales de los vehículos de los próximos años.

La primera parte interesante de los motores HCCI es su rendimiento ambiental. Los motores de gasolina, particularmente en combinación con convertidores catalíticos pueden llegar a un muy bajo nivel de emisiones contaminantes, pero poseen una relativa baja eficiencia, los motores diesel poseen una muy alta eficiencia comparados con los de gasolina, pero poseen una alta emisión de material particulado (MP) y óxidos de nitrógeno (NOx). En efecto los motores HCCI ofrecen lo mejor de los 2 mundos, el potencial de eficiencias tan o más altas que la de los motores diesel, a un precio de emisiones tan bajas como las de los motores de gasolina.

La premezcla de aire y combustible minimiza la formación de material particulado lo cual hace que las trampas de material particulado no sean necesarias, los niveles de producción de hidrocarburos y monóxido de carbono son tan bajos que con un catalizador más económico que uno estándar se pueden reducir fácilmente para que aprueben las normas ambientales más exigentes. Lo cual muestra que es un motor que no necesita ni trampas de material particulado, ni catalizadores costosos, lo cual hace descender bastante su costo.

La EPA ha logrado poner a prueba un motor HCCI de 4 cilindros el cual posee un control de combustión aceptable y un rendimiento también aceptable, y ha demostrado que el motor en operación muestra eficiencias muy similares a la de los mejores motores diesel, niveles de NOx muy bajos por debajo de 0.2 gramos por kilowatt-Hora y cerca de cero emisiones de material particulado.

Como con el avance del concepto del motor HCCI, se hace necesario superar algunos desafíos, algunos de estos son que como las relaciones de compresión

son más altas, las presiones son más altas, lo cual necesita un motor más robusto y resistente, además este tipo de motores necesitaría un flujo de aire más alto, además de una presión de recarga que ayude a hacer entrar el aire más fácilmente, lo que llevaría a necesitar un turbocargador o un supercargador que se encargara de esta necesidad, además con la adecuación de uno de estos se haría necesario implementar un intercambiador de calor que disminuyera la temperatura de entrada del aire de admisión que viene siendo elevada en el proceso de compresión, estos aditamentos harían de los motores HCCI una gran vitrina tecnológica y haría subir su costo inicial, aunque hoy día estos tipos de tecnología son muy comunes y tiene valores que no son tan altos.

De todas formas por muchas que fuesen las partes necesarias de adicionar a un motor no podría llegar a ser más costoso que un motor diesel convencional de última generación, que si bien es alto, se encuentra dentro del valor promedio de la mayoría de motores comercializados en los vehículos que hoy están en las calles.

1.7 EL CONCEPTO DE VEHÍCULO HÍBRIDO

Un vehículo híbrido es un vehículo que utiliza dos fuentes de energía para su movimiento. Una basada en un motor de combustión interna (MCI) y la otra basada en un sistema secundario; ambos sistemas se encargan en un momento u otro de ayudar a la propulsión del vehículo.

El objetivo de implementar un sistema secundario es que este sea capaz de captar la energía cinética disipada durante un frenado y volverla a reutilizar para ayudar al sistema primario a impulsar el vehículo.

Algunas de las ventajas de la utilización de los vehículos híbridos son:

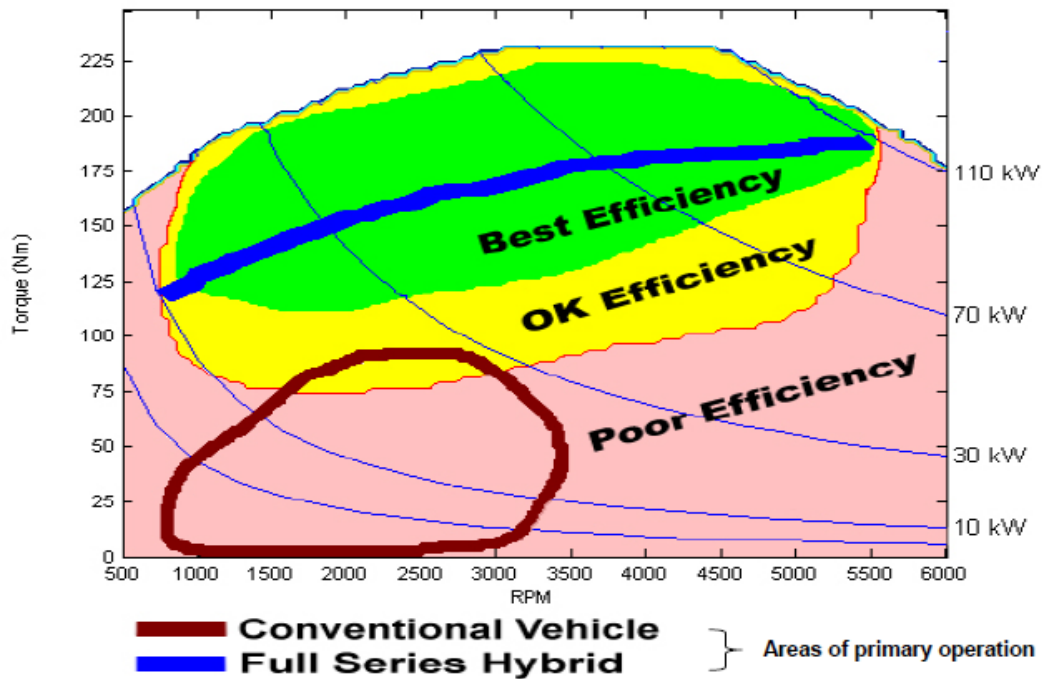
- ✓ Frenada regenerativa, que permite recargar el sistema secundario de propulsión logrando así minimizar la energía perdida en las frenadas habituales de la conducción.
- ✓ Motor térmico más pequeño, de acuerdo con la carga media de la conducción, ya que es el sistema secundario el que soporta los picos de carga como son los adelantamientos o aceleraciones. Esto depende básicamente del tipo de configuración híbrida que se implemente (en serie o en paralelo) y de la aplicación para la que se requiera el vehículo.
- ✓ Gran disminución en el consumo, que puede llegar al 50% del consumo normal de un vehículo.
- ✓ Descenso en las emisiones contaminantes, ya que el motor térmico trabaja en regímenes altamente eficientes. También se produce una reducción del consumo de combustible por esto.
- ✓ Empleo de combustibles alternativos, reduciéndose la dependencia de los combustibles fósiles debido a la gran variedad de motores térmicos que se pueden utilizar.

Sin embargo, independientemente de qué tipo de motor se esté utilizando, podemos dividir los coches híbridos en dos bloques principales, híbrido eléctrico e híbrido hidráulicos según el sistema de regeneración de energía que utilice.

Siendo cada uno de los tipos de híbridos subdivididos según la configuración que estos puedan presentar como serie o paralelo.

Cada tipo de tecnología híbrida viene diseñada para unas condiciones de manejo diferentes, no se puede esperar la misma eficiencia para un sistema híbrido que esta concebido para ser operado en tramos urbanos que para uno que se maneja en carretera.

Figura 8. Grafica de rendimiento de Híbrido hidráulico en serie VS vehículo convencional. Tomado de Referencia [2]



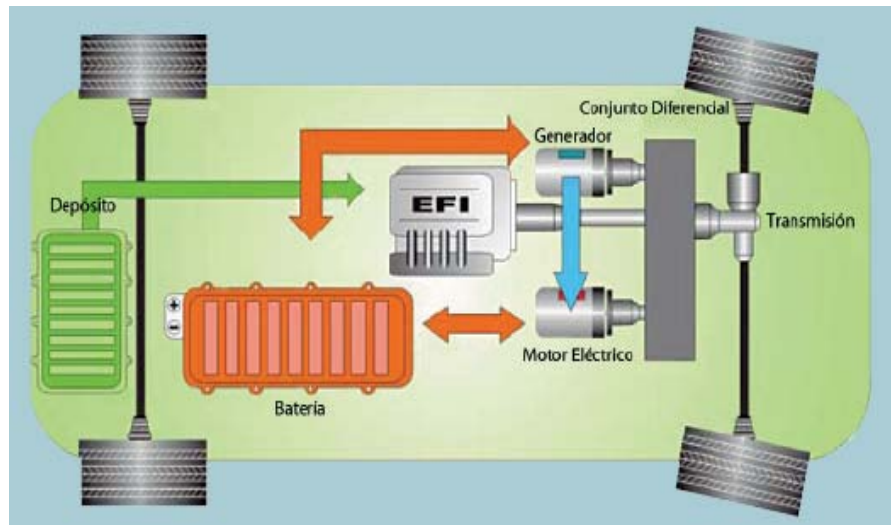
1.8 CLASIFICACIÓN DE LOS VEHÍCULOS HÍBRIDOS SEGÚN SU SISTEMA DE REGENERACIÓN DE ENERGÍA

Como lo enunciado anteriormente un vehículo “híbrido” se define como un vehículo que tenga más de una fuente de energía. En un vehículo híbrido

eléctrico (HEV), el MCI junto con el motor/generador eléctrico y las baterías (u otros dispositivos de almacenaje eléctricos) se unen para crear el sistema híbrido. En un vehículo híbrido hidráulico (HHV), el motor se une con la bomba/motor hidráulico y los acumuladores de presión hidráulicos para crear el sistema híbrido.

Los sistemas de energía híbrido-eléctricos consisten en un embrague automatizado, un motor/generador eléctrico, un regulador motor/inversor, un almacenamiento de energía, una transmisión manual automatizada, y un módulo de control híbrido de supervisión integrado.

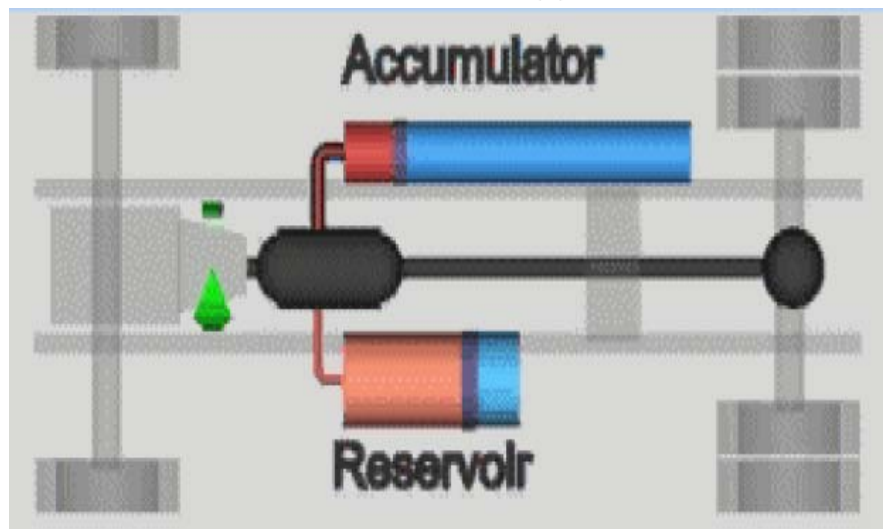
Figura 9. Configuración mixta de vehículo híbrido eléctrico. Tomado de Referencia [1]



Los sistemas híbridos hidráulicos consisten en una bomba/motor de caudal variable, un arreglo de acumuladores hidráulicos de alta y baja presión (mínimo dos, depende de la cantidad de energía que se quiera almacenar), un circuito de control hidráulico y un módulo de control encargado de determinar los requerimientos del vehículo según las condiciones de manejo.

En un sistema híbrido hidráulico en paralelo, al tren de potencia convencional del vehículo se le adiciona el sistema hidráulico. El sistema es más adecuado para los vehículos que funcionan en condiciones de constantes desaceleraciones seguidas de aceleraciones, por ejemplo, camiones recolectores de basuras. Este sistema contrae economía en el consumo de combustible obtenida por la regeneración de la energía durante el frenado, una vida más larga del freno, y la productividad creciente debido a la energía adicional que proporcione este sistema. La economía de combustible y las reducciones de las emisiones en este tipo de configuración oscila entre el 20 y 30 por ciento.

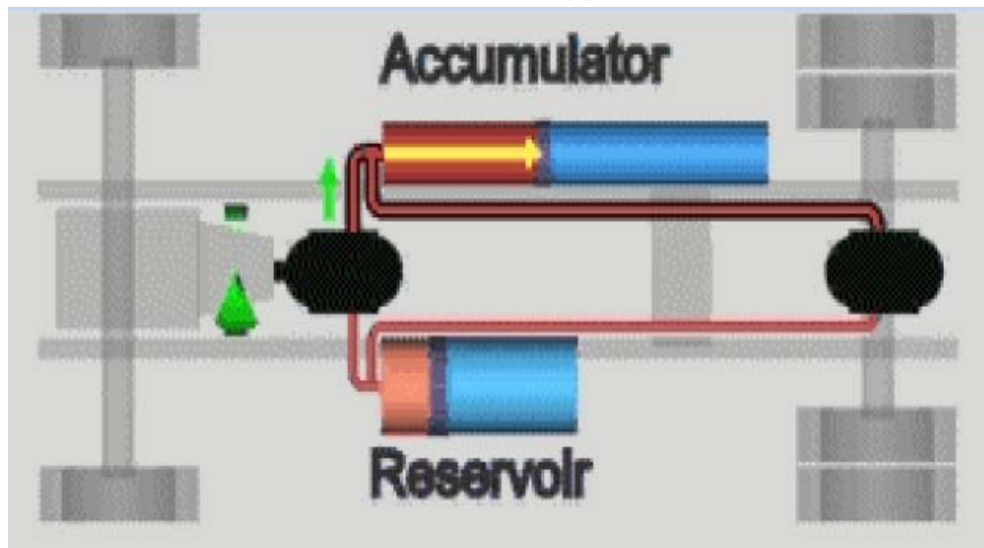
Figura 10. Configuración en paralelo de vehículo híbrido hidráulico. Tomado de Referencia [2]



En un sistema híbrido hidráulico en serie, el tren de potencia convencional del vehículo es substituido por el sistema híbrido hidráulico y la energía se transfiere del MCI a una bomba impulsora. Este sistema satisface un número más amplio de usos que los sistemas híbridos hidráulicos en paralelo, aunque, como con todos los sistemas híbridos, las ventajas son mayores en los

vehículos que funcionan en situaciones de desaceleración y aceleración frecuentes. Un valor agregado del sistema híbrido hidráulico en serie es que esta transmisión se comporta como un CVT lo que permite que el MCI en todo momento este operando en su punto de máxima eficiencia, esto unido a la regeneración de la energía de frenado puede lograr mejoras en el consumo de combustible hasta del 60 por ciento.

Figura 11. Configuración en serie de vehículo híbrido hidráulico. Tomado de Referencia [2]



Los sistemas híbridos eléctricos tienden a tener autonomía más alta debido a que puede moderar los niveles de entrega de energía, a pesar que su capacidad de almacenamiento de energía es relativamente baja comparada con la del híbrido hidráulico. Los sistemas híbridos hidráulicos tienen capacidades de almacenamiento de energía mucho más alta para una cantidad de tiempo más corta. Además, pueden almacenar y entregar continuamente mucho más energía regenerada que los sistemas híbridos eléctricos.

1.9 SISTEMA HÍBRIDO HIDRÁULICO

Básicamente hay dos posibilidades de configuración de un sistema híbrido que son conocidas como híbrido en paralelo e híbrido en serie, esta clasificación se debe a la forma en la que el sistema auxiliar se enlaza con la transmisión de potencia convencional y si simplemente entra a ser un apoyo o reemplaza la transmisión de potencia totalmente. A continuación se describirán con mayor detalle estas configuraciones.

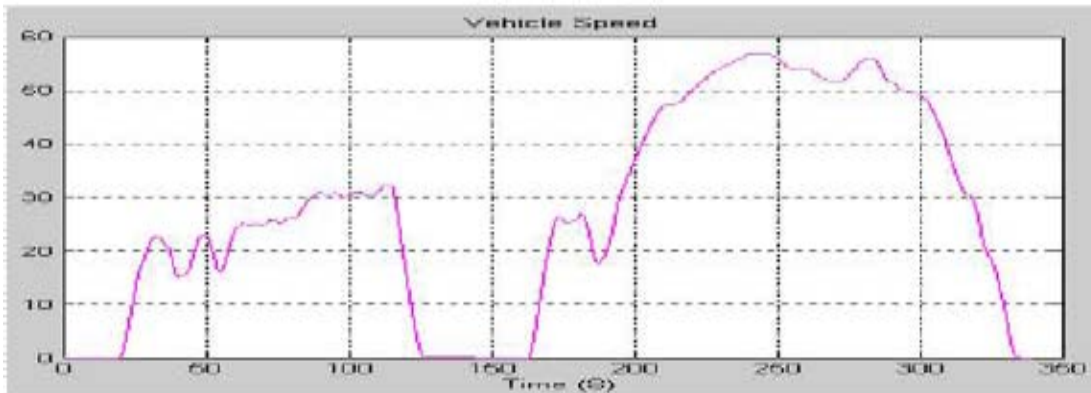
1.9.1 Vehículo híbrido hidráulico en Paralelo. Un vehículo híbrido hidráulico en serie posee unidos un sistema convencional de transmisión de potencia y un sistema hidráulico secundario de almacenamiento de energía que captura y almacena una gran fracción de la energía que normalmente es desechada en los frenos del vehículo y utiliza esta energía para ayudar a propulsar el vehículo durante la siguiente aceleración de este.

Los componentes primarios son 2 acumuladores hidráulicos (un acumulador de alta presión capaz de almacenar fluido hidráulico comprimiendo el gas inerte Nitrógeno y un acumulador de baja presión) y una unidad hidráulica bomba/motor la cual presuriza el acumulador de alta presión bombeando grandes volúmenes de fluido hidráulico durante el frenado y en la dirección opuesta utiliza el fluido almacenado a alta presión para generar y suplir el torque adicional durante la aceleración del vehículo.

El sistema híbrido en paralelo puede ser visto como un aditamento del sistema convencional de transmisión de potencia del vehículo, que no requiere cambios fundamentales al sistema original. Cuando el vehículo frena la unidad hidráulica bomba/motor utiliza la energía cinética del vehículo

para lograr llevar el fluido hidráulico del acumulador de baja presión hacia el de alta presión incrementando la presión del gas nitrógeno dentro del acumulador a cerca de 5000 psi, logrando así el efecto de frenado sobre el vehículo.

Figura 12. Grafica Velocidad VS tiempo de un recorrido típico urbano.
Tomado de Referencia [2]



Un asunto importante del vehículo híbrido hidráulico en paralelo es si el motor podría ser apagado para ahorrar combustible en aquellos momentos donde no se necesita potencia o cuando el sistema hidráulico es por sí solo capaz de proveer la potencia que el vehículo requiere, esta es otra forma de entrelazar la tecnologías de vehículo híbrido en paralelo con tecnologías de estrategia de motor apagado/encendido, sin el uso de esta estrategia, el motor solo será apagado cuando se cierre la llave de ignición, en cambio con la estrategia el motor se apaga en los momentos que no se necesita, pero el vehículo puede seguir operando sin ningún problema, esto permite un ahorro de combustible más significativo.

Un gran beneficio del vehículo híbrido hidráulico es la habilidad de capturar un gran porcentaje de la energía que normalmente es disipada en los frenos

del vehículo. En los recorridos urbanos donde frecuentemente se acelera y frena cerca de la mitad de la energía disponible en las ruedas del vehículo es disipada en forma de calor por los frenos, y un diseño de híbrido en paralelo puede capturar y reutilizar una gran porción de esta energía desechada. El ahorro específico de combustible asociado con un sistema híbrido hidráulico en paralelo está relacionado directamente del ciclo de conducción del vehículo, es decir que a medida que se aumenta el número de aceleraciones y frenadas en un ciclo, la capacidad de recuperar energía se aumenta, lo cual desemboca en una reducción en el consumo de combustible, por esto aquellos vehículos que poseen un potencial mayor para utilizar configuraciones híbridas son aquellos que satisfacen este tipo de ciclos de conducción tales como vehículos urbanos de transporte, así como vehículos de reparto, etc.

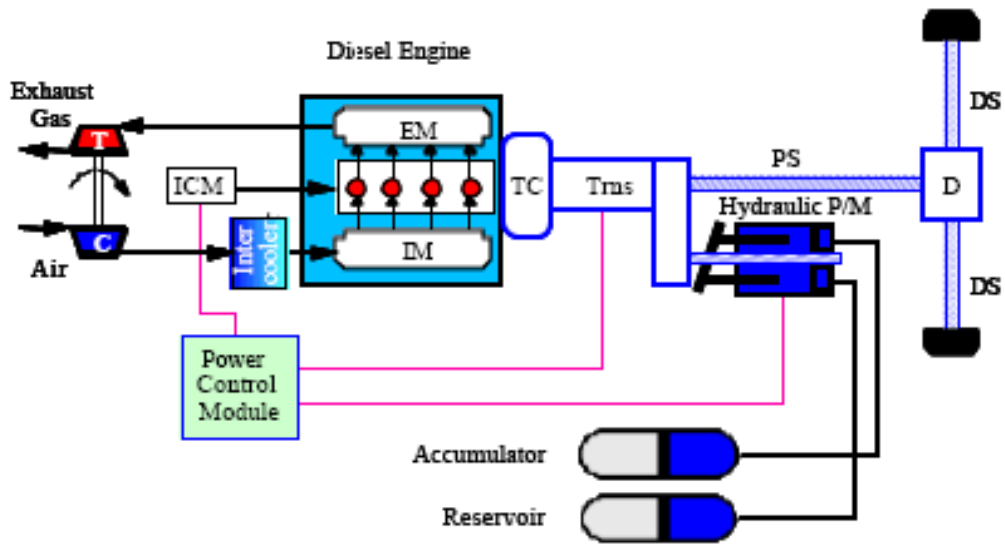
Si bien es cierto que el vehículo híbrido en paralelo necesita de algunos aditamentos que no son normales en los sistemas de transmisión de potencia convencionales, estos aditamentos son partes de equipo hidráulico estándar, que es muy fácil de manufacturar y conseguir.

Comparado con los sistemas híbridos eléctricos en paralelo, el hidráulico posee una más alta densidad energética (significa que se puede acumular una gran capacidad de energía en un volumen físico más pequeño, lo cual traduce en tiempos de trabajo más largos), A pesar de esto se enfrenta dos grandes desafíos y es el del empaquetamiento del sistema hidráulico en el vehículo y el ruido típico que este produce, pero estos son problemas de ingeniería fácilmente solucionables.

Un vehículo híbrido hidráulico en paralelo (también llamado “Hydraulic Launch Assist” por Eaton Corp., “Hydraulic Power Assist” por Ford Motor

Company) tiene un tren motriz convencional (MCI Diesel con la transmisión convencional) y un sistema hidráulico del almacenamiento de energía secundario que captura y almacena una gran fracción de la energía perdida normalmente en el frenado de vehículo y reutiliza esta energía para ayudar a propulsar el vehículo durante la siguiente aceleración.

Figura 13. Sistema híbrido hidráulico en paralelo. Tomado de Referencia [3]



Los componentes hidráulicos primarios son dos:

- ✓ Los acumuladores hidráulicos del sistema (un acumulador de alta presión capaz de almacenar el líquido hidráulico que comprime el gas inerte del nitrógeno y un acumulador de baja presión).
- ✓ Una unidad hidráulica bomba/ motor, la cual envía el fluido hidráulico en grandes volúmenes al acumulador de alta presión durante el tiempo de frenado, y, en la dirección opuesta, utilizan el fluido hidráulico de alta presión para generar y suministrar el torque adicional al eje de transmisión durante la aceleración.

El sistema híbrido hidráulico en paralelo puede ser visto como una adición a un tren motriz convencional ya que no requiere cambios fundamentales en la estructura de funcionamiento de este. Cuando el vehículo frena, la bomba/motor hidráulica usa la energía cinética del frenado para cargar el fluido hidráulico del acumulador de baja presión, hacia el acumulador de alta presión, incrementando la presión del gas nitrógeno en el acumulador de alta presión a cerca de 5000 libras por pulgada cuadrada(PSI).Durante la siguiente aceleración del vehículo, la unidad hidráulica bomba/motor utiliza el fluido hidráulico almacenado a alta presión para generar el torque que será entregado al eje de transmisión del vehículo durante la aceleración.

Una característica muy importante del sistema híbrido hidráulico en paralelo es que el motor será descargado (su entrega de torque será mínima) en aquellos momentos en que no sea necesaria la potencia del MCI por ejemplo en desaceleración o cuando el sistema hidráulico sea capaz de proveer la potencia requerida.

La ventaja más importante de un vehículo híbrido hidráulico es la capacidad de capturar un gran porcentaje de la energía perdida normalmente en el frenado del vehículo. Cuando un vehículo de estos opera en la ciudad en condiciones de manejo en las que con mucha frecuencia esta parando y arrancando la mejoría en el consumo específico de combustible(kilómetros recorridos por galón de combustible consumido) es mayor que para vehículos en los que no sea tan crítica esta condición, esto se debe a que es estar parando y arrancando optimiza el funcionamiento del circuito hidráulico ya que le da la oportunidad a este de estarse cargando constantemente lo que le permite al sistema híbrido tener en todo momento la energía suficiente para satisfacer las necesidades del vehículo durante las aceleraciones lo que

implica que en estos instantes la entrega de torque por parte del MCI sea mínima.

Comparado los sistemas híbridos en paralelo (tanto eléctrico como su contraparte hidráulica), la hidráulica tiene una densidad de una energía mucho más alta y puede capturar un porcentaje perceptiblemente más alto de energía en el frenado.

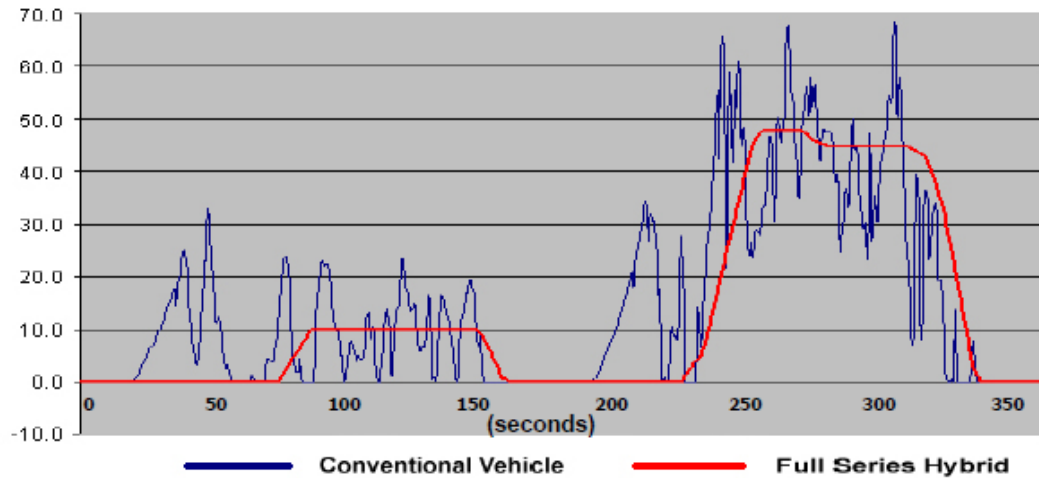
1.9.2 Vehículo híbrido hidráulico en Serie. Un vehículo híbrido hidráulico en serie representa una segunda generación o una segunda fase en los vehículos híbridos hidráulicos. Mientras la primera generación el vehículo híbrido hidráulico en paralelo esencialmente se trata de una adición de un sistema hidráulico de almacenamiento de energía a un sistema de transmisión de potencia convencional.

Un vehículo híbrido hidráulico en serie está diseñado para maximizar los beneficios la hidráulica como medio de transmisión de potencia. La naturaleza hidráulica del vehículo híbrido hidráulico en serie dificulta especificar cuál es el diseño que mejor beneficios traerá, ya que son una gran cantidad de diseños disponibles y todos pueden ofrecer beneficios particulares más altos que los otros diseños.

Mientras los componentes básicos en un vehículo híbrido hidráulico en serie son similares a los utilizados en el vehículo híbrido hidráulico en paralelo, un híbrido hidráulico en serie abre una interesante ventana de posibilidades con respecto al diseño del sistema de transmisión de potencia, incluyendo por ejemplo un gen potencial para poder hacer más frecuentemente el apagado y

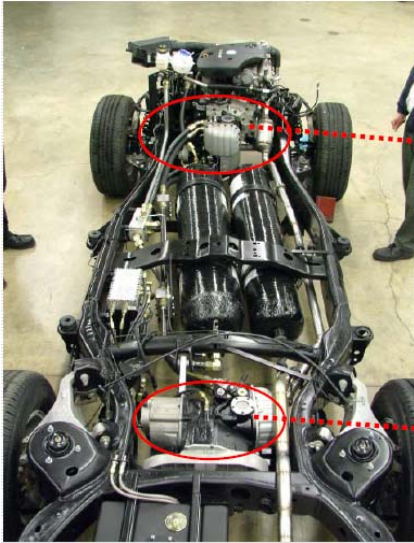
encendido del motor para lograr que este opere en o cerca del punto de máxima eficiencia.

Figura 14. Grafica Potencia VS Tiempo que muestra el rendimiento Del Híbrido Hidráulico en serie VS el vehículo Convencional. Tomado de Referencia [2]



Como siempre, si el motor pudiese ser apagado para ahorrar combustible, en esos momentos donde el vehículo no está en movimiento o donde hay suficiente energía disponible en el sistema hidráulico para poder satisfacer las necesidades de potencia del vehículo. Es muy importante saber que este sistema hidráulico se puede operar junto con las estrategias de encender y apagar el motor durante el ciclo de operación, o solo apagarlo cuando se cierra la llave del switch de ignición, de hecho si se pudiese operar el sistema hidráulico con estrategia de apagar y encender el motor cuando se necesita, podría ser elevada la economía en el combustible.

Figura 15. Sistema híbrido hidráulico en serie Instalado en el chasis de una Camioneta de Pasajeros Ford Expedition. Tomado de Referencia [2]



Motor de combustión
Interna integrado con
La bomba hidráulica
Primaria

Bomba/Motor hidráulicos
Integrado con el diferencial
Trasero

Hay 2 beneficios primarios con respecto a la eficiencia del sistema híbrido hidráulico en serie. Uno, como con el híbrido hidráulico en paralelo, es la habilidad de capturar una gran cantidad de la energía normalmente desechada en los frenos del vehículo. Basado en datos de la EPA un híbrido hidráulico en serie puede capturar y reutilizar por encima del 80% de esta energía de desecho que normalmente es disipada en forma de calor en los frenos. Dos, el diseño del híbrido hidráulico en serie permite de una forma más fácil utilizar estrategia de apagar y encender el motor durante los ciclos de trabajo para ahorrar combustible y así poder maximizar la operación del motor en o cerca del punto de máxima eficiencia.

El sistema híbrido hidráulico en serie también ofrece la posibilidad de redimensionar el motor y colocar uno de menos capacidad y por ende de menos consumo de combustible, debido a que en este sistema los picos de potencia son suplidos por el sistema hidráulico, lo cual deja la potencia final instalada en el vehículo son la del motor de combustión interna mas la que

posee el sistema hidráulico, pero esto es más conveniente cuando no se utiliza estrategia de apagar encender el motor debido a que el sistema hidráulico complementa al motor de combustión lo cual termina haciendo que este opere en o cerca del punto de máxima eficiencia.

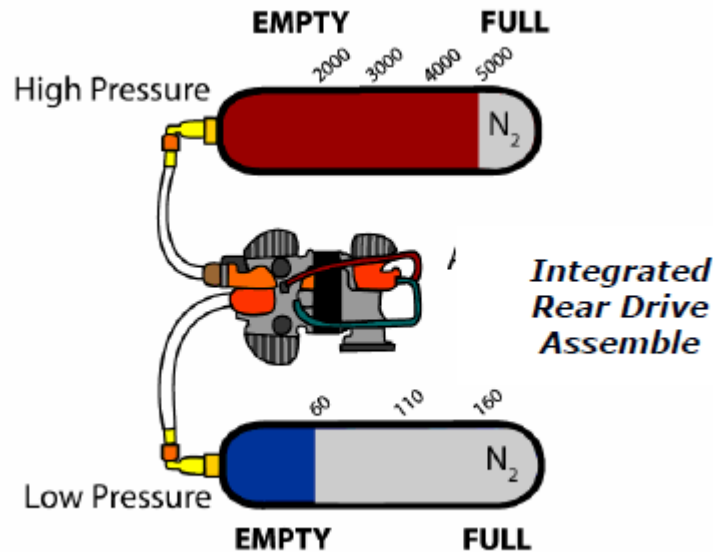
Comparado con el híbrido hidráulico en paralelo el híbrido serie requiere elementos de control y transmisión de potencia más sofisticados, pero también se suprime el sistema convencional de transmisión de potencia que es muy abrupto en los cambios de marcha, además este tipo de híbrido hidráulico ofrece una aceleración más confortable debido a que es por medio de la hidráulica que el vehículo es movido, lo que ofrece rangos de velocidad infinitos y una marcha muy suave y confortable.

La EPA ha probado la fiabilidad de híbridos hidráulicos en serie con una serie de test de chasis que fueron construidos y evaluados. Por ejemplo uno de los híbridos hidráulicos en serie equipado con motor diesel, bajo una prueba de laboratorio demostró a carga constante cerca de 80 millas/galón, con un peso bruto vehicular de 3800 libras. La EPA en este momento se encuentra construyendo un modelo de híbrido hidráulico en serie montado sobre el chasis y la carrocería de una camioneta urbana de reparto que podrá ser probada completamente y puesta a prueba en condiciones normales.

Como con el híbrido hidráulico en paralelo se aparecen 2 desafíos para el híbrido hidráulico en serie los cuales son el ruido y el empacamiento del sistema hidráulico en el vehículo. Un desafío más grande del vehículo híbrido hidráulico en serie es el control más sofisticado que hay que proveerle al vehículo, ya que este vehículo lo mejor es que sea operado con estrategia de apagar y encender motor, pero esto no es un problema muy difícil de superar,

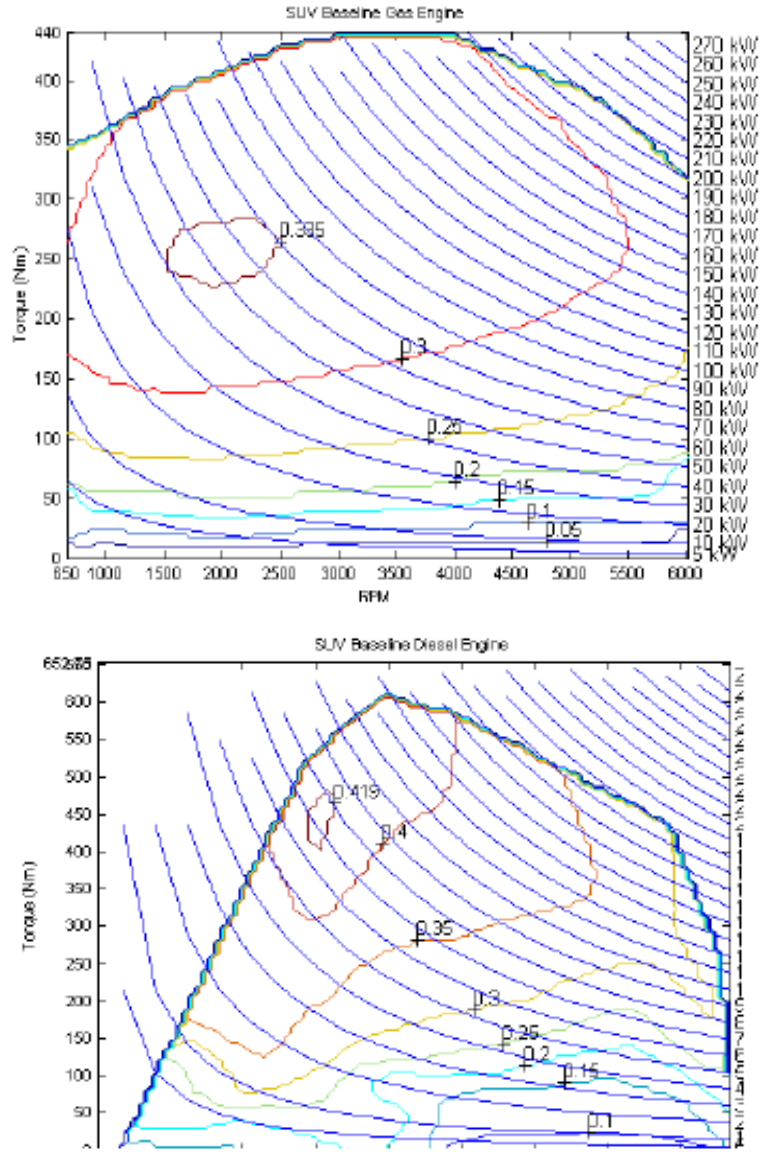
debido a las avanzadas formas de control que existen además la hidráulica hoy día posee métodos de control muy fiables.

Figura 16. Sistema Hidráulico Como Kit de Instalación para un Vehículo Híbrido Hidráulico en Serie (Rangos de Presión de Acumuladores en PSI). Tomado de Referencia [4],



Esta tecnología y este tipo de vehículos sin duda alguna será de los que más den de que hablar en los próximos años en la carrera por conseguir el anhelado premio del vehículo más eficiente. Al igual que con el híbrido hidráulico en paralelo, este sistema se presenta de forma muy fuerte en vehículos medianos, sobre todo que recordemos que este sistema es muy importante el ahorro de combustible que logra en ambientes urbanos donde el ciclo de conducción incluye frecuentes detenciones y aceleraciones, que es de donde nació su diseño, debido a la alta densidad energética que poseen los sistemas hidráulicos, esta tecnología hace que pueda ser aplicadas casi que en todos los vehículos del espectro comercial.

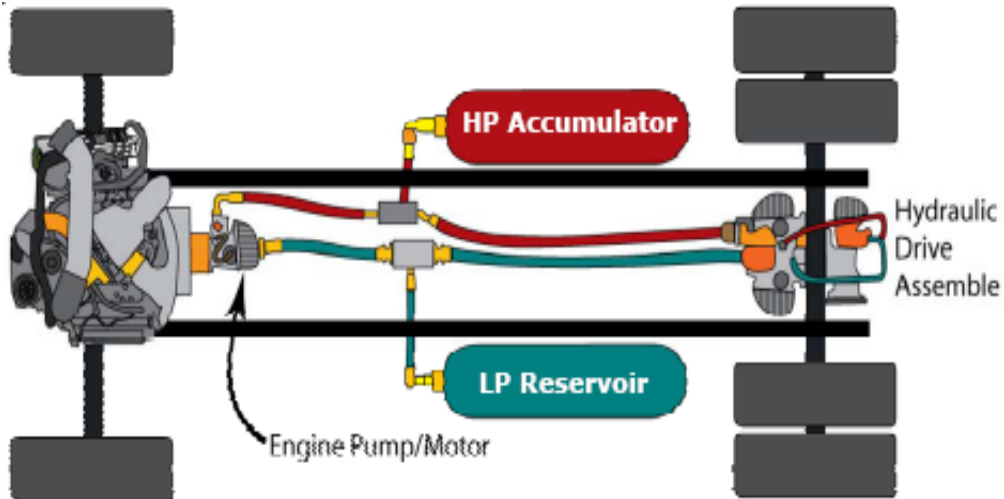
Figura 17. Curvas de Eficiencia Gasolina VS Diesel. Tomado de Referencia [6]



Los vehículos híbridos hidráulicos en serie son también conocidos como vehículos híbridos hidráulicos de segunda generación. Mientras que un vehículo híbrido hidráulico en paralelo (de primera generación) esencialmente agrega un sistema hidráulico del almacenaje de energía a la transmisión de potencia convencional del vehículo, un vehículo híbrido hidráulico en serie se diseña para maximizar las ventajas de una transmisión de potencia hidráulica.

Por su naturaleza en un vehículo híbrido hidráulico en serie hay infinidad de diseños y sistemas de control posibles, no obstante esto los componentes hidráulicos básicos en un vehículo híbrido hidráulico en serie son similares a los componentes usados en un vehículo híbrido hidráulico en paralelo.

Figura 18. Sistema híbrido hidráulico en serie. Tomado de Referencia [4]



Entre las ventajas del sistema híbrido hidráulico en serie encontramos:

- ✓ Su eficacia, ya que al igual que el híbrido hidráulico en paralelo, tiene la capacidad de capturar un porcentaje grande de la energía perdida normalmente en el frenado del vehículo. De acuerdo con datos de EPA, un híbrido hidráulico en serie puede capturar y reutilizar hasta el 80% de esta energía¹.

¹ ALSON, Jeff - BARBA, Dan - HAUGEN, David. Progress report on clean and efficient automotive technologies under development at EPA. United States, January 2004. Interim technical report. U.S. Environmental Protection Agency EPA. Office of Transportation and Air Quality. Pág.17.

- ✓ El diseño híbrido hidráulico en serie permite el uso de las estrategias del motor-apagado (sacar de operación el MCI cuando el sistema hidráulico pueda suministrar toda la potencia) y maximiza la operación del motor ya que opera en su punto de eficiencia máxima en condiciones de trabajo.
- ✓ La transmisión de potencia híbrida hidráulica en serie también permite la posibilidad de la reducción del tamaño del MCI, ya que como en este tipo de vehículos los picos de potencia los suministra el sistema hidráulico y no el MCI esto permite una selección más ajustada a las condiciones de carga del MCI.

Comparando un vehículo híbrido hidráulico en paralelo con un híbrido hidráulico en serie, la configuración en serie requiere un sistema de control de la transmisión de potencia más sofisticado, pero, la configuración en serie está en la capacidad de reemplazar totalmente a la transmisión mecánica convencional.

1.10 COMPONENTES HIDRÁULICOS PRIMARIOS

Los elementos más importantes en el circuito hidráulico son la bomba/motor y los acumuladores de presión ya que son los encargados de transformar la energía cinética del vehículo en energía hidráulica para evitar disiparla en forma de calor, la almacenan para poder utilizarla en los momentos apropiados y posteriormente la vuelven a transformar en energía mecánica para su regeneración. A continuación describiremos su funcionamiento, pero, es necesario tener siempre presente que hay otros dispositivos tanto hidráulicos como electrónicos necesarios en este sistema para poder llevar a cabo el trabajo buscado de una forma óptima y segura.

1.10.1 Bomba/Motor de caudal variable. La bomba/motor (P/M) es el dispositivo encargado de convertir la energía. Trabajando como bomba, el P/M convierte la energía cinética del movimiento del vehículo en energía hidráulica para su posterior almacenamiento en un acumulador.

En el modo de motor, el P/M convierte la energía hidráulica almacenada en el acumulador en energía mecánica para su posterior conversión en energía cinética del vehículo.

P/M hidráulicos son análogos en la función a los generadores eléctricos y a los motores eléctricos usados en vehículos híbridos eléctricos. Los diseños de P/M usados para alta presión son generalmente de pistones axiales de eje quebrado o de pistones axiales de placa oscilante.

En un diseño de eje quebrado, los pistones rotan alrededor de un eje que esté “doblado” en un ángulo con respecto al eje de entrada-salida (según este operando como bomba o motor respectivamente). En una unidad de la placa oscilante, los pistones rotan en un eje que está en línea con el eje de entrada-salida (según este operando como bomba o motor respectivamente).

Las P/M de eje quebrado alcanzan eficiencias más altas que las de placa oscilante además tienden a ser más robustas, lo que las hace más atractiva para su aplicación en maquinaria móvil (este tipo de bomba/motor son las típicamente usadas en las retroexcavadoras).

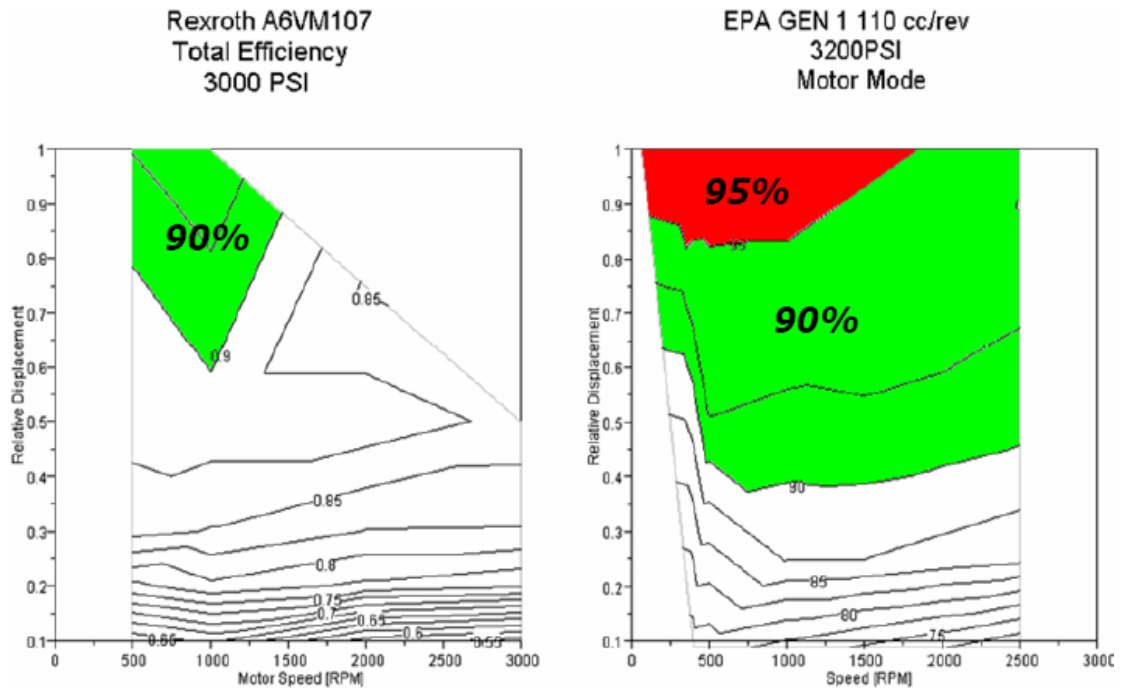
Figura 19. Bomba-Motor. De izquierda a derecha bomba de pistones axiales de placa oscilante y bomba de pistones axial eje quebrado. Tomado de Referencia [5]



Por esta razón la P/M utilizada en este estudio se trata de una de eje quebrado debido a su alta eficiencia, esta posee una válvula integrada de control de flujo y un actuador electro-hidráulico proporcional de desplazamiento que provee el control del desplazamiento en posiciones infinitas entre cero y máximo.

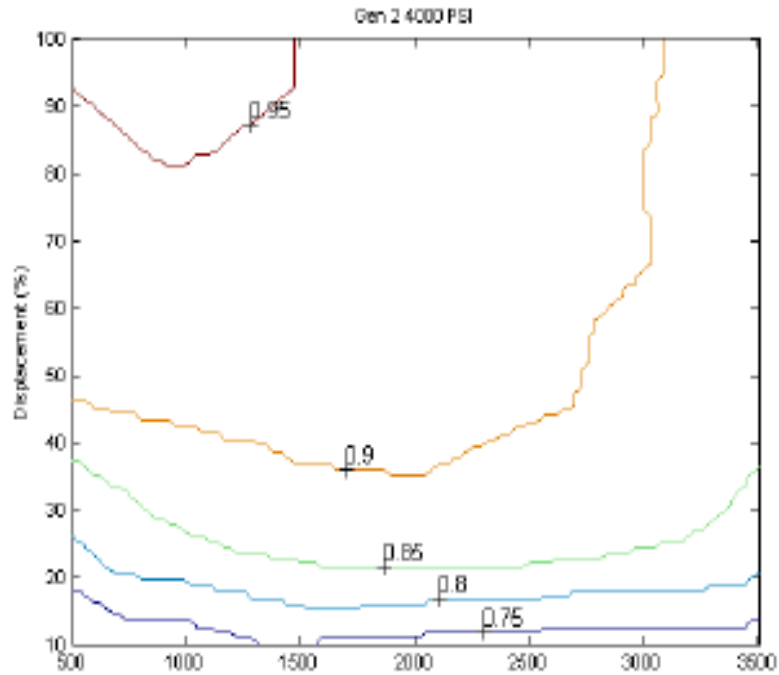
Estos dos tipos de bomba motor como lo mencionamos anteriormente son de caudal variable, el caudal depende del ángulo de inclinación tanto de la placa oscilante como del eje quebrado, esto le permite tener infinitas posiciones entre el caudal máximo y caudal cero.

Figura 20. Curvas de eficiencia de 2 bombas hidráulicas de eje quebrado a 3000psi (Rexroth A6VM107 y Un prototipo especial de la EPA de 110 cc/rev de desplazamiento máximo). Tomado de Referencia [2]



La P/M está fabricada principalmente de hierro estirado y acero con algunos componentes de aluminio y bronce. La complejidad para la manufactura de una P/M la cual contiene pistones, varillas conectoras, agujeros cilíndricos, ejes rotativos, rodamientos de bolas y bronce, y sensores y componentes electrónicos es similar a la encontrada en los motores de combustión interna convencionales. Los puertos de alta y baja presión con sellos de cara conectan la P/M con los acumuladores a través de mangueras y acoples, La carcasa de la P/M está diseñada para manejar la presión máxima dada por el acumulador de alta presión; el acumulador de baja presión (200 psi) elimina la necesidad de un sistema de recuperación de fluido de pérdidas.

Figura 21. Curva Eficiencia Bomba REXROTH A6VM107 Tomado Referencia [6]



La masa estimada de una unidad P/M de 110 cc/rev con brida de montaje estándar de 4 tornillos y eje estriado es de 37 Kg, basado en un diseño único de la EPA. Otra unidad P/M es la de 55 cc/rev de desplazamiento máximo la cual está proyectada en cerca de la mitad del peso de la de 110 cc/rev (18.5 Kg). Estas bombas fueron diseñadas para manejar 7000 psi, pero para un manejo conservativo en este estudio se proyecta el uso de la bomba cerca de los 5000 PSI, presión a la que también trabajara el acumulador de alta presión.

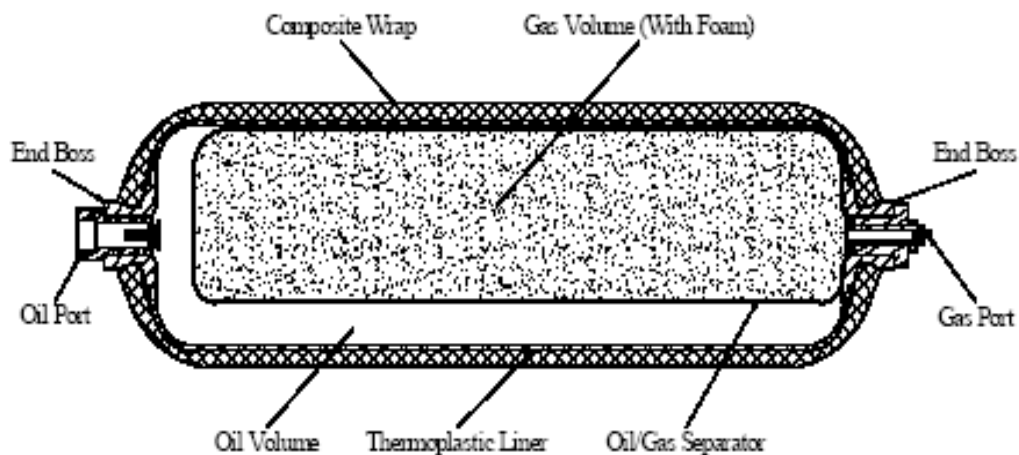
Dependiendo de la aplicación que se lleve a cabo en el eje motriz (MCI-bomba, unidad de manejo frontal, etc.) la geometría de montaje de la P/M será diferente de la del estándar SAE de 4 tornillos, debido a que este montaje necesita de utilizar del puerto del PTO de la caja de cambios, y en la configuración de 4 tornillos se encuentra limitado a porcentajes de potencia del

motor muy bajos tales como o el 25 por ciento o menos dependiendo del modelo, lo cual nos lleva a cambiar esta decisión y utilizar otro tipo de geometría.

1.10.2 Acumuladores de presión. Los sistemas híbridos hidráulicos utilizan los acumuladores para almacenar energía, su función dentro del vehículo híbrido hidráulico es similar al paquete de baterías en un vehículo híbrido eléctrico, sin embargo, los acumuladores tienen densidades de potencia mucho más elevadas (kW/kg) y pueden funcionar sobre una amplia gama de energía con una eficiencia muy alta, así, los acumuladores se adaptan mejor para las entregas cortas y altas de energía.

Los acumuladores se utilizan para almacenar la energía del frenado del vehículo y dependiendo de la configuración del mismo, pueden ser utilizados para permitir que el motor funcione en un estado más o menos estacionario independiente de la demanda de la energía de impulsión.

Figura 22. Acumulador de presión de vejiga. Tomado de Referencia [6]



El aceite usado en un vehículo híbrido hidráulico es incompresible y por lo tanto no puede almacenar energía, en lugar de esto la energía se almacena en un gas inerte (nitrógeno) que es comprimido por el aceite entrante. Una barrera móvil (tal como una vejiga de goma o un pistón de metal) separa el aceite del gas mientras que el aceite llena el acumulador, guardando el gas dentro del acumulador y evitando que se separe a través del sistema hidráulico. Dentro del acumulador en el lado del gas hay una espuma flexible que aumenta eficiencia del acumulador reduciendo pérdidas de calor (aislante térmico).

Las configuraciones híbridas hidráulicas requieren el uso de por lo menos dos acumuladores; un acumulador de alta presión y uno de baja presión. La diferencia de presión entre dichos acumuladores cuando están conectados a los puertos de entrada y salida de la P/M, se transforma en el esfuerzo de torsión del eje que se utilizará para acelerar o para decelerar el vehículo o para absorber energía del motor.

Figura 23. Acumulador de presión de pistón. Tomado de Referencia [4]



El acumulador de baja presión se utiliza para almacenar y para contener el aceite cuando no está en el acumulador de alta presión, también proporciona la suficiente presión de entrada a las bombas hidráulicas para evitar la cavitación. Un depósito atmosférico se podría utilizar en lugar del acumulador de baja presión, pero se requerirían bombas de precarga para alzar presiones de entrada a las bombas principales, aunque aumentaría la complejidad y pérdidas de energía del sistema.

El nitrógeno, es el gas usado típicamente para cargar los acumuladores hidroneumáticos, es un gas inerte y relativamente barato debido a su abundancia en la atmósfera. El acumulador de alta presión se precarga con nitrógeno a un nivel que maximice su almacenaje de energía y guarde un mínimo de presión lo suficientemente alto para poder entregar el esfuerzo de torsión requerido por la P/M.

Cuando el aceite fluye hacia el acumulador y el gas es comprimido, el calor que se genera se transfiere al aceite y a la carcasa del acumulador; cuando los flujos del aceite se retiran del acumulador, el nitrógeno se expande lo que conlleva a que la transferencia de calor ocurre del aceite al gas y a la carcasa del acumulador. Algo de este calor irreversible se pierde en el proceso, disminuyendo la eficiencia del acumulador, debido a esto los acumuladores de presión influyen directamente sobre la eficiencia del sistema de regeneración. A continuación se analizarán los componentes esenciales de los acumuladores de alta y baja presión.

Coraza del acumulador de alta presión.

La coraza del acumulador de alta presión está construida de fibra de carbono y Fibra E-glass con una matriz epoxica. La fibra de carbono provee la alta

resistencia del recipiente, mientras la fibra E-glass provee la resistencia al choque hidráulico, el acumulador de alta presión podría ser construido completamente de fibra de carbono y no con Fibra E-glass para reducir el peso, pero los precios incrementarían mucho, los fabricantes buscan un balance entre los 2 tipos de fibras para conseguir un acumulador resistente pero que no sea tan costoso ni tan pesado.

El acumulador de alta presión tiene una presión máxima de servicio de 5000 PSI, pero está diseñado para tener un factor de seguridad de 3 (presión máxima nominal de 15000 PSI), La coraza está construida con una película para protegerla de la abrasión. El acumulador de alta presión tiene acoples de acero para poder conectar los puertos de introducción de el nitrógeno y el aceite, el peso aproximado de un acumulador de 15 galones (este es el volumen máximo de aceite a presión máxima) es de 38 Kg.

Reduciendo el factor de seguridad con respecto a la presión de carga en 2.25 se podría reducir el peso del acumulador, este mismo valor es utilizado por la industria del gas natural vehicular. Esto podría reducir la masa de fibra de carbono y E-glass y epoxica en cerca del 25 por ciento para un peso final de 32.6 Kg, podría además ser removida una masa adicional en los acoples de entrada y salida de nitrógeno y aceite en los modelos de producción en masa.

Coraza del acumulador de baja presión

El acumulador de baja presión es utilizado para almacenar y contener el aceite cuando no está en el acumulador de alta presión, este también provee suficiente presión de entrada a la unidad de Bomba/Motor hidráulica para prevenir la cavitación además de la formación de burbujas por las bajas presiones de succión, un tanque de reserva atmosférico podría ser utilizado

en lugar de un acumulador de baja presión, pero sería necesario proveer de bombas de precarga a la entrada de la unidad hidráulica de bombeo principal, lo cual incrementaría mucho el peso del sistema además sería más costoso.

El acumulador de baja presión está diseñado para una presión máxima de servicio de 200 PSI y tiene un factor de seguridad de 5 (presión máxima nominal de 1000 PSI), este está construido de fibra de vidrio y una matriz epoxica, el factor de seguridad recomendado con respecto al esfuerzo de ruptura es más alto para los recipientes a presión de fibra de vidrio que para los de fibra de carbono, esta coraza podría haber sido construida de fibra de carbono y E-glass, pero incrementaría mucho los costos.

El acumulador de baja presión posee acoplamientos de aluminio para la entrada y salida del nitrógeno y el aceite, el peso promedio de un acumulador de baja presión de 15 galones es de 13 Kg.

Nitrógeno, es el gas típicamente utilizado en la carga de acumuladores hidroneumáticos, es no reactivo y fácil de conseguir ya que abunda en la atmosfera, el acumulador de alta presión es precargado con nitrógeno a un nivel tal que maximiza la capacidad de acumular energía y provee de una entrega inmediata si se necesita de la energía acumulada para proveer el torque a la unidad Bomba/Motor.

Un acumulador de alta presión de 15 galones es cargado con 7.5 Kg de nitrógeno para obtener una precarga de 1800 PSI, un acumulador de baja presión de 15 galones es cargado con 0.3 Kg de nitrógeno para una precarga de 70 PSI.

Espuma del acumulador

Cuando el aceite fluye adentro del acumulador y el gas es comprimido, es generado calor y transferido hacia el aceite y la coraza del acumulador, cuando el aceite fluye hacia afuera del acumulador el nitrógeno se expande y enfría llevándose con el calor del aceite y la coraza, algo de este calor es irreversible y perdido en el proceso disminuyendo la eficiencia del acumulador.

Para reducir la perdida de calor, se dispone de una espuma de célula abierta que se coloca dentro del separador de Aceite-Gas. La espuma reduce la perdida de calor proveyendo de un sumidero de calor, generando una gran superficie de transferencia de calor para que solo existan pequeños diferenciales de temperatura.

La espuma utilizada para los HHV es una espuma de poliuretano con una densidad de 96 Kg/m³, esta es inyectada en el separador Aceite-gas, y al reaccionar forma una película solidaria, esta tecnología es la misma utilizada en los asientos de los vehículos, un acumulador de 15 galones tiene 5.2 Kg de espuma de poliuretano estirado dentro de cada separador.

Separador Aceite-Gas

El volumen de aceite y gas del acumulador son separados para prevenir que el gas nitrógeno se disuelva en el aceite, esto puede resultar en el retroceso del gas en la solución cuando es llevado a baja presión, transformando la característica de no compresible y de una sola fase del aceite en una mezcla de dos fases que la hace compresible, las burbujas de gas en el aceite pueden generar un alto desgaste debido a la cavitación en los componentes de la bomba.

Los acumuladores convencionales de vejiga utilizan una vejiga elastomérica para separar el nitrógeno y el aceite. El desempeño de la vejiga en muchos aspectos es muy bueno, pero la permeabilidad es bastante alta para las aplicaciones automotrices, para un ciclo de vida.

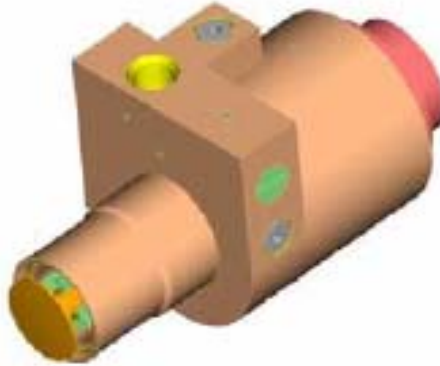
Para prevenir que la vejiga sea expulsada por el puerto de aceite del acumulador se hace necesario una válvula anti extrusión. Esta es una válvula de pie que se estira del sello del acumulador para prevenir la expulsión de la vejiga a través del puerto de aceite o la fractura de esta. Esta se encuentra acoplada a una válvula de llenado, el puerto de gas nitrógeno tiene 0.5 Kg de acero para el acumulador de alta presión y 0.2 Kg de aluminio para el acumulador de baja presión.

Válvula integral

Ambos el acumulador de alta presión y el de baja presión utiliza una válvula que está integrada con el puerto de fluido, la válvula tiene tres funciones principales, la primera como fue mencionada anteriormente es prevenir que la vejiga salga del acumulador cuando este está siendo descargado. La segunda es como un fusible en el evento de una falla catastrófica de la línea hidráulica, la válvula automáticamente corta el flujo, finalmente

La válvula debe ser capaz de retener el fluido a alta presión cuando el vehículo está fuera de servicio, el peso de la válvula para el acumulador de alta presión en acero es de 4.3 Kg y para el acumulador de baja presión en aluminio es de 2.9 Kg

Figura 24. Válvula integral para acumuladores de un sistema de un HHV.
Tomado de Referencia [6]



1.10.3 Fluido hidráulico. Los 2 criterios principales para seleccionar un fluido hidráulico aceptable para utilizar en los vehículos híbridos hidráulicos son: 1 desempeño en la más alta y más baja temperatura y 2 vida de servicio, el fluido debe proveer suficiente lubricación en temperaturas de servicio continuo de 93 grados Celsius, con operación intermitente de temperaturas por encima de 121 grados Celsius, al mismo tiempo el fluido debe ser capaz de fluir a -40 grados Celsius sin causar problemas de cavitación en la entrada de la bomba.

Los quebrantos en la viscosidad y la oxidación del fluido debe ser mínima de modo tal que los cambios de fluido no se deben hacer a intervalos de 150.000 millas de servicio.

Los fluidos hidráulicos más conocidos que poseen un más alto Costo Vs Beneficio y que cumplen con los criterios de selección son los sintéticos de Poli-Alpha-oleofino (PAO) o los aceites de bases con alto grado mineral (Grupo III).

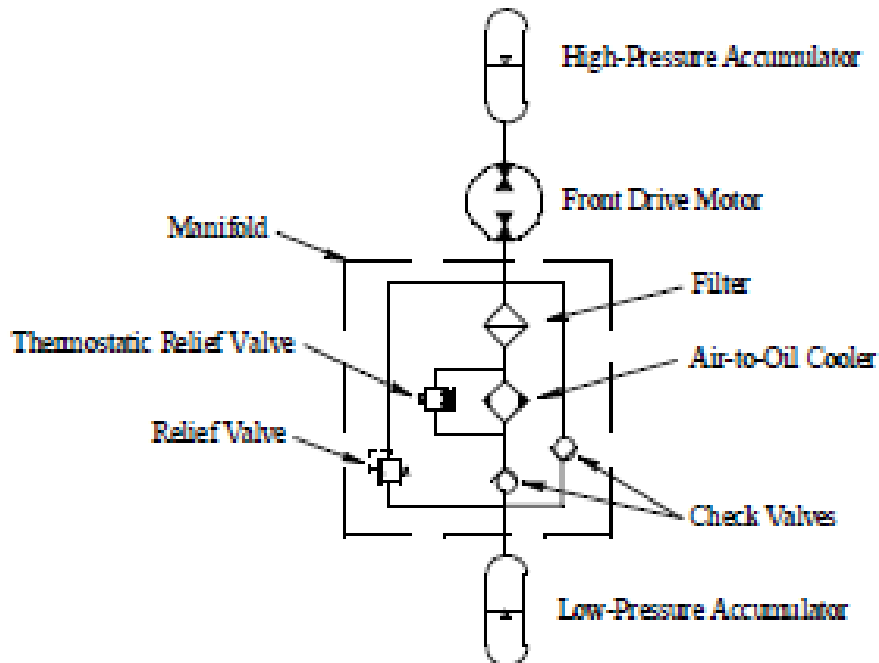
La mayor parte del aceite en un HHV se encuentra en los acumuladores, cuando está lleno un acumulador tiene el 50% de volumen en aceite, esto se hace para poder maximizar la energía almacenada en el acumulador (basado en la ecuación de estado de carga del nitrógeno), y está relacionado con la precarga de gas seleccionada. Una parte de aceite se encuentra presente en la carcasa de la P/M, líneas hidráulicas, bloques de válvulas, enfriador y filtro de aceite. El aceite presente en estos componentes está estimado en las dimensiones del interior de los componentes.

1.10.4 Sistema de acondicionamiento de aceite. En un híbrido hidráulico, el aceite necesita mantenerse limpio y dentro de un rango de temperatura controlada para prevenir el excesivo desgaste y avería de los componentes en el sistema, esto es logrado utilizando un filtro y un intercambiador de calor Aire a Aceite, y válvulas para controlar el flujo de aceite.

El tamaño del filtro, el intercambiador, y las válvulas variara dependiendo del tamaño del sistema hidráulico del HHV, a continuación se puede observar un esquema de un sistema de acondicionamiento de aceite.

Cuando la unidad hidráulica Bomba/Motor está operando en el modo motor, en este momento el aceite a presión muy baja pasa a través del filtro y el intercambiador de calor, si la presión para que el flujo pase a través del filtro se eleva mucho entonces una válvula de descarga se dispara y permite que haya flujo en bypass que evita el paso a través del filtro y el intercambiador, si la temperatura es muy baja, una válvula termostática abre para hacer bypass y evitar el intercambiador.

Figura 25. Sistema de acondicionamiento de aceite de un sistema hidráulico.
Tomado de Referencia [6]



Cuando la unidad hidráulica principal opera como bomba, el flujo de aceite va desde el acumulador de baja presión hacia el de alta presión, se previene el retorno del aceite en el filtro por medio de una válvula de cheque y el flujo rodea el filtro y el intercambiador y no pasa por ellos. Este redireccionamiento del fluido también minimiza la caída de presión desde el acumulador de baja presión hacia la unidad hidráulica Bomba/Motor lo cual previene la cavitación.

2. MODELADO Y SIMULACIÓN DEL SISTEMA HÍBRIDO

Como se menciona en el capítulo anterior, el modelo estudiado se basa en una configuración de un circuito hidráulico el cual permite convertir la energía cinética del camión una vez este comienza a frenar en energía hidráulica para así su posterior regeneración en energía cinética y aplicación a una nueva aceleración del vehículo.

Con esto presente, es necesario tener en cuenta que hay varios elementos importantes dentro de este circuito hidráulico y cada uno de ellos lleva a cabo una tarea determinada para cumplir con el propósito del sistema; es por esto que es de vital importancia a la hora de simular su comportamiento tener un modelo matemático que describa fielmente el funcionamiento en la realidad de dichos equipos para obtener resultados confiables.

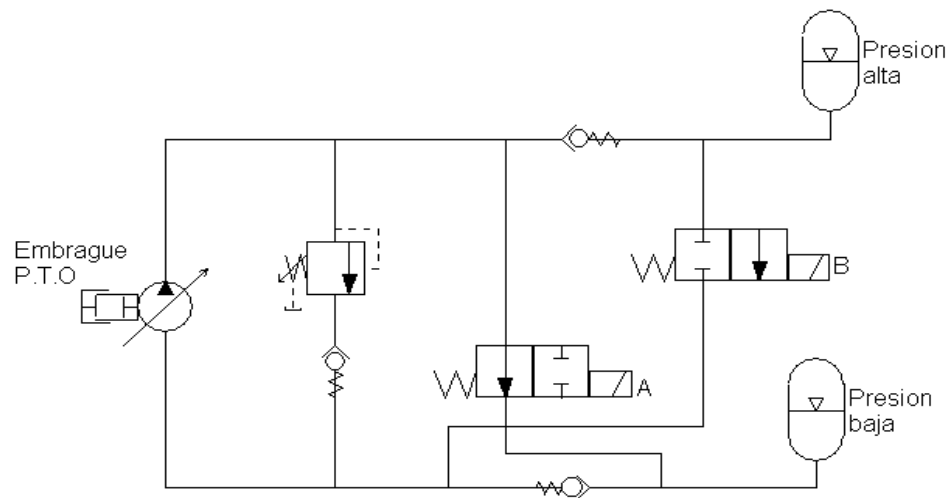
A continuación se presentan los modelos matemáticos tenidos en cuenta dentro de esta simulación, sus consideraciones, simplificaciones y aplicabilidad.

2.1 CIRCUITO HIDRÁULICO DE REGENERACIÓN ENERGÍA

El modelo investigado tiene una configuración para la regeneración de energía en paralelo, es decir, nunca sustituye el tren principal de potencia, ni hace parte de él, es un sistema secundario que almacena energía cuando el vehículo está frenando y la inyecta nuevamente al tren de potencia cuando este así lo requiera para acelerar el vehículo.

Entre las ventajas que conlleva esto tenemos la aplicabilidad del sistema a los vehículos de carga convencionales que se encuentran hoy en día en el mercado sin necesidades de hacerles mayores modificaciones, otra ventaja es que esta configuración es la que conlleva menores costos iniciales del sistema y en caso de avería del sistema como tal simplemente con desactivar un embrague queda aislado el circuito hidráulico sin afectar la operación convencional del automotor. A continuación se presenta el circuito hidráulico utilizado en este sistema:

Figura 26. Esquema del circuito hidráulico del sistema de regeneración de energía propuesto.

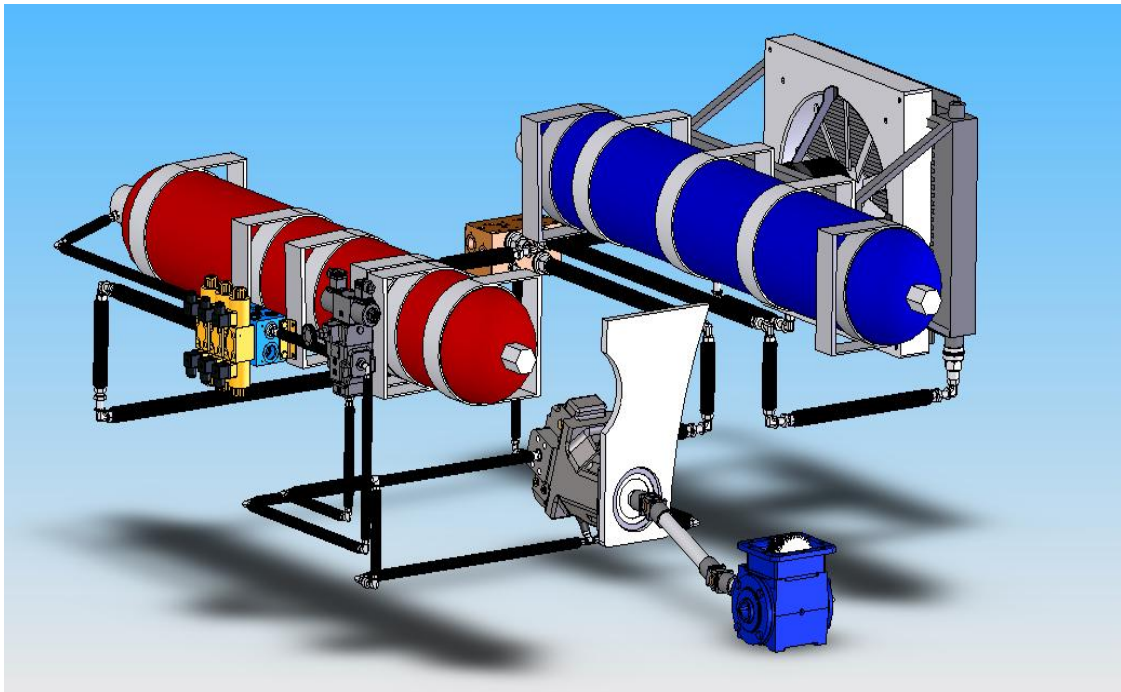


Como se menciona en el capítulo anterior en este sistema la bomba en ocasiones trabaja también como motor, más específicamente cuando se está almacenando energía esta funciona como bomba y se encarga de acumular aceite a alta presión en el acumulador de alta, hasta que se detenga el frenado ya que si se llena el acumulador de todas maneras la bomba sigue ayudando al frenado mediante trabajo contra la válvula de seguridad del sistema.

Cuando el vehículo empieza a acelerar y el sistema de regeneración está en capacidad de suministrar energía (tiene aceite acumulado en el acumulador de alta presión), la bomba trabaja como motor y es la encargada de convertir la potencia hidráulica en potencia mecánica reflejada en torque en el eje que va al toma fuerza de la caja de cambios del camión.

La unión entre el camión convencional y la tecnología que estamos investigando es el P.T.O. o más conocido como toma fuerza; este va al tren primario de la caja de cambios del camión el cual a su vez esta directamente acoplado al motor de combustión diesel del vehículo.

Figura 27. Sistema de regeneración de energía híbrido hidráulico propuesto



Teniendo esto presente debemos tener en cuenta que ello implica que el sentido de giro de la bomba ya sea como bomba o motor siempre tendrá que ser en la misma dirección ya que así trabaja el motor de combustión (una

posible reversa se logra un paso más adelante en el tren de potencia a través del uso de la caja de cambios); es por esto que se hace necesario el uso de válvulas direccionales para redireccionar el flujo del aceite de manera que la bomba motor en unas ocasiones trabaje como bomba y en otras como motor si necesidad de invertir el sentido de giro del eje que va al P.T.O.

Cuando el solenoide A esta accionado y el B no, el aceite es obligado a llenar el acumulador de alta presión generando así frenado y almacenamiento de energía a la vez; cuando el solenoide B esta accionado y el A no, el aceite se descarga del acumulador de alta presión y va hacia el motor logrando así la utilización durante la aceleración del camión de la energía almacenada; como es lógico pensar en todo momento el camión no está acelerando o frenando, es por esto que si ninguno de los dos solenoides de las válvulas direccionales esta accionado el aceite simplemente esta trasegando a través de la bomba logrando así que las pérdidas durante los momentos en los que no se usa el sistema sean mínimas, además, durante ese estado de venteo el ángulo del eje de la bomba se lleva a su menor valor para así también reducir el caudal de trasegado y con esto también minimizar las pérdidas debidas al sistema mientras este no está desempeñando su labor.

La función de las válvulas de cheque es sencilla, simplemente se encarga de aislar los acumuladores (el de baja y alta) el uno del otro, para asegurar que en ningún momento el aceite vaya de un acumulador a otro sin antes pasar por la bomba motor.

De esta manera es fácil encontrar en el circuito hidráulico de la figura 26 tres caminos posibles para el fluido, estos están directamente relacionados con la labor que este desempeñando en ese momento el sistema, de esta misma

manera, la simulación planteada a su vez tiene internamente tres sub simulaciones del sistema las cuales se configuran según el trabajo que este desempeñando cada componente específicamente para esa sub tarea, esto se mostrara más adelante cuando tratemos el esquema propio de la simulación planteada en MATLAB SIMULINK.

2.2 MODELO MATEMÁTICO BOMBA MOTOR

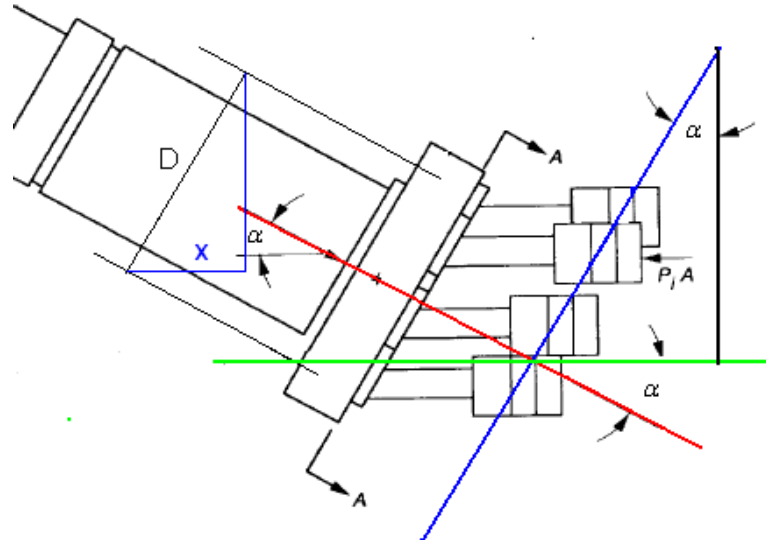
Como lo dijimos anteriormente la bomba motor es la encargada de convertir energía mecánica en hidráulica y viceversa; esta a su vez controla que tanto torque se almacena o se regenera según sea el caso ya que gracias a que tiene capacidad volumétrica variable este torque va desde un máximo para la misma presión a un mínimo todo depende del estado al que quiera operar el sistema y del flujo a manejar.

En nuestro modelo dinámico de la bomba motor se tuvieron en cuenta varias consideraciones, va desde un modelo que refleje la dependencia del torque y el flujo de la capacidad volumétrica hasta ecuaciones matemáticas que tienen en cuenta las perdidas en la bomba debidas a la presión del aceite; la compresibilidad del aceite también fue tomada en cuenta aunque esta se tratara más adelante.

El tipo de bomba utilizada para este modelado es una bomba de eje quebrado ya que este tipo de bomba es de caudal variable y es la única de su tipo que puede trabajar a altas revoluciones en altas presiones y además presenta la característica que también requerimos para que en ciertos instantes pueda trabajar como motor y en otros como bomba; a continuación se presentan un esquema de la configuración geométrica de esta bomba

De la figura 28 podemos observar como el ángulo α influye en la carrera de los pistones permitiendo así que su variación cambie la capacidad volumétrica de la bomba motor.

Figura 28. Influencia del ángulo α en la carrera de los pistones para una bomba de eje quebrado. Tomado de Referencia [7]



La carrera de los pistones es igual al diámetro de paso de los pistones multiplicado por el seno de α lo que nos da que el total de la capacidad volumétrica de la bomba motor es:

$$C_b = n * A_p * D * \text{sen}(\alpha) \quad (1)$$

Donde:

- C_b → Capacidad volumétrica
- n → Número de pistones
- A_p → Área transversal de cada pistón
- D → Diámetro de paso de los pistones
- α → Ángulo del eje de la bomba

La ecuación 1 sirve para cualquier α en el que se encuentre el eje de la bomba dentro de su margen de operación que va de 6 a 24°; cuando α sea máximo la capacidad volumétrica C_b es máxima; teniendo en cuenta esto e igualando a través de sus constantes a la ecuación 1 con α_{max} a la misma ecuación pero reemplazada para un α cualquiera (dentro del margen de operación) llegamos a la siguiente ecuación:

$$C_b = C_{b \max} * \frac{\text{sen}(\alpha)}{\text{sen}(\alpha_{\max})} \quad (2)$$

Donde: $C_{b \max}$ → Capacidad volumétrica máxima de la bomba
 α_{\max} → ángulo máximo del eje de la bomba

La ecuación 2 modela la variación de la capacidad volumétrica con el ángulo del eje quebrado, se ha llevado esta variación a que dependa de valores conocidos por catalogo como son la capacidad volumétrica máxima de la bomba y el ángulo máximo que puede llegar a tener el eje ya que así no dependemos de datos como el A_p que muchas veces no nos entregan los fabricantes.

$$Q_{bomba} = C_b * w - K_{leak} * (P_{out} - P_{in}) \quad (3)$$

Donde: Q_{bomba} → Caudal impulsado por la bomba
 w → Velocidad angular del eje de la bomba
 K_{leak} → Constante de pérdidas de flujo por presión
 P_{out} → Presión de salida de la bomba
 P_{in} → Presión de entrada de la bomba

Con la ecuación 3 podemos entrar a plantear el caudal de bomba el cual es el ideal menos lo perdido debido a la influencia de la presión; este modelo lineal

de flujo de perdidas por presión ($K_{leak} * \Delta P$) se plantea basados en la asunción de que dicho flujo se produce a bajos números de Reynolds y por ello es un flujo laminar (“The Discharge Flow Ripple of an Axial-Piston Swash-Plate Type Hydrostatic Pump” [10] de Manring); por supuesto, estas pérdidas también varían según el C_b como se muestra a continuación

$$K_{leak} = C_b * w_{nom} \frac{(1 - \eta_{vol})}{P_{nom}} \quad (4)$$

Donde: P_{nom} → Presión nominal de la bomba
 η_{vol} → Eficiencia volumétrica en el punto nominal de la bomba
 w_{nom} → Velocidad nominal del eje de la bomba

En la ecuación 4 se ve claramente la relación entre la K_{leak} y el C_b ; además nuevamente esta se calcula en base a datos que podemos obtener de catálogos de la bomba.

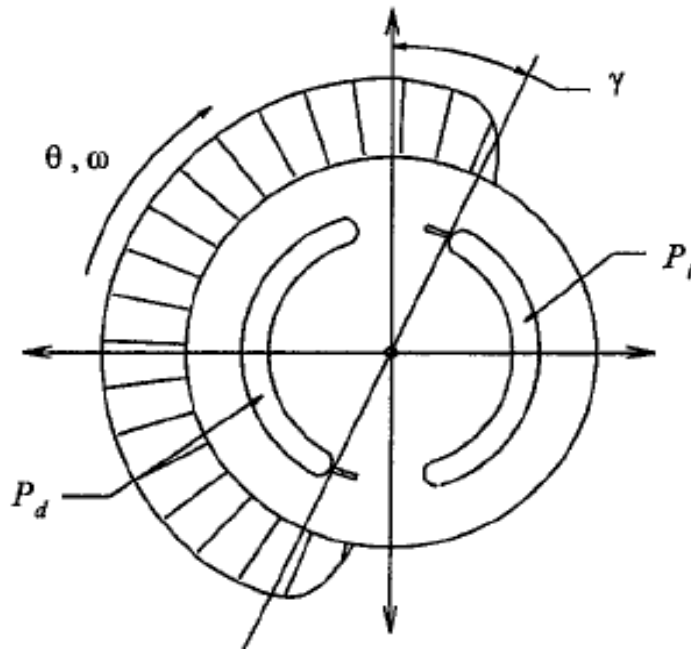
$$T = \frac{C_b * (P_{out} - P_{in}) * (1 - \frac{\gamma^2}{6})}{\eta_{mec}} \quad (5)$$

Donde: T → Torque del eje de la bomba
 η_{mec} → Eficiencia mecánica del eje de la bomba
 γ → Pressure carry over angle

Por último tenemos la ecuación que nos modela el torque del eje de entrada, es un poco diferente a la ecuación que comúnmente utilizamos en sistemas oleoneumaticos ya que esta ecuación también tiene en cuenta la caída de torque debida al concepto planteado por Manring en su investigación “The Torque on the Input Shaft of an Axial-Piston Swash-Plate Type Hydrostatic

Pump” [8] y que denomina “pressure carry over angle” el cual tiene en cuenta el transitorio que ocurre mientras el pistón de la bomba pasa de la cámara de succión a la cámara de descarga, físicamente dicho ángulo está representado en el plato de puertos como se muestra en la siguiente figura.

Figura 29. Plato de Puertos bomba de eje quebrado. Tomado de Referencia [8]



Para efectos prácticos de la simulación realmente es difícil conseguir el valor de el ángulo γ ya que varía de bomba a bomba y los fabricantes no lo entregan; de todas maneras en esta misma investigación el concluye que el valor máximo que encuentra para este ángulo nunca sobrepasa los 24° .

Aunque todas las ecuaciones anteriores han sido presentadas para la bomba, realmente son muy similares a las que modelan el comportamiento de esta como motor, la diferencia está en la forma como se modelan las perdidas tanto volumétricas como mecánicas dentro de ella cuando trabaja como motor; esto es tenido en cuenta en la simulación cuando se ejecuta la sub

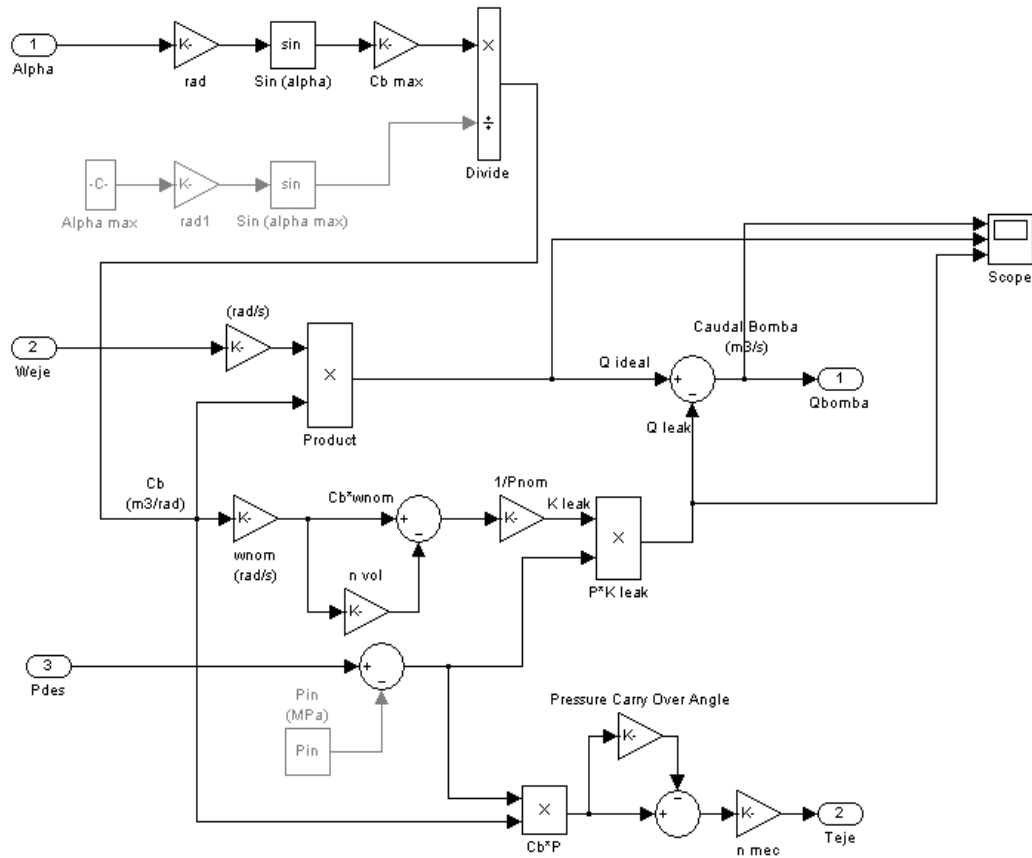
simulación de aceleración; esta se mostrara más adelante en este mismo capítulo.

Como es de notarse en estas ecuaciones no ha sido tomada en cuenta la compresibilidad del aceite; mas sin embargo; esta no es despreciada tan solo la trataremos más adelante cuando hablemos de la compresibilidad del aceite de todo el sistema.

2.2.1 Simulación Bomba Motor. El modelo de simulación de la bomba motor está caracterizado por las ecuaciones 1, 2, 3, 4 y 5; como se puede observar de ellas, este es un modelo global de la bomba motor ya que analiza la bomba motor y su comportamiento como un todo a diferencia de otros modelos dinámicos que entran a analizar pistón por pistón de la bomba y el comportamiento de esta como la suma de los múltiples comportamientos de sus pistones. Se uso este modelo ya que en promedio los resultados de ambos modelos son casi idénticos pero el modelo enfocado hacia la sumatoria de pistones requiere de datos experimentales de difícil consecución mientras un enfoque global permite utilizar datos verídicos dados por el fabricante en sus catálogos.

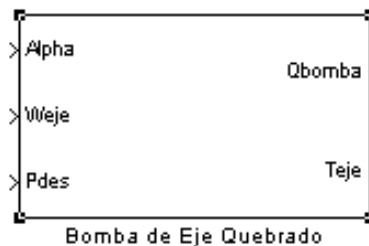
Como podemos observar en la figura 30, las señales de entrada que controlan la bomba y su funcionamiento son el ángulo "Alpha" del eje; las revoluciones a las que está girando el eje de la bomba (son las mismas del motor de combustión interna del camión ya que ambos ejes son solidarios mediante el engranaje primario de la caja de cambios del camión) y P_{des} que es la presión de descarga de la bomba la cual es realimentada del acumulador y la caída de presión a través de las válvulas.

Figura 30. Modelo en detalle de la Bomba de Eje quebrado



En la figura 31 podemos ver el subsistema compilado con la simulación de la bomba motor y sus diferentes entradas y salidas; cuando la bomba motor trabaja como motor cambia la forma como se toman las pérdidas de flujo por presión y la eficiencia de la bomba.

Figura 31. Simulación de la Bomba Motor de Eje quebrado



2.3 MODELO MATEMÁTICO ACUMULADOR DE PRESIÓN

El acumulador es un dispositivo que en su forma básica consta de dos cámaras separadas la una de la otra ya sea por un material elastomérico o por un pistón; al entrar aceite a una de las cámaras este va comprimiendo un gas que se encuentra en la otra y así genera la presión a la que queda confinado el aceite; este incremento de presión está modelado en su forma básica como un proceso isoentropico en el cual el incremento de la presión es una función exponencial que depende del gas a comprimir y de la presión de precarga.

El tipo de gas más común en este tipo de dispositivos es el gas nitrógeno ya que este es inerte; el exponente de la ecuación es característico del gas y además en este tipo de ecuación el gas es tratado como gas ideal.

Entre las desventajas de este modelo se encuentra que no tiene en cuenta las pérdidas por transferencia de calor y además modela al nitrógeno a alta presión como un gas ideal lo cual induce un aunque pequeño error; este modelo fue uno de los dos usados en la simulación; a continuación se presentan las ecuaciones modeladas:

$$P_{acu} = P_{prec} * \left(\frac{V_{acu}}{V_{acu} - V_{final}} \right)^k \quad (6)$$

Donde: P_{acu} → Presión del acumulador
 P_{prec} → Presión de precarga
 V_{acu} → Volumen del acumulador
 V_{final} → Volumen de aceite en el acumulador
 k → Constante del proceso politrópico
 Q_{real} → Caudal real que llega al acumulador

$$V_{final} = \int Q_{real} dt \quad (7)$$

La ecuación anterior refleja la relación entre el V_{final} y el caudal de aceite real que está llegando al acumulador; en este momento nos referimos a caudal real ya que el caudal que realmente hace trabajo contra el acumulador está comprimido y no es simplemente el caudal que mandaría la bomba idealmente menos el de pérdidas por fugas debidas a la presión; más adelante mostraremos las ecuaciones que nos permiten tener en cuenta la compresibilidad del aceite para así llegar hasta tener el caudal real.

El modelo matemático mencionado anteriormente es bastante aproximado e idealista; por esto investigadores como Pourmovahed y Otis en su investigación "An Experimental Thermal Time-Constant Correlation for Hydraulic Accumulators"[9] han desarrollado modelos matemáticos que reflejan el comportamiento dinámico del acumulador de una forma mucho más realista; en nuestro trabajo hemos decidido simular los dos modelos matemáticos; a continuación se mostraran el modelo matemático recientemente mencionado.

$$\frac{dT}{dt} = \frac{T_w - T}{\tau} - \frac{1}{c_v} \left[\frac{RT}{v} \left(1 + \frac{b}{v^2} \right) + \frac{1}{v^2} \left(B_o RT + \frac{2C_o}{T^2} \right) - \frac{2c}{v^3 T^2} \left(1 + \frac{\gamma}{v^2} \right) e^{-\gamma/v^2} \right] \frac{dv}{dt} \quad (8)$$

Donde:

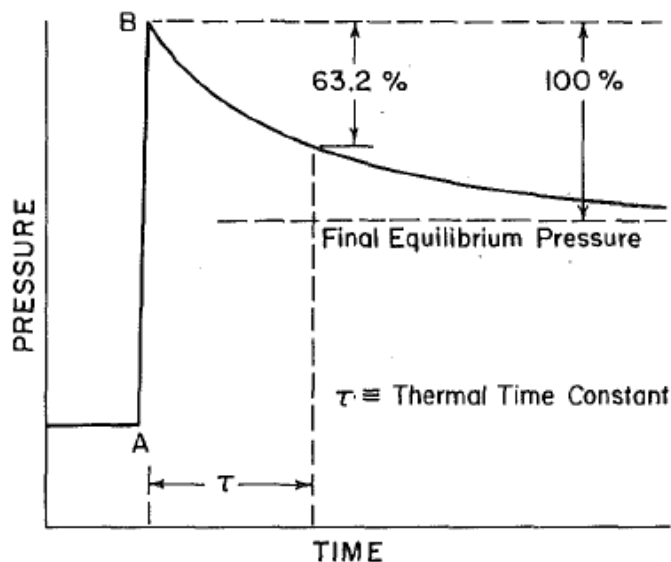
- T → Temperatura del gas del acumulador
- T_w → Temperatura de la pared del acumulador
- R → Constante universal del gas
- v → Volumen específico del gas
- τ → Constante de tiempo térmica

En este modelo el nitrógeno no es modelado con la ecuación de gas ideal sino con la ecuación de estado de Benedict-Webb-Rubin (ecuación 9) la cual es aunque más compleja, mucho más precisa; por otro lado, si se tienen en cuenta las pérdidas por la transferencia de calor ya que en lugar de igualar el cambio de energía interna del gas al cambio de su volumen lo iguala al cambio de volumen (trabajo) más las pérdidas por transferencia de calor por convección.

$$P = \frac{RT}{v} + \frac{\left(B_0 RT - A_0 - \frac{C_0}{T^2} \right)}{v^2} + \frac{(bRT - a)}{v^3} + \frac{a\alpha}{v^6} + \frac{c}{v^3 T^2} \left(1 + \frac{\gamma}{v^2} \right) e^{-\gamma/v^2} \quad (9)$$

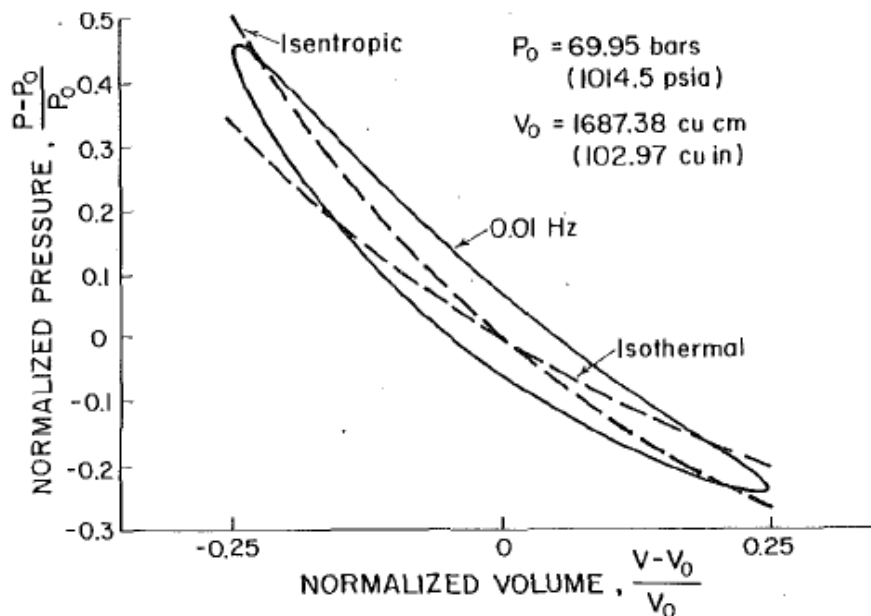
La clave del modelo de Pourmovahed y Otis es la definida por ellos "thermal time constant" la cual refleja la respuesta de la presión del gas a un cambio en escalón de el volumen del gas; esta puede ser medida experimentalmente para cada acumulador y ellos en su investigación proponen una correlación para poderla calcular.

Figura 32. Relajación de la presión a un volumen constante después de una rápida compresión. Tomado de Referencia [9]



A continuación se puede apreciar la diferencia de los resultados obtenidos mediante los dos modelos matemáticos discutidos para una prueba a un acumulador ante un comportamiento sinusoidal del pistón de dicho acumulador.

Figura 33. Respuesta típica presión-volumen para un movimiento sinusoidal de pistón a 0.01 Hz; el modelado isotérmico e isentrópico también son representados. Tomado de Referencia [9]



Durante el proceso de compresión la temperatura del gas aumenta y esto genera una transferencia de calor del gas con las paredes del acumulador las cuales conducen este calor al exterior; dicha transferencia de calor también genera entropía. Esta transferencia de calor hace que la presión promedio del gas durante la expansión sea menor que la de la compresión; en la figura 29 podemos ver como la línea completa refleja estas pérdidas de energía por transferencia de calor en el área encerrada por la curva (esta representación está hecha para un ciclo, es decir compresión-expansión) mientras que el

modelo clásico no logra representar la verdadera energía disponible en el acumulador después de una expansión o compresión; es por esto que el modelo de Pourmovahed y Otis es más preciso ya que no desprecia estas pérdidas sino que la modela a través de τ (Thermal Time Constant).

2.3.1 Simulación Acumulador. En la sección anterior se expusieron los dos modelos matemáticos tenidos en cuenta para el modelado del acumulador hidráulico de alta presión; el modelo de Pourmovahed y Otis es mas preciso que el enfoque politrópico aunque a la vez es mucho más complejo; ambos modelos se tuvieron en cuenta y se desarrollo su simulación; a continuación se presentan dichas simulaciones.

Figura 34. Modelo del acumulador usando las ecuaciones politrópicas

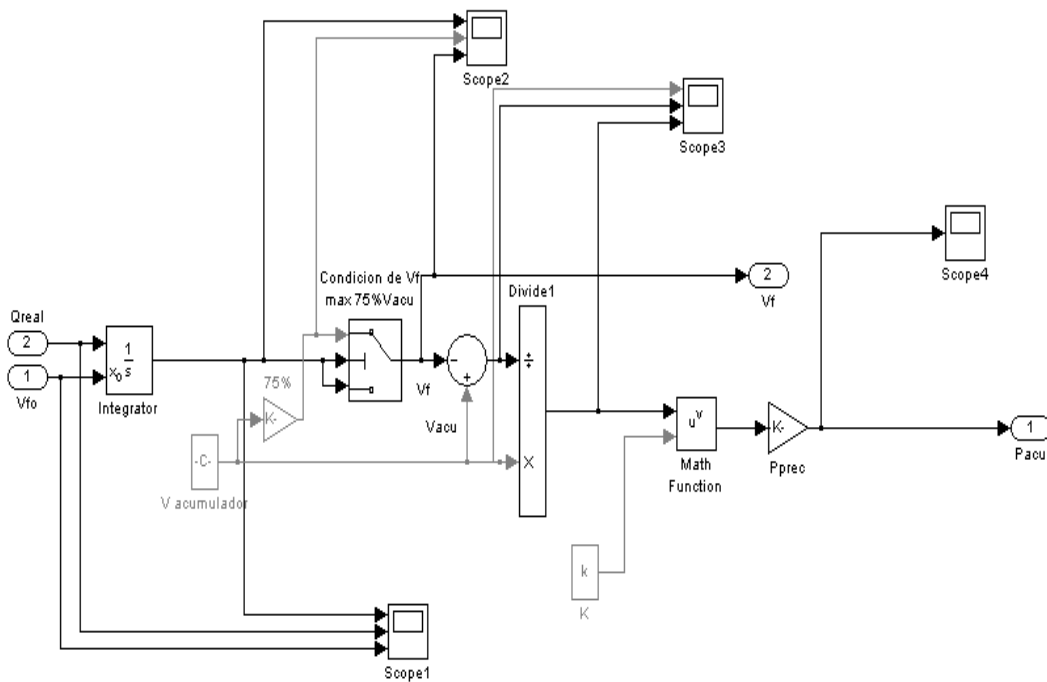
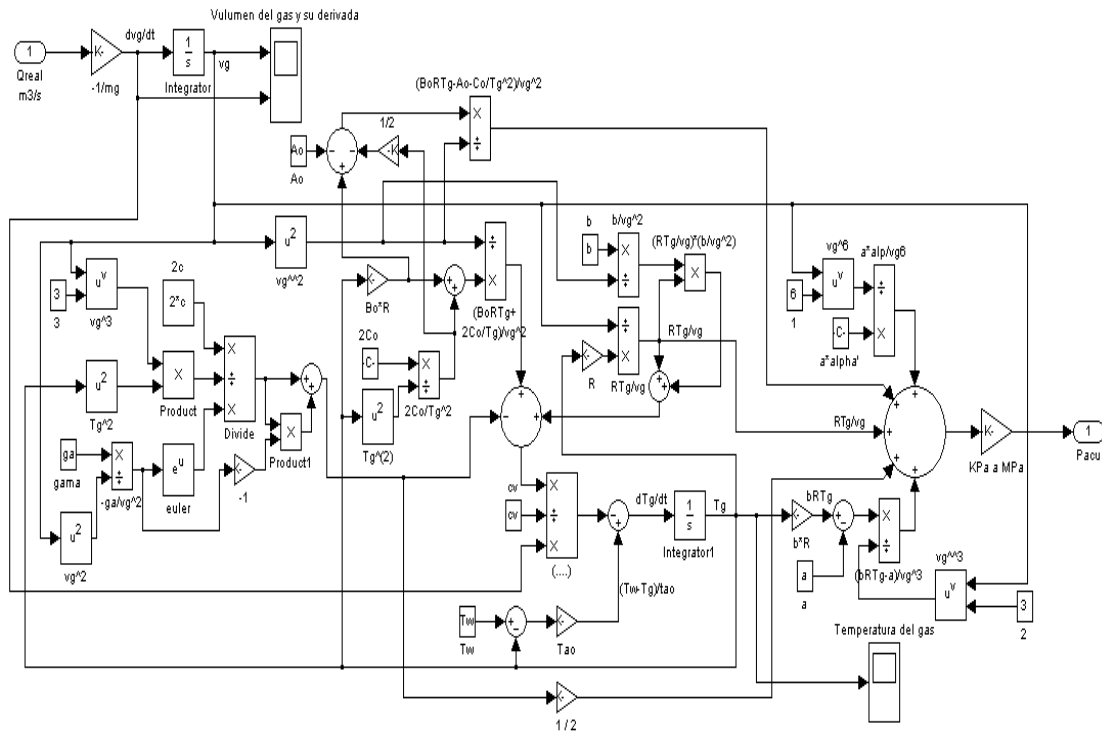


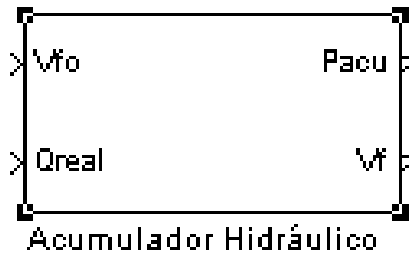
Figura 35. Modelo del acumulador usando las constante de tiempo térmica (Pourmovahed y Otis)



En las figuras podemos apreciar las entradas y salidas del acumulador; V_f representa el volumen inicial que se encuentra disponible dentro del acumulador antes de que este empiece a llenarse o desocuparse; Q_{real} representa el caudal de aceite que está entrando al acumulador (en Q real ya ha sido tenida en cuenta la compresibilidad del aceite); P_{acu} es la presión a la que se encuentra sometido el aceite en el acumulador y V_f es el volumen de aceite contenido dentro del mismo

Como podemos ver de las figuras 34 y 35 el modelo de la figura 35 es mucho más complejo aunque también preciso; es por esto que se optó por él para incluirlo en el circuito completo.

Figura 36. Subsistema del acumulador hidráulico



En la figura 36 podemos ver el subsistema compilado con la simulación del acumulador y sus diferentes entradas y salidas.

2.4 MODELADO COMPRESIBILIDAD DEL ACEITE

El aceite en algunos estudios es utilizado como una sustancia incompresible para simplificación de cálculos; la realidad es que aunque tiene un alto módulo de Bulk, este no es infinito y realmente si lo afecta la compresibilidad y esta a su vez afecta la dinámica del sistema; es por esto en pro de tener un resultado más preciso en la simulación se tuvo en cuenta su compresibilidad.

Como nos muestra la investigación “The Effective Fluid Bulk-Modulus Within a Hydrostatic Transmission” [11] desarrollada por el investigador Manring la compresión del aceite depende de la variación de la presión instantánea a la que este es sometido, del volumen total de aceite presurizado, del módulo de bulk característico de cada tipo de líquido y se ve reflejado en el volumen que ocupa el líquido así:

$$\Delta P = -\beta \frac{\Delta V}{V} \quad (10)$$

Donde: $\Delta P \rightarrow$ Diferencia de presión que genera la compresión
 $\Delta V \rightarrow$ Cambio de volumen debido a la compresibilidad
 $V \rightarrow$ Volumen del aceite en condiciones de baja presión
 $\beta \rightarrow$ Módulo de Bulk del aceite

Derivando ambos lados de la ecuación anterior con respecto al tiempo y teniendo en cuenta que el volumen V que ocupa el aceite antes de su compresión es constante la ecuación anterior queda en función de la variación de presión con el tiempo y nos muestra como esta influye en la variación del volumen del aceite (compresión) con el tiempo.

$$\frac{dP}{dt} = -\frac{\beta}{V} \frac{dV}{dt} \quad (11)$$

Esta ecuación general que refleja el comportamiento del volumen de un aceite ante la influencia de una determinada presión puede ser llevada a términos prácticos para el análisis que estemos llevando a cabo al circuito hidráulico del sistema de regeneración de energía teniendo en cuenta que la derivada de la presión con el tiempo nos demarca la variación de la presión en el sistema en la zona de alta presión; la variación de volumen comprimido con el tiempo nos muestra la diferencia entre el caudal que bombea la bomba sin tener en cuenta compresibilidad y el caudal que realmente está haciendo trabajo contra el acumulador; esto nos lleva a reemplazar la ecuación 11 a los siguientes términos:

$$\frac{dP_n}{dt} = -\frac{\beta}{V_n} \left(Q_n - Q_{leak} - \frac{dV_{acu}}{dt} \right) \quad (12)$$

Donde: dV_{acu} → Variación de volumen efectivo del acumulador
 dP → Diferencial de presión
 Q_{leak} → Caudal de perdidas
 Q_n → Caudal ideal de la bomba

Donde β es el módulo de bulk del fluido utilizado, Q_n es el caudal ideal de la bomba, Q_{leak} es el caudal de perdidas por la influencia de la presión dentro de la bomba el cual se analizo anteriormente en la sección de la bomba y dV_{acu}/dt refleja el volumen real que está actuando dentro del acumulador y que físicamente es el volumen desplazado por el pistón del acumulador.

V_n es el volumen de aceite inicial que luego es comprimido por la acción de la presión; como se está analizando toda la línea de alta presión del circuito hidráulico, V_n está dado físicamente por el volumen del zona de descarga de la bomba más el volumen de las mangueras, válvulas y accesorios que hay entre el puerto de descarga de la bomba y el acumulador, mas el volumen promedio del acumulador de alta presión; este análisis es la resultante de una sumatoria en serie de la compresión a la que es sometido el aceite en los diferentes componentes que se encuentran trabajando a altas presiones; para efectos prácticos de la simulación y cálculos de la compresibilidad del aceite se toma como que toda la zona de alta presión se encuentra a la presión del aceite dentro del acumulador (es la mayor presión); esta consideración solo es utilizada para efectos del cálculo de la compresibilidad, en los otros cálculos llevados a cabo por la simulación si se tiene en cuenta la caída de presión dentro del sistema.

La ecuación 12 en función del tiempo nos permite ver como la variación de la presión afecta el caudal del aceite ya que el termino que se encuentra dentro de corchetes representa la cantidad de aceite comprimido, en realidad por

conservación de la masa sabemos que el aceite allí presente es el mismo en términos de masa pero este ya no ocupa el mismo volumen y por ende el caudal ya no es el mismo ; en este modelo nos apoyamos en el estudio de Manring llamado “The Discharge Flow Ripple of an Axial-Piston Swash-Plate Type Hydrostatic Pump” [10]; con esto podemos realimentar el verdadero caudal comprimido y así restándolo del caudal de la bomba tendremos el caudal real; un caudal en el que han sido tenido en cuenta la capacidad volumétrica de la bomba, las perdidas por presión, la velocidad de giro de la bomba y la compresibilidad del aceite.

2.4.1 Simulación Compresibilidad del Aceite. Este subsistema juega un papel vital dentro de la simulación ya que es el que se encarga de realimentar las presión que hay en el acumulador mas las perdidas en válvulas al puerto de descarga de la bomba o en el caso de la aceleración al puerto de entrada del motor; además, este subsistema también retroalimenta el caudal proveniente de la bomba afectándolo por la compresibilidad del aceite para lograr así mayor precisión en los cálculos.

En este bloque la señal de entrada es la presión que está actuando dentro del acumulador; aunque la presión en el puerto de descarga de la bomba es mayor que la presión en el acumulador (debido a las perdidas por accesorios y válvulas), esta diferencia es relativamente lo suficientemente pequeña con respecto a la presión dentro del acumulador de alta presión que para facilidad de cálculos se utiliza dicho valor como si fuera la presión a la que está sometido todo el aceite en la zona de alta presión; gracias a esto la compresibilidad del aceite en cada elemento del circuito se puede tratar como una suma de compresibilidades en serie.

Figura 37. Modelo de la simulación de la compresibilidad del aceite

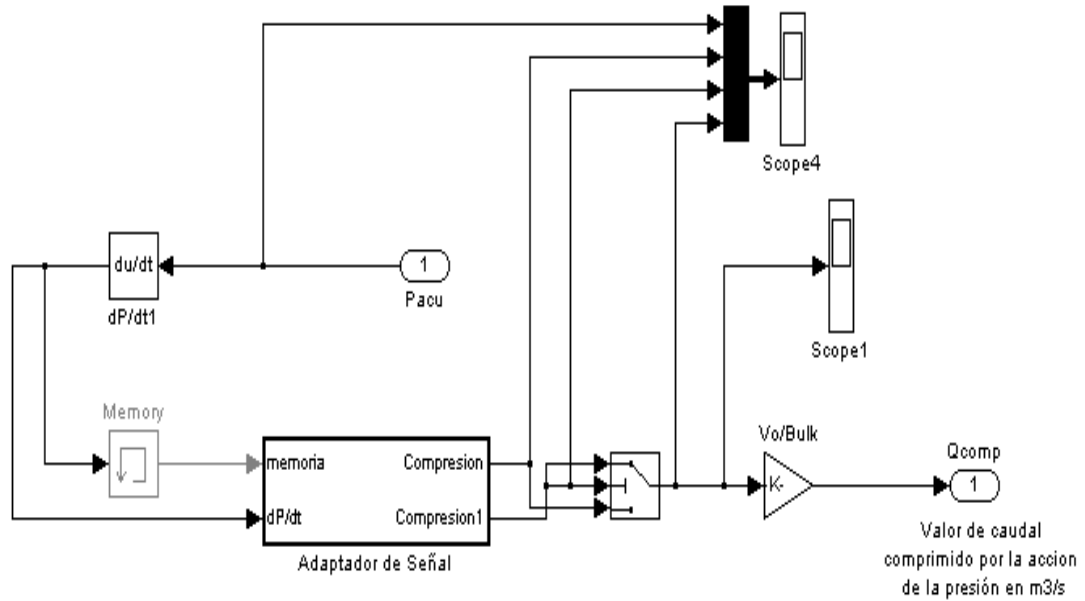
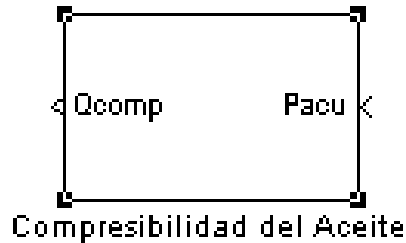


Figura 38. Subsistema de la compresibilidad del aceite



En la figura 38 podemos ver el subsistema compilado con la simulación de la compresibilidad del aceite y sus diferentes entradas y salidas

2.5 SIMULACIÓN DEL SISTEMA DE REGENERACIÓN DE ENERGÍA

Cada uno de los elementos mencionados anteriormente cumple una tarea fundamental dentro del circuito hidráulico, esto con el objetivo de llevar a cabo la regeneración de energía; como se mostro en la figura 26, además de

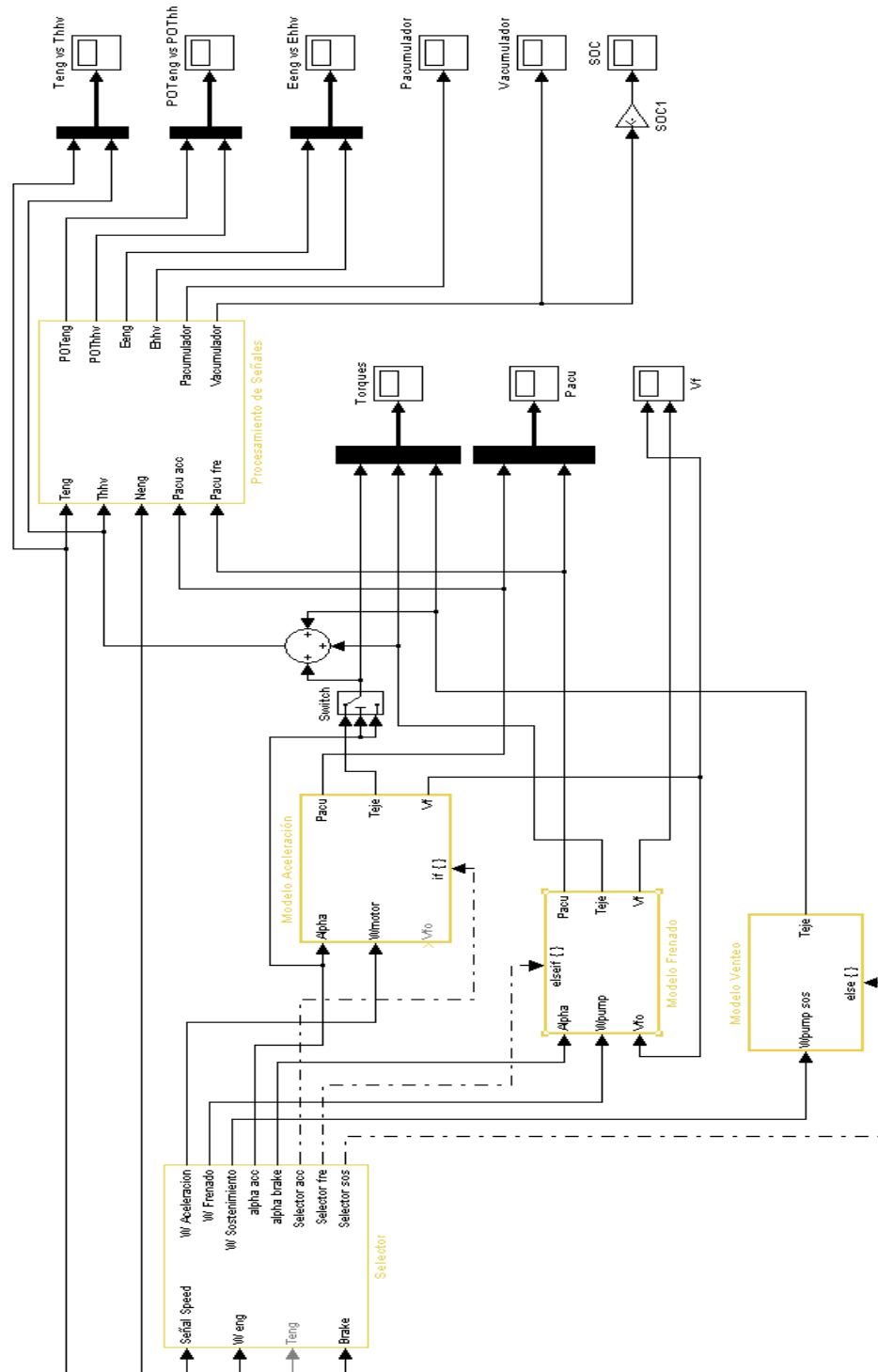
tener los componentes indicados es necesario tener un circuito hidráulico que les permita realizar la tarea deseada a los componentes hidráulicos primarios en el momento preciso; de esto se encargan las válvulas.

Según el momento en el que se encuentre el vehículo ya sea acelerando, frenando o manteniendo una velocidad el sistema de válvulas se activa para generar una de las siguientes tareas específicas; almacenar energía, entregarla o simplemente trasegar.

Para poder simular estos tres estados en los que puede estar el circuito se generaron tres posibles configuraciones de los elementos del sistema; en la figura 37 se muestra el esquema global de la simulación del sistema de regeneración de energía y se procede a explicar que sucede en cada uno de los tres estados.

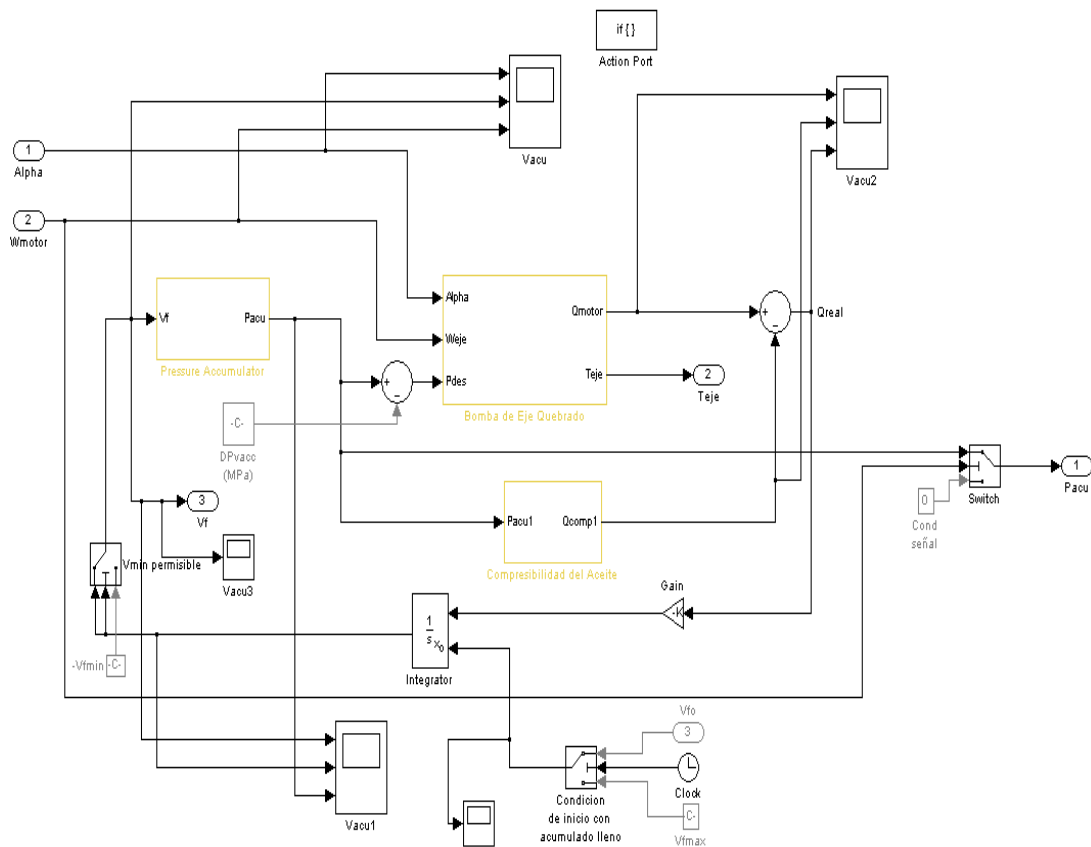
En ese esquema se puede apreciar un bloque que se llama “selector”; él es el encargado de poner a trabajar en su debido momento la etapa que corresponda según la señal que le llegue de la simulación del camión; además, en él también se controla el ángulo alpha del eje de la bomba basados en unas consideraciones que se expondrán en las siguientes secciones.

Figura 39. Esquema global de la simulación del sistema de regeneración de energía.



2.5.1 Simulación Aceleración. En la configuración de aceleración la fuente de energía para el sistema de regeneración es el acumulador hidráulico y la bomba actúa como motor hidráulico transmitiendo de esta forma un torque al vehículo; de la forma en que se planteo la simulación se asume que el acumulador inicia lleno para que así ayude al camión en el arranque; es allí donde se presentan los picos de torque más altos.

Figura 40. Simulación del circuito configurado para acelerar el vehículo.



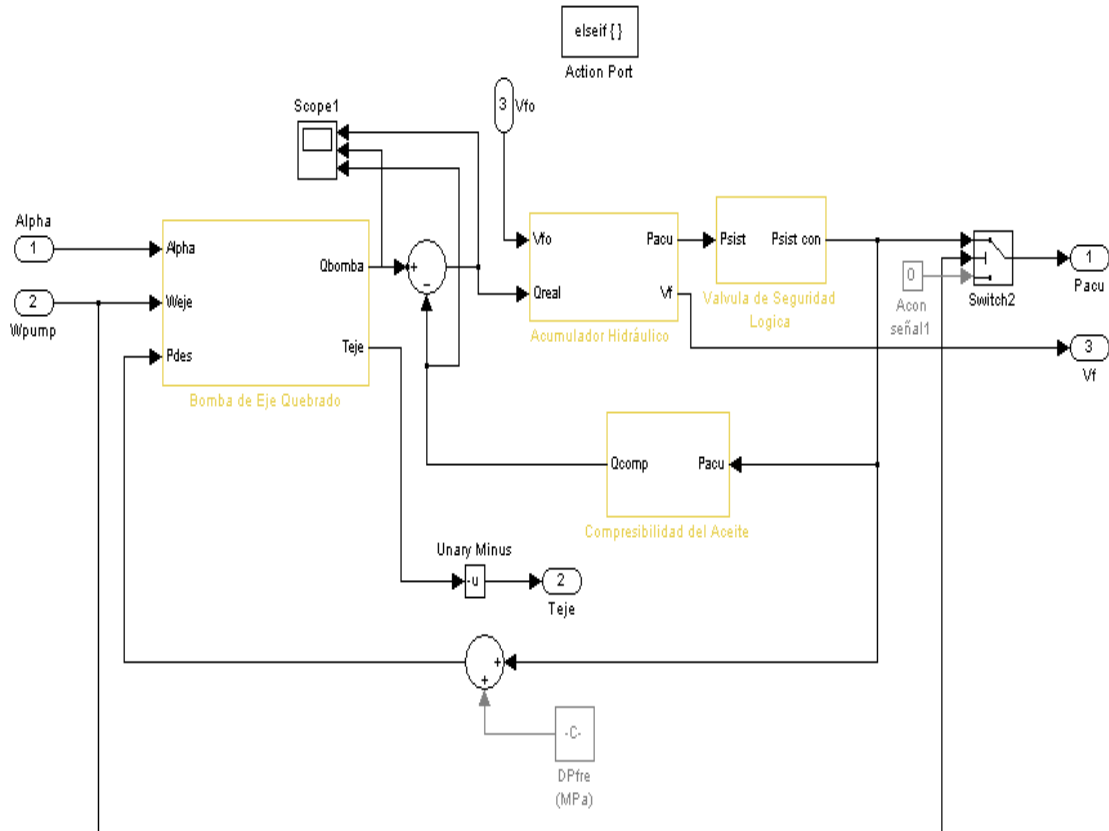
Del ángulo alpha depende la capacidad volumétrica del motor y por ende el torque entregado y el caudal que pasa a través del motor. Es importante el criterio que se use para determinar este ángulo según el instante de operación del sistema. En nuestro caso optamos por que este ángulo dependa del torque

que le pide el camión al motor de combustión es decir, entre más alto sea el torque entregado por el motor de combustión más grande es α siendo α máximo cuando el motor de combustión entregue el torque máximo, con esto logramos que siempre que el sistema tenga energía acumulada, pueda ayudar al motor a entregar el torque necesario por el vehículo como una proporción porcentual de dicho torque; en el siguiente capítulo se ahondara mas en el tema.

2.5.2 Simulación Frenado. Una vez el selector pasa a frenado el esquema de montaje de los diferentes componentes del circuito es el presentado en la figura 39; en el podemos observar como la bomba se encarga de cargar el acumulador hidráulico hasta un cierto volumen preestablecido; además, cuenta con el control de una válvula de seguridad que no permite que la presión pase de un límite; en el montaje de aceleración no es necesaria dicha válvula ya que el nivel de presión cuando se acelera no aumenta, por el contrario disminuye pues está entregando energía, así, lo que se controla es que este nunca caiga de un mínimo recomendado por los fabricantes; en el siguiente capítulo se mostrara esto con las gráficas de resultados dadas al correr la simulación.

En el caso del frenado, el ángulo α del eje está determinado por el porcentaje de accionamiento del pedal del freno, esto ya que es realmente el conductor del vehículo quien evalúa y determina cuanto porcentaje de frenado requiere según la situación que se presente; nuevamente el criterio para tomar este valor y la diferencia entre el criterio usado para la aceleración y para el frenado serán expuestos con mayor profundidad en el siguiente capítulo.

Figura 41. Simulación del circuito configurado para frenar el vehículo.



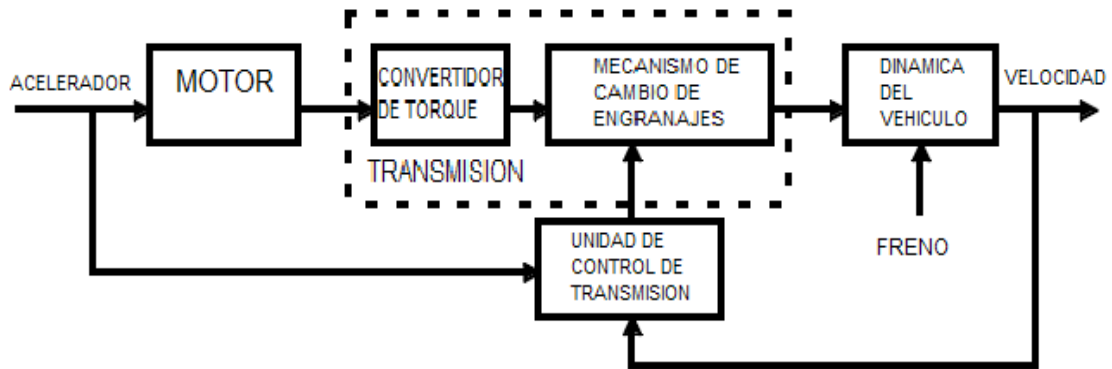
Una vez el acumulador está lleno, si es necesario seguir frenando el sistema de regeneración puede continuar ayudando a ejecutar dicha tarea; en este caso el sistema de regeneración actúa como un sistema auxiliar de frenado ya que el flujo continua pasando a través de la válvula de seguridad disipando la energía en forma de calor a través del aceite por medio del intercambiador de calor del sistema de refrigeración del sistema hidráulico que se menciona en el capítulo uno; esta disipación de energía se podrá evidenciar en las graficas resultantes de la simulación.

2.5.3 Simulación Sostenimiento. El sostenimiento ocurre cuando el vehículo entra en una velocidad constante, en este momento el sistema manda el ángulo alpha al mínimo; con esto se trata de reducir al máximo el caudal que pasa a través de la bomba para que así las pérdidas por accesorios sean mínimas; en este momento el circuito hidráulico está en una especie de venteo en el cual, el aceite contenido en el acumulador está aislado por medio de unas válvulas cheques y el único torque necesario es el requerido para superar las pérdidas internas del sistema durante el venteo tratando de evitar así que el sistema de regeneración se convierta en una carga cuando no está trabajando.

3. MODELADO Y SIMULACIÓN DE UN VEHÍCULO PESADO

En la siguiente figura se muestra el diagrama de flujo típico de una transmisión automática de 4 velocidades utilizada en un vehículo pesado convencional de reparto. Cada uno de los bloques utilizados en el diagrama de flujo tiene un correspondiente bloque lógico de ecuaciones representadas y resuelto por medio de SIMULINK, en un modelo que sigue los parámetros descritos en el diagrama de flujo, por medio del manejo de las variables dinámicas del sistema.

Figura 42 Diagrama de Flujo Sistema Dinamico

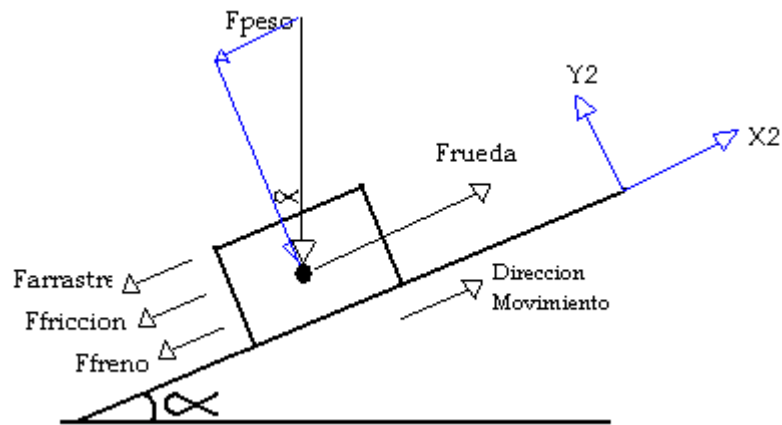


Para poder conocer como funciona este modelo y como es representado y resultado por medio de MATLAB SIMULINK, se descompondra cada uno de los bloques logicos para poder verificar sus entradas y salidas ademas de las relaciones que entre ellas se van llevando acabo.

3.1 DINÁMICA DEL VEHÍCULO

La energía para el movimiento del vehículo es transmitida a través de las llantas que tienen tracción, allí se debe suministrar el torque necesario para vencer cargas como la inercia, el arrastre producido por el aire, la fricción y la carga propia del vehículo entre otras; estas fuerzas las podemos analizar partiendo de una consideración del vehículo como una partícula.

Figura 43 Diagrama de Cuerpo Libre para el Vehículo



Si hacemos una sumatoria de fuerzas en x encontramos una relación entre las fuerzas que actúan sobre el vehículo y su inercia.

$$\sum F = m_{veh} * \frac{d^2x}{dt^2} = F_{veh} - F_{arr} - F_{fri} - F_{fre} - F_w \text{sen}(\alpha) \quad (13)$$

- Donde:
- m_{veh} → Masa del vehículo
 - x → Desplazamiento del vehículo
 - F_{veh} → Fuerza suministrada por el tren de potencia del vehículo
 - F_{arr} → Fuerza de arrastre producida por el aire
 - F_{fri} → Fuerza de fricción

F_{fre} → Fuerza de frenado producida por el sistema de frenos

F_w → Peso del vehículo más la carga que transporte

α → Angulo de inclinación de la cuesta.

La fuerza del vehículo viene dada por el torque suministrado por el MCI y afectado por las relaciones de la transmisión y el diferencial, con lo que vemos que en la rueda dicha fuerza está dada por:

$$T = r * F \Rightarrow F_{veh} = \frac{T_{dif}}{r_{rue}} \quad (14)$$

Donde: r_{rue} → Radio de la llanta del vehículo

T_{dif} → Torque de salida del diferencial del vehículo

Las otras fuerzas están dadas como se escribe a continuación:

$$F_{arr} = K * \left(\frac{dx}{dt} \right)^2 \quad (15)$$

$$F_w = m_{veh} * g \quad (16)$$

$$F_{fri} = K_2 * F_{rue} \quad (17)$$

$$F_{fre} = F_{max_freno} * K_3 \quad (18)$$

Donde: K → Coeficiente de arrastre del vehículo

g → Gravedad

K_2 → Coeficiente de perdidas por fricciones de la transmisión

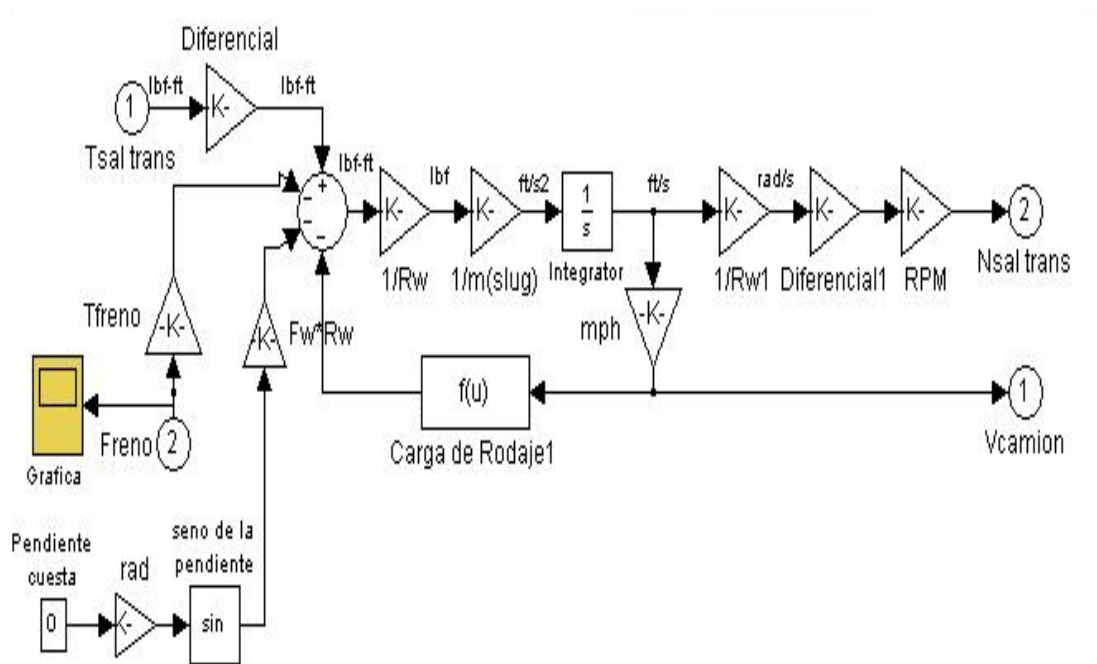
K_3 → Porcentaje de accionamiento del pedal de frenado

Reemplazando las ecuaciones 14, 15, 16, 17 y 18 dentro de la ecuación 13 obtenemos un modelo que nos indica como va variando la velocidad y

aceleración del camión a medida que el MCI va entregando torque dependiendo de su capacidad y de todas las fuerzas a vencer.

3.1.1 Simulación Dinámica vehículo. Las variables de entrada son el angulo de la Cuesta(angulo α en grados), Torque de Salida de la transmision(T_{sal_trans}), Torque de frenado en ruedas, fuerza de arrastre y la relacion del diferencial.

Figura 44. Modelo en Simulink de la dinámica del vehículo



Como resultado de la simulación obtenemos la velocidad lineal del camion y la velocidad angular de salida de la transmision.

3.2 MODELO MOTOR DE COMBUSTION INTERNA(MCI)

En el módulo de motor(mci) se pueden observar principalmente las curvas de comportamiento con respecto al porcentaje de aceleracion, y a la disponibilidad de torque que este posee a los diferentes rangos de revoluciones del motor.

La matriz presentada en la figura 45 es la tabla de valores usados para graficar las curvas de respuesta de torque del motor ante la entrada de regimen de revoluciones y porcentaje de accionamiento del acelerador.

Figura 45. Matriz de Torque Vs RPM Vs % Acelerador del Motor MCI

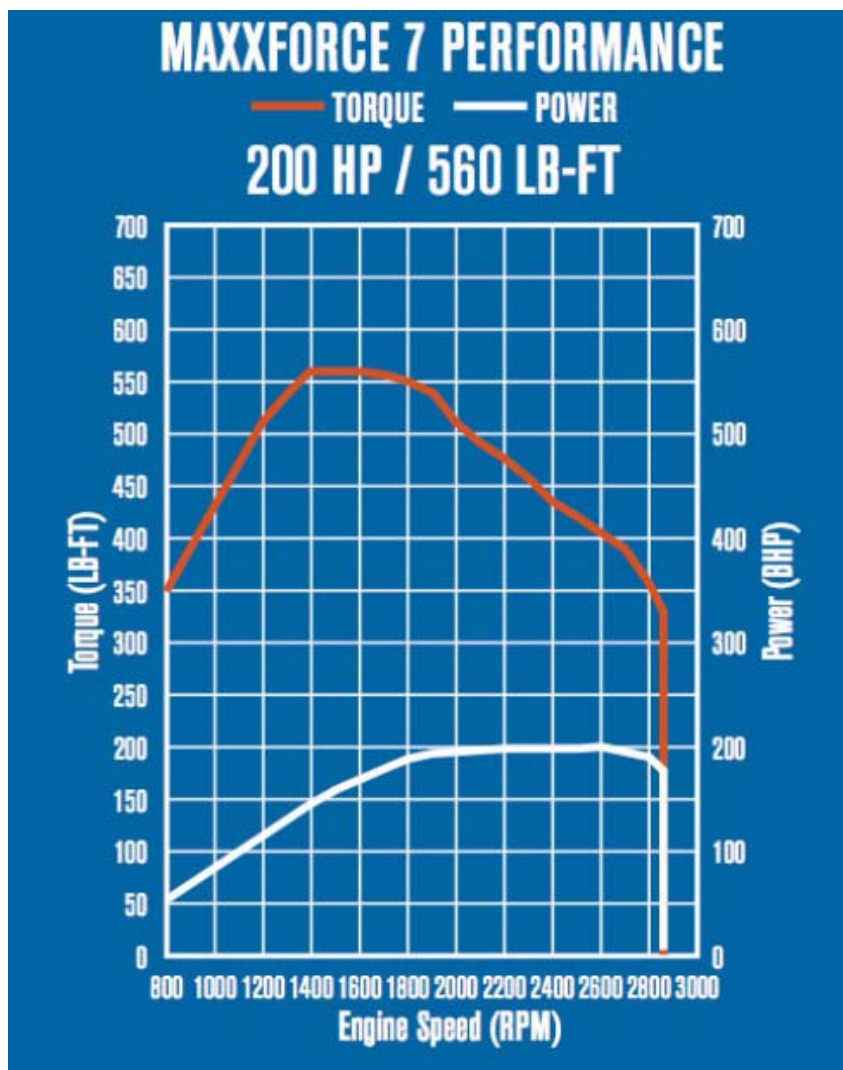
% \ rpm	800	1000	1200	1400	1600	1800	2000	2200	2400	2600	2800
0	-67,0659	-73,7725	-82,1557	-88,8623	-95,5689	-102,2750	-108,9820	-117,3650	-124,0720	-130,7780	-137,4850
20	360,4790	196,1680	142,5150	110,6590	73,7725	48,6228	16,7665	-3,3533	-21,7964	-36,8862	-53,6527
30	410,7780	348,7430	298,4430	248,1440	204,5510	174,3710	142,5150	110,6590	80,4790	55,3293	30,1796
40	442,6350	435,9280	404,0720	367,1860	323,5930	280,0000	254,8500	222,9940	199,5210	160,9580	142,5150
50	442,6350	467,7840	472,8140	461,0780	435,9280	399,8420	373,8920	348,7430	316,8860	286,7070	254,8500
60	447,6650	486,2280	491,2570	497,9600	486,2280	461,0780	435,9280	429,2220	392,3350	355,4490	323,5930
70	447,6650	497,9640	511,3770	511,3770	511,3770	504,6710	491,2570	472,8140	447,6650	417,4850	378,9220
80	447,6650	504,6710	516,4070	523,1140	534,8500	541,5570	534,8500	529,8200	497,9640	467,7840	424,1920
90	447,6650	504,6710	523,1140	534,8500	548,2630	548,2630	548,2630	548,2630	523,1140	491,2570	447,6650
100	447,6650	504,6710	523,1140	534,8500	548,2630	560,0000	560,0000	560,0000	534,8500	511,3770	461,0780

En la grafica se tabula la entrega de torque según el porcentaje de aceleracion y la velocidad angular en RPM, estos datos representan el comportamiento experimental de un motor INTERNATIONAL DT 466 MAXXFORCE 7 de 200 HP de Potencia y 560Lb-Ft de Torque maximo.

Este motor equipa una gran variedad de vehiculos de clase 6 y 7, pero para este caso particular de estudio equipa un camion estandar de reparto International 4700 4x2 con peso bruto vehicular de 20600Kg.

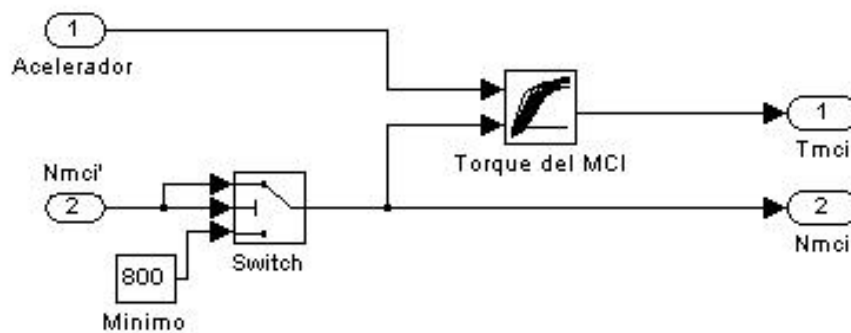
Este motor es de una serie de motores de inyeccion electronica, debido a esto es que el motor posee una caracteristica muy importante y es que presenta una potencia constante en un rango amplio de revoluciones, lo cual hace que este motor pueda operar de una forma mas eficiente con transmisiones automaticas como es en este caso particular.

Figura 46. Curva de Rendimiento para Motor Interntional Maxxforce 7 de 200 Hp y 560 Lb-Ft de Torque Tomado de <http://www.maxxforce.com/Content/pdf/on-highway/MaxxForce7usa.pdf>



Esta curva de prueba es la que suministra el fabricante del motor en cuestion, obtenida atravez de la prueba en dinamometro a maxima carga, la diferencia principal entre los datos de la tabla y la grafica 46 es que la segunda es tomada a un porcentaje de aceleracion del 100%, lo cual solo nos da una cuva mientras que los datos de la matriz además de contener los valores de la figura 46 al 100%, tiene una familia de curvas con respecto al comportamiento del motor a menores porcentajes de aceleración, lo cual nos permite comprender y cuantificar de una forma mas precisa el comportamiento real del motor MCI.

Figura 47. Modelo Motor MCI



Las variables que controlan el funcionamiento de este modelo son:

1 Acelerador, esta es una variable de entrada que viene dada en forma de porcentaje y quiere decir el porcentaje que se mantiene oprimido el acelerador contra su maxima carrera, lo cual indica directamente las necesidades del conductor.

2 velocidad angular del motor Nmci, esta variable es otra de las entradas al motor, con estas 2 variables se entra en la curva del comportamiento del

motor y se saca como variable de salida el torque que puede entregar el motor,

3 La velocidad angular del motor N_{mci} es la retroalimentacion del sistema.

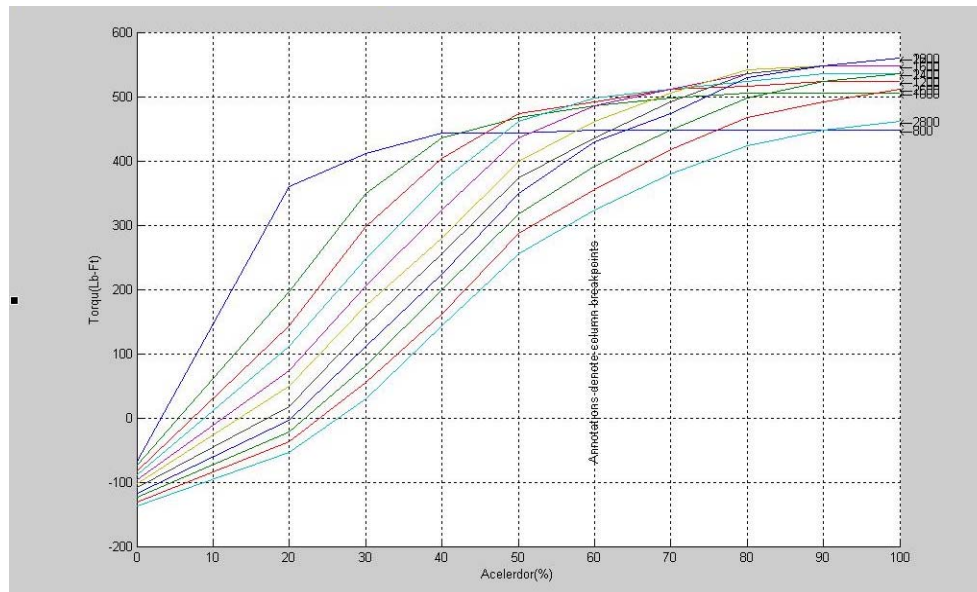
Despues de entrar en el modelo de la curva de funcionamiento del motor de combustion interna con las variables de entrada anteriormente descritas se puede obtener como variable de salida el torque que entrega el MCI, con esta variable y con la velocidad angular se conoce la potencia que el motor va entregando instantaneamente.

El carácter de estas curvas es experimental, lo que se hace es tomar dicha experimentacion y llevar estos datos a la matriz de la figura 45 y luego graficarlas para poder entender el comportamiento del MCI de una forma mas global.

Los datos que representan el comportamiento del MCI en su curva respectiva, se anexan en simulink al sistema como una matriz de datos, y luego puede ser visualizada en forma de una grafica bien sea de 2 o 3 dimensiones según sea el caso.

La forma en que se proyecta la curva de un MCI es por medio de curvas tomadas a iso-revoluciones, a la hora de obtener estas curvas en una experimentacion real en banco de pruebas, lo que se hace es; se dispone el motor a un comportamiento constante de velocidad angular y se va variando la carga para asi obtener el torque maximo que para ese punto esta dispuesto el motor a entregar, y asi se hace para todo el rango de velocidad angular del MCI hasta obtener una curva completa.

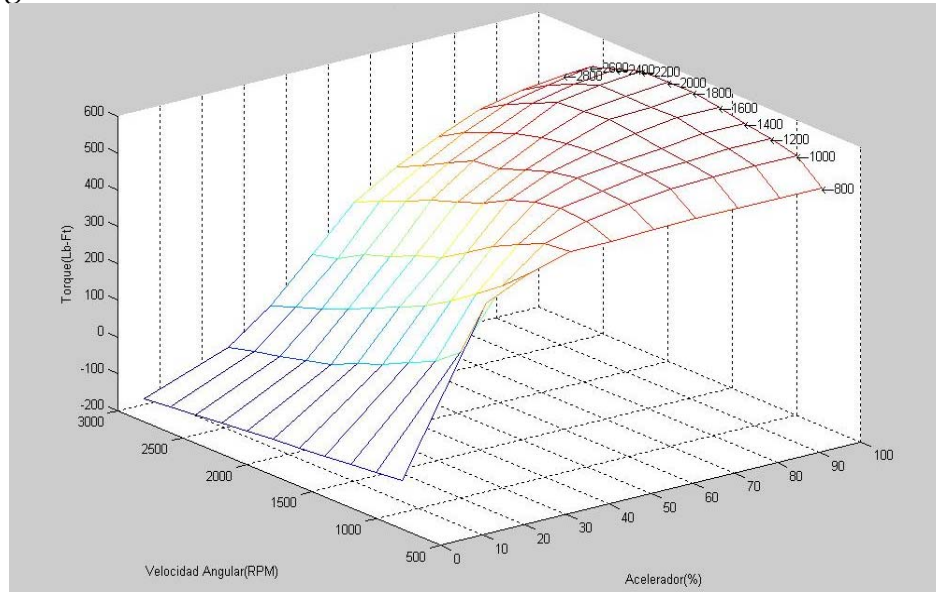
Figura 48. Curvas de Funcionamiento de Motor MCI en 2 Dimensiones



En la figura 49 se puede apreciar de una forma mas detallada el comportamiento y la tendencia que se marca sobre el MCI a lo largo de todo el rango operativo del motor MCI, la grafica permite observar mas detalladamente cual es el rango en el cual el torque tiene su valor mas alto, el cual esta señalado con un color rojo oscuro, y al mismo tiempo se logra captar claramente como se comporta el torque con respecto al porcentaje de aceleracion a una velocidad angular constante

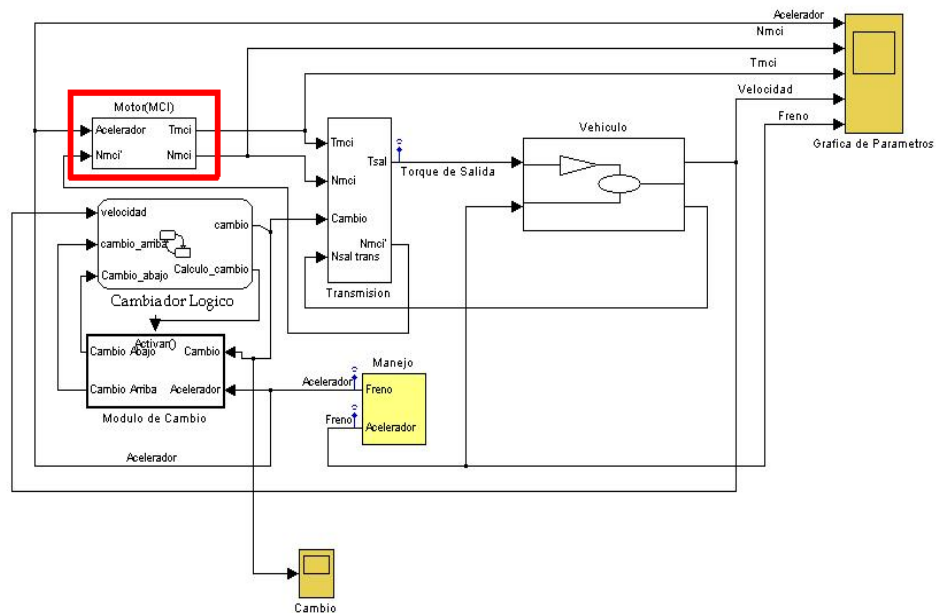
Este programa nos permite poder visualizar las variables y los comportamientos de la forma mas conveniente según lo que se necesite, pudimos observar que se pueden obtener en forma de matriz, o como graficas en 2 o 3 dimensiones según como sea el comportamiento que se desee observar, o la tendencia de alguna variable especifica dentro del funcionamiento del modelo.

Figura 49. Curvas de Funcionamiento de Motor MCI en 3 Dimensiones



Ademas del motor, hay otras partes muy importantes que son las que restringen el comportamiento dinamico de este, ademas de sentar las bases para acoplar el modelo del vehiculo con el sistema hibrido hidraulico que mas adelante seran contempladas.

Figura 50. Modelo Simulink vehiculo pesado, se resalta el motor MCI



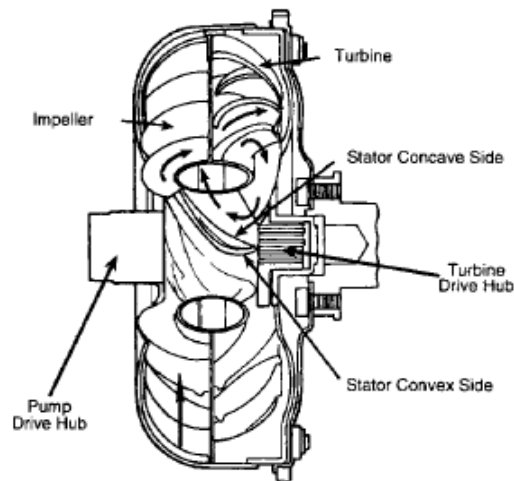
En la figura 50 se aprecia el subsistema del motor de combustion interna, en el se compila el modelo explicado en esta sección; también se puede apreciar la interacion del modelo del motor con los diferentes subsistemas del camión.

3.3 MODELO TRANSMISION

Como se menciona anteriormente la transmisión modelada es una transmisión automatica de cuatro velocidades, dicha transmisión la podemos descomponer en dos sistemas principales que son el convertidor de torque y el tren de engranajes con sus relaciones entre engranajes.

3.3.1 Modelo Convertidor de Torque

Figura 51 Convertidor de Torque Tomado de Referencia [12]



En la grafica anterior se visualiza el esquema de un convertidor de torque para una caja automática de un vehículo pesado como el que es objeto de nuestro analisis, basicamente es un dispositivo que opera en los momentos que la transmisión va a hacer las trancisiones de cambios, es decir este se

encarga de sostener el torque y la velocidad angular del eje de salida de la transmisión mientras esta efectúa el cambio de velocidad.

Un convertidor de torque es un dispositivo que por medio de un sistema hidráulico que comprende de un impulsor y una turbina efectúa los cambios de velocidades entre el eje de salida y de entrada para poder vencer la inercia del vehículo cuando acelera o cuando arranca, para esto utiliza un fluido hidráulico que alimenta una turbina y según el caudal y la presión que se envíen a este por medio de un impulsor, se obtiene el torque y la velocidad angular necesaria para poder hacer las transiciones en la transmisión.

Las siguientes ecuaciones nos ilustrarán un poco más acerca de cómo trabaja el convertidor de torque y su función.

$$R_{TORQUE} = f\left(\frac{N_{en}}{N_{MCI}}\right) \quad (19)$$
$$1 \leq R_{TORQUE} \leq 2.2$$

Donde: R_{TORQUE} → Relación de amplificación de torque
 N_{MCI} → Velocidad angular del cigüeñal del motor MCI
 N_{en} → Velocidad angular del eje de entrada al tren de engranajes

Básicamente la función del convertidor de torque es similar a la de un reductor de velocidad, donde R_{TORQUE} es la relación entre el torque de entrada y el de salida y como lo dice la ecuación 19 es función del cociente de la velocidad de salida del mismo sobre la de entrada. La máxima relación que podrá haber será de 2.2 y la mínima de 1 que es cuando ya ha sido superado

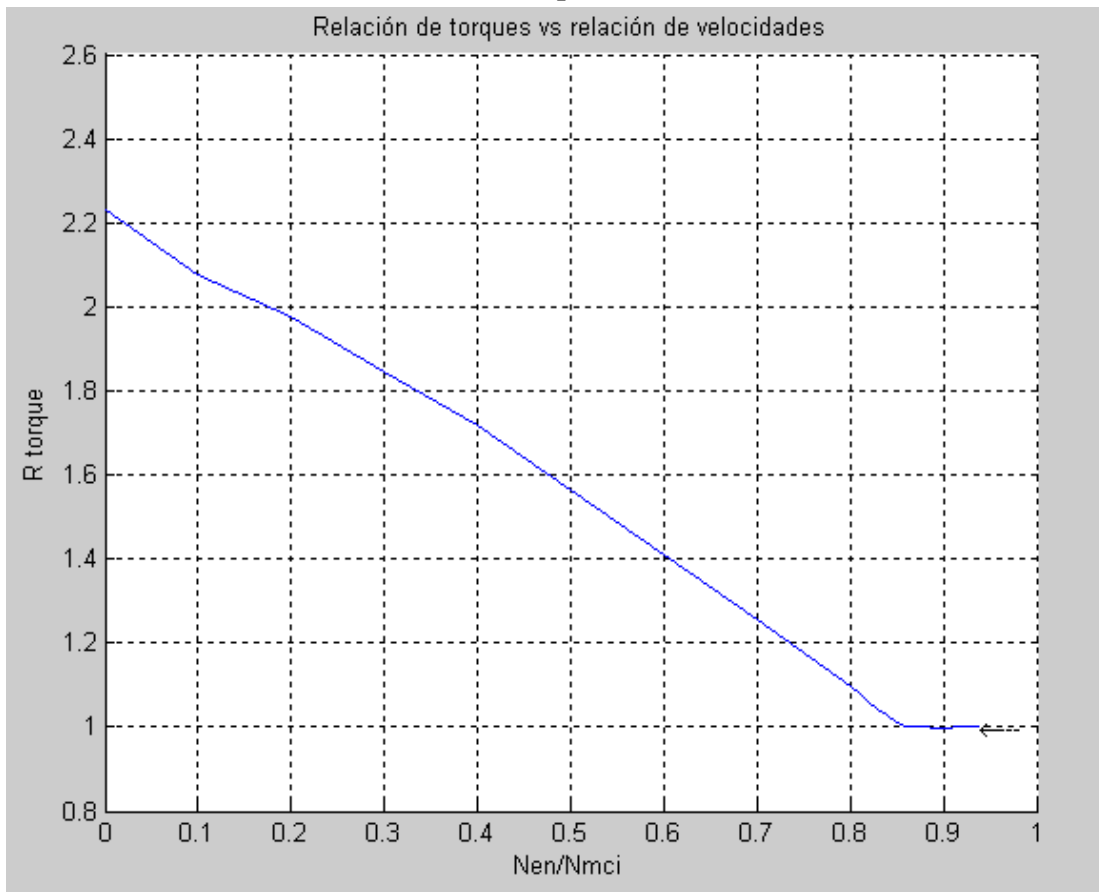
el transitorio y las velocidades de los ejes del convertidor de torque prácticamente se igualan.

$$T_{EN} = R_{TORQUE} * T_{MCI} \quad (20)$$

Donde: T_{EN} → Torque de entrada al tren de engranajes
 T_{MCI} → Torque dado por el MCI

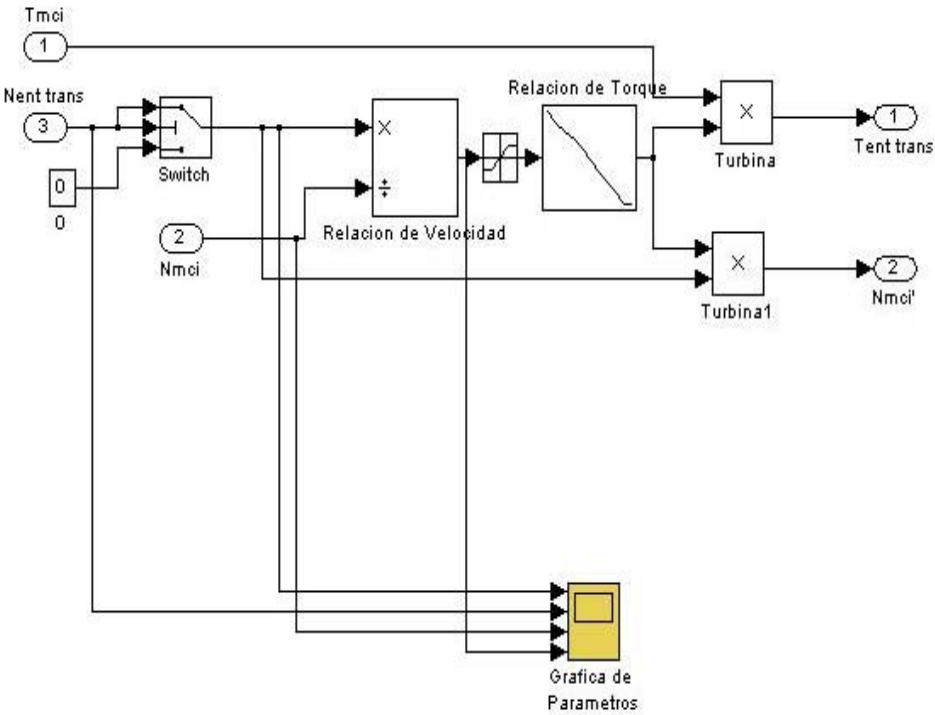
En la figura para un convertidor de torque, entramos con la relación de velocidades angulares y obtenemos la relación entre torque.

Figura 52. Relacion de torque vs relacion de velocidades en el convertidor de torque.



La figura anterior representa las relaciones de torque(rango entre 1 y 2.2) Vs las relaciones de velocidad angular(rango entre 0 y 1), estas relaciones que varian entre 1 y 2.2 para el torque, representa el deslizamiento que hay entre la turbina y el impulsor del convertidor de torque, lo cual hace que el torque de salida aumente y la velocidad disminuya hasta hacer que el eje de la turbina y el del impulsor tengan la misma velocidad; debido a esto es que el convertidor aumenta el torque para vencer la inercia del cambio de velocidad o el arranque; cuando se superan los transitorios de velocidad, el eje del impulsor y la turbina se vuelven solidarios.

Figura 53. Modelo convertidor de torque



En la figura 53 se observa el modelo desarrollado en Simulink para simular el convertidor de torque, en el las señales de entrada son el torque del MCI y las

revoluciones de entrada al tren de engranajes y las señales de salida son las revoluciones del MCI y el torque de entrada al tren de engranajes.

3.3.2 Modelo Relacion de Engranajes. Del eje de salida del convertidor de torque se sigue al tren de engranajes, en el se tienen cuatro relaciones de reducción de velocidad y según la necesidad de torque se va tomando una o otra; esto lo evalua el controlador de la caja.

Las ecuaciones que modelan la reducción de velocidad y ampliación de torque son las siguientes y como se dijo dependen de la relación entre los diferentes engranajes del tren.

$$T_{EN} * R_{gear} = T_{SAL} \quad (21)$$

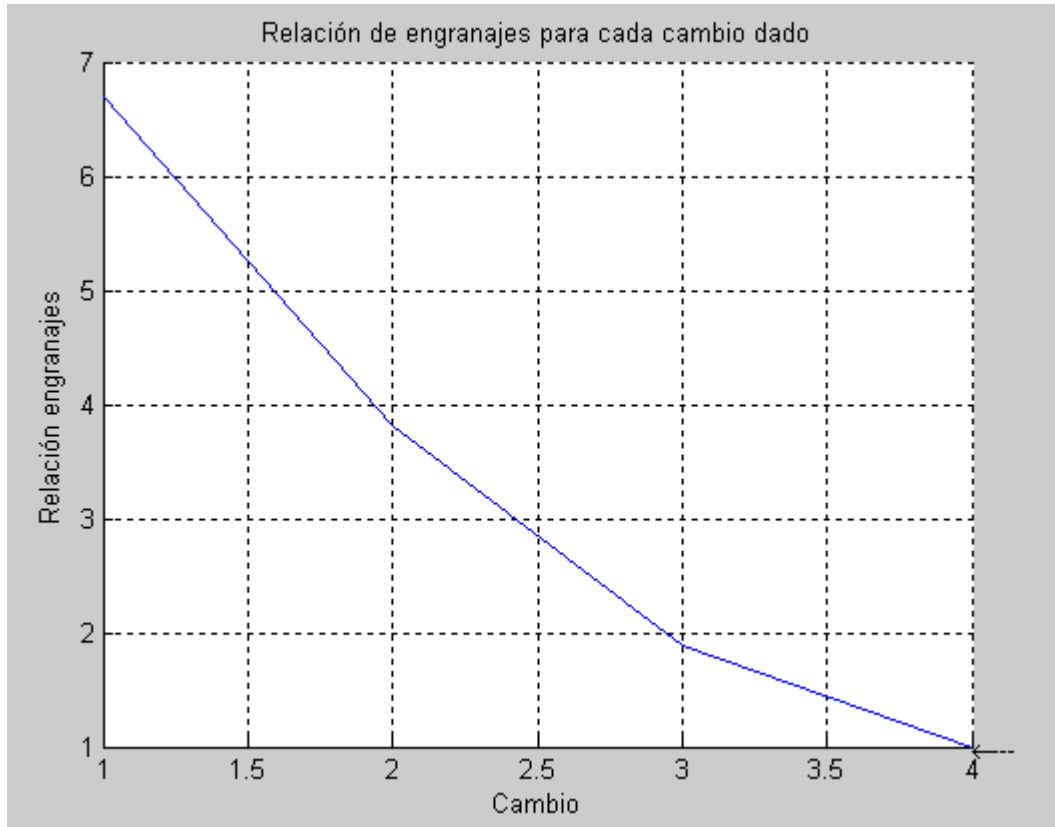
$$N_{SAL} * R_{gear} = N_{EN} \quad (22)$$

Donde: R_{GEAR} → Relación de cada cambio
 T_{SAL} → Torque de salida de la transmisión
 T_{EN} → Torque de entrada de la transmisión
 N_{SAL} → Velocidad angular de entrada a la transmisión
 N_{EN} → Velocidad angular de salida de la transmisión

Las relaciones de cada cambio se grafican en la figura 54; de esa figura podemos tomar la relación del cambio que se encuentre trabajando en el instante dado; estas relaciones corresponden a la de una caja de cambios automática de cuatro velocidades ALLISON SERIE 2500 REF. SA5340EN. La figura 54 nos permite observar como varia la pendiente de la curva según el cambio, a medida que el vehículo toma mas velocidad los deltas de velocidad

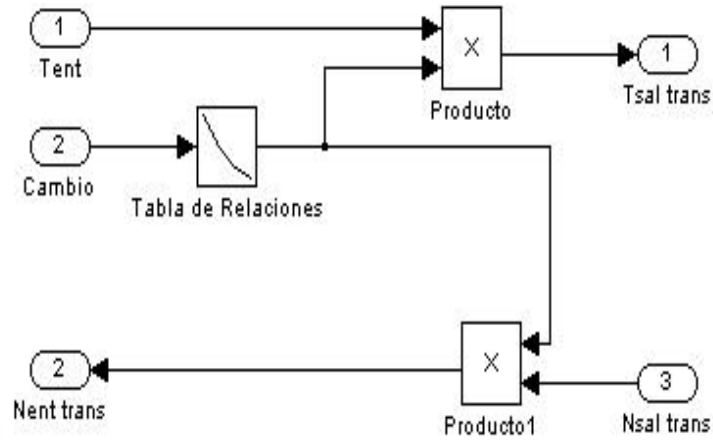
son mas altos ya que es mayor el cambio y por ende menor la reducción llegando a tener su límite cuando esta es nula.

Figura 54. Relaciones de Engranajes para cada cambio



El modelo desarrollado en Simulink para el tren de engranajes se presenta en la figura 55, en el se desarrollan las ecuaciones 21 y 22 y se toman los datos de la relación para cada cambio de la figura 54; las señales de entrada son el torque de entrada a la transmisión, las revoluciones de salida de la transmisión y el cambio en el que se esta trabajando que lo programa el controlador; como salidas tenemos el torque de salida que nos da la transmisión y las revoluciones a las que debe girar el tren de entrada de los engranajes.

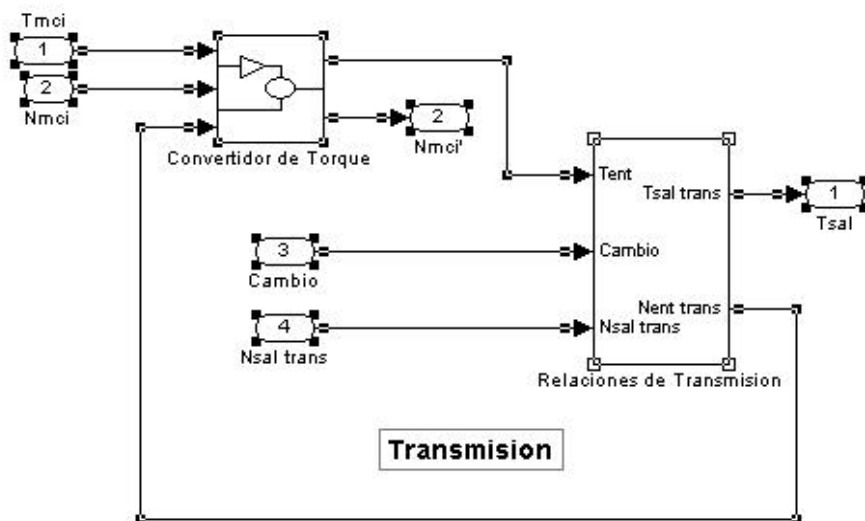
Figura 55. Modelo relación de engranajes en la transmisión



Relacion de Engranajes de la Transmision

Con estos dos subsistemas que conforman la transmisión automática podemos entrar a analizar el modelo global de la transmisión el cual se presenta en la figura 56.

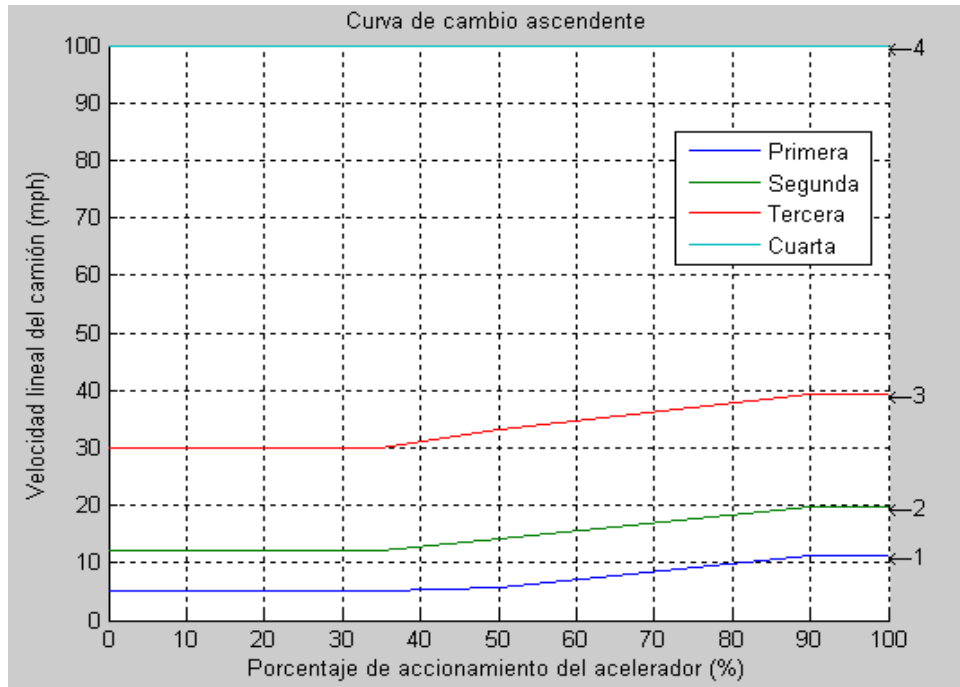
Figura 56. Módulo Transmision



Al mirar el módulo de la transmisión vemos que este recibe 3 señales de entrada y entrega 2 señales de salida, a pesar de que el módulo se llama de transmisión físicamente no lo representa, ya que este módulo solo contempla lo que es la parte mecánica de la transmisión, la parte de control lógico para los cambios se encuentra en otro módulo que analizaremos a continuación.

3.4 MODELO DE CAMBIO

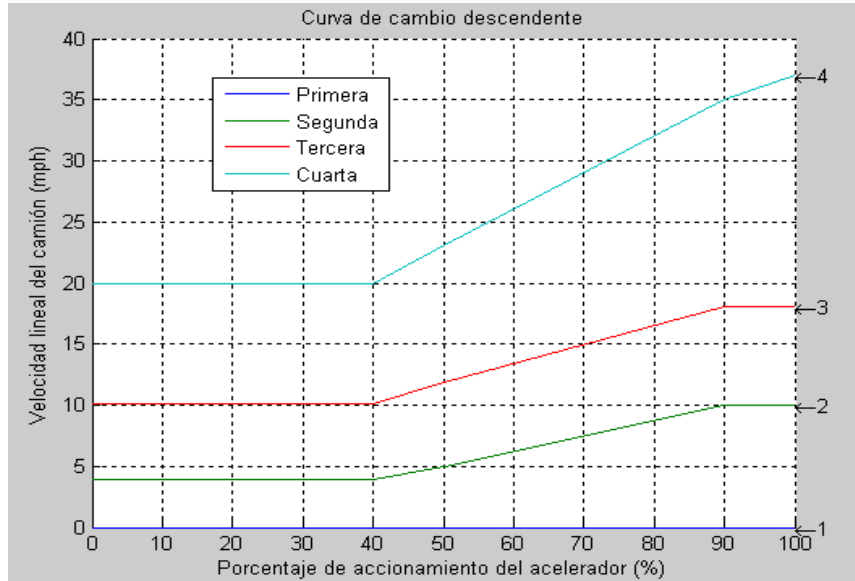
Figura 57. Curva para hacer Cambios Ascendentes



Como se puede observar al comparar las curvas de la figura 57 y figura 58 se nota que existe un rango operacional para cada cambio, es decir que para poder subir el cambio existe un límite y el cambiador lógico lo valida para cada punto de funcionamiento, pero si al disminuir la velocidad se pasa por el mismo camino, el cambio no disminuirá exactamente en el mismo punto,

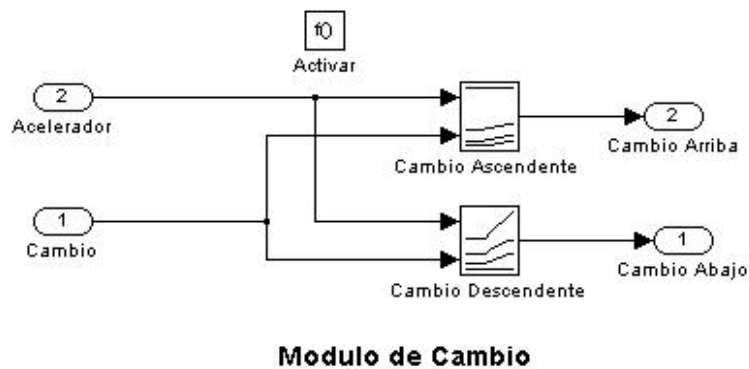
sino que esperara que la velocidad baje un poco mas para poder hacer el cambio.

Figura 58. Curva para hacer Cambios Descendentes



Esto se hace con el fin de lograr darle un margen operativo a cada cambio para evitar la histeresis que se produciria si la curva para ascender el cambio y para descender fuesen las mismas ya que la transmision estaria haciendo cambios a una frecuencia muy alta lo que haria que su funcionamiento no fuese el optimo además de ocasionar daños prematuros en los elementos de esta.

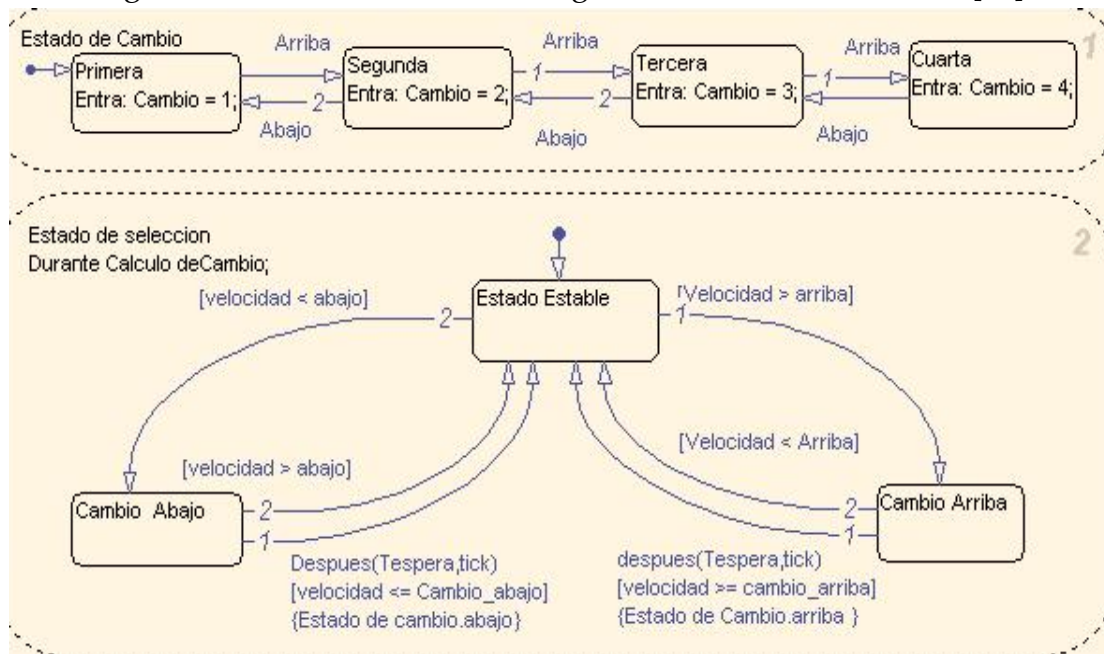
Figura 59. Módulo de Cambios



El módulo de cambios recibe como señales de entrada el porcentaje de accionamiento del acelerador y el cambio en el que se encuentra trabajando en el instante dado; una vez el controlador lógico que mostraremos a continuación chequea que se cumplen las condiciones para realizar el cambio envía una señal de acción al modelo del módulo de cambio la cual hace que este calcule el cambio a subir o bajar.

3.4.1 Modelo Cambiador Lógico

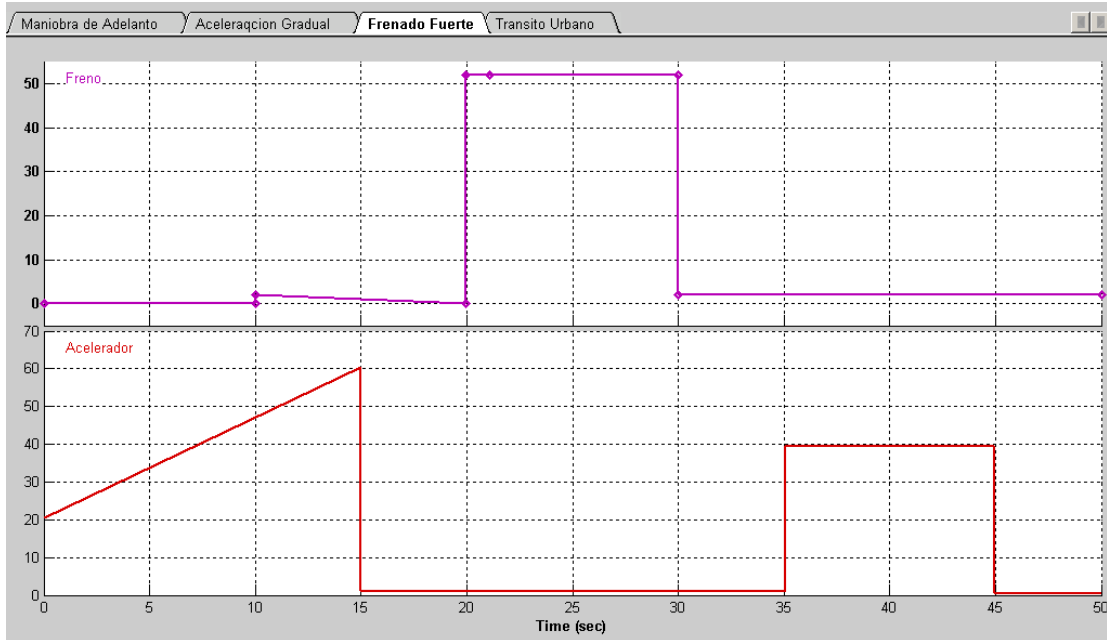
Figura 60. Módulo Cambiador Logico. Tomado de Referencia [13]



El cambiador lógico lo que hace es tomar las variables del motor y del vehículo además de las necesidades que el conductor manifiesta por medio de el freno y el acelerador, y según las restricciones que se le han impuesto de velocidades y torques este calcula cual debe ser el cambio en el cual el vehículo debe operar y manda una señal de acción para que el módulo de cambio lo realice

3.4.2 Señal de Maniobra

Figura 61. Controlador de Maniobra(Acelerador y Freno)



Para variar las condiciones del vehículo y mirar bien como responde este a los diferentes tipos de situaciones de conducción simplemente basta con variar en el módulo de manejo las condiciones de freno y acelerador, este módulo permite que dichas condiciones se puedan variar punto a punto en la curva de freno y acelerador (figura 61), y así se puede ver cómo responde el camión a los cambios de velocidad y cómo influye en la inercia del vehículo.

4. RESULTADOS DE LAS PRUEBAS DE LA SIMULACIÓN

En este capítulo analizaremos los resultados arrojados por la simulación, el objetivo es saber que tanta energía puede llegar a atrapar en un momento dado este sistema y la disponibilidad de la misma para ser reutilizada.

Los resultados obtenidos dependen en gran parte de una correcta selección de los componentes, un tamaño correcto de bomba y acumulador proporciona la suficiente capacidad para almacenar energía y por ende también proporciona disponibilidad de la misma, pero también, entre más grande sean dichos componentes mayor es su costo e incluso, no se pueden llegar a manejar las altas presiones que otros componentes de menor tamaño brindarían. Que tanta energía se pueda atrapar y la estrategia planteada para reutilizar dicha energía es la clave para un exitoso y optimizado uso de este tipo de tecnologías.

4.1 COMPONENTES USADOS

A Continuación se listan los componentes principales usados en el circuito hidráulico de la simulación de un sistema de regeneración adaptado para trabajar en un camión International 4700 4X2 con un peso bruto vehicular de 20600 Kg, además equipado con motor diesel International Maxxforce 7 de 200 Hp y 560 Lb=Ft de Torque y una transmisión automática Allison Serie 2500 de 4 velocidades usado en aplicaciones de reparto urbanas.

Tabla 1. Componentes del sistema hidráulico

.Componente	Referencia	Marca	Característica 1	Característica 2
Bomba de eje quebrado	A6 VM 107	Rexroth	Cb=107cm ³ /rev	Pmax=5000psi
Acumulador de alta presión	<u>A7L3465C1K</u>	Parker	Voil=15 gal	Pmax=5000psi

4.2 MODELO GLOBAL DE LA SIMULACIÓN

El modelo global está compuesto por la simulación del camión con las características anteriormente mencionadas unido al sistema de regeneración de energía; el esquema completo se presenta en la figura 62.

El funcionamiento de la simulación consiste en que según las necesidades de aceleración que se dan al oprimir el acelerador o el freno y las características dinámicas propias del camión se calcula la respuesta del motor de combustión interna, tanto en torque como en sus revoluciones y cómo estas se reflejan en la velocidad del vehículo; estas señales se llevan al sistema de regeneración de energía y con base en ellas y los criterios que hemos preestablecido dentro de la simulación este sistema responde y almacena o entrega energía según sus capacidades.

Finalmente se superponen curvas de torque, potencia y energía recogida y entregada por uno y otro sistema y basado en estos resultados podemos saber que tanta energía puede ser almacenada y regenerada.

4.2.1 Gráficas y valores de interés. Como mencionamos anteriormente, es importante tener unas gráficas que nos permitan comparar el rendimiento del sistema de regeneración contra el trabajo que tendría que desempeñar el motor del camión en su configuración convencional; además, son de interés otros valores como disponibilidad de aceite a presión dentro del acumulador (ya que esto marca la disponibilidad de energía), presión del aceite y tiempos de llenado y descarga del acumulador.

Figura 62. Modelo global de la simulación; camión con sistema de regeneración.

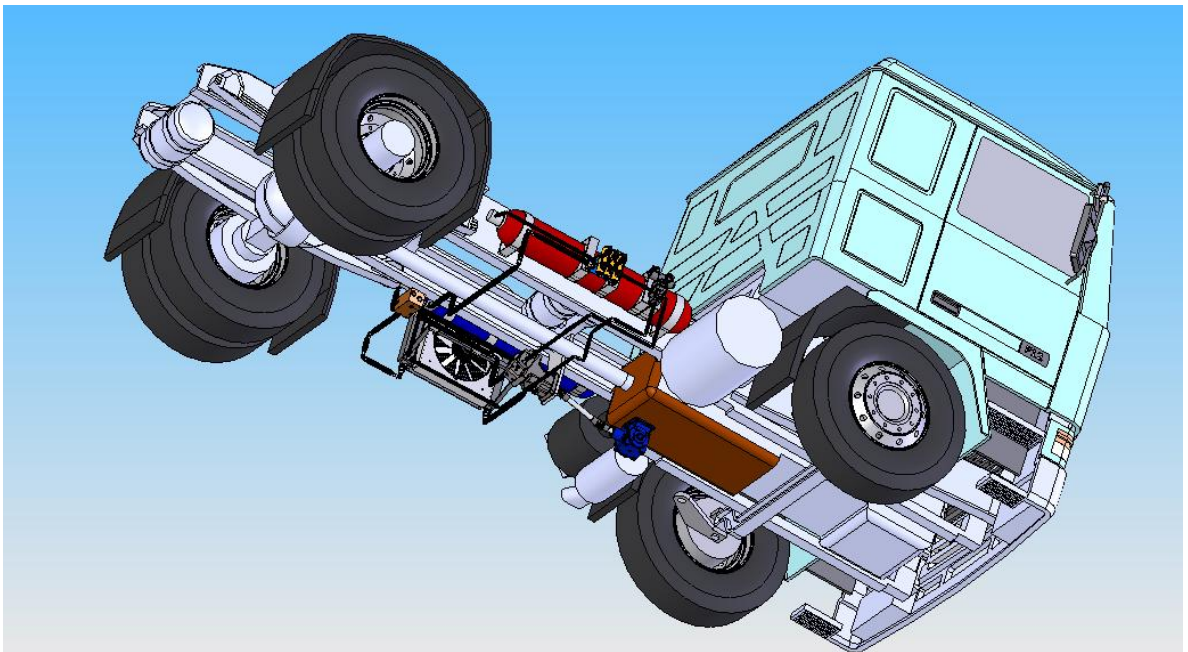
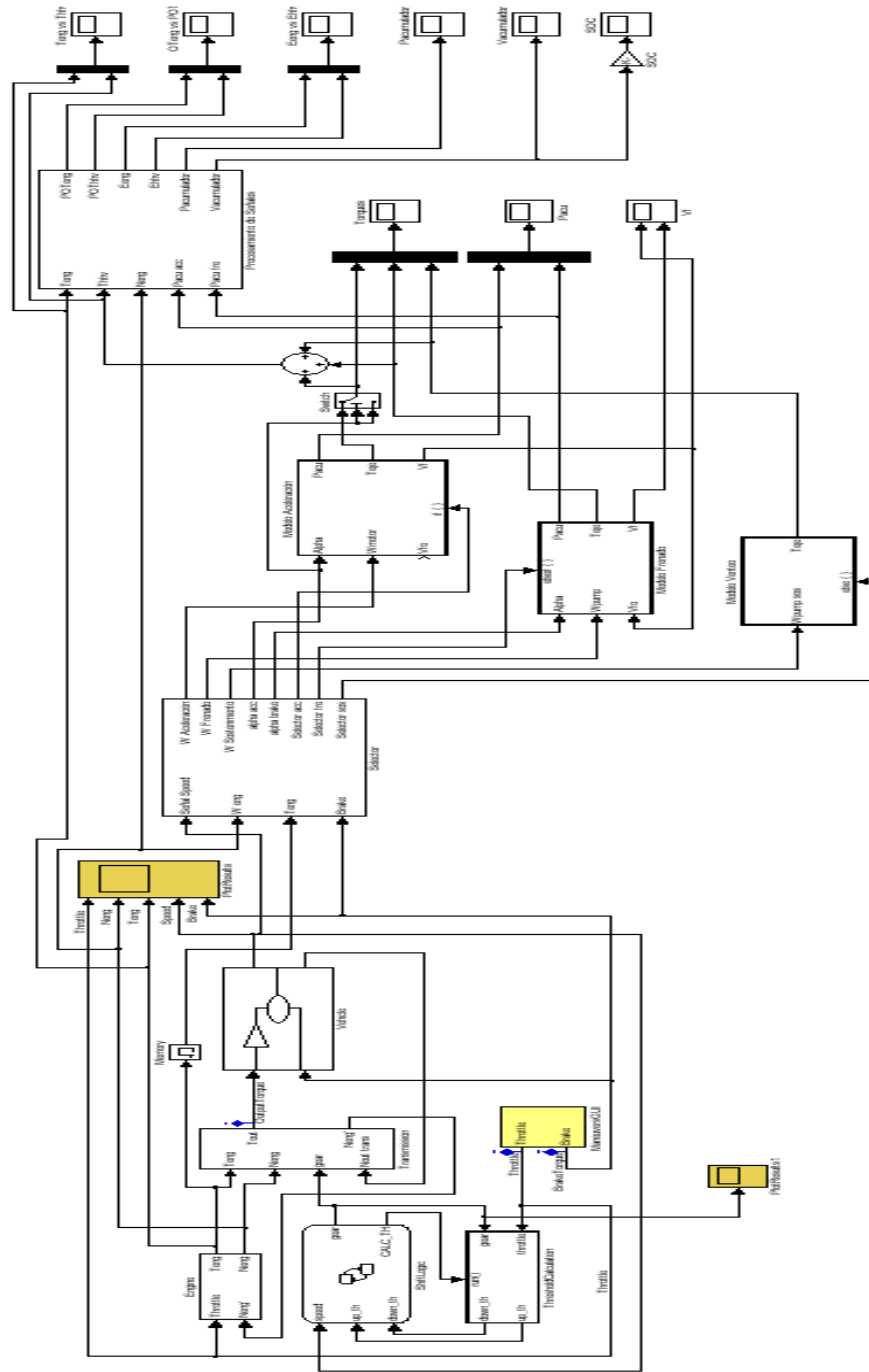


Figura 62. Modelo global de la simulación; camión con sistema de regeneración.

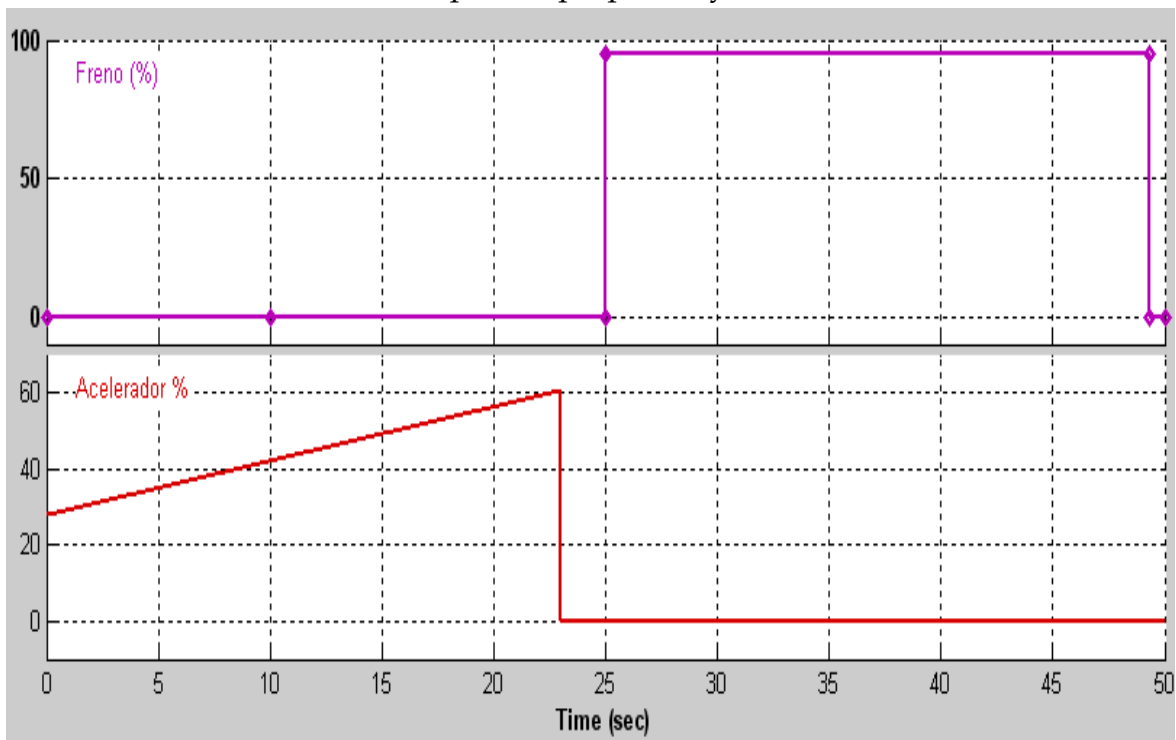


Los tiempos de llenado y descarga del acumulador depende en gran parte de la capacidad volumétrica de la bomba y de la capacidad del acumulador; la configuración de estos debe tener en cuenta la actividad en la que se va desempeñar el vehículo ya que es muy diferente los tiempos necesarios en un vehículo que trabaja en la ciudad a uno que transita por carreteras.

4.3 SIMULACIÓN Y RESULTADOS

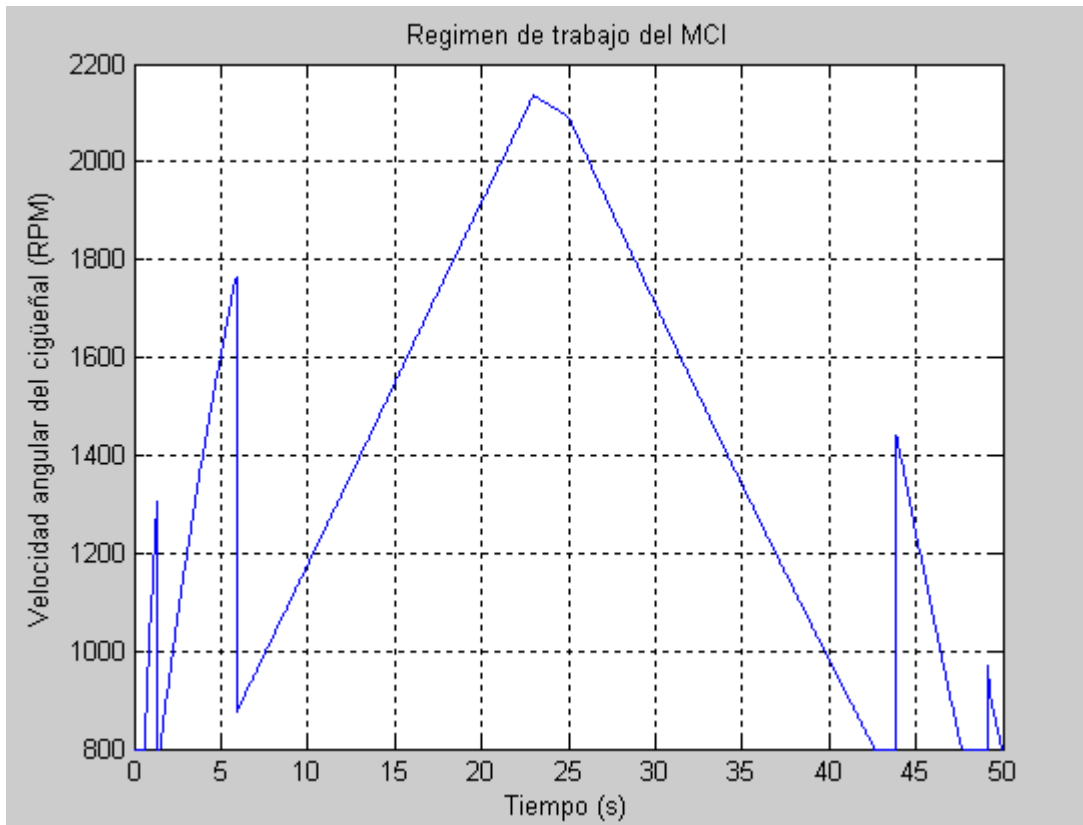
Los siguientes resultados arrojados por la simulación se plantean para el vehículo cargado a su máxima capacidad (20600 Kg de peso bruto), velocidad inicial del camión de 0 kmh y unas necesidades de aceleración y frenado que generaran la carga y descarga completa del acumulador hidráulico.

Figura 63. Perfil de accionamiento porcentual del pedal del acelerador y el freno del camión; prueba propuesta y desarrollada.



En la figura 63 podemos ver cómo y en que instante es accionado tanto el acelerador como el freno; estos datos entran a alimentar la simulación del camión mostrando la respuesta dinámica del mismo ante las condiciones anteriormente expuestas; estos resultados se presentan en las figuras 64, 65 y 66.

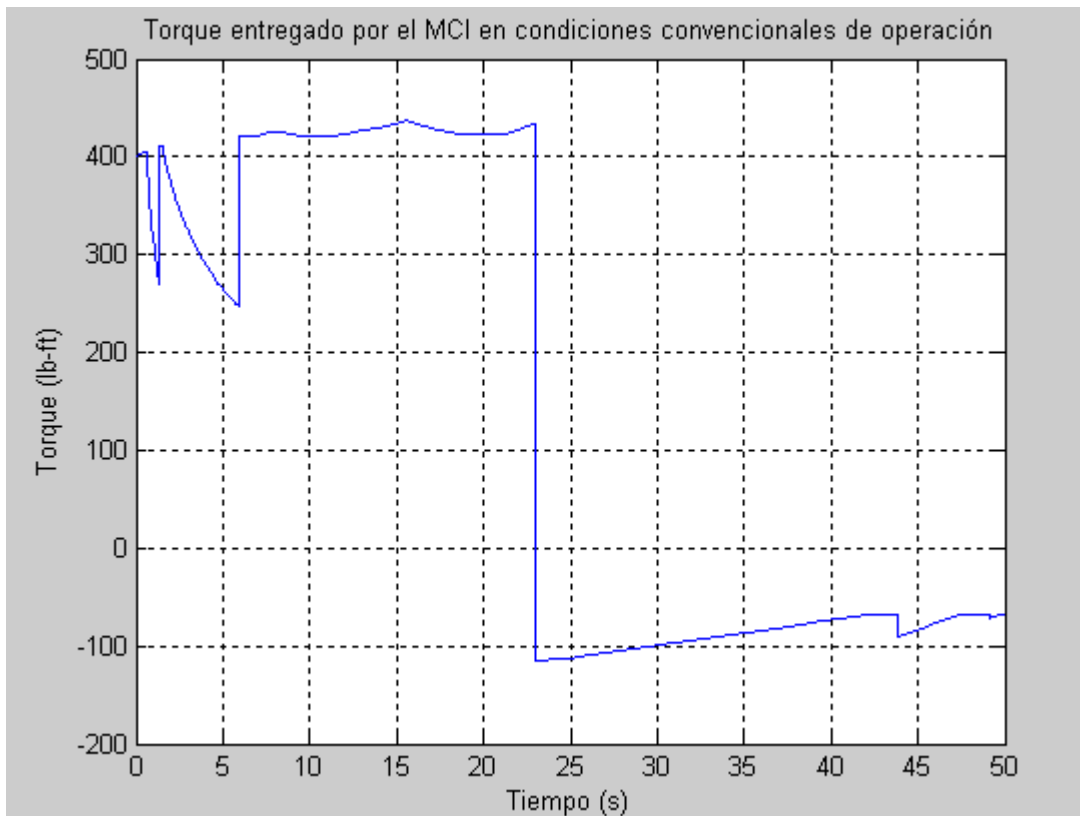
Figura 64. Régimen de trabajo del MCI para la señal propuesta.



La figura 64 nos muestra la respuesta en régimen del motor de combustión interna ante las condiciones dadas; en dicha figura se aprecia como en los instantes 2, 6, 44 y 48 segundos la transmisión automática va introduciendo los diferentes cambios pasando de 1 a 2; luego de 2 a 3; posteriormente vuelve a bajar de 3 a 2 y termina con el cambio de 2 a 1 respectivamente.

En la gráfica 65 se muestra como mientras el vehículo tenga accionado el acelerador el motor es obligado a trabajar cerca de su máximo torque (560 lb-ft) llegando a dar en este intervalo de tiempo hasta 437 lb-ft; hay que aclarar que esta simulación se está corriendo para el camión cargado al máximo ósea con un peso bruto vehicular de 20600Kg.

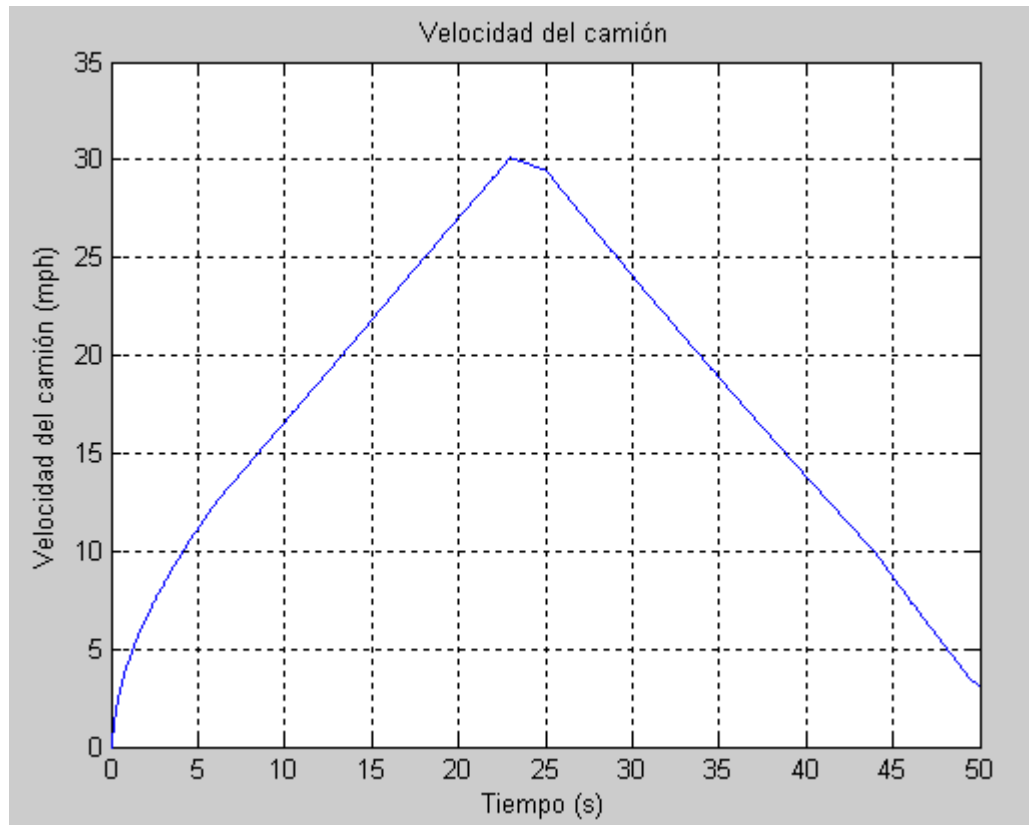
Figura 65. Torque entregado por el MCI para la señal propuesta.



Una vez se deja de accionar el acelerador en el instante $t=23s$ el torque del motor cae a -115 lb-ft, este torque es negativo ya que este es el valor del torque de compresión del MCI; esto repercute en la velocidad del camión haciendo que este pase por un pequeño intervalo de tiempo en que la velocidad del mismo se sostiene y luego esto es seguido por una

desaceleración del mismo debido a la drástica disminución del paso de combustible a la inyección del motor.

Figura 66. Velocidad del camión para la señal propuesta.



En el instante $t=25s$ es accionado el freno lo que marca una mayor desaceleración la cual se evidencia en la figura 66, manteniendo el bajo torque y un descenso en el régimen del motor obligándolo incluso a bajar los cambios y llevando de esta forma nuevamente el camión a una velocidad cercana a 0mph.

Estos resultados son los arrojados por el modelado del camión convencional; ahora, llevaremos estas señales de velocidad, torque, revoluciones del motor

y frenado al módulo selector del sistema de regeneración de energía para alimentar las distintas variables del HHV.

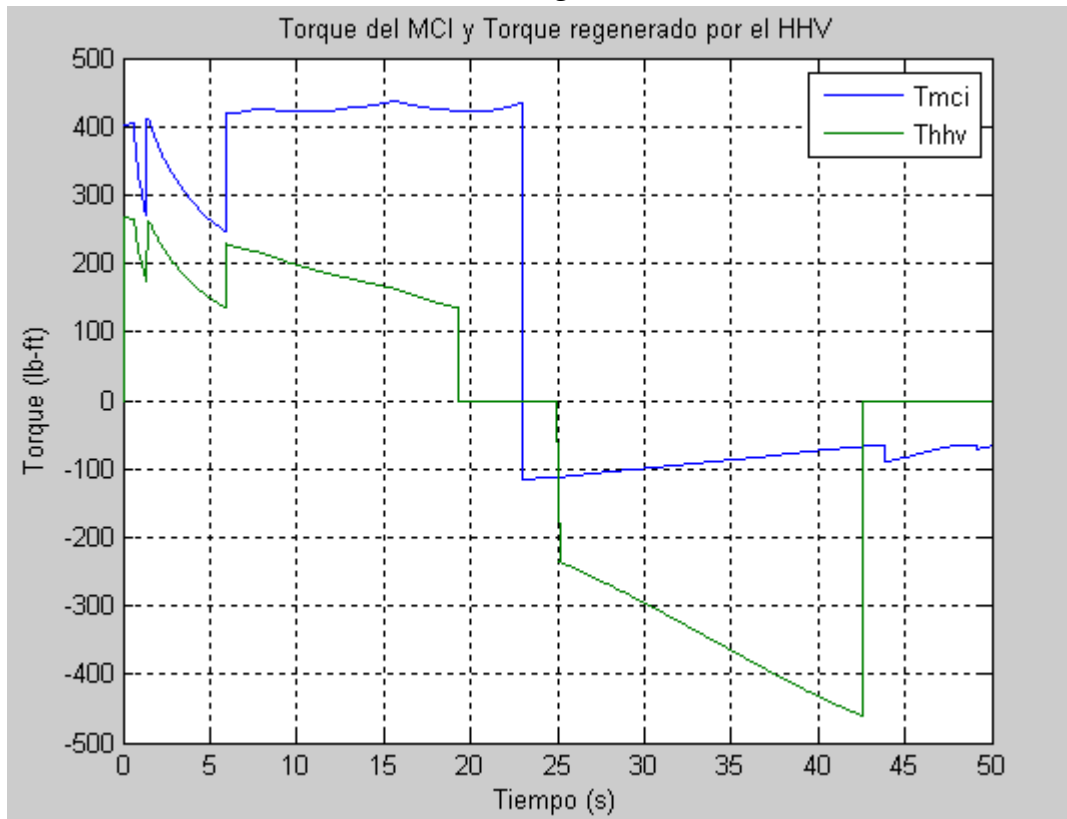
El selector hace las veces de controlador; en él se determina el ángulo que debe tener el eje de la bomba, cual debe ser la disposición del sistema (arreglo de válvulas) según el vehículo este acelerando, frenando o en sostenimiento y chequea las condiciones propias del circuito hidráulico como volumen máximo y volumen mínimo de aceite presurizado en el acumulador de alta presión.

El sistema calcula el ángulo del eje de la bomba en aceleración según la necesidad de torque que está pidiendo la dinámica propia del camión y que en el modelo convencional es suministrando por el MCI; esto hace que en todo momento que el sistema asista al camión el torque entregado por este sea una fracción del torque total que en condiciones normales debe asumir el MCI; este criterio fue usado por nosotros ya que así logramos que la entrega de torque por parte del circuito de regeneración sea proporcional a la demanda, permitiendo de esta forma gozar de cierta disponibilidad energética y evitar que dicho torque sea entregado de una forma abrupta. En este punto vale la pena recordar que la conexión mecánica entre el cigüeñal del motor, la transmisión y el eje de la bomba motor ocurre gracias a un PTO instalado en la transmisión y que hace que la relación de velocidades entre el MCI y la bomba motor sea de 1:1.

En cuanto al frenado, el ángulo del eje es proporcional al porcentaje de accionamiento del freno, logrando así que de las necesidades de frenado se encargue de determinarlas directamente el conductor quien en últimas es el que realmente evalúa la situación en que este es requerido.

En el sostenimiento el ángulo de la bomba es el menor y el circuito pasa a venteo para lograr así disminuir al mínimo las pérdidas de energía; es necesario tener presente que el sistema de regeneración pasa a este estado de sostenimiento cuando la velocidad del camión se estabiliza logrando así que no haya aceleración o desaceleración o cuando el acumulador este en su volumen máximo o en su volumen mínimo, ya que de allí no podrá almacenar o entregar más energía respectivamente; la presión de trabajo del acumulador está entre la presión máxima y el 50% de dicha presión (presión mínima).

Figura 67. T del MCI trabajando convencionalmente y T con el que asistiría el sistema de regeneración.



En la figura 67 la curva azul muestra el torque que debe entregar el MCI al camión trabajando como única fuente de potencia y la curva verde muestra en cuanto torque podría asistir el sistema de regeneración una vez esté instalado en el camión; esta curva nos permite apreciar como la estrategia de control del ángulo del eje de la bomba nos permite que el torque de asistencia siga el torque suministrado por el MCI; es necesario tener presente que a medida que se desocupa el acumulador, cae la presión del aceite lo que hace que también decaiga la posibilidad de entrega de torque del sistema hidráulico; también se puede ver cómo cuando en $t=19.34s$ el acumulador llega a su volumen mínimo el sistema pasa a sostenimiento a pesar de que el vehículo aun continua acelerando y pidiendo torque.

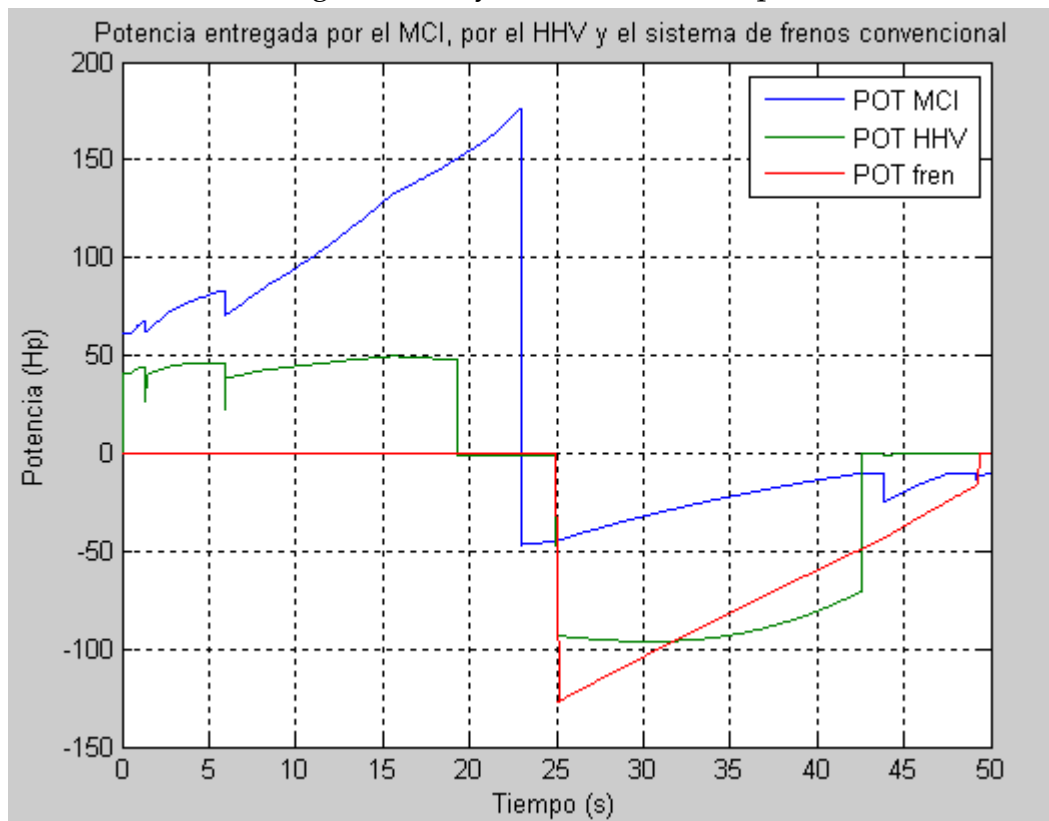
Del instante $t=25s$ a $t=42.6s$ el acumulador se está cargando ya que el vehículo en esos momentos está frenando; el torque de carga es mayor que el torque de entrega del sistema de regeneración, esto se debe a que el sistema tiene perdidas internas como el flujo de pérdida de la bomba, la caída de presión en las válvulas e incluso la compresibilidad del aceite; esto se podrá ver mejor en las curvas de potencia del MCI y del sistema de regeneración.

Una vez el acumulador está cargado en $t=42.6$ la presión llega al máximo, esto hace que el sistema nuevamente pase a sostenimiento aunque, si se quisiera, se podría permitir que esto no ocurra y que por el contrario el flujo se vaya por la válvula de seguridad manteniendo así un torque de frenado, esto permite que si bien el sistema de regeneración no va a almacenar más energía si va a hacer una asistencia en el frenado lo que conlleva a que parte de la energía se disipe en forma de calor a través del aceite y no calor en las ruedas; esto trae como beneficios disminución en el calentamiento y gasto de

las zapatas y una posible pérdida de frenos por calentamiento de los mismos en una bajada prolongada.

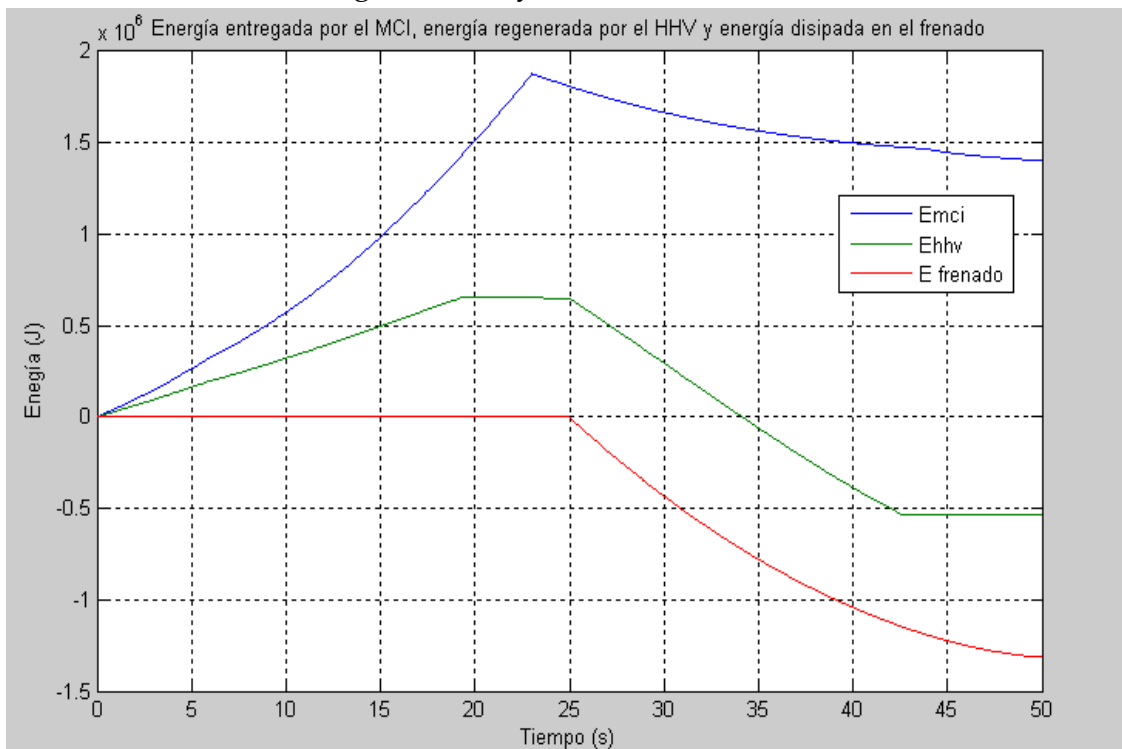
La figura 68 muestra las potencias entregadas y disipadas por los tres sistemas de interés para nuestro análisis, el sistema primario de potencia o motor de combustión interna, el sistema de regeneración de energía y el sistema de frenos convencionales; vale la pena recordar nuevamente que los datos suministrados tanto por el motor como por los frenos corresponden a su trabajo en un esquema de camión convencional sin sistema de regeneración de energía.

Figura 68. Potencias del motor de combustión interna, del sistema de regeneración y de los frenos en Hp.



Si miramos las áreas bajo las diferentes curvas podemos ver de una manera física las energías que implican cada una de estas potencias; allí por ejemplo se puede ver como hasta el instante $t=23s$ el motor tiene que suministrar una gran energía y como hasta $t=19s$ el HHV podría asistir a dicho motor; también si comparamos esta energía entregada por el HHV con la almacenada en el frenado por el mismo (desde $t=25s$ hasta $t=42s$) podemos ver la eficiencia propia del sistema de regeneración de energía, la curva del motor desde $t=23s$ hasta $t=50s$ nos muestra como la compresión del MCI también genera frenado y finalmente la curva roja nos muestra la energía necesaria para llegar a parar el camión con un frenado convencional (si el vehículo no tuviera sistema de regeneración). Estos valores se cuantificaran con la figura 69 que corresponde a las energías entregadas y disipadas por cada uno de los tres sistemas.

Figura 69. Energías del motor de combustión interna, del sistema de regeneración y de los frenos en J.



Durante la aceleración la energía total entregada por el motor de combustión fue

$$E_{MCIaceleración} = 1878KJ$$

En este mismo intervalo de operación la energía suministrada por el sistema de regeneración fue

$$E_{HHVaceleración} = 654KJ$$

Dividiendo estos dos valores podemos saber el porcentaje de energía requerida por el vehículo durante la aceleración que puede llegar a entregar este sistema de regeneración con la configuración que nosotros aquí planteamos:

$$F_{aceleración} = \frac{E_{HHVaceleración}}{E_{MCIaceleración}} = \frac{654KJ}{1878KJ} \times 100\% = 34.83\% \quad (23)$$

De la grafica morada también obtenemos la cantidad de energía almacenada por el sistema de regeneración:

$$E_{HHValmacenada} = 1183.1KJ$$

Dividiendo la cantidad de energía entregada por el sistema de regeneración durante la aceleración en la cantidad de energía almacenada obtenemos la eficiencia del sistema de regeneración

$$\eta_{HHV} = \frac{E_{HHV\text{aceleración}}}{E_{HHV\text{almacenada}}} = \frac{654KJ}{1183.1KJ} \times 100\% = 55.28\% \quad (24)$$

De la curva azul vemos que la energía disipada por los frenos en un esquema convencional es:

$$E_{\text{disipadafrenos}} = 1310KJ$$

Con este valor de energía disipada por los frenos y con el valor de la energía almacenada por el sistema de regeneración podemos ver cuánto porcentaje de dicha energía a disipar puede captar este sistema:

$$F_{\text{almacenamiento}} = \frac{E_{HHV\text{almacenada}}}{E_{\text{disipadafrenos}}} = \frac{1183.1KJ}{1310KJ} \times 100\% = 90.313\% \quad (25)$$

Por último si sumamos la energía suministrada por el motor durante la aceleración mas la consumida en la compresión durante el frenado podemos ver para todo el ciclo cuanta energía en total tuvo que entregar el motor de combustión interna.

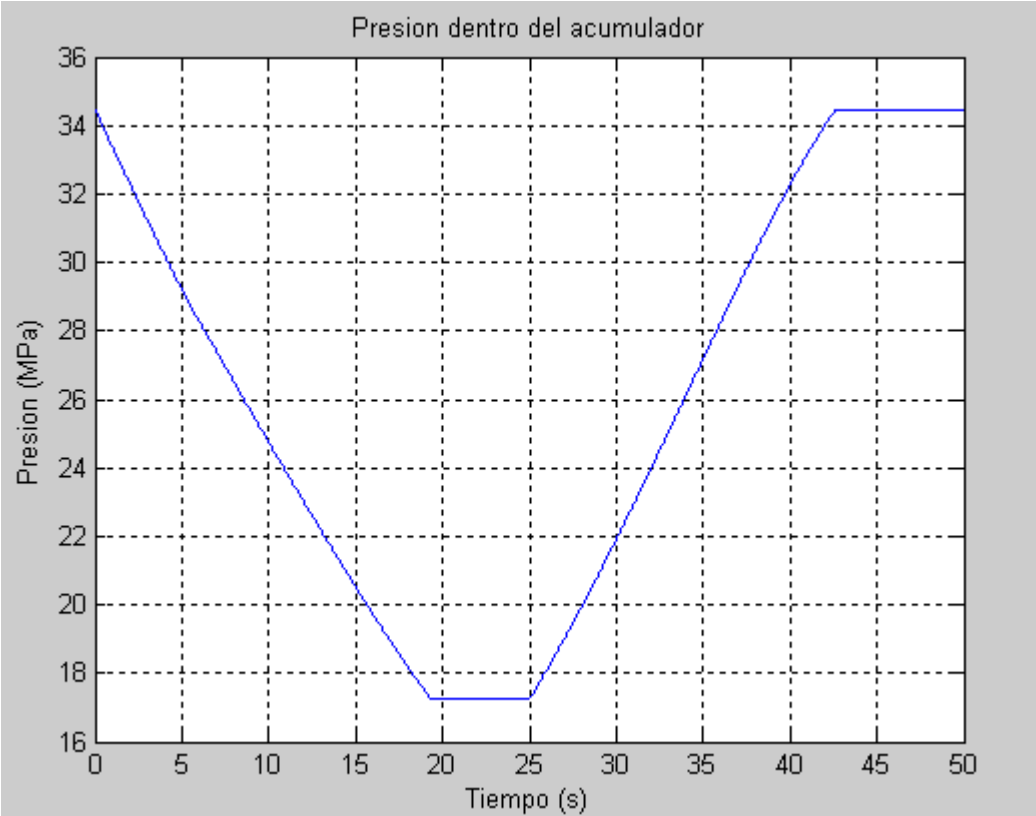
$$E_{MCI\text{total}} = 1878KJ + 478KJ = 2356KJ$$

Con estos datos podemos obtener una eficiencia global para todo el ciclo desde arranque del camión hasta que vuelve a quedar quieto

$$F_{\text{ahorro}} = \frac{E_{HHV\text{entregada}}}{E_{MCI\text{total}}} = \frac{654KJ}{2356KJ} \times 100\% = 27.76\% \quad (26)$$

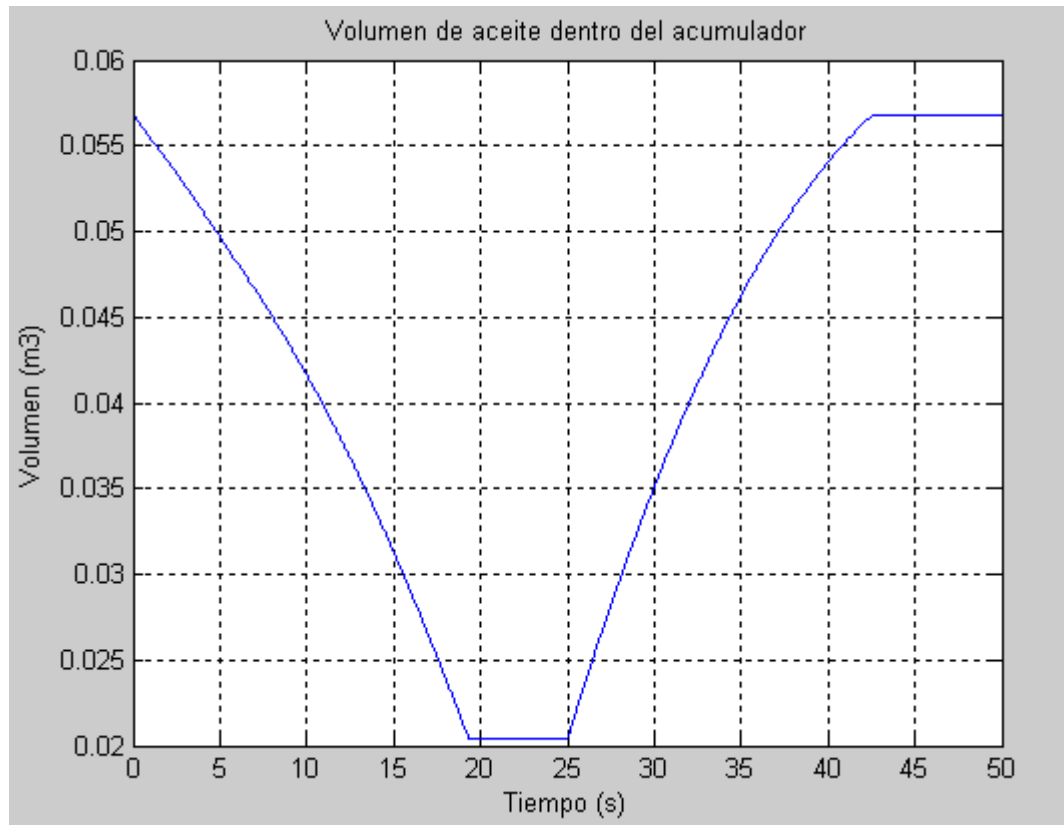
En este punto debemos tener presente que esta prueba fue hecha con el vehículo arrancando desde 0 kmh y regresando a 0 kmh; este tipo de operaciones en un vehículo convencional son las que más energía consumen y es el ciclo más ineficiente del vehículo, es por esto que estos valores calculados son unos valores críticos ya que en un trabajo normal del vehículo junto con el sistema de regeneración de energía, el acumulador no se llega a descargar tan rápidamente lo que permite que el trabajo en sus puntos de mejor rendimiento; esto depende realmente de la estrategia de control y variables tenidas en cuenta a la hora hacer trabajar el sistema de regeneración de energía.

Figura 70. Presión en el acumulador de Alta Presión



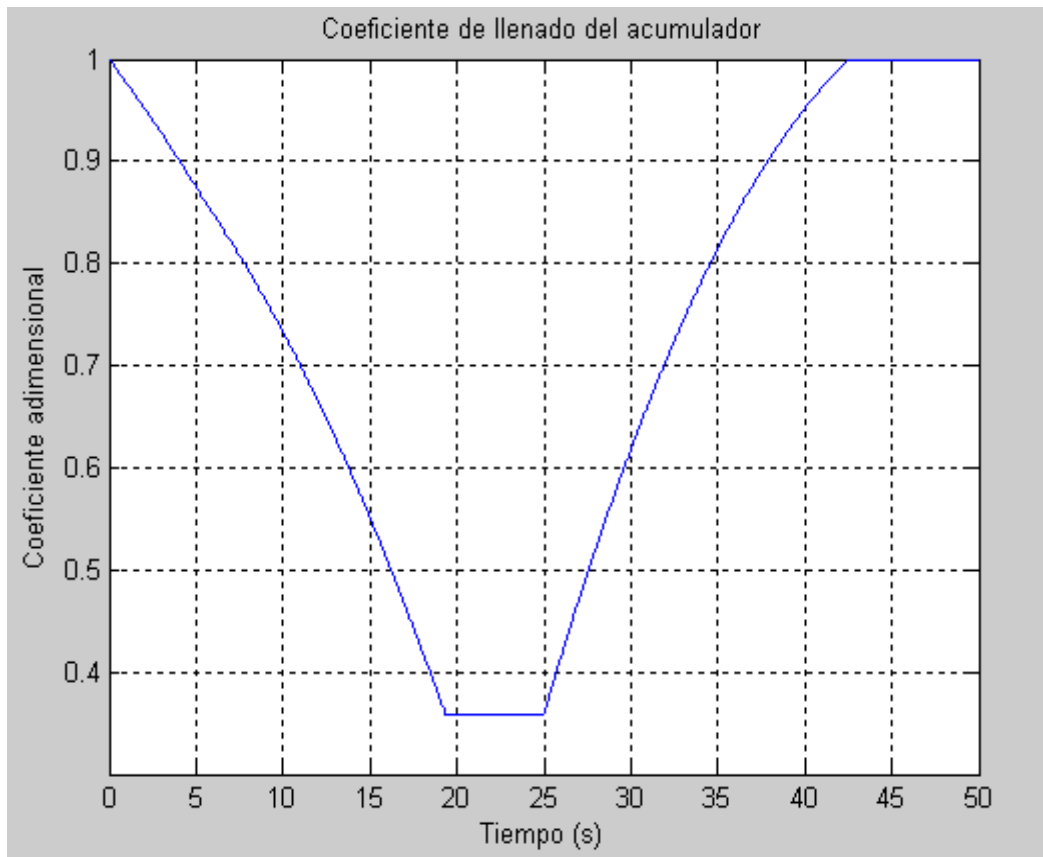
En la figura 70 podemos apreciar la historia a través del tiempo del comportamiento de la presión dentro del acumulador; los instantes en que esta al máximo y también los instantes en que esta al mínimo.

Figura 71. Volumen de aceite contenido en el acumulador de Alta Presión



Si comparamos la figura 71 con la 70 vemos que de la cantidad de aceite almacenado en el acumulador depende la presión de este mismo; es importante mantener el nivel de dicho volumen entre los valores mínimo máximo tanto para optimizar la obtención de energía del sistema como para proteger el acumulador trabajando en su rango de operación.

Figura 72. Coeficiente de llenado del acumulador (SOC)



En la figura 72 se muestra el volumen expresado en un factor llamado SOC que varía entre 0 y 1; este valor tiene importancia a la hora de mirar que tanto torque debe aportar el sistema en una determinada situación según su disponibilidad energética.

4.4 ANÁLISIS ECONÓMICO

A continuación presentamos los costos de los diferentes componentes en dólares; gastos de importación y su valor final puestos en Colombia.

Tabla 2. Valores, componentes hidráulicos

COMPONENTE	VALOR EN USD
Unidad Bomba/Motor Rexroth A6VM107CW	6.000,00
Acumulador de Alta Presión Parker <u>A7L3465C1K</u>	4.000,00
Acumulador de Baja Presión Parker KV20F0T01A2	2.000,00
Controlador(Precio Estimado)	800,00
Válvulas y Accesorios(Precio Estimado)	5.000,00
PTO(Toma de Potencia) Chelsea 246 FHKSP-B2XD	2.500,00
Total Valor Base	20.300,00
Fletes y Seguro (10%)	2.030,00
Subtotal	22.330,00
Arancel para Equipo Hidráulico (5%)	1.116,50
IVA (16%)	3.751.44
<u>TOTAL</u>	<u>27.197,90 USD</u>

Ahora procedemos a llevar el valor a pesos colombianos usando la tasa representativa del mercado actual y además se suman los costos de montaje y adaptación del sistema para su puesta en marcha final.

Tabla 3. Nacionalización de componentes hidráulicos

TRM(Tasa Representativa del Mercado)	2.509,00 \$/USD
Costo Equipo Nacionalizado	68'239.531,00
Costo Adaptaciones y Calibraciones del Equipo	6'000.000,00
<u>Costo Total</u>	<u>\$ 74'.239.531,00</u>

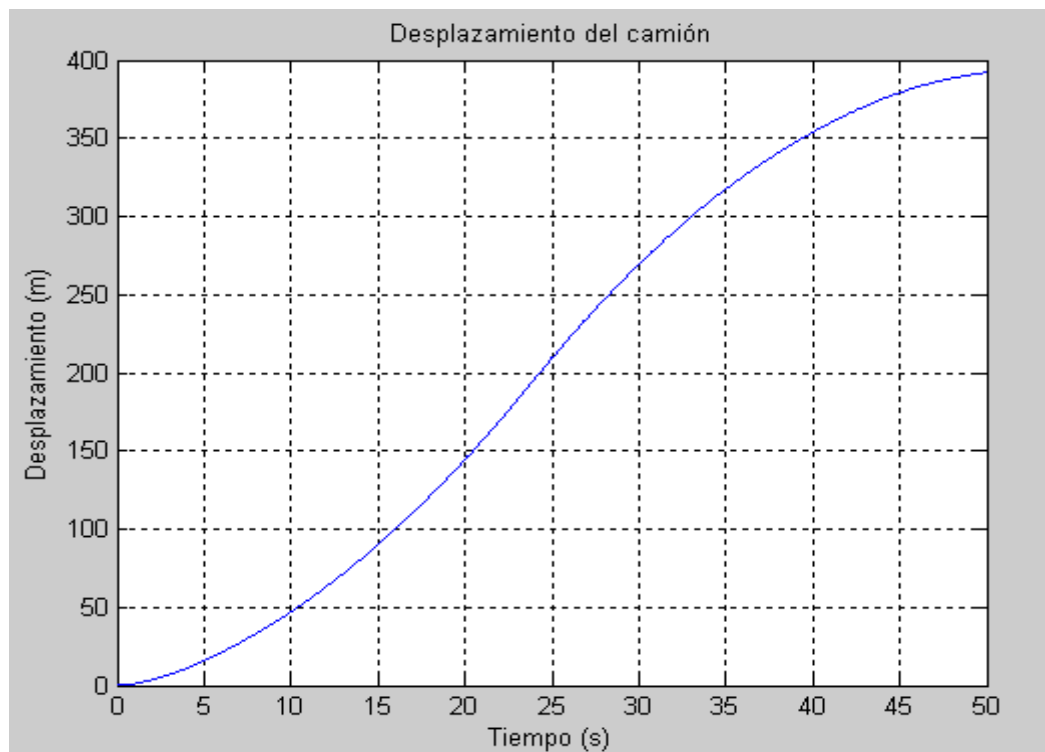
Usando el poder calorífico del ACPM podremos saber la energía química disponible en el combustible por galón.

Tabla 4. Propiedades termodinámicas

Calor Especifico Combustible Diesel	Sistema Ingles	Sistema Internacional	Para Facilidad en Cálculos
Cp_ACPM	127.700 BTU/Gal	35.592 MJ/m ³	134.730 KJ/Gal

Con los datos que nos brinda la simulación conocemos la energía efectiva dada por el MCI al vehículo y la distancia recorrida gracias a la misma; con esto calcularemos la energía consumida por kilometro recorrido por el camión; a continuación presentamos la grafica de desplazamiento del camión en m:

Figura 73. Grafica de desplazamiento vs tiempo del camión para la prueba simulada



La curva nos muestra que durante los 50s que dura la simulación el vehículo recorrió 392 metro

$$d = 392m$$

Como se mostro en la sección anterior la energía suministrada por el MCI a la transmisión bajo el esquema de funcionamiento convencional es:

$$E_{MCI_{total}} = 1878KJ + 478KJ = 2356KJ$$

Esta se puede decir que es la energía efectiva; debido a la eficiencia del motor de combustión interna la cantidad de energía química que se debe suministrar al camión es:

$$E_{requeridaMCI} = \frac{E_{MCI total}}{\eta_{MCI}} = \frac{2356KJ}{0.35} = 6731.43KJ \quad (27)$$

Con el calor específico del combustible podemos conocer el volumen necesario de combustible para recorrer el ciclo simulado.

$$V_{ACPMconsumidociclo} = \frac{E_{requeridaMCI}}{Cp} = \frac{6731.43KJ}{134730.63KJ / Gal} = 0.04996Gal \quad (28)$$

Con este dato y la distancia recorrida durante el ciclo calcularemos los kilómetros por galón que recorre el vehículo

$$KPG = \frac{d}{V_{ACPMconsumido}} = \frac{0.392Km}{0.04996Ga} = 7.846Km / Gal \quad (29)$$

Con el valor del galón de ACPM calcularemos el costo por Km recorrido.

$$CKR = \frac{\$6311 / gal}{7.846Km / Gal} = 804.36\$ / Km \quad (30)$$

Este es el costo por kilometro recorrido por el camión sin sistema de regeneración de energía; el factor de ahorro como se mostro en la sección anterior gracias a la implementación del HHV es de

$$F_{ahorrora} = \frac{E_{HHVentregada}}{E_{MCI total}} = \frac{654KJ}{2356KJ} \times 100\% = 27.76\%$$

De manera similar a la expuesta anteriormente calculamos el costo por kilometro recorrido del camión con sistema de regeneración de energía (CKR_{HHV}) lo que nos da

$$CKR_{HHV} = \frac{\$6311/ gal}{10.86Km/ Gal} = 581.123\$ / Km$$

$$KPG_{HHV} = 10.86Km/ Gal$$

Con estos datos podemos calcular el tiempo de retorno de la inversión así

$$CKR * d - CKR_{HHV} * d = \$74239531 = 804.36d - 581.123d \Rightarrow d = 332559Km \quad (31)$$

Con un recorrido promedio por mes de 7000Km se recuperaría la inversión en 48 meses.

5. CONCLUSIONES

El sistema de regeneración de energía propuesto y desarrollado en este trabajo de grado ofrece la posibilidad de recuperar un alto porcentaje de energía que normalmente sería desechada durante el frenado. Es importante aplicar una correcta estrategia de control que permita optimizar el almacenamiento y entrega de dicha energía en los momentos en que realmente es más requerida para así atacar directamente los puntos de más baja eficiencia del vehículo.

El dimensionamiento y selección de los acumuladores del sistema hidráulico está afectado principalmente por las condiciones de manejo bajo las cuales trabajara el camión; si el camión trabaja bajo unas condiciones de frecuentes aceleraciones y desaceleraciones el tamaño de los acumuladores no debe ser tan alto ya que con ello se logra optimizar la entrega y captación de torque; si por el contrario dicha frecuencia es más baja pero las aceleraciones no son tan bruscas es necesario acumuladores más grandes que permitan almacenar la suficiente energía para de esta forma gozar de una alta disponibilidad energética en el sistema de regeneración.

Para poder lograr una eficiencia global promedio del vehículo alta es necesario adoptar una estrategia de manejo en la cual la velocidad se trate de mantener lo más estable posible permitiendo de esta forma no tener tantas irreversibilidades; con esto logramos mantener la operación del motor de combustión interna lo más cerca posible de su punto de más alta eficiencia.

La gran ventaja que aporta a un vehículo un sistema hidráulico de regeneración es la alta capacidad de captación de energía en un pequeño intervalo de tiempo, esto es lo que permite su gran aplicabilidad y efectividad en vehículos de carga pesada; de todas formas estas desaceleraciones y aceleraciones bruscas generan irreversibilidades las cuales se vieron reflejadas en la eficiencia del sistema de regeneración de energía.

La relevancia de la operación de este tipo sistemas radica en que además de recuperar energía (normalmente desechada), este permite que dicha energía sea reintegrada al vehículo en los momentos en que es más ineficiente el motor de combustión interna, permitiendo con esto una optimización en el rendimiento de dicho motor y por ende del vehículo en general.

El costo de este sistema conlleva una inversión inicial alta, el tiempo de retorno de la inversión es cercano a los 4 años; este costo inicial se vería bastante reducido en el caso en que este tipo de sistemas se empezara a comercializar de una forma más global, logrando mediante producción en serie disminuir costos de componentes, importación, transporte y mano de obra; es necesario aclarar que el costo aquí mostrado es el de desarrollar un prototipo, un sistema comercial tendría un costo mucho menor.

La energía regenerada es energía que no ha sido obtenida por el proceso de combustión, de esta forma la reducción en porcentaje de emisiones de agentes contaminantes es bastante alta ya que equivale al porcentaje de reducción de consumo de combustible el cual está cerca del 30%; además, es necesario tener presente que esta tecnología es completamente compatible con otras tecnologías amigables con el ambiente que se están desarrollando en la actualidad.

Debido a que el sistema de regeneración durante el almacenamiento actúa como un sistema auxiliar de frenado, se aumenta la potencia de frenado instalada en el vehículo lo que aumenta la seguridad del mismo; además, este sistema se podría programar para que también actué como un sistema de frenos antibloqueo mucho más efectivo que un sistema de frenos ABS convencional debido a que actúa por medio de la transmisión y no directamente sobre las ruedas. Este sistema permite cambios de velocidad menos bruscos aumentando el confort en aplicaciones de transporte de pasajeros o carga delicada.

Debido a que el motor opera la mayoría de tiempo cerca del punto nominal de diseño se alarga su vida útil, además, dado que se utiliza menos el sistema principal de frenos se reducen los costos por mantenimiento y repuestos de dichos componentes lo que ayuda a disminuir el tiempo de retorno de la inversión.

Se logro obtener una modelo de simulación de un vehículo híbrido hidráulico en paralelo desarrollado en la plataforma MatLab Simulink que responde a las diferentes características dinámicas del vehículo propuesto; para un optimo diseño de un sistema de control se puede tomar como base los parámetros manejados por el módulo electrónico del motor de combustión interna para así obtener datos reales y basarse en ellos a la hora de desarrollar un prototipo.

Se logro aumentar el número de millas por galón recorrido en ciudad para esta clase de camiones de 7.846 Km/gal a 10.86 Km/gal logrando así aumentar la eficiencia global promedio del camión modelado trabajando en ciudad.

6. RECOMENDACIONES

A pesar de que el HHV funciona muy bien cuando el vehículo acelera y frena constantemente, el objetivo del sistema no es que la conducción se lleve de esta manera si no que cuando sea necesario realizar estas maniobras no sean tan críticas energéticamente hablando; se recomienda que las maniobras de aceleración y desaceleración sean un producto de las condiciones externas y no una estrategia de manejo.

Se recomienda entrar a estudiar y desarrollar pruebas encaminadas a mirar la posibilidad de la implementación de motores más pequeños en un camión híbrido hidráulico ya que el sistema hidráulico está en capacidad de entregar los troques más altos que son uno de los parámetro más importantes a la hora de entrar a seleccionar el motor de un camión.

Continuar con el estudio de este tipo de tecnologías y evaluar otras configuraciones posibles como híbrido hidráulico en serie, el cual aunque de entrada se sabe que es más costoso y si conlleva grandes cambios en la estructura funcional del vehículo, es una tecnología que tiene un potencial de ahorro de energía más alto llegando incluso a permitir el uso de motores estacionarios.

Desarrollar un modelo de control que tenga en cuenta las condiciones de manejo y múltiples variables implícitas en dicha actividad con el fin de que este en capacidad de decidir acertadamente que tanta energía se debe entregar y en qué momento; la simulación desarrollada en el presente trabajo

de grado permite llevar a cabo pruebas de dicho esquema de control aunque no fue el objetivo de este trabajo de grado desarrollarlo.

Se recomienda la construcción de un prototipo que permita evaluar las diferentes características de un vehículo híbrido hidráulico en paralelo para con ello obtener datos reales de pruebas y poder entrar a evaluar su comportamiento ante diferentes estrategias de control y condiciones de manejo.

BIBLIOGRAFÍA

ALSON, Jeff - BEJMA, Tom. Cost and fuel economy comparison of diesel and gasoline powertrains in passenger cars and light trucks. United States, April 2003. FEV Engine Technology, Inc. U.S. Environmental Protection Agency EPA

ALSON, Jeff - BENJAMIN, Elies - GANSS, David. Interim report: new powertrain technologies and their projected costs. United States, October 2005. Interim technical report. U.S. Environmental Protection Agency EPA. Office of Transportation and Air Quality. Transportation and Climate Division

ALSON, Jeff - BARBA, Dan - HAUGEN, David. Progress report on clean and efficient automotive technologies under development at EPA. United States, January 2004. Interim technical report. U.S. Environmental Protection Agency EPA. Office of Transportation and Air Quality. Advanced Technology Division

ALSON, Jeff - BEJMA, Tom. Variable compression ratio and variable displacement engine cost. United States, January 2003. FEV Engine Technology, Inc. U.S. Environmental Protection Agency EPA

BIN WU, Chan - CHIAO LIN, Zoran Filpi - PENG, Huei - ASSANIS, Dennis. Optimal power management for a hydraulic hybrid delivery truck.

United States, 2004. University of Michigan. Department of Mechanical Engineering

CHARLES L, Gray. Hydraulic hybrids demonstration for port yard hostlers. United States, September 2007. U.S. Environmental Protection Agency EPA. Office of Transportation and Air Quality. Advanced Technology Division

CROMBEZ, Dale Scott - JOYCE, John Patrick - CURRAN, Patrick J. Vehicle brake system having adaptive torque control. United States, December 2003. United States Patent, Patent N° US 6655754 B2

EWALD, R, - HUTTER, J. - KRETZ, D. Técnica de válvulas proporcionales y de servoválvulas. Mannesmann Rexroth. Rexroth Hydraulics. RS 00 291/12.89

FRANKENFIELD, T. C. Fundamentos y componentes de la oleohidráulica. Mannesmann Rexroth. Rexroth Hydraulics. RS 00 290/10.91

OGATA, Katsuhiko. System dynamics. University of Minnesota, Prentice Hall, New Jersey, second edition, 1992

RESWICK B., James - TAFT K., Charles. Introduction to dynamic. systems. Prentice Hall, New Jersey, 1967

SHIMADA, Michito - NIWA, Satoru - SAKAMOTO, Junichi - HARA, Masahiro. Control apparatus and method of vehicle braking and driving force. United States, July 2003. United States Patent, Patent N° US 6598945 B2

TANAKA, Koji - SHIMA, Takashi. Regenerative braking system for car.
United States, february 1991. United States Patent, Patent N° 4993780

WILLIAM, Heggie - ANTHONY, Davies. Mechanical power regeneration
system. Canada, December 1986. Canadian Patent, Patent N° 1285887

REFERENCIAS

- [1] FITSA. Tecnologías de propulsión híbridas. Fundación Instituto Tecnológico para la Seguridad del Automóvil. Barcelona 2007.
- [2] CHARLES L, Gray. Hydraulic hybrids. Illustration courtesy of Automotive Research Center - University of Michigan. United States, October 2006. U.S. Environmental Protection Agency EPA. Office of Transportation and Air Quality. Advanced Technology Division.
- [3] BIN WU, Chan - CHIAO LIN, Zoran Filpi - PENG, Huei - ASSANIS, Dennis. Optimal power management for a hydraulic hybrid delivery truck. United States, 2004. University of Michigan. Department of Mechanical Engineering..
- [4] CHARLES L, Gray. Hydraulic hybrids demonstration for port yard hostlers. United States, September 2007. U.S. Environmental Protection Agency EPA. Office of Transportation and Air Quality. Advanced Technology Division.
- [5] <http://www.boschrexroth.com/mobile-hydraulics-catalog/Vornavigation/VorNavi.cfm?PageID=g54069&Language=EN>
- [6] ALSON, Jeff - BARBA, Dan - HAUGEN, David. Progress report on clean and efficient automotive technologies under development at EPA. United States, January 2004. Interim technical report. U.S. Environmental Protection Agency EPA. Office of Transportation and Air Quality. Advanced Technology Division..
- [7] R. D. Bartos. Mathematical Modeling of Bent-Axis Hydraulic Piston Motors. United States, november 15, 1992.

- [8] N. D. Manring. The Torque on the Input Shaft of an Axial-Piston Swash-Plate Type Hydrostatic Pump. United States, October 16, 1996. JOURNAL OF DYNAMIC SYSTEMS, MEASUREMENT, AND CONTROL. ASME.
- [9] A. Pourmovahed, D. R. Otis. An Experimental Thermal Time-Constant correlation for Hydraulic Accumulators. United States, MARCH 1990. JOURNAL OF DYNAMIC SYSTEMS, MEASUREMENT, AND CONTROL. ASME.
- [10] Noah D. Manring. The Discharge Flow Ripple of an Axial-Piston Swash-Plate Type Hydrostatic Pump. United States, JUNE 2000. JOURNAL OF DYNAMIC SYSTEMS, MEASUREMENT, AND CONTROL. ASME
- [11] N. D. Manring. The Effective Fluid Bulk-Modulus Within a Hydrostatic Transmission. United States, SEPTEMBER 1997. JOURNAL OF DYNAMIC SYSTEMS, MEASUREMENT, AND CONTROL. ASME
- [12] DENNIS ASSANIS, Validation and Use of SIMULINK Integrated, High Fidelity, Engine-In-Vehicle Simulation of the International Class VI Truck, SAE INTERNATIONAL Marzo 6 de 2000 Detroit-Michigan-USA
- [13] http://www.mathworks.com/products/simulink/demos.html?file=/products/demos/shipping/simulink/sldemo_autotrans.html

ANEXOS

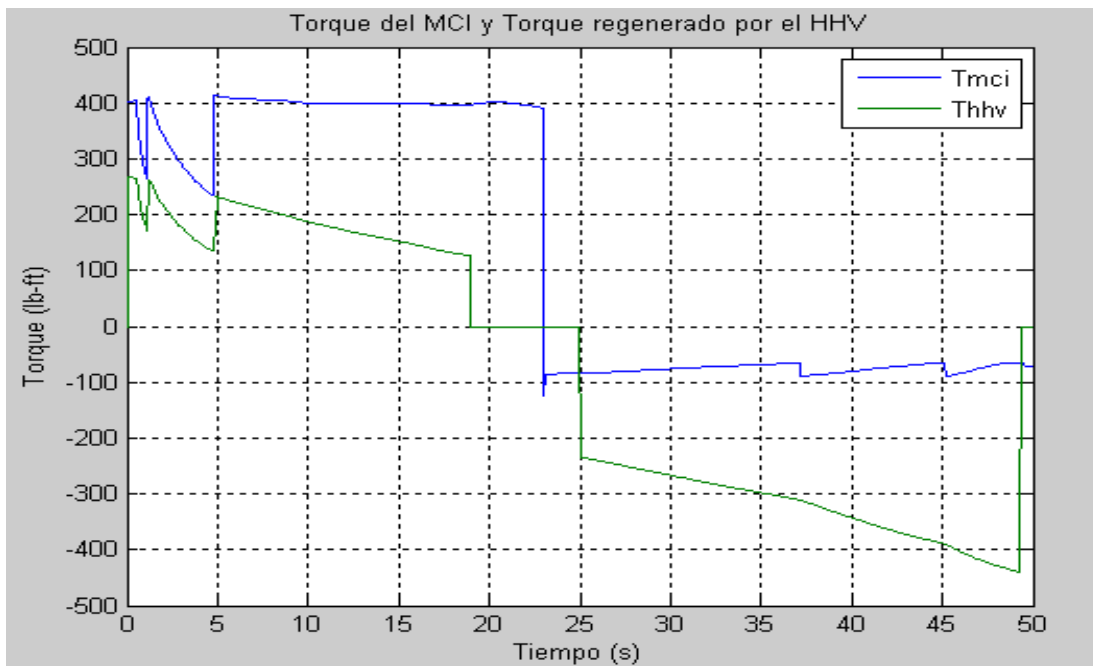
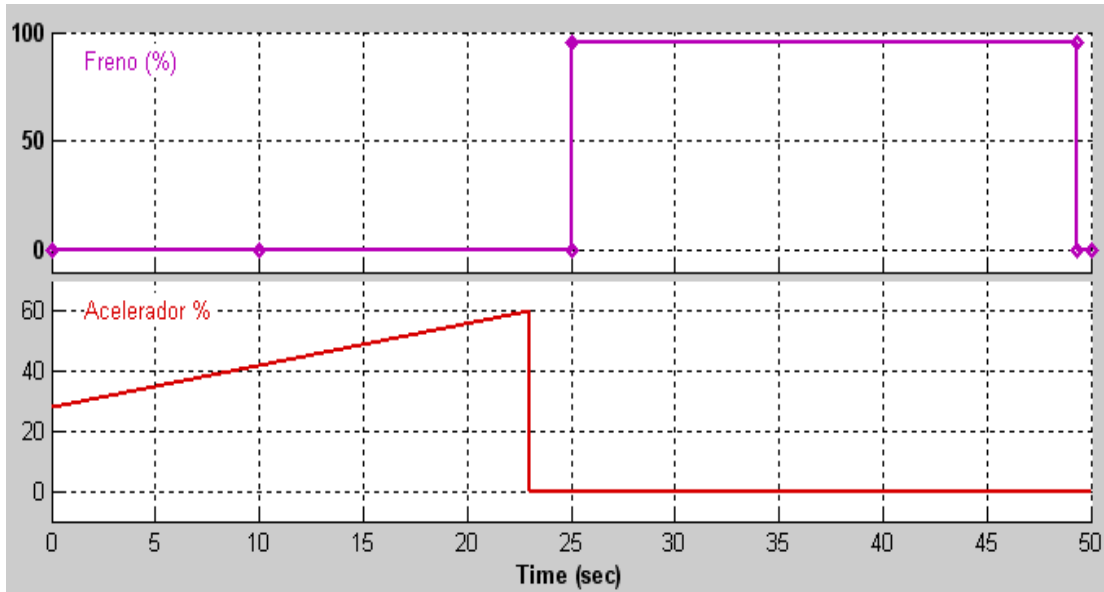
ANEXO 1. PRUEBA 2

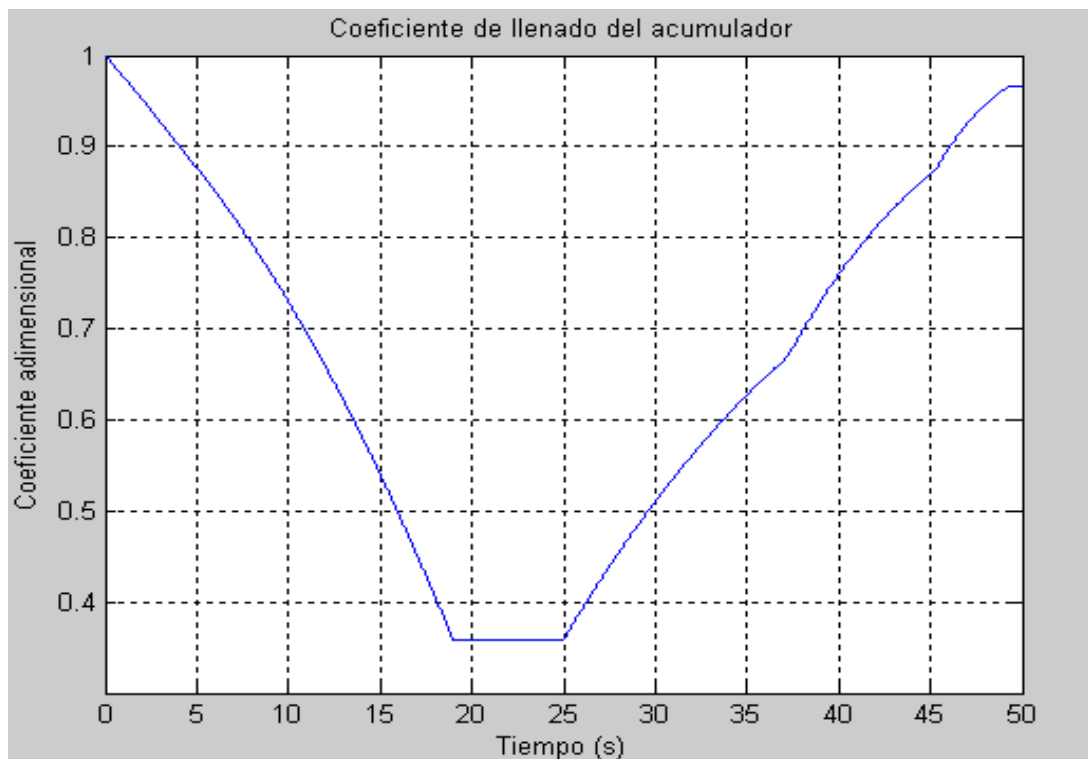
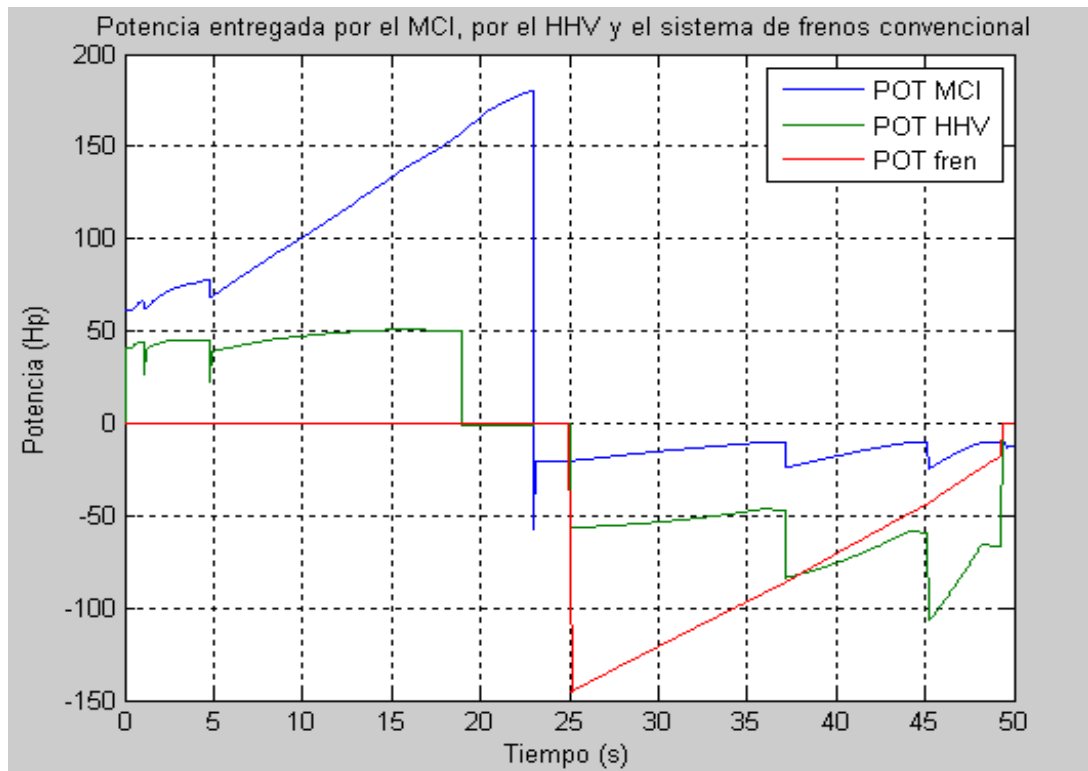
Resumen de resultados simulación mostrada en el capítulo 4 del libro

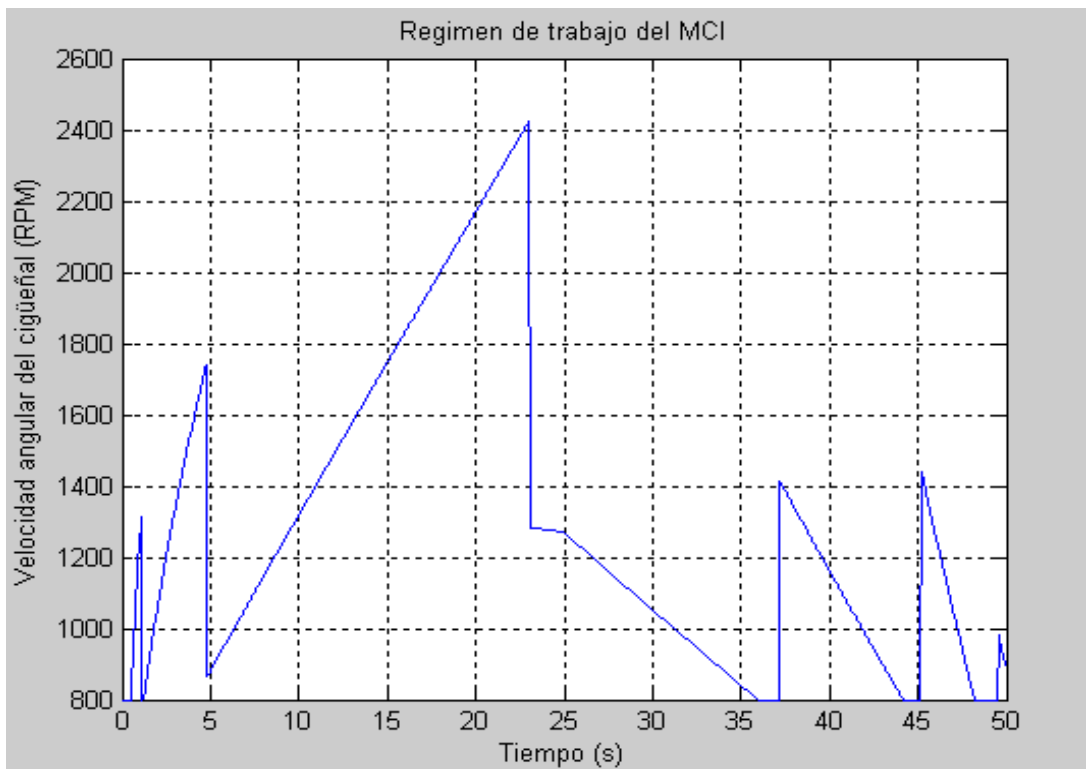
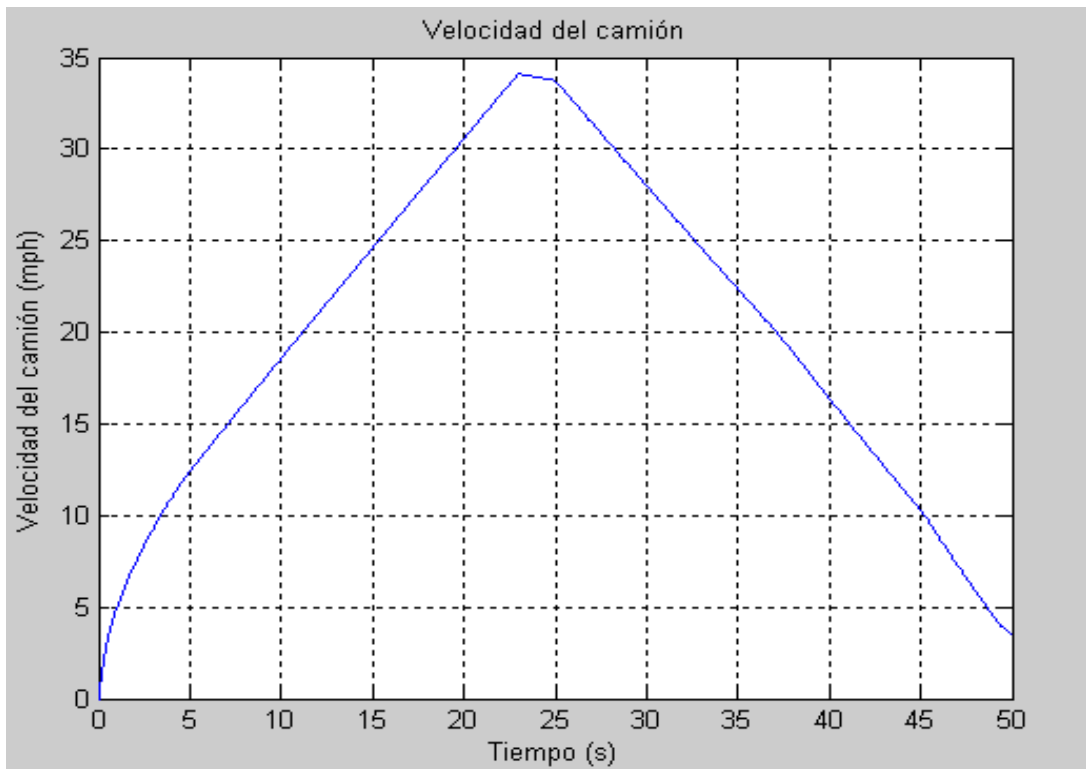
RESUMEN DE RESULTADOS OBTENIDOS	
E mci aceleración (KJ)	1878
E hhv aceleración (KJ)	654
E hhv almacenada (KJ)	1183,1
Factor de aceleración	34,82428115
Eficiencia hhv	55,27850562
E disipada (KJ)	1310
Factor de almacenamiento	90,3129771
E mci total (KJ)	2356
Factor de ahorro	27,75891341
Distancia recorrida (km)	0,392
Eficiencia mci	35%
Energía requerida (KJ)	6731,428571
Cp acpm (KJ/gal)	134730,63
Volumen acpm consumido (gal)	0,049962125
Distancia recorrida por galón (Km/gal)	7,845943309
Valor galón acpm (\$/gal)	6311
Costo de kilometro recorrido (\$/Km)	804,3647209
E requerida mci con hhv (KJ)	4862,857143
Volumen acpm consumido con hhv (gal)	0,036093182
Distancia recorrida por galón con hhv (km/gal)	10,86077699
Costo kilometro recorrido con hhv (\$/km)	581,0818145

ANEXO 2. PRUEBA 3

Prueba con masa de 16400kg el cual es el máximo peso bruto vehicular permitido por el ministerio de transporte





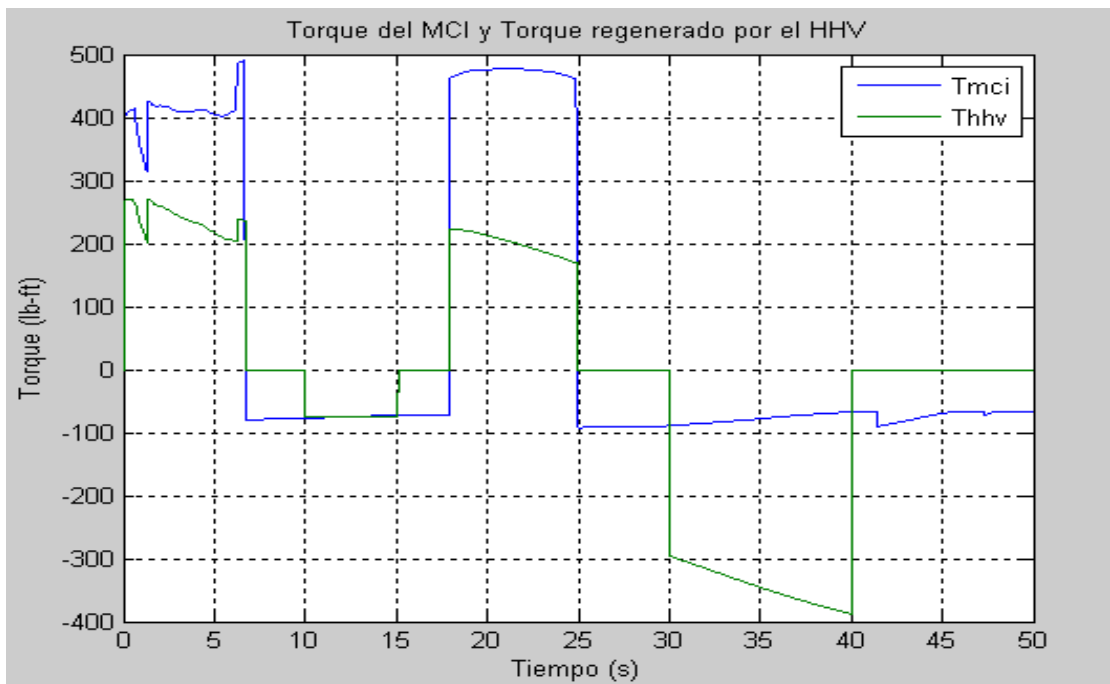
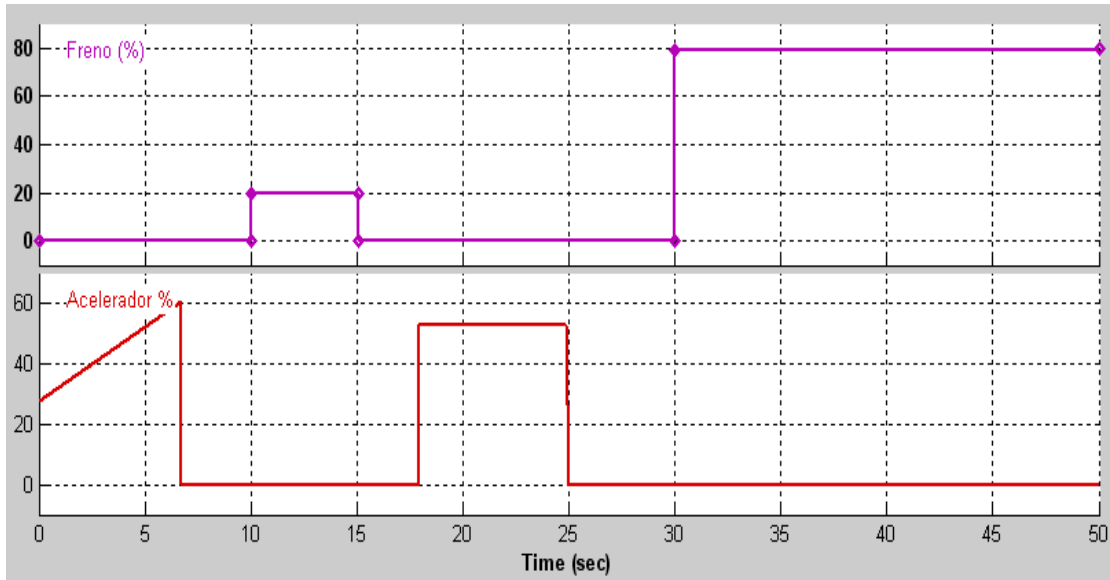


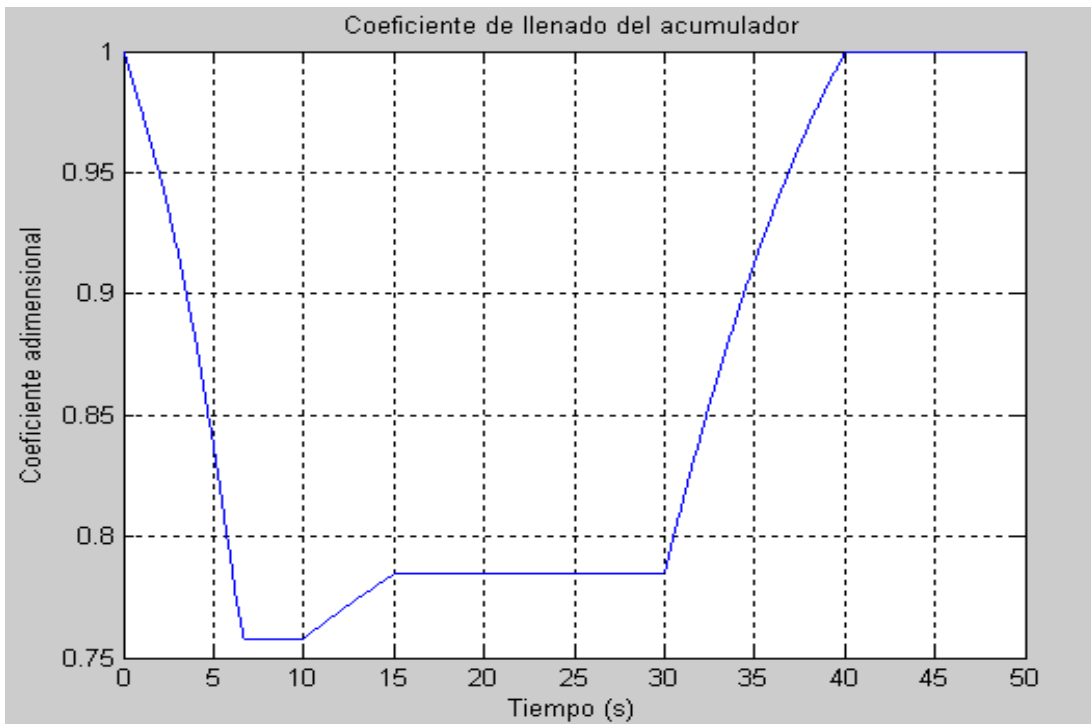
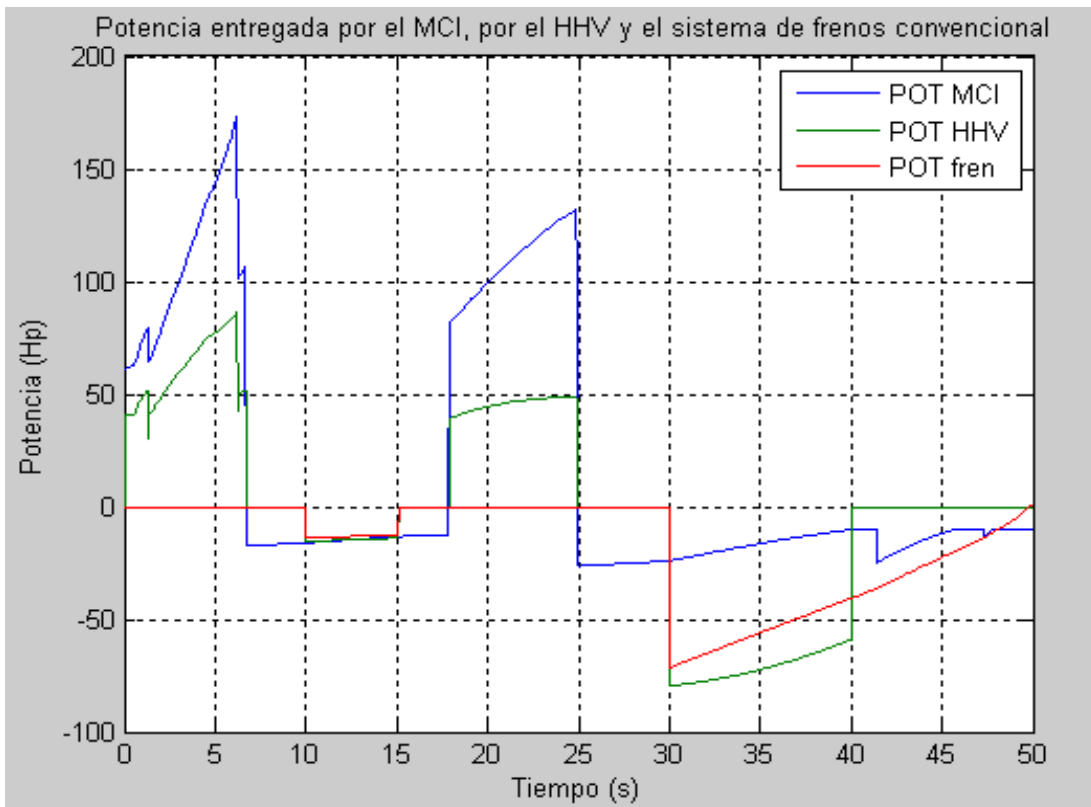
RESUMEN DE RESULTADOS OBTENIDOS	
E mci aceleración (KJ)	1956
E hhv aceleración (KJ)	657,73
E hhv almacenada (KJ)	1142,9
Factor de aceleración	33,62627812
Eficiencia hhv	57,5492169
E disipada (KJ)	1530,3
Factor de almacenamiento	74,68470235
E mci total (KJ)	2267,6
Factor de ahorro	29,00555654
Distancia recorrida (km)	0,44952
Eficiencia mci	35%
Energía requerida (KJ)	6478,857143
Cp acpm (KJ/gal)	134730,63
Volumen acpm consumido (gal)	0,048087485
Distancia recorrida por galón (Km/gal)	9,347962374
Valor galón acpm (\$/gal)	6311
Costo de kilometro recorrido (\$/Km)	675,1203896
E requerida mci con hhv (KJ)	4599,628571
Volumen acpm consumido con hhv (gal)	0,034139442
Distancia recorrida por galón con hhv (km/gal)	13,16717467
Costo kilometro recorrido con hhv (\$/km)	479,2979633

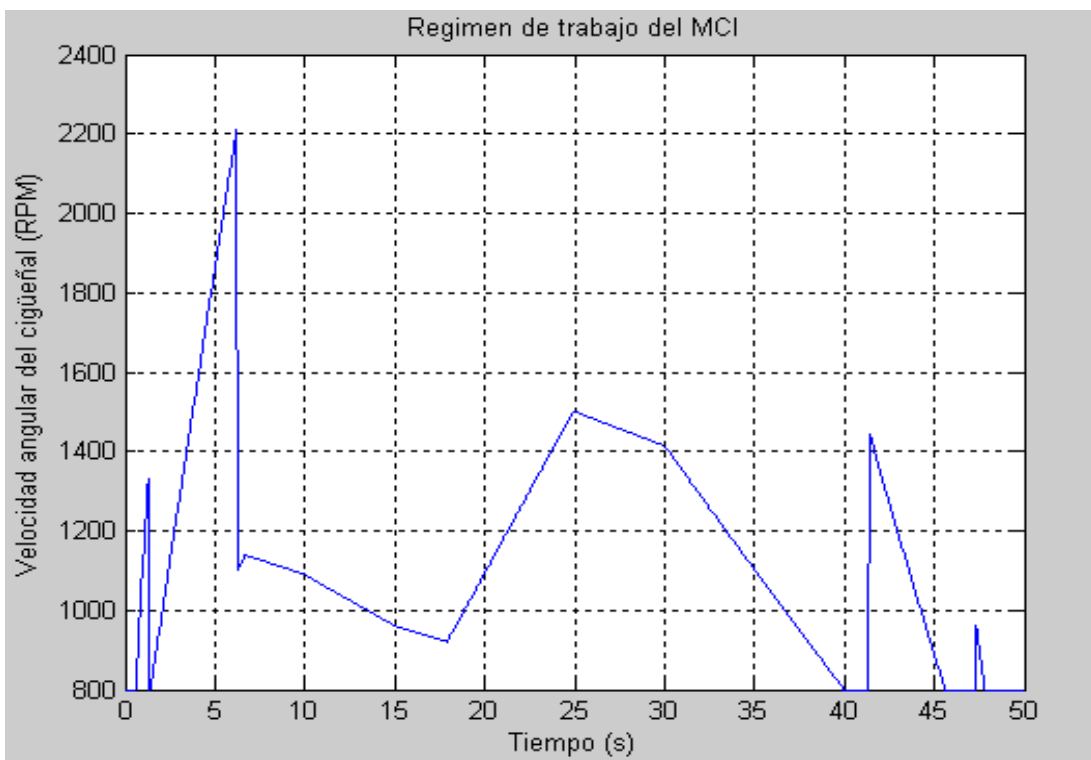
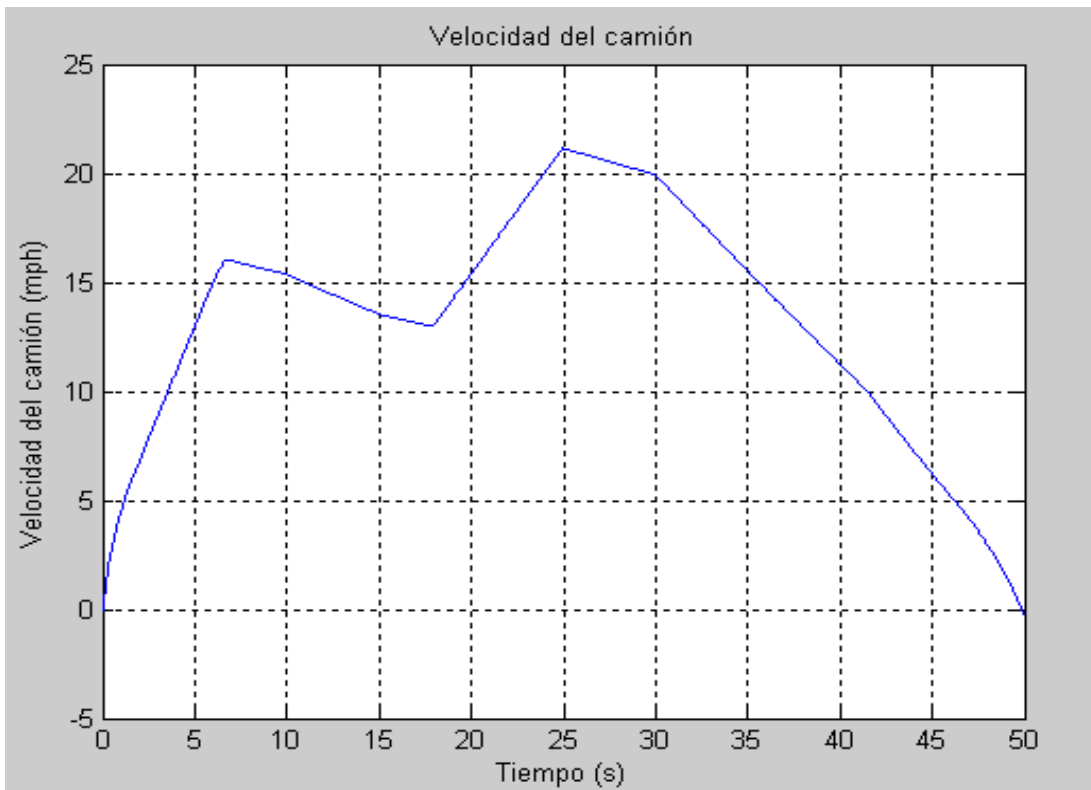
El ahorro total que puede proveer el sistema con un peso bruto vehicular de 16400 Kg es del 29%

ANEXO 3. PRUEBA 4

Prueba al vehículo con dos aceleraciones y dos frenadas suaves e intercaladas, simulando la conducción por carretera.







RESUMEN DE RESULTADOS OBTENIDOS	
E mci aceleración (KJ)	982,69
E hhv aceleración (KJ)	488,82
E hhv almacenada (KJ)	538,3
Factor de aceleración	49,74305223
Eficiencia hhv	90,80809957
E disipada (KJ)	633,07
Factor de almacenamiento	85,03009146
E mci total (KJ)	1298,68
Factor de ahorro	37,63975729
Distancia recorrida (km)	0,29783
Eficiencia mci	35%
Energía requerida (KJ)	3710,514286
Cp acpm (KJ/gal)	134730,63
Volumen acpm consumido (gal)	0,027540243
Distancia recorrida por galón (Km/gal)	10,8143563
Valor galón acpm (\$/gal)	6311
Costo de kilometro recorrido (\$/Km)	583,5761118
E requerida mci con hhv (KJ)	2313,885714
Volumen acpm consumido con hhv (gal)	0,017174162
Distancia recorrida por galón con hhv (km/gal)	17,34174825
Costo kilometro recorrido con hhv (\$/km)	363,9194797

El ahorro total que puede proveer el sistema con un perfil de manejo tipo carretera es del 37,64%