



Estudio de un Sistema de Recuperación de Energía para Colectivos Urbanos

Agustín Bacelli – Germán Galetto

Universidad Nacional de Rosario
Facultad de Ciencias Exactas, Ingeniería y Agrimensura
Escuela de Ingeniería Mecánica
Rosario, Argentina
Año 2023

Estudio de un Sistema de Recuperación de Energía para Colectivos Urbanos

Agustín Bacelli – Germán Galetto

Proyecto Final de Ingeniería Mecánica presentado como requisito parcial para optar al
título de:
Ingeniero Mecánico

Director:
Ing. Pedro Sismondi – Ing. Guillermo Rodríguez – Ing. Juan Sismondi

Universidad Nacional de Rosario
Facultad de Ciencias Exactas, Ingeniería y Agrimensura
Escuela de Ingeniería Mecánica
Rosario, Argentina
Año 2023

Nada en la vida es para ser temido, es sólo para ser comprendido. Ahora es el momento de entender más, de modo que podamos temer menos.

Marie Curie

Resumen

En la actualidad el cambio climático es un problema global, del cual se plantean diversos métodos de solución para evitar que siga progresando. Una de las principales causas del cambio climático son los gases de efecto invernadero. De acuerdo al último inventario de GEI de la República Argentina, el sector transporte emite casi el 14% de los gases de efecto invernadero.

En el siguiente trabajo se desarrolla un sistema capaz de recuperar parte de la energía cinética que se pierde durante el frenado de los colectivos de transporte urbano de pasajeros para luego entregarla a la transmisión del mismo. De esta manera la cantidad de energía entregada por el motor de combustión interna disminuye, por lo tanto se produce una disminución en las emisiones de CO₂ a la atmósfera.

Se diseña un circuito hidráulico formado básicamente por una bomba / motor, un acumulador hidráulico, un depósito de aceite de baja presión y un conjunto de válvulas direccionales. Este circuito es el que se encarga de recuperar, almacenar y reutilizar parte de la energía cinética que se pierde durante el frenado. Finalmente se dimensionan y seleccionan los componentes del circuito hidráulico y además se simula el sistema acumulador – motor hidráulico mediante Matlab.

De acuerdo a los análisis realizados podemos decir que el sistema desarrollado en el presente trabajo permite el almacenamiento del 56% de la energía disponible del frenado y entregar el 23% de la energía demandada durante la aceleración (sin tener en cuenta la eficiencia del sistema de regeneración planteado).

Palabras clave: cambio climático, emisiones, energía cinética, reutilizar, hidráulico

Abstract

At present, climate change is a global problem, for which various solution methods are proposed to prevent further progress. One of the main causes of climate change is greenhouse gases. According to the latest GHG inventory of the Argentine Republic, the transport sector emits almost 14% of greenhouse gases.

In the following work, a system capable of recovering part of the kinetic energy that is lost during the braking of urban passenger transport buses is developed and then delivered to the transmission of the same. In this way, the amount of energy delivered by the internal combustion engine decreases, therefore there is a decrease in CO₂ emissions into the atmosphere.

A hydraulic circuit is designed, basically consisting of a pump / motor, an hydraulic accumulator, a low-pressure oil tank and a set of directional valves. This circuit is responsible for recovering, storing and reusing part of the kinetic energy that is lost during braking. Finally, the components of the hydraulic circuit are sized and selected and the accumulator system - hydraulic motor is also simulated using Matlab.

According to the analyzes carried out, we can say that the system developed in this work allows the storage of 56% of the energy available from braking and delivers 23% of the energy demanded during acceleration (without taking into account the efficiency of the braking system).

Keywords: climate change, emissions, kinetic energy, reuse, hydraulic

Contenido

Resumen.....	4
Abstract	5
Contenido	6
Introducción	8
1 Vehículo Híbrido y Freno Regenerativo	11
1.1 Vehículo Híbrido	11
1.1.1 Configuración de los Vehículos Híbridos	11
1.2 Freno Regenerativo	16
1.2.1 Tipos de Frenos Regenerativos	17
2 Análisis de Alternativas	18
2.1 Sistema de Recuperación de Energía del Frenado	18
2.1.1 Sistema Mecánico	18
2.2.1 Sistema Eléctrico.....	22
2.3.1 Sistema Hidráulico	27
2.2 Selección de Alternativa.....	28
3 Diseño Conceptual del Sistema	30
3.1 Sistema de Recuperación de Energía Propuesto.....	30
3.1.2 Descripción del Funcionamiento del Sistema	31
3.2 Circuito Hidráulico Propuesto.....	32
3.2.1 Descripción del Funcionamiento del Circuito	34
4 Marco Teórico	36
4.1 Dinámica del Vehículo	36
4.1.1 Fuerza Aerodinámica (FI)	36
4.1.2 Fuerza de Resistencia a la Rodadura de los Neumáticos (Fro).....	37
4.1.3 Fuerza de Escalada (Fesc)	39
4.1.4 Fuerza Resistente Total (Ftot)	40
4.1.5 Equilibrio de Fuerzas, Aceleración y Fuerza Motriz	40
4.2 Energía Cinética	42
4.3 Circuito Hidráulico.....	43
4.3.1 Acumulador Hidráulico	43
4.3.2 Bomba / Motor Hidráulico	45
4.3.3 Interacción Bomba – Acumulador.....	48
4.4 Engranaje Planetario	49
4.4.1 Funcionamiento.....	50
4.4.2 Cálculo de Relación de Transmisión.....	53
4.5 Energía Disponible para Recuperar por el Sistema de Recuperación.....	54
4.5.1 Ciclos de Conducción.....	54
5 Metodología	56

5.1 Selección del Vehículo a Evaluar	56
5.2 Selección del Ciclo de Conducción	56
5.3 Selección del Acumulador Hidráulico y Bomba / Motor de Desplazamiento Variable	58
5.3.1 Resumen de la Selección de la Bomba / Motor y el Acumulador Hidráulico	69
5.3.2 Selección de componentes secundarios	71
6 Análisis de resultados	76
7 Conclusiones.....	80
8 Recomendaciones.....	82
Bibliografía	84
Anexo	86
Anexo A – Ficha técnica del colectivo estudiado.....	86
Anexo B – cálculos energéticos con Matlab.....	88
Anexo C – Programa en Matlab para análisis del ciclo de conducción.....	90
Anexo D – Simulación en Matlab descarga del acumulador	93
Anexo E – Simulación en Matlab Histogramas de potencia y energía ciclo de conducción	97

Introducción

El desarrollo de vehículos con motor de combustión interna, especialmente los automóviles, son uno de los grandes logros de la tecnología moderna. Los automóviles han hecho grandes contribuciones al crecimiento de la sociedad moderna satisfaciendo muchas de las necesidades de la movilidad en la vida diaria. El rápido desarrollo de la industria automotriz, a diferencia de cualquier otra industria ha impulsado el progreso de la sociedad desde la primitiva hasta la sociedad industrial desarrollada. La industria automotriz y las otras industrias constituyen la columna vertebral de la economía mundial y emplean la mayor parte de la población trabajadora. Sin embargo, el gran número de automóviles en uso en el planeta, ha causado y sigue causando graves problemas en el medio ambiente y la salud humana. La contaminación del aire, el calentamiento global y el agotamiento de los recursos naturales de la tierra son ahora problemas de suma importancia. [1]

En la actualidad, a nivel mundial, la principal fuente de energía es el petróleo, en Argentina representa el 34% de la matriz energética. El uso del petróleo como fuente de energía trae consigo varios problemas: se trata de un recurso no renovable y por lo tanto limitado, los costos y la contaminación que produce tanto su uso como su extracción y los accidentes que suelen ocurrir en su transporte.

Uno de los principales usos de los derivados de este hidrocarburo es como combustible para los vehículos. Esta aplicación es una fuente de emisión de sustancias que pueden afectar la calidad del aire que respiramos, dentro de estas sustancias nocivas tenemos: monóxido de carbono, óxido de nitrógeno (NOx), hidrocarburos, material particulado y dióxido de azufre, además de estas tenemos la emisión de dióxido de carbono (CO₂) (en Argentina el 14% de las emisiones de CO₂ se debe al transporte), que no es un gas tóxico pero si el principal gas de efecto invernadero responsable de uno de los mayores problemas de la actualidad a nivel mundial como lo es el cambio climático. Existen normativas que deben cumplir las terminales automotrices para disminuir el nivel de estas emisiones, como lo es la

norma euro V (para vehículos pesados, camiones y colectivos) que entró en vigencia en nuestro país en enero del 2016.

En décadas recientes, la investigación y las actividades de desarrollo relacionadas con el transporte se han enfatizado el desarrollo de altas eficiencias, limpieza y seguridad en los sistemas de transporte. Vehículos eléctricos, híbridos eléctricos y vehículos propulsados por otras energías alternativas han sido propuestos para reemplazar los vehículos tradicionales propulsados por motores de combustión en un futuro cercano. [1]

En los últimos años, nuevos sistemas de propulsión en vehículos eléctricos e híbridos para vehículos de transporte de pasajeros y camiones ligeros han sido desarrollados y lanzados al mercado por los fabricantes de automóviles. Mediante la adición de componentes electromecánicos a la transmisión, las mejoras en la eficiencia del arranque y la reducción en las emisiones de gases, los avances han sido evidentes. [2]

El uso de sistemas de regeneración de energía permite tener una visión a futuro de vehículos, en los cuales gran proporción de la energía utilizada en su funcionamiento, sea obtenida a partir de su mismo funcionamiento. El desarrollo óptimo de este tipo de mecanismos permitiría el desarrollo de vehículos autónomos que han disminuido en gran parte la dependencia de fuentes externas de energía.

En los vehículos convencionales, cuando se hace necesaria la reducción de la velocidad, el mecanismo de frenado aplica un torque suficiente para disminuir la velocidad según los requerimientos. Como consecuencia, la energía cinética y potencial que el vehículo ha adquirido, es disipada mediante fricción mecánica en forma de calor. La cantidad de energía desperdiciada en el frenado es significativa, especialmente en los ciclos de conducción específicos para vehículos de transporte de pasajeros urbanos y de recolección de basuras. [3]

En vehículos como colectivos urbanos, se requieren grandes cantidades de combustible. Estos vehículos deben cumplir ciertos requerimientos, los más

importantes son la confiabilidad y eficiencia, pero además la maniobrabilidad y satisfacción de la demanda de potencia que el conductor requiere con la aceleración. Normalmente, estos vehículos son accionados por motores diésel. En áreas urbanas, las densas poblaciones hacen que se realicen innumerables paradas entre distancias cortas, lo que produce una muy baja eficiencia de combustible medida como distancia recorrida por galón. Por esta razón, este tipo de vehículos empleados para el transporte de pasajeros son unos fuertes candidatos para la aplicación de transmisiones híbridas más eficientes. [3]

Con el desarrollo de este trabajo, se pretende diseñar un sistema de recuperación de energía durante las frenadas de los colectivos urbanos de la ciudad de Rosario, Argentina, con el fin de almacenar esa energía y reutilizarla durante el posterior arranque del vehículo, de forma tal de aumentar el rendimiento energético general de transporte, disminuir el consumo de combustible y su impacto en el medio ambiente.

1 Vehículo Híbrido y Freno Regenerativo

Para comprender el sistema que se quiere diseñar comenzaremos introduciendo dos conceptos: vehículo híbrido y freno regenerativo.

1.1 Vehículo Híbrido

El concepto de vehículo híbrido se refiere al vehículo que realiza sus desplazamientos con más de un sistema de propulsión. Lo más habitual, al día de hoy, es que estos vehículos consten de un sistema de propulsión de combustión interna y otro eléctrico, que pueden funcionar de manera simultánea o por separado.

También existen vehículos híbridos hidráulicos que utilizan como fuente de energía secundaria la energía de un fluido presurizado. Esta configuración es habitual en los vehículos híbridos pesados gracias a la alta eficiencia de almacenamiento de energía del acumulador. [2]

1.1.1 Configuración de los Vehículos Híbridos

La configuración de un vehículo híbrido depende de la disposición de los elementos que lo componen. Existen, tanto para los híbridos hidráulicos como para los eléctricos, dos configuraciones diferentes: en paralelo y en serie. En los primeros, tanto la parte eléctrica/hidráulica como la térmica pueden hacer girar las ruedas mientras que en la configuración en serie solo la parte eléctrica/hidráulica da tracción, si es un híbrido eléctrico, el motor térmico se utiliza para generar electricidad y si es hidráulico se lo conecta a una bomba y se lo configura para mantener la presión hidráulica óptima en el acumulador. [3]

A continuación, desarrollaremos con mayor profundidad las dos configuraciones posibles para vehículos híbridos hidráulicos.

■ Híbridos Hidráulicos en Paralelo

Los vehículos híbridos hidráulicos paralelos (PHHV's por sus siglas en inglés) usan una combinación entre un motor de combustión interna y un sistema hidráulico de regeneración de energía conectados en paralelo. Estos sistemas tienen el potencial de disminuir el consumo de combustible operando en el rango de óptima eficiencia del motor de combustión y utilizar el sistema de regeneración hidráulico durante el frenado. El acumulador hidráulico tiene la ventaja de almacenar y liberar alta densidad de potencia y frecuencias elevadas de carga y descarga. En la Figura 1-1 se ilustra el esquema de un vehículo híbrido en paralelo.

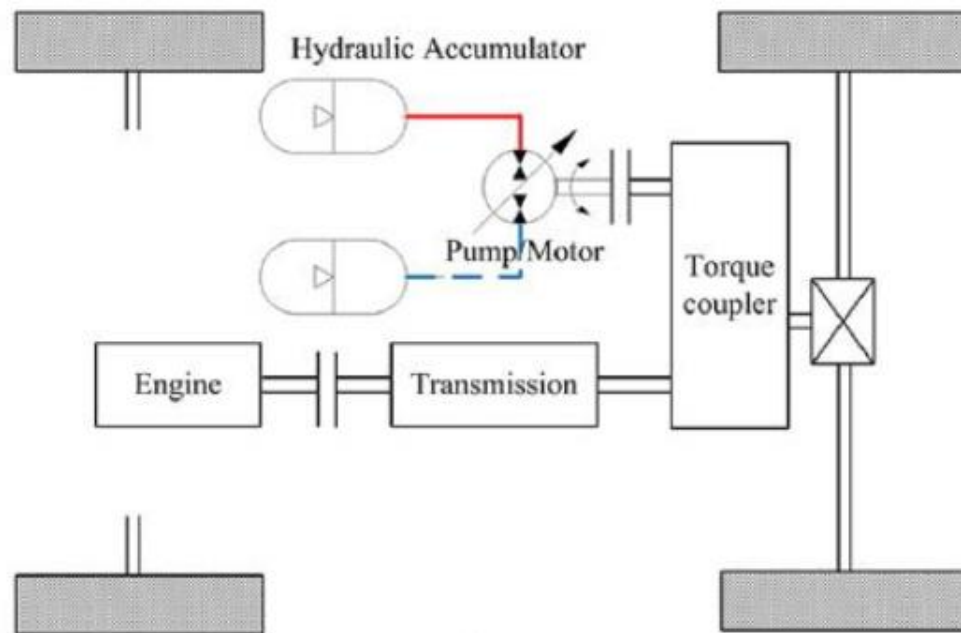


Figura 1-1: Esquema general de un híbrido hidráulico en paralelo [3]:

Durante la desaceleración, la unidad bomba/motor desacelera el vehículo mientras opera como bomba para capturar la energía normalmente perdida en un frenado por fricción en un vehículo convencional. Además, cuando el freno es aplicado, la unidad bomba/motor utiliza dicha energía de frenado para cargar el fluido hidráulico desde el reservorio o acumulador de baja presión al acumulador de alta presión, incrementando rápidamente la presión del gas dentro del acumulador. La alta presión del fluido es

utilizada por la unidad bomba/motor para generar el torque durante el siguiente arranque y aceleración. [3]

La estrategia de control de energía es crítica en los PHHV's. Actualmente hay principalmente tres estrategias de control, llamadas umbral lógico, lógica difusa y optimización global. El método de umbral lógico es ampliamente usado en estrategias de control de energía, porque es rápido, simple y práctico.

Un acumulador hidráulico tiene las características de alta densidad de potencia, pero baja densidad de energía, así que la estrategia de control del acumulador hidráulico es completamente diferente a otras estrategias como la de los vehículos eléctricos (HEV's). La estrategia de control de energía basada en la lógica de umbral se basa principalmente en la curva de eficiencia del motor para cambiar sin problemas los modos de trabajo de acuerdo con la potencia requerida del sistema híbrido y los parámetros en tiempo real del vehículo, para controlar adecuadamente la distribución de par entre el motor de combustión y el sistema hidráulico para garantizar que el vehículo opere en el mejor modo de ahorro de energía. [4]

En la estrategia de control de energía de un PHHV, el estado de trabajo óptimo del motor es definido de acuerdo al torque requerido y el objetivo de trabajo del motor es que el torque de salida del motor T_{e-opt} corresponda a la curva más económica. La diferencia entre T_{e-opt} y el torque requerido T_{req} es definido como ΔT que es el umbral de presión activa de carga. [4]

Durante el arranque del PHHV, si la presión del acumulador hidráulico es mayor que la presión mínima de trabajo P_{min} , el torque de accionamiento es suministrado únicamente por el sistema hidráulico. Si la presión del acumulador es menor que la presión activa de carga P_c y $T_{e-opt} - T_{req} > \Delta T$, el sistema motor/bomba carga el acumulador para hacer que el motor trabaje hacia un estado de ahorro de combustible y si la presión del acumulador alcanza el límite de la presión activa de carga P_c , trabaja únicamente el sistema bomba/motor. Cuando $T_{req} > T_{e-opt}$, tanto el motor de combustión como el sistema hidráulico suministran la potencia requerida en el vehículo y la potencia entregada por el sistema hidráulico depende de la presión del acumulador.

El acumulador hidráulico tiene una excelente asequibilidad al ciclo de trabajo y puede trabajar eficientemente en todo el rango de presión de trabajo. El cambio de los modos de funcionamiento de la estrategia de control de energía depende principalmente en el torque requerido T_{req} , la velocidad actual del vehículo, la presión actual del acumulador, el ΔT , entre otros [4].

Un híbrido paralelo tiene muchas aplicaciones en ingeniería debido a sus ventajas de fácil montaje y alta eficiencia de transmisión. Sin embargo, la optimización es más limitada y la eficiencia de ahorro de energía es menor que en los híbridos en serie.

Modos de Operación de un Híbrido Hidráulico en Paralelo:

Freno Regenerativo: cuando el pedal de freno es presionado, la unidad bomba/motor es activada y (actuando como bomba) usa la energía de rotación de las ruedas para bombear fluido de baja presión desde el depósito al acumulador de alta presión para usarlo más tarde.

Aceleración Suave: cuando el vehículo necesita acelerar a velocidades moderadas, sólo la unidad bomba/motor (actuando como motor) provee la potencia al eje de transmisión. Este proceso ayuda a que el motor no queme demasiado combustible a la hora de acelerar el vehículo.

Aceleración Extendida: cuando el vehículo experimenta una fuerte o extendida aceleración, la unidad bomba/motor (actuando como motor) y el motor de combustión interna proveen simultáneamente potencia al eje de transmisión. Este proceso reduce la cantidad de potencia suministrada por el motor de combustión interna para acelerar de forma rápida y potente, ahorrando combustible.

Velocidad Crucero: en éste modo de operación del vehículo, sólo el motor de combustión interna provee toda la potencia a las ruedas a través del eje de transmisión.

■ Híbridos Hidráulicos en Serie

La energía mecánica proveniente del motor de combustión interna es convertida en energía hidráulica por medio de una bomba hidráulica y transferida a las ruedas como

energía mecánica a través de una bomba/motor hidráulico, por lo que, en ésta configuración, el único propósito del motor de combustión interna es el de cargar el acumulador de alta presión.

El motor está completamente desacoplado de las ruedas, la mayor parte de la transmisión mecánica se elimina y las ruedas son impulsadas mediante energía hidráulica, que usa el motor como fuente de energía primaria.

El motor puede trabajar en mejores condiciones de performance, lo que puede reducir efectivamente el consumo de combustible y reducir las emisiones.

La eficiencia es relativamente baja ya que como el motor de combustión interna no puede mover directamente las ruedas, hay que tener en cuenta las pérdidas de los cambios de energía mecánica a hidráulica y viceversa. [5]

En la Figura 1-2 se ilustra el esquema de un vehículo híbrido en serie.

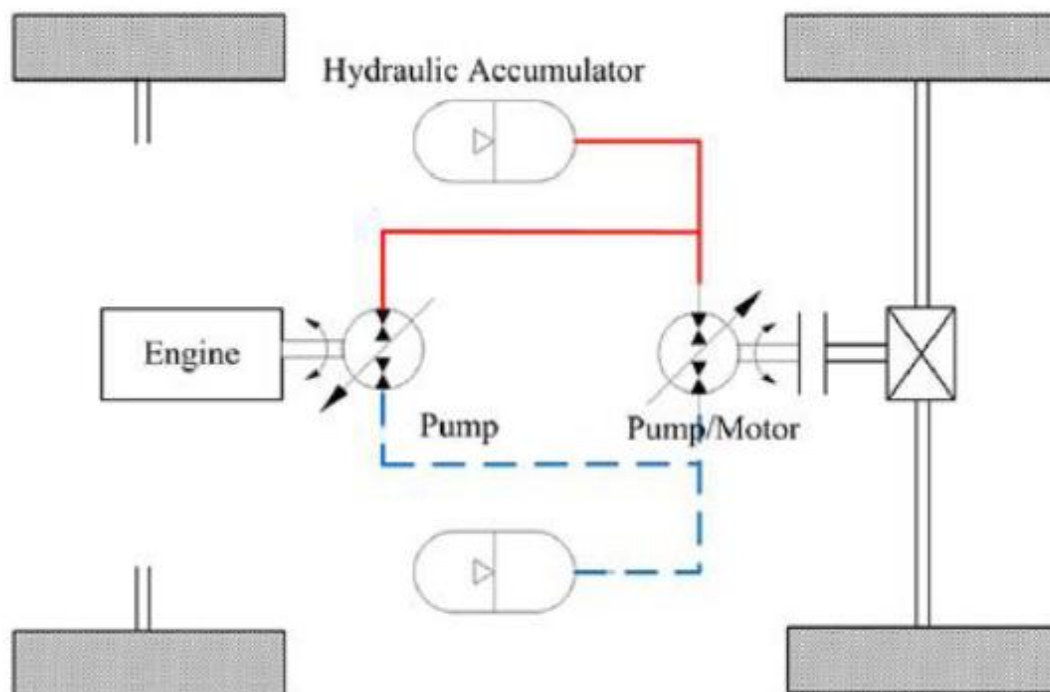


Figura 1-2: Esquema general de un híbrido hidráulico en serie.

Modos de Operación de un Híbrido Hidráulico en Serie:

Aceleración Suave / Crucero Corto: cuando el acelerador es presionado, la bomba/motor utiliza fluido de alta presión proveniente del acumulador de alta presión para mover las ruedas. El fluido que ha sido usado para mover las ruedas es transferido a un depósito de baja presión.

Aceleración Fuerte / Crucero Extendido: cuando el nivel de presión cae a un cierto valor, el motor se enciende y comienza a tomar fluido del depósito, lo presuriza y lo transfiere a la bomba/motor. Cualquier exceso del fluido de alta presión que la bomba/motor no necesite para mover el vehículo es almacenado en el acumulador. Como no está conectado a las ruedas, el motor funcionará en su “punto óptimo”, donde funciona de manera más eficiente cuando éste se encuentra encendido. El motor se apagará cuando ya no se lo necesite.

Freno Regenerativo: cuando el vehículo comienza a frenar, la bomba/motor utiliza la energía cinética del vehículo para presurizar el fluido desde el depósito y lo almacena en el acumulador. Más tarde, cuando el vehículo acelera, este fluido presurizado se utiliza. Este proceso captura y reutiliza más del 70% de la energía normalmente perdida en forma de calor durante el frenado.

Lo común e importante de los dos sistemas híbridos hidráulicos es el sistema de recuperación de energía de frenado, en el cual motores y bombas hidráulicas pueden capturar o liberar energía desde o hacia las ruedas gracias a la presión almacenada en un acumulador hidráulico. [5]

1.2 Freno Regenerativo

El freno regenerativo o KERS, del inglés Kinetic Energy Recovery System (sistema de recuperación de energía cinética), es un sistema de frenado que permite colaborar en la reducción de la velocidad del vehículo almacenando parte de su energía cinética para posteriormente aportarla como energía para impulsar al vehículo. De esta manera, se consigue que, parte de la energía que se disipa a través de los frenos, sea aprovechada para el funcionamiento del vehículo en cuestión. [6]

Lo que se logra con esto es que parte de la energía de funcionamiento del vehículo sea aportada por el propio sistema de recuperación de energía, anteriormente disipada, reduciendo así la energía aportada por la principal fuente de alimentación.

Este sistema se basa en el principio de que un motor eléctrico puede utilizarse como generador eléctrico. El motor eléctrico de tracción actúa como generador durante el frenado y las terminales de alimentación se convierten en suministradores de energía, la cual se conduce hacia una carga eléctrica, es esta carga la que provee el efecto de frenado. De aquí derivan los demás sistemas que se desarrollarán a continuación.

1.2.1 Tipos de Frenos Regenerativos

Los sistemas KERS que a priori se pueden usar para recuperar energía son los siguientes:

- Sistema KERS eléctrico
- Sistema KERS mecánico
- Sistema KERS hidráulico

Siendo los más utilizados, el eléctrico y el mecánico.

2 Análisis de Alternativas

2.1 Sistema de Recuperación de Energía del Frenado

Como vimos anteriormente, hay diferentes tipos de dispositivos y formas en las que las pérdidas de energía cinética durante el frenado se pueden almacenar, es necesario conocerlos para poder tener una visión más objetiva en la comparativa.

2.1.1 Sistema Mecánico

En la Figura 2-1 se ilustra el esquema de un KERS mecánico.

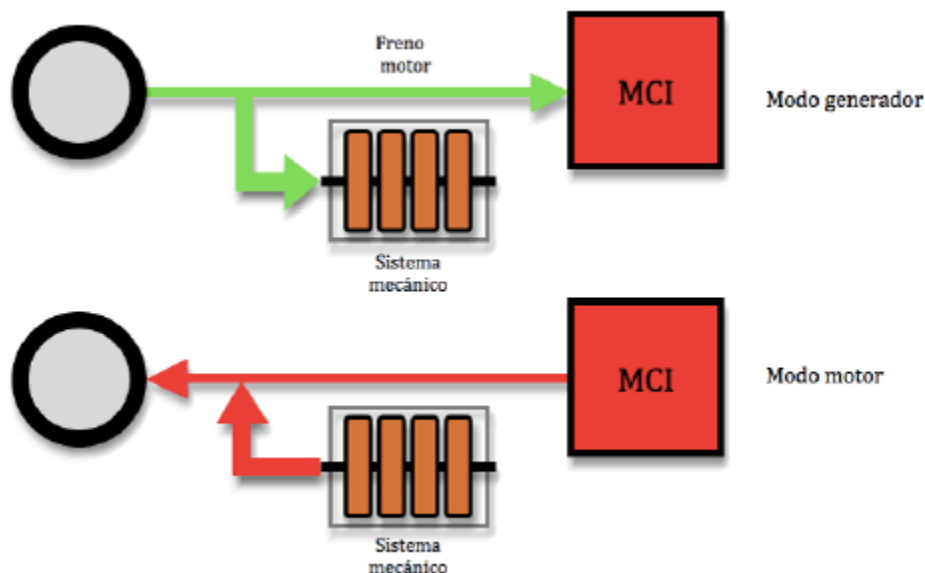


Figura 2-1: Esquema funcionamiento KERS mecánico.[6]

El sistema mecánico utiliza una masa en rotación (o volante de inercia) como dispositivo de almacenamiento de energía y una caja de transmisión variable para controlar y transferir la energía desde y hacia la transmisión. La transferencia de energía cinética del vehículo a la energía cinética del volante puede ser vista como un cambio de momento. La energía se extrae del vehículo y suministrado al volante de inercia. Al hacer esto, la velocidad del vehículo se reduce, (efectivamente este está frenando), mientras que la velocidad del volante aumenta. Al inicio de frenado el vehículo tiene una alta velocidad y

el volante de inercia baja velocidad, aplicando una cierta relación de transmisión entre ellos, al final del frenado el vehículo tiene una velocidad baja, y el volante una velocidad alta, debido a que la relación de velocidades ha cambiado. El examen de la transferencia de energía muestra que la relación entre la velocidad del vehículo y la velocidad del volante necesariamente cambia de forma continua durante el evento de transferencia de energía. [6]

Los sistemas mecánicos basados en volantes no son nuevos, ha habido sistemas que han sido previamente desarrollados.

El volante de inercia es el elemento en donde la energía queda almacenada al imprimirle a este una velocidad. La energía cinética almacenada en una masa que está girando depende de su momento de inercia (I) y del cuadrado de la velocidad angular del disco (ω). La energía almacenada es la suma de la energía cinética de los elementos totales individuales que abarcan la masa que gira (ver Ecuación (2.1)).

$$E = \frac{1}{2} \cdot I \cdot \omega^2 \quad (2.1)$$

En donde,

E =Energía almacenada [Nm o J]

I =momento de inercia que es función de la masa y la distancia al eje de giro [kgm^2]

ω =velocidad angular [rad/s]

Por lo tanto a mayor masa ubicada a mayor distancia del centro de giro, mayor será la energía almacenada. Como la velocidad angular está al cuadrado, la energía almacenada será mayor cuando aumente el número de revoluciones respecto al peso del volante, debido a que aumentará de manera exponencial respecto a la lineal del peso. [6]

■ Low Speed Flywheels

Se basan en maximizar tanto el radio como la masa del volante penalizando la velocidad a la que giran.

Están compuestos de volantes de inercia de acero tratado, se montan sobre rodamientos industriales convencionales y su velocidad máxima es inferior a las 10.000 rpm, teniendo una velocidad de servicio habitual de unas 7.000 rpm. Los volantes suelen tener radios importantes y sus masas no están contenidas. Su fabricación no requiere tecnologías ni elementos especiales y es por ello bastante barata.[6]

Por todas sus características, fueron utilizados en el pasado en los conocidos girobuses, con volantes de hasta dos metros de diámetro y tres toneladas de peso y actualmente se utilizan en centrales de producción de energía eléctrica tanto como para absorber los picos de generación así como para el arranque y/o apoyo en situaciones de interrupción de la generación o arranque tras parada programada. [6]

En la Tabla 2-1 se muestran los resultados del cálculo del volante de inercia que necesitaríamos si se utilizara un sistema de recuperación mecánico.

Tabla 2-1: Resultados cálculo volante de inercia.

Energía necesaria	130000,00	[J]
Pérdida de rendimiento por embrague	0,50	
Energía de arranque	390000,00	[J]

RPM volante	3000,00	
Radio volante	0,25	[m]
Masa del volante	252,90	[Kg]
Densidad material del volante	7850,00	[Kg/m ³]
Longitud volante	0,16	[m]
Longitud volante (mm)	164,08	[mm]

Tensión máxima del volante	19671740,80	[Pa]
Tensión máxima del volante (Mpa)	19,67	[Mpa]

Este tipo de volantes de inercia requiere de grandes dimensiones y masas, lo que resulta que sea inviable aplicar este sistema de recuperación de energía en los colectivos urbanos.

■ High Speed Flywheels

Estos sistemas de almacenamiento energético se basan en girar a muy altas rpm para conseguir así almacenar una gran cantidad de energía en un tamaño y peso reducidos.

El desarrollo tecnológico de la actualidad ha permitido que se consigan sistemas de almacenamiento mecánicos que consiguen hasta 60.000rpm. [6]

Por esto es que los High Speed Flywheels consiguen almacenamientos con un alto rendimiento y con un tamaño y peso (menos de 40 kg con todo el sistema necesario para su funcionamiento) contenidos. [6]

Los factores que permiten este desarrollo tecnológico son:

- Carcasas que aseguren el vacío
- Cojinetes magnéticos
- Materiales compuestos

2.2.1 Sistema Eléctrico

En la Figura 2-2 se ilustra el esquema de un KERS eléctrico.

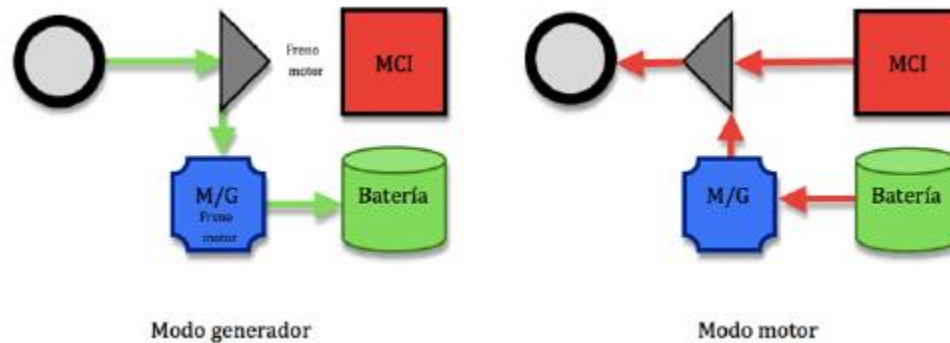


Figura 2-2: Esquema funcionamiento KERS eléctrico [6]

El sistema eléctrico tiene tres componentes generales, el primero de ellos es un moto-generador eléctrico, encargado de transformar la energía mecánica en eléctrica funcionando como generador en la frenada y en sentido inverso, transformar la energía eléctrica en mecánica cuando funciona como motor en la propulsión.

El segundo componente es una batería que almacena la energía generada durante la frenada, para posteriormente ser utilizada en la propulsión del vehículo ayudando al motor térmico.

El tercero es un componente electrónico denominado “controlador”, el cual convierte la corriente eléctrica alterna que provee el generador en corriente eléctrica directa y viceversa, siendo el intermediario entre el moto-generador y la batería.

Las pérdidas en las transformaciones eléctricas son reducidas en comparación con otros sistemas como el mecánico que utiliza una masa giratoria para almacenar energía.[6]

Una de las consecuentes ventajas de contar con un motor ‘extra’ en el vehículo es que aumentamos la potencia de este, mejorando su dinámica de conducción en ciertas circunstancias y pudiendo actuar el motor eléctrico como una ayuda al motor térmico para cubrir huecos de rendimiento que este pudiera tener, por ejemplo, durante los

cambios de marcha y en el arranque, no solo disminuyendo el consumo de combustible si no aumentando el rendimiento y la sensación de marcha que el vehículo provoca en general. [6]

Sin embargo, el alto costo del desarrollo y la manufactura de los componentes hace que este sistema no sea tan atractivo para ciertas aplicaciones donde se debe procurar conseguir costos reducidos.

Por otro lado, la alta complejidad técnica en el apartado de calibración y puesta a punto aumenta los costos de desarrollo y precio final de un automóvil que incluya este tipo de tecnología.

■ Baterías

La batería es la encargada de almacenar la energía obtenida por el sistema de recuperación de energía cinética, las especificaciones y requerimientos de las baterías dependen de la aplicación y tipo de uso en el sistema donde se va a instalar.

La mayor limitante en todo el sistema KERS, en los vehículos eléctricos y en los híbridos es la batería. Es uno de los mayores desafíos de la actualidad, desarrollar baterías pequeñas y ligeras con una densidad energética alta, que tengan la posibilidad de cargarse rápidamente y además resistan muchos ciclos de carga y descarga. [2]

La batería en un sistema KERS debe tener la capacidad de cargarse y descargarse rápidamente consistentemente a lo largo de un número alto de ciclos.

Una batería es un elemento capaz de generar energía eléctrica a partir de reacciones químicas. Existen dos tipos básicos, por un lado, las baterías primarias que son de un solo uso como es caso de las pilas no recargables de toda la vida y por otro las baterías secundarias, que son recargables gracias a que sus reacciones electroquímicas son reversibles. En la figura 2-3 se presenta un esquema básico de una batería.

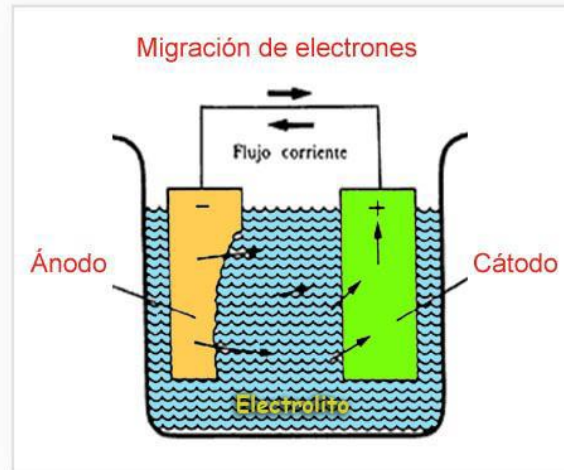


Figura 2-3: Esquema de una Batería. [2]

Las baterías se componen básicamente de tres elementos:

Ánodo: Es un electrodo en el que se produce una reacción de oxidación, es decir cede electrones al medio.

Cátodo: Es un electrodo que tiene una carga negativa el cual sufre una reacción de reducción. Es decir, recibe electrones.

Electrolito: Es cualquier sustancia que en solución acuosa o sólida que conduce la corriente eléctrica gracias su contenido de iones libres, que son los encargados de conducir los electrones desde el ánodo al cátodo.

El electrolito normalmente suele ser un líquido, pero también se emplean materiales secos, esencialmente geles que presentan una estructura molecular cristalina flexible pero siempre tienen que existir iones libres que puedan trasladar electrones. Las baterías funcionan mediante el principio de una reacción Redox, (reducción-oxidación). Las dos reacciones que se producen en la creación de la corriente eléctrica siempre se dan juntas, es decir, cuando una sustancia se oxida (cede electrones), siempre es por la acción de otra que se reduce (recibe electrones). Esta reacción genera electricidad de forma espontánea, sin que tengan que intervenir más elementos. Sin embargo, su

principal limitante es el agotamiento del ánodo cuando llega a un punto de corrosión donde deja de ceder electrones.

Todos los tipos y modelos de baterías tienen el mismo funcionamiento, la diferencia estriba en el material utilizado en sus tres elementos básicos.

Las baterías de Iones de litio se componen de una determinada cantidad de celdas de ion-litio. Cada celda es una pila en sí. Tienen una fina capa de grafito que hace las funciones de ánodo, una capa porosa que permite el tránsito de electrones por ella a la vez que actúa de barrera de separación y por último el cátodo.

Los materiales utilizados en el cátodo son muy variados siendo los más comunes el cobalto, manganeso, y fosfato de hierro. El electrolito es un líquido basado en sales de litio.

Sin intervención externa el dispositivo actúa como una pila normal, las reacciones electroquímicas generan corriente eléctrica, pero si se le aplica una corriente en sentido inverso, el ánodo que se consume, se regenera debido al desplazamiento. Los iones se desplazan del cátodo al ánodo, en el proceso de recarga. En la Figura 2-4 se puede observar el desplazamiento de los iones de litio durante la carga y descarga de la batería.

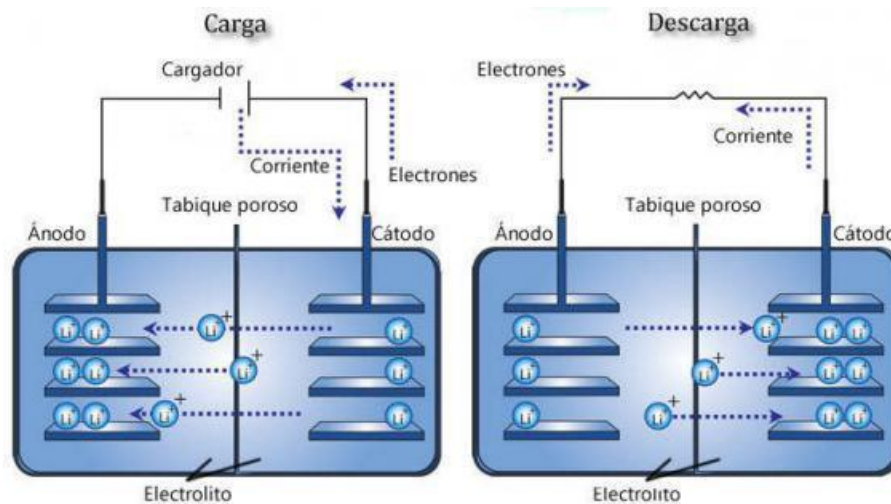


Figura 2-4: Carga y Descarga Batería Ion-Litio. [2]

En comparación con las baterías tradicionales de plomo, las baterías de iones de litio se cargan más rápido, tienen una buena consistencia a lo largo de muchos ciclos de carga y descarga y tienen una densidad de energía más alta de hasta 125 Wh/kg, además pierden una cantidad mínima de energía, 1-5% de su carga en el tiempo. [1]

Un supercapacitor o ultracapacitor es un capacitor eléctrico de alta potencia y capacidad, es un dispositivo de dos terminales eléctricas utilizado para almacenar grandes cantidades de energía en un campo electrostático entre sus placas por un corto periodo de tiempo. Se compone de dos platos o superficies eléctricas conductoras separadas por una placa de aislamiento dieléctrica, esta placa se compone de vidrio, cerámica, carbono, entre otros materiales.

Cuando una diferencia de potencial cruza las placas, estas adquieren una determinada carga eléctrica, positiva en una de ellas y negativa en la otra, siendo nula la variación de carga total. Al ser introducido en un circuito, el capacitor se comporta como un elemento capaz de almacenar la energía eléctrica que recibe durante el periodo de carga, la misma energía que cede después durante el periodo de descarga.

La capacitancia se define como la tasa de carga eléctrica por la diferencia de potencial entre ellos (Coulomb/Volt). La unidad de capacitancia en el sistema internacional es el Faradio ($1F = 1C/V$).

Los supercapacitores pueden ganar y ceder carga eléctrica mucho más rápido que las baterías, y tolerar muchos más ciclos de carga y descarga sin perder consistencia en sus propiedades, es por eso que se utilizan en aplicaciones donde son necesarios ciclos de carga y descarga rápidos. [1]

Sin embargo, su uso se limita debido a su peso y tamaño en comparación a las baterías de iones de litio, siendo hasta 10 veces más grandes y pesados para una misma carga que las baterías de Li-On. [1]

En la siguiente tabla comparativa de distintas tecnologías de baterías (Tabla 2-2), se observa que la de iones de litio, aunque es la más cara ofrece la mayor cantidad de beneficios en densidad de energía, potencia y tiempo de recarga, si bien las baterías de

Zn/Aire ofrecen una energía específica muy alta, su volumen y poca potencia las hacen muy poco atractivas.

Tabla 2-2: Comparativa de distintas tecnologías de baterías [1].

Tecnología	Energía Específica (Wh/kg)	Densidad de Energía (Wh/l)	Potencia Específica (W/kg)	Ciclos de Vida	Costo (\$/kWh)	Uso de material tóxico	Tiempo de carga (h)
Plomo/Ácido	30-40	70	200	500	150	si	8 a 16
Niquel/Cadmio	50-70	110	175	2000	350	si	10 a 14
Niquel/Metal	70-110	175	200	1000	550	si	2 a 4
Litio-Ión	110-160	200	300	1000	1000	si	3 a 4
Zinc/Aire	150-180	150	120	600	300	no	1 a 1.5

2.3.1 Sistema Hidráulico

En la Figura 2-5 se presenta el esquema de un KERS hidráulico.

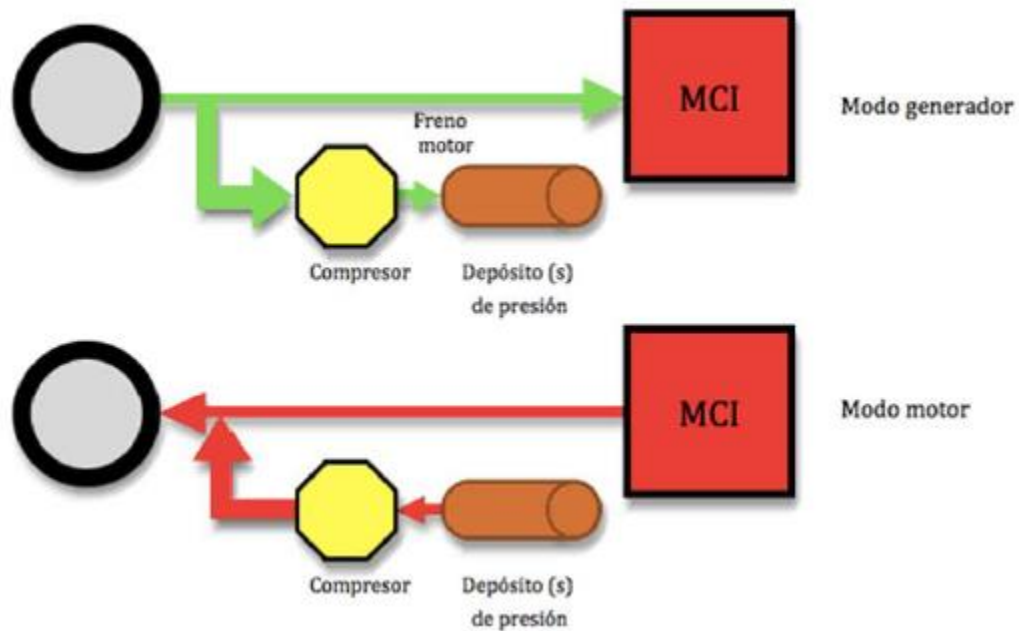


Figura 2-5: Esquema funcionamiento KERS hidráulico. [6]

Estos sistemas se componen básicamente de una bomba/motor hidráulico de desplazamiento variable y de un acumulador hidráulico. El acumulador permite almacenar energía mediante la compresión de un gas y entregarla a través de la descarga del mismo (descompresión del gas). Este dispositivo trabaja utilizando un fluido que al entrar en el acumulador realiza la compresión del gas mediante un mecanismo de volumen variable. Las ruedas del vehículo están vinculadas a una caja de cambios, y esta a su vez se acopla con un motor hidráulico. Durante el frenado la caja de cambios se acciona permitiendo la rotación del motor hidráulico, que en este caso funciona como bomba hidráulica. La bomba permite el desplazamiento de un fluido, generalmente aceite, permitiendo la carga del acumulador hidráulico.

En el proceso inverso, es decir cuando se utiliza la energía almacenada para la aceleración del vehículo. Se descarga el acumulador haciendo que el fluido que se encuentra en su interior sea desplazado. El paso del fluido a través del motor hidráulico permite que este entregue una potencial rotacional a la caja de cambios, la cual permite la transmisión de potencia a las ruedas del vehículo.

2.2 Selección de Alternativa

La opción de un volante de inercia tipo “Low Speed Flywheels” es inviable ya que para nuestra aplicación el volante requiere gran dimensión y masa tal como se muestra en la Tabla 2-1: Resultados cálculo volante de inercia de la sección 2.1.1.

Los volantes tipo “High Speed Flywheels” quedan descartados por ser una opción muy costosa y compleja para el alcance que se le quiere dar a este proyecto.

Por lo tanto debemos elegir entre la alternativa eléctrica y la hidráulica.

El sistema eléctrico utiliza baterías como fuente de almacenamiento de la energía recuperada. Esto representa limitaciones con respecto a la densidad de potencia asociada a la carga de las baterías debido a que una desaceleración ocurre en un período de tiempo muy corto, la energía disponible igualmente requiere ser almacenada en este período de tiempo. Por lo general, las batería tienen un tiempo de carga óptimo superior al de frenado, razón por la cual este sistema resulta inapropiado.

Además se necesita un gran paquete de baterías para lograr la potencia deseada haciendo que el equipo sea muy pesado y sobre todo costoso a la hora de comprarlas como así también para su mantenimiento, ya que las baterías presentan una vida útil limitada, la que se ve perjudicada por el elevado número de ciclos de carga y descarga durante la conducción del vehículo.

Las fluctuaciones en la velocidad de un vehículo durante su funcionamiento permite afirmar que la densidad de potencia es una variable relevante en el diseño del sistema de almacenamiento de energía.

Por lo expuesto, la alternativa hidráulica de almacenamiento para la energía cinética recuperada del frenado representaría una solución a los inconvenientes de baja densidad de potencia y cantidades de masa y volumen elevado.

3 Diseño Conceptual del Sistema

3.1 Sistema de Recuperación de Energía Propuesto

El sistema propuesto para la recuperación de energía durante el frenado y posterior descarga se muestra en la Figura 3-1:

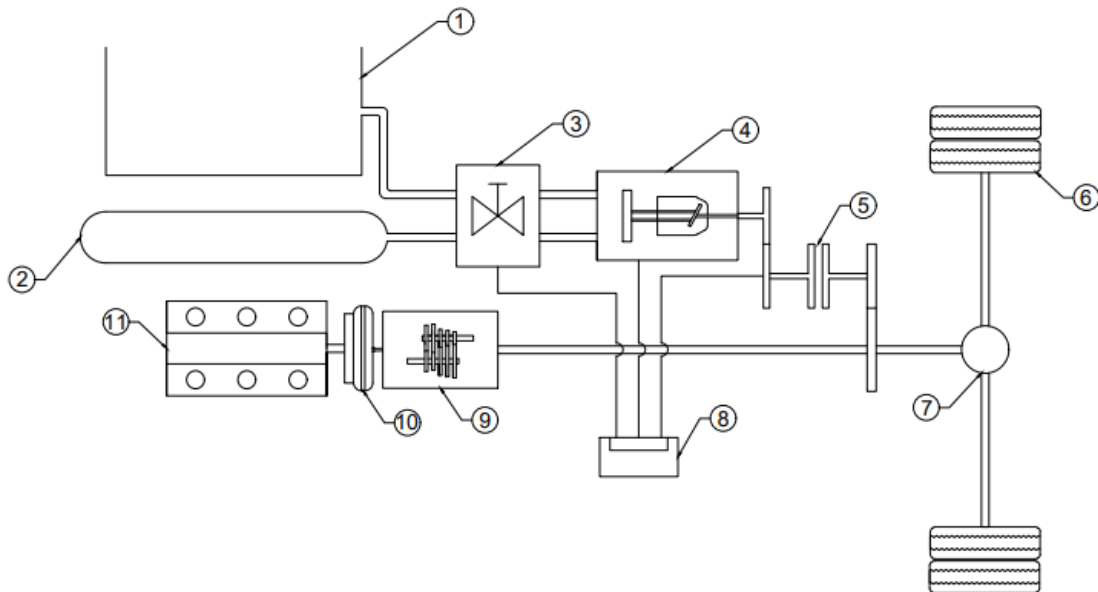


Figura 3-1: Sistema propuesto para la recuperación de energía.

- 1- Depósito de aceite de baja presión
- 2- Acumulador hidráulico
- 3- Bloque de válvulas
- 4- Bomba / motor hidráulico de pistones axiales con desplazamiento variable
- 5- Transmisión N°2
- 6- Ruedas
- 7- Diferencial
- 8- Unidad de control electrónica

9- Transmisión N°1

10- Embrague

11- Motor de combustión interna

3.1.2 Descripción del Funcionamiento del Sistema

Para entender cómo funciona el sistema propuesto desarrollaremos un ejemplo.

Supongamos que el conductor arranca el vehículo de la forma habitual como lo haría sin tener adaptado un sistema híbrido hidráulico en paralelo. Cuando el conductor circula por las calles accionará los frenos cuando encuentre la primera señal de “Pare”, en ese momento el motor de combustión interna se desacopla de la transmisión N°1 y se acoplará la transmisión N°2. La bomba-motor, que esta vinculada al diferencial a través de la transmisión N°2, usa la energía del cinética del colectivo para bombear fluido hidráulico del depósito de aceite de baja presión al acumulador a la vez que va parando el vehículo. De ésta forma la energía es almacenada. Si en el acumulador se alcanza su máxima capacidad antes de que el vehículo pare, los frenos convencionales se usan para detener al vehículo.

Cuando el conductor acelera para salir del reposo, el fluido de alta presión del acumulador es dirigido hacia la bomba-motor para hacer funcionar a la unidad como motor. La bomba-motor impulsa el vehículo desde el reposo hasta alcanzar cierta velocidad antes de que el acumulador quede completamente descargado, y antes de que el motor de combustión interna arranque y comience a impulsar el vehículo. En este punto el embrague de la transmisión N°2 se desacopla y el circuito hidráulico es desvinculado del sistema.

De esta forma se pretende conseguir un ahorro de combustible ya que este sistema hidráulico ayudaría al motor de combustión interna a acelerar el colectivo.

En la Figura 3-2 se muestra un flujograma con la estrategia de control para los cambios de modos de funcionamiento del sistema.

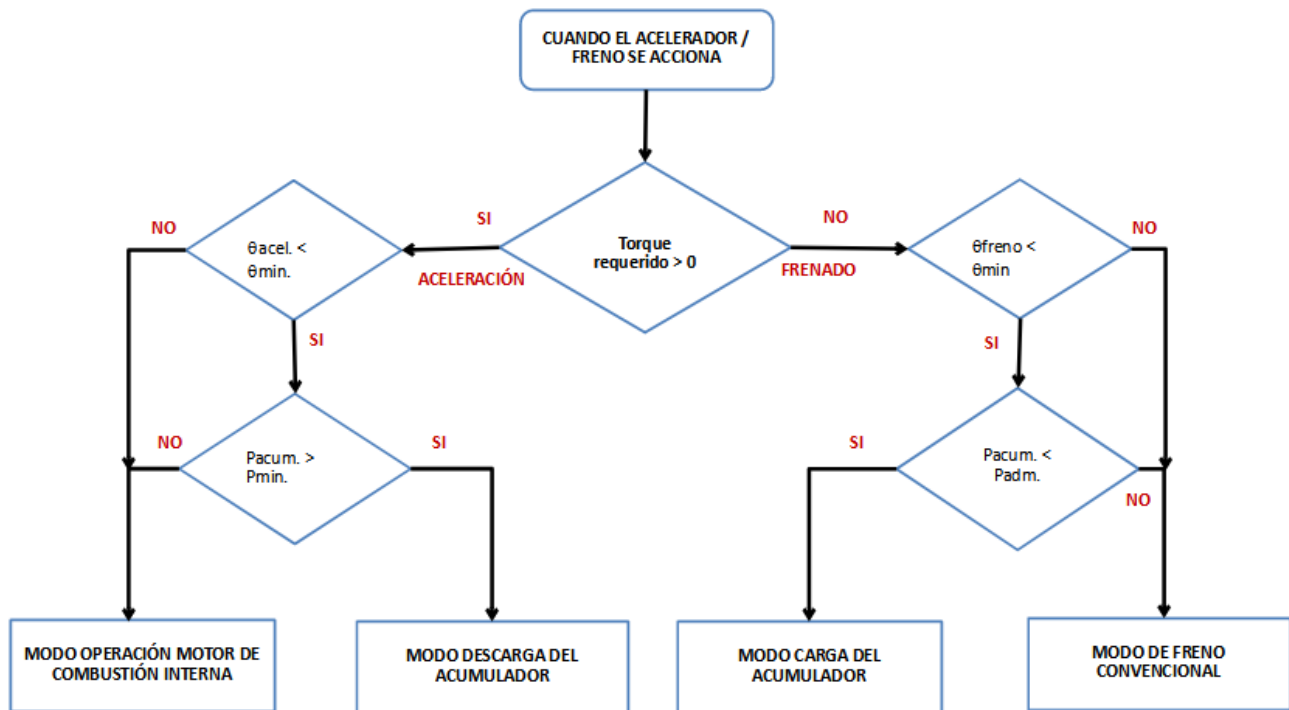


Figura 3-2: Flujograma estrategia de control.

3.2 Circuito Hidráulico Propuesto

El circuito hidráulico propuesto para la recuperación de energía durante el frenado y posterior descarga se muestra en la Figura 3-1:

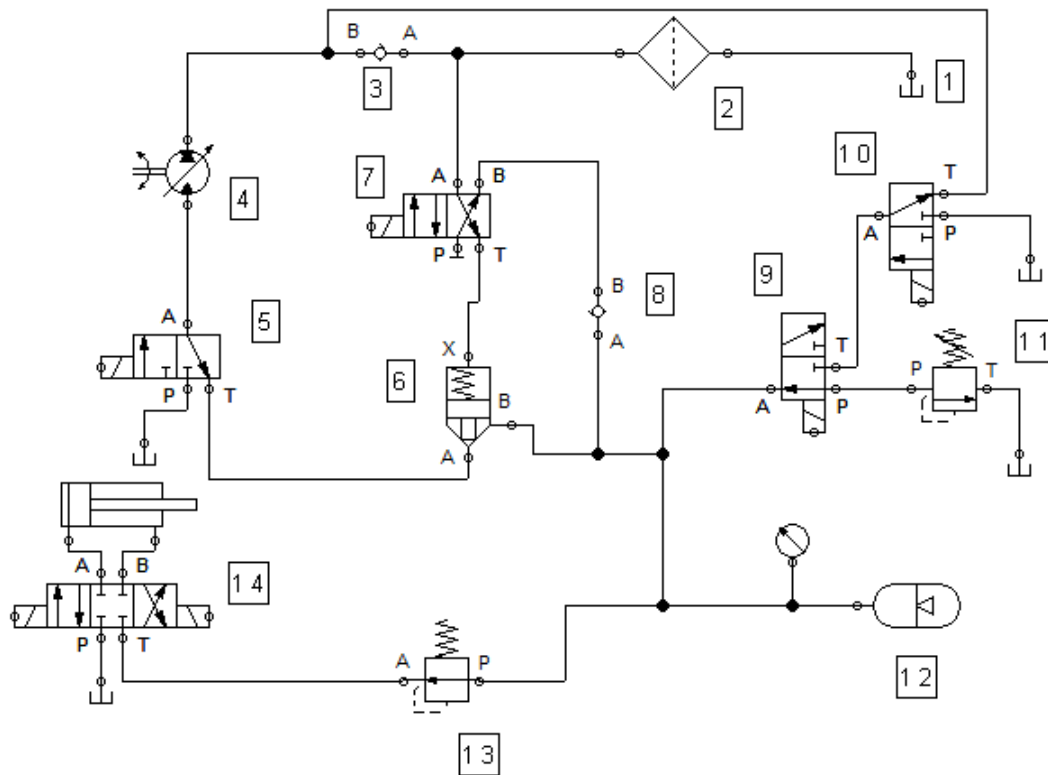


Figura 3-1: Circuito hidráulico propuesto para la recuperación de energía.

Este sistema está compuesto por los siguientes componentes:

- 1- Depósito de aceite de baja presión
- 2- Filtro de aceite
- 3- Válvula antirretorno
- 4- Bomba / motor hidráulico de pistones axiales con desplazamiento variable
- 5- Válvula direccional de dos posiciones y tres vías con accionamiento eléctrico
- 6- Válvula de cartucho
- 7- Válvula direccional de dos posiciones y cuatro vías con accionamiento eléctrico
- 8- Válvula antirretorno

- 9- Válvula direccional de dos posiciones y tres vías con accionamiento eléctrico
- 10- Válvula direccional de dos posiciones y tres vías con accionamiento eléctrico
- 11- Válvula limitadora de presión
- 12- Acumulador hidráulico con compresión de gas
- 13- Válvula reductora de presión
- 14- Válvula direccional de tres posiciones y cuatro vías con accionamiento eléctrico

3.2.1 Descripción del Funcionamiento del Circuito

- Cuando se activa el freno del colectivo, las válvulas direccionales (5), (7), (9) y (10) se accionan eléctricamente en la posición tal cual se encuentran en la Figura 3-1. La bomba / motor funciona como bomba, tomando el aceite desde el depósito (1), haciendo pasar el aceite por la válvula de cartucho (6) y llenando el acumulador hidráulico (12) mientras el vehículo va frenando. Cuando en el acumulador se llega a la presión máxima, la válvula direccional (7), toma la posición izquierda, haciendo pasar aceite por la válvula antirretorno (8) y bloqueando la válvula cartucho reduciendo el caudal. En caso de haber una sobrepresión en el circuito por alguna falla en el sistema, la válvula limitadora de presión (11) direcciona parte del fluido hacia el depósito de baja presión nuevamente. La válvula reductora de presión se encargará de darle la presión adecuada al sistema de regulación de desplazamiento de la bomba comandada por la válvula direccional (14).
- En la aceleración del colectivo, las válvulas direccionales toman las posiciones que se muestran la Figura 3-1

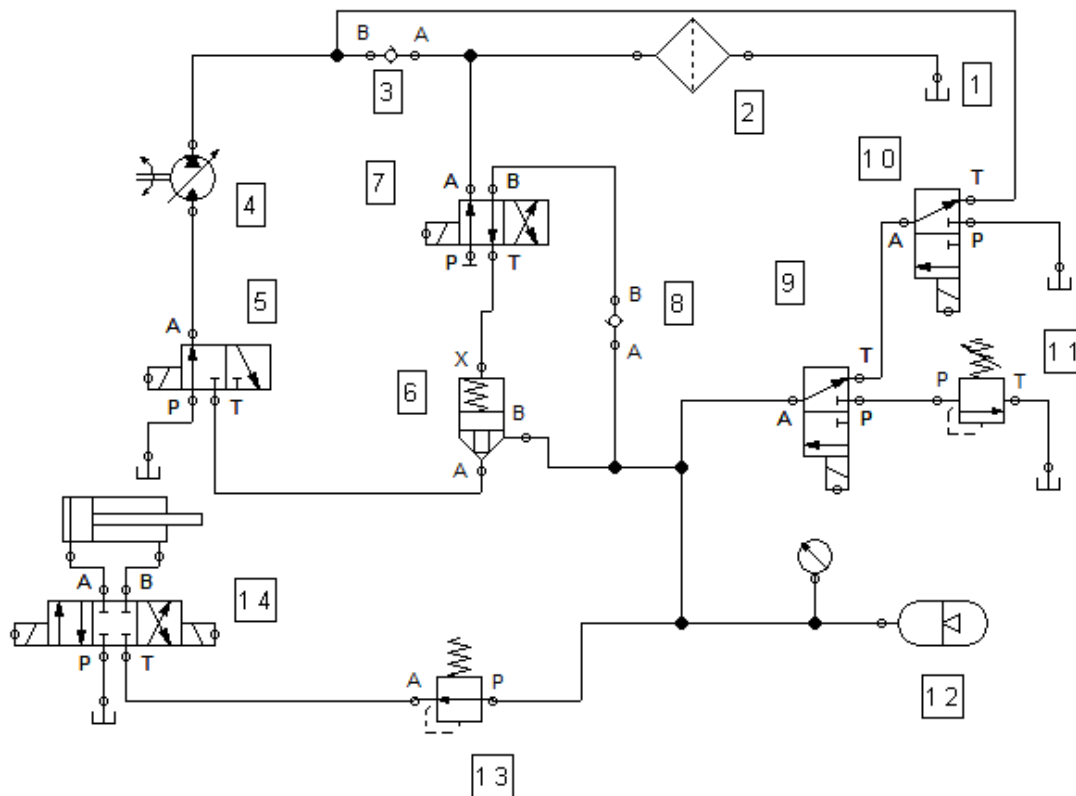


Figura 3-2: Posición válvulas direccionales durante la aceleración del colectivo.

El aceite en el acumulador de alta presión (12) pasa por las válvulas direccionales (9) y (10) y se dirige directamente a la bomba / motor, esta vez funcionando como motor y brindándole el torque necesario para acelerar el colectivo. El aceite que pasa por la antirretorno (8) bloquea la válvula cartucho (6) evitando así un posible paso del aceite en dirección contraria. La válvula reductora de presión se encargará de darle la presión adecuada al sistema de regulación de desplazamiento del motor, el cual depende directamente del torque a suministrar por el mismo, comandado por la válvula direccional (14).

- En caso de que el sistema se someta a un mantenimiento, la válvula direccional (10) cambia la posición direccionando el aceite o sobrante de aceite directamente hacia el depósito de baja presión.

4 Marco Teórico

4.1 Dinámica del Vehículo

Durante el funcionamiento de un vehículo existen varios tipos de fuerzas que intervienen en la dinámica del mismo. La Figura 4-1 presenta un diagrama de cuerpo libre con la fuerzas que intervienen en la dinámica longitudinal del vehículo.

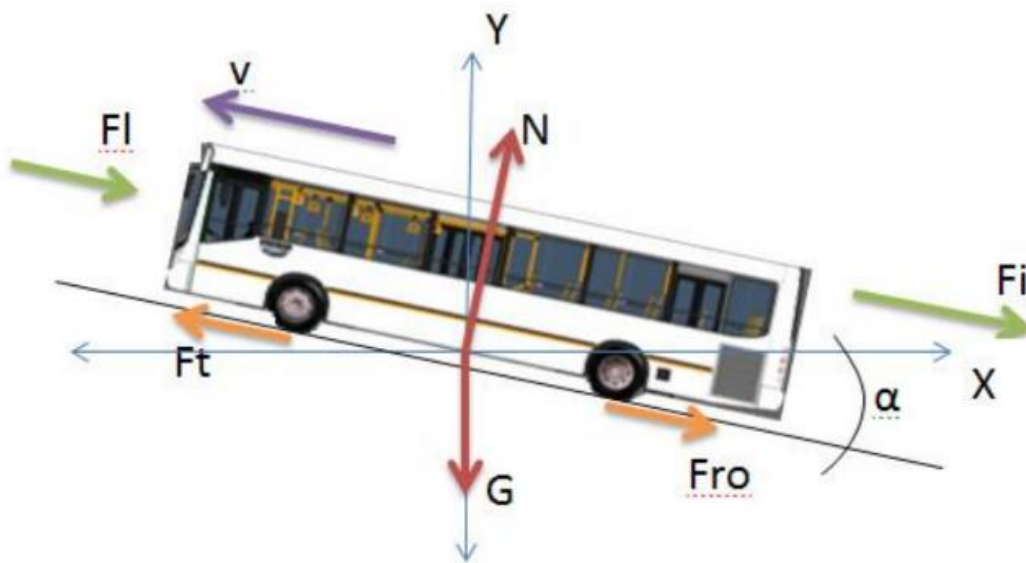


Figura 4-1: Diagrama cuerpo libre de la dinámica longitudinal de un colectivo.

4.1.1 Fuerza Aerodinámica (FI)

Durante el movimiento del colectivo, este atraviesa una masa de aire que se opone a su movimiento. Esta fricción del cuerpo moviéndose a través del aire se denomina fuerza aerodinámica y se representa mediante la Ecuación (4.1)

$$F_l = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot C_x \cdot A_f \cdot (V_{rel})^2 \quad (4.1)$$

Donde ρ corresponde a la densidad del aire. Esta depende de la altura y de la temperatura. A mayor altura, menor será la densidad; lo mismo ocurre con la temperatura, a mayor temperatura, menor densidad. A_f corresponde al área frontal del vehículo. [12]

V_{rel} es la velocidad relativa entre el vehículo y la masa de aire (ver Ecuación 4.2). Se trata de una resta vectorial (viento en contra se suman, viento a favor se restan).

$$V_{rel} = V - V_{aire} \quad (4.2)$$

C_x corresponde al coeficiente de penetración aerodinámico, también conocido en la mecánica de fluidos como CD (coeficiente de arrastre o "drag"). Se trata de un coeficiente adimensional e indica el grado de "perturbación" que la forma del vehículo introduce en el aire. [12] La resistencia de un vehículo al moverse a través de un fluido es debida a dos razones:

- Debido al rozamiento viscoso de la carrocería con el aire al desplazarse el vehículo. No obstante, esta razón es de menor peso que la siguiente. [12]
- La diferencia de presiones entre la parte delantera del vehículo y la trasera al desplazarse a través de un fluido. La parte delantera queda como punto de remanso donde la velocidad del vehículo es muy grande, traduciéndose en un incremento de presión. Sin embargo, en la parte trasera se produce el desprendimiento de la capa límite, traduciéndose en un cambio a flujo turbulento. Por lo tanto, esta diferencia entre presiones produce una fuerza opuesta al desplazamiento del automóvil. [12]

4.1.2 Fuerza de Resistencia a la Rodadura de los Neumáticos (Fro)

La resistencia a la rodadura se debe principalmente a la fricción que existe entre las ruedas del vehículo con la carretera, además de las debidas por los rodamientos y conexiones mecánicas. Se trata de una fuerza debida a la histéresis de los materiales del neumático durante la rodadura. [12] Su expresión matemática es la siguiente:

$$F_{ro} = C_r \cdot M \cdot g \cdot \cos(\theta) \quad (4.3)$$

Donde C_r es el coeficiente de fricción entre las ruedas del colectivo y la calle, M es la masa del vehículo, θ es el ángulo de la pendiente que tiene que ascender o descender el vehículo y g es la aceleración de la gravedad.

La histéresis debida a los materiales de la rueda (la rueda cimbrea sobre el asfalto) hace que C_r varíe con la velocidad. Los neumáticos deben de presentar un contacto adecuado entre el suelo y el vehículo por adherencia y fricción. Los neumáticos están formados por caucho y unos hilos. Los neumáticos se clasifican según este tipo de hilos que son los que refuerzan y sustentan el neumático en dos tipos: radiales o diagonales. [12] La Figura 4-2 muestra estos dos tipos.



Figura 4-2: Tipos de neumáticos. Radial (izq.) y Diagonal (der.) [12]:

Las principales ventajas de los radiales son las siguientes:

- Menos fricción interna.
- Las capas son más flexibles lateralmente, por lo tanto menor resistencia a la rodadura.
- Mayor duración de la banda de rodamiento.
- Mejor adherencia.
- Menos material para soportar la misma carga.

Las principales desventajas son las siguientes:

- Mayor dureza de marcha
- Mayor esfuerzo de dirección

C_r también depende de otra serie de factores como son la presión del neumático (disminuye al aumentar la presión), el diámetro del neumático (disminuye al aumentar el diámetro) y el tipo de suelo (mayor sobre suelos blandos que duros).

En la fuerza de rozamiento también contribuyen, aunque en menor medida la fricción entre el neumático y el suelo por deslizamiento, las pérdidas por ventilación debidas a la rotación del neumático en el aire y la fricción debida a la circulación del aire en el interior del neumático. [12]

Para los distintos tipos de suelos Cr se obtiene de tablas. (Tabla 4.1).

Tabla 4-1: Coeficientes de fricción para distintos tipos de suelos [11].

Resistance coefficient values for rolling in different types of soil.			
Naturaleza y Estado del Suelo	Coeficiente de Resistencia a la Rodadura (k) ¹	Índice de Cono (CI) [kPa]	Número Característico (B _n)
Carretera en buen estado	0,02 a 0,04	-	
Camino de tierra afirmado	0,03 a 0,05	-	
Camino de tierra	0,04 a 0,06	-	
Suelo baldío	0,06 a 0,10	1.800	80
Rastrojo seco	0,08 a 0,10	1.200	55
Tierra labrada	0,10 a 0,20	900	40
Arena y suelo muy suelto	0,15 a 0,30	450 - 250	20

¹ La resistencia a la rodadura se obtiene multiplicando el peso del vehículo por el valor del coeficiente del suelo por el que se circula.

4.1.3 Fuerza de Escalada (F_{esc})

La fuerza de escalada es la resistencia que ofrece el vehículo al ascender por una pendiente. El motor del vehículo ha de vencer esta fuerza.

Es proporcional al peso y al ángulo de la pendiente. Tiene la siguiente ecuación:

$$F_{esc} = M \cdot g \cdot \sin(\theta) \quad (4.4)$$

Donde M es la masa del vehículo, g la gravedad y θ el ángulo de la pendiente a ascender. [12]

4.1.4 Fuerza Resistente Total (F_{tot})

La fuerza resistente total puede expresarse como la suma de todas las anteriores:

$$F_{tot} = F_l + F_{ro} + F_{esc} \quad (4.5)$$

4.1.5 Equilibrio de Fuerzas, Aceleración y Fuerza Motriz

La fuerza resistente anterior tiene que ser vencida por el motor del vehículo. Para ello, se ha de tener en cuenta el desarrollo de la transmisión (d_i). Las vueltas del motor, se convierten en movimiento lineal gracias a la transmisión. Dicha velocidad lineal será mayor o menor dependiendo de la marcha engranada, del grupo diferencial y del perímetro de la rueda. Estos tres forman lo que se conoce como el desarrollo de la transmisión.

Cada marcha, tiene una relación de cambio distinta ya que depende del número de dientes de cada piñón que se engrane. Por ejemplo, con la primera marcha, las ruedas siempre dan menos vueltas a igualdad de régimen de giro del motor que con la quinta.

El desarrollo se expresa de la siguiente manera:

$$d_i = \frac{v}{n} \quad (4.6)$$

Siendo v la velocidad lineal del vehículo, n el régimen de giro del motor e i la marcha engranada.

Analizando la Ecuación (4.5),

$$F_{tot} = F_l + F_{ro} + F_{esc} \quad (4.5)$$

La fuerza que llega a las ruedas ha de ser superior a las fuerzas que se oponen al desplazamiento, produciéndose así la aceleración del vehículo. Por lo tanto, al

aumentar la velocidad, la fuerza de tracción tratará de vencer los esfuerzos resistentes anteriores, otra parte produce la aceleración lineal del automóvil y finalmente una última parte se invierte en aumentar la velocidad angular de los distintos elementos rotativos del tren de transmisión. Por lo tanto la Ecuación (4.5) quedaría de la siguiente manera:

$$F_{tot} = F_l + F_{ro} + F_{esc} + m \cdot a + J_{tot,r} \cdot \frac{a_r}{r_r} \quad (4.7)$$

Donde a es la aceleración del vehículo, $J_{tot,r}$ es el momento de inercia total de las partes rotativas reducidas a la rueda, a_r la aceleración angular de las ruedas y r_r el radio de las ruedas. [11]

Si analizamos los términos de la ecuación:

- $m \cdot a$ corresponde a la aceleración lineal del vehículo.
- $J_{tot,r} \cdot (a_r/r_r)$ tienen en cuenta la aceleración angular de los distintos elementos rotativos presentes en el tren de transmisión.

Para simplificar los cálculos estos dos términos son simplificados de la siguiente manera:

$$m \cdot a + J_{tot,r} \cdot \frac{a_r}{r_r} = m_{eq} \cdot a = m \cdot k_m \cdot a \quad (4.8)$$

Donde m es la masa del vehículo, k_m es un coeficiente de inercia rotacional que incluye la aceleración angular de cada uno de los elementos rotativos. En ocasiones, calcular todos los momentos de inercia del tren motriz resulta una tarea engorrosa por lo que se puede usar gráficos como el que se muestra en la Figura 4-3. [11]

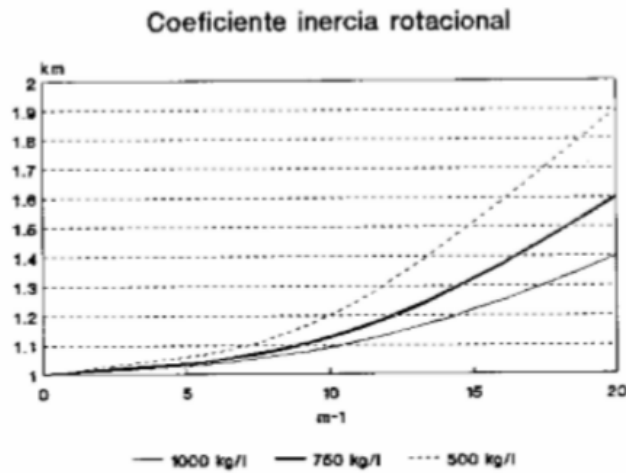


Figura 4-3: Gráfico valores coeficiente inercia rotacional [11]:

4.2 Energía Cinética

La energía cinética de un cuerpo es aquella energía que posee debido a su movimiento. Se define como el trabajo necesario para acelerar un cuerpo de una masa determinada desde el reposo hasta la velocidad indicada. Una vez conseguida esta energía durante la aceleración, el cuerpo mantiene su energía cinética salvo que cambie su velocidad. Para que el cuerpo regrese a su estado de reposo se requiere un trabajo negativo de la misma magnitud que su energía cinética, en otras palabras, el trabajo negativo puede ser definido como frenado. [12]

Para obtener la fórmula de la energía cinética, partimos de la segunda ley de movimiento de Newton, donde se considera una partícula que se mueve a lo largo de una trayectoria rectilínea debido a una fuerza F .

$$F = m \cdot a \text{ ó } F = m \cdot \frac{dv}{dt} \quad (4.9)$$

V es la velocidad de la partícula. $V = ds/dt$

$$F = m \cdot \frac{dv}{ds} \cdot \frac{ds}{dt} = m \cdot v \cdot \frac{dv}{ds} \quad (4.10)$$

$$F \cdot ds = m \cdot v \cdot dv \quad (4.11)$$

Al integrar desde el punto de partida, donde $S=s_1$ y $v=v_1$ hasta el punto final donde $S=s_2$ y $V=v_2$. El miembro izquierdo de la ecuación representa el trabajo.

$$\int_{s_1}^{s_2} F \cdot ds = m \cdot \int_{v_1}^{v_2} v \cdot dv = \frac{1}{2} \cdot m \cdot v_2^2 - \frac{1}{2} \cdot m \cdot v_1^2 \quad (4.12)$$

Podemos apreciar que el trabajo de una partícula que se mueve desde una posición inicial a una final es igual al cambio de la energía cinética de la partícula.

$$T = \frac{1}{2} \cdot m \cdot v^2 \quad (4.13)$$

Arreglando la ecuación anterior obtenemos la ecuación de la energía cinética para cualquier instante en una partícula dada.

$$T = \frac{1}{2} \cdot m \cdot v^2 = kg \cdot \left(\frac{m}{s}\right)^2 = \left(kg \frac{m}{s^2}\right) m = N \cdot m = Joule \quad (4.14)$$

Al igual que para medir el trabajo, las unidades fundamentales de la energía cinética son los Joules.

4.3 Circuito Hidráulico

4.3.1 Acumulador Hidráulico

Es el dispositivo encargado de almacenar la energía recuperada. El funcionamiento de este componente consiste en la compresión de un gas, generalmente hidrógeno, al introducir un fluido dentro del mismo. El fluido y el gas se encuentran separados por un miembro divisor que impide el contacto gas-fluido y se deforma según el equilibrio de las fuerzas de presión de ambos lados del mismo. [14]

La energía almacenada en el acumulador en el proceso de carga es equivalente al trabajo realizado por el fluido durante la compresión del gas. La Ecuación (4.15) representa la energía almacenada dentro del acumulador en función del tiempo. [9]

$$E = \int_{t_1}^{t_2} -P_r(t) * V(t) dt \quad (4.15)$$

La relación existente entre la presión del gas dentro del acumulador y su volumen se define como una relación politrópica. El estado del gas se puede describir según la Ecuación (4.16). [9]

$$P_r * V^n = cte \quad (4.16)$$

Donde n es el exponente politópico y se define según el proceso de cambio de estado, n=1,4 para procesos adiabáticos (no hay transferencia de calor entre el gas y el medio circundante) y n=1 para procesos isotérmicos (al haber transferencia de calor entre el gas y el medio, el gas mantiene su temperatura al comprimirse). [9]

Es posible establecer relaciones entre dos estados del gas si se tienen las condiciones iniciales del mismo (presión y volumen) y una condición final del estado del gas (presión o volumen). [9]

Conociendo la presión y el volumen inicial, y la presión final del gas podemos calcular el volumen final mediante la Ecuación (4.17). [9]

$$V_2 = \left(\frac{P_{r1}}{P_{r2}}\right)^{\frac{1}{n}} * V_1 \quad (4.17)$$

En cambio, si conocemos las condiciones iniciales y el valor del volumen final del gas podemos calcular la presión final del gas con la Ecuación (4.18). [9]

$$P_2 = P_{r1} * \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^n \quad (4.18)$$

El trabajo también puede definirse como el cambio de volumen generado por una presión. [9]

$$E = \int_{V_1}^{V_2} -P_r * dV \quad (4.19)$$

Si se tiene el caso presentado en la Ecuación (4.18), la Ecuación (4.19) puede escribirse de la siguiente manera [9]:

$$E = \int_{V_1}^{V_2} -P_{r1} * \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^n * dV \quad (4.20)$$

4.3.2 Bomba / Motor Hidráulico

La bomba hidráulica es el componente encargado de recibir potencia mecánica de la ruedas del vehículo durante el frenado del mismo y proporcionar un caudal de fluido al acumulador hidráulico. Por el contrario el motor hidráulico recibe un caudal de fluido desde el acumulador y se encarga de producir energía mecánica. La presión de trabajo de la bomba debe ajustarse a la resistencia impuesta por el acumulador en cada instante de tiempo de su carga y descarga. La selección de la bomba se hace con respecto a la presión máxima de diseño del acumulador.

La bomba seleccionada corresponderá a una del tipo desplazamiento positivo ya que proporciona un desplazamiento de fluido constante independientemente de la presión en su salida. Dentro de este tipo de bombas/motores se selecciona el tipo de pistones axiales ya que tienen un rango elevado de presiones y caudales de trabajo, tienen una eficiencia alta y son de bajo costo. [9]

■ Descripción y Funcionamiento

Las bombas de pistones axiales utilizan el principio de que un pistón dentro de un orificio al retraerse absorbe fluido y al realizar su carrera lo expulsa. La bomba tiene cierto número de pistones ubicados radialmente alrededor del eje de una placa inclinada. La inclinación de la placa determina la carrera de los pistones y su posición, los cuales se retraen para luego realizar su carrera a lo largo de una revolución.[9]

Las bombas pueden tener dos configuraciones de funcionamiento: Desplazamiento fijo, en el cual el desplazamiento permanece constante sin importar la presión de trabajo, y desplazamiento variable, en el cual la bomba trabaja para una presión máxima, al alcanzar dicha presión un mecanismo de control permite variar el ángulo de la placa

inclinada disminuyendo la carrera de los pistones y por lo tanto la descarga de la bomba. En la Figura 4-4 se pueden observar las partes que componen a las bombas de pistones axiales.

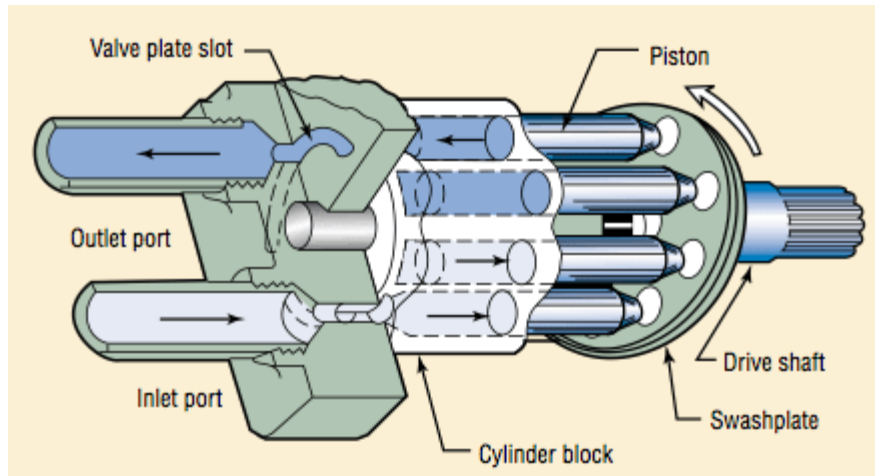


Figura 4-4: Partes de una bomba de pistones axiales.

Los motores hidráulicos se seleccionan según su desplazamiento (volumen de fluido desplazado en una revolución), par y límite de presión máxima. Las bombas de pistones axiales se seleccionan a partir de la presión máxima de trabajo y el caudal de salida a una velocidad angular específica. A continuación se describen estos parámetros y otros relevantes. [9]

Desplazamiento (D)

Corresponde al volumen de fluido desplazado durante un revolución. La unidad en sistema SI para esta variable es $[\text{cm}^3/\text{rev.}]$. En una bomba/ motor de pistones axiales esta variable se puede ver como el volumen de un cilindro contenedor de un pistón multiplicado por el número total de estos.

Par (T)

Se asocia con la fuerza presente en cada uno de los pistones. En el caso de las bombas se puede ver como la fuerza necesaria para vencer la presión de salida de la misma, En el caso de motor se encuentra como la presión necesaria para vencer la

carga a la salida del mismo. Se obtiene una relación entre presión y par tanto para bombas como para motores de pistones axiales (ver Ecuación (4.21))

$$T = \frac{\Delta P_r * D}{\eta_{mec}} \quad (4.21)$$

Donde η_{mec} corresponde a la eficiencia mecánica de la bomba / motor.

Presión Máxima (Pr)

Se asocia con la resistencia al flujo en la salida de la bomba. Esta variable está determinada con la conexión de la bomba en este caso al acumulador

Caudal (Q)

Es el volumen desplazado por unidad de tiempo. Depende directamente del desplazamiento de la bomba / motor y de la velocidad angular (ω) de trabajo.

$$Q = (D * \omega * \eta_v) \quad (4.22)$$

Donde η_v es a la eficiencia volumétrica de la bomba / motor

La potencia hidráulica asociada a este tipo de máquina se expresa mediante la Ecuación (4.23).

$$P_{hid} = (\eta_v * \eta_{mec}) * T * \omega = Q * P_r \quad (4.23)$$

La Tabla 4-2 presenta el efecto que se presenta al variar algunas de las variables presentada sobre las otras variables.

Tabla 4-2: Sensibilidad de algunas variables con respecto a otras [9].

Cambio experimentado	Velocidad	Efecto sobre la presión de trabajo	Par disponible
Aumento de la presión de taraje	Sin efecto	Sin efecto	Aumenta
Disminución de la presión de taraje	Sin efecto	Sin efecto	Disminuye
Aumento de caudal	Aumenta	Sin efecto	Sin efecto
Disminución de caudal	Disminuye	Sin efecto	Sin efecto
Aumento del desplazamiento	Disminuye	Disminuye	Aumenta
Disminución del desplazamiento	Aumenta	Aumenta	Disminuye

■ Compensador Hidráulico

En el caso de las bombas de pistones axiales de desplazamiento variables existen varios mecanismos de control para variar el caudal de salida en función de la presión de trabajo. Uno de estos corresponde al compensador de presión, el cual viene integrado en la bomba. Este consta de dos muelles, el primero se acciona cuando la presión de trabajo alcanza la presión necesaria para el desplazamiento de este muelle y el segundo regula la inclinación de la placa inclinada. Cuando la placa inclinada presenta un ángulo de 90° con respecto al eje de la misma, el caudal desplazado por la bomba es nulo. [9]

En la Figura 4-5 se muestra la influencia de la inclinación de la placa sobre el caudal de descarga a carga de la bomba / motor.

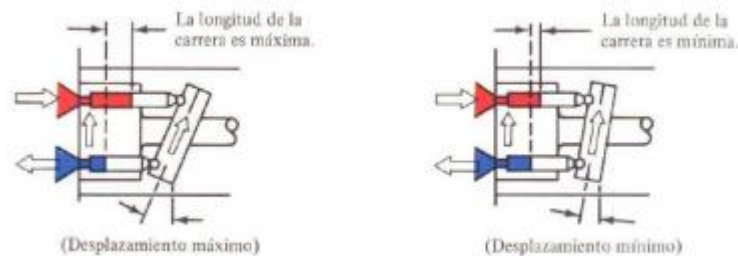


Figura 4-5: influencia de la inclinación de la placa sobre el caudal de descarga a carga de la bomba / motor.

4.3.3 Interacción Bomba – Acumulador

Como se mencionó anteriormente el funcionamiento de los componentes bomba hidráulica y acumulador depende de las características de los dos. La presión de trabajo depende del acumulador haciendo que la bomba trabaje bajo esta variable, y el caudal suministrado por la bomba es el mismo caudal de entrada en el acumulador.

Carga del Acumulador

Previamente se mostró que el estado de carga del acumulador se describe con las variables de presión y volumen instantáneo del mismo. La bomba hidráulica trabaja bajo dos variables (caudal y presión), mientras que el acumulador trabaja con las variables presión y volumen. El volumen del fluido que entra en el acumulador y el caudal proporcionado por la bomba pueden relacionarse mediante la Ecuación (4.24).

$$Q = \frac{dV}{dt} \quad (4.24)$$

El caudal de entrada al acumulador corresponde al negativo del cambio de volumen del gas dentro del acumulador. Remplazando la Ecuación (4.24) en la ecuación de potencia hidráulica (Ecuación (4.23)) se obtiene:

$$P_{hid} = P_r * \frac{dV}{dt} \quad (4.25)$$

Cabe destacar que la potencia hidráulica no es una variable constante en el tiempo y su valor dependerá de las condiciones de presión y caudal determinados por la bomba hidráulica y el acumulador. El valor de caudal dependerá del máximo de diseño de la bomba hidráulica, mientras que el valor de presión corresponde al máximo de diseño del acumulador hidráulico. La potencia necesaria para accionar la bomba hidráulica del circuito no puede exceder la potencia disponible de frenado determinada.

4.4 Engranaje Planetario

Un engranaje planetario o epicicloidal es un sistema o tren de engranajes formado por uno o más engranajes externos o satélites que rotan sobre un engranaje central o planeta.

Normalmente, los satélites van montados sobre un brazo móvil que les permite además rotar en relación al engranaje central. Estos sistemas pueden incorporar también un engranaje anular externo o corona, que engrana con los planetas. En la Figura 4-6 se presenta un engranaje planetario.

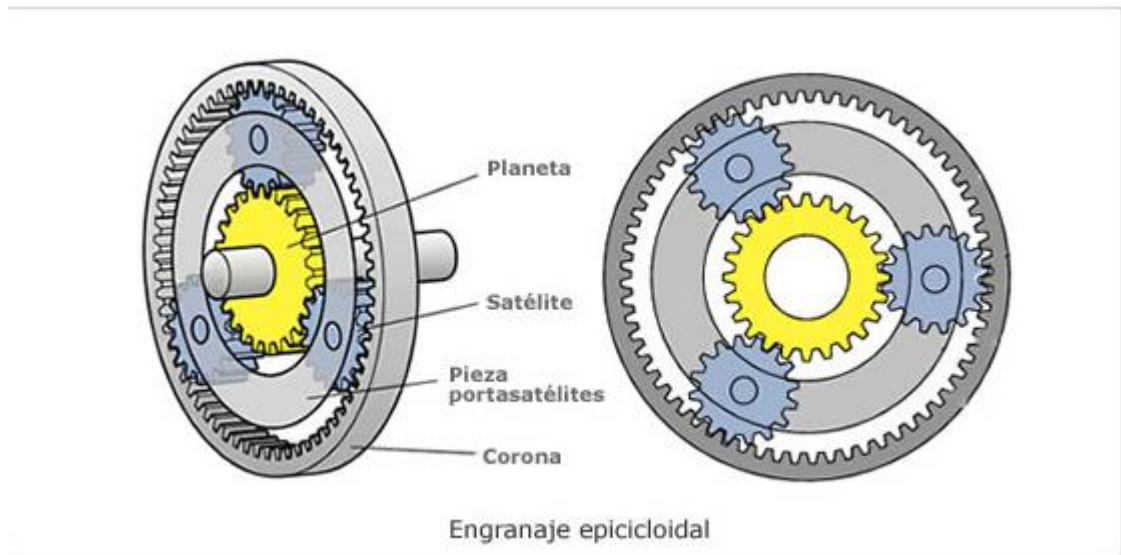


Figura 4-6: Partes engranaje planetario.

En nuestro sistema el acoplamiento entre las fuentes de potencia y la tracción es un engranaje planetario. El motor de combustión interna se acopla a través de un embrague / freno al portastélites, la bomba se conecta al engranaje central (planeta) y el motor hidráulico se vincula a la corona.

4.4.1 Funcionamiento

Para comprender el funcionamiento de un planetario es necesario considerar que siempre habrá un miembro que será el impulsor del movimiento y el otro el impulsado. Para conseguir lo anterior otro miembro del conjunto de engranajes debe ser detenido mediante un freno. Con un planetario de 4 elementos se pueden obtener cuatro relaciones de transmisión. [16]

Multiplicador Grande

En la Figura 4-7 se muestra un engranaje planetario con la corona fija.



Figura 4-7: Engranaje planetario con la corona (rojo) fija.

El movimiento entra por el portasatélites y se frena la corona, los satélites se ven arrastrados por su engrane con el planetario rodando por el interior de la corona fija produciéndose el movimiento del piñón central. El resultado es una multiplicación del giro de forma que el piñón central se mueve de forma mucho más lenta que el portasatélites o entrada.

Multiplicación Pequeña

En la Figura 4-8 se ilustra un engranaje planetario con el piñón central fijo.



Figura 4-8: Engranaje planetario con el piñón central (rojo) fijo.

El movimiento entra por el porta satélites y se frena el piñón central, los satélites se ven arrastrados rodando sobre el piñón central por el movimiento de la corona. El efecto es el movimiento del piñón central con una multiplicación menor que en el caso anterior.

Inversión de Giro

En la Figura 4-9 se presenta un engranaje planetario con el portasatélites fijo.



Figura 4-9: Engranaje planetario con el portastélites (rojo) fijo.

El movimiento entra por el piñón central y se frena el porta satélites, se provoca el giro de los planetarios sobre su propio eje y a su vez estos producen el movimiento de la corona en sentido contrario, invirtiéndose el sentido de giro y produciéndose una multiplicación grande.

Relación de Transmisión 1:1

En la Figura 4-10 se presenta un engranaje planetario sin ninguno de sus componentes fijo.



Figura 4-10: Engranaje planetario con todas sus componentes en movimiento.

4.4.2 Cálculo de Relación de Transmisión

El método de cálculo más utilizado para obtener la relación de transmisión de un engranaje planetario simple o compuesto es el método de Willis. La fórmula de Willis se basa en la relación que existe entre las velocidades angulares relativas al brazo de las ruedas cuyos ejes no tienen movimiento respecto a la bancada. Esto simplifica el cálculo ya que al considerarse el movimiento respecto al brazo el cálculo se realiza como si el tren fuese ordinario y no epicicloidal [17] . La fórmula de cálculo se presenta en la Ecuación 4.26.

$$\frac{\omega_s}{\omega_e} = \frac{\omega_s - \omega_y}{\omega_e - \omega_y} = \frac{Z_{conductores}}{Z_{conducidos}} \quad (4.26)$$

en donde:

ω_s = Velocidad de rotación de salida

ω_e = Velocidad de rotación de entrada

ω_y = Velocidad de rotación del porta satélites

$Z_{conductores}$ = Producto de los dientes de engranajes conductores

$Z_{conducidos}$ = Producto de los dientes de engranajes conducidos

Es importante tener en cuenta el sentido de rotación del elemento de entrada y de salida ya que de ser iguales el signo de la división de dientes será positivo, sin embargo de girar en sentidos opuestos el signo de la división será negativo

4.5 Energía Disponible para Recuperar por el Sistema de Recuperación

Es necesario conocer cuál es la cantidad de energía disponible a recuperar por el sistema de recuperación para poder dimensionar el mismo. Las herramientas que se utilizan para esta estimación son los ciclos de conducción.

4.5.1 Ciclos de Conducción

Una herramienta que describe fielmente las condiciones de funcionamiento de un vehículo en una región determinada corresponde a los ciclos de conducción. Un ciclo de conducción se define como una secuencia tiempo-velocidad que fue obtenida a partir de información estadísticamente representativa en un área determinada. Se puede establecer que un ciclo de conducción representa el comportamiento de la mayor parte de los vehículos dentro de la región de estudio.

El ciclo de conducción representa un patrón de la fluctuación de la velocidad de un vehículo en el tiempo para un área determinada. De esta manera, se tienen ciclos de

conducción representativos para ciudades específicas, para tipos de vías como por ejemplo autopistas o avenidas, para horarios diferentes del día, entre otros

En la Figura 4-6 se muestra un ejemplo de ciclo de conducción. El ciclo de conducción presentado corresponde al denominado European Driving Cycle (ECE), el cual representa las condiciones de funcionamiento de un vehículo en condiciones urbanas (ciudades como París y Roma). Se caracteriza por representar bajas tasas de velocidad y exigencia sobre la potencia de los vehículos.

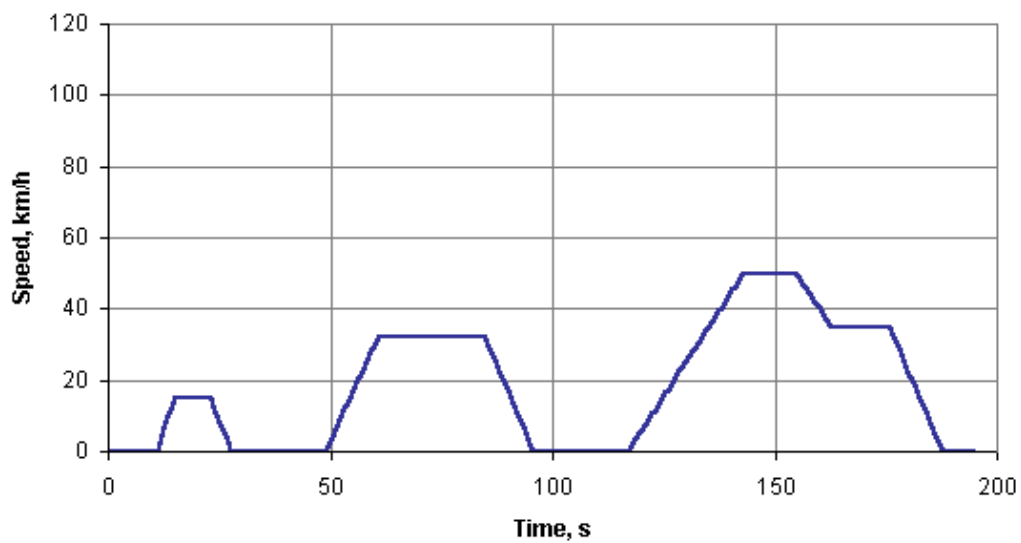


Figura 4-6: European Driving Cycle (ECE).

5 Metodología

5.1 Selección del Vehículo a Evaluar

Para evaluar la disponibilidad de energía de frenado en determinado perfil de velocidad, es necesario conocer primeramente el vehículo que se va a evaluar, por tal motivo, y teniendo en cuenta el sistema de transporte público de la ciudad de Rosario se selecciona un colectivo marca Mercedes Benz modelo O 500 U 1826. En la Figura 5-1 se presenta una ilustración del vehículo a evaluar.



Figura 5-1: Vehículo a evaluar.

En el Anexo A, se presentan las especificaciones técnicas del vehículo seleccionado.

5.2 Selección del Ciclo de Conducción

Se parte de la velocidad instantánea del colectivo, el cual se tomó como modelo el usado en la materia electiva “dinámica del automóvil”, este modelo toma como típico un ciclo de conducción urbano en la ciudad de Rosario. Los ciclos de conducción de buses urbanos se definen típicamente como perfiles velocidad Vs. Tiempo. En la figura 5-2 se presenta el ciclo de conducción a evaluar.

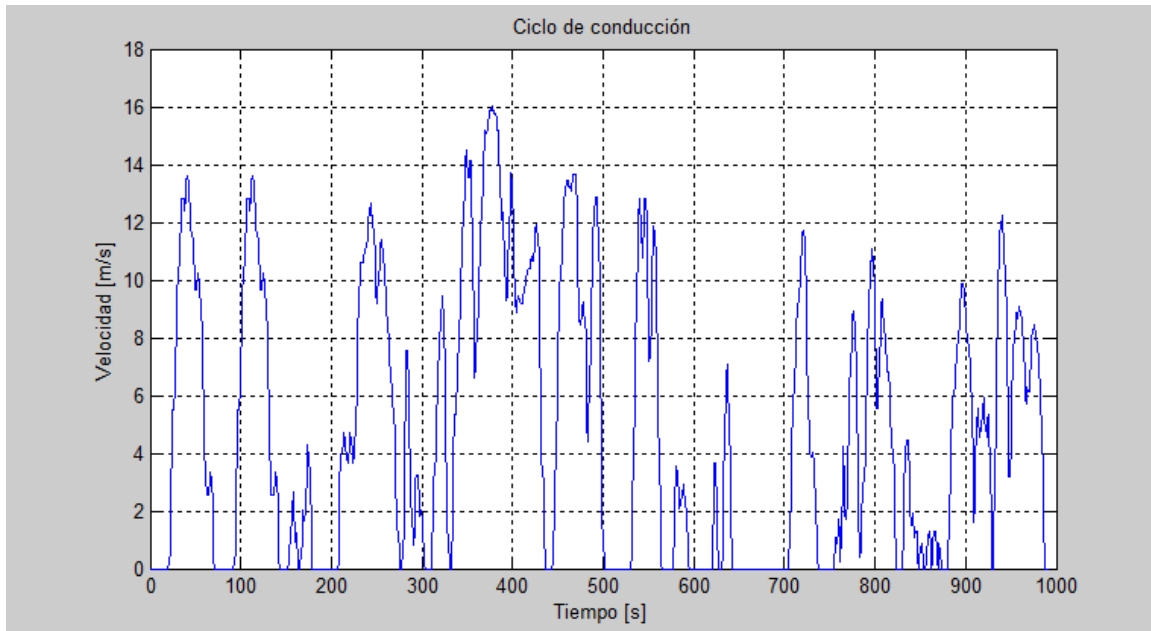


Figura 5-2: Ciclo de conducción a evaluar.

Con el ciclo de conducción elegido y mediante las ecuaciones de la dinámica descritas en las secciones 4.1 y 4.2, se realiza la simulación mediante el software MATLAB (Anexo C), obteniendo así el esfuerzo resistente total y potencia requerida.

Mediante las ecuaciones de las secciones ya mencionadas, obtenemos la fuerza aerodinámica, la fuerza de resistencia a la rodadura y la fuerza de escalada por una pendiente respectivamente. Estas son las que se oponen al desplazamiento del vehículo y mediante ellas se obtiene la potencia requerida.

Las gráficas de la fuerza de tracción, potencia en las ruedas, torque y revoluciones de las ruedas con respecto al tiempo, se pueden observar en el Anexo B.

5.3 Selección del Acumulador Hidráulico y Bomba / Motor de Desplazamiento Variable

La selección del acumulador se realiza en función de la energía disponible durante el frenado del vehículo y el volumen total del mismo. Para el primer parámetro de selección se apunta a seleccionar un acumulador que permita, bajo un rango de presiones establecido, almacenar el valor de energía disponible durante la desaceleración. Sin embargo, la energía almacenada es proporcional al volumen de gas dentro del acumulador. Un rango mayor de cambio de volumen para un rango de presiones inicial y final definidas, implica un mayor almacenamiento de energía.

El volumen seleccionado del acumulador se hace dependiendo de los volúmenes estándar encontrados en el mercado, y el valor de este determinará la fracción de energía que el acumulador almacena con respecto a la energía de frenado. Si la energía que se almacena es inferior a la disponible, la fracción faltante deberá ser disipada mediante los frenos del vehículo.

La presión máxima óptima de funcionamiento para los acumuladores en la mayoría de aplicaciones industriales es de 5000 PSI. Los acumuladores estándar diseñados para esta presión máxima presentan una combinación adecuada con respecto a almacenamiento de energía, bajo costo y dimensiones pequeñas.

La presión mínima de trabajo y la presión de precarga se calculan en función de la presión máxima de diseño (P_{r2}).[9]

$$P_{r1} = 0,5 * P_{r2} \quad (5.1)$$

$$P_0 = 0,9 * P_{r1} \quad (5.2)$$

Para seleccionar un tamaño adecuado de los componentes hidráulicos, es necesario conocer los períodos de frenado, la disponibilidad de energía para acumular y tener en cuenta que la carga del acumulador no desacelere el vehículo más de lo deseado. Para esto, se analizarán los períodos de frenado más relevantes en el ciclo de conducción escogido (ver Figura 5-3).

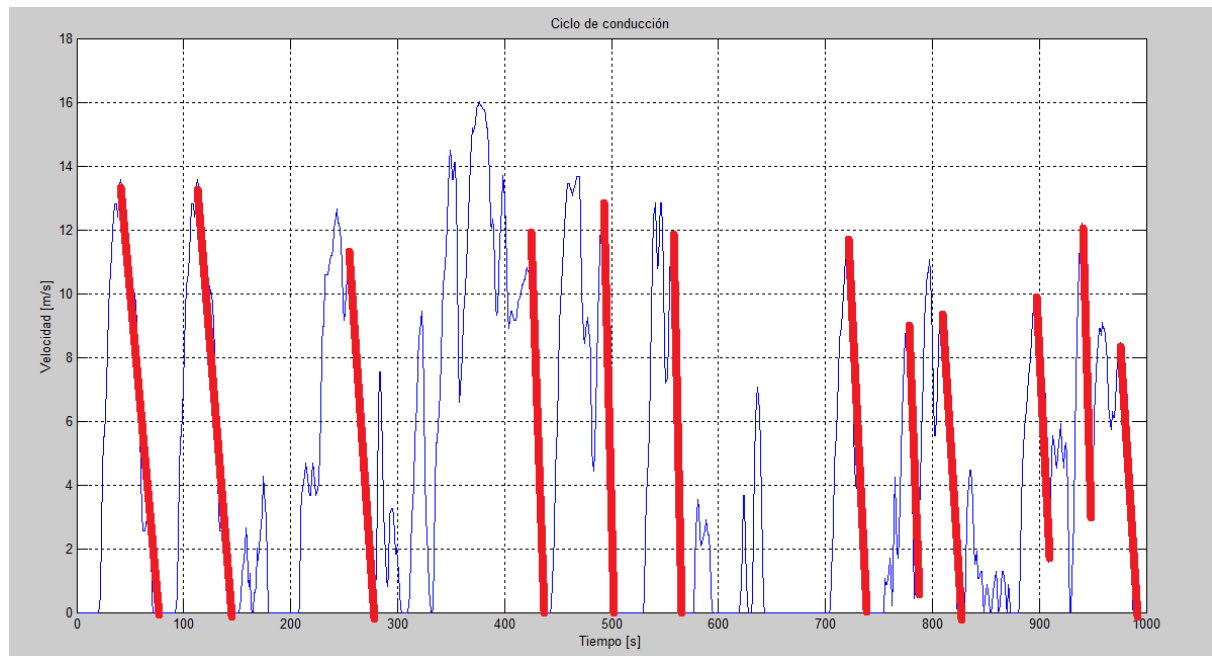


Figura 5-3: Gráfica de períodos de frenado más relevantes del ciclo de conducción.

Se discretizaron algunos valores de la gráfica del ciclo de conducción para así obtener los máximos valores de energía entregada en la aceleración y energía disponible durante el frenado, utilizando la Ecuación (5.3):

$$E = \frac{m \cdot (V_0 - V_f)^2}{2} \quad (5.3)$$

Dividiendo estos valores de energía disponibles durante las frenadas por las capacidades de almacenamiento de acumuladores hidráulicos de 5, 10 y 15 galones, obtendremos las variaciones de presión dentro de estos acumuladores a lo largo del ciclo de conducción estudiado (ver Tabla 5-2).

Tabla 5-2: Variación de presiones dentro de los acumuladores.

			Tiempo [s]	Aceleración [m/s ²]	Energía entregada [KJ]	Energía disponible [KJ]	Presiones en acumuladores [PSI]		
	Δ vel. [m/s]						5 GAL	10 GAL	15 GAL
Período 1	0	0	20	0,00	0,00	0	0,00	0,00	0,00
Período 2	0	13,6	21	0,65	1106,96	0	0,00	0,00	0,00
Período 3	13,6	0	29	-0,47		1106,96	8470,13	4235,06	2823,38
Período 4	0	0	21	0,00	0,00	0	8470,13	4235,06	2823,38
Período 5	0	13,6	22	0,62	1106,96	0	0,00	0,00	0,00
Período 6	13,6	0	30	-0,45		1106,96	8470,13	4235,06	2823,38
Período 7	0	0	9	0,00	0,00	0	8470,13	4235,06	2823,38
Período 8	0	2,6	5	0,52	40,46	0	0,00	0,00	0,00
Período 9	2,6	0	7	-0,37		40,46	309,57	154,78	103,19
Período 10	0	0	42	0,00	0,00	0	309,57	154,78	103,19
Período 11	0	12,6	39	0,32	950,15	0	0,00	0,00	0,00
Período 12	12,6	0	31	-0,41		950,15	7270,31	3635,16	2423,44
Período 13	0	0	2	0,00	0,00	0	7270,31	3635,16	2423,44
Período 14	0	7,55	5	1,51	341,15	0	0,00	0,00	0,00
Período 15	7,55	0	22	-0,34		341,15	2610,39	1305,20	870,13
Período 16	0	0	5	0,00	0,00	0	2610,39	1305,20	870,13
Período 17	0	9,45	13	0,73	534,46	0	0,00	0,00	0,00
Período 18	9,45	0	9	-1,05		534,46	4089,55	2044,78	1363,18
Período 19	0	16,03	45	0,36	1537,87	0	0,00	0,00	0,00
Período 20	16,03	0	60	-0,27		1537,87	11767,36	5883,68	3922,45
Período 21	0	0	6	0,00	0,00	0	11767,36	5883,68	3922,45
Período 22	0	13,67	25	0,55	1118,38	0	0,00	0,00	0,00
Período 23	13,67	0	34	-0,40		1118,38	8557,54	4278,77	2852,51
Período 24	0	0	28	0,00	0,00	0	8557,54	4278,77	2852,51
Período 25	0	12,82	16	0,80	983,62	0	0,00	0,00	0,00
Período 26	12,82	0	19	-0,67		983,62	7526,41	3763,21	2508,80
Período 27	0	0	11	0,00	0,00	0	7526,41	3763,21	2508,80
Período 28	0	3,5	5	0,70	73,31	0	0,00	0,00	0,00
Período 29	3,5	0	14	-0,25		73,31	560,98	280,49	186,99
Período 30	0	0	35	0,00	0,00	0	560,98	280,49	186,99
Período 31	0	7,05	7	1,01	297,46	0	0,00	0,00	0,00
Período 32	7,05	0	5	-1,41		297,46	2276,09	1138,05	758,70
Período 33	0	0	13	0,00	0,00	0	2276,09	1138,05	758,70
Período 34	0	11,7	17	0,69	819,27	0	0,00	0,00	0,00
Período 35	11,7	0	16	-0,73		819,27	6268,79	3134,40	2089,60
Período 36	0	0	17	0,00	0,00	0	6268,79	3134,40	2089,60
Período 37	0	11,05	42	0,26	730,77	0	0,00	0,00	0,00
Período 38	11,05	0	26	-0,43		730,77	5591,61	2795,80	1863,87
Período 39	0	0	7	0,00	0,00	0	5591,61	2795,80	1863,87
Período 40	0	4,45	5	0,89	118,51	0	0,00	0,00	0,00
Período 41	4,45	0	37	-0,12		118,51	906,84	453,42	302,28
Período 42	0	0	8	0,00	0,00	0	906,84	453,42	302,28
Período 43	0	9,85	17	0,58	580,67	0	0,00	0,00	0,00
Período 44	9,85	0	33	-0,30		580,67	4443,08	2221,54	1481,03
Período 45	0	0	2	0,00	0,00	0	4443,08	2221,54	1481,03
Período 46	0	12,2	10	1,22	890,79	0	0,00	0,00	0,00
Período 47	12,2	0	46	-0,27		890,79	6816,03	3408,02	2272,01
Período 48	0	0	12	0,00	0,00	0	6816,03	3408,02	2272,01

En las Figuras 5-4, 5-5 y 5-6 muestran las gráficas de las variaciones de presión del sistema si la totalidad de la energía de frenado se acumula en estos acumuladores, se puede observar cómo en el acumulador de 5 Galones se supera fácilmente la presión máxima de 5000 PSI, en el acumulador de 10 Galones, sólo uno de los picos supera la presión máxima y los demás están cerca, mientras que en el acumulador de 15 Galones tenemos un mayor margen hasta llegar a la presión máxima, sumándole también una precarga de 1000 PSI del gas.

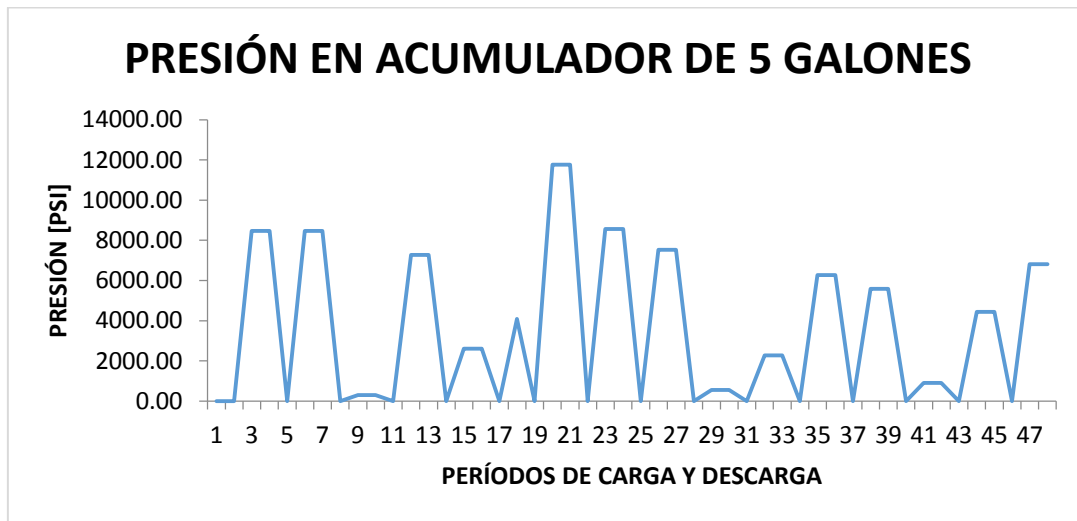


Figura 5-4: Gráfica variación de presiones acumulador de 5 galones.

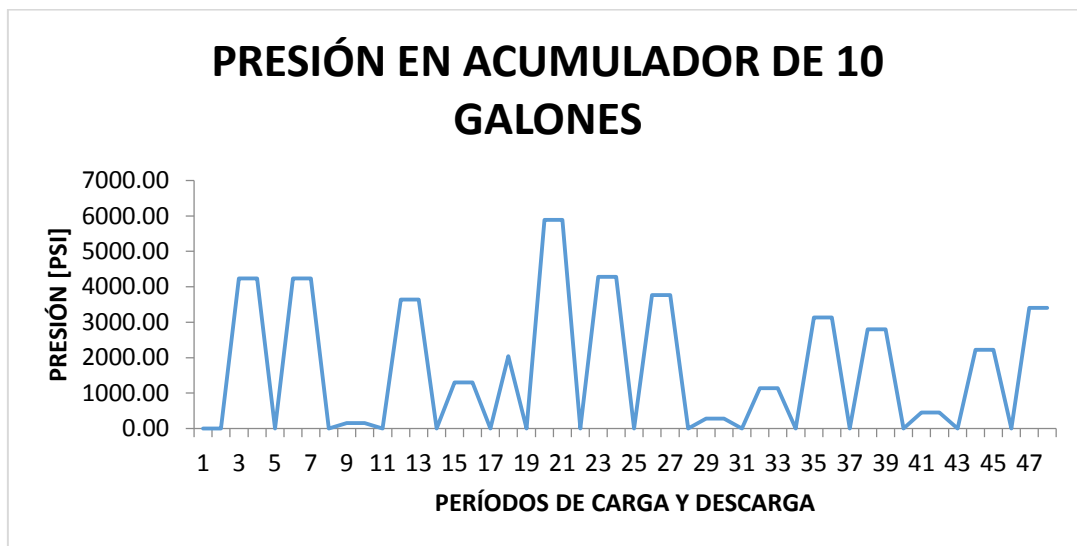


Figura 5-5: Gráfica variación de presiones acumulador de 10 galones.

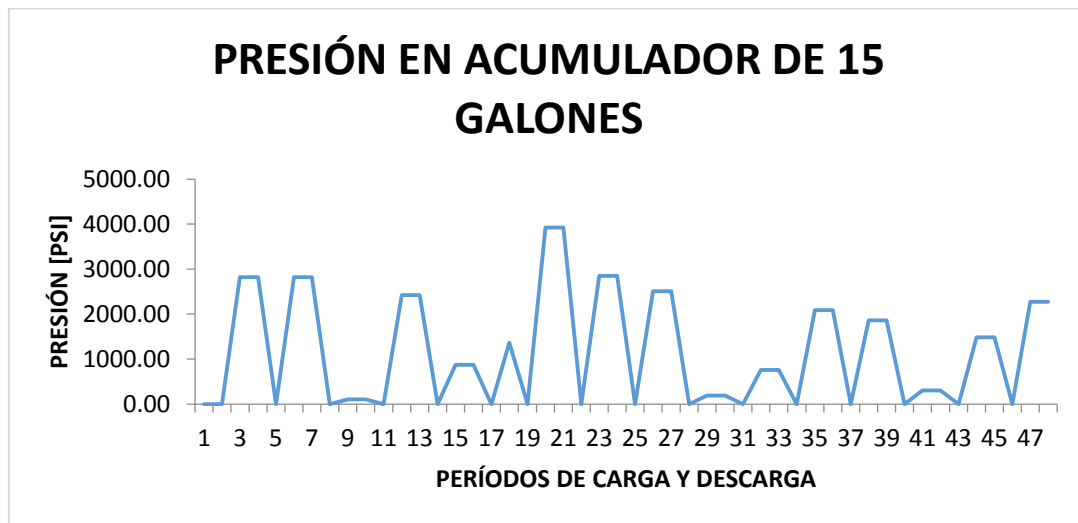


Figura 5-6: Gráfica variación de presiones acumulador de 15 galones.

Al seleccionar la bomba / motor recurrimos al catálogo PARKER para bombas de pistones axiales de servicio mediano, considerando una presión máxima de 5000 PSI (el límite para este tipo de bombas) y una presión máxima en servicio intermitente de 4500 PSI, como necesitamos un caudal elevado, ya que los tiempos de carga y descarga del acumulador son cortos, vamos a hacer un análisis de las presiones alcanzadas por el sistema en las frenadas con las bombas con mayor cilindrada o desplazamiento que encontramos en el mercado para estas aplicaciones. En la Tabla 5-3 se muestra la información técnica de las bombas / motor PARKER.

Tabla 5-3: Información técnica bombas / motor PARKER.

HY28-2665-01/P1/EN
Technical Information

Medium Duty Axial Piston Pumps
P1/PD Series

Technical Data

Model	P1/PD 018	P1/PD 028	P1/PD 045	P1/PD 060	P1/PD 075	P1/PD 100	P1/PD 140
Maximum Displacement, cm ³ /rev cu.in./rev	18 1.10	28 1.71	45 2.75	60 3.66	75 4.58	100 6.01	140 8.54
Outlet Pressure – Continuous, bar psi	280 4000						
Intermittent*, bar psi	320 4500						
Peak, bar psi	350 5000						
P1 Maximum Speed – Boosted Inlet, rpm	3200	3200	3000	2800	2700	2500	2400
P1 (1.0 bar abs inlet), rpm	3200	3200	2600	2500	2300	2100	2000
P1 (0.8 bar abs inlet), rpm	2700	2800	2200	2000	1900	1800	1800
PD Maximum Speed (1.0 bar abs inlet), rpm	1800						
PD (0.8 bar abs inlet), rpm	1800						
Minimum Speed, rpm	600						
Inlet Pressure – Maximum, bar psi	10 (gage) 145						
Rated, bar psia	1.0 absolute (0.0 gage) 14.5						
Minimum, bar psia	0.8 absolute (-0.2 gage) 11.6						
Case Pressure – Peak, bar	4.0 absolute (3.0 gage) and less than 0.5 bar above inlet pressure						
Rated, bar	2.0 absolute (1.0 gage) and less than 0.5 bar above inlet pressure						
Fluid Temperature Range, °C °F	-40 to +95 -40 to +203						
Fluid Viscosity – Rated, cSt	6 to 160						

Analizaremos la energía total capturada por las bombas PD075, PD100 y PD140, y las compararemos con la energía total disponible en cada frenada del colectivo.

Tomando el desplazamiento y la velocidad angular de las bombas PD075, PD100 y PD 140 y tomando una eficiencia mecánica $\eta_v = 0,97$, obtenemos los caudales proporcionados durante las frenadas.

Si a este caudal lo multiplicamos por la presión máxima de servicio intermitente y el tiempo en cada frenada, calculamos la energía entregada por la bomba.

En el gráfico de la Figura 5-7 observamos la energía total disponible durante el frenado en cada período (en azul), la energía total capturada por la bomba PD075 en cada período de frenado (en rojo), la bomba PD100 (en verde) y la bomba PD140 (en violeta). Como podemos observar en la gráfica, la capacidad de capturar energía de la bomba PD140 es significativamente grande en comparación con la energía disponible en las frenadas por lo que estaríamos frenando el colectivo más de lo necesario. Si

analizamos la capacidad de capturar energía de la bomba PD075 vemos que esta es bastante más pequeña que la energía disponible durante el frenado, no permitiendo aprovechar al máximo las frenadas, aunque en algunas situaciones (muy pocas) las supera y esta diferencia se puede compensar con los frenos tradicionales del colectivo. Con la bomba modelo PD100, observamos que su capacidad de capturar energía es la que más se acerca a la energía disponible en cada período de frenado, pudiendo aprovechar la máxima energía capturada posible y pudiendo compensar las diferencias con los frenos tradicionales del vehículo.

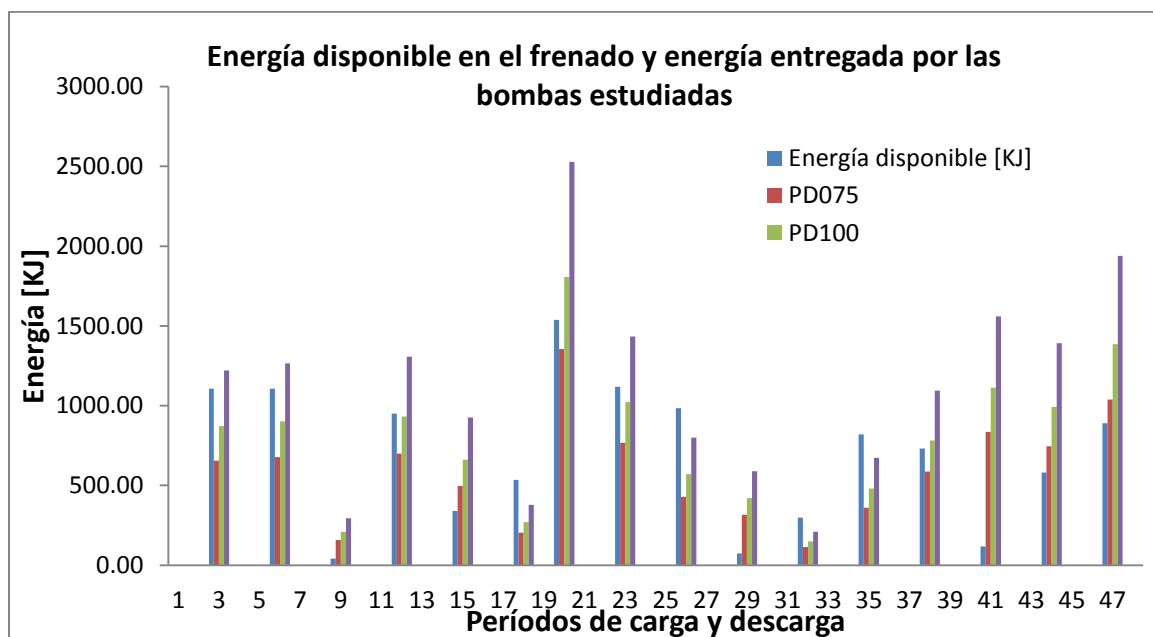


Figura 5-7: Gráfica energía disponible y energía entregada por las bombas.

Analizaremos ahora las presiones máximas alcanzada por el sistema para las bombas PD075, PD100 y PD140 durante el frenado del colectivo, teniendo en cuenta la acumulación del aceite hidráulico en acumuladores de 5, 10 y 15 galones. En la Figura 5-8 y tabla 5-4 se muestran las dimensiones y capacidades de estos acumuladores.

Catalog HY10-1630/US
Models, Capacities & Dimensions

Bladder Accumulators
Top Repairable

The Top Repairable Accumulator permits easy checking and maintenance of the bladder without removing the accumulator from the service line, saving time and money. Sizes range from 2-1/2 to 15 gallons.

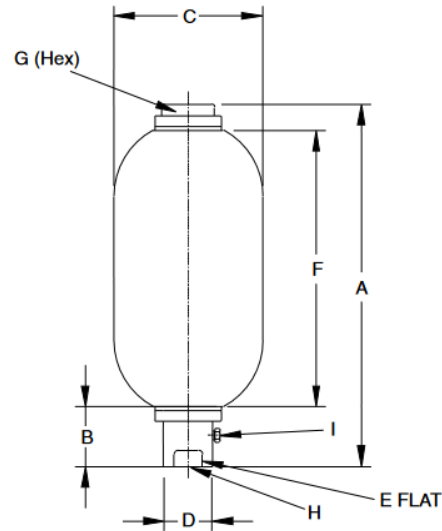


Figura 5-8: Dimensiones acumulador.

Tabla 5-4: Información técnica acumuladores.

5000 PSI (345 Bar)²

Models	Nominal Size Gallon (Liters)	Gas Volume cu in (Liters)	Dimensions, inch (mm)							Hydraulic Ports		Weight lbs. (Kg.)
			A	B	C	D	E	F	G	H (Thread)	I (Thread)	
BA02T5T01A1 BA02T5T01WA1	2.5 (9.46)	541 (8.87)	21.68 (551)	3.88 (99)	9.63 (245)	3.00 (76)	2.88 (73)	15.88 (403)	1.25 (32)	SAE #24 (1-7/8 - 12)	SAE #6 (9/16 - 18)	120 (55)
BA05T5T01A1 BA05T5T01WA1	5 (18.9)	1110 (18.19)	33.92 (862)	3.88 (99)	9.63 (245)	3.00 (76)	2.88 (73)	23.13 (715)	1.25 (32)	SAE #24 (1-7/8 - 12)	SAE #6 (9/16 - 18)	220 (100)
BA10T5T01A1 BA10T5T01WA1	10 (37.8)	2083 (34.13)	54.42 (1382)	3.88 (99)	9.63 (245)	3.00 (76)	2.88 (73)	48.63 (1235)	1.25 (32)	SAE #24 (1-7/8 - 12)	SAE #6 (9/16 - 18)	335 (152)
BA15T5T01A1 BA15T5T01WA1	15 (56.8)	3253 (53.31)	75.92 (1928)	3.88 (99)	9.63 (245)	3.00 (76)	2.88 (73)	70.13 (1781)	1.25 (32)	SAE #24 (1-7/8 - 12)	SAE #6 (9/16 - 18)	485 (220)

2) Note: Available with 6600 PSI (455 Bar) Appendix 22

Tomando el desplazamiento y la velocidad angular de las bombas PD075, PD100 y PD140 y tomando una eficiencia mecánica $\eta_v = 0,97$, obtenemos los caudales proporcionados durante las frenadas.

Si a este caudal lo multiplicamos por la presión máxima de servicio intermitente y el tiempo en cada frenada, calculamos la energía entregada por la bomba y almacenada en cada acumulador.

Con estos valores de energía, dividiéndolos por las capacidades de cada acumulador, obtendremos las presiones máximas alcanzadas en los mismos.

A continuación, en las Figura 5-9, 5-10 y 5-11 se presentan las gráficas de la evolución de las presiones alcanzadas para los acumuladores de 5, 10 y 15 galones utilizando las bombas PD075, PD100 y PD140.

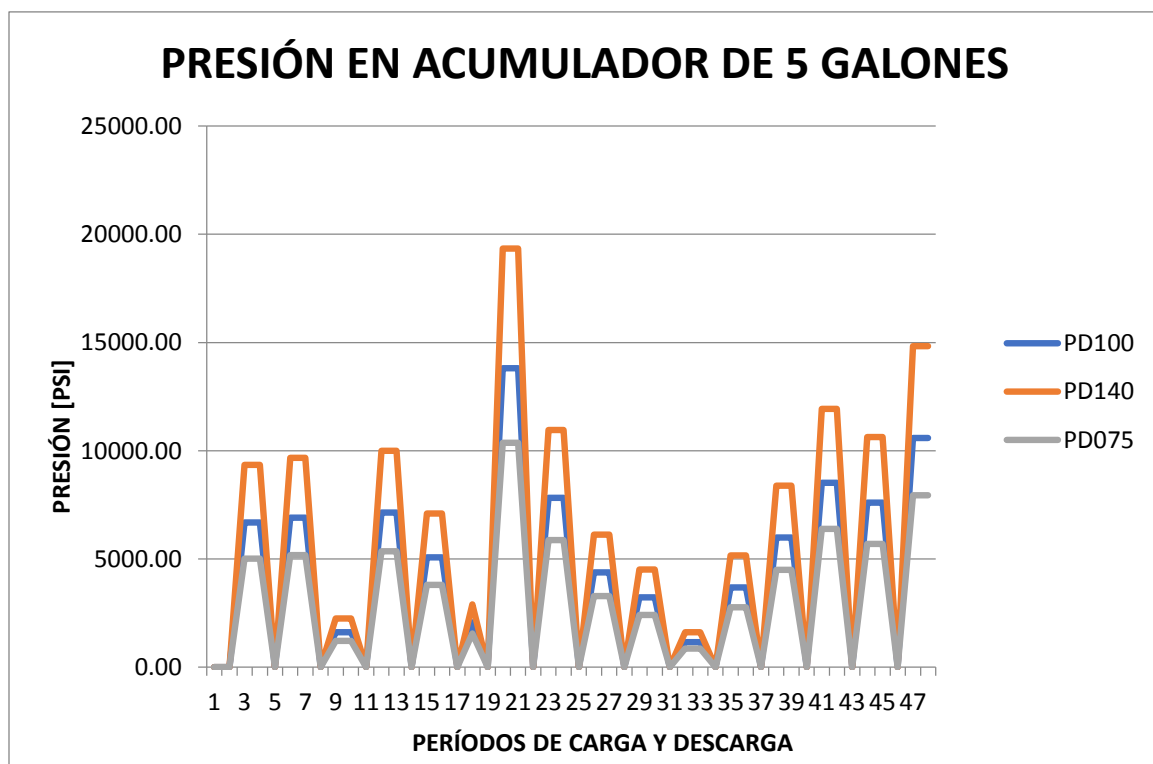


Figura 5-9: Gráfica evolución de las presiones alcanzadas por el acumulador de 5 galones para los modelos de bombas en estudio.

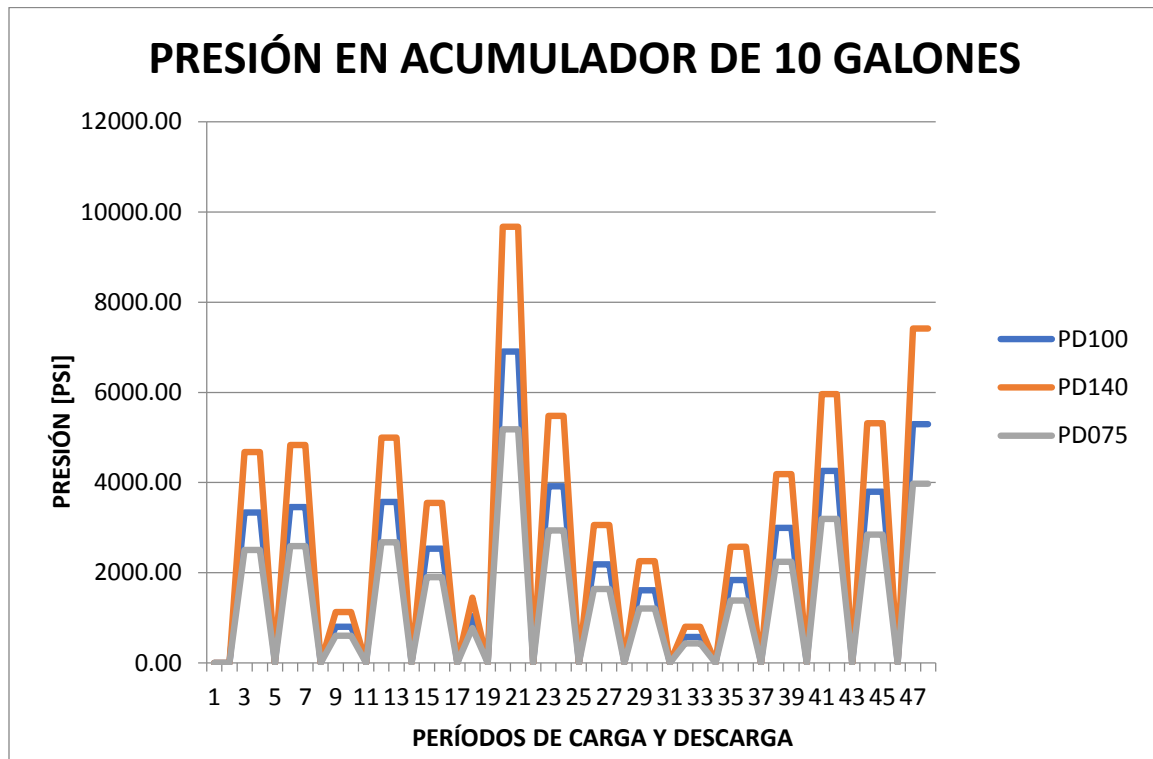


Figura 5-10: Gráfica evolución de las presiones alcanzadas por el acumulador de 10 galones para los modelos de bombas en estudio.

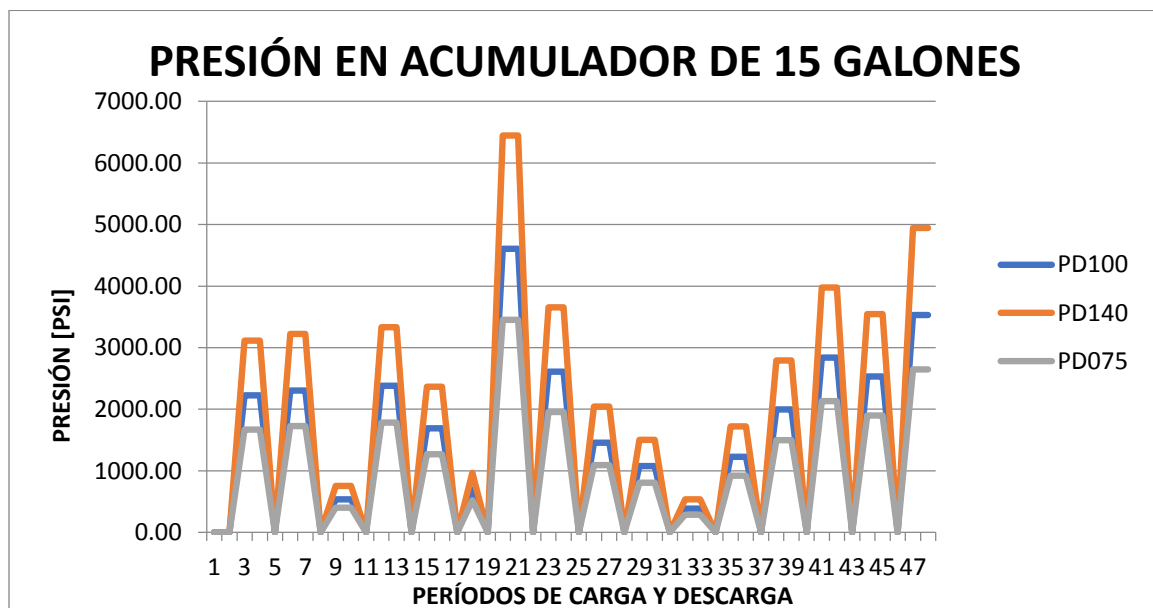


Figura 5-11: Gráfica evolución de las presiones alcanzadas por el acumulador de 15 galones para los modelos de bombas en estudio.

Podemos observar que utilizando un acumulador de 5 galones y con cualquiera de estas bombas estudiadas se supera ampliamente la presión máxima de 5000 PSI.

Si analizamos el uso de un acumulador de 10 galones, muy pocas veces se supera la presión máxima de 5000 PSI utilizando las bombas PD075 y PD100.

Con el uso de un acumulador de 15 galones y utilizando las bombas PD075 y PD100, no se llega a la presión máxima del sistema de 5000 PSI, de hecho, en la mayoría de estas frenadas se está muy lejos de este valor, no pudiendo aprovechar del todo la capacidad de este acumulador.

Ya analizamos la conveniencia del uso de la bomba modelo PD100, con respecto a la selección del acumulador, lo mejor es elegir el de 10 galones ya que permite un mejor aprovechamiento de la energía capturada por lo anteriormente comentado, es más económico y liviano que el de 15 galones. En los casos en que se alcance una presión mayor a la máxima del sistema, actuará la válvula reductora de presión junto con los frenos de aire tradicionales del colectivo.

5.3.1 Resumen de la Selección de la Bomba / Motor y el Acumulador Hidráulico

Se selecciona como bomba / motor hidráulico del catálogo Parker el modelo PD100. En la Figura 5-12 se puede observar una imagen de la bomba / motor seleccionada.

PD Series



Figura 5-12: Bomba / motor hidráulico seleccionado.

Tabla 5-3: Información técnica bombas / motor PARKER.

HY28-2665-01/P1/EN
Technical Information

Medium Duty Axial Piston Pumps
P1/PD Series

Technical Data



Model	P1/PD 018	P1/PD 028	P1/PD 045	P1/PD 060	P1/PD 075	P1/PD 100	P1/PD 140
Maximum Displacement, cm ³ /rev cu.in./rev	18 1.10	28 1.71	45 2.75	60 3.66	75 4.58	100 6.01	140 8.54
Outlet Pressure – Continuous, bar psi	280 4000						
Intermittent*, bar psi	320 4500						
Peak, bar psi	350 5000						
P1 Maximum Speed – Boosted Inlet, rpm	3200	3200	3000	2800	2700	2500	2400
P1 (1.0 bar abs inlet), rpm	3200	3200	2600	2500	2300	2100	2000
P1 (0.8 bar abs inlet), rpm	2700	2800	2200	2000	1900	1800	1800
PD Maximum Speed (1.0 bar abs inlet), rpm	1800						
PD (0.8 bar abs inlet), rpm	1800						
Minimum Speed, rpm	600						
Inlet Pressure – Maximum, bar psi	10 (gage) 145						
Rated, bar psia	1.0 absolute (0.0 gage) 14.5						
Minimum, bar psia	0.8 absolute (-0.2 gage) 11.6						
Case Pressure – Peak, bar	4.0 absolute (3.0 gage) and less than 0.5 bar above inlet pressure						
Rated, bar	2.0 absolute (1.0 gage) and less than 0.5 bar above inlet pressure						
Fluid Temperature Range, °C °F	-40 to +95 -40 to +203						
Fluid Viscosity – Rated, cSt	6 to 160						

En la Tabla 5-4, tomada del catálogo Parker de acumuladores hidráulicos, observamos la capacidad de los acumuladores de membrana con límite de presión de 5000 psi, que es la presión máxima de trabajo del sistema. El caudal máximo de carga o descarga es 240 gpm.

Se selecciona el acumulador hidráulico de vejiga de 10 galones reparable por la parte superior, lo cual permite comprobar y hacer el mantenimiento de la vejiga sin quitar el acumulador de la línea de servicio, ahorrando tiempo y dinero durante el mantenimiento del mismo.

Tabla 5-4: Información técnica acumuladores.

5000 PSI (345 Bar) ²												
Models	Nominal Size	Gas Volume	Dimensions, inch (mm)							Hydraulic Ports		Weight
Oil Service	Gallon	cu in	A	B	C	D	E	F	G	H	I	lbs.
Water Service	(Liters)	(Liters)								(Thread)	(Thread)	(Kg.)
BA02T5T01A1	2.5	541	21.68	3.88	9.63	3.00	2.88	15.88	1.25	SAE #24	SAE #6	120
BA02T5T01WA1	(9.46)	(8.87)	(551)	(99)	(245)	(76)	(73)	(403)	(32)	(1-7/8 - 12)	(9/16 - 18)	(55)
BA05T5T01A1	5	1110	33.92	3.88	9.63	3.00	2.88	23.13	1.25	SAE #24	SAE #6	220
BA05T5T01WA1	(18.9)	(18.19)	(862)	(99)	(245)	(76)	(73)	(715)	(32)	(1-7/8 - 12)	(9/16 - 18)	(100)
BA10T5T01A1	10	2083	54.42	3.88	9.63	3.00	2.88	48.63	1.25	SAE #24	SAE #6	335
BA10T5T01WA1	(37.8)	(34.13)	(1382)	(99)	(245)	(76)	(73)	(1235)	(32)	(1-7/8 - 12)	(9/16 - 18)	(152)
BA15T5T01A1	15	3253	75.92	3.88	9.63	3.00	2.88	70.13	1.25	SAE #24	SAE #6	485
BA15T5T01WA1	(56.8)	(53.31)	(1928)	(99)	(245)	(76)	(73)	(1781)	(32)	(1-7/8 - 12)	(9/16 - 18)	(220)

2) Note: Available with 6600 PSI (455 Bar) Appendix 22

5.3.2 Selección de componentes secundarios

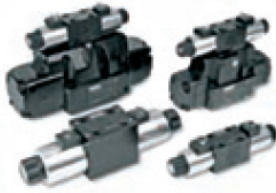
Selección de válvulas direccionales:

Del catálogo Parker se seleccionan las válvulas direccionales del tipo D1 accionadas por solenoide con caudal máximo de 80 l/min y una presión máxima de operación de 350 bar.

Para nuestro proyecto necesitamos tres válvulas de 3 vías y 2 posiciones, una válvula direccional de 4 vías y 2 posiciones y una válvula direccional de 4 vías y 3 posiciones para el control del desplazamiento de la bomba/ motor.

Válvulas hidráulicas

Válvulas de control direccional



- Correderas robustas.
- 21 modelos de correderas diferentes disponibles.
- Diferentes sistemas de accionamiento: palanca, solenoide,...
- Bajas pérdidas de presión.
- Disponible para modelos D1 bobinas & Watios.
- Diferentes tipos de conexión para bobinas.
- Opción de detector de posición.
- Opción antidefragantes (según normas ATEX).

Válvula Series	D1	D3	D31	D41	D&1	D11								
Caudal max.* (l/min)	80	150	150	300	700	2000								
Máx. presión de operación (bar)	350	350	350	350	350	350								
Tamaño válvula (CETOP)	3	5	5	7	8	10								
(NG)	6	10	10	16	25	32								

Figura 5-13: Válvulas de control direccional seleccionadas.

Válvulas antirretorno:

Del catálogo Parker seleccionamos las válvulas antirretorno de la serie C1200 (hasta un caudal máximo de 95 l/min y una presión máxima de 345 bar.

Specifications

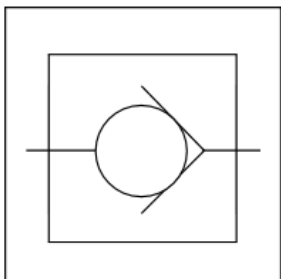
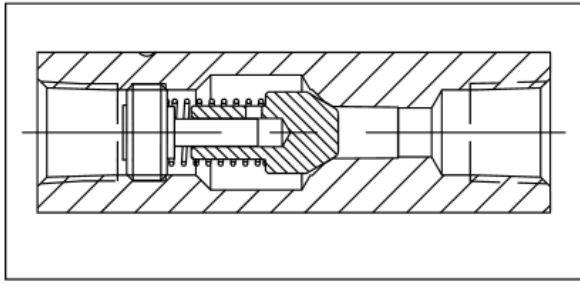
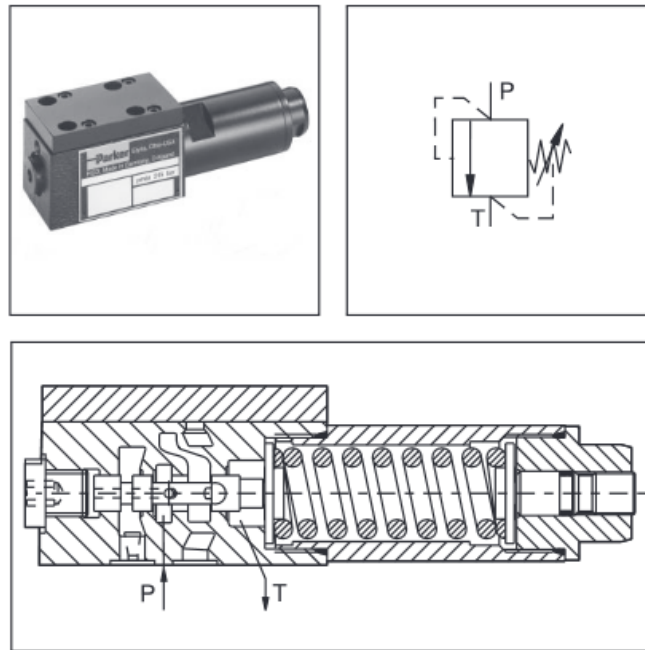
 	Maximum Operating Pressure		Brass:	140 Bar (2000 PSI); except for C1600 brass which is 35 Bar (500 PSI)
			Steel & Stainless Steel:	345 Bar (5000 PSI) for 200 thru 1220; 207 Bar (3000 PSI) for all other sizes and styles
	Maximum Flow		C200:	11 LPM (3 GPM)
			C400:	19 LPM (5 GPM)
			C600:	30 LPM (8 GPM)
			C620:	19 LPM (5 GPM)
			C800:	57 LPM (15 GPM)
			C820:	30 LPM (8 GPM)
			C1020:	57 LPM (15 GPM)
			C1200:	95 LPM (25 GPM)
			C1220:	95 LPM (25 GPM)
			C1600:	151 LPM (40 GPM)
			C1620:	151 LPM (40 GPM)
			C2000:	265 LPM (70 GPM)
			C2020:	265 LPM (70 GPM)
			C2400:	379 LPM (100 GPM)
			C2420:	379 LPM (100 GPM)
			C3200:	569 LPM (150 GPM)
			C3220:	569 LPM (150 GPM)
Poppets		Soft seal poppet is standard for 200 through 800/1020 size. For cracking pressures > 15 PSI, solid metal poppets are standard		

Figura 5-14: Válvula antirretorno seleccionada y especificaciones.

Válvulas limitadora de presión:

Del catálogo Parker seleccionamos la válvula limitadora de presión de la serie VS350 hasta un rango de presión de 350 bar.

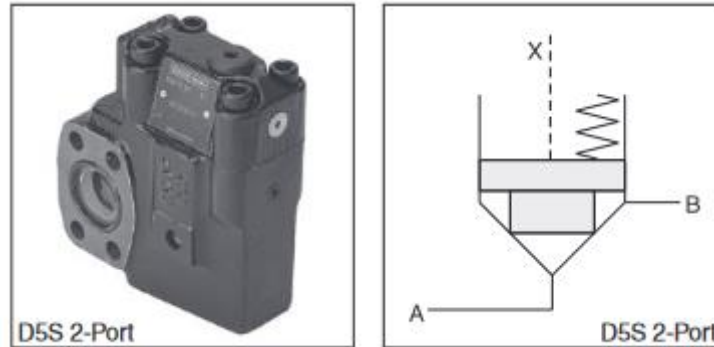
**Specifications**

Size	NG6
Mounting Interface	ISO 6264
Mounting Position	Unrestricted
Ambient Temperature Range	-20°C to +70°C (-4°F to +158°F)
Working Pressure	Port P: 350 Bar (5075 PSI) Port T: depressurized
Pressure Range	25 Bar (363 PSI) 64 Bar (928 PSI) 160 Bar (2320 PSI) 210 Bar (3045 PSI) 350 Bar (5075 PSI)
Nominal Flow	25 LPM (6.6 GPM)
Pressure Fluid	Hydraulic oil as per DIN 51524 ... 525
Fluid Temperature Recommended Permitted	+30°C to +50°C (+86°F to +122°F) -20°C to +70°C (-4°F to +158°F)
Viscosity Recommended Permitted	30 to 50 cSt (mm²/s) 20 to 380 cSt (mm²/s)
Filtration	ISO 4406 (1999), 18/16/13

Figura 5-15: Válvula limitadora de presión seleccionada y especificaciones.

Válvula de cartucho:

Del catálogo Parker seleccionamos la válvula de cartucho de la serie D5S-Port tamaño 06 para una presión máxima de 350 bar.

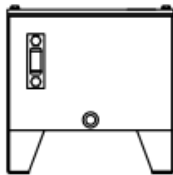
**Specifications**

General					
Size		06	08	10	12
Mounting	Flanged according to SAE 61				
Mounting Position	Unrestricted				
Ambient Temperature Range	-20°C to +50°C (-4°F to +122°F)				
Hydraulic					
Maximum Operating Pressure	SAE 61 Ports A, B	350 Bar (5075 PSI)	350 Bar (5075 PSI)	280 Bar (4060 PSI)	210 Bar (3045 PSI)
	Port Y1	30 Bar (435 PSI)	30 Bar (435 PSI)	30 Bar (435 PSI)	30 Bar (435 PSI)
Nominal Flow		180 LPM (47.6 GPM)	360 LPM (95.2 GPM)	600 LPM (158.7 GPM)	800 LPM (211.6 GPM)
Fluid	Hydraulic oil as per DIN 51524 ... 51525				
Fluid Temperature	-20°C to +80°C (-4°F to +176°F)				
Viscosity Permitted	10 to 650 cSt (mm²/s)				
Viscosity Recommended	30 cSt (mm²/s)				
Filtration	ISO Class 4406 (1999) 18/16/13 (acc. NAS 1638: 7)				

Figura 5-16: Válvula de cartucho seleccionada y especificaciones.

Depósito de aceite:

Del catálogo de centrales hidráulicas Prayco, seleccionamos el modelo del depósito UGVM40 para una capacidad de 41 Lts. Para esta selección se tiene en cuenta la capacidad máxima de acumulador (10 Galones o 37,8 Lts.).



Modelo/Depósito

UGVS20

Ejemplo ↗

UG	Depósito o litros
UGVS15	17
UGVS20	23
UGVM30	33
UGVM40	41
UGVM60	76
UGVM100	121

Figura 5-17: Depósito de aceite (se selecciona el UGVM40).

Filtro de aceite:

Del catálogo Parker seleccionamos el filtro serie 70/70 Eco para una presión máxima de 420 bar.

Serie 70/70 Eco - Filtros para alta presión

- 70/70 Eco incorpora una variedad de tamaños de cabezas y vasijas y diferentes posibilidades de conexión.
- Se puede usar con medio filtrante de fibra de vidrio Microglass III y Ecoglass.
- Presión máxima 420 bar. Caudal máximo 450 l/min.
- Un filtro probado que ofrece altos niveles de protección para el sistema.

Figura 5-18: Filtro de aceite seleccionado.

6 Análisis de resultados

Luego de la selección de componentes, se hizo una simulación en Matlab del sistema acumulador – motor hidráulico (ver anexo D) Obteniendo las siguientes evoluciones a través del tiempo para la energía y potencia entregadas durante las descargas (Figuras 6-1 y 6-2).

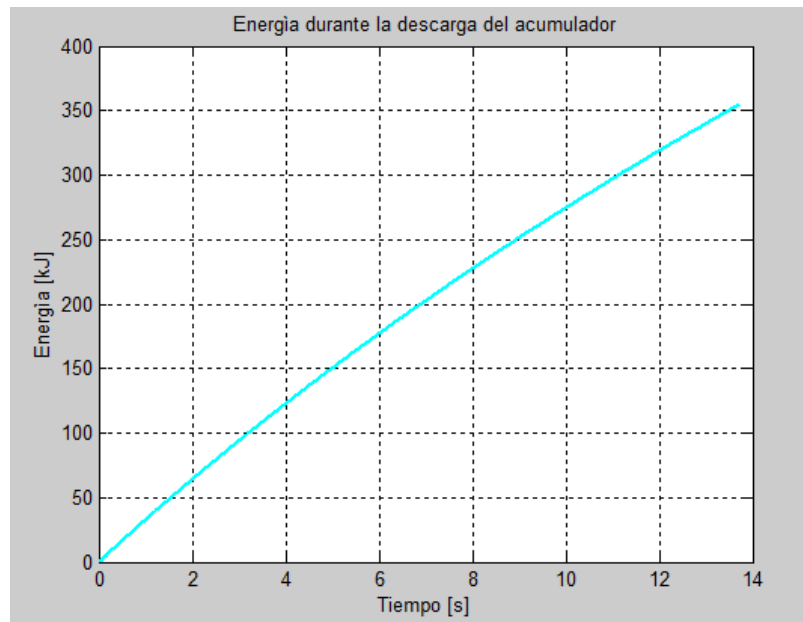


Figura 6-1: Gráfica de la energía entregada por el acumulador en función del tiempo durante la descarga.

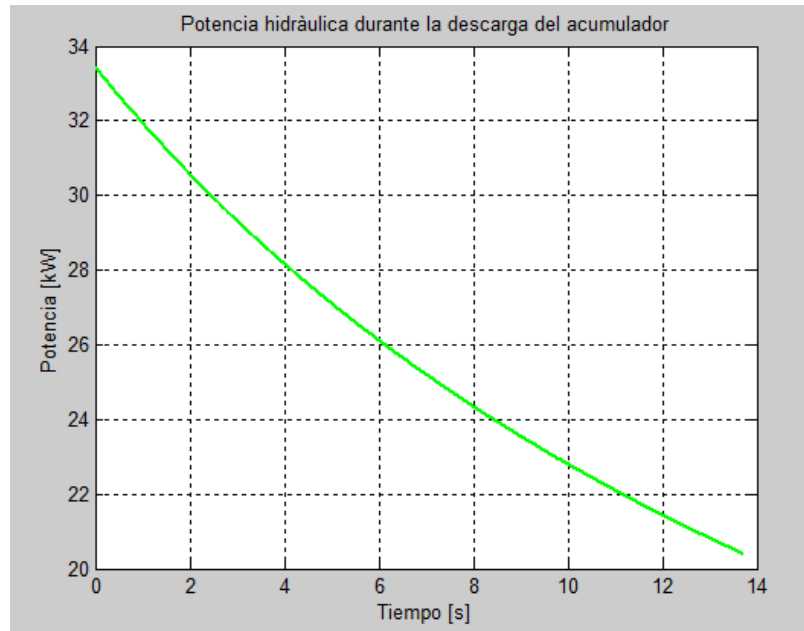


Figura 6-2: Gráfica de la evolución de la potencia entregada por el acumulador en función del tiempo durante la descarga.

Una vez seleccionados los componentes definitivos del sistema de regeneración de energía se realiza la estimación de la energía y potencia disponibles de frenado y demandadas durante la aceleración. En este punto se incluyen el peso del sistema en el vehículo. A partir de estos resultados es posible estimar la energía total necesaria para la aceleración del vehículo y la fracción de esta energía proporcionada por el sistema de regeneración de energía. Las figuras presentan los histogramas de potencia y energía para la aceleración y frenado, elaborados con Matlab (ver anexo E), incorporando el peso del sistema. Estos histogramas nos permiten ver con claridad la distribución de la potencia y la energía a través del ciclo de conducción estudiado (Figuras 6-3 y 6-4).

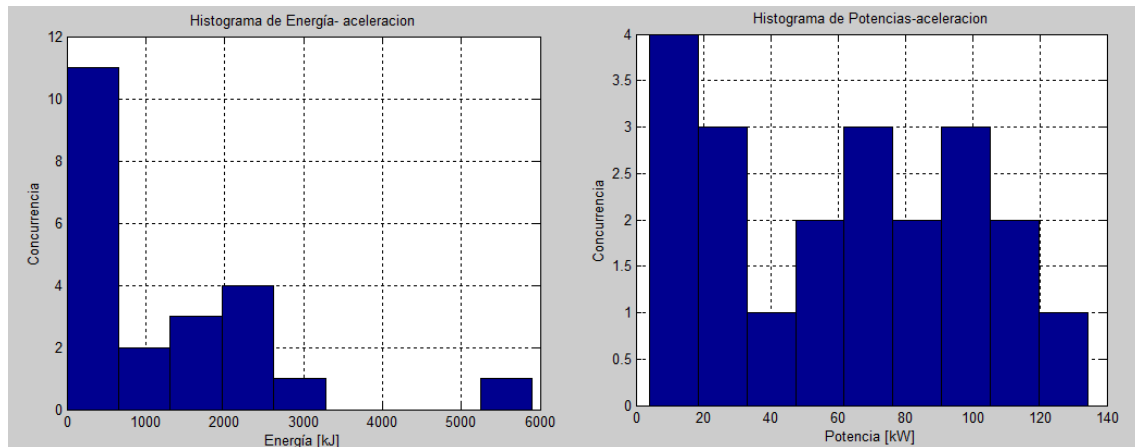


Figura 6-3: Histogramas de energía y potencia demandadas durante la aceleración.

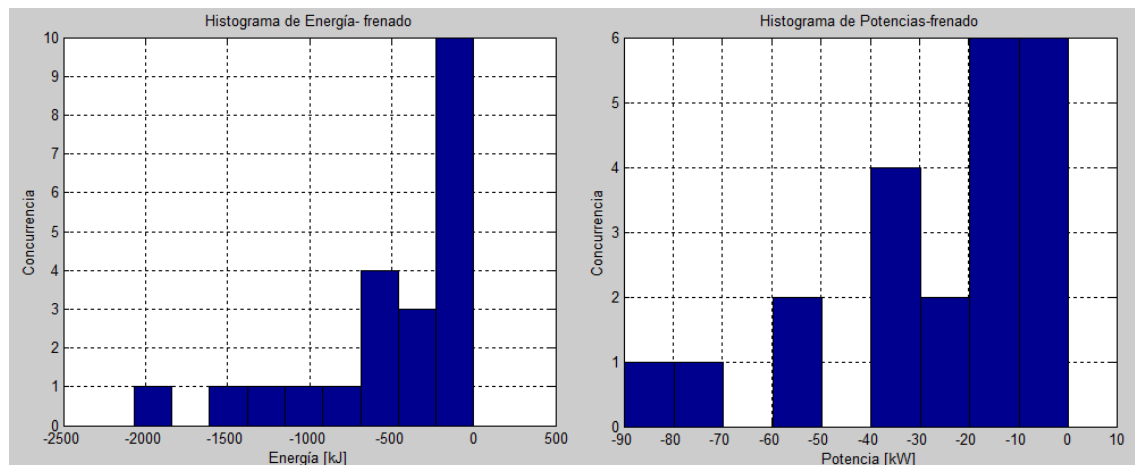


Figura 6-4: Histogramas de energía y potencia disponibles durante el frenado.

Se obtienen algunas variables relevantes que permiten la observación del desempeño del sistema de regeneración de energía y la eficiencia del mismo. La tabla 6-1 presenta las variables mencionadas.

Tabla 6-1: Desempeño del sistema propuesto.

Energía promedio requerida para suplir la aceleración	1400	KJ
Energía promedio disponible de frenado	552	KJ
Energía total entregada por el acumulador	350	KJ
Porcentaje de regeneración con respecto al frenado	56,1	%
Porcentaje de energía de regeneración con respecto a la aceleración	25	%
Total peso del sistema de regeneración	252	Kg
Energía requerida para acelerar el sistema de regeneración de energía	9,67	KJ
Porcentaje del peso del sistema con respecto al peso del vehículo	2,11	%

Con respecto a los porcentajes obtenidos se encuentra que el sistema a implementar sería viable si se observa desde el punto de vista global (porcentaje de energía con respecto a la disponibilidad de frenado y la demanda de aceleración). Los resultados obtenidos muestran un ahorro en la energía demandada al motor.

Haciendo un análisis teniendo en cuenta el peso total del sistema de regeneración, el cual representa sólo un 2,11 % del peso total del colectivo, acelerar el circuito implementado hasta la velocidad promedio del ciclo de conducción ($8,76 \text{ m/s}$) requiere de $9,67 \text{ kJ}$ lo cual representa el sólo el 2,76% de la energía entregada por el mismo, este valor es algo esperable teniendo en cuenta, como dijimos, que la sumatoria de los pesos de los componentes del sistema de regeneración hidráulica es despreciable comparándolo con el del colectivo con el máximo de su capacidad.

De lo anterior podemos deducir que el porcentaje de energía de regeneración que el sistema entrega es de un 22,89 % con respecto a la energía para la aceleración requerida.

7 Conclusiones

Se presentan consideraciones y conclusiones generales encontradas:

- Es necesario tener en cuenta la existencia de un límite de regeneración, que es función de la energía cinética inicial y las energías disipativas de fricción y arrastre aerodinámico. Esta consideración se hace general para cualquier ciclo de conducción y cualquier vehículo seleccionado. Los resultados deberán calcularse teniendo en cuenta los parámetros del vehículo y las características de operación asociadas al ciclo de conducción.
- Se encuentra que la potencia y la energía disponible durante la desaceleración son de suma importancia para la realización de proceso de diseño, permitiendo el dimensionamiento de los componentes del sistema regenerativo. Las magnitudes de estas variables son función del tipo de vehículo y del tipo de carretera sobre los cuales se realiza el diseño.
- Se apunta a que el tiempo de disponibilidad de potencia representa una limitante en el dimensionamiento de los componentes, principalmente el acumulador hidráulico. Sobredimensionar el tamaño del acumulador implicaría que con la potencia disponible no sea posible la carga completa del mismo.
- La configuración del circuito de regeneración de energía, que incluye la utilización de un acumulador hidráulico, representa una mejor alternativa frente a la regeneración eléctrica. La capacidad del acumulador de almacenar energía en tiempos bajos (alta densidad de potencia) representa una ventaja frente al uso de baterías permitiendo almacenar una fracción mayor de la energía cinética disponible de desaceleración.
- Se encuentra que el sistema permite el almacenamiento del 56% de la energía disponible del frenado y entregaría el 23% de la energía demandada durante la aceleración. Los resultados expuestos representan un avance en el ahorro de

combustible del vehículo y con una consecuente disminución de los gases de escape. Sin embargo, debe realizarse un análisis sobre la eficiencia del sistema de regeneración implementado.

- Se encuentra que el peso total del sistema de regeneración de energía es muy pequeño en comparación con el peso total del colectivo, haciéndolo extensivo también para otros tipos de transportes pesados.
- Los sistemas de regeneración de energía hidráulica implementados en vehículos de gran tamaño, son una alternativa viable de incremento de eficiencia energética para aprovechar la energía durante los ciclos de frenado del vehículo.
- La eficiencia en la regeneración de los sistemas hidráulicos depende en gran parte de la maniobrabilidad y demanda que requiera el conductor del vehículo.

8 Recomendaciones

Se presentan algunas recomendaciones con respecto a trabajo futuro sobre el presente proyecto:

- Con el fin de obtener resultados más robustos en cuanto al dimensionamiento de los componentes del sistema de regeneración de energía, se recomienda realizar la cuantificación de la energía y de la potencia disponible en el frenado sobre otros ciclos de conducción similares. Para condiciones de funcionamiento urbanas es posible realizar el balance de energías durante el frenado y la estimación del tiempo de frenado disponible sobre otros ciclo de conducción estándar que representen el comportamiento de vehículos en el contexto urbano.
- Se hace necesaria la investigación y el diseño de un sistema de control que busque coordinar el accionamiento del sistema de regeneración de frenado junto con el mecanismo de funcionamiento principal del colectivo. Se deben buscar alternativas que permitan el funcionamiento conjunto motor de combustión interna del colectivo y el sistema regenerativo.
- La evaluación del circuito hidráulico mediante un prototipo de laboratorio permitirá que se validen o se rechacen algunas de las suposiciones realizadas en el presente proyecto. Un prototipo experimental complementa los resultados obtenidos en el presente proyecto, por lo cual es conveniente realizar el ejercicio.
- Se hace necesaria una modelación computacional, con programas de simulación adecuados para realizar la simulación de todos los componentes del sistema en todo su conjunto, incluyendo el motor principal de combustión interna y la evolución de los cambios de relación de la caja de cambios a lo largo del ciclo de conducción, de forma de obtener de manera más robusta los datos de recuperación de energía, las eficiencias, el ahorro en combustible y disminución de gases de escape a la atmósfera.

- La evaluación de la viabilidad de un sistema de recuperación de energía con un sistema hidráulico en serie con el motor de combustión interna.
- Evaluar la implementación de un sistema start /stop, que consiste básicamente en apagar y encender el motor del colectivo automáticamente en situaciones tan frecuentes como paradas, semáforos o embotellamientos, evitando así la contaminación cuando el motor se encuentra a ralentí y generando un ahorro de combustible aún mayor.

Bibliografía

- [1] M. Ehsani, Y. Gao, S. E. Gay y A. Emadi, Modern electric, hybrid electric, and fuel cell vehicles: fundamentals, theory and design, 2004.
- [2] E. Karden, S. Ploumen, B. Fricke y K. Snyder, «Energy storage devices for future hybrid electric vehicles,» Journal of Power Sources 168, 2006.
- [3] T. Liu, J. Jiang y H. Sun, «Investigation to Simulation of Regenerative Braking for Parallel Hydraulic Hybrid,» de International Conference on Measuring Technology and Mechatronics Automation, Harbin, 2009.
- [4] L. Tao, Z. Jincheng, W. Shuwen y G. Fangde, «Logic Threshold Based Energy Control Strategy for Parallel Hydraulic Hybrid Vehicles,» Research Journal of Applied Sciences, Engineering and Technology, vol. 6, pp. 2339-2344, 2013.
- [5] C.-K. Chen y T.-V. Vu, «Regenerative Braking Study for a Hydraulic Hybrid Vehicle,» de Proceedings of the 8th World Congress on Intelligent Control and Automation, Taipei, Taiwan, 2011.
- [6] D. Oscar Martínez Pérez «Sistemas de almacenamiento energético mecánico en el mundo de la automoción» Valladolid, Enero de 2014
- [7] Gillespie, T. D. Fundamentals of Vehicle Dynamics. Warrendale, PA: Society of Automotive Engineers, 1992
- [8] Cengel , Y., & Boles, M. (2015). Termodinámica. México D.F.: McGraw Hill.
- [9] Vickers. (s.f.). Manual de oleohidráulica industrial. Barcelona: Blume
- [10] Morales, M. A. (2011). Análisis de emisiones de vehículos livianos según ciclos de conducción específicos para la región metropolitana. Santiago de Chile: Universidad de Chile.
- [11] Bosch (1996). Manual de la técnica del automóvil.

[12] Aparicio Izquierdo, Francisco; Vera Alvarez, Carlos; Díaz López, Vicente. Teoría de los vehículos automóviles. Madrid, Diciembre de 1995.

[13] Reza N. Jazar. Vehicle Dynamics, Theory and application, 2da edición. ED: Springer. RMIT University, Bundoora, Australia.

[14] Ing. H. Speich, Ing. A. Bucciarelli. Nuevo curso de oleodinámica. 1ra edición. Pablicaciones ANTAR S.R.L. Buenos Aires, Argentina, 1979.

[15] Nabil Fattal Jaef. Teoría hidráulica industrial. Año 2009.

[16] G. Henriot. Manual práctico de engranajes. Marcombo. 1967

[17]<http://www.unioviedo.es/DCIF/IMecanica/GestionCortizo/Metodologia/conceptos%20de%20mecanica/Glosario%20de%20terminos/trenes4.htm>

Anexo

Anexo A – Ficha técnica del colectivo estudiado

Carrocería
- Marca: Metalpar
- Modelo: Iguazú III

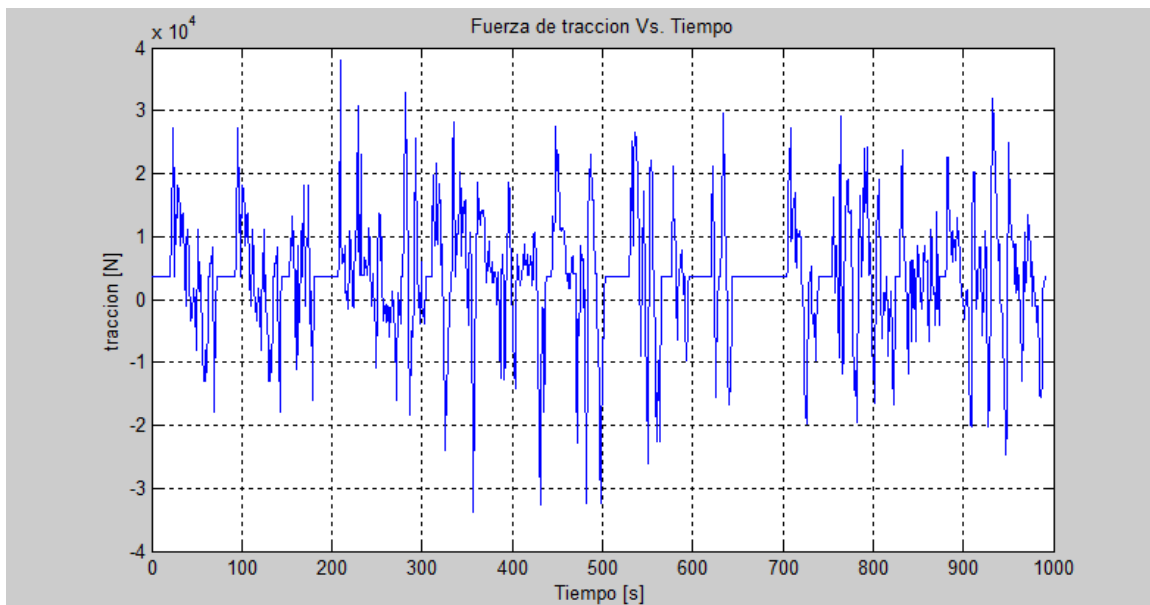
Chasis	
- Marca: Mercedes Benz	
- Modelo: O 500 U 1826	
- Dimensiones [mm] (chasis sin cabina, sin carrocería):	
entre ejes	5950
largo total	11786
ancho	2459
trocha: eje delantero / eje trasero	2101 / 1824
voladizo: delantero [mín-máx] / trasero	2486 / 3350
altura	1628
vano libre: delantero / trasero	171 / 232
ángulo: de entrada / de salida	9,1° / 8°
círculo de viraje del vehículo (mØ)	24,3
largo máximo total carrozado	13200
- Pesos a Vacío [kg] (sin carrocería, en orden de marcha)	
eje delantero	1376
eje trasero	4458
total	5834
- Pesos Admisibles [kg]:	
eje delantero	7000
eje trasero	11500
peso bruto vehicular (PBV)	18500
- Motor: MB OM 926 LA EURO 5 6 cilindros verticales en línea, turbocooler	
potencia máxima [NBR ISO 1585]	188 kW (256 cv) a 2200 rpm
par motor máximo [NBR ISO 1585]	900 Nm (91,8 mkgf) de 1200 a 1600 rpm
cilindrada total	7200 cm ³
consumo específico	194 g/kWh a 1400 rpm
filtro de aceite - tipo	con elemento de papel

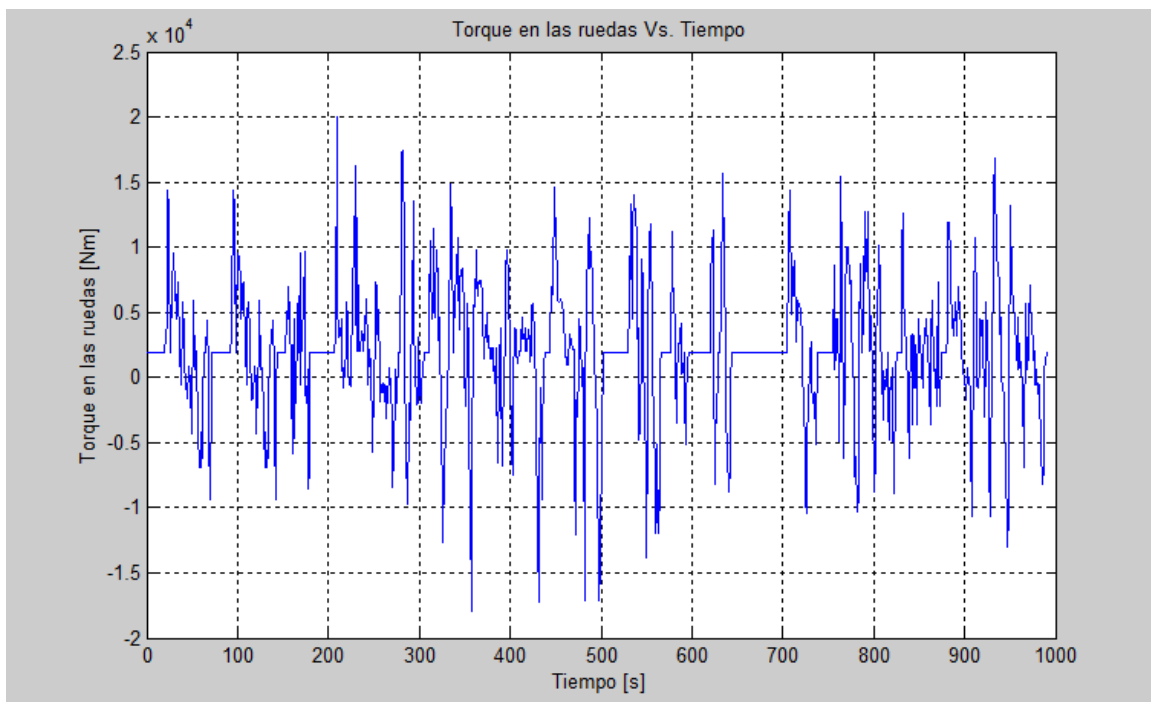
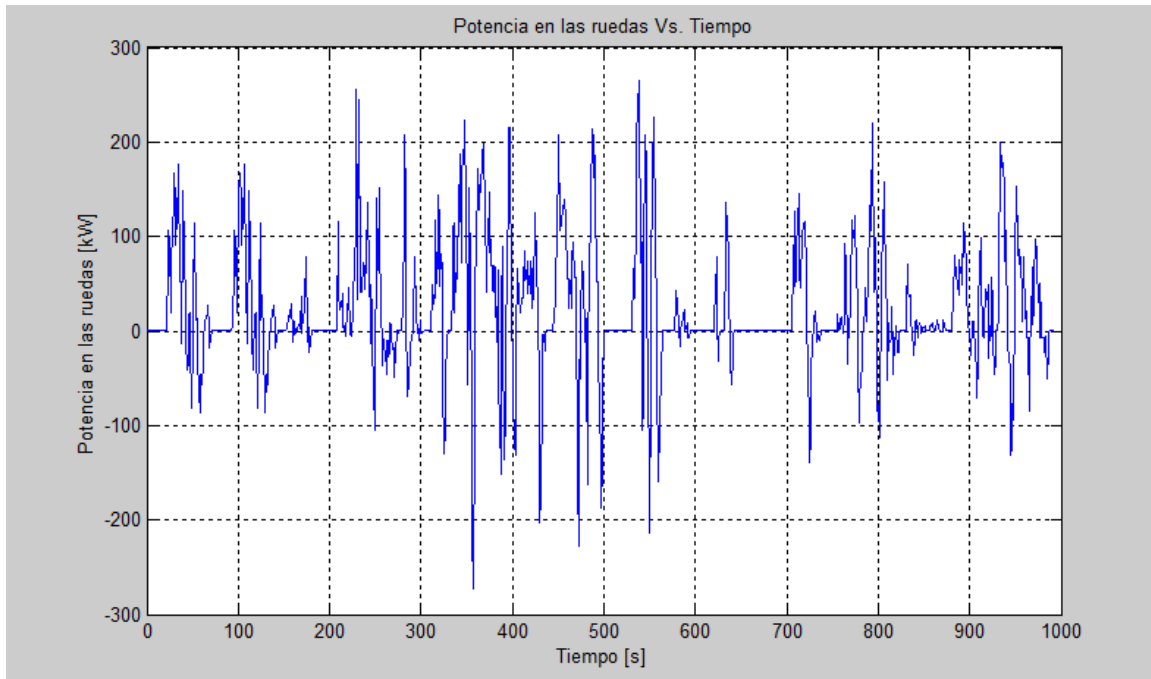
filtro de aire - tipo	seco, con elemento de papel		
sistema de enfriamiento	por circulación de agua con termostato		
unidad inyectora	DTC individual con control electrónico		
sistema de inyección	directa, con gerenciador electrónico		
compresor (accionamiento)	2 cilindros por engranajes		
flujo de trabajo	940 l/min a 10 bar con 2500 rpm		
- Transmisión: ZF 6HP 504 Ecomat 4 con retardador incorporado			
marchas	6		
relación de transmisión	i = 3,43 / 2,01 / 1,42 / 1,00 / 0,83 / 0,59		
	marcha atrás = 4,84		
- Suspensión / Neumáticos / Dirección / Chasis (tipo: modular)			
suspensión eje delantero	neumática, con 2 fuelles de aire y 2 amortiguadores telescópicos de doble acción y barra estabilizadora		
suspensión eje trasero	neumática, con 4 fuelles de aire, 2 barras tensoras longitudinales, 2 oblicuas, 2 válvulas reguladoras de altura, 4 amortiguadores telescópicos de doble acción y barra estabilizadora (opcional)		
ruedas	8,25 x 22,5		
neumáticos	295 / 80 R 22,5		
dirección hidráulica	ZF 8098 / i(máx) = 26,2 : 1		
- Desempeño:			
reducción	i = 5,857 (41:7)		
velocidad máxima [km/h]	109		
pendiente máxima [PBV]	35		
- Sistema Eléctrico:			
tensión normal	24 V		
alternador	28 V / 80 A		
batería	2x12 V/135 Ah		
- Frenos: a aire comprimido, de dos circuitos, disco en la delantera y en la trasera			
área de frenado [mín/máx]	1568 cm2		
freno de estacionamiento	cámara de muelle acumuladora - accionado neumáticamente, con actuación en las ruedas traseras		
retardador	integrado en la caja de cambios automática		
- Volúmenes de Suministro [l]:			
tanque de combustible	20		
aceite en el carter	[máx] 28 / [mín] 23		
caja de cambios	30		

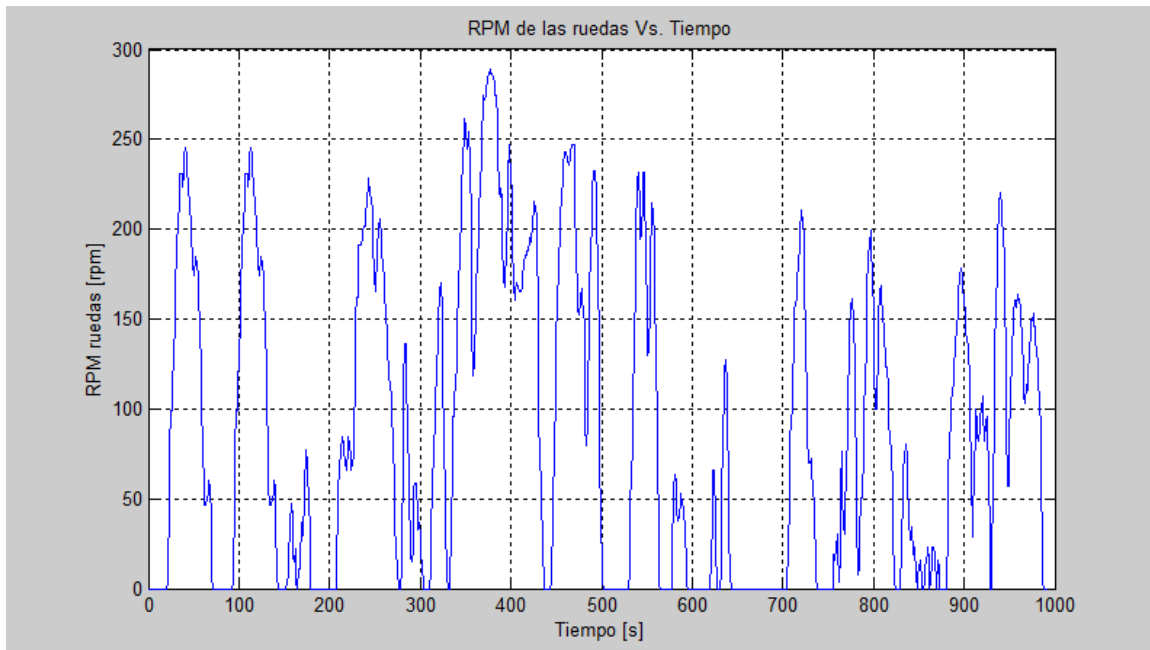
carcasa del diferencial	[eje trasero] 10
sistema de enfriamiento	37
tanque de AdBlue	35

Chasis + Carrocería	
- Tara: 11735 kg	
- Capacidad:	
Nº de plazas sentadas	27 + 2 lugares para sillas de ruedas
Nº de plazas de pies	48

Anexo B – cálculos energéticos con Matlab







Anexo C – Programa en Matlab para análisis del ciclo de conducción.

```
%Se importan los datos de velocidad y tiempo del ciclo de conducción
%elegido
velocidad =ciclo(:,2);
tiempo =ciclo(:,1);
```

```
%Paso tiempo. Diferencia entre los valores de tiempo en el vector. Este
%generalmente es un segundo.
h=tiempo(2)-tiempo(1);
```

```
%Parametros vehiculo
red_final=5.857; % Reducción final :1
ef_red=0.95; % Eficiencia de la transmisión.
g=9.81; % Gravedad[m/s^2]
Cr=0.03; % Coeficiente de resistencia a la rodadura
rho=1.225; % Densidad del aire[kg/m^3]
vel_viento=0; % Velocidad del viento [m/s]
```

```

Af=2.496*3.2; % Área frontal [m^2]
Ca=0.65; % Coeficiente de arrastre
theta=0; % Inclinación
r=0.529; % Radio de la rueda[m]
M_eq=1.02*11735; % [kg] masa del colectivo por el coeficiente de inercia rotacional
Masa_sistema=0; %[kg]masa determinada para los componentes del sistema de regeneración
masa=M_eq+Masa_sistema; % Masa aprox. con pasajeros[kg]

%Aceleración media en el tiempo. Se define como el cambio de velocidad en el tiempo
%Se discretizo como la resta de las velocidades dividido entre el paso h
ai=[];
for i=2:1:length(velocidad)
    ai(i)=(velocidad(i)-velocidad(i-1))/h;
end

%fuerza inercial [N]
F_inercial=[];
for i=1:1:length(ai)
    F_inercial(i)=masa*ai(i);
end
%fuerza de escalada [N]
F_escalada=[];
for i=1:1:length(ai)
    F_escalada(i)=masa*g*sin(theta);
end
%Fuerza de fricción [N]
F_friccion=[];
for i=1:1:length(ai)
    F_friccion(i)=masa*g*cos(theta)*Cr;
end
%Fuerza aerodinámica [N]
F_aero=[];
for i=1:1:length(velocidad)
    F_aero(i)=(1/2)*rho*Af*Ca*(velocidad(i)+vel_viento)^2;
end

%Fuerza de tracción, que es la suma de todas las fuerzas [N]
F_traccion=[];
F_traccion=F_inercial+F_escalada+F_friccion+F_aero;

%Velocidad de las ruedas [RPM]
rpm_ruedas=[];
for i=1:1:length(velocidad)

```

```
rpm_ruedas(i)=(velocidad(i)*60)/(2*r*pi);
end

%Potencia en las ruedas [kW]
pot_ruedas=[];
for i=1:length(velocidad)
    pot_ruedas(i)=(F_traccion(i)*velocidad(i))/1000
end

%Torque en las ruedas [Nm]
torque_ruedas=[];
torque_ruedas=F_traccion*r;

%Grafica del ciclo de conducción
figure
plot(tiempo,velocidad)
xlabel('Tiempo [s]'), ylabel('Velocidad [m/s]'), title('Ciclo de conducción'),
grid on

%Grafica fuerza de traccion en el tiempo
figure
plot(tiempo,F_traccion)
xlabel('Tiempo [s]'), ylabel('traccion [N]'), title('Fuerza de traccion Vs. Tiempo'),
grid on

%Grafica de la potencia en las ruedas en el tiempo
figure
plot(tiempo,pot_ruedas)
xlabel('Tiempo [s]'), ylabel('Potencia en las ruedas [kW]'), title('Potencia en las ruedas
Vs. Tiempo'),
grid on

%Grafica del torque en las ruedas con el tiempo
figure
plot(tiempo,torque_ruedas)
xlabel('Tiempo [s]'), ylabel('Torque en las ruedas [Nm]'), title('Torque en las ruedas Vs.
Tiempo'),
grid on

%Grafica revoluciones de las ruedas con el tiempo
figure
plot(tiempo,rpm_ruedas)
xlabel('Tiempo [s]'), ylabel('RPM ruedas [rpm]'), title('RPM de las ruedas Vs. Tiempo'),
grid on
```

Anexo D – Simulación en Matlab descarga del acumulador

```
%Volumen máximo del gas del acumulador en m^3
V1_carga=0.03413;
%Presion mínima de trabajo [Psi] se aplica la conversion a Pa (*6894,76)
P1_carga=2500*6894.76;
%Presion Máxima de trabajo [Psi] se aplica la conversion a Pa (*6894,76)
P2_carga=5000*6894.76;
%Presion de precarga [Psi]
P0_carga=P1_carga*0.9;

%Exponente politrópico
%Para proceso adiabático n=1.4
%Para proceso is térmico n=1
n_carga=1.4;

%Volumen en P2
V2_carga=((P1_carga/P2_carga)^(1/n_carga))*V1_carga;
Delta_V_carga=V2_carga-V1_carga;

%Vector con 1000 pasos en el rango V1 a V2
Vi_carga = linspace(V1_carga,V2_carga,1000);
h=Vi_carga(2)-Vi_carga(1);

%Se calcula la presión para cada volumen dentro del Vector Vi
Pi_carga=[];
Pi_carga(1)=P1_carga;
for i=2:1:length(Vi_carga)
    Pi_carga(i)=((Vi_carga(i-1)/Vi_carga(i))^n_carga)*Pi_carga(i-1);
end

%Energía de trabajo para cada cambio de volumen
Ei_carga=[];
for i=1:1:length(Pi_carga)
    Ei_carga(i)=Pi_carga(i)*h;
end

%energia total [kJ]
E_carga=sum(Ei_carga)/1000

%DESCARGA DEL ACUMULADOR
```

```
%Se importan los datos de velocidad y tiempo del ciclo de conducción elegido

%CONDICIONES ACUMULADOR
%Volumen inicial del gas del acumulador en m^3
V1_descarga=V2_carga;
%Volumen final del gas del acumulador en m^3 (descarga)
V2_descarga=V1_carga;
%Presion Máxima (inicial) de trabajo [Psi] se aplica la conversion a Pa (*6894,76)
P1_descarga=5000*6894.76;
%Presion de precarga [Psi]
P0_descarga=P1_descarga*0.9;

%Exponente politrópico
%Para proceso adiabático n=1.4
%Para proceso isotérmico n=1
n_descarga=1;

%Presion en V2
P2_descarga=((V1_descarga/V2_descarga)^(n_descarga))*P1_descarga;

%Cambio del volumen proceso isotérmico completo
Delta_V_descarga=V2_descarga-V1_descarga;

%Condiciones bomba hidráulica
%Desplazamiento D
D=0.00010[m^3/rad]
%Eficiencia volumétrica aproximada
n_vol=0.97

%Eficiencia global
n_global=0.85

%Se define un vector de presión en el rango de 5000 a 2500 Psi
%Vector con 1000 pasos en el rango V1 a V2
Vi_descarga = linspace(V1_descarga,V2_descarga,1000);
h=Vi_descarga(2)-Vi_descarga(1);

%Se calcula la presión para cada volumen dentro del Vector Vi
Pi_descarga=[];
Pi_descarga(1)=P1_descarga;
for i=2:1:length(Vi_descarga)
    Pi_descarga(i)=((Vi_descarga(i-1)/Vi_descarga(i))^n_descarga)*Pi_descarga(i-1);
end
```

```
%Caudal del sistema cte en m3/s.
Qi_descarga=0.00097;

%Calculo del tiempo de descarga
%Delta de volumen dividido entre el caudal instantaneo
ti_descarga=[];
for i=1:1:length(Vi_descarga)
    ti_descarga(i)=h/Qi_descarga;
end

tout_descarga=[];
tout_descarga(1)=0;
for i=2:1:length(ti_descarga)
    tout_descarga(i)=tout_descarga(i-1)+ti_descarga(i);
end

%Se obtiene el tiempo de descarga
t_descarga=sum(ti_descarga);

%Calculo de la potencia
Pot_descarga=[];
for i=1:1:length(Pi_descarga)
    Pot_descarga(i)=(Pi_descarga(i)*Qi_descarga);
end

%Cálculo de la energía
Ei_descarga=[];
Ei_t_descarga=[];
for i=1:1:length(Pi_descarga)
    Ei_descarga(i)=Pi_descarga(i)*h;
end
E_descarga=sum(Ei_descarga)/1000;

%Energía en el tiempo
Ei_t_descarga=[];
Ei_t_descarga(1)=0;
for i=2:1:length(Ei_descarga)
    Ei_t_descarga(i)=Ei_t_descarga(i-1)+Ei_descarga(i);
end

%Velocidad angular del motor
omega_descarga=[];
for i=1:1:length(Qi_descarga)
    omega_descarga(i)=Qi_descarga(i)/(D*n_vol);
```

```
end
```

```
%Torque del motor
```

```
T_descarga=[];
```

```
for i=1:1:length(Qi_descarga)
```

```
    T_descarga(i)=Pi_descarga(i)*D./n_global;
```

```
end
```

```
%Caudal
```

```
figure
```

```
plot(tout_descarga,Qi_descarga*1000*60,'Color','b','LineWidth',2)
```

```
xlabel('Tiempo [s]'), ylabel('Caudal [l/min]'), title('Caudal durante la descarga del acumu-  
lador'),
```

```
grid on
```

```
%Presión
```

```
figure
```

```
plot(tout_descarga,Pi_descarga./6894.76,'Color','r','LineWidth',2)
```

```
xlabel('Tiempo [s]'), ylabel('Presión [Psi]'), title('Presión durante la descarga del acumu-  
lador'),
```

```
grid on
```

```
%Volumen
```

```
figure
```

```
plot(tout_descarga,Vi_descarga*1000,'Color','k','LineWidth',2)
```

```
xlabel('Tiempo [s]'), ylabel('Volumen [l]'), title('Descompresión del gas en el acumulador  
durante la descarga del acumulador'),
```

```
grid on
```

```
%Potencia
```

```
figure
```

```
plot(tout_descarga,Pot_descarga./1000,'Color','g','LineWidth',2)
```

```
xlabel('Tiempo [s]'), ylabel('Potencia [kW]'), title('Potencia hidráulica durante la descarga  
del acumulador'),
```

```
grid on
```

```
%Energía
```

```
figure
```

```
plot(tout_descarga,Ei_t_descarga./1000,'Color','c','LineWidth',2)
```

```
xlabel('Tiempo [s]'), ylabel('Energía [kJ]'), title('Energía durante la descarga del acumu-  
lador'),
```

```
grid on
```

Anexo E – Simulación en Matlab Histogramas de potencia y energía ciclo de conducción

```
%Se importan los datos de velocidad y tiempo del ciclo de conducción
%elegido
velocidad =ciclo(:,2);
tiempo =ciclo(:,1);
```

```
%Paso tiempo. Diferencia entre los valores de tiempo en el vector. Este
%generalmente es un segundo.
h=tiempo(2)-tiempo(1);
```

```
n_des=0;
n_fin=0;
inicios=[];
finales=[];
```

```
%contar cuantas montañas hay
for i=1:1:length(velocidad)-1
    h1=velocidad(i+1)-velocidad(i);
    h2=velocidad(i+1)-velocidad(i);
    if velocidad(i)==0
        if h1~=0
            n_des=n_des+1;
            inicios(:,i)=i+1;
        end
    end
    if velocidad(i)~=0
        if velocidad(i+1)==0
            n_fin=n_fin+1;
            finales(:,i)=i;
        end
    end
end
h1=0;
h2=0;
end
```

```
%crea vector eliminando los ceros para los inicios
pinicios=[];
contadori=0;
for i=1:1:length(inicios)
```

```
    if inicios(i)==0
        contadori=contadori+1;
    else
        pinicios(:,i-contadori)=inicios(i);
    end
end

%crea vector eliminando los ceros para los finales
pfinales=[];
contadorf=0;
for i=1:1:length(finales)
    if finales(i)==0
        contadorf=contadorf+1;
    else
        pfinales(:,i-contadorf)=finales(i);
    end
end

%Extraer los tiempos iniciales de cada montaña
%t_inicios es un vector que indica los tiempos en los cuales se inicia cada montaña
t_inicios=[];
for i=1:1:length(pinicios)
    t_inicios(i)=tiempo(pinicios(i));
end

%Extraer los tiempos finales de cada montaña
%t_finales es un vector que indica los tiempos en los cuales finaliza cada montaña
t_finales=[];
for i=1:1:length(pinicios)
    t_finales(i)=tiempo(pfinales(i));
end

%Obtener los tiempos de cada montaña
t_montana=t_finales-t_inicios;

%Se determina la magnitud del vector mayor en el ciclo
%El vector M va almacenando las velocidades de los distintos puntos en cada montaña
M=[];
Mayor=0;
for i=1:1:length(pinicios)
    M=velocidad(pinicios(i):pfinales(i));
    if length(M)>Mayor
        Mayor=length(M);
    end
end
```

```
M=[];
end

%Crea una matriz de ceros con las dimensiones
%columnas definidas por n_des que es el numero de montañas en el ciclo
%filas definidas por el numeros de valores del mayor vector
Matriz_velocidad=zeros(Mayor,n_des);

%El recorrido llena la matriz_velocidad con los vectores de velocidad
%cada vector esta ubicado en una columna y cada uno representa una montaña
for i=1:1:length(pinicios)
    M=velocidad(pinicios(i):pfinales(i));
    for k=1:1:length(M)
        Matriz_velocidad(k,i)=M(k,1);
    end
    M=[];
end

%Se realiza el cálculo del vector Vi en el ciclo de conducción
%Se crea una matriz que para cada columna (montaña) se obtiene las velocidades promedio entre dos velocidades seguidas
vi=[];
for j=1:1:length(Matriz_velocidad(1,:))
    for i=2:1:length(Matriz_velocidad(:,1))
        vi(i,j)=(Matriz_velocidad(i,j)+Matriz_velocidad(i-1,j))/2;
    end
end

%Aceleración media en el tiempo. Se define como el cambio de velocidad en el tiempo
%Se discretizo como la resta de las velocidades dividido entre el paso h
ai=[];
for j=1:1:length(Matriz_velocidad(1,:))
    for i=2:1:length(Matriz_velocidad(:,1))
        ai(i,j)=(Matriz_velocidad(i,j)-Matriz_velocidad(i-1,j))/h;
    end
end

%Obtener matriz con solo aceleraciones positivas
ai_aceleracion=[];
for j=1:1:length(ai(1,:))
    for i=1:1:length(ai(:,1))
        if ai(i,j)>=0
            ai_aceleracion(i,j)=ai(i,j);
        end
    end
end
```

```
    end
end

%Obtener matriz con solo desaceleraciones
ai_frenado=[];
for j=1:1:length(ai(1,:))
    for i=1:1:length(ai(:,1))
        if ai(i,j)<0
            ai_frenado(i,j)=ai(i,j);
        end
    end
end
end

%obtener matriz con velocidades en las posiciones en las cuales solo hay
%aceleraciones positivas
vi_aceleracion=zeros(length(vi(:,1)),length(vi(1,:)));
for j=1:1:length(vi(1,:))
    for i=1:1:length(vi(:,1))
        if ai_aceleracion(i,j)~=0
            vi_aceleracion(i,j)=vi(i,j);
        end
    end
end
end

%obtener matriz con velocidades en las posiciones en las cuales solo hay
%desaceleraciones
vi_frenado=zeros(length(vi(:,1)),length(vi(1,:)));
for j=1:1:length(vi(1,:))
    for i=1:1:length(vi(:,1))
        if ai_frenado(i,j)~=0
            vi_frenado(i,j)=vi(i,j);
        end
    end
end
end

%Obtener el tiempo de aceleración en cada montaña
%Debido a que en cada paso el tiempo es de un segundo
%Se puede realizar una sumatoria del número de valores diferentes a cero en
%cada columna de la matriz ai_aceleración
tiempos_aceleracion=[];
contador_t=0;
for j=1:1:length(ai_aceleracion(1,:))
    for i=1:1:length(ai_aceleracion(:,1))
        if ai_aceleracion(i,j)~=0
```

```

        contador_t=contador_t+1;
    end
end
tiempos_aceleracion(j)=contador_t;
contador_t=0;
end

%Obtener el tiempo de frenado en cada montaña
%Debido a que en cada paso el tiempo es de un segundo
%Se puede realizar una sumatoria del número de valores diferentes a cero en
%cada columna de la matriz ai_frenado
tiempos_frenado=[];
contador_t=0;
for j=1:1:length(ai_frenado(1,:))
    for i=1:1:length(ai_frenado(:,1))
        if ai_frenado(i,j)~=0
            contador_t=contador_t+1;
        end
    end
    tiempos_frenado(j)=contador_t;
    contador_t=0;
end

%Parametros vehiculo
red_final=5.857; % Reducción final :1
ef_red=0.95; % Eficiencia de la transmisión.
g=9.81; % Gravedad[m/s^2]
Cr=0.03; % Coeficiente de resistencia a la rodadura
rho=1.225; % Densidad del aire[kg/m^3]
Af=2.496*3.2; % Área frontal de acuerdo a la SAEj [m^2]
Ca=0.65; % Coeficiente de arrastre
theta=0; % Inclinação
r=0.529; % Radio de la rueda[m]
inercia_llanta=200/(100^2); % [kg*m^2]Inercia ruedas
inercia_engine=256/(100^2); % [kg*m^2]Inercia comp. rotantes *(engine)
M_eq=1.02*11735;
Masa_sistema=0; %[kg]masa determinada para los componentes del sistema de regeneración
masa=M_eq+Masa_sistema; % Masa aprox. con pasajeros[kg]

%fuerza aerodinámica
Fa_frenado=[];
Fa_aceleracion=[];
%fuerza de fricción

```

```

Fr_frenado=[];
Fr_aceleracion=[];
%Fuerza de aceleración
%Se debe incluir la masa equivalente de las partes rotantes
Fm_frenado=[];
Fm_aceleracion=[];
%Fuerza de escalada
Fg_frenado=[];
Fg_aceleracion=[];
%Torque en las ruedas
tor_aceleracion=[];
tor_frenado=[];

Demanda_frenado=[];
Demanda_aceleracion=[];

%Energía demandada durante la aceleración en cada posición
for j=1:1:length(vi_aceleracion(1,:))
    for i=1:1:length(vi_aceleracion(:,1))
        Fa_aceleracion(i,j)=(1/2)*rho*Af*Ca*(vi_aceleracion(i,j)^2)*vi_aceleracion(i,j)*h;
        Fr_aceleracion(i,j)=masa*g*Cr*cos(theta)*vi_aceleracion(i,j)*h;
        Fm_aceleracion(i,j)=masa*ai_aceleracion(i,j)*vi_aceleracion(i,j)*h;
        Fg_aceleracion(i,j)=masa*g*sin(theta)*vi_aceleracion(i,j)*h;
        Deman-
da_aceleracion(i,j)=Fm_aceleracion(i,j)+Fa_aceleracion(i,j)+Fr_aceleracion(i,j)+Fg_acel
eracion(i,j);
        tor_aceleracion(i,j)=(Demanda_aceleracion(i,j)/(vi_aceleracion(i,j)*h))*r;
    end
end

%Energía disponible durante el frenado en cada posición
for j=1:1:length(vi_frenado(1,:))
    for i=1:1:length(vi_frenado(:,1))
        Fa_frenado(i,j)=(1/2)*rho*Af*Ca*(vi_frenado(i,j)^2)*vi_frenado(i,j)*h;
        Fr_frenado(i,j)=masa*g*Cr*cos(theta)*vi_frenado(i,j)*h;
        Fm_frenado(i,j)=masa*ai_frenado(i,j)*vi_frenado(i,j)*h;
        Fg_frenado(i,j)=masa*g*sin(theta)*vi_frenado(i,j)*h;
        Deman-
da_frenado(i,j)=Fm_frenado(i,j)+Fa_frenado(i,j)+Fr_frenado(i,j)+Fg_frenado(i,j);
        tor_frenado(i,j)=(Demanda_frenado(i,j)/(vi_frenado(i,j)*h))*r;
    end
end

%Energía total demandada en la aceleración

```

```
E_aceleracion=sum(Demanda_aceleracion/1000);
Pot_aceleracion=E_aceleracion./tiempos_aceleracion;
E_ciclo_Aceleracion=sum(E_aceleracion);

%Energía total disponible en el frenado
E_disponible_frenado=sum(Demanda_frenado/1000);
Pot_frenado=E_disponible_frenado./tiempos_frenado;
E_ciclo_frenado=sum(E_disponible_frenado);

%Ciclo de conducción
figure
plot(tiempo,velocidad)
xlabel('Tiempo [s]'), ylabel('Velocidad [m/s]'), title('Ciclo de conducción'),
grid on

%Graficas frenado
%Energia
figure
hist(E_disponible_frenado,9)
xlabel('Energía [kJ]'), ylabel('Concurrencia'), title('Histograma de Energía- frenado'),
grid on

%Potencia
figure
hist(Pot_frenado,9)
xlabel('Potencia [kW]'), ylabel('Concurrencia'), title('Histograma de Potencias-frenado'),
grid on

%Graficas aceleracion
%Potencia
figure
hist(Pot_aceleracion,9)
xlabel('Potencia [kW]'), ylabel('Concurrencia'), title('Histograma de Potencias-
aceleracion'),
grid on

%Energía
figure
hist(E_aceleracion,9)
xlabel('Energía [kJ]'), ylabel('Concurrencia'), title('Histograma de Energía- aceleracion'),
grid on

%Calculo de RPM de las ruedas
rpm_ruedas=[];
```

```
for i=1:1:length(velocidad)
    rpm_ruedas(i)=(velocidad(i)/r)*60;
end
```