



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MÉXICO

FACULTAD DE INGENIERÍA

“DINÁMICA DE UN DINAMÓMETRO DE CHASIS Y UNIDAD DE VOLANTES DE INERCIA”

TESIS

**QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO
ELECTRICISTA
(ÁREA MECÁNICA)**

PRESENTAN :

SÁNCHEZ GARCÍA GREGORIO

SUÁREZ GÚZMAN UBALDO



DIRECTOR : DR. ÁNGEL ROJAS SALGADO

CO-DIRECTOR : DR. ROGELIO GONZÁLEZ OROPEZA

MÉXICO, D.F.

2000

25026-1



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

DINÁMICA DE UN DINAMÓMETRO DE CHASIS Y UNIDAD DE VOLANTES DE INERCIA

CONTENIDO

Introducción.	i-1
Capítulo 1 Clasificación de los dinamómetros para motores y vehículos.	I-1
1.1 Definición de dinamómetro	I-1
1.2 Componentes de un dinamómetro.	I-1
1.3 Tipos de dinamómetros	I-3
1.4 Tipos de unidades de absorción de potencia	I-7
1.5 Algunas observaciones acerca de los dinamómetros de chasis	I-12
Capítulo 2 Descripción del dinamómetro de chasis del L.C.E.	II-1
2.1 Introducción.	II-1
2.2 Partes que conforman el dinamómetro de chasis del laboratorio de control de emisiones.	II-1
2.3 Unidad de volantes de inercia.	II-5
Capítulo 3 Análisis dinámico de un vehículo.	III-1
3.1 Introducción.	III-1
3.2 Cinemática de las ruedas.	III-1
3.3 Dinámica de las ruedas.	III-4
3.4 Dinámica del vehículo.	III-11
3.5 Cálculo de la potencia necesaria.	III-22
Capítulo 4 Análisis dinámico del dinamómetro de chasis del L.C.E.	IV-1
4.1 Introducción.	IV-1
4.2 Análisis de fuerzas ejercidas por el vehículo sobre el dinamómetro.	IV-2
4.3 Dinámica del dinamómetro.	IV-4
4.4 Análisis dinámico del conjunto delantero.	IV-6
4.5 Análisis dinámico del conjunto trasero.	IV-11
4.6 Par y potencia efectivos que entrega el vehículo al dinamómetro.	IV-14
4.7 Momentos de inercia.	IV-14
4.8 Rozamiento.	IV-18
4.9 Análisis de las ecuaciones obtenidas.	IV-21

Capítulo 5 Parámetros de diseño y análisis dinámico de los volantes de inercia.	V-1
5.1 Los volantes de inercia en un dinamómetro de chasis.	V-1
5.2 Cálculo de los volantes de inercia.	V-2
5.3 Análisis dinámico de los volantes de inercia.	V-2
5.4 Inercia mecánica vs. Inercia eléctrica	V-11
Capítulo 6 Instalación, calibración y mantenimiento.	VI-1
6.1 Introducción.	VI-1
6.2 Instalación.	VI-1
6.3 Calibración del dinamómetro de chasis.	VI-14
6.4 Diseño del mecanismo impulsor de los rodillos para la calibración dinámica.	VI-18
6.5 Operación.	VI-25
6.6 Mantenimiento.	VI-26
Capítulo 7 Medición de parámetros.	VII-1
7.1 Mediciones directas e indirectas.	VII-1
7.2 Velocidades y aceleraciones.	VII-1
7.3 Distancia aparente (D_a), que recorre el vehículo.	VII-3
7.4 Pares o torques.	VII-4
7.5 Potencia al freno o efectiva.	VII-9
7.6 Potencia de calibración para el dinamómetro (pérdidas por fricción)	VII-13
Capítulo 8 Resultados.	VIII-1
8.1 Cálculo de los volantes de inercia (tabla de asignación de inercia).	VIII-1
8.2 Calibración estática.	VIII-15
8.3 Calibración dinámica (costdown).	VIII-16
Conclusiones.	C-1
Apéndice A	AA-1
Apéndice B	AB-1
Bibliografía.	B-1

INTRODUCCIÓN

ANTECEDENTES.

Recordando algunos principios básicos de la física, se puede comentar que la primera ley de la termodinámica establece que la energía no puede crearse, y no existe ninguna ley en contra de convertir una forma de energía en otra. Siguiendo esta idea, la humanidad, atendiendo a sus necesidades, ha mantenido una constante búsqueda de nuevas fuentes de energía. Uno de los mayores descubrimientos en la historia humana es la conversión de la energía química de los combustibles en calor y en luz.

De los combustibles modernos el de mayor importancia es sin duda el petróleo. El petróleo dio paso a la electricidad y con ella, al campo de la iluminación artificial, y es indispensable para otro adelanto técnico que revolucionó la vida moderna, tan profundamente como los aparatos electrodomésticos. Esta innovación fue la máquina de combustión interna, llamada así porque en su interior se quema el combustible de tal forma que los gases productos de la combustión mueven directamente un émbolo. Por otro lado, las máquinas de vapor por lo general son de combustión externa, pues el combustible se quema fuera de dicha máquina.

EL MOTOR DE COMBUSTION INTERNA.

Este dispositivo compacto, movido por pequeñas explosiones provocadas dentro de un cilindro, permitió aplicar la fuerza motriz a vehículos menores, para los cuales no resultaba funcional la voluminosa máquina de vapor. No obstante, ya en 1786 aparecieron "carruajes sin caballos", movidos por vapor, cuando William Murdock, un socio de James Watt, decidió construir uno de semejantes artefactos. Un siglo después, el inventor americano Francis Edgar Stanley diseñó la famosa Stanley Steamer, que hizo la competencia a los primeros carruajes provistos con motores de combustión interna. Sin embargo, el futuro pertenecía a estos últimos.

A principios del siglo XIX se construyeron algunas máquinas de combustión interna, antes de que se generalizara el uso del petróleo. Éstas quemaron vapores de trementina o hidrógeno como combustible. Pero esas máquinas no dejaron de ser una curiosidad hasta que empezó a usarse la gasolina, el combustible cuya explotación resulta rentable y abundante.

En 1860, el inventor francés Étienne Lenoir construyó el primer motor práctico de combustión interna y, en 1876, el técnico alemán Nikolaus August Otto diseñó un motor de cuatro tiempos. Un ingeniero escocés llamado Dugald Clerk agregó casi inmediatamente una mejora al motor de combustión interna. Incorporó un segundo cilindro de forma que trabajara un pistón mientras el otro estaba en estado de recuperación: ello dio más equilibrio a la producción de fuerza. Al añadir después otros cilindros (siendo cuatro, seis y ocho los números más generalizados de cilindros), aumentó la armonía y potencia. Un motor así resultaba esencial si los automóviles debían convertirse en una máquina práctica.

El automóvil se ha convertido en una parte integral de la sociedad moderna, a pesar del costo creciente de las gasolinas y del peligro en aumento de la contaminación, siendo ésta última la más crítica, por lo que las normas anticontaminantes cada vez son más estrictas.

Actualmente los fabricantes de autos se han esforzado por aumentar la potencia específica, así también se han mejorado las prestaciones del motor, modificando algunas características como: el aumento en el número de válvulas, mejorando el sistema de inyección, colectores de admisión y escape, etc. Aunado a esto una reducción en sus emisiones contaminantes, sin excluir la ayuda esencial del convertidor catalítico.

Pero como todo artículo en uso, estas características o prestaciones van en decremento, mientras las emisiones contaminantes en aumento, por lo que es necesario evaluarlas, un instrumento que permite hacer estas evaluaciones es el dinamómetro de chasis.

EL DINAMÓMETRO COMO INSTRUMENTO DE MEDICIÓN

Una de las funciones del dinamómetro de chasis, es simular el comportamiento dinámico de un vehículo, en donde mediante una carga de camino se pretende reproducir las condiciones de funcionamiento bajo las cuales se encuentra operando normalmente.

Con esto se puede decir que el dinamómetro de chasis es sumamente útil para ensayos e investigación del comportamiento de vehículos eléctricos y automotores (con motor de combustión interna alternativos MCIA).

Los parámetros que se pueden medir directamente con el dinamómetro de chasis durante un ensayo son: desplazamiento, velocidad y par o torque, además la potencia efectiva como producto de éstas dos últimas variables. Sin embargo dichas variables llevan inherentes muchas otras como, la influencia del perfil aerodinámico del vehículo, la fricción de los rodamientos de los rodillos así como su inercia, el tipo de neumático etc.

OBJETIVOS.

El Laboratorio de Control de Emisiones (LCE) de la Facultad de Ingeniería de la UNAM, cuenta con un dinamómetro de chasis que tiene esencialmente cuatro componentes:

- a) Rodillos, estos proporcionan una plataforma de manejo, el rodillo delantero se encuentra acoplado a una Unidad de Absorción de Potencia denominada PAU, y el rodillo trasero es usado para la lectura de la velocidad del vehículo.

* En el capítulo 1 se mencionan los componentes básicos de un dinamómetro, en el cual se vea que no todos los dinamómetros necesariamente cuentan con rodillos

- b) PAU (de las siglas en ingles de Power Absortion Unit), esta se encarga de frenar al motor, tanto como la prueba lo requiera.
- c) Sistema de acoplamiento, el cual une el rodillo motriz con la PAU.
- d) Celda de carga.

Una descripción del dinamómetro de chasis del L.C.E. se comentara con más detalle en el capítulo 2.

Un dinamómetro en términos generales, es un instrumento para medir fuerza, pero cuando se habla de dinamómetro de chasis, se hace referencia a un instrumento que es capaz de absorber o disipar la potencia generada por las ruedas motrices del vehículo a ensayar, esto involucra diferentes componentes como: rodillos, rodamientos, volantes de inercia y PAU. Los dinamómetros se pueden clasificar dependiendo del tipo y tecnología de fabricación de la PAU y de la plataforma de manejo, esto se expondrá con más detalle en el capítulo 1.

Este trabajo tiene como objetivos, complementar las funciones del dinamómetro de chasis mencionado, esto es, obtener una metodología para calcular los volantes de inercia necesarios para simular la inercia lineal de un vehículo. Estos volantes están alojados en una estructura, este sistema es llamado *unidad de volantes de inercia (UVI)*¹.

La normativa internacional para la homologación de vehículos obliga a tener los dos tipos de sistemas (PAU y UVI), para evaluar a un vehículo respecto a sus emisiones contaminantes. Con estas unidades (PAU y UVI), se intenta reproducir el comportamiento o funcionamiento real del vehículo. En la figura i.1 se muestra esquemáticamente la disposición de los componentes antes mencionadas.

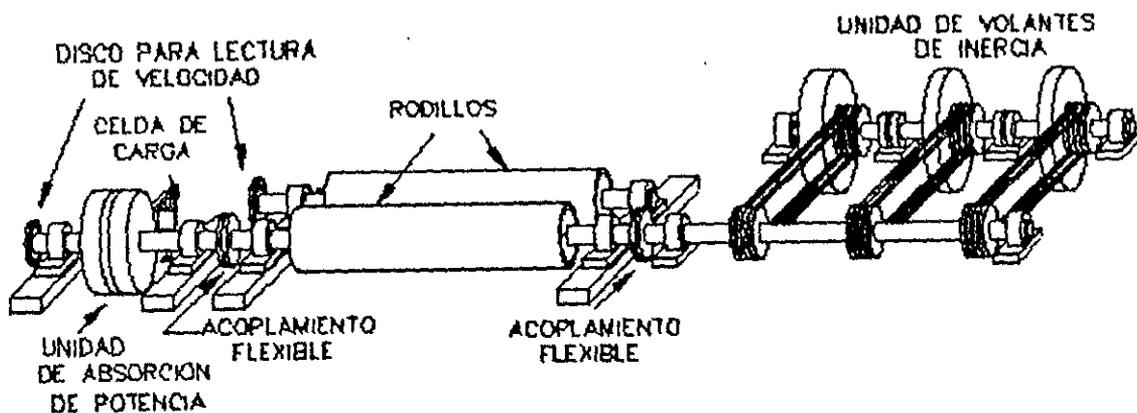


Fig i.1 Componentes de un dinamómetro de chasis

La unidad de volantes de inercia con la que se cuenta, es un equipo que ya había sido dado de baja por el IMP, por lo que no está en condiciones óptimas para su instalación

¹ También llamada unidad de masas inerciales

en el dinamómetro de chasis del L.C.E. De esta manera, se tienen que reparar y hacer las modificaciones pertinentes para instalar la UVI a dicho dinamómetro.

En el presente trabajo se presenta la propuesta para la instalación de la UVI, que incluye la alineación entre ejes y el sistema de acoplamiento. Además, una metodología de la calibración dinámica y el diseño conceptual del mecanismo para llevar a cabo dicha calibración. Así también se incluirá un procedimiento para el mantenimiento del dinamómetro.

De acuerdo a la propuesta de instalación de la unidad de volantes de inercia a dicho dinamómetro, es necesario realizar un análisis dinámico al vehículo que se ensaye y al mismo dinamómetro, para contar con una tabla de equivalencias de inercia. Esta tabla nos indicará los volantes necesarios que deben acoplarse al dinamómetro para la simulación de un vehículo en movimiento.

El análisis dinámico del vehículo nos proporcionará todas las resistencias que debe vencer la fuerza tractiva, es decir, las fuerzas y pares de fuerzas que se oponen al avance del vehículo como son: fuerzas de inercia de rotación y traslación, resistencia del aire y resistencia del camino.

Una vez determinada la fuerza que producirá el movimiento en el vehículo, se observará que dicha fuerza es función de la masa, geometría, velocidad, aceleración y condiciones atmosféricas. Entonces es posible determinar una expresión para calcular la potencia bajo estas condiciones, esta es la llamada potencia necesaria, esto se comentara con más detalle en el capítulo 3.

Al igual que con el vehículo, para el dinamómetro deben analizarse los pares de resistencia al movimiento y el par que lo produce, esto se presenta en el capítulo 4. Dado que las partes del dinamómetro presentan movimiento de rotación y las partes del vehículo presentan movimientos de traslación y rotación, el único parámetro común entre ambos es la potencia.

Como ya se ha mencionado para que el dinamómetro pueda simular la potencia de un vehículo a cierta velocidad y aceleración, será necesario adicionarle volantes de inercia. Ahora bien para saber la cantidad en masa de los volantes de inercia, se igualarán las expresiones para las potencias del dinamómetro y del vehículo, y la diferencia nos proporcionará una expresión para el cálculo de éstos, en el capítulo 5 se presentaran dichas expresiones.

Por otra parte para la propuesta de instalación de la UVI se presenta el diseño de las bridas que servirán para conectar un acoplamiento flexible, éstas bridas son calculadas en base a la resistencia al cortante de los pernos que unirán las bridas. Así también se presentan los requerimientos para la cavidad que alojará a la UVI y sus aditamentos.

Para llevar a cabo algunos de estos objetivos nos auxiliaremos de la Norma Oficial Mexicana de Emergencia NOM-EM-132-ECOL-1998, que establece los límites máximos

permisibles de emisión de gases contaminantes provenientes del escape de los vehículos automotores en circulación que usan gasolina como combustible, publicada en el **Diario Oficial de la Federación** el 25 de febrero de 1997.

Para finalizar este apartado, aunque solo se aborda el dinamómetro de chasis con PAU de corrientes de Eddy, las ecuaciones obtenidas están descritas en términos de los principales parámetros, es decir, pueden ser válidas para otros dinamómetros de características similares, incluso para aquellos que tienen un solo rodillo.

CAPÍTULO 1 CLASIFICACIÓN DE LOS DINAMÓMETROS PARA MOTORES Y VEHÍCULOS.

1.1 Definición de dinamómetro

El dinamómetro, es un instrumento que se utiliza para medir el par y potencia mecánica de un motor; comúnmente se utiliza en los laboratorios de análisis de emisiones de gases de vehículos que poseen motores de combustión interna, así como en centros de desarrollo de nuevos vehículos y de pruebas. En estos laboratorios se analizan los componentes contaminantes de las emisiones y sus prestaciones bajo determinado ciclo de trabajo. Sin embargo, puesto que se trata de un instrumento que sirve para medir la potencia de un motor cualquiera, también se pueden utilizar para hacer estas mediciones a motores eléctricos, de vapor etc.

1.2 Componentes de un dinamómetro.

Un dinamómetro en general se compone de tres partes fundamentales a saber:

- Sistema de acoplamiento.
- Unidad de absorción de potencia (freno)
- Celda de carga

1.2.1 Sistema de acoplamiento.

El sistema de acoplamiento es el que se encarga de conectar al motor o al automóvil (sistema motriz) que se desea evaluar con la unidad de absorción de potencia, para que ésta pueda frenarlo. Estos pueden ser rígidos o flexibles*.

1.2.2 Unidad de absorción de potencia.

La Unidad de Absorción de Potencia o PAU (Power Absortion Unit), en realidad es un freno que se acopla al motor que se desea evaluar para poder forzarlo. Mediante una PAU es posible evaluar el desempeño de un motor aplicándole diferentes intensidades de freno para observar su comportamiento en cuanto al consumo de combustible (rendimiento), nivel de ruido, potencia, velocidad, temperatura, etc.

La PAU está compuesta de dos partes fundamentales: el rotor y el estator. El motor o sistema motriz del vehículo a evaluar siempre se acopla al rotor de la PAU, para que sea frenado por medio del estator. La forma en que éste logra frenar al rotor depende de la tecnología que se utilice, puede ser mecánica (por fricción), hidráulica o magnética. El "estator" de una PAU es un elemento *flotante*, está montado con rodamientos al eje o flecha del rotor[†]. Para evitar que éste gire junto con el eje, una extensión se apoya en un dispositivo denominado celda de carga.

* Este tipo de acoplamientos se discutirán en el capítulo 7

[†] Esto se puede visualizar considerando al estator como una extensión de los rodamientos.

1.2.3 Celda de carga

La celda de carga es un instrumento que sirve para proporcionar la medición de la fuerza producida por la acción del momento o par de oposición de la PAU. Cuando el estator frena al rotor, éste tiende a girar en el mismo sentido que el rotor, ya que es un elemento *flotante*; este movimiento es impedido hasta cierto grado por la celda de carga ya que ésta sufre una deformación.

La deformación que sufre la celda de carga es linealmente proporcional a la fuerza que se ejerce sobre ella. Generalmente la celda de carga consiste en un resorte robusto o en algún elemento metálico deformable que sea capaz de recobrar por sí misma su forma original¹.

En la celda de carga se instala algún transductor que permita hacer mediciones longitudinales de las deformaciones que experimenta la celda cuando se frena a un motor. De esta forma se puede conocer el "par"² del motor o vehículo que se está evaluando. En la figura 1.1 se muestra esquemáticamente lo arriba descrito,

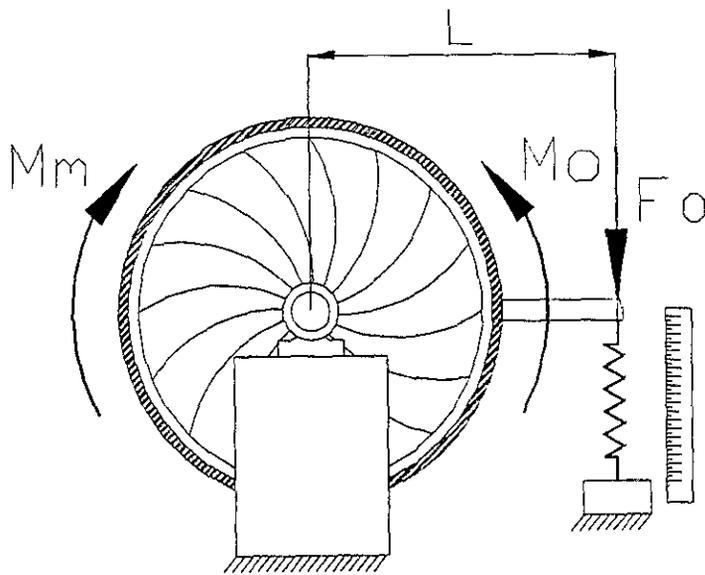


Figura 1.1 PAU y celda de carga.

donde:

- M_m Par motor
- M_o Par de oposición
- F_a Fuerza aplicada
- L Brazo de palanca.

¹ Esto indica que el material debe trabajar en el rango elástico obedeciendo a la ley de Hooke.

² Realmente solo se registra uno de los pares de oposición que debe vencer dicho motor o vehículo, esto se analizará en el capítulo 4.

1.3 Tipos de dinamómetros.

Como ya se menciona anteriormente, existen diferentes tipos de dinamómetros dependiendo de su tecnología. La existencia de varios tipos de dinamómetros no significa que alguno sea mejor que otro por el hecho de haber sido diseñado bajo una u otra tecnología, ya que el diseño de estos dispositivos obedece principalmente a las necesidades que en un momento dado se tengan. La variedad que se presenta a continuación permite comprender que estos dispositivos se diseñan para hacer mediciones muy específicas bajo diferentes circunstancias.

1.3.1 Dinamómetro de chasis.

Las tareas de desarrollo de vehículos o motores requieren probar el vehículo en condiciones similares sobre la pista, pero realizadas en el laboratorio o taller. Un dinamómetro de chasis (también llamado “pista rodante”) es capaz de simular situaciones de manejo en un ambiente controlado.

Los dinamómetros de chasis típicamente consisten en rodillos de manejo para las ruedas del vehículo y conectados a algún tipo de absorbente de potencia capaz de controlar la carga aplicada a los rodillos, como se muestra en la figuras 1.2 (a) y (b).

Instrumentación electrónica y software de control por computadora es ahora común, y el operador usualmente tiene un dispositivo portátil para controlar algunas de las funciones del dinamómetro mientras el vehículo es manejado.

El dinamómetro de chasis tiene varias ventajas, la más importante de las cuales es la posibilidad de completar pruebas de funcionamiento del vehículo o funcionamiento del motor tal como está instalado. No hay necesidad de sacar al motor del vehículo, lo cual simplifica tanto el procedimiento de prueba como el ambiente requerido para soportar la prueba.

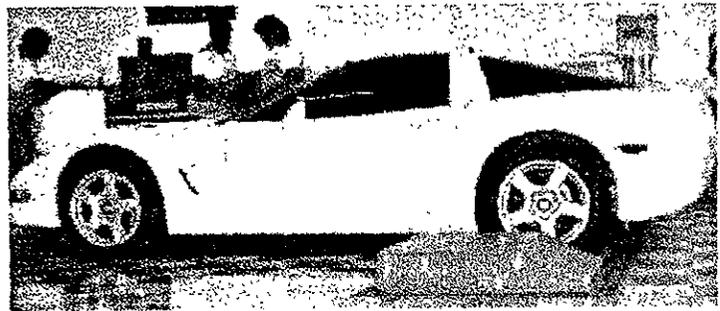
Sin embargo, la precisión y la capacidad de repetir las condiciones en las mediciones son más difíciles de realizar debido al gran número de factores (tales como pérdidas de potencia en la pista de manejo, debidas al deterioro del neumático, a la presión y temperatura dentro del mismo, etc.) afectando así a los resultados. El acceso para la instalación de sensores es también limitada.

Los dinamómetros de chasis son usados típicamente para:

- Verificación rápida de potencia.
- Suplementar las pruebas del dinamómetro de motor.
- Medición de las pérdidas de potencia en el camino.
- Las pruebas que no requieren de gran precisión en las mediciones de la potencia de salida del vehículo.
- Las pruebas que requieren un vehículo completo para medir el consumo de combustible, ruido o emisiones.



(a)



(b)

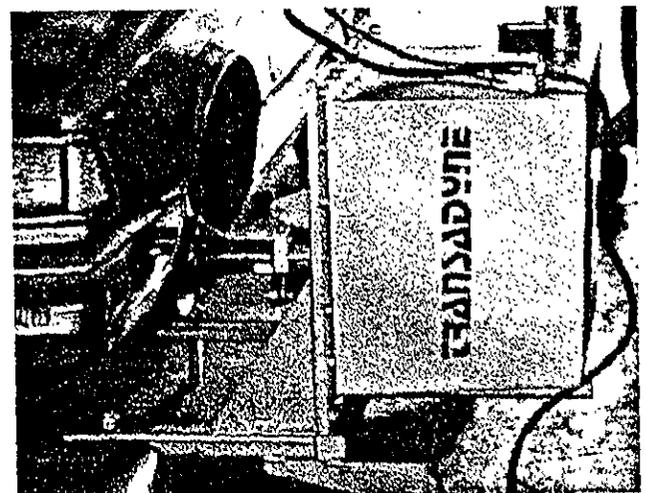
Figura 1.2 (a) y (b) Aspectos parciales de un dinamómetro de chasis

Existen otros tipos de dinamómetros de chasis, que no cuentan con ninguna clase de rodillos; estos se acoplan a los tambores de las flechas motrices del automóvil (figuras 1.3 (a) y (b))

Cuando se utilizan dinamómetros de este tipo, se pueden despreciar las pérdidas por fricción en los neumáticos pero con ello se complica el procedimiento de la prueba por que es necesario desmontar las ruedas de tracción del automóvil.



(a)



(b)

Figura 1.3 a) Dinamómetro de chasis sin rodillos, marca Transadyne. b) Detalle del acoplamiento entre la rueda motriz y la PAU.

De igual forma, entre los dinamómetros de chasis existen algunos modelos que son muy complejos y que generalmente sólo se encuentran en algunas fábricas de

automóviles, como el que se muestra en la figura 1.4, estos son empleados para el desarrollo de nuevos vehículos.

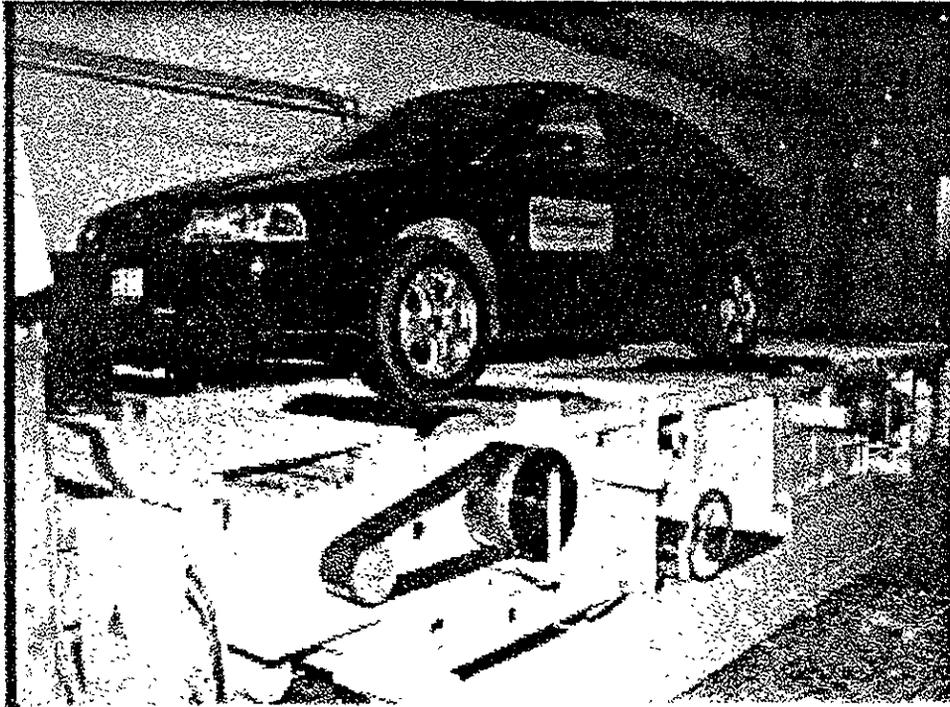


Figura 1.4 Dinamómetro de chasis manufacturado por AVL, para desarrollo de vehículos.

1.3.2 Dinamómetro de motor o de banco.

El trabajo para el desarrollo del motor es posible con el motor instalado en un vehículo, pero es típicamente más conveniente y preciso con el motor instalado sobre un sistema de prueba. A tal sistema de prueba, cuando es capaz de simular la carga del motor como si estuviera corriendo instalado en un vehículo, es llamado un dinamómetro de motor o de banco.

El dinamómetro de motor usualmente mide potencia en el volante de inercia del motor para mayor precisión (la transmisión o las pérdidas en la pista no afectan los resultados). Es posible tener un gran control sobre todos los parámetros y condiciones de prueba para tener la mejor capacidad de repetir las pruebas. El acceso al motor para la instalación de sensores o para ajustes y cambios es sencillo.

Sin embargo, el desarrollo de un motor sobre un dinamómetro de motor requiere remover al motor del vehículo, lo que también significa tener que agregar los sistemas auxiliares para la operación y soporte del motor: alimentación de combustible, alimentación eléctrica, extracción de los gases de escape, flujo de aire para enfriamiento y para combustión, control de la temperatura del fluido de enfriamiento, control del acelerador, etc. En la figura 1.5 se muestra el aspecto de un dinamómetro de banco.

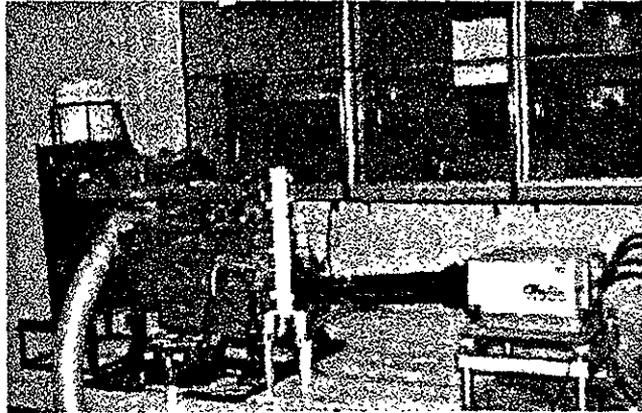


Figura 1.5 Dinamómetro de banco manufacturado por Clayton.

Los Dinamómetros de motor son típicamente usados para:

- Investigación y desarrollo de motores, afinación de operación de motores.
- Seguridad durante la prueba.
- Todas las pruebas que requieran medición precisa de la potencia de salida del motor.
- Motores estacionarios (no disponibles en vehículos).
- Normalizar un prototipo.

1.3.3 Dinamómetro de remolque.

El dinamómetro de remolque es un tipo de dinamómetro que no es muy común, este se instala a manera de remolque en un vehículo cualquiera, pero en lugar de hacer correr el vehículo en un juego de rodillos de un ambiente estático (como en el caso del dinamómetro de chasis), el vehículo se hace correr en un camino libre y plano.

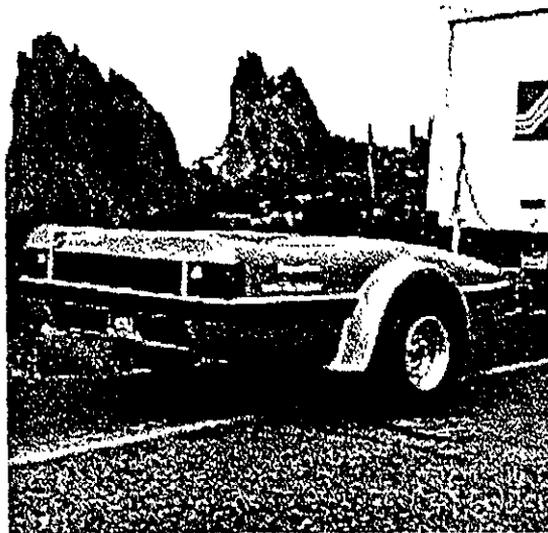


Figura 1.6 Aspecto de un dinamómetro de remolque manufacturado por SUPERFLOW

Los dinamómetros de remolque como el que se muestra en la figura 1.6, cargan el motor aplicando una fuerza al vehículo. Este tirón es utilizado para simular un ciclo de paseo montaños mientras se maneja en un lugar plano que cuente con trayectorias rectas y curvas. Los dinamómetros de remolque casi siempre son usados exclusivamente por fabricantes de vehículos durante el proceso de desarrollo de prototipos, por esta razón el vehículo bajo prueba normalmente se instrumenta extensamente con sensores.

1.4 Tipos de Unidades de absorción de potencia (PAU).

Existen diferentes tipos de unidades de absorción de potencia (PAU) dependiendo de la tecnología con la que fueron diseñadas. A continuación se presentan los principales tipos de PAU.

1.4.1 PAU hidráulica.

La PAU *hidráulica*, es una bomba hidráulica acoplada al eje motriz del vehículo o motor a ensayar. Cuando el eje motriz hace girar al rotor de la bomba, los álabes que éste tiene succionan agua de un depósito denominado cisterna, para después descargarla en la misma a través de una válvula. La válvula restringe el gasto de agua, generando así un par de oposición que frena al rotor; entonces el estator o carcasa que forma parte de un sistema *flotante*, tiende a girar junto con el rotor y ejerce una fuerza sobre una celda de carga, esto se muestra esquemáticamente la figura 1.7 y un corte en la figura 1.8.

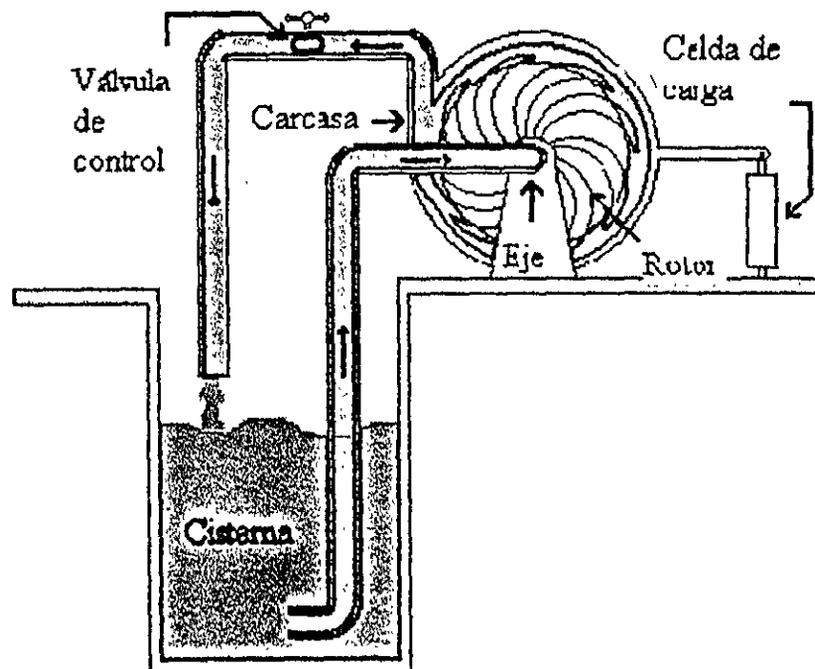


Figura 1.7 Diagrama esquemático de una PAU hidráulica.

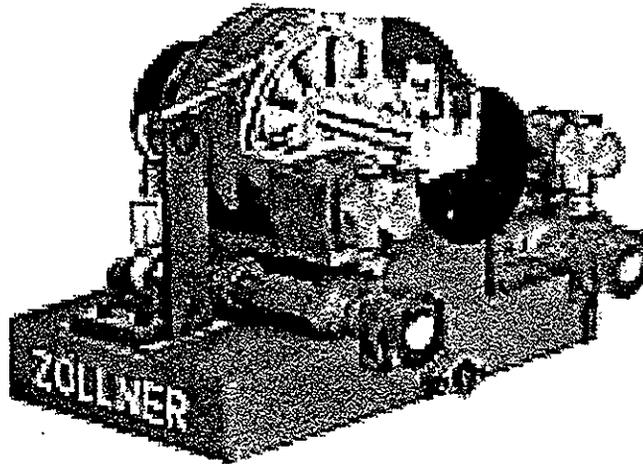


Figura 1.8 Corte de una PAU hidráulica manufacturada por ZÖLLNER.

La celda de carga se deforma y evita que la carcasa gire debido a la fuerza debida a dicho par. Con una calibración apropiada, esta fuerza multiplicada por una constante (brazo de palanca) es una medida torque o parte del torque producido por el motor cuando éste mueve el rotor en el agua. La carga aplicada al motor puede variarse estrangulando o permitiendo el flujo de agua por medio de la válvula. En este sistema el calor generado por la absorción de potencia se transfiere al agua que actúa como difusor térmico.

Las principales ventajas que posee la PAU hidráulica son su bajo costo y la baja inercia que posee su rotor. Desafortunadamente la velocidad de respuesta de esta PAU es lenta y resulta muy difícil de estabilizar.

Las PAU hidráulicas son muy eficaces si se utilizan para medir potencias altas. Estos absorbentes son típicamente la opción más económica disponible en el mercado, pero la desventaja que tienen es que durante las pruebas a velocidades bajas, la carga resulta ser muy pobre. Además la PAU hidráulica es más difícil de manejar debido a que el agua es un medio menos controlable que la corriente eléctrica.

1.4.2 PAU de corrientes de Eddy.

Corriente electromagnética de Eddy.- Nombre del proceso por el cual la energía cinética desarrollada por el conductor se transforma en calor. Dos condiciones deben ocurrir frecuentemente en orden para este proceso se lleve a cabo, estas son:

- El giro de los rotores de la PAU.
- Corriente directa (DC) aplicada a las bobinas inductoras de campo de la PAU

La PAU consta de 16 bobinas, las cuales crean campos electromagnéticos (norte y sur alternados) dirigidos hacia los rotores. Cuando los rotores giran a través de estos campos, las moléculas internas de los rotores se polarizan y repolarizan, creando corrientes

eléctricas turbulentas. Estas corrientes turbulentas son conocidas como corrientes de Eddy, las cuales se oponen a la corriente de flujo magnético del campo magnético, de esta forma aplica la carga al conductor. El proceso de polarización y repolarización de una molécula requiere energía. Por medio del giro del rotor a través de los campos electromagnéticos el conductor está proporcionando esencialmente esta energía. Controlamos la cantidad de carga aplicada al conductor por medio de la variación de la cantidad de corriente directa (DC) que aplicamos a las bobinas inductoras de campo.

La deformación en la celda de carga se mide para conocer la fuerza provocada por el par de oposición que actúa en el estator. Con calibración apropiada, esta fuerza es una medida del torque o parte del torque producido por el motor. Debido a que en el rotor se generan las corrientes de eddy, este actúa como una resistencia eléctrica y se calienta notablemente. Por esta razón el calor generado por la absorción de potencia necesita ser disipado a través de un sistema refrigerante externo.

La PAU de corrientes de Eddy disipa el calor hacia el medio ambiente, lo que significa que las tuberías o torres de enfriamiento no son necesarias para operar el sistema. El diseño curvilíneo del rotor actúa como un dispositivo de autoenfriamiento, cuando este gira hace circular aire sobre la superficie de la PAU para ayudar a remover el calor, en la figura 1.9 se muestra lo anteriormente dicho.

La PAU utiliza corrientes electromagnéticas de Eddy para aplicar carga, eliminando la necesidad por fricción, las partes en rozamiento y el gran mantenimiento asociados con ello.

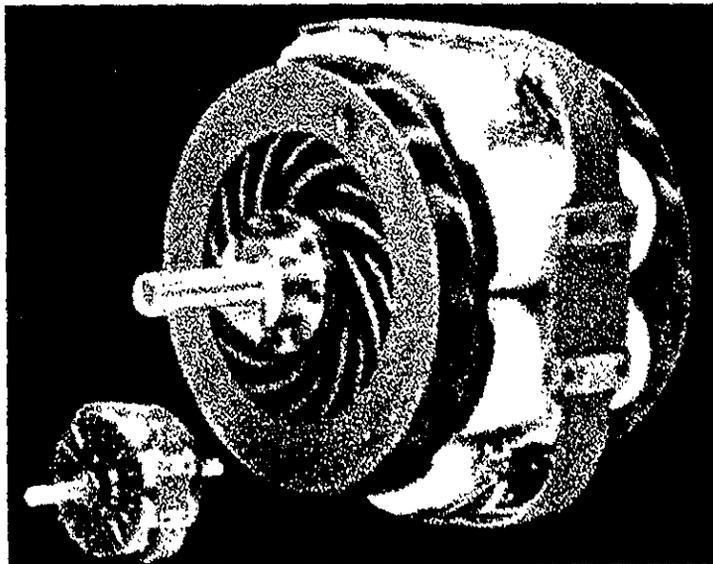


Figura 1.9 Aspecto físico de la PAU de corrientes de Eddy.

1.4.3 PAU de histéresis

Actualmente es una de las PAU más utilizadas en los dinamómetros, esta se compone de dos miembros primarios: la masa (estator) y el rotor. Estos interactúan magnéticamente para producir una fuerza que frene al motor a evaluar. La masa es una estructura metálica *flotante* respecto al rotor provista de una bobina que la circunda. El rotor posee una estructura cilíndrica sujeta por uno de sus extremos a una flecha de acoplamiento. Este se suspende en la oquedad que se forma en la masa, de modo que tanto el rotor como la masa queden a unos cuantos milímetros de separación, en la figura 1.10 se muestra esquemáticamente un corte de dicha PAU.

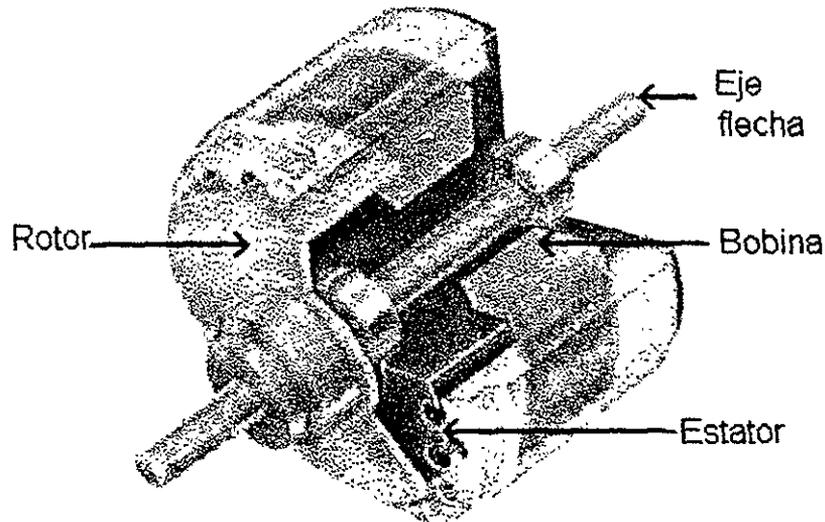


Figura 1.10 Corte de una PAU de histéresis

Cuando una corriente eléctrica fluye por la bobina que circunda a la masa, un campo magnético proporcional a ésta se establece dentro de sí. El rotor, localizado dentro de la masa, se magnetiza resistiéndose al movimiento, creando un torque de frenando (o unión del embrague) entre la estructura de la masa y el rotor. La transmisión del torque permanece constante. En algunas ocasiones el rotor que puede producir un efecto denominado "*Cogging Torque*" (también llamado el torque ondulatorio). El torque de *Cogging* es una característica inherente de un freno de histéresis que en la mayoría de los casos puede evitarse y/o controlarse. El torque del *cogging* no es un defecto de los frenos de histéresis, sin embargo, bajo ciertas circunstancias, una condición del *cogging* puede presentarse en cualquier dispositivo de este tipo.

Los frenos de histéresis son a menudo confundidos con los frenos *de partículas magnéticas* y con los de corrientes de Eddy, en la figura 1.11 se muestra el aspecto físico de la PAU de histéresis.

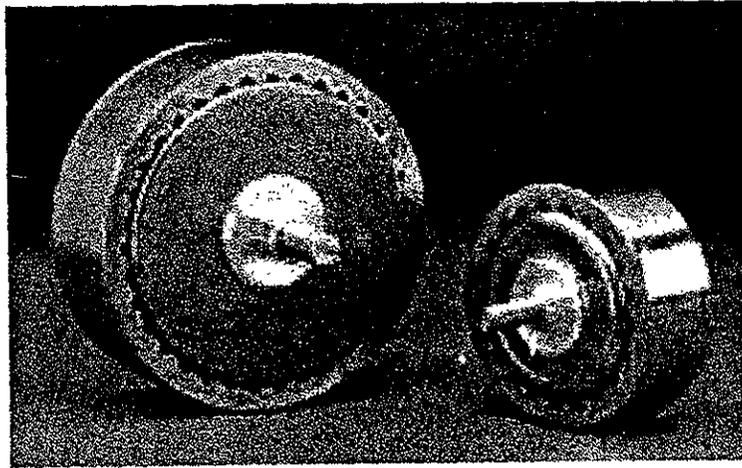


Figura 1.11 Aspecto físico de la PAU de histéresis.

1.4.4 La unidad de absorción de partículas magnéticas

El freno *de partículas magnéticas* es un tipo de PAU parecido al de corrientes de Eddy, que tiene polvo de metal fluyendo libremente entre las estructuras del rotor y el estator. Cuando se excitan las bobinas que se encuentran en el estator, las partículas metálicas se magnetizan y forman cadenas a lo largo de las líneas de fuerza del campo magnético, uniendo físicamente al estator con el rotor y provocando con ello que este último se frene. Debido a que el proceso de frenado es causado por el contacto físico del rotor con las cadenas de polvo, continuamente se genera calor. Este tipo de freno es capaz de producir un torque muy alto, pero la fricción, entre las partículas hace que este tipo de PAU tenga una estabilidad pobre, por esta razón actualmente es una de las menos utilizadas para la manufactura de dinamómetros.

1.4.5 PAU de corriente directa.

La unidad de absorción de potencia *de corriente directa* es básicamente un generador de *DC* que ha sido acoplado a un motor o a un automóvil véase figura 1.12. La carga aplicada al motor que se está evaluando puede variarse por medio de resistencias conectadas a las terminales del generador. En este sistema el calor generado en las resistencias por la absorción de potencia necesita ser disipado por un refrigerante externo. Estos absorbentes casi no se utilizan por que resultan ser bastante caros además de que aumentan la inercia del dinamómetro.

1.4.6 PAU de corriente alterna

La unidad de absorción de potencia de corriente alterna es similar a una PAU de DC excepto que se trata de un motor de CA. Las ventajas que tiene respecto a la PAU de DC son que tiene una inercia más baja. Esto permite al dinamómetro hacer cambios de velocidad rápidos, pero su costo también es alto y presenta problemas de FEM.

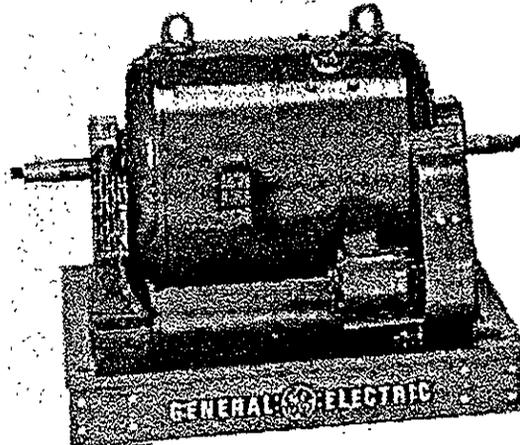


Figura 1.12 PAU de corriente directa.

1.5 Algunas observaciones acerca de los dinamómetros de chasis.

Los dinamómetros de chasis pueden clasificarse de acuerdo a la forma de simular o efectuar la carga, y pueden ser:

- Inerciales
- No inerciales.

Así también por el número de rodillos:

- dos rodillos
- cuatro rodillos
- un rodillo.

1.5.1 Dinamómetros de chasis inerciales.

Los dinamómetros de chasis inerciales cuentan con una unidad de volantes de inercia (UVI), los cuales simulan la inercia del vehículo, así una característica principal de estos dinamómetros es la carencia de PAU, en ocasiones cuando los autos no varían considerablemente en peso y forma los dinamómetros solo cuentan con un volante.

Debido a normas internacionales, los dinamómetros deben contar con una PAU y una UVI o como se menciono anteriormente con un volante de inercia fijo, en la figura 1.13 se muestra el aspecto físico de un dinamómetro de chasis con PAU de corrientes de Eddy y un volante de inercia fijo.

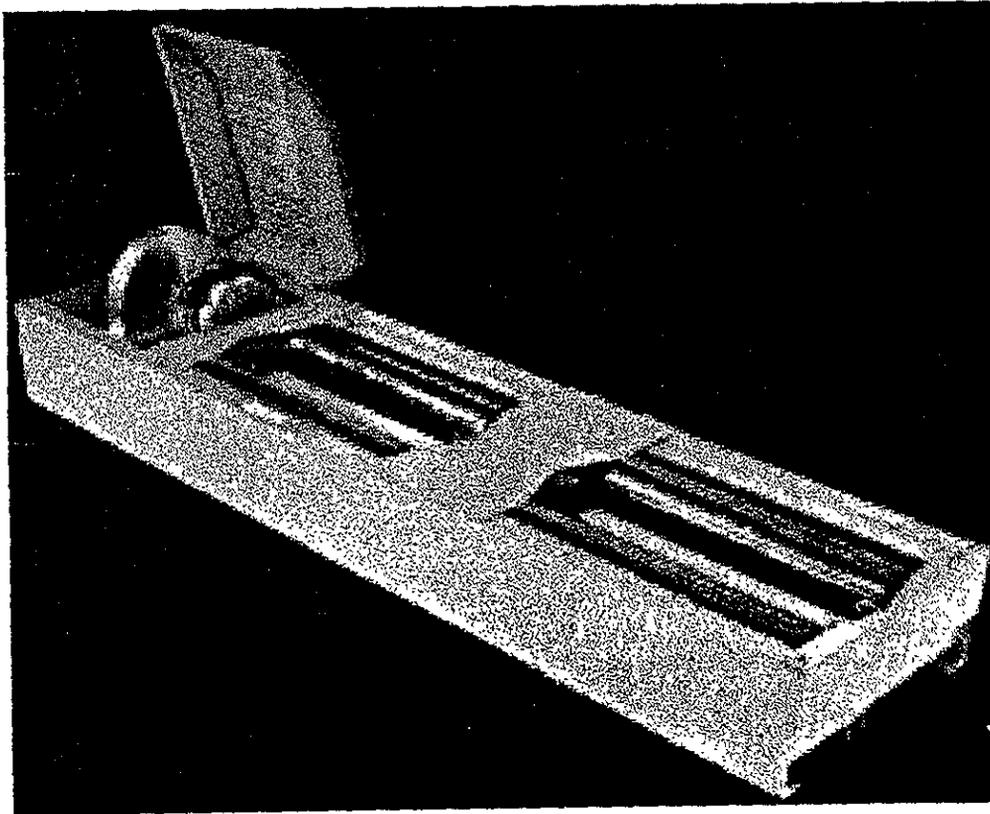


Figura 1.13 Dinamómetro de chasis con PAU de corrientes de Eddy y un volante de inercia fijo.

1.5.2 Dinamómetros de chasis no inerciales.

Estos no cuentan con una UVI, ya que la inercia del vehículo lo simulan con una “inercia eléctrica”, es decir, por medio de un control sofisticado pueden reproducir o simular la oposición al movimiento del vehículo eléctricamente^{**}, en la figura 1.14 se muestra un dinamómetro no inercial^{††}. Entre estos tenemos al dinamofreno y al freno asíncrono tipo jaula de ardilla.

1.5.2.1 Dinamómetro tipo dinamofreno.

La PAU de este tipo de dinamómetros son máquinas eléctricas sincronicas que permiten frenar o hacer girar el rodillo de carga.

La potencia se puede medir, como en cualquiera de los otros frenos, con una celda de carga y conociendo el régimen de giro, o bien midiendo la carga eléctrica generada. La regulación de la carga se consigue variando la tensión de campo. Además este tipo de PAU también se ha utilizado como dinamómetro de banco para el ensayo de motores. Así como

^{**} En el capítulo 6 se presenta una tabla donde se compara la inercia mecánica vs inercia eléctrica.

^{††} Aunque no cuentan con una UVI, existe una inercia rotacional que es la del propio rodillo

presenta la ventaja de poder aprovechar la energía eléctrica generada para transformarla convenientemente y aportarla a la red de distribución, esto no se hace debido a que se podría poner en duda el resultado de los ensayos.

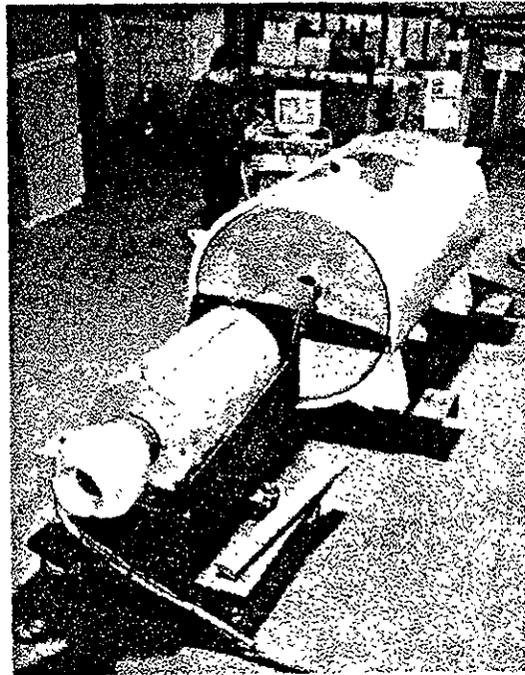


Figura 1.14 Dinamómetro de simulación inercial controlado eléctricamente.

1.5.2.2 Dinamómetro con PAU freno asíncrono tipo jaula de ardilla.

Este concepto está orientado tecnológicamente a tener una versatilidad extrema, fue introducido por primera vez en el mercado en 1985 por la empresa austriaca AVL.

Puede ser usado de manera universal en cualquier vehículo a prueba y bajo cualquier programa de trabajo, ofreciendo alta exactitud en su control en todas sus aplicaciones, bajo consumo de energía y poco mantenimiento, así como fácil instalación.

Su principio de operación se basa en el funcionamiento de un motor eléctrico de inducción tipo jaula de ardilla, el cual ofrece algunas ventajas sobre los motores de corriente directa o alterna, como son: poco mantenimiento, ligero y simplicidad en su construcción; sin embargo estas ventajas sólo se pudieron obtener en un dinamómetro, hasta que se desarrolló un control más sofisticado.

1.5.3 Clasificación de los dinamómetros de chasis dependiendo el número de rodillos.

Los dinamómetros de chasis contaban inicialmente con dos rodillos de gran longitud (2.15–2.30 [m]), en estos gran parte de los rodillos eran inútiles, por lo que en generaciones posteriores redujeron la longitud a costa de aumentar el número de rodillos, aunado a esto

un mayor número de rodamientos (así como también las pérdidas por fricción), en la figura 1.15 se muestra un dinamómetro con dos rodillos (ϕ 0.32 [m]), donde el rodillo delantero tiene acoplada la PAU. Un diagrama esquemático de un dinamómetro con cuatro rodillos se muestra en la figura 1.16. En estos tipos de dinamómetro se presentan además de las pérdidas por fricción en los rodamientos, pérdidas por rodadura entre el neumático y el rodillo por duplicado (ya que cada neumático se deforma en dos áreas de contacto).

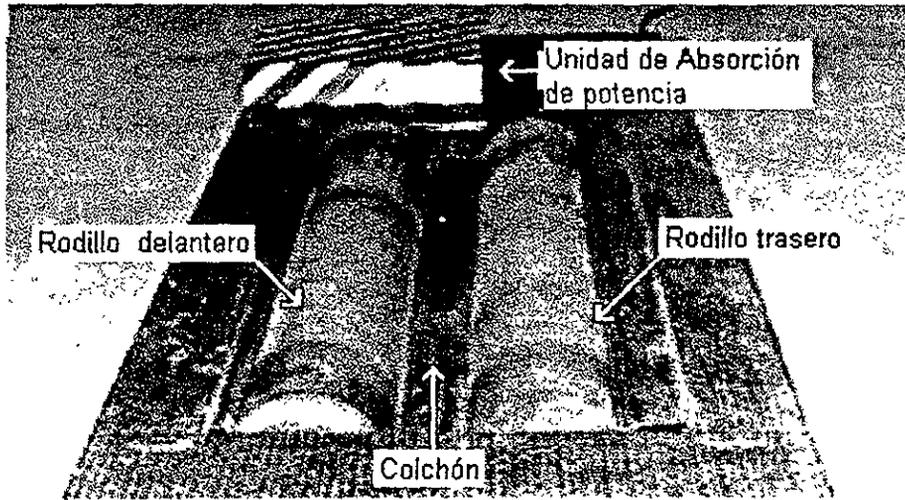


Figura 1.15 Dinamómetro con dos rodillos.

Finalmente el dinamómetro con un solo rodillo se presenta en la figura 1.17, donde el diámetro del rodillo es de 0.762 [m] (30"). Este tipo de dinamómetro presenta la ventaja de tener menos pérdidas por fricción por el hecho de tener menos rodamientos, así como también menos pérdidas por rodadura entre el rodillo y neumático (ya que el neumático solo tiene una deformación).

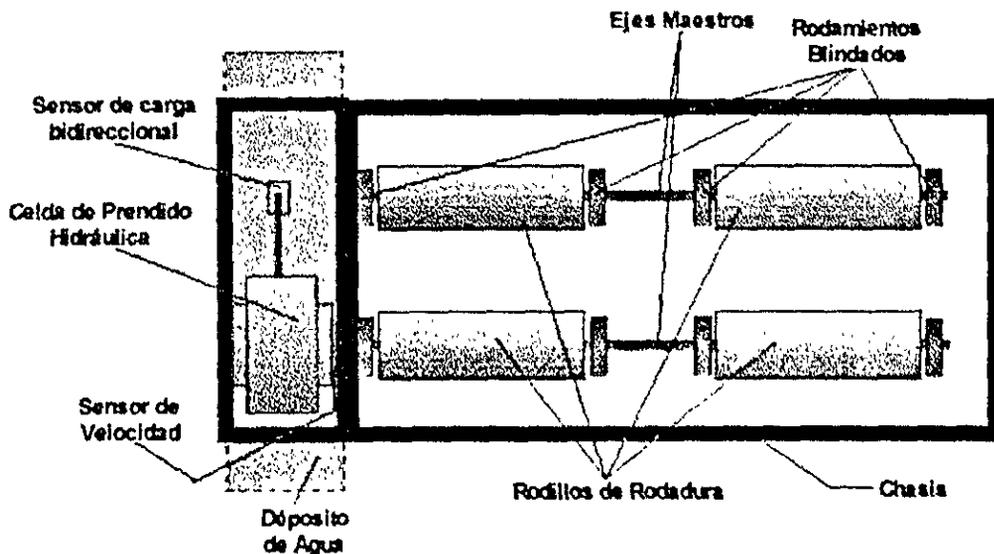


Figura 1.16 Diagrama esquemático de un dinamómetro con cuatro rodillos.



Figura 1.17 Dinamómetro de un solo rodillo.

Por último, en cuanto mayor sea el diámetro del rodillo este simulará mejor el comportamiento real del vehículo, ya que realmente en los automóviles en condiciones normales de operación tienen como “plataforma de manejo” a la tierra misma cuyo radio es muy grande comparado con la rueda.

CAPÍTULO 2 DESCRIPCIÓN DEL DINAMÓMETRO DE CHASIS DEL L.C.E.

2.1 Introducción

El Laboratorio de control de emisiones (L.C.E.) cuenta con equipos de control, los cuales permiten efectuar ensayos específicos de emisiones en vehículos ligeros y medianos tales como: emisiones en el sistema de escape, en condiciones ambientales normalizadas y de acuerdo a los procedimientos y normativas vigentes.

Los equipos con lo que cuenta el L.C. E. son:

- Dinamómetro de chasis.
- Dinamómetro de banco.
- Banco de motocicletas (dinamómetro para motocicletas).
- Analizador AVL (Computador central con analizadores de CO, CO₂, HC, NO_x)
- Escáner automotriz

El L.C.E. de la Facultad de Ingeniería de la U.N.A.M. tiene como función principal, realizar investigación y desarrollo de proyectos relacionados con motores, vehículos y su relación con el consumo energético y su impacto ambiental.

A continuación se describen los componentes del dinamómetro de chasis que posee el L.C.E., con el fin de presentarle al lector un panorama completo del problema a analizar. Para ello se muestra una reseña de este equipo y la forma en que el L.C.E. decidió que se complementará en sus funciones, para hacer del dinamómetro una herramienta útil acorde a las necesidades actuales.

2.2 Partes que conforman el dinamómetro de chasis del L. C. E.

El dinamómetro de chasis del L.C.E. de la Facultad de Ingeniería de la UNAM, es un modelo "*ROAD-A-MATIC*" tipo "*XI/P*", manufacturado por *SUN DYNAMOMETERS* en la década de los 70's, y que actualmente se encuentra discontinuado.

Este dinamómetro fue recuperado del antiguo laboratorio de investigación de la D.I.M.E.

Algunos de estos elementos se pueden observar en la figura 2.1, una descripción de estos elementos se enuncian a continuación.

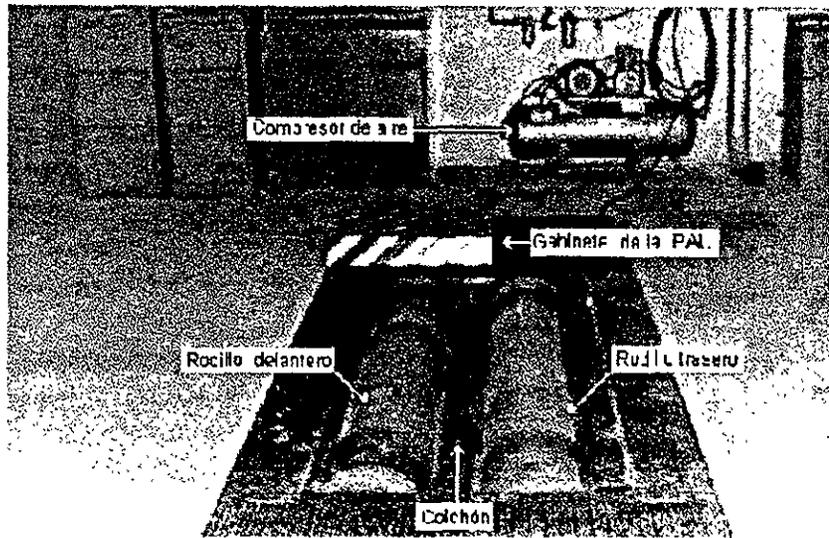


Figura 2.1 Algunos elementos del dinamómetro de chasis

a) Chasis.

El chasis es la estructura que soporta los rodillos, la PAU, placas antiderrapantes y al propio vehículo (cuando se hace una prueba).

b) Rodillos

Los rodillos sirven de plataforma de manejo y están constituidos por un cilindro de acero con tapas de 2.15 [m] de longitud, un radio exterior de 0.16 [m] y un espesor de 7.93 [mm], montadas en un eje (flecha) y apoyadas en rodamientos (chumaceras). El rodillo frontal se encuentra acoplado a una PAU y un sistema de medición de velocidad angular (tacómetro), mientras que el rodillo trasero es usado únicamente para la medición de velocidad angular.

c) PAU

La PAU del dinamómetro del laboratorio es de corrientes parásitas con una capacidad de 240 HP, cuyo principio de operación se discutió en el capítulo anterior y se encarga de frenar a las ruedas motrices del vehículo, tanto como la prueba lo requiera. La PAU se encuentra acoplada al rodillo delantero por medio de un acoplamiento rígido.

Con un programa preestablecido se pretende realmente simular una “carga de camino”^{*} que representa la potencia demandada al motor para mover el vehículo a una cierta velocidad y aceleración así como la resistencia de rodadura y la de arrastre del aire.

^{*} Se da el nombre de carga de camino a la carga que se debe demandar la PAU al vehículo o motor, para que este simule el par y la potencia que demandaría en condiciones reales de operación.

Los principales elementos de la PAU se muestran en la figura 2.3

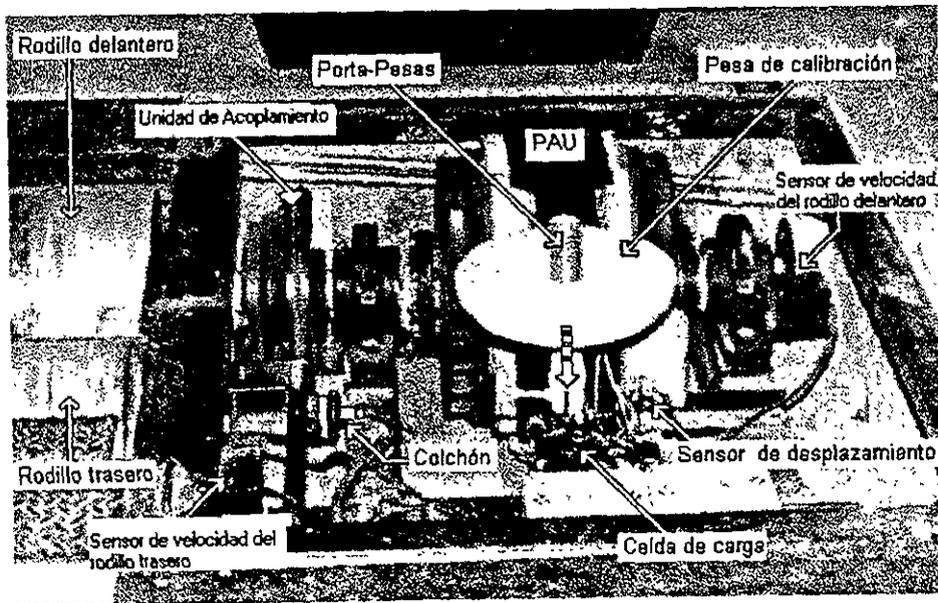


Figura 2.2. Configuración de la PAU y sus diferentes aditamentos.

d) Plataforma de colchón de aire (elevador)

Para liberar el vehículo de los rodillos se utiliza una plataforma de colchón de aire, este se infla por medio de una válvula neumática, tomando el aire de la red de aire comprimido pasando por un regulador a una presión de 20 psi. El diagrama se muestra en la figura 2.3. En la posición 1 el colchón de aire esta activado y el vehículo se puede colocar para el ensayo o retirarlo del dinamómetro si el ensayo ya se efectuó. En la posición 2 el colchón se encuentra desactivado y el vehículo (ruedas motrices) descansan sobre los rodillos del dinamómetro, listo para realizar el ensayo.

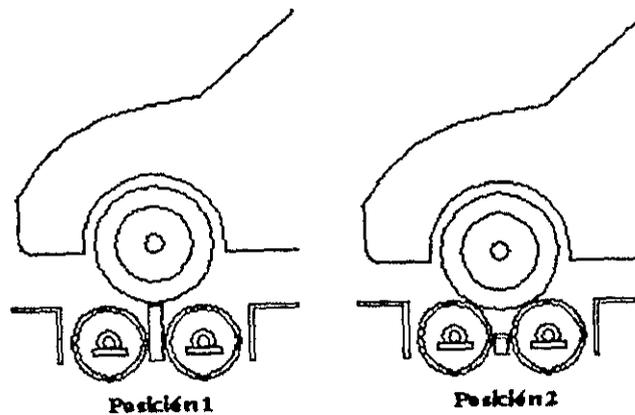


Figura 2.3 Posiciones del colchón de aire y vehículo.

e) Sistema neumático.

Este sistema compuesto de un compresor, líneas de transporte y válvulas, se encarga de proveer el suministro de aire comprimido a la plataforma de colchón de aire. Las figuras 2.1 y 2.4 muestran un aspecto de este sistema.

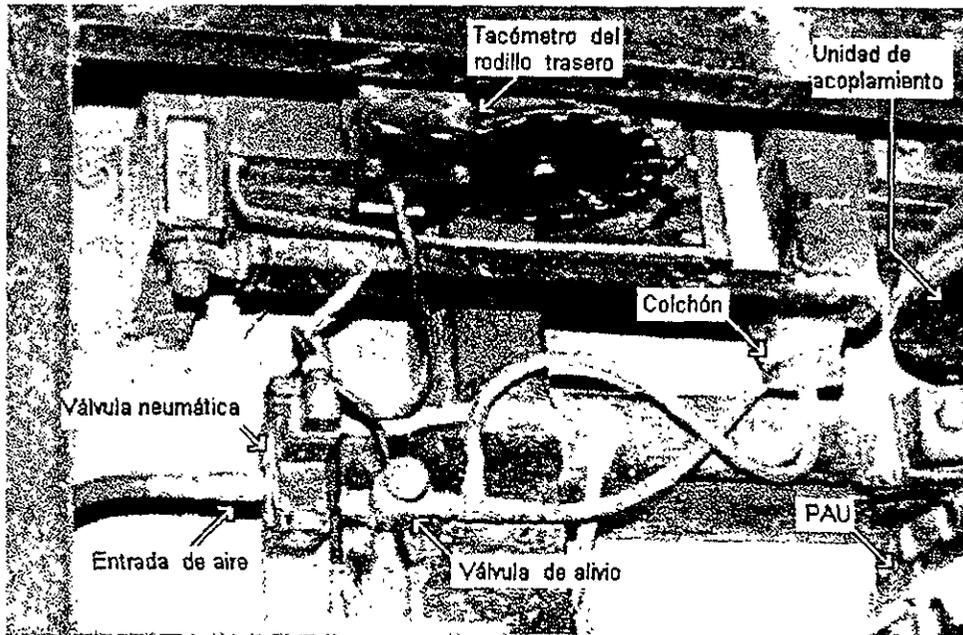


Figura 2.4. Componentes neumáticos del colchón de aire

f) Sistema eléctrico, electrónico y de medición (sistema de adquisición de datos y control).

Los dinamómetros proporcionan información sobre el motor o vehículo como velocidad, torque y potencia. El desarrollo de los motores actuales requiere de mucha más información como son presión y temperatura o consumo de aire y combustible. Debido a esta necesidad, muchos sensores son usados y la cantidad de datos reunidos se vuelve agobiante para el registro manual y análisis.

Los sistemas de adquisición de datos miden y registran las señales eléctricas de salida de los sensores y relevan a los operadores de prueba de registrar inmensas cantidades de datos. Los sistemas de adquisición de datos vienen en muchos niveles, desde los sistemas bastante básicos con unos pocos canales de medida y frecuencia limitada de adquisición de datos (número de muestras medidas por segundo) hasta sistemas muy sofisticados con cientos de canales y millones de muestras por segundo.

Como los datos son grabados, almacenados y procesados en formato digital, las computadoras pueden ser usadas para mostrar los datos, procesarlos y evaluarlos. Esta capacidad ha abierto un reino nuevo, entero de posibilidades de análisis de datos, tales como gráficas de multicanales y superposición de pruebas, cálculos en tiempo real o el

análisis estadístico. Se han elaborado paquetes de software específico para realizar estas tareas, y son comúnmente llamados "Dynamometer software".

Con la llegada de la adquisición de datos electrónica, fue posible utilizar los datos medidos para controlar realmente el sistema de prueba de acuerdo a puntos de referencia predefinidos o ciclos de prueba automatizados. La mayoría de los sistemas de adquisición de datos actuales tienen la capacidad de funcionar con control automatizado también (algunos pueden requerir hardware adicional). Esto explica porque la mayoría de los sistemas de instrumentación electrónica del dinamómetro son ahora llamados como Sistemas de Adquisición de Datos y control (Data Acquisition and Control Systems). Tales sistemas son usualmente capaces de controlar la carga absorbida, el acelerador del motor, sistemas de agua y aceite de enfriamiento y otros equipos auxiliares.

El sistema de adquisición de datos y control del dinamómetro de chasis del L.C.E. controla la cantidad o porcentaje de carga aplicada en la PAU, el ascenso y descenso de la plataforma de colchón de aire. Mientras que para la adquisición de datos posee dos tacómetros ópticos; cada uno de los rodillos tiene acoplado a su eje un disco perforado que interrumpe un haz de luz infrarroja cuando gira. Un sensor detecta la luz intermitente generando una señal eléctrica pulsante cuya frecuencia está en función de la velocidad de giro del rodillo, figura 2.2. El sensor de carga registra la variación del voltaje que es proporcional a la carga (por ende al par aplicado o demandado), estos datos son procesados en una computadora con un software[†]. Con estos datos se obtienen los demás parámetros como son: velocidad angular (ω_R), aceleración angular (α_R), desplazamiento aparente, velocidad lineal del vehículo (V_V), aceleración lineal del vehículo (A_V), par y potencia demandados o absorbidos por la PAU (M_{PAU} y P_{PAU} respectivamente), par de oposición de los rodamientos (M_{OP}), par de inercia (M_{Ixx}), par aplicado o efectivo del vehículo (M_A), y potencia efectiva (P_e).

Cabe mencionar que una de las limitaciones del sistema de adquisición de datos es la velocidad angular del sistema ya que a velocidades mayores a 100 [km/h] del vehículo a ensayar, los datos que se registran llevan un ruido apreciable, por lo que se recomienda operar el dinamómetro por debajo de esta velocidad[‡].

2.3 Unidad de volantes de inercia.

La unidad de volantes de inercia consta de tres volantes de diferente masa y por lo tanto de diferente inercia, éstos volantes tienen una función diferente a lo que comúnmente se les asigna, es decir, los volantes de inercia son dispositivos que almacenan energía. Absorben energía mecánica aumentando su velocidad angular y la suministran reduciendo dicha velocidad. Por lo común, se utiliza el volante de inercia para suavizar el flujo de energía entre una fuente de potencia y su carga. Veamos algunas aplicaciones de estos dispositivos, si sucede que la carga es una prensa punzonadora, la operación de punzonado

[†] Elaborado en otro trabajo de tesis por compañeros nuestros.

[‡] En el capítulo 5 se calculan las velocidades críticas de los volantes de inercia y la velocidad máxima o permisible del sistema de transmisión por bandas, con esto se podrá limitar la velocidad de operación del dinamómetro.

requiere energía sólo durante una fracción de su ciclo de movimiento. Si la fuente de potencia es un motor multicilindrico, este proporciona energía durante aproximadamente la mitad de su ciclo de movimiento, el volante de inercia hace la salida de par lo más constante posible.

En nuestro caso los volantes de inercia van a simular la inercia lineal del vehículo incluyendo un ocupante y el tanque de combustible al 40% de su capacidad.

Los volantes de inercia oponen resistencia al cambio de cantidad de movimiento angular, en el capítulo 5 se expondrán las ecuaciones que rigen su comportamiento dinámico.

La inercia del o los volantes seleccionados no siempre coincide para un cierto ensayo, por lo que se requiere agregar una carga adicional con la PAU, la cual debe ser calculada y controlada adicionalmente.

Un cambio de estado del motor provoca una aceleración o desaceleración en el sistema, este es el motivo que justifica el uso de los volantes de inercia en el dinamómetro de chasis.

Se pueden hacer muchos ensayos sobre vehículos con un dinamómetro que cuente únicamente con una PAU, es decir sin un sistema de volantes de inercia, sin embargo, cuando se requiere evaluar las emisiones de un automóvil mediante un ciclo de manejo, en el cual se tienen estados de aceleración, desaceleración, reposo y velocidad constante, es indispensable contar con una UVI.

Pueden existir casos en la que se tienen un valor fijo para el volante de inercia, por ejemplo cuando el dinamómetro sólo evalúa una línea de automóviles, o bien si el peso y forma de los vehículos a ser evaluados no difieren en mucho.

Como ya se había mencionado uno de los objetivos de este proyecto es la elaboración de una tabla para la asignación de los volantes de inercia necesarios para un ensayo, en función de la masa y del rango de aceleración del vehículo.

CAPÍTULO 3 ANÁLISIS DINÁMICO DE UN VEHÍCULO

3.1 Introducción.

La finalidad de este capítulo es obtener una expresión que determine el valor de la potencia que se requiere para llevar a un vehículo a una velocidad y aceleración especificada, comúnmente llamada potencia necesaria. Para lo cual, es conveniente primero analizar dinámicamente a las ruedas, y así, darnos cuenta que la fuerza que produce el avance en una rueda no es simplemente la fuerza de fricción es el producto del coeficiente de fricción estático y la fuerza normal, cuya expresión es $f = N \cdot \mu$.

Al realizar el análisis dinámico del vehículo, obtendremos una expresión para determinar el valor de la fuerza que produce el movimiento de este a un valor instantáneo de velocidad dado. Finalmente, multiplicando la expresión de la fuerza por la velocidad instantánea del vehículo, obtendremos la potencia necesaria.

3.2 Cinemática de las ruedas.

El movimiento de las ruedas del automóvil por la superficie del camino es provocado por la aplicación sobre ellas de un par o por la aplicación de una fuerza en el eje, paralela a la superficie del camino. En el primer caso, las ruedas se llaman motrices y en el segundo caso, ruedas impulsadas.

Cuando se trata de una rueda motriz, el par hace surgir una fuerza tangencial en la periferia denominada fuerza tractiva. Esta fuerza actúa sobre el camino provocando en el una reacción dirigida de acuerdo con la dirección del movimiento de la rueda. La existencia de esta reacción es necesaria para provocar el avance de la rueda.

Para facilitar el análisis, supongamos que las ruedas son rígidas. En la figura 3.1 se muestra una rueda que hace contacto con el camino en los puntos de la recta perpendicular al plano de la figura y que pasa por el punto O_1^* , siendo ω la velocidad angular, r el radio exterior de la rueda y V_A , V_B y V_C , son las velocidades en los puntos A, B y C respectivamente.

El eje instantáneo de rotación de la rueda en movimiento puede ocupar diferentes posiciones en el eje $O-O_1$, dependiendo de las condiciones de movimiento. En el caso en que el eje instantáneo de rotación se superpone con la línea de contacto de la rueda con el camino, es decir, atraviesa por el punto O_1 , se dice que la rueda se mueve con rodadura pura. El movimiento de la rueda se puede descomponer en dos movimientos, a saber:

- Movimiento de rotación alrededor del eje O con velocidad angular ω_r .
- Movimiento de traslación con velocidad igual a la magnitud de la velocidad tangencial, paralela al camino.

* Esta recta se llama línea de contacto.

De la figura 3.1 se puede observar que para que el punto O_1 sea el centro instantáneo de rotación, las velocidades de rotación y traslación con respecto al punto O deben ser iguales en magnitud. La velocidad producida por la rotación es tangente a la rueda y la de traslación es paralela al camino, por tanto, en el punto O_1 las velocidades tienen sentidos contrarios.

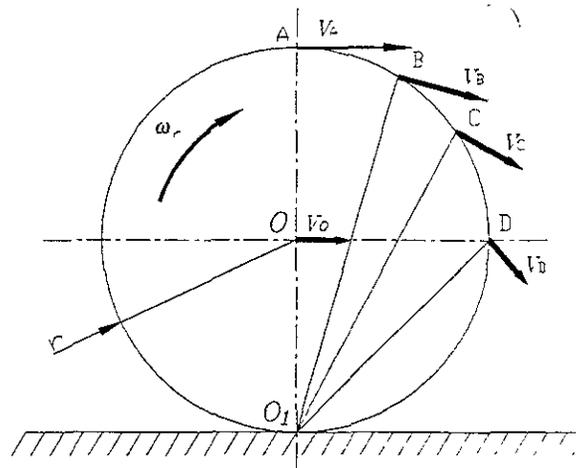


Figura 3.1 Rueda que avanza con rodadura pura.

Si el eje instantáneo de rotación de la rueda en movimiento está ubicado por arriba del punto O_1 , figura 3.2, significa que el punto O_1 se mueve con velocidad negativa, es decir, en sentido contrario al avance del vehículo. A tal condición se le llama “patinaje”.

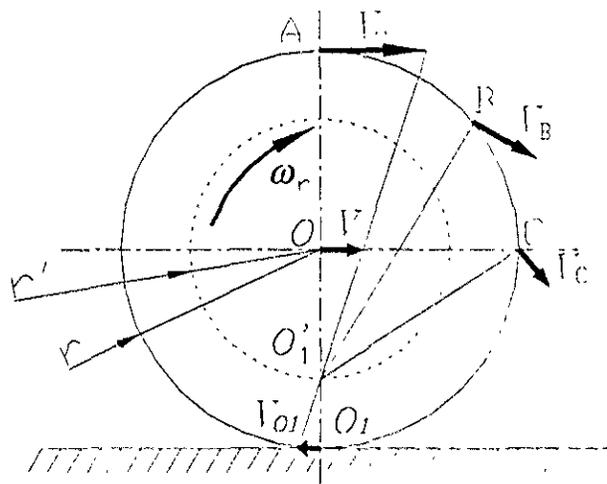


Figura 3.2 Rueda que avanza en condición de patinaje.

De la figura 3.2 se observa que la magnitud de la velocidad de traslación del punto O es menor que la magnitud de la velocidad de rotación con respecto al mismo punto O . Si la magnitud de la velocidad de traslación del punto O disminuyera y la magnitud de la

velocidad de rotación permaneciera constante, el centro instantáneo de rotación se trasladaría hacia arriba. Si la magnitud de la velocidad de traslación del punto O disminuye hasta cero, el centro instantáneo de rotación será este punto, y la rueda no se trasladará. Un ejemplo de esto es cuando una rueda se atasca en el fango.

La velocidad del punto O_1 , la cual determina la velocidad de la línea de contacto de la rueda con el camino y dirigida en forma contraria al sentido de su movimiento de avance, es precisamente la velocidad del patinaje.

En el caso en que el eje instantáneo de rotación de la rueda se encuentre situado más abajo que el punto O_1 , entonces el punto O_1 se moverá con velocidad positiva, es decir, en el mismo sentido que el avance del vehículo. A tal condición se le llama “deslizamiento”.

Si la magnitud de la velocidad de traslación del punto O es mayor que la magnitud de la velocidad de rotación con respecto a este punto, el centro instantáneo de rotación se trasladará debajo del nivel del piso. Si se mantuviera constante la velocidad de traslación y se disminuyera la velocidad de rotación hasta cero, el centro instantáneo de rotación se encontraría en el infinito y todos los puntos sobre la rueda se moverían a la misma velocidad. Esto ocurre, por ejemplo, cuando se aplican los frenos sobre una rueda en movimiento y se impide su rotación.

La rueda del automóvil realmente presenta cierta elasticidad, la cual es superior a la que presenta el camino. Con relación a esto, se acepta que el camino no sufre deformación.

En la figura 3.3 se muestra una rueda elástica que se mueve sobre una superficie rígida. El análisis cinemático de esta rueda se realiza similarmente al caso de la rueda rígida sobre el camino rígido, con excepción de los puntos incluidos en la zona sombreada. Sobre la cinemática de los puntos de la zona sombreada mencionada influyen adicionalmente la elasticidad de la goma y la presión del aire dentro del neumático.

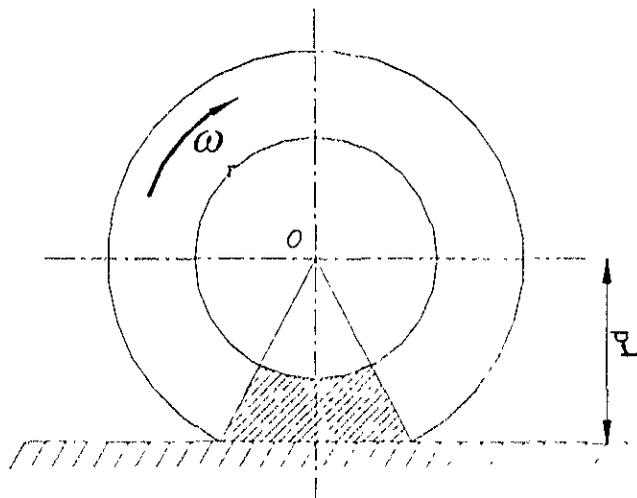


Figura 3.3 Rueda elástica.

En la figura 3.3 aparece un nuevo parámetro que se utiliza en el análisis cinemático de la rueda del automóvil, el cual es el radio del neumático deformado, también llamado “radio dinámico r_d ”.

3.3 Dinámica de las ruedas.

Al analizar la dinámica de las ruedas del automóvil se encuentran diferentes casos, dependiendo de las condiciones de su rigidez y el camino. Teniendo en cuenta que los automóviles, independientemente de su destino, por lo general se mueven por vías pavimentadas, es decir, por caminos relativamente rígidos en comparación con las ruedas de los mismos, es por ello que sólo se analizará el caso de la rodadura pura de la rueda elástica sobre una superficie rígida.

3.3.1 Rueda impulsada.

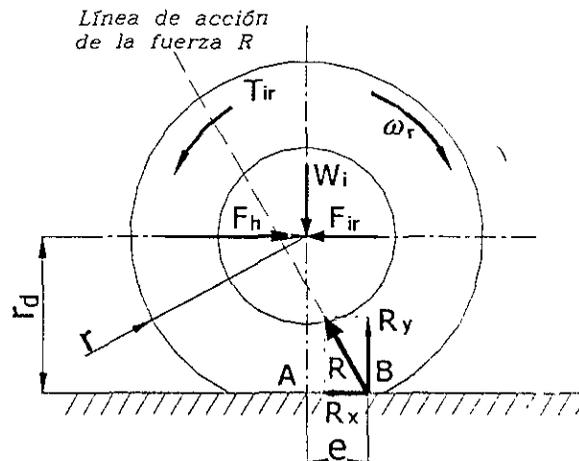


Figura 3.4 Diagrama de cuerpo libre de una rueda impulsada.

En la figura 3.4 se muestra una rueda elástica impulsada que “rueda” por una superficie rígida donde se señalan todas las fuerzas y pares que actúan sobre la misma. Estos son:

- W_i Carga vertical sobre la rueda impulsada, la cual considera también el peso propio de la rueda.
- F_h Fuerza horizontal que provoca el movimiento de la rueda.
- F_{ir} Fuerza de inercia de la rueda debida al movimiento no uniforme de la misma.
- T_{ir} Torque debido a la inercia de la rueda, en el caso del movimiento no uniforme de la misma.
- R_x Componente horizontal de la reacción del camino.
- R_y Componente vertical de la reacción del camino.

La fuerza de inercia F_{ir} se puede determinar de la siguiente ecuación:

$$F_{ir} = m_r * a \quad [3.1]$$

Donde:

- m_r Masa de la rueda [kg].
- a Aceleración lineal de la rueda [m/s^2].

El torque debido a la inercia de la rueda en movimiento rotatorio se puede calcular por la siguiente expresión:

$$T_{ir} = I_r * \alpha_r \quad [3.2]$$

Donde:

- I_r Momento de inercia de la rueda [$kg \cdot m^2$].
- α_r Aceleración angular [rad/s^2].

En el caso en que la rueda del automóvil se encuentra en reposo, la reacción resultante del camino actúa en el punto en que se intersectan los ejes de simetría transversal y longitudinal del área de contacto entre la rueda y el camino, punto A. Esto se debe a la distribución simétrica de los esfuerzos en la superficie entre la rueda y el camino, con relación a los ejes mencionados. Cuando la rueda se encuentra en movimiento, la distribución de esfuerzos con relación al eje transversal resulta ser asimétrica. Esto es, porque en el avance de la rueda, la porción de ésta que primero tiene contacto con el camino lo empuja y la porción que al final tiene contacto jala al camino, de la misma forma que cuando una persona camina. Entonces el punto de aplicación de la reacción resultante del camino se traslada en la dirección del avance de la rueda, hacia el punto B, como se ilustra en la figura 3.4.

La reacción resultante se ha descompuesto en dos componentes: una paralela al camino R_x y una perpendicular R_y . La primera de ellas se llama “resistencia al rodamiento”, F_f . Aunque, esta es la que produce la rotación en la rueda impulsada, en la rueda motriz no necesariamente produce este efecto, pero si es una oposición al avance en ambos casos, como se verá

Realizando suma de fuerzas horizontales se obtiene:

$$F_h - R_x = m_r * a \quad [3.3]$$

De 3.1

$$F_h - R_x = F_{ir} \quad [3.4]$$

Realizando suma de fuerzas verticales se obtiene:

$$W_1 - R_y = 0 \quad [3.5]$$

Realizando suma de momentos con respecto al punto O de la rueda, y tomando como positivos aquellos que intenten girar en sentido antihorario:

$$R_x * r_d - R_y * e = I_r * \alpha_r \quad [3.6]$$

$$R_x * r_d - R_y * e = T_{ir} \quad [3.7]$$

Donde:

r_d Radio dinámico de la rueda.

e Distancia del punto de aplicación de la reacción resultante del camino al eje vertical de la rueda.

I_r Momento de inercia de la rueda.

α_r Aceleración angular de la rueda.

El producto $R_y * e$ es igual al torque de resistencia al rodamiento generalmente se denomina T_{Ff} . Efectuando operaciones con las ecuaciones 3.3, 3.5 y 3.6, se obtienen las siguientes ecuaciones para R_x :

$$R_x = F_h - m_r * a \quad [3.8]$$

$$R_x = (I_r * \alpha + W_i * e) / r_d \quad [3.9]$$

En el caso de la rueda impulsada con velocidad constante, la fuerza F_{ir} y el torque T_{ir} son iguales a cero.

Entonces se tiene el siguiente sistema de ecuaciones:

$$\begin{aligned} F_h - R_x &= 0 \\ W_i - R_y &= 0 \\ R_x * r_d - R_y * e &= 0 \end{aligned} \quad [3.10]$$

En este caso la línea de acción de la resultante de la reacción del camino pasará por el centro O .

De las ecuaciones 3.6, después de manipulaciones algebraicas se obtiene:

$$R_x = F_f = W_i * (e/r_d) \quad [3.11]$$

La relación e/r_d se define como el coeficiente de resistencia al rodamiento y se designa por f .

Debido a que:

$$R_x = F_h \quad [3.12]$$

el coeficiente f se puede definir como la relación:

$$f = e/r_d = F_h/W_i \quad [3.13]$$

Si se sustituye 3.13 en 3.11, se tiene:

$$R_x = F_f = W_i*(e/r_d) = W_i* f \quad [3.14]$$

3.3.2 Rueda motriz.

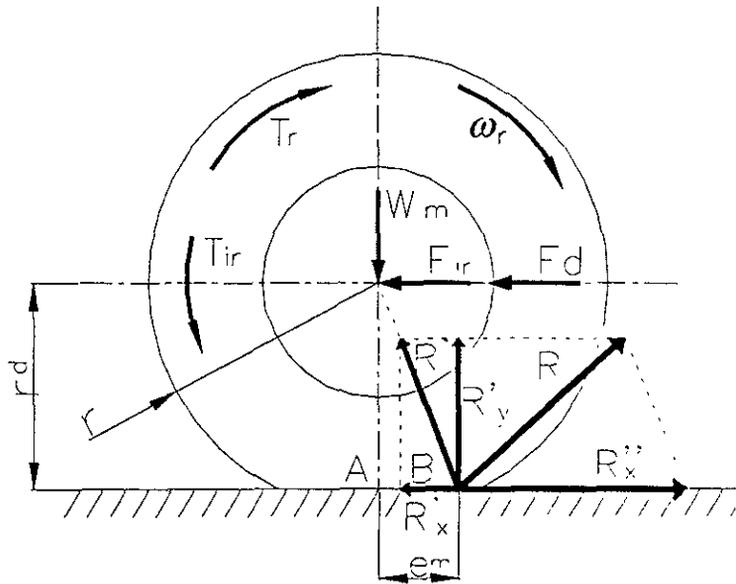


Figura 3.5 *diagrama de cuerpo libre de una rueda motriz.*

En la figura 3.5 se muestra una rueda motriz moviéndose sobre un camino rígido, señalándose las fuerzas y pares que actúan sobre la misma durante su movimiento, siendo:

- W_m Carga vertical sobre la rueda motriz, la cual considera también su propio peso.
- F_d Fuerza de arrastre.
- F_{ir} Fuerza de inercia de la rueda debida al movimiento no uniforme de la misma.
- T_r Torque motor de la rueda.
- T_{ir} Torque debido a la inercia de la rueda, en el caso de movimiento no uniforme de esta.
- R Reacción del camino.

La reacción del camino sobre la rueda motriz está representada por la fuerza R , la cual se puede descomponer en dos componentes, una radial R'_x y una paralela al camino R''_x . La primera es la relación del camino en el caso en que no actuara sobre la rueda el

torque motor, siendo el caso analizado anteriormente. La segunda componente, R''_x , es la debida al torque motor aplicado a la rueda motriz. Esta reacción se llama "fuerza tractiva" y se designa por el símbolo F_t .

La reacción R' se puede descomponer en dos componentes:

1. La reacción vertical R'_y .
2. La reacción horizontal R'_x , la cual como se sabe es la resistencia al rodamiento $F_f = W * f$.

Realizando suma de fuerzas horizontales:

$$-F_d - R'_x + R''_x = m_r * a_r \quad [3.15]$$

pero

$$-F_d - R'_x + R''_x = F_{ir} \quad [3.16]$$

Realizando suma de fuerzas verticales:

$$W_m - R'_y = 0 \quad [3.17]$$

Realizando suma de momentos con respecto al punto O :

$$T_r - R''_x * r_d = T_{ir} \quad [3.18]$$

El momento de la reacción R' , el cual se compone de los momentos producidos por R'_x y R'_y , es igual a cero, ya que la línea de acción de R' pasa por O . A partir de esta condición se puede determinar el coeficiente f .

$$R'_x * r_d = R'_y * e_m$$

como $R'_x = F_f$ y $R'_y = W_m$, se obtiene:

$$f = (F_f / W_m) = (e_m / r_d)$$

Este coeficiente involucra la deformación del neumático, como puede observarse, si aumenta el valor del radio dinámico r_d el neumático estará menos deformado y el coeficiente f disminuye. Si disminuye el valor del radio dinámico el neumático estará más deformado y el coeficiente f aumenta. A su vez, el valor del radio dinámico depende de otros factores como: la presión dentro del neumático y el material de este.

Despejando a R''_x de 3.15 y sustituyendo a 3.14:

$$R''_x = m_r * a_r + F_d + W * f \quad [3.19]$$

despejando a R''_x de 3.18 y sustituyendo a 3.2:

$$R''_x = F_t = (T_r - T_{ir}) / r_d$$

$$R''_x = F_t = (T_r - I_r \cdot \alpha) / r_d \quad [3.20]$$

sustituyendo 3.20 en 3.15, y despejando a R'_x :

$$R'_x = -m_r \cdot a_r + (T_r - I_r \cdot \alpha) / r_d - F_d \quad [3.21]$$

por la ecuación 3.14:

$$F_f = -m_r \cdot a_r + (T_r - I_r \cdot \alpha) / r_d - F_d \quad [3.22]$$

Si de la ecuación 3.22 despejamos a T_r y multiplicamos por ω_r , se obtiene:

$$T_r \cdot \omega_r = F_f \cdot r_d \cdot \omega_r + I_r \cdot \alpha \cdot \omega_r + m_r \cdot a_r \cdot r_d \cdot \omega_r + F_d \cdot r_d \cdot \omega_r \quad [3.23]$$

Si el movimiento de la rueda se realiza sin patinaje ni deslizamiento, $r_d \cdot \omega_r$ es la velocidad de avance de la rueda V . Por lo tanto:

$$T_r \cdot \omega_r = F_f \cdot V + I_r \cdot \alpha \cdot \omega_r + m_r \cdot a_r \cdot V + F_d \cdot V \quad [3.24]$$

Donde:

- $T_r \cdot \omega_r$ Potencia motriz, entregada en el eje de la rueda.
- $F_f \cdot V$ Potencia que se pierde en la deformación del neumático y en vencer las fuerzas de fricción que surgen entre el neumático y el camino. Esta es la potencia consumida en vencer la resistencia al rodamiento.
- $I_r \cdot \alpha \cdot \omega_r$ Potencia consumida en vencer la inercia de rotación de la rueda.
- $m_r \cdot a_r \cdot V$ Potencia consumida en vencer la inercia de traslación de la rueda.
- $F_d \cdot V$ Potencia consumida en vencer el arrastre del aire.

El coeficiente de resistencia al rodamiento f puede ser determinado por los siguientes factores:

- La relación entre la distancia del punto de aplicación de la reacción del camino y el eje vertical de la rueda e , y el radio dinámico r_d .
- La relación entre la fuerza de resistencia al rodamiento F_f y la carga vertical aplicada en el centro de la rueda.

Lo anterior nos muestra que:

- El coeficiente de resistencia al rodamiento depende de las condiciones de trabajo de la rueda, del diseño del neumático y del tipo de camino. Tabla 3.1.
- El coeficiente de resistencia al rodamiento puede determinarse investigando el valor de la fuerza de resistencia al rodamiento conociendo la carga vertical aplicada a la rueda.

Las condiciones de trabajo de una rueda son:

- La presión de aire en el neumático
- El valor del par transmitido por la rueda.
- La velocidad de movimiento de la rueda.
- La carga vertical aplicada sobre la rueda.
- El tipo de camino por el que se desplaza la rueda y su estado.
- El material del neumático y su estado.

Tipo de camino	Valores medios del coeficiente f	
	En buen estado	En mal estado
hormigón, asfalto	0.010-0.017	-
adoquines	0.012-0.020	0.020-0.032
apisonado	0.014-0.025	0.025-0.050
adoquines con piedras naturales	0.014-0.026	0.026-0.060
nevado	0.018-0.032 duro	0.027-0.040 blando
tierra suelta	0.022-0.050 dura	0.050-0.138 suelta
arena	0.100-0.150 húmeda	0.150-0.300seca

Tabla 3.1 valores medios del coeficiente de resistencia al rodamiento del automóvil en función del tipo de camino y su estado. [Ref. 3]

La determinación de la influencia de todos los factores que afectan los valores de e , e_m y r_a y, por lo tanto, el coeficiente de resistencia al rodamiento, es prácticamente imposible. Debido a esto, el coeficiente de resistencia al rodamiento se determina por métodos experimentales o en pruebas de carretera. Una forma sencilla para conocer este valor, y si no se requiere de gran precisión, es:

- 1) Medir la fuerza vertical que actúa sobre la rueda, la que incluye el peso propio (W_v).
- 2) Aplicar una fuerza a la rueda por medio de un dinamómetro, de forma que se produzca un movimiento de avance (F_f).
- 3) Tomar la lectura del valor de fuerza que produce el movimiento (F_f).
- 4) Realizar el cociente de F_f entre W_v que será igual a el coeficiente f .

La dependencia entre el valor del coeficiente de resistencia al rodamiento de un neumático y la velocidad del mismo se determina mediante diversas ecuaciones empíricas. Una de ellas es [Ref. 3]:

$$f = (1/P^{0.64}) * [0.02 + (V^{3.7}/(P^{1.44} * 142 \times 10^7))] \quad [3.25]$$

Donde:

P Presión absoluta de aire en el neumático [kg/cm²].

V Velocidad lineal del vehículo [km/h].

3.4 Dinámica del vehículo

Se analizará el caso en que un vehículo se mueve por una pendiente con movimiento acelerado, en la figura 3.6 se muestra el diagrama de cuerpo libre donde se muestra esta situación con las fuerzas y momentos que actúan sobre dicho vehículo.

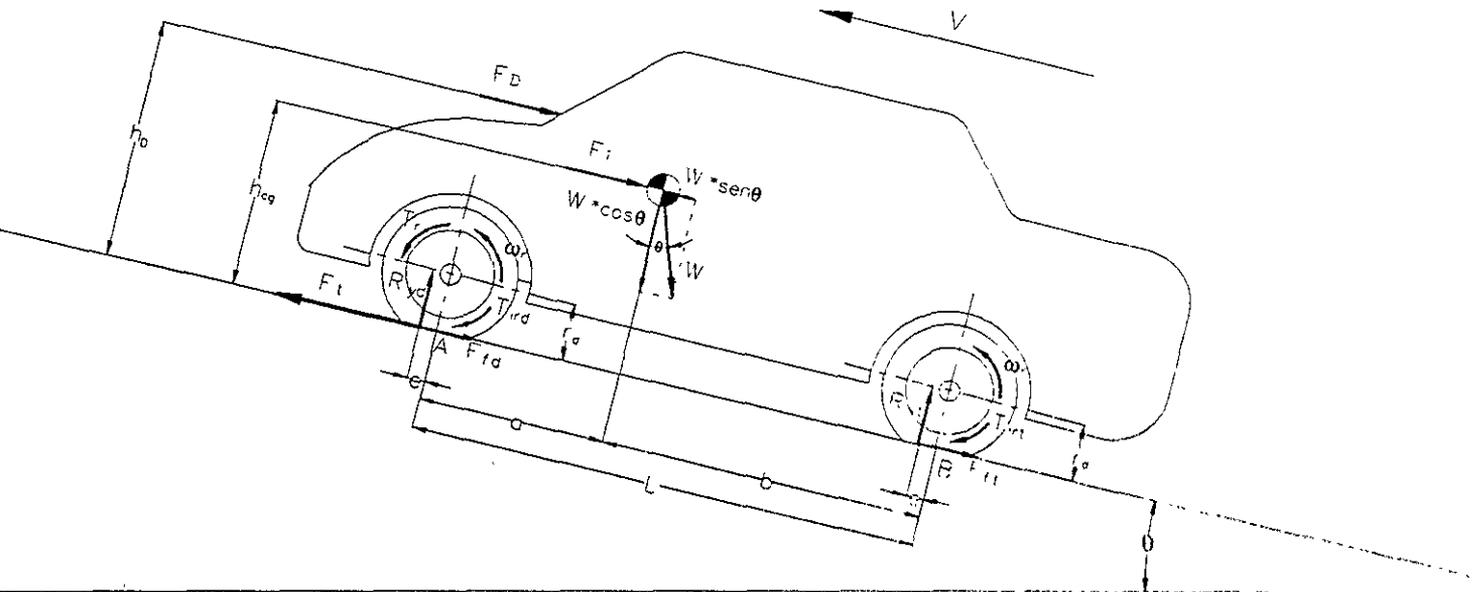


Figura 3.6 Diagrama de cuerpo libre de un vehículo en movimiento sobre una pendiente.

- W Peso total del vehículo. Se ha descompuesto en componentes paralelas y perpendiculares al camino.
- a, b, h_{cg} Coordenadas del centro de gravedad del vehículo.
- R_{yd}, R_{yt} Reacciones perpendiculares al camino que actúan sobre las ruedas delanteras y traseras, respectivamente.
- F_{td}, F_{tr} Fuerzas de resistencia al rodamiento de las ruedas delanteras y traseras, respectivamente.
- F_D Fuerza resultante de la resistencia del aire.
- h_D Coordenada que determina la posición de la fuerza de resistencia del aire
- F_i Fuerza total de inercia. Esta existe en el caso del movimiento acelerado del vehículo.

r_d	Radio dinámico de las ruedas.
ω_r	Velocidad angular de las ruedas.
F_t	Fuerza tractiva.
θ	Ángulo de inclinación del camino.

Realizando suma de fuerzas en dirección del movimiento:

$$F_t - F_{fd} - F_{ft} - F_D - W \text{sen}\theta = F_i \quad [3.24]$$

Despejando a F_i :

$$F_i = F_t + F_{fd} + F_{ft} + F_D + W \text{sen}\theta \quad [3.25]$$

Si se considera que las ruedas delanteras se diferencian en poca magnitud de las traseras, como se verá, entonces se tiene:

$$F_i = F_t + F_f + F_D + W \text{sen}\theta \quad [3.26]$$

Por lo tanto, es necesario determinar las expresiones del lado derecho de la igualdad.

3.4.1 Fuerza de inercia como resistencia al movimiento.

La fuerza de inercia actúa sobre el vehículo cuando el movimiento del vehículo no es uniforme, es decir, cuando $dV/dt \neq 0$.

El movimiento de las masas del vehículo solo puede ser de dos tipos, de traslación o de rotación. Debe clasificarse el movimiento de estas masas durante el avance del vehículo con lo que se tendrán expresiones para la inercia de traslación y para la de rotación. La fuerza de inercia que se relaciona con la traslación durante el movimiento del vehículo a una velocidad $V(t)$ se representa por F_i^t y se determina por:

$$F_i^t = (W/g)(dV/dt) \quad [3.27]$$

En la expresión para F_i^t , el peso W es el peso total del vehículo porque todo el vehículo esta en traslación.

Las masas del vehículo que además de encontrarse en traslación realizan movimientos de rotación, se encuentran en el mecanismo biela-manivela del motor, en el sistema de transmisión y en las ruedas

La relación de transmisión en el sistema de transmisión de un vehículo se considera como la relación entre las velocidades angulares de la pieza impulsada con respecto a la impulsora. La relación de transmisión total i_t del sistema de transmisión del sistema de transmisión del vehículo se determina por la siguiente ecuación:

$$i_t = \omega_r / \omega \quad [3.28]$$

Donde:

- ω_r Velocidad angular de las ruedas del vehículo.
- ω Velocidad angular del cigüeñal del motor.

En el sistema de transmisión clásico de un vehículo i_t es menor que la unidad.

Los momentos de inercia de las partes en rotación, son:

- I_m Momento de inercia de las masas del mecanismo biela-manivela [$\text{kg} \cdot \text{s}^2$].
- I_{rd}, I_{rt} Momentos de inercia de las ruedas delanteras y traseras, respectivamente [$\text{kg} \cdot \text{seg}^2$].
- I_k Momento de inercia de una parte cualquiera k del sistema de transmisión con respecto a su propio eje de giro [$\text{kg} \cdot \text{seg}^2$].

$$i_k = \omega_r / \omega_k \quad [3.29]$$

- ω_k Velocidad angular de una parte k en el sistema de transmisión.
- F_i Fuerza total de inercia del vehículo.

El torque de inercia debido al movimiento de rotación de las masas del motor, al ser reducido al eje de las ruedas motrices sustituyendo ω de la expresión 3.28, es:

$$T''_i = (I_m / i_t^2) (d\omega_r / dt) \quad [3.30]$$

La fuerza en la periferia de la rueda, equivalente a este momento es:

$$F''_i = T''_i / r_d = (1 / r_d) (I_m / i_t^2) (d\omega_r / dt) \quad [3.31]$$

El torque debido a la inercia de las masas del sistema de transmisión con movimiento rotacional, así como el de las ruedas es:

$$T'''_i = (I_{rd} + I_{rt}) (d\omega_r / dt) + (d\omega_r / dt) * \sum_{k=0}^n (I_k / i_k^2) \quad [3.32]$$

La fuerza en la periferia de la rueda equivalente a este par es:

$$F'''_i = T'''_i / r_d = (1 / r_d) (d\omega_r / dt) (I_{rd} + I_{rt} + \sum_{k=0}^n (I_k / i_k^2)) \quad [3.33]$$

Dado que la dirección de todas las fuerzas de inercia es la misma, se pueden sumar algebraicamente, y de esa forma se obtiene la fuerza de inercia F_i

$$F_i = F'_i + F''_i + F'''_i \quad [3.34]$$

sustituyendo en (3.34) las ecuaciones (3.27), (3.31), (3.33) y haciendo

$$d\omega_r/dt = (1/r_d)(dV/dt) \quad [3.35]$$

Se obtiene:

$$F_i = (dV/dt) \left[W/g + (1/r_d^2)(I_m/i_k^2) + (I_{rd} + I_{rt} + \sum_{k=0}^n I_k/i_k^2)(1/r_d^2) \right] \quad [3.36]$$

Definiendo:

$$\delta = 1 + (1/r_d^2)(I_m/i_k^2)(g/W) + (1/r_d^2)(I_{rd} + I_{rt} + \sum_{k=0}^n I_k/i_k^2)(g/W) \quad [3.37]$$

Se obtiene:

$$F_i = (W/g) * \delta * (dV/dt) \quad [3.38]$$

El parámetro δ se denomina como el “coeficiente de las masas reducidas”. Durante la aceleración cuando el sistema de transmisión esta conectado al motor, deben considerarse todos los términos de la ecuación 3.37. La ecuación 3.38 permite determinar la fuerza total de inercia del vehículo.

Si el frenado se realiza con el sistema de transmisión conectado, también se deben considerar todos los términos. Pero si se realiza con el sistema de transmisión desconectado, entonces no intervendrá la inercia rotacional del mecanismo biela-manivela, y el coeficiente de las masas reducidas se determina con la ecuación:

$$\delta_2 = 1 + (1/r_d^2)(I_{rd} + I_{rt} + \sum_{k=0}^n I_k/i_k^2)(g/W) \quad [3.39]$$

Para calcular este coeficiente de las masas reducidas, también es posible utilizar una ecuación experimental. Puesto que no es sencillo el cálculo de este coeficiente o en ocasiones no es posible calcularlo, por ejemplo, en la etapa de diseño. La ecuación experimental que aquí se propone es[Ref 3]:

$$\delta_{exp} = 1.04 + A/i_{cv}^2 \quad [3.40]$$

donde:

δ_{exp} Coeficiente de las masas reducidas para una relación de transmisión conectada en la caja de velocidades i_{cv} .

- A Constante numérica con un valor en el rango (0.04 – 0.06).
- i_{cv} Valor de la relación de transmisión en la caja de velocidades para la marcha realizada.

En la tabla 3.2 se muestran algunos valores de este coeficiente.

Automóvil	Marcha	
	Directa	Reducida
Ligeros	1.05-1.08	1.3-2.3
Omnibus y camiones	1.06-1.12	2.3-3.6

Tabla 3.2 Valores típicos del coeficiente δ [Ref. 3].

3.4.2 Resistencia al rodamiento.

La suma de las fuerzas de resistencia al rodamiento y la debida a la inclinación del camino se denomina “resistencia del camino”. La fuerza de resistencia al rodamiento se puede calcular de la siguiente ecuación:

$$F_f = W \cdot f \tag{3.41}$$

Donde:

- F_f Resistencia del camino.
- W Peso del vehículo.
- f Coeficiente de resistencia al rodamiento = e_m/r_d .

Si las ruedas delanteras se diferenciaron de las traseras en tamaño, presión, etc., entonces se tendría lo siguiente:

$$F_{fd} = W_d \cdot f_d \quad F_{ft} = W_t \cdot f_t \tag{3.42}$$

$$F_f = F_{fd} + F_{ft} \tag{3.43}$$

Donde:

- W_d, W_t Partes del peso que soportan las ruedas de los ejes delantero y trasero.
- f_d, f_t Coeficientes de resistencia al rodamiento de las ruedas delanteras y traseras, respectivamente.

La aplicación de las ecuaciones 3.42 y 3.43 para los cálculos de la resistencia total al rodamiento de las ruedas del automóvil se recomienda cuando las del eje delantero se diferencian de las ruedas del eje trasero, por ejemplo, por la medida, la presión de inflado, etc. En los automóviles donde se puede suponer que todas las ruedas tienen la misma medida y la presión de inflado en los neumáticos se diferencia en poca magnitud, se considera que para los cálculos de la resistencia al rodamiento se utiliza la ec 3.41.

En el caso del movimiento del automóvil sobre una pendiente, como se muestra en la figura 3.6, la fuerza total de resistencia al rodamiento se determina por la ecuación:

$$F_f = (W \cos \theta) * f \quad [3.44]$$

Si el movimiento del automóvil se realiza sobre un camino horizontal, el coseno del ángulo será uno.

Además, sabemos de 3.13, que f es igual al cociente entre F_f y W , por lo que si es posible aplicarle una fuerza al vehículo y medirla con un dinamómetro, y conociendo el peso del vehículo, solo será necesario realizar la división.

La componente del peso W paralela al camino se denomina “fuerza de resistencia debida a la inclinación F_α ”. Si el ángulo de inclinación del camino es θ , esta resistencia está dada por la siguiente expresión:

$$F_\alpha = W \cdot \text{sen} \theta \quad [3.45]$$

Mediante las ecs 3.44 y 3.45 se obtiene la ecuación general de la resistencia del camino F_c , la cual es:

$$F_c = W(f \cos \theta + \text{sen} \theta) \quad [3.46]$$

3.4.3 Resistencia del aire.

Sobre la superficie exterior del automóvil, el cual se mueve en la atmósfera terrestre, actúa una fuerza de resistencia debida al aire llamada “arrastre”. Esta fuerza es la resultante de las fuerzas normales y tangenciales que actúan sobre la superficie total del automóvil. La fuerza de arrastre del aire F_D se calcula en la dirección del movimiento del automóvil y su sentido es contrario al de la velocidad del mismo. Por lo tanto, para diferenciarla de las otras fuerzas que la componen, se dice que la fuerza F_D es la resistencia frontal del aire, expresándose por la siguiente expresión:

$$F_D = C_D * (\rho/2) * A * (V/3.6)^2 \quad [3.47]$$

Donde:

- F_D Fuerza de arrastre, expresada en N.
- C_D Coeficiente de resistencia frontal del aire.
- ρ Densidad del aire, en kg/m^3 .
- V Velocidad del automóvil, en $[\text{km/hr}]$.
- A Área de la proyección del vehículo sobre un plano perpendicular a su eje longitudinal, en m^2 .

Para las condiciones atmosféricas de $P_0 = 760\text{mm}$ de Hg y $T_0 = 15^\circ\text{C}$,

$$\rho/2 = 0.0127 \text{ (kg/m}^3\text{)} \quad [3.48]$$

Para el caso en que las condiciones atmosféricas por donde se mueva el vehículo sean muy diferentes a las expresadas anteriormente, es necesario modificar el valor $\rho/2$ en la expresión 3.47, quedando:

$$\rho/2 = P'_0/(574*T'_0) \quad [3.49(a)]$$

Donde:

P'_0 Presión absoluta, debe estar en Pa.

T'_0 Temperatura absoluta, en K.

$$\rho/2 = P'_0/(4.3*(273 +T'_0)) \quad [3.49(b)]$$

Donde:

P'_0 Presión absoluta, en mm de Hg.

T'_0 Temperatura, en °C.

Si se sustituyen los valores con las unidades mencionadas, el resultado estará en $[\text{kg}/\text{m}^3]$.

La fuerza de arrastre actúa sobre el automóvil en la proyección de su centro de gravedad en el área frontal A.

El área A se puede calcular por medio de la siguiente ecuación:

$$A = m*B*H \quad [3.50]$$

Donde:

m Coeficiente de llenado del área (0.7-0.85)

B Ancho del automóvil, según la fig. 3.7

H Altura máxima del automóvil.

El coeficiente m surge debido a que el área proyectada no llena completamente el cuadrado B*H.

El coeficiente de arrastre C_D se determina experimentalmente. Las investigaciones para calcular este coeficiente pueden realizarse de diferentes formas. Una de éstas es por medio de la investigación de modelos a escala en un túnel aerodinámico. Se miden la fuerza total frontal F_D y la velocidad del aire. Conociendo las dimensiones del modelo y por medio de la ecuación 3.47, se determina el coeficiente C_D .

Otro método de realización de las investigaciones para la determinación del coeficiente C_D es mediante pruebas de carretera. Una de ellas se basa en la rodadura libre del automóvil. Calculando por medio de los resultados de pruebas de carretera el valor del coeficiente C_D se obtienen siempre errores mayores, y por esto, para determinar el coeficiente C_D con aproximación se realizan las investigaciones en túneles aerodinámicos

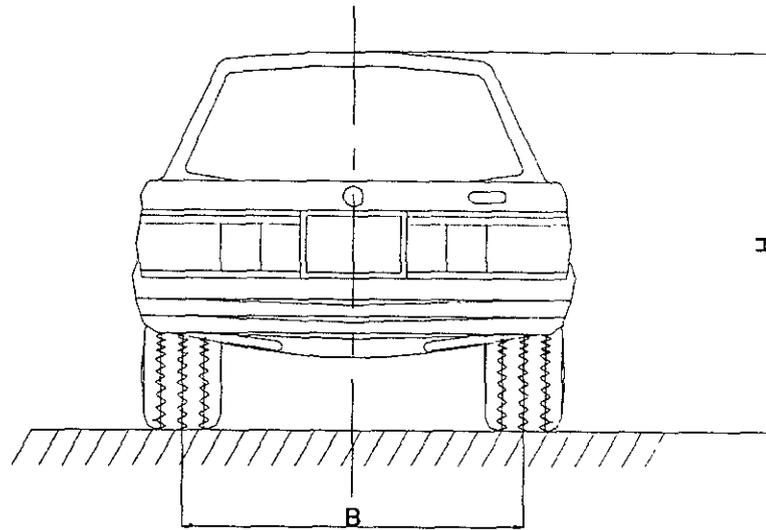


Figura 3.7

En la figura 3.8 se muestran algunos valores del coeficiente de arrastre C_D para diferentes formas de carrocería, aunque es común que los fabricantes de automóviles proporcionen este dato en las especificaciones del vehículo.

Como puede apreciarse en la expresión 3.47, la resistencia del aire F_D es proporcional al cuadrado de la velocidad del vehículo. Dado que la velocidad del aire ambiente es diferente de cero siempre, debe realizarse una suma vectorial entre dirección de la velocidad del vehículo y la del aire, después obtener la magnitud de la resultante, y este será el valor que deberá sustituirse en 3.47. Esto en caso de que se requiera gran exactitud en los cálculos, en caso contrario es posible considerar a la velocidad del aire como cero [Ref. 3].

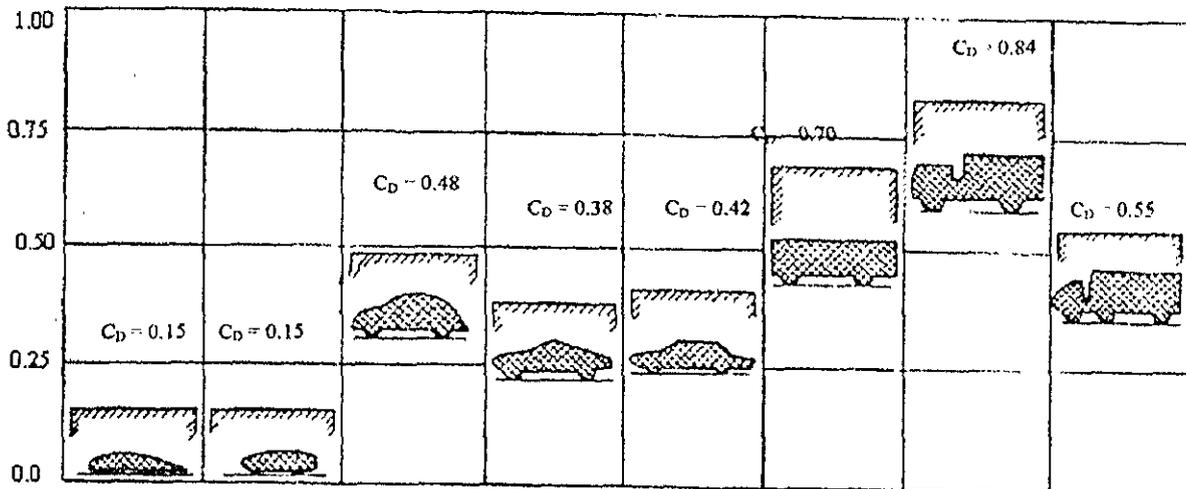


Figura 3.8 Coeficientes de arrastre para diferentes geometrías de vehículos. Ref. [4]

“Para velocidades bajas, el valor de la fuerza de resistencia del aire puede ser omitido en el balance general de las resistencias al movimiento. Para los vehículos ligeros la resistencia al aire F_D posee valores apreciables a partir de velocidades superiores a 50 [km/h]. En los vehículos pesados este valor de velocidad es inferior, aproximadamente a 40 [km/h].

3.4.4 Reacciones perpendiculares al camino.

La reacción del camino es la que ejerce el piso sobre las ruedas del vehículo, y esta es diferente para las ruedas motrices que para las impulsadas. Para los automóviles de dos ejes, sobre las ruedas motrices actúa la reacción R_{cm} y sobre las ruedas impulsadas actúa R_{ci} . Dado que las ruedas motrices pueden ser las delanteras o traseras, es preferible determinar las reacciones en términos de la posición de las ruedas, es decir, R_{yd} y R_{yt} .

La reacción normal del camino, que actúa sobre cada rueda, es igual al peso que actúa sobre cada una.

$$R_{yd} = W_d \quad [3.51]$$

$$R_{yt} = W_t \quad [3.52]$$

Donde:

W_d Peso sobre las ruedas delanteras

W_t Peso sobre las ruedas traseras.

Estas reacciones se pueden determinar a partir de las condiciones de equilibrio de las fuerzas y momentos que actúan sobre el automóvil, figura 3.6. Si se realiza suma de fuerzas normales, se obtiene:

$$R_{yd} + R_{yt} = W_d + W_t = W \cos \theta \quad [3.53]$$

Para calcular la magnitud de las reacciones R_{yd} y R_{yt} se puede suponer que $e_d = e_t = 0$, ya que el traslado de las reacciones con relación a los ejes verticales de las ruedas es pequeño, en comparación con las coordenadas a y b , y el resto de las dimensiones del automóvil. Realizando suma de momentos con respecto al punto A, se obtiene:

$$R_{yt} = [W(h_{cg} \sin \theta + a \cos \theta) + F_D h_D + F_i h_{cg}] / L \quad [3.54]$$

Realizando suma de momentos con respecto al punto B o utilizando la ec. 3.53 se puede calcular la reacción normal del camino R_{yd} .

$$R_{yd} = W \cos \theta - [W(h_{cg} \sin \theta + a \cos \theta) + F_D h_D + F_i h_{cg}] / L \quad [3.55]$$

3.4.5 Fuerza tractiva.

La fuerza tractiva es la componente de la reacción del camino paralela al mismo y que actúa en la rueda motriz. Es ésta la fuerza que provoca el movimiento de avance del automóvil. La magnitud de esta fuerza se puede calcular por medio de la siguiente expresión:

F_t = T_m / r_d [3.56]

Donde:

- T_m Torque motor
r_d Radio dinámico

El par motor puede calcularse por:

T_m = T(eta*eta_s / i_t) [3.57]

Donde:

- eta Eficiencia total del sistema de transmisión.
eta_s Eficiencia del patinaje.
i_t Relación de transmisión total del sistema de transmisión.
T Torque entregado por el motor.

3.4.6 Fuerza de adherencia.

La fuerza de adherencia es el producto de la carga vertical sobre las ruedas delanteras o traseras y el coeficiente de fricción estática.

La fuerza de adherencia es la máxima fuerza tangencial que puede transmitir la rueda al camino. Las ecuaciones que determinan la fuerza de adherencia de las ruedas del automóvil, son:

- para las ruedas motrices:

F_am = W_fm * mu [3.58]

- para las ruedas impulsadas:

F_ai = W_fi * mu [3.59]

El movimiento con rodadura pura de la rueda impulsada solamente es posible si el valor de la fuerza P que lo origina cumple la condición:

P <= F_ai = W_fi * mu

En el caso contrario ocurre el deslizamiento.

Algo similar ocurre con la rueda motriz. La máxima fuerza tractiva F_t que puede transmitirse hacia el camino debe cumplir que:

$$F_t \leq F_{am} = W_{rm} * \mu$$

Cuando esta condición no ocurre se presenta el patinaje de la rueda.

La magnitud del coeficiente de fricción estática (también conocido como coeficiente de adherencia) de una rueda elástica con el camino depende de los siguientes factores:

- Tipo de camino y su estado.
- Tipo de neumático y estado de su banda de rodamiento.
- Presión del aire en el neumático.
- Velocidad de movimiento de la rueda.
- Patinaje de la rueda al moverse.

Los primeros dos factores no exigen de explicación.

La disminución de la presión del aire en el neumático provoca el aumento del área de contacto entre la rueda y el camino y, en consecuencia la disminución de la fuerza tangencial a la rueda. Esto produce un aumento del valor del coeficiente.

El aumento de la velocidad del movimiento de las ruedas provoca el aumento de la temperatura del neumático, lo que causa el cambio del coeficiente.

Con el aumento del patinaje de la rueda en su movimiento, el coeficiente aumenta al inicio, llegando a su máximo valor con algún valor del patinaje y luego disminuye.

En la práctica, se utilizan valores del coeficiente aproximados, determinados mediante investigaciones experimentales. En la siguiente tabla se dan algunos valores típicos de este coeficiente:

Tipo de camino	Valores de μ máx.	
	Estado del camino	
	seco	mojado
Asfalto, hormigón	0.7-0.8	0.3-0.4
Adoquinado con piedras	0.6-0.7	0.3-0.4
Terraplén	0.5-0.6	0.3-0.4
Nevado	0.2-0.35	

Tabla 3.2 Valores de μ . Ref. [3]

Es importante notar que, al superar la fuerza tractiva el valor de la fuerza de adherencia, se produce el patinaje de las ruedas motrices. Por esto no se recomienda el aumento de la fuerza tractiva por encima de la fuerza de adherencia.

3.5 Cálculo de la Potencia necesaria.

Sustituyendo en la ecuación 3.26 las ecuaciones 3.38, 3.44 y 3.47, obtenemos:

$$F_t = (W/g) \cdot \delta \cdot (dV/dt) + (W \cos \theta) \cdot f + C_D \cdot (\rho/2) \cdot A \cdot (V/3.6)^2 + W \sin \theta \quad [3.60]$$

Si multiplicamos ambos miembros de la ec 3.60 por V, obtenemos.

$$N_t = (W/g) \cdot \delta \cdot (dV/dt) \cdot V + (W \cos \theta) \cdot f \cdot V + C_D \cdot (\rho/2) \cdot A \cdot (V/3.6)^2 \cdot V + (W \sin \theta) \cdot V \quad [3.61]$$

Donde:

N_t	Potencia tractiva, necesaria para producir el movimiento de avance
$(W/g) \cdot \delta \cdot (dV/dt) \cdot V$	Potencia para vencer la inercia del vehículo.
$(W \cos \theta) \cdot f \cdot V$	Potencia que se pierde en la deformación de las ruedas y la fricción.
$C_D \cdot (\rho/2) \cdot A \cdot (V/3.6)^2 \cdot V$	Potencia necesaria para vencer la resistencia del aire.
$(W \sin \theta) \cdot V$	Potencia necesaria para subir por la pendiente.

Esta última expresión es indispensable para el cálculo de los volantes de inercia, el cual se analizará en el capítulo 5. Para este cálculo se necesita también un análisis dinámico del dinamómetro, el cual se realizará en el próximo capítulo.

CAPÍTULO 4 ANÁLISIS DINÁMICO DEL DINAMÓMETRO DE CHASIS DEL L.C.E.

4.1 Introducción.

El análisis dinámico del dinamómetro nos dará información con la cual se pretende adecuar las condiciones para simular el comportamiento dinámico de un vehículo con un ciclo de manejo, en donde con una carga de camino (ésta es generada por la PAU y UVI) se pretende reproducir las condiciones de funcionamiento bajo las cuales se encuentra operando normalmente.

Algunas pruebas requieren someter al vehículo a diferentes condiciones de trabajo, por ejemplo, seguir un ciclo de manejo. Para esto el conductor deberá seguir una gráfica donde se muestra la velocidad en función del tiempo, como la que se ilustra en la figura 4.1, por lo que el conductor deberá acelerar, desacelerar o mantener velocidad constante, según lo requiera la gráfica. Estos estados de aceleración y desaceleración son los que determinan o justifican el uso de la UVI.

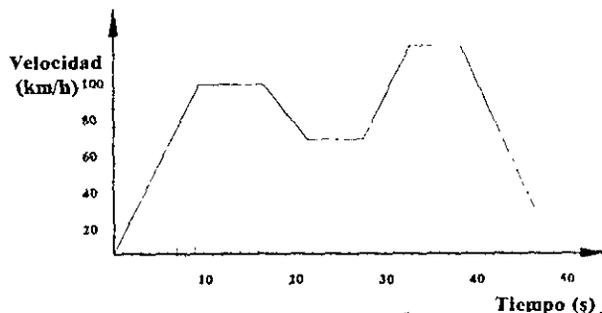


Figura 4.1 Gráfica a seguir en una prueba para un vehículo ligero

La inercia necesaria para el ensayo o prueba se calculará en función de la potencia necesaria para las condiciones específicas del vehículo. este cálculo se dejará para el próximo capítulo, por lo pronto nos enfocaremos al análisis de las fuerzas que actúan en el dinamómetro, como es sabido las fuerzas son cantidades vectoriales, es decir, hay que determinar o saber la localización de tales fuerzas, para esto, requerimos conocer la disposición del vehículo con respecto al dinamómetro como se ilustra en la figura 4.2.

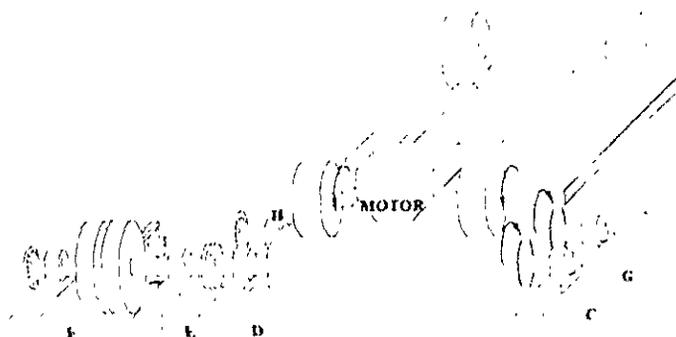


Figura 4.2 Disposición de vehículo y dinamómetro.

4.2 Análisis de fuerzas ejercidas por el vehículo sobre el dinamómetro.

El propósito de éste análisis es el de encontrar las fuerzas aplicadas por el vehículo hacia el dinamómetro, en la figura 4.3. se muestran las dimensiones principales del vehículo, así como su posición respecto a los rodillos .

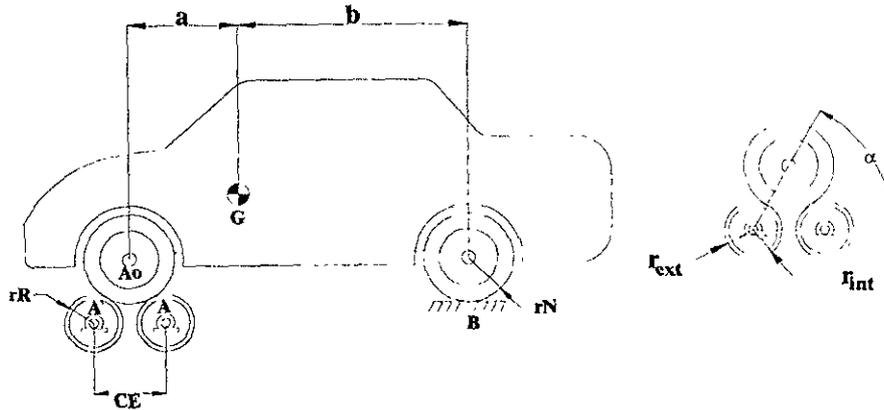


Figura 4.3 Dimensiones principales del vehículo y su posicionamiento con respecto al dinamómetro.

Donde:

CE Distancia entre centros de los ejes de los rodillos.

α Ángulo formado entre la línea que une los centros de los ejes de los rodillos y la línea que forma el eje del rodillo y el eje de la rueda.

En la figura 4.4, se muestra el diagrama de cuerpo libre donde se indican todas las fuerzas (externas y reacciones).

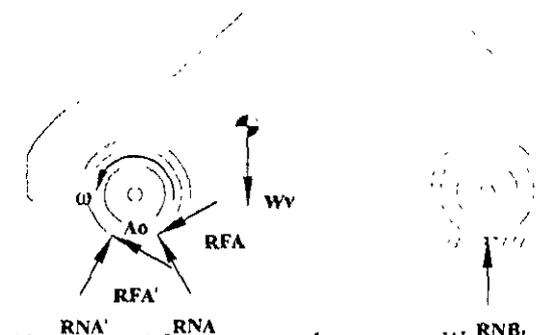


Figura 4.4 Diagrama de cuerpo libre del vehículo.

Donde de la figura 4.4

W_v Peso del vehículo [N].

RN_B Resultante de las reacciones normales en B [N].

$RN_{A'}$ Resultante de las reacciones normales en A' [N].

RN_A Resultante de las reacciones normales en A [N].

$RF_{A'}$ Resultante de las fuerzas de fricción en A' [N].

RF_A Resultante de las fuerzas de fricción en A [N].

Para encontrar las reacciones normales, vamos a utilizar las ecuaciones de equilibrio estático, es decir :

$$\Sigma M_{A_0} = 0 \tag{4.1}$$

$$\Sigma F_{\text{vert}} = 0 \tag{4.2}$$

Sí bien es cierto que la suma de momentos con respecto a A_0 no es precisamente cero, ya que las fuerzas de fricción provocan un momento, pero éste es contrarrestado por el par que aplica el sistema de transmisión a las ruedas (no ilustrado), para este caso solo nos interesa saber las reacciones en A y A', que vienen a ser cargas radiales para los ródillos.

$$\Sigma M_{A_0} = RN_B(a + b) - W_V(a) = 0$$

despejando RN_B

$$RN_B = W_V(a) / (a + b) \tag{4.3}$$

Realizando la suma de fuerzas verticales e igualándolas a cero tenemos:

$$\Sigma F_{\text{vert}} = RN_{A_0} + RN_B - W_V = 0$$

despejando RN_{A_0}

$$RN_{A_0} = W_V - RN_B \tag{4.4}$$

Donde:

RN_{A_0} Fuerza normal que se aplicaría en A_0 para mantener el equilibrio de fuerzas.

Si $a = 1/3$ y $b = 2/3$ de la longitud entre los ejes, entonces $RN_{A_0} = (2/3) * W_V$.

En la figura 4.5 se muestra el diagrama de fuerzas. Se debe satisfacer la siguiente expresión:

$$RN_{A_0} = RN_A + RN_{A'} \tag{4.5}$$

Separando en sus componentes horizontal y vertical tenemos:

$$\text{C. horizontales} \quad 0 = RN_A \cos \alpha - RN_{A'} \cos \alpha \tag{4.6}$$

$$\text{C. verticales} \quad RN_{A_0} = RN_A \sin \alpha + RN_{A'} \sin \alpha \tag{4.6'}$$

De la ecuación 4.6 y de 4.6' se tiene:

$$RN_A = RN_{A'} = RN_{A_0} / (2 * \sin \alpha) \tag{4.7}$$

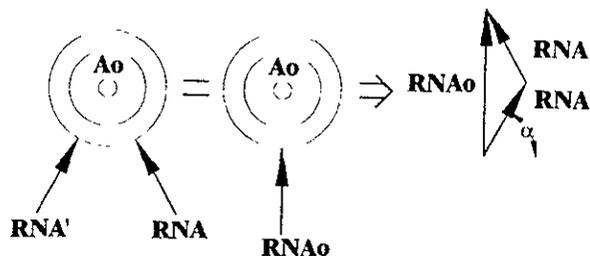


Figura 4.5 Diagrama de fuerzas en las ruedas delanteras

Dado que el problema es tridimensional, el valor de la normal en cada rueda es la mitad del valor calculado con la expresión anterior. Además cada una de estas fuerzas tendrá un punto de aplicación* específico, por lo que las designaremos como:

- N_{Ad} Fuerza normal en A en la rueda derecha
- N_{Ai} Fuerza normal en A en la rueda izquierda
- $N_{A'd}$ Fuerza normal en A' en la rueda derecha
- $N_{A'i}$ Fuerza normal en A' en la rueda izquierda

así el valor numérico de cada una de estas reacciones normales será

$$|N_{Ad}| = |N_{Ai}| = |N_{A'd}| = |N_{A'i}| = RN_{A_0} / (4 * \text{sen } \alpha) \quad [4.8]$$

4.3 Dinámica del dinamómetro.

La determinación de las fuerzas normales del apartado anterior sumadas a los pesos del rodillo, eje y PAU, nos va a permitir conocer las reacciones en los apoyos, que en éste caso son los rodamientos.

Los rodillos aunque tienen las mismas dimensiones, cada uno ésta apoyado en ejes que tienen diferentes aditamentos (PAU, disco para lectura de ω) y longitudes por lo que para su análisis los denominaremos conjunto delantero y conjunto trasero.

La ecuación que rige el movimiento de ambos conjuntos es la ecuación de movimiento angular o de Euler. La ecuación de movimiento angular expresa que la suma de los momentos respecto a un punto O de un cuerpo rígido debido a las fuerzas y pares (torques) externos es igual a la razón de cambio de la cantidad de movimiento angular respecto al punto O y se representa como:

* En realidad estas fuerzas están aplicadas en un área debido a la deformación de los neumáticos y no sobre un punto, pero lo único que nos interesa es la intensidad de dichas fuerzas.

$$(\Sigma \underline{M})_{OXYZ} = (d\underline{H} / dt)_{Oxyz} + \underline{\Omega} \times \underline{H} \quad [4.9]$$

Donde:

$(\Sigma \underline{M})_{OXYZ}$ Suma de los momentos externos con respecto a un sistema de referencia OXYZ de orientación fija.

$(d\underline{H} / dt)_{Oxyz}$ Variación de la cantidad de movimiento con respecto a un sistema de referencia Oxyz giratorio.

$\underline{\Omega}$ Velocidad angular del sistema de referencia Oxyz giratorio

\underline{H} Cantidad de movimiento angular.

o en su forma desarrollada:

$$\begin{bmatrix} \Sigma M_{Ox} \\ \Sigma M_{Oy} \\ \Sigma M_{Oz} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} I_{xx} & -I_{xy} & -I_{xz} \\ -I_{xy} & I_{yy} & -I_{yz} \\ -I_{xz} & -I_{yz} & I_{zz} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} d\omega_x/dt \\ d\omega_y/dt \\ d\omega_z/dt \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & -\Omega_z & \Omega_y \\ \Omega_z & 0 & -\Omega_x \\ -\Omega_y & \Omega_x & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} I_{xx} & -I_{xy} & -I_{xz} \\ -I_{xy} & I_{yy} & -I_{yz} \\ -I_{xz} & -I_{yz} & I_{zz} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \omega_x \\ \omega_y \\ \omega_z \end{bmatrix}$$

Si se eligen atinadamente los ejes del sistema de referencia fijo y el móvil, de tal forma que estos sean ejes principales de inercia, entonces se eliminan los productos de inercia, además si el sistema de referencia móvil se mueve a la misma velocidad del conjunto, la expresión anterior se reduce a:

$$\begin{bmatrix} \Sigma M_{Ox} \\ \Sigma M_{Oy} \\ \Sigma M_{Oz} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} I_{xx} & 0 & 0 \\ 0 & I_{yy} & 0 \\ 0 & 0 & I_{zz} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} d\omega_x/dt \\ d\omega_y/dt \\ d\omega_z/dt \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & -\omega_z & \omega_y \\ \omega_z & 0 & -\omega_x \\ -\omega_y & \omega_x & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} I_{xx} & 0 & 0 \\ 0 & I_{yy} & 0 \\ 0 & 0 & I_{zz} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \omega_x \\ \omega_y \\ \omega_z \end{bmatrix}$$

de la figura 4.2 se puede observar que, tanto los conjuntos delantero y trasero solo tienen rotación con respecto al "eje" o "flecha" correspondiente, si entonces hacemos coincidir los ejes X y x' de los sistemas fijo y móvil con cada eje como se ilustra en la figura 4.6, la ecuación de movimiento se puede simplificar a:

$$\begin{bmatrix} \Sigma M_{Ox} \\ \Sigma M_{Oy} \\ \Sigma M_{Oz} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} I_{xx} & 0 & 0 \\ 0 & I_{yy} & 0 \\ 0 & 0 & I_{zz} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} d\omega_x/dt \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -\omega_x \\ 0 & \omega_x & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} I_{xx} & 0 & 0 \\ 0 & I_{yy} & 0 \\ 0 & 0 & I_{zz} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \omega_x \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

finalmente desarrollando los productos y sumas de las matrices, podemos expresar esta ecuación en sus tres ecuaciones escalares:

$$\Sigma M_{Ox} = I_{xx} d\omega_x/dt \quad [4.10 a]$$

$$\Sigma M_{Oy} = 0 \quad [4.10 b]$$

$$\Sigma M_{Oz} = 0 \quad [4.10 c]$$

que junto con las ecuaciones de estática, nos proporcionarán información de las fuerzas de reacción, estas ecuaciones son:

$$\Sigma F_x = 0 \quad [4.11 a]$$

$$\Sigma F_y = 0 \quad [4.11 b]$$

$$\Sigma F_z = 0 \quad [4.11 c]$$

La sencillez de estas ecuaciones no guardan relación con su importancia, por lo que se debe tener cuidado en su aplicación, ya que debido a su naturaleza vectorial se podrían obtener resultados erróneos.

4.4 Análisis dinámico del conjunto delantero

Como se menciono anteriormente, la PAU tiene como finalidad la de demandarle o absorber un par (y potencia) al vehículo, registrándolo en la celda de carga, pero cabría preguntarse; ¿El par que entrega el vehículo, es realmente el que se mide en la celda de carga?, la respuesta es no, de acuerdo a la ecuación $\Sigma \underline{M}_{Ox} = I_{xx} \frac{d\omega_v}{dt}$ (4.10 a), el par de oposición de la PAU es solo uno de los momentos de dicha ecuación, otros pares de oposición son los que generan los rodamientos denotados por M_{op} y la inercia rotacional, esto se ilustra en la figuras 4.6. El par M_{OP} que genera cada rodamiento depende de la carga aplicada y del régimen de giro, y la inercia rotacional de la distribución de la masa y la aceleración angular, por lo que nos propondremos primeramente el encontrar dichas cargas. y posteriormente calcular el momento de inercia de los conjuntos.

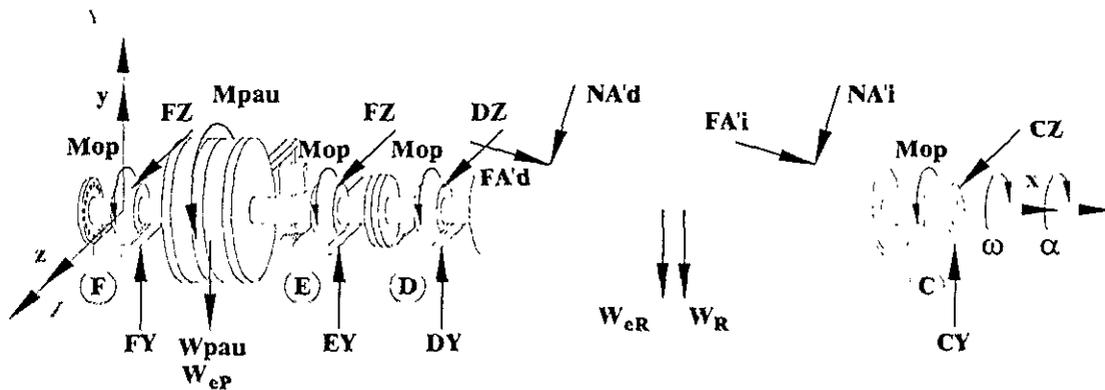


Figura 4.6 Diagrama de cuerpo libre del conjunto delantero, donde se muestran todas las fuerzas y pares externos

Donde de la figura 4.6

- CY, DY, EY y FY Reacciones verticales en los apoyos.
- CZ, DZ, EZ y FZ Reacciones horizontales en los apoyos.
- FA'd y FA'i Fuerzas de fricción que actúan sobre el rodillo.
- W_{PAU} Peso de la PAU
- W_R Peso del rodillo.
- W_{cP} y W_{cR} Pesos de los ejes de la PAU y el rodillo respectivamente.
- M_{OP} Par de oposición de los rodamientos.

Las fuerzas de fricción son las que provocan el giro (torque) a los conjuntos delantero y trasero, $RF_{A'} = \mu * RN_{A'}$ y $RF_A = \mu * RN_A$, siendo μ el coeficiente de fricción estática entre los neumáticos y el rodillo, esto se puede observar en la figura 4.7. donde se muestran las resultantes de las reacciones.

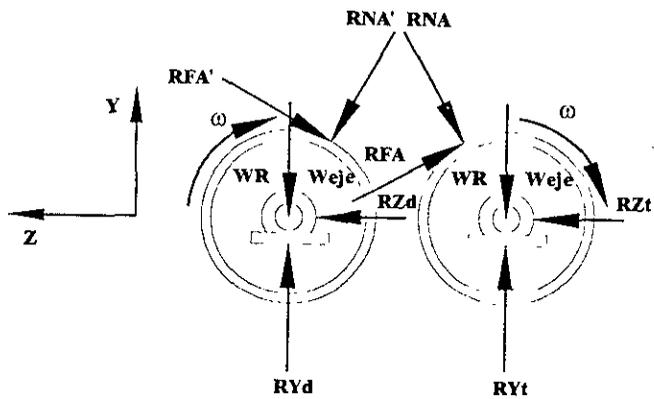


Figura 4.7 Diagrama de cuerpo libre visto desde el eje x, donde se muestran las fuerzas o cargas aplicadas, así como las reacciones.

4.4.1 Cargas sobre los rodamientos.

Debido a que los ejes están unidos por medio de un cople flexible, la PAU y el rodillo se analizan por separado, en la figura 4.8 se muestran las cargas externas aplicadas a cada elemento. Para simplificar el análisis separaremos las cargas en sus componentes verticales y horizontales.

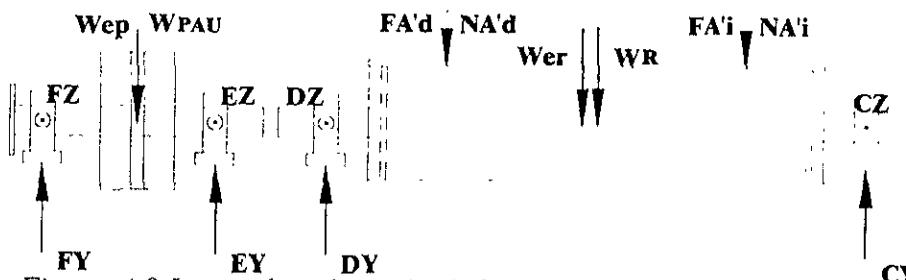


Figura 4.8 Lugar de aplicación de las cargas sobre el conjunto delantero.

4.4.1.1 Cargas sobre los rodamientos debido a cargas verticales.

Idealizando a los ejes como vigas simplemente apoyadas como se muestran en la figura 4.9, podemos encontrar las reacciones verticales realizando suma de momentos con respecto a los apoyos e igualando a cero. Para el caso del rodillo supondremos que el peso del eje del rodillo ($W_{eR} = q_{eR}L_{eR}$), tiene el mismo lugar de aplicación que el del peso del

rodillo, así como también las fuerzas normales (por lo tanto las de fricción) son iguales, es decir, $N_{A'd} = N_{A'i}$ y $F_{A'd} = F_{A'i}$.

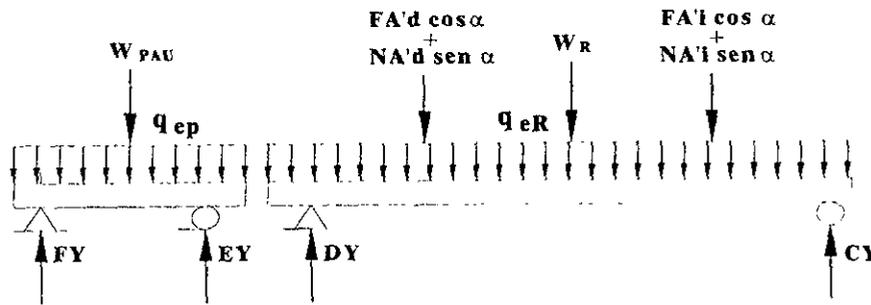


Figura 4.9 Diagrama de cuerpo libre de los ejes representados como vigas simplemente apoyadas para las cargas verticales

Entonces las reacciones verticales son:

$$CY = DY = 0.5(W_{eR} + W_R) + (F_{A'i} \cos \alpha + N_{A'i} \sin \alpha) \quad [4.12]$$

$$EY = FY = 0.5(W_{ep} + W_{PAU}) \quad [4.13]$$

4.4.1.2 Cargas sobre los rodamientos debido a cargas horizontales.

En el apartado anterior se determinaron las reacciones CY, DY, EY y FY, en donde a partir de los diagramas de cuerpo libre, en éstas ecuaciones las componentes verticales de la fuerza de fricción siempre actúan sumándose al resto de las cargas, esto no ocurre con las componentes horizontales de la fuerza de fricción, ya que estas contrarrestan a las componentes horizontales de las normales (esto no ocurre con el conjunto trasero), para observar mejor este hecho véase la figura 4.10, donde se muestran las fuerzas mencionadas.

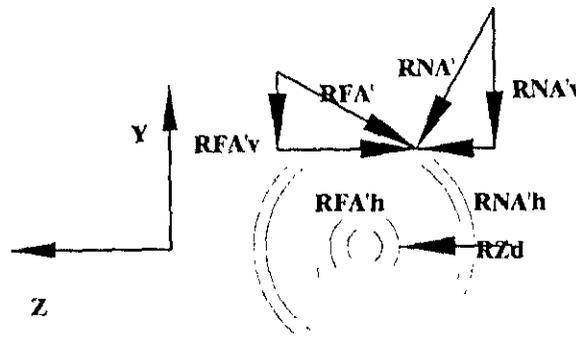


Figura 4.10 Diagrama de cuerpo libre visto desde el eje x del conjunto delantero, donde se muestran las fuerzas o cargas aplicadas, así como las reacciones

Entonces el diagrama de cuerpo libre de las vigas simplemente apoyadas, que nos representa al eje del rodillo solo contendrán a las componentes horizontales de las fuerzas de fricción, ya que por motivos que se expondrán más adelante, requerimos el valor máximo de las reacciones, por lo que podemos representar a las vigas como se muestran en la figura 4.11

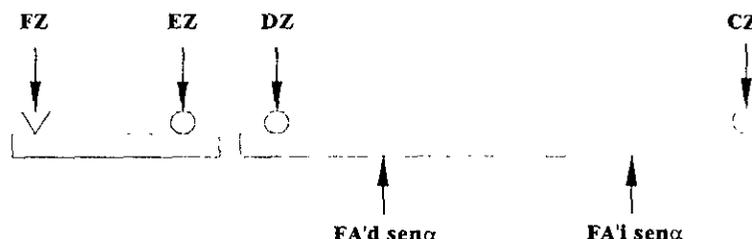


Figura 4.11 Diagrama de cuerpo libre de los ejes representados como vigas simplemente apoyadas para las cargas horizontales.

Entonces las reacciones horizontales son:

$$CZ = DZ = F_{A'd} \text{ sen } \alpha \quad [4.14]$$

$$EZ = FZ = 0 \quad [4.15]$$

4.4.1.5 Resultantes de las cargas en cada rodamiento del conjunto delantero.

Finalmente las cargas sobre los rodamientos serán dadas por la siguiente expresión,

$$F_{ri} = (iY^2 + iZ^2)^{1/2} \quad [4.16]$$

donde el subíndice r indica que el tipo de carga es radial, el subíndice i indica el punto de aplicación, por lo tanto, tenemos:

$$F_{rC} = (CY^2 + CZ^2)^{1/2} \quad [4.17]$$

$$F_{rD} = (DY^2 + DZ^2)^{1/2} \quad [4.18]$$

$$F_{rE} = (EY^2 + EZ^2)^{1/2} \quad [4.19]$$

$$F_{rF} = (FY^2 + FZ^2)^{1/2} \quad [4.20]$$

Estas cargas son un factor determinante en el par de oposición de los rodamientos. las ecuaciones para obtener dicho par se presentaran más adelante, por lo pronto nos ocuparemos de la ecuación 4. 10 (a) en el siguiente apartado.

Nuevamente nos podríamos preguntar, ¿La expresión 4.22 nos permite obtener el par que entrega el vehículo?, ya que involucra a pares de oposición de la PAU, los rodamientos y la inercia rotacional; la respuesta vuelve a ser no, ya que existen fuerzas de fricción que se encargan en mover el conjunto trasero, y dicho conjunto también tiene pares de oposición por parte de los rodamientos y por supuesto también inercia rotacional, por lo tanto, no podemos aún evaluar el par “total” que entrega el vehículo. Entonces tenemos que encontrar la expresión para el par aplicado al conjunto trasero M_{ACT} , pero antes vamos a obtener las expresiones para evaluar las cargas en los rodamientos del conjunto trasero, como se muestra a continuación.

4.5 Análisis dinámico del conjunto trasero

Si bien el conjunto delantero es el que tiene los principales dispositivos para la entrega de resultados, ¿Qué función tiene el conjunto trasero?. Pues bien, este conjunto tiene como propósito el de complementar la plataforma de manejo y para la lectura de velocidad. Recordando que en su ocasión se menciona que existen dinamómetros de chasis con un solo rodillo, en los cuales el diámetro del rodillo es suficiente para mantener cierta estabilidad, esta estabilidad es pequeña cuando el diámetro es pequeño (como es el caso del dinamómetro del L.C.E.) por lo que requiere de un segundo rodillo o conjunto, pero no obstante, su análisis es necesario ya que este conjunto también le demanda un cierto par y por lo tanto potencia al vehículo que se prueba, en la figura 4.12 se muestran las cargas aplicadas al conjunto trasero.

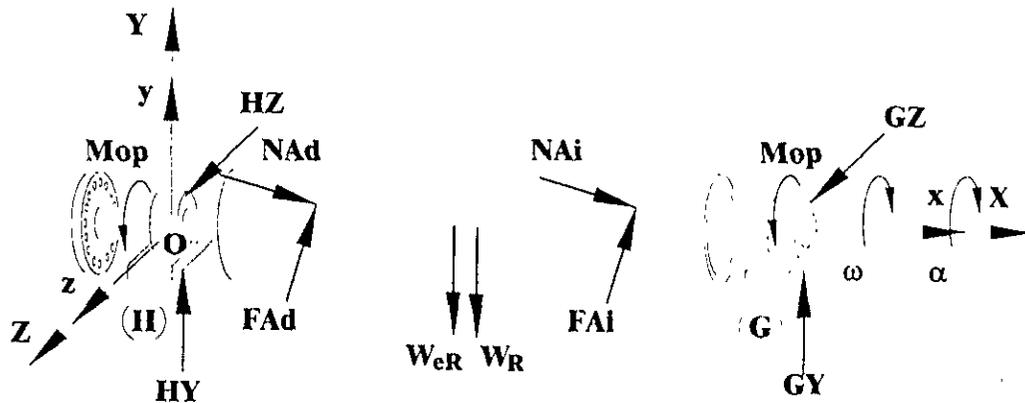


Figura 4.12 Diagrama de cuerpo libre del conjunto trasero, donde se muestran todas las fuerzas y pares externos.

4.5.1 Cargas sobre los rodamientos debido a cargas verticales.

La obtención de las expresiones para el cálculo de las cargas para el conjunto trasero es similar para las del conjunto delantero. Así entonces, se supondrán las mismas consideraciones, es decir, el punto de aplicación de los pesos del rodillo y eje es el mismo y esta a la mitad de la distancia entre los apoyos. Pero si se observa con detenimiento la

figura 4.14 se puede apreciar que ahora las fuerzas verticales ocasionadas por las normales y las fuerzas de fricción están en sentido contrario, por lo tanto, tomaremos únicamente los valores de carga de las fuerzas normales. En la figura 4.13 se muestran las cargas verticales aplicadas al conjunto trasero.

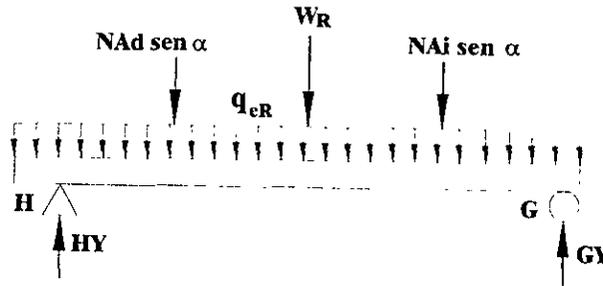


Figura 4.13 Diagrama de cuerpo libre del eje, como viga simplemente apoyada, para las cargas verticales.

Realizando suma de momentos de las cargas verticales con respecto a los apoyos e igualando a cero, se tiene

$$GY = HY = 0.5(W_{eR} + W_R) + N_{A_i} \text{sen } \alpha \quad [4.23]$$

4.5.2 Cargas sobre los rodamientos debido a las cargas horizontales.

Para las cargas horizontales se procederá de forma similar que en el caso anterior, solo que se tienen diferentes consideraciones que para el caso del conjunto delantero, ya que en el conjunto trasero las fuerzas de fricción y las componentes normales se suman, véase figura 4.14, note la diferencia con en caso del conjunto delantero ilustrado en la figura 4.10, con lo que podemos concluir que las condiciones de carga son distintas.

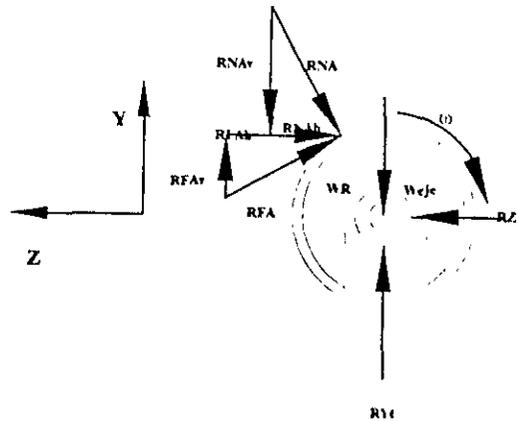


Figura 4.14 Diagrama de cuerpo libre visto desde el eje x del conjunto trasero, donde se muestran las fuerzas o cargas aplicadas, así como las reacciones.

De la figura 4.15, realizando suma de momentos con respecto a los apoyos e igualando a cero se tiene:

$$GZ = HZ = F_{Ad} \operatorname{sen} \alpha + N_{Ad} \operatorname{cos} \alpha \quad [4.24]$$

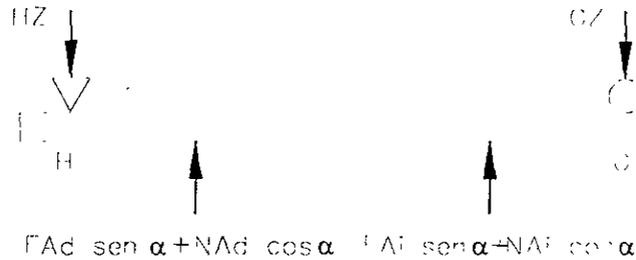


Figura 4.15 Diagrama de cuerpo libre del eje, como viga simplemente apoyada, para las cargas verticales.

4.5.3 Resultantes de las cargas en cada rodamiento del conjunto trasero.

Finalmente las cargas sobre los rodamientos serán dadas por la expresión 4.16

$$F_{rG} = (GY^2 + GZ^2)^{1/2} \quad [4.25]$$

$$F_{rH} = (HY^2 + HZ^2)^{1/2} \quad [4.26]$$

4.5.4 Par aplicado al conjunto trasero.

La suma de los momentos de las fuerzas y pares externos en dirección del eje coordenado X, son iguales al momento de inercia de los elementos giratorios montadas sobre el eje por su aceleración angular, según

$$\Sigma M_{OX} = I_{xx} \, d\omega_x/dt \quad [4.10 \, a]$$

De la figura 4. 12 se tiene,

$$\Sigma M_{OX} = - (F_{Ad} + F_{Ai})(R) + \Sigma M'_{OPi} = - I_{xxCT} \, d\omega_x/dt \quad [4.27]$$

Donde:

$\Sigma M'_{OPi}$ Sumatoria de los pares de oposición de los rodamientos del conjunto trasero, y el subíndice i representan los lugares de aplicación.

I_{xxCT} Momento de inercia con respecto al eje x del conjunto trasero (partes móviles).

Despejando $(F_{Ad} + F_{Ai})(R)$ y denominándolo como Ma_{CT} (Par aplicado al conjunto trasero), tenemos:

$$Ma_{CT} = \Sigma M_{OPi} + I_{xxCT} d\omega_x/dt \quad [4.28]$$

4.6 Par y potencia efectivos que entrega el vehículo al dinamómetro.

El par efectivo[†] es aquel que se registra a la salida de las ruedas motrices, por lo tanto, este par debe ser la suma de todos los pares que actúan en el dinamómetro, entonces podemos expresar al par efectivo como:

$$M_e = Ma_{CD} + Ma_{CT} \quad [4.29]$$

La potencia efectiva, también llamada potencia al freno es aquella que es evaluada por el dinamómetro y es definida por,

$$N_e = Ma_{CD} (\omega_{CD}) + Ma_{CT} (\omega_{CT})$$

Si consideramos que la velocidad angular es la misma para ambos rodillos se tiene entonces:

$$N_e = (Ma_{CD} + Ma_{CT})(\omega_{CT}) \quad [4.30]$$

Esta ecuación es la que nos permitirá obtener la potencia que se le demanda al vehículo bajo ciertas condiciones de carga, a cierta velocidad y aceleración.

Pasemos ahora a un tema de suma importancia y que es inherente a cualquier sistema mecánico (dinámico), y lleva por nombre *inercia* o más propiamente para sistemas en rotación *momento de inercia* del cual hablaremos en el siguiente apartado.

4.7 Momentos de inercia.

Cuando un cuerpo rígido está sometido a fuerzas y pares, el movimiento rotacional resultante depende no sólo de su masa, sino también de cómo está *distribuida la masa*. Es decir, si dos cuerpos de geometría diferente pero con la misma masa, se encuentran sometidos a sistemas equivalentes de fuerzas y pares externos, las aceleraciones angulares causadas por dichos sistemas son diferentes. Esta diferencia se refleja en la ecuación de movimiento angular $\Sigma \underline{M} = \underline{I} \underline{\alpha}$, discutida anteriormente.

Si consideramos al cuerpo rígido como un número finito de partículas, podemos expresar el momento de inercia de masa respecto a un eje L_0 como:

$$I_0 = \Sigma m_i r_i^2 \quad [4.31]$$

[†] Este par y potencia no tienen contemplado los de volantes de inercia, en el capítulo 6 se obtendrá la expresión para la evaluación del par y potencia efectivos totales, las cuales si toman en cuenta los volantes

Donde m_i es la masa de la i -ésima partícula y r_i es la distancia perpendicular de L_0 a la i -ésima partícula. Para calcular momentos de inercia de cuerpos, suele ser más convenientemente modelarlos como distribuciones continuas de masa y expresar el momento de inercia de masa respecto a L_0 como:

$$I_0 = \int_m r^2 dm \quad [4.32]$$

donde r es la distancia perpendicular de L_0 al elemento diferencial de masa dm .

Para fortuna nuestra los momentos de inercia de masa para cuerpos rígidos de geometría simples (placas, cilindro, esfera, etc.), se encuentran disponibles en tablas. Así los momentos de inercia de elementos o cuerpos más complejos se pueden obtener descomponiendo este cuerpo en sus componentes (en dado caso que se puedan descomponer) más simples, de no ser así se tendrá que realizar la integral seleccionando adecuadamente dm .

4.7.1 Cálculo de los momentos de inercia.

De las expresiones para el par aplicado (Ma), obtenidas en los apartados 4.4.2 y 4.5.4, interviene el término denominado momento de inercia, que representamos como I_{xx} , el cual solo interviene cuando los conjuntos (ejes, rodillos, discos etc.), tienen una variación en su velocidad angular ω . Es decir, cuando están en un estado de aceleración, por lo que podemos decir que el momento de inercia es un indicador de la capacidad del par necesario para acelerar angularmente al cuerpo rígido que inicia un giro o está ya en rotación. Así como la *masa* es una medida de la resistencia a la aceleración lineal, el *momento de inercia de masa* lo es de la resistencia a la aceleración angular.

Para los conjuntos delantero y trasero del dinamómetro, la geometría de los cuerpos en rotación son muy sencillas, ya que solo se componen de discos y cilindros cuya expresiones para los momento de inercia de masa son las siguientes:

Cilindro o disco

$$I_{xx} = 0.5 m r^2 \quad [4.33]$$

Cilindro hueco delgado y sin tapas

$$I_{xx} = 0.5 m (r_{ext})^2 \quad [4.34]$$

Donde:

m Masa del cuerpo rígido.
 r_{ext} Radio exterior del cilindro.

4.7.2 Cálculo del momento de inercia I_{xx} del conjunto delantero.

El conjunto delantero (partes móviles) está constituido un cilindro, dos tapas, dos discos de frenado y el propio eje, como se puede ver en la figura 4.16.

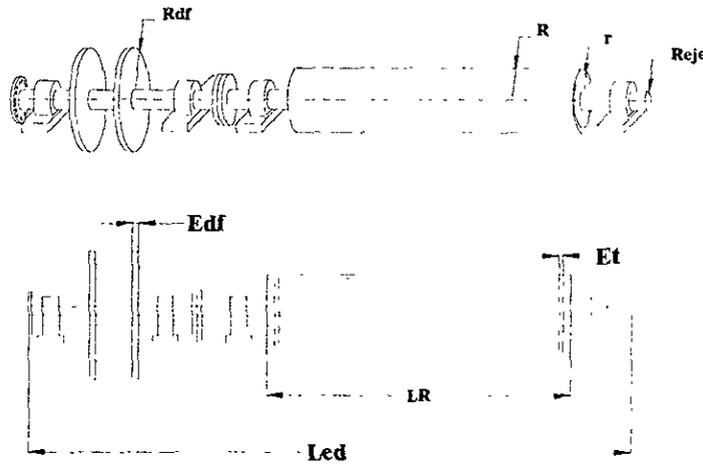


Figura 4.16 Diagrama esquemático con las principales dimensiones del conjunto delantero (partes giratorias).

Donde:

- L_{ed} Longitud del eje delantero
- L_R Longitud del rodillo.
- E_t Espesores de las tapas del cilindro
- E_{df} Espesores de los discos de frenado.
- R Radio exterior del cilindro.
- r Radio interior del cilindro.

El momento de inercia $I_{xx_{CD}}$ viene dado por:

$$I_{xx_{CD}} = I_{xx_{Rodillo}} + 2I_{xx_{df}} + I_{xx_{Eje}} \quad [4.35]$$

pero

$$I_{xx_{Rodillo}} = I_{xx_{Cilindro}} + 2I_{xx_{Tapa}} \quad [4.36]$$

empleando las ecuaciones 4.33 y 4.34 se tiene:

Para el cilindro

$$I_{xx_{Cilindro}} = m_{Cil} R^2 \quad [4.37]$$

donde la masa se puede expresar en términos de su geometría como

$$m_{Cil} = \rho_{Cil} V_{Cil} \quad [4.38]$$

siendo

$$V_{Cil} = (\pi(R^2 - r^2)L_R) / 4 \quad [4.39]$$

sustituyendo 4.38 y 4.39 en 4.37 y simplificando queda:

$$I_{XX_{Cilindro}} = 0.25\pi * \rho_{Cil} * L_R (R^2 - r^2) * R^2 \quad [kg * m^2] \quad [4.40]$$

Para la tapa del cilindro,

$$I_{XX_{Tapa}} = 0.5 * m_{Tapa} * r^2 \quad [4.41]$$

expresando la masa en función del radio y simplificando se tiene:

$$I_{XX_{Tapa}} = 0.5\pi * \rho_{Tapa} * Et * r^4 \quad [kg * m^2] \quad [4.42]$$

Para los discos de frenado,

$$I_{XX_{Df}} = m_{Df} * k^2 \quad [kg * m^2] \quad [4.43]$$

Para el eje,

$$I_{XX_{Ejed}} = 0.5 * m_{eje} * r_{eje}^2 \quad [4.44]$$

Expresando la masa en función del radio y simplificando se tiene,

$$I_{XX_{Ejed}} = 0.5\pi * \rho_{eje} * L_{cd} * r_{eje}^4 \quad [kg * m^2] \quad [4.45]$$

Sustituyendo 4.40, 4.42, 4.43 y 4.45 en 4.35 se obtiene la siguiente expresión,

$$I_{XX_{CD}} = 0.25\pi * \rho_{Cil} * L_R (R^2 - r^2) * R^2 + (\pi * \rho_{Tapa} * Et * r^4) + 2(m_{Df} * k^2) + (0.5\pi * \rho_{eje} * L_{eje} * r_{eje}^4)$$

simplificando la expresión anterior y suponiendo[§] que $\rho_{Cil} = \rho_{Tapa} = \rho_{eje} = \rho$, tenemos:

$$I_{XX_{CD}} = \pi * \rho (0.25 L_R (R^2 - r^2) * R^2 + Et * r^4 + 0.5 L_{cd} * r_{eje}^4) + 2(m_{Df} * k^2) \quad [kg * m^2]$$

sustituyendo las dimensiones del conjunto delantero se tiene:

$$I_{XX_{CD}} = 6.013 \quad [kg * m^2]$$

[‡] Cuando el cuerpo rígido tiene una geometría compleja, es utilizado el parámetro k que representa el radio de giro y es la idealización de que la masa se concentra a una distancia k del eje de giro.

[§] Debido a que la densidad del material con el que están fabricados el rodillo, el eje no varían considerablemente la podemos considerar la misma. En cuanto a los discos de frenado, estos están hechos de hierro fundido. La obtención de los momentos de inercia se realizó por medio de un paquete de CAD.

Este valor viene a ser la constante de proporcionalidad entre la suma de momentos externos y la aceleración angular para el conjunto delantero.

4.7.3 Cálculo del momento de inercia Ixx del conjunto trasero.

El momento de inercia del conjunto trasero se obtiene de manera similar que para el conjunto delantero, en la figura 4.17 se ilustran las principales dimensiones.

La expresión para el cálculo del momento de inercia Ixx_{CT} es,

$$I_{xxCT} = \pi \cdot \rho (0.25 L_R (R^2 - r^2) \cdot R^2 + E t \cdot r^4 + 0.5 L_{et} \cdot r_{eje}^4) \quad [kg \cdot m^2] \quad [4.46]$$

sustituyendo las dimensiones del conjunto trasero se tiene:

$$I_{xxCT} = 4.527 \quad [kg \cdot m^2]$$

Una vez determinadas las constantes de proporcionalidad Ixx_{CD} y Ixx_{CT}, solo resta conocer las expresiones para determinar el par de oposición de los rodamientos M_{op}, una vez teniendo esto haremos un análisis de las expresiones obtenidas en este capítulo.

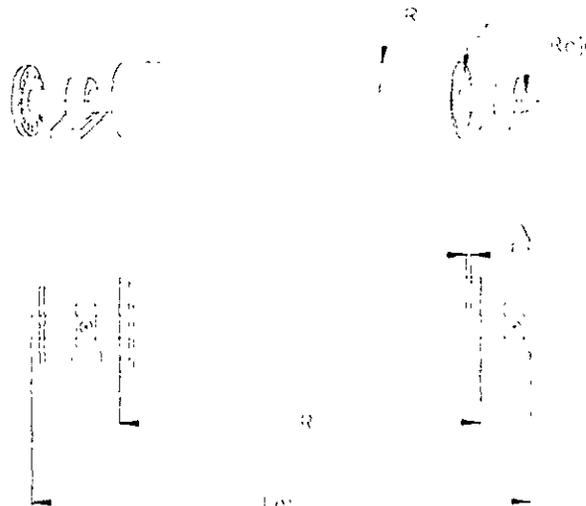


Figura 4.17 Diagrama esquemático con las principales dimensiones del conjunto delantero (partes giratorias).

4.8 Rozamiento.

Uno de los aspectos importantes de los rodamientos que merece mención especial es el del rozamiento.

El rozamiento en un rodamiento es el factor determinante en lo que concierne a la generación de calor en el rodamiento y por consiguiente, de él depende la temperatura de funcionamiento. El rozamiento depende de la carga y de otros factores entre los cuales los

más importantes son el tipo y el tamaño del rodamiento, la velocidad de rotación y la cantidad y propiedades del lubricante.

La resistencia total a la rotación de un rodamiento se compone del rozamiento originado en la rodadura y en el deslizamiento en los propios contactos de rodadura, del rozamiento en las áreas de contacto entre elementos rodantes y jaula, y en las superficies de guiado para los elementos rodantes o la jaula, además de la fricción con el lubricante y el rozamiento originado por el deslizamiento en las obturaciones rozantes en el caso de los rodamientos obturados.

4.8.1 Cálculo del par de rozamiento. [12]

Bajo ciertas condiciones (carga sobre rodamiento P es aproximadamente igual 0.1 la carga dinámica, esto es $P = 0.1 C$, lubricación adecuada, condiciones de funcionamiento normales), es posible calcular la resistencia de rozamiento con suficiente aproximación, usando un cierto coeficiente de rozamiento en la siguiente ecuación:

$$M = 0.5 \mu Fd \quad [4.47]$$

Donde:

M Par de rozamiento [N*mm]

μ Coeficiente de rozamiento (especificación de tablas, según el tipo de rodamiento).

F Carga aplicada sobre el rodamiento. [N]

d Diámetro de agujero del rodamiento. [mm]

Las siguientes ecuaciones se pueden usar para realizar un cálculo más preciso del par de rozamiento, particularmente si las condiciones de funcionamiento no son las que hemos señalado anteriormente. Estas ecuaciones solo son validas si las superficies ruedan entre si en el rodamiento están separadas por una película de lubricante .Si el espesor de la película de lubricante no es el adecuado, el incremento del contacto entre las superficies metálicas dará lugar a que no sea posible la aplicación del sencillo método de cálculo.

El par de rozamiento total de un rodamiento se obtiene sumando el par de rozamiento M_0 , que es independiente de la carga aplicada sobre el rodamiento, con el par de rozamiento M_1 que si depende de la carga, es decir.

$$M = M_0 + M_1 \quad [4.48]$$

El par de rozamiento M_0 no depende de la carga aplicada sobre el rodamiento, sino de las pérdidas hidrodinámicas originadas en el lubricante, la viscosidad y la cantidad de lubricante usado, así como la velocidad de rotación. Así M_0 es el factor dominante en los rodamientos que funcionan a altas velocidades con cargas ligeras y pueden calcularse por la expresión:

$$M_0 = 10^{-7} f_0 (v n)^{2/3} d_m^3 \quad [4.49]$$

Sí $v n \geq 2000$.

o por la expresión

$$M_0 = 160 * 10^{-7} f_0 d_m^3 \quad [4.50]$$

Cuando $v n < 2000$

Donde:

M_0 Par independiente de la carga [N*mm]

d_m Diámetro medio del rodamiento = $0.5 (d + D)$. [mm].

f_0^{**} Coeficiente que depende del tipo de rodamiento y de su lubricación.

n Velocidad angular del rodamiento. [rpm]

v Viscosidad cinemática del aceite (o del aceite de base, si se trata de lubricación con grasa) a la temperatura de funcionamiento [mm^2/s]

La viscosidad cinemática del aceite o grasa de los rodamientos a la temperatura de operación ($40^\circ - 60^\circ$), es aproximadamente de $70 [mm^2/s]$.

El par M_1 , que depende de la carga aplicada sobre el rodamiento, es el predominante para bajas velocidades y elevadas cargas, y proviene de las deformaciones elásticas y deslizamientos parciales en los contactos. El valor de M_1 se obtiene mediante la expresión:

$$M_1 = f_1 P_1^a d_m^b \quad [4.51]$$

Donde :

$f_1^{††}$ Coeficiente que depende del tipo de rodamiento y de la carga aplicada

P_1 Carga sobre el rodamiento que determina el par de rozamiento [N.]

d_m Diámetro medio del rodamiento = $0.5 (d + D)$ [mm].

$a, b^{†††}$ Exponentes que dependen del tipo de rodamiento.

Donde:

P_0 Carga Estática equivalente. [N]

C_0 Capacidad de Carga Estática. [N]

La capacidad de carga estática se encuentra en tablas de características de rodamientos.

La carga estática se calcula como:

$$P_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a \quad [4.54]$$

** Véase tabla 2 del apéndice A

†† Véase tabla 3 del apéndice A

††† Véase tabla 4 del apéndice A

Donde:

X_0 Factor de carga radial del rodamiento.

Y_0 Factor de carga axial del rodamiento.

F_r Carga radial real. [N]

F_a Carga axial real. [N]

Si $P_1 < F_r$, se deberá tomar $P_1 = F_r$

Para calcular P_0 , se deberá usar la máxima carga a la cual pueda estar sometido el rodamiento e introducir sus componentes radial y axial en la ecuación anterior. Si una carga estática actúa sobre el rodamiento en diferentes direcciones, la magnitud de estas componentes será variable y por tanto, en estos casos, se deberán usar las componentes de la carga que den el valor máximo de la carga estática equivalente.

4.9 Análisis de las ecuaciones obtenidas.

Hasta ahora se han desarrollado las ecuaciones en términos de los principales parámetros, pero ¿Cuáles parámetros son constantes y cuales variables?. Para esto tendremos que especificar, que tipo de prueba o ensayo se va a realizar. Por el momento podemos hacer una inspección a las ecuaciones obtenidas a lo largo del capítulo y nos podemos percatar que, para un vehículo cualquiera, su masa (por ende su peso), así como sus dimensiones, permanecen constantes, por lo que las fuerzas normales y las masas de los componentes del dinamómetro, también permanecen constantes independientemente de la prueba a realizar. Pero que pasa si se le demanda más par al vehículo (ya sea acelerando al vehículo o incrementando el par con la PAU), ¿Quién o qué se encarga de compensar éste hecho?. Indiscutiblemente la fuerza tractiva (fricción), ya que de mecánica clásica sabemos que la fuerza de tractiva tiene como expresión:

$$F_t \leq \mu_s W_{rm}$$

en la cual se puede ver la fuerza tractiva no es constante, pero afortunadamente es un parámetro que nos da el análisis, es decir, ésta fuerza por el radio del rodillo nos da el par aplicado. Pero, ¿Qué pasa con las reacciones en los apoyos (rodamientos)?, ya que éstas tienen involucrada dicha fuerza. Pues bien, estas fuerzas en las ecuaciones de las reacciones, tomarán su valor máximo, ya que el par de oposición de los rodamientos depende de las cargas máximas y del régimen de giro como se vio en el apartado 4.8.1.

CAPÍTULO 5 PARÁMETROS DE DISEÑO Y ANÁLISIS DINÁMICO DE LOS VOLANTES DE INERCIA

5.1 Los volantes de inercia en un dinamómetro de chasis.

Todos los volantes de inercia usados en dinamómetros de chasis son discos^{*}, por lo general contruidos de acero. Cada volante de inercia esta dimensionado para simular un valor de inercia lineal. En la literatura de dinamómetros suele llamarse *peso inercial* al momento de inercia del volante equivalente al peso del vehículo, es decir, un vehículo de x peso expresado en [lb] o [N], requiere un volante de y valor de momento de inercia para su simulación; se dice que el volante tiene x *peso inercial*. Entonces para un valor $z > x$ se deben seleccionar dos o más volantes.

El valor del momento de inercia de cada volante es fijo (por ende *su peso inercial*), no es posible tener un *peso inercial* exacto para cada vehículo, por lo que, se toma un rango de los pesos de los vehículos, en otras palabras, para un rango entre $(x-\Delta x, x+\Delta x)$, se seleccionará un *peso inercial* x

La UVI que se pretende acoplar en el eje del rodillo motriz consta de tres volantes, dos de ellos con un diámetro de 0.55 [m] y espesores de 0.04 y 0.05 [m] respectivamente, y un tercero con un diámetro de 0.46 [m] y un espesor de 0.0273 [m]. Un esquema de la UVI se muestra en la figura 5.1. Donde el volante 1 tiene una inercia de 2.8 [kg*m²], el volante 2 de 0.94 [kg*m²] y el volante 3 de 3.5 [kg*m²]. Los volantes son impulsados por un sistema de transmisión por banda, donde por medio de un mecanismo tensor (no ilustrado) se embragan[†].

La forma de determinar dichos *pesos inerciales* se hace con base en la potencia, como se mostrará en el siguiente apartado.

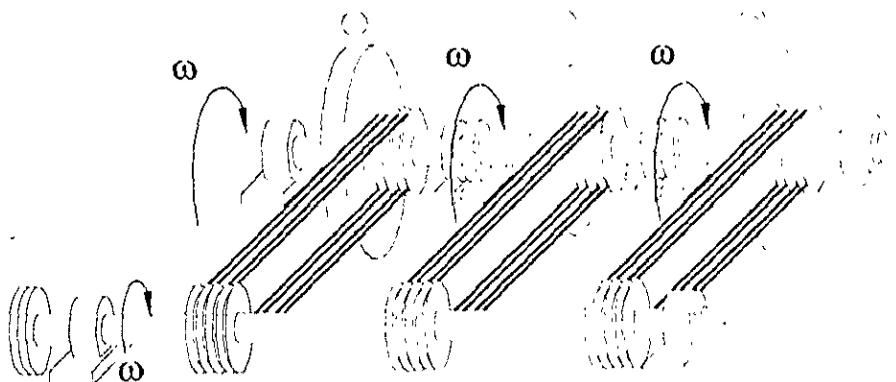


Figura 5.1 Diagrama esquemático de la UVI

^{*} Existen otros tipos de volantes llamados de llanta, estos por lo general de fundición.

[†] Este mecanismo no influye en gran medida por lo que se omitirá en los análisis cinemático y dinámico

5.2 Cálculo de los volantes de inercia.

El cálculo de los volantes de inercia es muy sencillo, ya que solo hay que igualar las expresiones de potencia necesaria y de potencia al freno[‡] y agregarle la carga inercial, esto es,

$$N_t = N_e + (I_{xx_v} \alpha_v * \omega_v) \quad [5.2]$$

Donde:

α_v Aceleración angular de los volantes.

ω_v Velocidad angular del rodillo.

despejando, I_{xx_v} de esta ecuación se tiene

$$I_{xx_v} = (N_t - N_e) / (\alpha_v * \omega_v) \quad [5.2']$$

Pero la relación de diámetros en las poleas es de 2 a 1, entonces se tiene que:

$$V_B = \omega_R * r_{pM} = \omega_v * r_{pC} \quad [5.3]$$

Siendo:

V_B Velocidad de la banda.

r_{pM} Radio de la polea motriz.

r_{pC} Radio de la polea conducida (volante).

y donde $r_{pC} = 2 r_{pM}$, por lo tanto,

$$\omega_v = 2\omega_R \quad [5.4]$$

análogamente

$$\alpha_v = 2\alpha_R \quad [5.5]$$

5.3 Análisis dinámico de los volantes de inercia.

Este análisis tiene como propósito encontrar el par que demandan los volantes de inercia al vehículo, este par tiene que vencer la inercia de los volantes, así como la fricción de los rodamientos, ver figura 5.2[§]. Podemos representar lo antes dicho por la siguiente expresión:

[‡] Para el cálculo de los volantes de inercia se utilizará la "potencia al freno" reducida, es decir, sin contar las pérdidas por fricción de los rodamientos, ya que los volantes también tendrán pérdidas por fricción por el hecho de estar apoyados sobre rodamientos.

[§] En esta figura se han omitido las cargas horizontales (en dirección de Z) para claridad del dibujo

el par de inercia es nulo, así entonces, el par efectivo solo tiene que vencer el par de oposición de los rodamientos.

5.3.1 Análisis de las fuerzas en el sistema de transmisión por banda..

Las fuerzas que actúan en una transmisión por banda, pueden visualizarse si se considera una “correa” continua tensada entre dos poleas, tal como se muestra en la figura 5.3. Cuando la transmisión no está en uso, la tensión en ambos ramales de la banda es F^{**} . Cuando la polea motriz gira, existe un desequilibrio entre las fuerzas de los ramales, denominándose F_1 a la fuerza que actúa en el ramal tenso y F_2 en el ramal flojo, siendo $F_1 > F_2$. El ramal de la banda que actúa tenso depende del sentido de rotación de la polea motriz, siendo invariablemente aquel, que entra, o llega a ella.

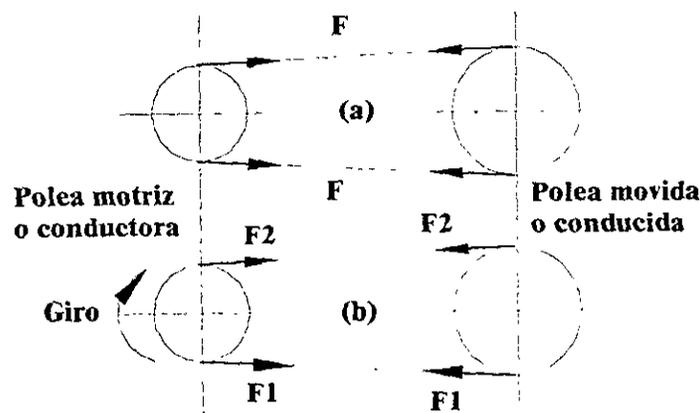


Figura 5.3 a) Fuerza en estado estacionario. b) Fuerzas cuando esta en funcionamiento.

La fuerza efectiva de transmisión en una banda es $(F_1 - F_2)$, sin embargo, en lo concerniente a las cargas sobre los apoyos (rodamientos), es la fuerza $(F_1 + F_2)$ la que interesa como se ilustra en la figura 5.4.

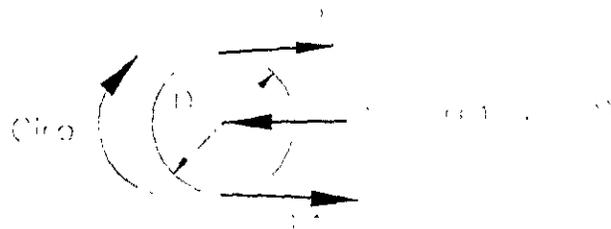


Figura 5.4 Fuerzas actuando sobre un apoyo.

** Este no es el caso del sistema de transmisión de la UVI, ya que esta se tensa a voluntad, pero es conveniente tener en cuenta la nomenclatura que se utiliza.

La ecuación general para calcular la fuerza efectiva de transmisión es [10]:

$$(F1 - F2) = (60 \cdot Ne_v) / (\pi \cdot D \cdot N) \quad [5.5]$$

Donde:

D Diámetro de paso de la polea [m]

N Velocidad angular [RPM]

Ne_v Potencia demandada por la UVI a cierta ω_v y α_v [W]

Cuando se calcula la tensión total [10] ocasionada por la transmisión, es común introducir un factor de servicio designado como F_x, de modo que la tensión total P, resulta ser:

$$P = F1 + F2 = (60 \cdot Ne_v) F_x / (\pi \cdot D \cdot N) \quad [5.6]$$

Donde:

F_x Factor de servicio; para bandas V toma el valor de 1.5

La potencia Ne_v será calculada en base a una velocidad angular y aceleración angular correspondientes a 100 [km/hr] (27.77 [m/s]) y una aceleración 0.525 [m/s²] del vehículo a ensayar.

Para calcular la tensión en cada una de las poleas de los volantes se tiene que determinar la potencia que demanda cada volante y esto se puede calcular por medio de:

$$Ne_{vi} = I_{xx_{vi}} \cdot \alpha_v \cdot \omega_v \quad [5.7]$$

Donde $\alpha_v = 6.5625$ [rad/s²] y $\omega_v = 347.22$ [rad/s]

Para el volante 1, $I_{xx} = 2.8$ [kg·m²]

$$Ne_{v1} = 6380.16 \text{ [W]}$$

Para el volante 2, $I_{xx} = 0.94$ [kg·m²]

$$Ne_{v2} = 2141.91 \text{ [W]}$$

Para el volante 3, $I_{xx} = 3.5$ [kg·m²]

$$Ne_{v3} = 2141.91 \text{ [W]}$$

Teniendo la potencia que demanda cada volante, podemos calcular ahora las tensiones en cada polea, para esto tomaremos el diámetro promedio de cada polea de la ecuación 5.6 y expresando la velocidad angular en RPM se tienen:

Para el volante 1, $D = 0.118$ [m]

$$P_{v1} = 467.16 \text{ [N]}$$

Para el volante 2, $D = 12.9$ [m]

$$P_{v2} = 143.4 \text{ [N]}$$

Para el volante 3, $D = 11.6$ [m]

$$P_{v3} = 593.56 \text{ [N]}$$

5.3.2 Cargas sobre los rodamientos.

Las cargas sobre los rodamientos de cada volante viene dado por la expresión

$$C_{ri} = (iY^2 + iZ^2)^{1/2} \quad [5.7]$$

Donde:

C_{ri} Fuerza radial aplicada en el apoyo i .

iY Reacción vertical en i .

iZ Reacción horizontal en i .

La expresión para las cargas en los rodamientos de cada volante es similar, por lo que, solo se analizará un caso y se ajustará para los demás volantes. En la figura 5.5 se muestra el diagrama de cuerpo libre del volante i , así como sus principales dimensiones.

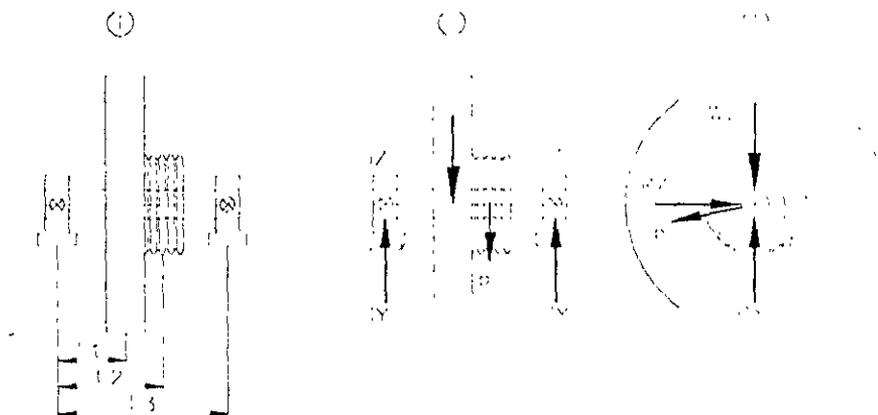


Figura 5.5 Diagrama esquemático y de cuerpo libre de un volante.

Realizando suma de momentos con respecto a los apoyos y tomando $\gamma = 21.4^\circ$ para los tres volantes se tiene:

Para el volante 1 (ver figuras 5.2 y 5.5)

$$\Sigma M_K = QY(L3) - P \text{ sen } \gamma (L2) - W_V (L1) = 0$$

despejando QY

$$QY = [P \text{ sen } \gamma (L2) + W_{V1} (L1)]/L3 \quad [5.8]$$

$$\Sigma M_Q = KY(L3) - P \text{ sen } \gamma (L3 - L2) - W_{V1} (L3 - L1) = 0$$

despejando KY

$$KY = [P \text{ sen } \gamma (L3 - L2) + W_{V1} (L3 - L1)]/L3 \quad [5.9]$$

De la misma manera para las cargas horizontales se tiene

$$QZ = P \text{ cos } \gamma (L2 / L3) \quad [5.10]$$

$$KZ = P \text{ cos } \gamma (1 - L2 / L3) \quad [5.11]$$

Con $L1 = 0.2016$ [m], $L2 = 0.1$ [m], $L3 = 0.25$ [m] y $W_{V1} = 761$ [N] las reacciones son:

$$KY = 249.58 \text{ [N]}, QY = 681.89 \text{ [N]}, KZ = 260.97 \text{ [N]} \text{ y } QZ = 173.98 \text{ [N]}.$$

De manera análoga para el volante 2

Con $L1 = 0.042$ [m], $L2 = 0.111$ [m], $L3 = 0.265$ [m] y $W_{V1} = 385$ [N] las reacciones son:

$$SY = 83.44 \text{ [N]}, TY = 353.9 \text{ [N]}, SZ = 56.1 \text{ [N]} \text{ y } TZ = 77.41 \text{ [N]}.$$

Finalmente para el volante 3

Con $L1 = 0.0624$ [m], $L2 = 0.110$ [m], $L3 = 0.284$ [m] y $W_{V1} = 947$ [N] las reacciones son:

$$UY = 291.98 \text{ [N]}, VY = 871.69 \text{ [N]}, UZ = 214.05 \text{ [N]} \text{ y } VZ = 338.58 \text{ [N]}$$

Aplicando la expresión 5.7 se tiene:

$$C_{rK} = 361.0 \text{ [N]} \text{ y } C_{rQ} = 703 \text{ [N]}$$

$$C_{rS} = 100.5 \text{ [N]} \text{ y } C_{rT} = 362.3 \text{ [N]}$$

$$C_{rU} = 362.0 \text{ [N]} \text{ y } C_{rV} = 935.0 \text{ [N]}$$

5.3.3 Velocidades críticas.

Todos los ejes, aun sin la presencia de cargas externas, se deforman durante la rotación. La magnitud de la deformación depende de la rigidez del eje y de sus soportes, de la masa total del eje y de las partes que se le adicionan, del desequilibrio de la masa con respecto al eje de rotación y del amortiguamiento presente en el sistema. La deformación, considerada como una función de la velocidad, presenta sus valores máximos en las llamadas velocidades críticas, pero sólo la más baja (primera) y ocasionalmente la segunda tienen importancia generalmente para el proyectista. Las otras son generalmente tan altas que están muy alejadas de las velocidades de operación.

En la primera velocidad crítica, la flexión del eje sigue la forma más sencilla. En la segunda, la flexión sigue la segunda forma de vibrar. Por ejemplo, un eje soportado en sus extremos y con dos masas relativamente grandes (en comparación con la del eje), se deforma según la configuración mostrada en la figura 5.6 (a) y 5.6 (b) cuando rota en la primera y en la segunda velocidad crítica, respectivamente.

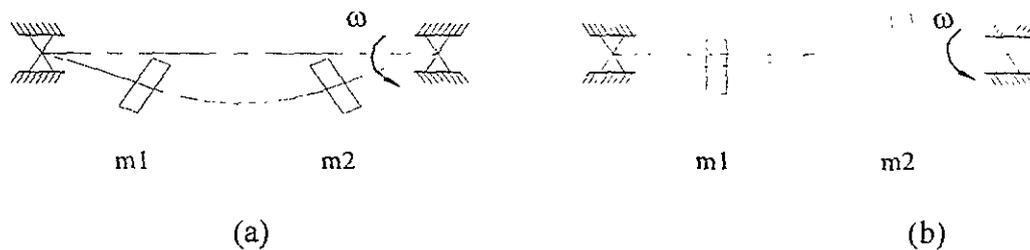


Figura 5.6 (a) Deformación de un eje según la primera forma de vibrar. (b) Deformación de un eje según la segunda forma de vibrar.

La frecuencia natural de un eje en flexión es prácticamente igual a la velocidad crítica, y generalmente se toman como iguales. Existe una diferencia, normalmente muy pequeña, debida a la acción giroscópica de las masas.

Para un eje que lleva unida una sola masa figuras 5.7 y 5.8, si su masa es pequeña comparada con la masa que lleva unida, la primera velocidad crítica puede calcularse aproximadamente por:

$$\omega_c = (k / m)^{1/2} \quad [\text{rad / s}] \quad [5.12]$$

Donde:

- m Masa del sistema
- k Constante de resorte del eje (fuerza requerida para producir una deformación unitaria en el punto de localización de la masa).

Esta relación es independiente de la inclinación del eje (horizontal, vertical o intermedio). El símbolo X en la figura 5.7(b) representa la deformación del eje, durante la rotación, en el punto de localización de la masa. Además,

$$\omega_c = (g / \delta)^{1/2} \text{ [rad / s]} \quad [5.13]$$

Donde:

δ Deformación estática (deformación producida por una fuerza $mg = W$, en el punto de localización de la masa)

g Constante de gravitación.

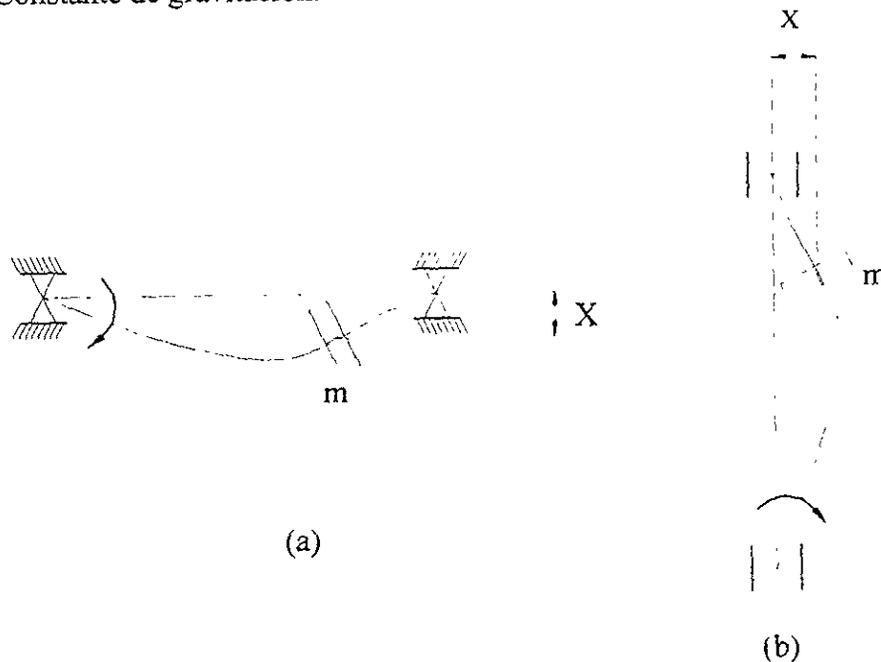


Figura 5.7 (a) Deformación de un eje con una sola masa que gira horizontalmente. (b) Deformación de un eje con una sola masa que gira verticalmente.

Para un eje de sección transversal constante, simplemente apoyado en sus extremos, sin otra masa fuera de la propia, la velocidad crítica (primera) es muy cercana a:

$$\omega_c = ((5/4) (g / \delta_{\max}))^{1/2} \text{ [rad / s]} \quad [5.14]$$

donde δ_{\max} es la deformación estática máxima producida por una carga distribuida uniformemente sobre el eje y el peso del volante^{**} y se calcula por medio de:

$$\delta = PL_2(3L_3^2 - 4L_2^2)/48 EI \quad [5.15]$$

Donde:

E Módulo de elasticidad del eje

^{**} Para el cálculo de la deflexión se supondrá que la resultante del peso del eje coincide con el lugar de aplicación del peso del volante.

- I Momento de inercia de área de la sección transversal del eje con respecto a un eje perpendicular al de rotación del eje.

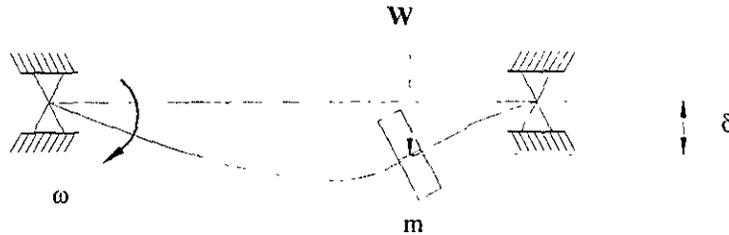


Figura 5.8

Para nuestro caso, el sistema mecánico se puede idealizar como una viga con una carga concentrada en el lugar del volante y la carga P debida a la tensión de las bandas.

Sustituyendo los valores de los pesos, las longitudes y las deflexiones se tiene que las velocidades críticas para los volantes son:

$$\omega_{c1} = 81204.44 \text{ [RPM]}$$

$$\omega_{c2} = 114363.43 \text{ [RPM]}$$

$$\omega_{c3} = 56931.33 \text{ [RPM]}$$

Como se puede observar estas velocidades son extremadamente grandes comparadas con la velocidad angular de funcionamiento del dinamómetro, por lo que la velocidad máxima del funcionamiento de la UVI no depende de la velocidad crítica de los volantes. En el capítulo 6 se mencionara el valor de la velocidad permisible de las bandas para tener otro punto de referencia para la velocidad de funcionamiento de la UVI.

5.4 Inercia mecánica vs. Inercia eléctrica.

Si bien es cierto que los volantes son ampliamente utilizados los instrumentos de tiempo real simulan la inercia eléctricamente. La simulación de "inercia eléctrica" es usada ampliamente en la certificación de dinamómetros usados por los fabricantes automovilísticos y la EPA.

A continuación se hace una comparación de los dinamómetros con inercia mecánica y con "inercia eléctrica".

Dinamómetro con inercia mecánica

Partes móviles

Un dinamómetro de inercia mecánica tiene más partes móviles que un dinamómetro de inercia eléctrica. Para simular diferentes valores de inercia, este dinamómetro requiere de un número de volantes de inercia. Para controlar los volantes de inercia necesita típicamente de embragues, válvulas de solenoide, controles neumáticos, sensores de velocidad del volante, cojinetes, rodamientos, poleas, bandas entre otros.

Incrementos de inercia

Los incrementos de inercia están limitados a los valores de inercia fijados por los volantes mecánicos. Los cuales son de muy fácil fabricación y balanceo.

Calibración de pérdidas parásitas *

Para calibrar pérdidas parásitas propiamente en un dinamómetro de multivolantes de inercia, las pérdidas por fricción de cada combinación de volante deben ser estabilizadas y entonces medirlas.

Calibración del torque (Celda de carga)

Para calibrar el sistema de medición del torque en un dinamómetro de inercia mecánica, se requiere de peso muerto, es decir de masas adicionales para simular la carga.

La calibración global toma aproximadamente cuatro horas y requiere la ayuda de al menos un operador.

Dinamómetro con inercia eléctrica

Partes móviles.

El dinamómetro de inercia eléctrica ofrece un rango de inercia estándar EPA de 2000-5000 lbs. Tienen un solo volante no embragable y no requiere de cojinetes o rodamientos adicionales. Las pocas partes móviles en un dinamómetro eléctrico requieren menos mantenimiento y proporcionan mayor seguridad.

Incrementos de inercia.

Cuando la inercia es simulada eléctricamente, el operador puede ingresar la inercia actual del vehículo para ser simulada al valor más cercano. Esto requiere de un sistema de control muy sofisticado.

Calibración de pérdidas parásitas.

La calibración de pérdidas parásitas se logra de forma automática, además estas pérdidas parásitas son independientes del valor de inercia simulada.

Calibración del torque (Celda de carga).

El motor eléctrico relativamente grande de los dinamómetros eléctricos, es también usado para calibrar dinamicamente el sistema de medición del torque. El peso muerto es llevado a cabo una vez, en la fabricación, y la inercia inferior es determinada cuidadosamente. Después de esto la inercia inferior (en lugar de los pesos muertos) es usada como la masa de referencia para la calibración de la celda de carga.

La calibración es totalmente automatizada y toma menos de 10 minutos.

CAPITULO 6 INSTALACIÓN, CALIBRACIÓN Y MANTENIMIENTO.

6.1 Introducción.

En este capítulo se expondrá una metodología para la instalación* de la unidad de volantes de inercia, así como un procedimiento para la calibración del dinamómetro (estática y dinámica), se propone el diseño conceptual de un mecanismo para llevar a cabo la calibración dinámica, así como una breve descripción de la operación y mantenimiento indicando los problemas† más comunes de dicho instrumento.

La calibración de todo instrumento es importante, porque permite verificar el instrumento contra un patrón (o estándar) conocido y reducir, por lo tanto los errores de *exactitud*. Entendiendo por *exactitud* de un instrumento como la desviación de la lectura respecto a la entrada conocida.

Es común el uso de la palabra *precisión* del instrumento, esto se refiere a la capacidad del instrumento para reproducir cierta lectura con una exactitud dada. Con lo anterior se puede remarcar la importancia de la calibración del dinamómetro de chasis.

6.2 Instalación.

La propuesta de instalación de la UVI se puede dividir en dos partes principalmente:

1. Sistema de acoplamiento (Selección y diseño del acoplamiento).
2. Colocación y alineación.

Antes de pasar a cada uno de estos puntos, es conveniente recordar que la UVI tiene un sistema de transmisión por banda y aunque un tanto distintos a los acoplamientos caen en un tema afín conocido por el nombre de sistema de transmisión (de potencia), por tanto, se mencionarán los aspectos más relevantes de cada uno de dichos sistemas

6.2.1 Sistema de transmisión por bandas.

Las transmisiones por banda son el medio más económico de transmitir potencia de una flecha a otra. Las bandas, además de su bajo costo, operan suave y silenciosamente y pueden absorber cargas de choque apreciable. Las bandas se utilizan para transmitir potencia entre dos ejes paralelos‡. Tales ejes deben estar situados a cierta distancia mínima, dependiendo del tipo de banda, para trabajar con la mayor eficiencia.

* El análisis de la excavación y cimentación queda fuera del alcance de esta obra, por lo que, solo se especificarán las dimensiones requeridas para el alojamiento de la UVI y sus aditamentos

† Esto solo contemplara las fallas mecánicas, por lo tanto, excluirá las partes eléctricas y electrónicas.

‡ Aunque también se pueden usar para ejes inclusive a 90°, pero la vida útil y la pérdida de potencia son apreciables.

Las características más importantes de dicha transmisión son:

- Pueden utilizarse para grandes distancias entre centros
- Debido a los efectos de deslizamiento y estirado que se producen en las bandas, la relación entre las velocidades angulares de los dos ejes no es constante ni exactamente igual a la relación entre los diámetros de las poleas. Esto se puede corregir hasta cierto punto empleando dos o más bandas, pero la justificación de utilizar más bandas radica en la potencia a transmitir.
- Cuando se emplean bandas V (o trapezoidales) es posible obtener alguna variación en la relación de velocidad angular. Por lo tanto, el diámetro de la polea es función de la tensión de la banda y puede modificarse cambiando la distancia entre centros.
- Generalmente es necesario algún ajuste de la distancia entre centros cuando se utilizan bandas.
- El empleo de poleas escalonadas es un medio económico para cambiar la relación de velocidad.

La fuerza centrífuga se convierte en una consideración de importancia en altas velocidades, la velocidad límite de operación depende de la banda. Las bandas V generalmente operan a velocidades entre 7.5 y 35 [m/s]. Pero debido a que el sistema (UVI) no estará funcionando a velocidad angular constante, existirán además fuerzas dinámicas, por lo tanto, tomaremos solo un porcentaje del rango de las velocidades de operación, es decir, si tomamos el 80% de dicho rango la velocidad será aproximadamente de 27 [m/s].

Con base en lo anterior, para la polea de mayor radio del eje motriz (0.13 [m]), nos dará una velocidad angular en el rodillo (ya que este está conectado con el eje motriz de la UVI),

$$\omega_R = 207.69 \text{ [rad/s]}$$

y como consecuencia, la velocidad del vehículo a ensayar se limitará ,

$$V_V = \omega_R * r_R = 33.23 \text{ [m/s]} = 111.65 \text{ [km/hr]}.$$

6.2.2 Sistemas de transmisión por coples.

A menudo hay casos en que las longitudes disponibles de barras ejes no son suficientes. Además, por razones de mantenimiento o de ensamble suele ser conveniente formar un eje de transmisión con varias barras. Para unir las piezas se emplean los llamados acoplamientos. Esto permite una conexión permanente, en contraste con los embragues, los cuales producen acoplamiento o desacoplamiento, a voluntad.

Los acoplamientos se pueden clasificar en dos categorías, de acuerdo a su condición de flexibilidad: rígidos y flexibles.

a) Acoplamientos rígidos:

Los acoplamientos rígidos son adecuados únicamente para conectar ejes alineados con gran precisión que giren a baja velocidad, o para flechas muy flexibles. Si se emplean acoplamientos rígidos para conectar ejes con un desalineamiento considerable, ya sea lateral o angular, esto traerá consigo la aparición de enormes cargas sobre el cople, soportes y eje. Además, ejes alineados inicialmente pueden desalinearse durante su funcionamiento.

b) Acoplamientos flexibles:

Estos pueden ser: acoplamiento flexible Falk, acoplamiento Oldham, acoplamiento tipo engranaje, acoplamiento de rodillos o de cadena silenciosa, para-flex etc.

Los acoplamientos flexibles se usan:

- Para tener en cuenta pequeñas cantidades de desalineamiento no intencionales.
- Para suministrar un “extremo flotante”, esto es, movimiento axial del eje.
- Para aliviar el choque y para absorber algunas vibraciones en el acoplamiento

Los acoplamientos pueden clasificarse también de acuerdo a su uso, especificado por la relación entre las líneas centrales de los ejes conectados:

1. Las líneas centrales de los ejes son colineales.
2. Las líneas centrales de los ejes se intersectan (puede usarse una unión universal de uno cualquiera de los numerosos tipos existentes).
3. Las líneas centrales de los ejes son paralelas pero no colineales (puede usarse un acoplamiento Oldham o para-flex).

En nuestro caso se selecciono el cople para-flex, en la figura 6.1 se muestra un corte y sus principales ventajas⁶

Como los acoplamientos rígidos pueden transmitir flexión en un eje, esto origina esfuerzos que pueden producir falla por fatiga. Es deseable, por consiguiente, proporcionar buen alineamiento y localizar el acoplamiento en donde el momento de flexión sea prácticamente nulo. Así, tanto los acoplamientos rígidos como los flexibles, se analizan generalmente sólo para torsión.

⁶ Las características principales de este cople se pueden ver en el apéndice B

6.2.2.1 Diseño de las bridas de acoplamiento.

En el caso de las bridas se acostumbra suponer que las deformaciones por cortante en los pernos varían directamente (o en forma lineal) con su distancia a la línea eje de la barra. Se desprecia la fricción entre las bridas. Por consiguiente, los esfuerzos elásticos en estas piezas variarán también en forma lineal con sus distancias respectivas al centro de un cople. El esfuerzo cortante en un perno se considera uniforme y depende de la distancia entre su centro y el centro del acoplamiento. Luego se determina la fuerza cortante en el perno multiplicando el esfuerzo de corte en el mismo por su área transversal. El momento de las fuerzas experimentadas por los pernos con respecto a la línea central de un eje de transmisión, da la capacidad torsional de un cople.

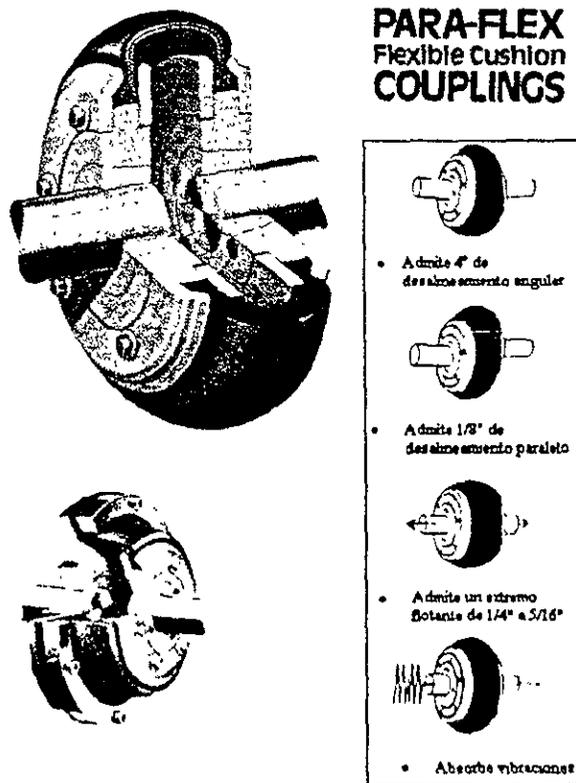


Figura 6.1 Acoplamiento flexible Para-flex

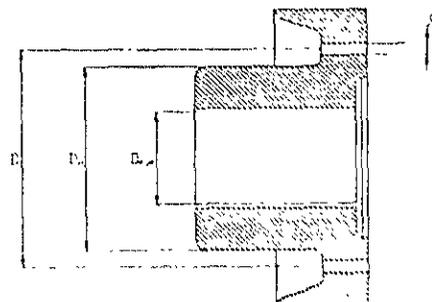


Figura 6.2 Sección transversal de una brida.

Es necesario determinar la capacidad torsional de las bridas que se utilizarán en el eje que une el rodillo motriz con la UVI. Como puede observarse en la figura 6.3, el eje del rodillo motriz es de mayor diámetro que el eje de la UVI, por lo que, se utilizará un eje de diámetro intermedio para conectarlos, en la figura 6.4 se muestra un corte del acoplamiento. Como consecuencia se utilizarán bridas con diferentes diámetros interiores pero con diámetros hasta los pernos casi iguales. Se analizarán con el siguiente procedimiento[8]:

- a) Se determina el diámetro del cubo D_H , figura 6.2, el cual debe ser alrededor de $1^{3/4}$ a 2 veces el diámetro del eje D_{eje} . Tenemos:

$$D_H \approx 1^{3/4} D_{eje} \tag{6.1}$$

- b) Se determina el diámetro del eje de la flecha hasta los pernos D , el cual debe ser alrededor de:

$$D \geq 1^{7/8} D_{eje} \tag{6.2}$$

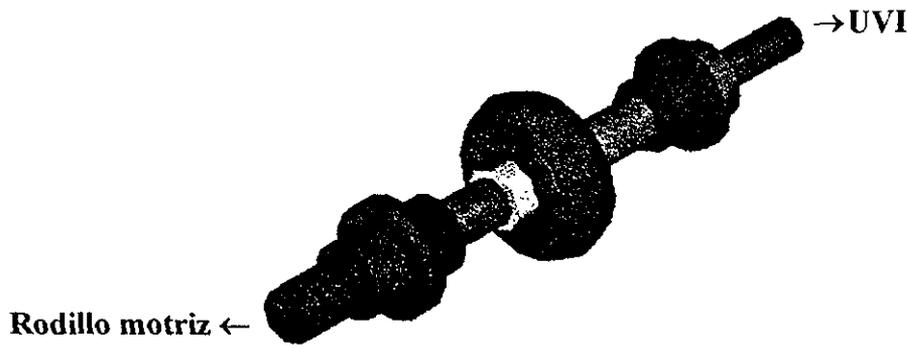


Figura 6.3 Aspecto físico del acoplamiento

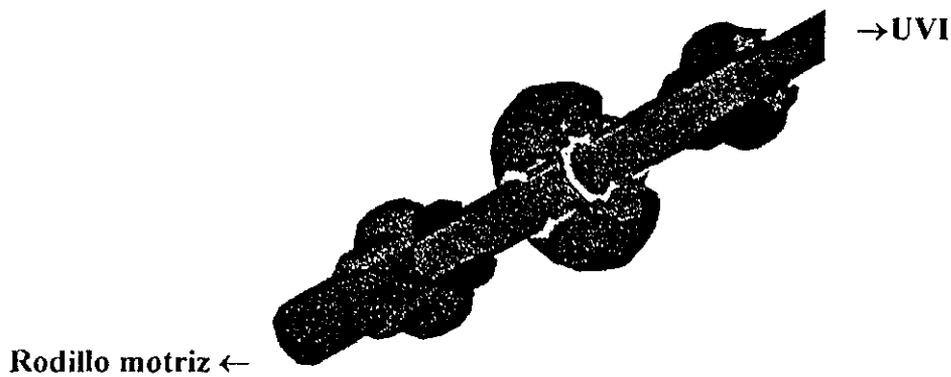


Figura 6.4 Corte del acoplamiento.

- c) Se determina el diámetro de los pernos por medio de la siguiente ecuación:

$$d = [(1/2)*(D_{\text{eje}})^3/(D*n)]^{0.5} \quad [6.3]$$

Donde:

n número total de pernos.

- d) Se determina la capacidad torsional de la brida por medio de la siguiente ecuación:

$$T_{\text{perm}} = \tau_{\text{perm}} * \pi * (d^2/4) * (D_{\text{eje}}/2) * n \quad [6.4]$$

donde:

τ_{perm} Esfuerzo cortante permisible para el material de los pernos.

- e) El torque máximo que se transmite por el eje se determina por la siguiente ecuación:

$$T_{\text{máx}} = N_R / \omega_R \quad [6.5]$$

Donde:

N_R Potencia transmitida por el eje.

ω_R Velocidad angular máxima a la que girará el rodillo.

También puede utilizarse la siguiente ecuación:

$$T_{\text{máx}} = N * \mu_s * r_R \quad [6.6]$$

Donde:

N normal aplicada sobre el rodillo delantero.

μ_s coeficiente de fricción estático.

Se comparan los valores de T_{perm} y $T_{\text{máx}}$, debe cumplirse:

$$T_{\text{perm}} \geq 1.2 * T_{\text{máx}}$$

En los planos de las bridas se tienen todas las dimensiones requeridas. Siguiendo el procedimiento anterior y utilizando un esfuerzo cortante máximo permisible para el acero de 100 [Mpa], en la tabla 6.1 se muestran los resultados.

Para saber si son las bridas adecuadas, debemos saber cual será el valor de torque máximo al que estarán sometidas y compararlo con la brida de menor capacidad torsional, la cual deberá ser mayor. El torque máximo se obtendrá de la expresión 6.6:

Si consideramos los siguientes valores máximos:

$$N = 1000 \text{ [kg]} * 9.78 \text{ [m/s}^2\text{]} = 9780 \text{ [N]}$$

$$\begin{aligned}\mu_s &= 0.9 \\ r_r &= 0.16 \text{ [m]}\end{aligned}$$

obtenemos

$$T_{\text{máx}} = 1412.64 \text{ [N*m]}$$

El cual es menor que el T_{perm} para la brida de la UVI, que a su vez es el menor de las demás bridas. Esto implica que las bridas son las adecuadas.

6.2.2.2 Selección de las cuñas para las bridas.

ASME define una cuña como “una pieza de maquinaria desmontable, la cual, al ensamblarse en un cuñero, proporciona un medio positivo de transmisión de par de torsión entre flecha y maza o cubo”.

Una cuña paralela es de sección transversal cuadrada o rectangular, y tiene una altura y ancho constante en toda su longitud.

Una cuña trapezoidal o inclinada tiene un ancho constante, pero su altura varía con una inclinación lineal de 1/8 in por pie y es empujada a una ranura también trapezoidal en la maza, hasta que se bloquea. Puede no tener cabeza, o tener una cabeza para facilitar su extracción.

Una cuña Woodruff es en plano semicircular y de ancho constante. Se ajusta en un asiento de cuñero semicircular maquinado en la flecha. La cuña trapezoidal o inclinada sirve para bloquear axialmente a la maza sobre la flecha, pero las cuñas paralelas o Woodruff requieren algún otro medio de fijación. Para este fin algunas veces se utilizan anillos de retención o collarines de sujeción.

Las cuñas paralelas son de uso más común. El estándar ANSI define los tamaños de la sección transversal de las cuñas específicas y las profundidades de asiento de cuñas en función del diámetro de la flecha en el asiento de la cuña. Una reproducción parcial de esta información aparece en la Tabla 6.2 para el rango de flechas de diámetro pequeño. Consulte la norma para flechas de mayor tamaño. Se recomiendan cuñas cuadradas para flechas de hasta 6.5 in de diámetro, y rectangulares para diámetros mayores. La cuña paralela se coloca con la mitad de su altura dentro de la flecha, y la otra mitad en la maza.

Las cuñas paralelas suelen fabricarse de barra rolada estándar, que de manera convencional incluye una “tolerancia negativa”, lo que quiere decir que jamás serán mayores que su dimensión nominal, sólo menores.

	Acoplamiento con la UVI		Acoplamiento con el eje del rodillo	
	Brida del acoplamiento flexible al eje de la UVI	Brida del eje de la ** UVI	Brida del acoplamiento flexible al eje del rodillo delantero	Brida del eje del rodillo delantero
Diámetro del eje [in]	2 ¹ / ₈	1.62	2 ¹ / ₈	2 ¹ / ₂
Diámetro del cubo D _H [in]	3 ³ / ₄	3.44	3 ³ / ₄	4 ³ / ₈
Diámetro hasta los pernos D[in]	4 ¹ / ₄	4.15	4 ¹ / ₂	4 ³ / ₄
Número de pernos n	6	6	6	6
Diámetro de los pernos d [in]	0.425	0.315	0.425	0.5
τ permisible para el acero [Mpa]	100	100	100	100
Capacidad torsional T [N-m]	2964.005984	1589.942763	3138.359277	4585.069301
	Debido a que estas bridas pertenecen al mismo acoplamiento, los diámetros "D" y "d" deben ser los mismos y como las dimensiones de la brida del eje de la UVI no se pueden modificar, entonces: $D = 4^{3/4}$ $d = 1/2$ El diámetro del eje y el del cubo deben corresponder con la respectiva brida.		Debido a que estas bridas pertenecen al mismo acoplamiento, los diámetros "D" y "d" deben ser los mismos y se toman los valores mayores, es decir: $D = 4^{3/4}$ $d = 1/2$ El diámetro del eje y el del cubo deben corresponder con la respectiva brida.	

Tabla 6.1 Características de las bridas.

** Esta brida ya está conectada físicamente al eje de la UVI, por lo que no se alteraron sus dimensiones en esta tabla, sólo se calculó el valor de torque permisible.

El ajuste de la cuña puede ser motivo de preocupación cuando la carga del par de torsión es alternante en cada ciclo de positivo a negativo. Cuando el par de torsión cambia de signo, cualquier holgura entre cuña y cuñero será absorbida súbitamente, con el impacto y los elevados esfuerzos resultantes. Esto se llama juego (desajuste). Un tornillo prisionero colocado en la maza, a 90° de la cuña, puede a la vez sujetar axialmente la maza y estabilizar la cuña contra este juego.

El estándar o norma ANSI también define el tamaño del tornillo prisionero que debe aplicarse con cada tamaño de cuña, según se ve en la Tabla 6.1. La longitud de la cuña deberá ser inferior 1.5 veces el diámetro de la flecha, a fin de evitar demasiada torsión con la deflexión de ésta. Si se requiere más resistencia, se pueden insertar dos cuñas, orientadas a 90 y 180° de la cuña.

Diámetros de las flechas (in)	Ancho nominal de la cuña (in)	Diámetro del tornillo prisionero (in)
0.312<d≤0.437	0.093	#10
0.437<d≤0.562	0.125	#10
0.562<d≤0.875	0.187	0.250
0.875<d≤1.250	0.250	0.312
1.250<d≤1.375	0.312	0.375
1.375<d≤1.750	0.375	0.375
1.750<d≤2.250	0.500	0.500
2.250<d≤2.750	0.625	0.500
2.750<d≤3.250	0.750	0.625
3.250<d≤3.750	0.875	0.750
3.750<d≤4.500	1.000	0.750
4.500<d≤5.500	1.250	0.875
5.500<d≤6.500	1.500	1.000

Tabla 6.2 Tamaños de cuñas y tornillos prisioneros estándar para flechas. Ref [2]

De las tablas 6.1 y 6.2 se obtienen los siguientes resultados para los ejes que se acoplarán:

	Brida del eje del conjunto delantero	Brida del acoplamiento flexible al eje delantero	Brida del acoplamiento flexible al eje de la UVI
Ancho nominal de la cuña (in)	0.625	0.500	0.500
Diámetro del tornillo prisionero (in)	0.500	0.500	0.500

Tabla 6.3 Dimensiones de las cuñas y prisioneros.

6.2.3 Colocación y alineación de la unidad de volantes de inercia.

Para la colocación de la UVI se requiere hacer una cavidad y colocar unos rieles sobre los cuales irán los soportes niveladores, las dimensiones de la cavidad y de los rieles, así como la posición con respecto al chasis del dinamómetro se muestra en las figuras 6.5 y 6.6.

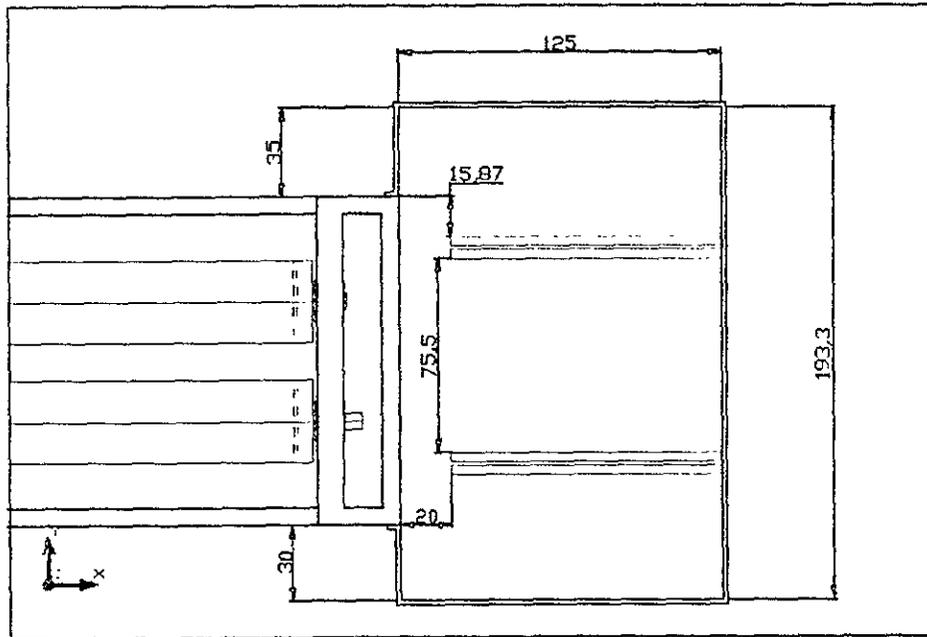


Figura 6.5 Dimensiones de la cavidad y orientación de los rieles con respecto al chasis en [cm].

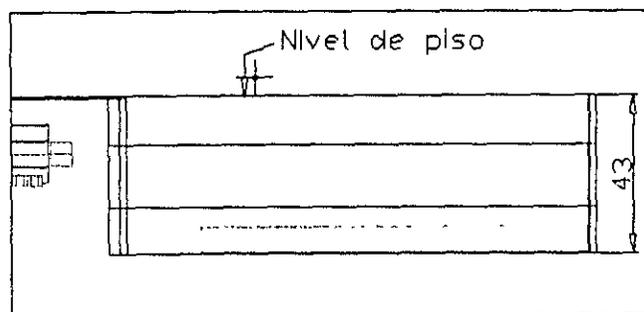


Figura 6.6 Profundidad requerida para alojar a los rieles en [cm].

Los rieles están constituidos por dos perfiles C de 2 ½” cada uno y una longitud de 104.5 [cm] y se encuentran separados 1.6 [cm], como se muestra en la figura 6.7.

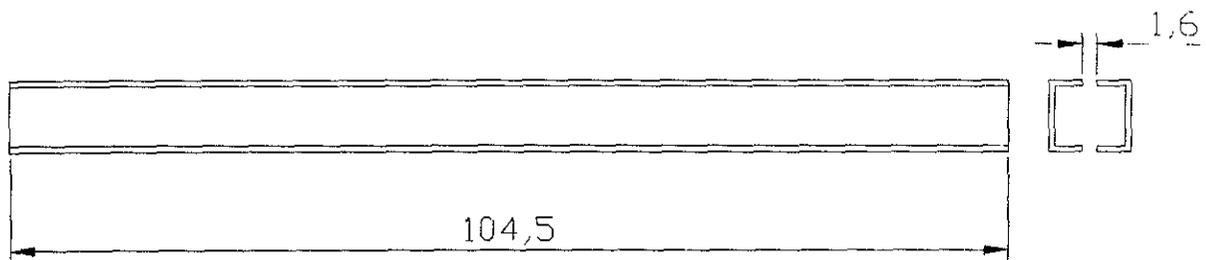


Figura 6.7 Dimensiones y separación entre perfiles en [cm].

Con base a los requerimientos anteriores, podemos pasar ahora al procedimiento de colocación y alineación. Como ya se había mencionado anteriormente los acoplamientos flexibles como los paraflex pueden absorber pequeñas variaciones en la desalineación, pero aún así se debe seguir un procedimiento para la alineación de los ejes que se pretenden acoplar. Partamos de la siguiente premisa, se dice que dos líneas son colineales si la distancia entre ellas es nula, entonces la alineación de dos ejes sería “perfecta” si le logran hacer colineales dichos ejes.

Una forma de obtener dos rectas es por medio de haces de luz láser (que ahora es un medio económico), el procedimiento para la alineación de la UVI y el eje del rodillo delantero es el siguiente:

- a) Posicionar la estructura de la UVI con el eje motriz y sus bridas^{††} (sin volantes) en la cavidad insertando los tornillos niveladores en los orificios correspondientes y prelinear visualmente a juicio del operador como se muestra en la figura 6.8

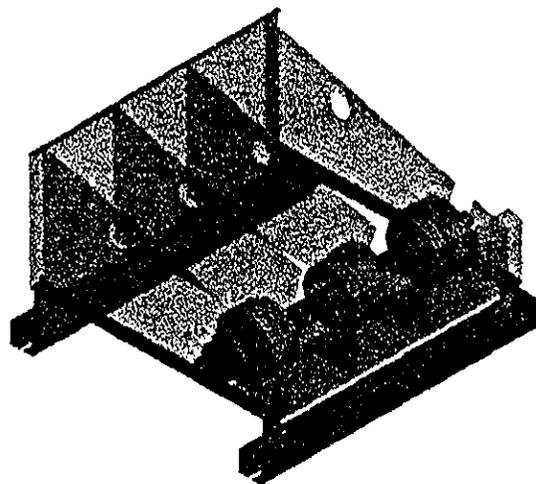


Figura 6.8 Colocación de la estructura de la UVI.

^{††} Las bandas deben también ir incluidas, en la figura no se muestran para claridad de la misma.

- b) Se colocan en su posición las bridas de acoplamiento en el rodillo. Las bridas de acoplamiento de la UVI deben estar separadas una distancia $L = 29$ [cm]. Una vez separadas se introducen en las bridas los porta-apuntadores^{††} con los apuntadores previamente energizados. Tomando como referencia el apuntador de la brida correspondiente al eje del rodillo delantero, se ajustan los soportes niveladores^{§§} de la UVI hasta hacer que los haces de luz coincidan como se puede observar en las figuras 6.9 a 6.12.

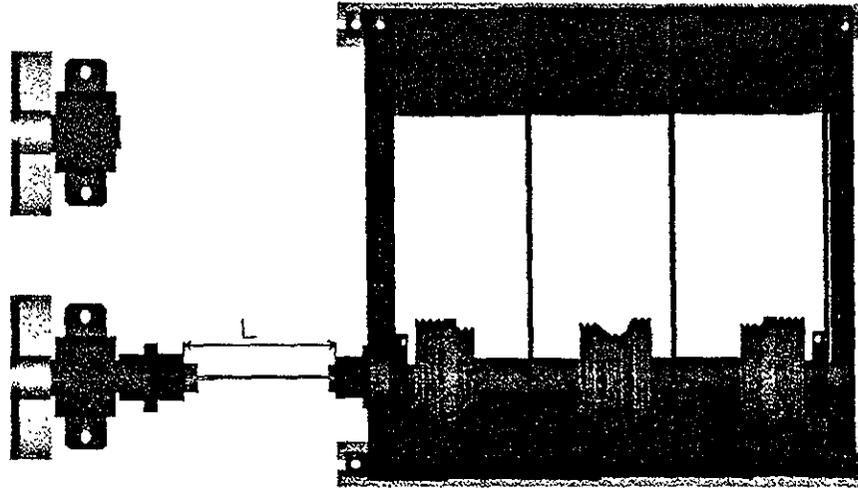


Figura 6.9 vista superior (alineación)

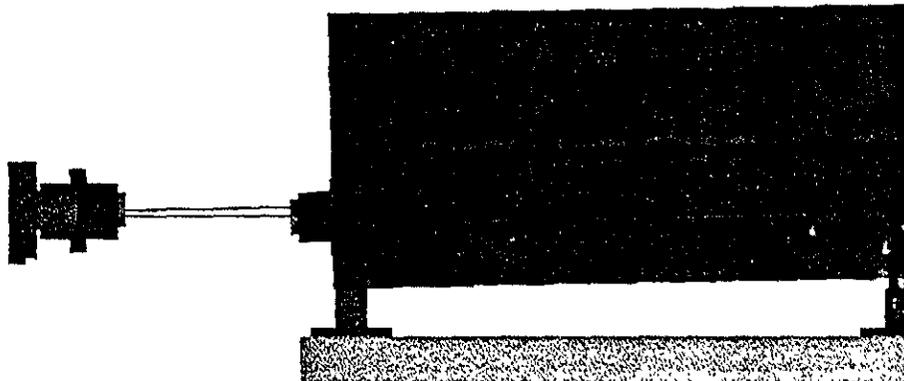


Figura 6.10 vista frontal (alineación)

^{††} Los porta-apuntadores son simples cilindros de diámetro exterior 1 1/8" y el diámetro interior debe ser lo suficiente para alojar a los "apuntadores láser". Un extremo del porta-apuntador tienen un pequeño orificio centrado para permitir la salida del haz láser.

^{§§} Los soportes niveladores deberán tener una altura mínima de 7.5 [cm] y un desplazamiento mínimo de 3 [cm]. el diseño de detalle de dichos soportes queda fuera del alcance de esta obra

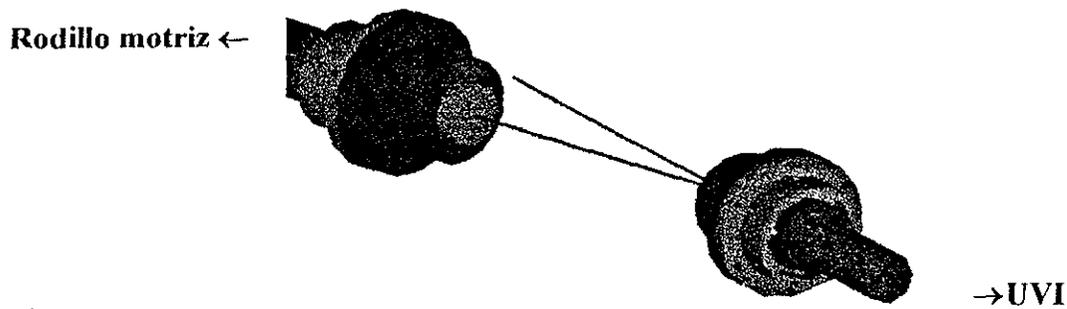


Figura 6.11 Alineación de la UVI (vista del lado de la UVI).

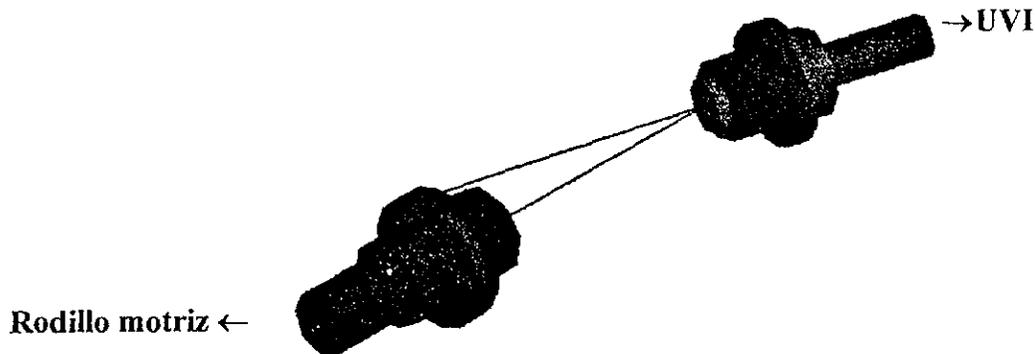


Figura 6.12 Alineación de la UVI (vista del lado del rodillo).

- c) Una vez que se hacen coincidir los haces de luz se ajusta la distancia entre bridas para dar cabida a las extensiones y al acoplamiento flexible. Apretar los tornillos niveladores con un torque de 50 [N*m], y aplicarles sellador^{***} de tuercas para evitar su aflojamiento a causa de las vibraciones generadas por la UVI.
- d) Colocar las extensiones y el acoplamiento, figura 6.13
- e) Apretar los tornillos correspondientes del acoplamiento y las bridas con un torque de 50 [N*m].
- f) Finalmente una vez posicionada, alineada y fijada la UVI se colocan los volantes en sus posiciones correspondientes, como se muestran en la figura 6.14.

^{***} Existen muchas marcas comerciales de selladores para roscas, entre ellos podemos mencionar a los de la marca loctite

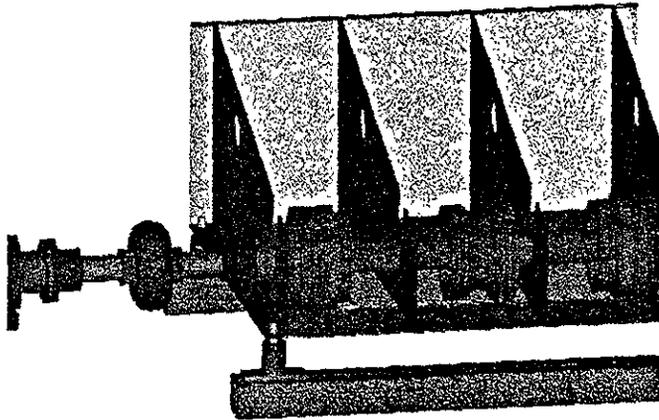


Figura 6.13 Vista del acoplamiento.

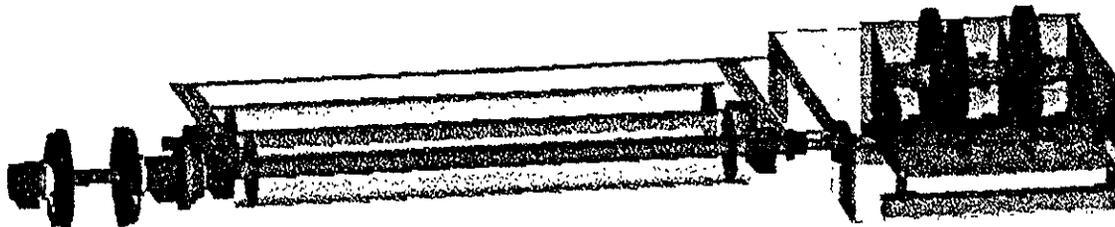


Figura 6.14 Vista global del dinamómetro de chasis y UVI

6.3 Calibración del Dinamómetro de chasis.

Debido a que algunos de los componentes del dinamómetro están sometidos a cargas y otros a movimiento rotacional (celda de carga y rodamientos principalmente), se debe verificar que sus parámetros de funcionamiento estén dentro del rango de exactitud aceptado, por lo que el dinamómetro se tiene que calibrar periódicamente.

La calibración consiste en dos procedimientos, elaborados de acuerdo a normas internacionales que regulan los procedimientos de calibración de los dinamómetros. Estos dos procedimientos se han denominado: calibración estática y calibración dinámica.

6.3.1 Calibración estática.

Esta calibración se realiza sin provocar movimiento de los rodillos (de aquí el nombre de estática) del dinamómetro y sin energizar la PAU. Esta calibración consiste en determinar la ecuación de la celda de carga. Para la calibración estática se necesita un árbol que se coloca sobre la celda de carga, al cual se le adicionan masas de valor conocido que simulan la fuerza que ha de actuar sobre la celda de carga, obteniendo de ella los valores correspondientes de voltaje a diversos valores de par (ya que se conoce el brazo de palanca de la fuerza).

Procedimiento para la calibración

1. Energizar la celda de carga.
2. Se registra el valor de voltaje de offset, el cual tiene un valor alrededor de 200 mV.
3. Se coloca el árbol de calibración sobre la celda de carga, el cual debe estar perfectamente nivelado.
4. Se verifica que el voltaje de offset no varíe al colocar el árbol de calibración.
5. Si éste valor varía, se tomara como nuevo valor de offset al inicio de calibración.
6. Se coloca un disco cuya masa es de 35 [lb] (15.876 [kg]) y se registra la lectura de voltaje en la celda de carga.
7. Se coloca un segundo disco de la misma masa y se registra la lectura de voltaje en la celda de carga.
8. Se coloca un tercer disco de la misma masa y se registra la lectura de voltaje en la celda de carga.
9. Los puntos 6 al 8 se repiten de tres a cinco veces, dependiendo de cómo se repitan dichos valores.
10. Los valores obtenidos son promediados y con ellos se genera una tabla voltaje vs par. Los valores del par se obtienen multiplicando la carga por el brazo de palanca, que es la distancia que existe entre el eje de la PAU a la celda de carga cuyo valor es 14.1 [in] (0.35814 [m]).
11. Con estos valores se obtiene la curva de calibración de la celda de carga, la cual tiende a ser una línea recta^{†††}. En la figura 6.15 se muestra una tabla y su curva de calibración.
12. La ecuación de la curva se puede obtener a partir de 2 puntos de la tabla o recta y tiene la forma.

$$y = mx + b \quad [6.7]$$

Donde:

m Pendiente

y se puede obtener de:

$$m = (y_2 - y_1) / (x_2 - x_1)$$

^{†††} Esto se debe a que el material de fabricación de la celda de carga obedece a la ley de Hooke

o de manera más precisa se toman más valores y se hace una regresión lineal para obtener dicha ecuación.

6.3.2 Calibración dinámica.

Esta calibración se caracteriza por realizarse con los rodillos en movimiento y sin aplicación de carga por la PAU, esta calibración también recibe el nombre de “Calibración en Coastdown”.

Esta calibración es importante ya que los rodamientos tienen una vida útil y por lo tanto el par de rozamiento variara según su “edad”, como se vio en el capítulo 4 la potencia que absorbe la PAU solo es una parte de la potencia que entrega el vehículo al dinamómetro.

El procedimiento de calibración se numera a continuación:

1. Antes de realizar la calibración, y si el dinamómetro no se ha operado durante un lapso de 2 horas, se debe calentar los rodamientos del dinamómetro, subiendo un vehículo y manteniéndolo rodando por un tiempo mínimo de 15 minutos, a una velocidad angular correspondiente a la velocidad lineal de 48 [mi / h] (77.3 [km/h] aprox.), según el CFR 86.135-82.
2. El par de rozamiento y por ende la potencia de rozamiento de los rodamientos depende de la velocidad angular, el CFR sugiere que la velocidad del vehículo deba ser de 50 [mi/h] (80.5 [km/h] aprox.), por lo que la velocidad a la cual debe realizarse se deberá seleccionar previamente.
3. Una vez seleccionada la velocidad a la que se desea hacer la calibración, se marca un intervalo de velocidades en las cuales iniciará y terminara la calibración. Por ejemplo, si se desea hacer la calibración a 55 [mi/h], el intervalo de velocidades de velocidades será de 50 a 60 [mi/h].
4. Al comenzar la calibración, los rodillos deben ser llevados por un medio a la velocidad de 5 [mi/h] (8 km/h) aprox) por arriba del limite superior del intervalo, e inmediatamente después se debe desacoplar el dispositivo utilizado para llevar el dinamómetro a esta velocidad, dejando que los rodillos se desaceleren libremente hasta la velocidad límite inferior del intervalo de calibración.
5. Mediante el procedimiento descrito anteriormente y con ayuda del sistema de adquisición de datos de la computadora que controla al dinamómetro, se genera la curva de velocidad vs tiempo, el la cual es posible obtener la curva de desaceleración libre de los rodillos.
6. Con los valores de la velocidad inicial, velocidad final y el tiempo en que los rodillos tardan en pasar del limite superior al inferior (tiempo de costdown), es posible conocer la potencia absorbida por los rodillos mediante las siguientes ecuaciones:

$$N_{OP} = (\Sigma M) \omega_{CAL} = (I \times \alpha) \omega_{CAL}$$

Donde:

- N_{OP} Potencia de absorción de los rodamientos
- ΣM Suma de momentos externos.
- ω_{CAL} Velocidad angular de calibración.
- α Aceleración angular.

Esta expresión indica que el producto de la suma de momentos externos con la velocidad angular de calibración son iguales al producto del momento de inercia, la aceleración angular y la velocidad angular. Como no existen otras fuerzas y/o momentos externos excepto los de oposición de los rodamientos, entonces, la expresión en términos de las velocidades angulares es:

$$N_{OP_{exp}} = [I_{XX} (\omega_f - \omega_i)/t_c] \omega_{CAL} \quad [6.9]$$

Siendo

t_c Tiempo de costdown.

Si se selecciona la velocidad angular de calibración como la correspondiente a 50 [mi/h], es decir $\omega_{CAL} = 139.68$ [rad/s] y tomando un intervalo de ± 5 [mi/h], entonces $\omega_i = 153.65$ [rad/s] y $\omega_f = 125.712$ [rad/s], por lo tanto la aceleración angular quedará expresada como:

$$\alpha = (\omega_f - \omega_i)/t_c = (27.94)/t_c \quad [6.10]$$

Sustituyendo este valor en la ecuación en la expresión 7.16

$$N_{OP_{exp}} = [I_{XX} (27.94)/t_c](139.68)$$

Entonces las ecuaciones para los conjuntos delantero y trasero serán

$$N_{OP(CD)_{exp}} = I_{XXCD} (3902.66)/t_c$$

$$N_{OP(CT)_{exp}} = I_{XXCT} (3902.66)/t_c$$

respectivamente.

Sustituyendo los valores de I_{XXCD} y I_{XXCT} , las expresiones anteriores quedan

$$N_{OP(CD)_{exp}} = (23466.69)/t_c \quad [6.11]$$

$$N_{OP(CT)_{exp}} = (17667.34)/t_c \quad [6.12]$$

Por otro lado tenemos que:

$$N_{OP_{teo}} = (\Sigma M_{OP}) \omega_{CAL} \quad [6.13]$$

Donde:

ΣM_{OP} Suma de los pares de oposición de los rodamientos.

Para los rodamientos del conjunto delantero y trasero tenemos

$$N_{OP(CD)teo} = (\Sigma M_{OP(CD)})\omega_{CAL} = (M_{OP(C)} + M_{OP(D)} + M_{OP(E)} + M_{OP(F)})\omega_{CAL} \quad [6.14]$$

$$N_{OP(CT)teo} = (\Sigma M_{OP(CT)})\omega_{CAL} = (M_{OP(F)} + M_{OP(G)})\omega_{CAL} \quad [6.15]$$

Finalmente, los resultados que arrojaran la ecuaciones 6.11 y 6.12 serán mayor que la proporcionan las ecuaciones 6.14 y 6.15 ya que estas se pueden considerar “ideales”, por lo que, existirá un factor de proporcionalidad que llamaremos K_{CAL} , entonces se tiene

$$N_{OP(CD)exp} = K_{CAL(CD)} N_{OP(CD)teo} \quad [6.16]$$

$$N_{OP(CT)exp} = K_{CAL(CT)} N_{OP(CT)teo} \quad [6.17]$$

Estos factores de corrección se supondrán validos para los rangos de operación del dinamómetro.

6.4 Diseño del mecanismo impulsor de los rodillos para la calibración dinámica.

Para la calibración, es necesario llevar a los rodillos a una velocidad angular correspondiente a una velocidad tangencial del rodillo y después dejarlos en coastdown para hacer mediciones.

Esta operación es muy difícil de realizar con un vehículo sobre el dinamómetro, ya que se tendría que remover al vehículo sin afectar el movimiento de los rodillos. Por lo que se proponen dos diseños de mecanismos que impulsen a los rodillos y que sean capaces de trasladar un neumático en línea recta sobre los rodillos, tratando así de que la rotación de los rodillos sea uniforme. El neumático será impulsado por un motor eléctrico montado sobre el mecanismo. Las representaciones esquemáticas de dos mecanismos se muestran en las figuras 6.16 y 6.18.

El primer mecanismo propuesto se muestra en la figura 6.16 donde las longitudes de los elementos del mecanismo de cuatro elementos articulados $ABCD$ satisfacen las condiciones: $BC = 0.65 AB$; $BE = 0.32 AB$; $AD = 1.66 AB$; $DC = 0.66 AB$ y $AF = 0.7 AB$. Cuando el elemento 1 gira alrededor del eje fijo A el punto E del elemento 2 describe una trayectoria, un tramo de la cual casi coincide con la recta $q-q'$ que pasa por el punto I' situado sobre la recta AD .

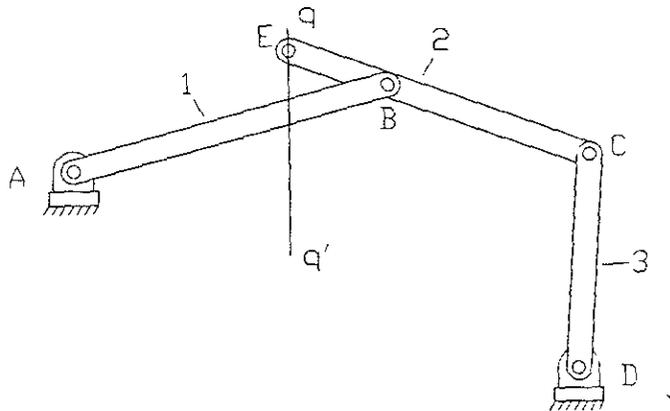


Figura 6.16 Mecanismo directriz rectilíneo de Watt de cuatro elementos articulados.

El rango de operación se selecciono de tal forma que la trayectoria del punto *E* este contenido en la parte "recta" de la curva, la figuras 6.17 (a) y (b) se muestran la trayectoria que sigue el punto *E* del acoplador.

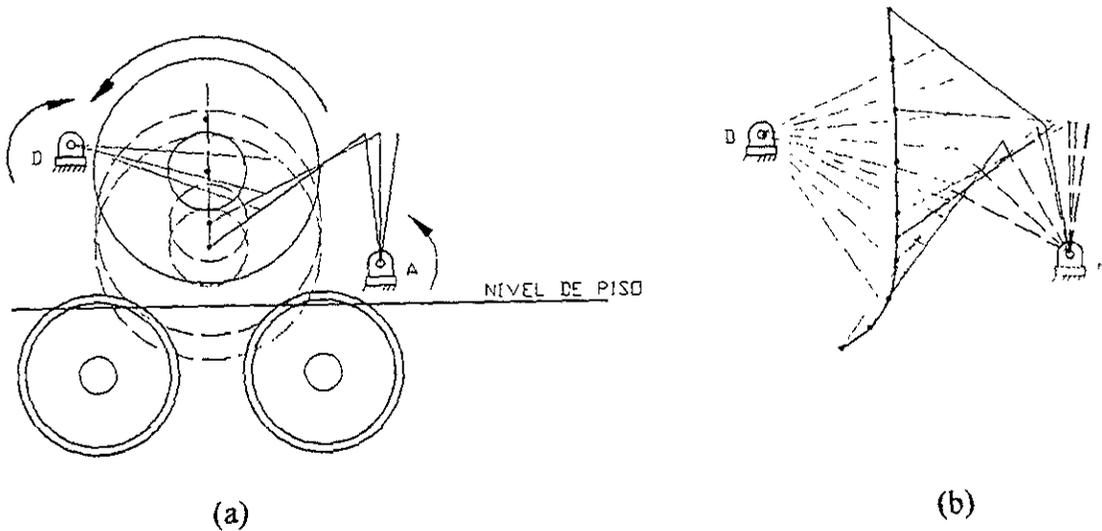


Figura 6.17 a) Diagrama esquemático del 1^{er} mecanismo impulsor de los rodillos.
 b) Trayectoria del punto *E* del acoplador.

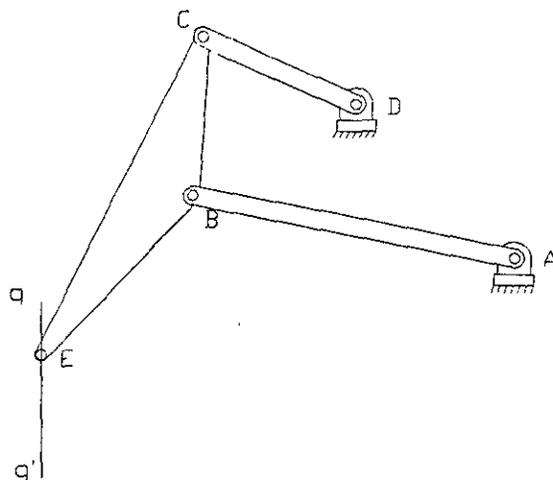


Figura 6.18 Mecanismo directriz rectilíneo de Watt de cuatro elementos articulados.

El segundo mecanismo propuesto se muestra en la figura 6.18 donde las longitudes de los elementos del mecanismo de cuatro elementos articulados $ABCD$ satisfacen las condiciones: $AB = BE = 0.68 AB$, $DC = 0.51 AB$, $CE = 1.1 AB$. Cuando el elemento 1 gira alrededor del eje fijo A , el punto E del elemento 2 describe una trayectoria $q-q'$, cierto tramo de la cual es casi recto.

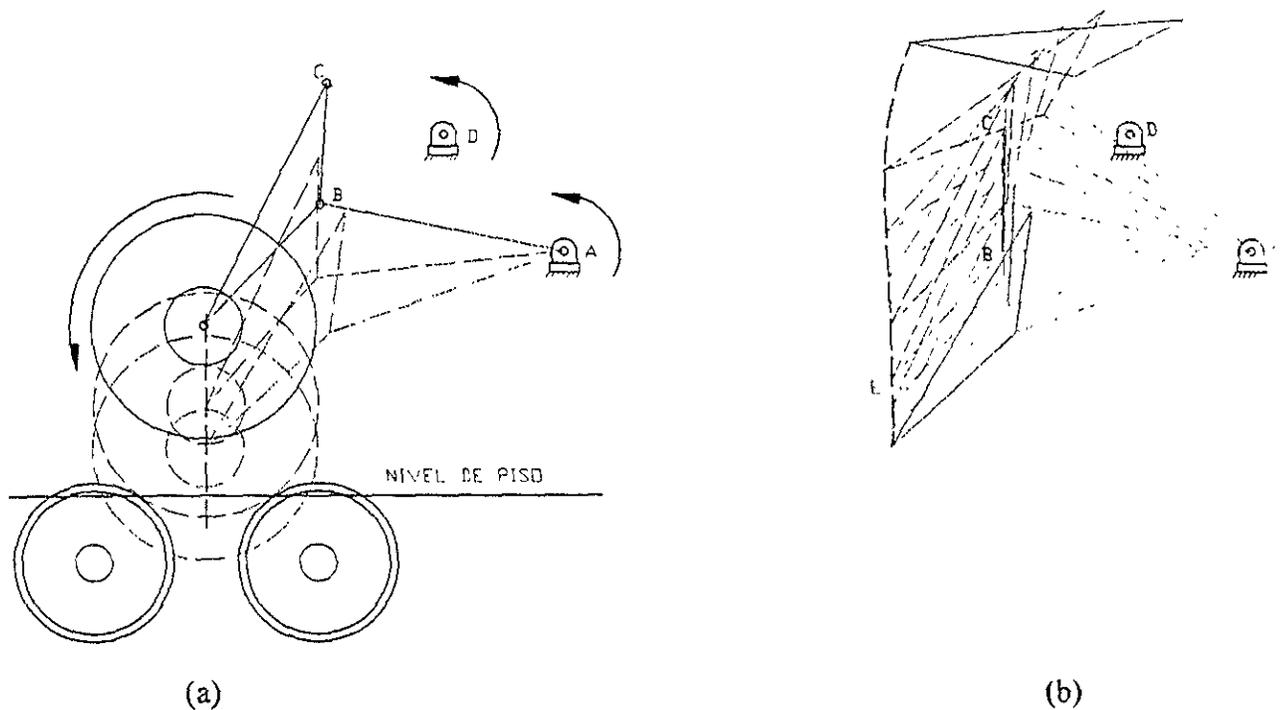


Figura 6.19 a) Diagrama esquemático del 2º mecanismo impulsor del rodillo. b) Trayectoria del punto E del acoplador.

Al igual que el mecanismo anterior, el rango de operación se selecciono de tal forma que la trayectoria del punto E este contenido en la parte "recta" de la curva, la figuras 6.19 (a) y (b) se muestran la trayectoria que sigue el punto E del acoplador.

6.4.1 Cálculo de la potencia del motor impulsor de la rueda del mecanismo.

Los motores se encuentran en una amplia variedad de tipos. La fuente de energía más común para un motor es la electricidad, pero el aire comprimido y el líquido a presión se utilizan también para accionar motores neumáticos e hidráulicos, respectivamente. Los motores térmicos de gasolina o diesel son otra posibilidad. Los motores eléctricos se fabrican en varios diseños, entre los que están los designados como CA, CD, servo y de pasos.

6.4.2 Tipos de motores.

Motores de CD. Estas máquinas se construyen en diferentes configuraciones eléctricas, que proporcionan diversas características de torque (momento rotatorio) y velocidad angular. La gráfica torque-velocidad angular de un motor describe como responderá a una carga aplicada.

El problema se deriva del hecho de que al aumentar el torque de carga requerido, el motor debe reducir la velocidad para proporcionarlo. Por lo tanto, la velocidad de entrada variará en respuesta a variaciones de carga. Si se desea velocidad constante, esto es inaceptable.

Una solución posible es utilizar un motor de CD con velocidad controlada, que contiene circuitos que aumentan y disminuyen la corriente que va al motor ante la carga variable, con el fin de mantener la velocidad constante. Estos motores de CD funcionan a partir de una fuente de CA, puesto que el controlador convierte la CA en CD. Sin embargo, el costo de esta solución es elevado. Otra posibilidad es proporcionar un volante en el eje de entrada, que almacenará energía cinética y ayudará a regular las variaciones de velocidad originadas por las fluctuaciones de carga.

Motores de CA. Éstos son la solución menos costosa para el suministro de movimiento rotatorio continuo, y tienen una variedad de curvas torque-velocidad para manejar las diversas aplicaciones de carga. Las velocidades sin carga más comunes de los motores de CA son de 1725 y 3450 rpm. Estos motores de CA y CD están diseñados para proporcionar una potencia de salida continua. Aunque pueden ser detenidos o parados con carga, no tolerarán un estado de velocidad cero y corriente plena durante más de unos cuantos minutos, antes de sobrecalentarse.

Los motores se calculan basándose en la potencia y velocidad angular nominal, la expresión para esta es:

$$N_m = M * \omega_m$$

[6.18]

Donde:

- N_m Potencia del motor.
- M Par entregado por el motor.
- ω_m Velocidad angular nominal del motor.

Para los rodillos se obtiene una expresión similar:

$$N_r = M_r * \omega_R \quad [6.19]$$

Donde:

- N_r Potencia requerida para impulsar los rodillos.
- M_r Par requerido.
- ω_R Velocidad angular de cualquiera de los rodillos.

En la figura 6.20 se muestran los pares que actúan, realizando suma de momentos:

$$\sum M = M_r - \sum M_{op} = I_{xxT} * \alpha \quad [6.20]$$

Donde:

- $\sum M_{op}$ Par de oposición por la fricción en los rodamientos.
- M_r Par requerido para la impulsión de los rodillos.
- I_{xxT} Momento total de inercia.
- α Aceleración angular.

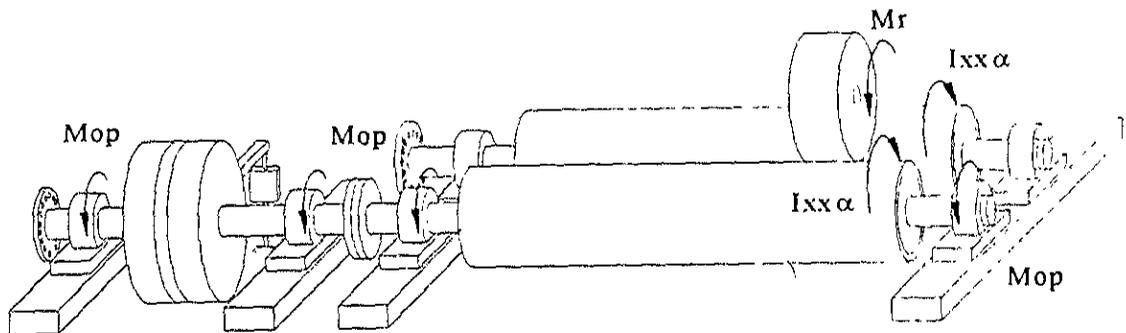


Figura 6.20 Par requerido para la selección del motor impulsor.

Despejando al par requerido de la ecuación 6.20, tomando $\omega = \omega_{máxrod}$ y sustituyendo en la ecuación 6.19, queda

$$N_r = (\sum M_{op} + I_{xxT} * \alpha) * \omega_{máxrod}$$

Donde:

- $\omega_{máxrod}$ Velocidad angular máxima del rodillo¹¹¹.

¹¹¹ Realmente esta velocidad deberá ser mayor que la de calibración, ya que tomando en cuenta el deslizamiento de la banda, propondremos que la velocidad angular máxima sea en un 5% más alta que la de calibración.

Si partimos del reposo y consideramos que la aceleración es constante, entonces:

$$\alpha = (\omega_{\text{máxrod}} - \omega_i) / t \quad [6.21]$$

Donde:

t Tiempo en que tarda en alcanzar dicha velocidad.

Simplificando la ecuación 6.21 queda:

$$\alpha = \omega_{\text{máxrod}} / t$$

sustituyendo en la ecuación 6.20

$$N_r = [\sum M_{op} + I_{XX_T} * (\omega_{\text{máxrod}} / t)] * \omega_{\text{máxrod}}$$

Si consideramos que la potencia requerida es igual al entregado por el motor, se tiene:

$$N_m = [\sum M_{op} + I * (\omega_{\text{máxrod}} / t)] * \omega_{\text{máxrod}} \quad [6.22]$$

Como no se requiere de gran precisión para éste cálculo podemos omitir despreciable el término $\sum M_{op}$, ya que la potencia del motor se seleccionará con base a la inmediata superior de los motores comerciales. De esta manera, sustituyendo los valores de I_{XX_T} , $\omega_{\text{máxrod}} = 161$ [rad/s] y proponiendo un tiempo de 90 [s] se tiene:

$$N_r = [10.54 * (160/90)] * (160)$$

Por lo tanto el motor debe tener como mínimo una potencia de

$$N_r = 2998 \text{ [W]} \text{ o } 4.02 \text{ [HP]}$$

Por lo tanto se selecciona un motor de 5 [HP].

Por otro lado, el diámetro de las poleas se obtienen teniendo en cuenta que las velocidades tangenciales de la rueda y el rodillo son iguales, esto es,

$$V_{\text{máxrueda}} = V_{\text{máxrod}} \Leftrightarrow \omega_{\text{máxrueda}} * r_d = \omega_{\text{máxrod}} * r_R \Rightarrow \omega_{\text{máxrueda}} = \omega_{\text{máxrod}} * (r_R / r_d)$$

$$[6.23]$$

Donde:

r_R Radio del rodillo.

r_d Radio dinámico de la rueda.

De la figura 6.21, la velocidad de la banda en las dos poleas debe ser la misma, despreciando las pérdidas de potencia

$$\omega_{ent} * d = \omega_{sal} * D$$

$$D = (\omega_{ent} / \omega_{sal}) * d$$

pero

$$\omega_{ent} = \omega_m$$

$$\omega_{salida} = \omega_{máxrueda}$$

quedando:

$$D = (\omega_m / \omega_{máxrueda}) * d$$

[6.24]

Sustituyendo 6.23 en 6.24, se tiene:

$$D = (\omega_m / \omega_{máxród}) * (r_d / r_R) * d$$

Donde:

D Diámetro de la polea en la rueda.

d Diámetro de la polea en el motor.

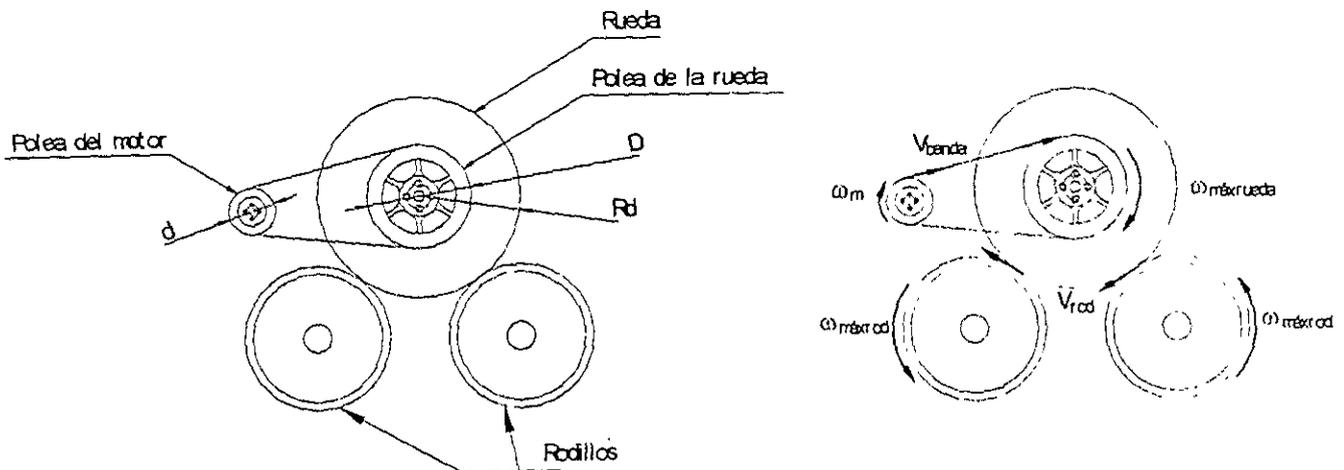


Figura 6.21 a) Principales dimensiones del sistema de transmisión. b) Diagrama cinemático.

6.5 Operación^{§§§}.

Acciones preliminares:

Asegúrese que el equipo funcione. Verifique la alimentación de aire del elevador, alimentación de energía de la PAU, conexiones mecánicas y eléctricas. Verifique el registro de calibración del sistema para la certificación del sistema. Si se requirieran especificaciones de prueba de calibración del sistema revise la sección de calibración.

Mantenga una bitácora del sistema de calibración del dinamómetro para asegurar un seguimiento de las pruebas de vehículos y mediciones para operar adecuadamente el equipo de prueba.

Encendido y calentamiento del sistema:

Después de que el sistema ha dejado de trabajar por dos horas o más, use el procedimiento siguiente para arrancar y calentar el sistema para pruebas de vehículos subsecuentes:

1. Accione el interruptor de electricidad principal al sistema 20 minutos antes de utilizarlo. Accione el alimentador principal de aire.
2. Accione la válvula de aire del elevador y verifique que funcione correctamente.
3. Seleccione la combinación requerida de volantes de inercia^{****} para la prueba.
4. Conduzca el vehículo sobre el dinamómetro con las ruedas centradas sobre los rodillos. Coloque cuñas en las ruedas que no son las motrices. Instale ventilación frente al radiador del vehículo. Conecte líneas de escape al exterior.
5. Baje el elevador cerrando la válvula de aire de operación.
6. Opere el vehículo lentamente para permitirle al vehículo centrarse el mismo sobre los rodillos. Verifique que los neumáticos no estén en contacto con la estructura del dinamómetro. Ajuste de nuevo las cuñas de las ruedas como se necesite. Una vez centrado el vehículo, opérela hasta que el rodillo delantero alcance una velocidad tangencial de 50 [mi/hr] (80.5 km/hr) aproximadamente por 15 minutos.
7. Frene el vehículo, accione el elevador del dinamómetro, retire las cuñas de las ruedas, el ventilador y las líneas de escape al exterior. Retire el vehículo del dinamómetro.
8. Desconecte la energía eléctrica principal y la alimentación de aire al dinamómetro.

^{§§§} Para mayor información consúltese *Instrumentación del dinamómetro de chasis del L.C.E.* Tesis de licenciatura de Pedro Rincón Gómez. Universidad Iberoamericana 1999.

^{****} Véase tabla de asignación de inercia capítulo 8

6.6 Mantenimiento.

Se establecerá un procedimiento de mantenimiento para el equipo basado en el tipo de operación. Los factores principales a observar son: limpieza, lubricación, ajustes correctos, goteras, partes flojas y operación incorrecta indicada por la respuesta de los instrumentos, controles y los sonidos. Es conveniente, por seguridad, que desactive el sistema antes de cualquier actividad de mantenimiento.

Use los siguientes servicios mínimos y la tabulación de ajuste como una guía para establecer un procedimiento.

Ajuste	
Horas (intervalo)	Servicio
Diariamente	<p><u>Antes de la operación.</u> Inspección visual para ver que controles e instrumentos están en orden y que no haya conexiones flojas. Verificar líneas de aire por seguridad. Verificar la presión de aire.</p> <p><u>Durante la operación.</u> Estar alerta a los ruidos extraños de la estructura de los rodillos, el sistema de aire y las líneas de enfriamiento.</p> <p><u>Después de la operación.</u> Verificar si hay partes flojas por seguridad.</p> <p><u>Calibración.</u> Ver la sección 6.3</p>
50 (semanalmente)	Verificar el funcionamiento de los rodillos para averiguar si los cojinetes están defectuosos. Verificar las conexiones entre los ejes y los acoplamientos por conveniente seguridad. Verificar calibración (sección 6.3).
250 (mensualmente)	Verificar los acoplamientos y flechas por conveniente seguridad. Inspeccionar las líneas del sistema de aire y los conectores para la indicación de fugas. El sistema de calibración(sección 6.3).
250 (mensualmente)	Inspeccionar los tornillos de los postes de anclaje de la estructura, para evitar que se aflojen hay que apretar como se requiera.
500 (2 meses)	Limpiar el área de cimentación Inspeccionar si hay fracturas en la cimentación, especialmente el área alrededor de los postes de anclaje.
Extendido	Lubricar los volantes de ajuste de la UVI cada tres años

Tabla 6.4 Servicios mínimos. Ref [13].

Servicios y sugerencias adicionales:

- a. Pintura. Por apariencia o protección, limpie y retoque los rayones o las superficies gastadas de pintura.
- b. Procedimientos de remoción. No se requieren técnicas especiales para remover los componentes. Sin embargo, cuando se remueve un componente, se toma en consideración su posición, tamaño, peso (por cualquier obstáculo requerido), conexiones mecánicas y de energía. No use fuerzas excesivas al liberar cualquier componente.
- c. Desarmado. No desarme la unidad hasta inspeccionar o analizar el problema para indicar el servicio de partes o remplazo que sea requerido. No desarme alguna más de las partes que se requiera para la reparación o reemplace partes estando en funcionamiento.
- d. Calibración. Verifique o calibre el sistema de acuerdo con los reglamentos actuales o a las especificaciones para pruebas particulares.
- e. Análisis de problemas. Use estos datos como una ayuda para localizar desperfectos.
- f. Lubricación. La frecuencia está basada en un calendario o el tiempo operacional, aquel que ocurra primero.
 1. Cojinetes. Estos son del tipo sellado y no requieren lubricación adicional. Use grasa resistente al agua en las superficies de contacto entre los ejes y la tapa. Limpie primero la grasa degradada y suciedad acumulada. Los cojinetes necesitan relubricación sólo cuando la duración de la grasa usada para lubricarlos es inferior a la duración prevista del cojinete. La determinación del momento en que debe emprenderse la relubricación depende de muchos factores entre los cuales existe una relación muy compleja^{†††}. Para el tipo de cojinetes de rodillos a rótula que tiene el dinamómetro, SKF recomienda intervalos de lubricación cada 1000 horas de funcionamiento^{††††}.
 2. Superficies de metal descubierto. Coloque una delgada película de aceite de máquina o grasa sobre el metal expuesto tal como en los extremos de la flecha, los postes de anclaje y pernos para reducir la herrumbre y la corrosión.
- g. Ensamblado. Cuando vuelva a ensamblar las partes asegúrese que las flechas y los acoplamientos están alineados en los planos horizontal y vertical.
- h. Inspección. Verifique los cojinetes del rodillo, girando lentamente los rodillos mientras siente la rugosidad u otras indicaciones de averías en los cojinetes. El ruido excesivo durante la operación, goteras de grasa y sobrecalentamiento, son también indicaciones de falla en los cojinetes. Los cojinetes se sellan al ser manufacturados y no requieren lubricación.

^{†††} Estos factores incluyen el tipo de rodamiento y el tamaño, la velocidad, la temperatura de funcionamiento y el tipo de grasa.

^{††††} Dato obtenido del diagrama I del apéndice A

Análisis de problemas:

La siguiente tabla lista los problemas más comunes que se presentan en los dinamómetros de chasis. La columna de causas posibles lista las causas en orden de frecuencia. Asegúrese de diagnosticar correctamente la causa o problema antes de desensamblar.

Análisis de problemas		
Problema	Causa posible	Solución
Ruido o vibración.	Tornillos de montaje de las chumaceras del rodillo flojos.	Apretar los tornillos a 50 [N*m]
	La estructura del chasis y/o de la UVI no está sujeta a los cimientos.	Apretar los tornillos de los postes de anclaje a 50 [N*m*]
	Avería en los cojinetes del rodillo.	Reemplazar los cojinetes requeridos.
	Desalineación del acoplamiento de la flecha del rodillo a la unidad de absorción de potencia.	Alinear el acoplamiento del eje.
	Acoplamiento de la flecha gastado.	Reemplazar las partes requeridas.
El elevador no sube.	Presión de aire insuficiente.	Verifique que no haya fugas en las líneas de aire. Ajuste las conexiones.
	Mecanismo sucio o con herrumbre.	Localizar el problema y limpiar.
	Fugas de aire en accesorios o en el ensamble del actuador del elevador.	Apretar los accesorios o reemplazar el ensamble del actuador del elevador.
El elevador no baja.	Mecanismo sucio o con herrumbre.	Localizar el problema y limpiar.
	Válvula del elevador descompuesta.	Reemplazar la válvula.

Tabla 6.5 Problemas comunes. Ref [13].

CAPITULO 7 MEDICIÓN DE PARÁMETROS

7.1 Mediciones directas e indirectas.

El dinamómetro de chasis, solo puede registrar dos mediciones directas: frecuencia y voltaje, del disco con orificios (para la lectura de velocidad angular) y celda de carga respectivamente ya fuerza registrada en la celda de carga es función del voltaje.

Las mediciones de parámetros como: distancia aparente, velocidad y la aceleración lineales del vehículo, velocidades y aceleraciones angulares* de los rodillos; dependen de la medición del sensor de frecuencia y de condiciones geométricas del dinamómetro y del vehículo. Por lo que podemos decir que éstas son mediciones indirectas. Además de estas mediciones indirectas tenemos otras dos de suma importancia que son: el par efectivo y la potencia al freno que suministra el vehículo.

En los apartados que siguen, se darán las expresiones para el cálculo de cada uno de los parámetros arriba mencionados.

7.2 Velocidades y aceleraciones

7.2.1 Velocidad angular (ω_R) de los rodillos.

El sensor de frecuencia y el disco con 18 orificios, acoplados en cada rodillo tienen acoplado un circuito formado por flip-flops, los cuales son divisores de frecuencia, por lo que a la salida de este circuito se obtiene una frecuencia f_r , y por lo consiguiente para obtener la frecuencia real f_r , f_r es multiplicada por dos, a este conjunto se le conoce como sensor de velocidad. Por otra parte, la frecuencia leída por los sensores f_s esta en función del número de pulsos leídos entre el número de orificios del disco y dividido entre el tiempo transcurrido, para obtener así el número de vueltas dadas por segundo. Por lo que la velocidades angulares de los rodillos serán,

$$\omega_R = 2 \pi f_r \quad [7.1]$$

pero como el disco tiene 18 orificios f_r la podemos expresar

$$f_r = f_s / 18 \quad [7.2]$$

y como la frecuencia que dan los flip-flops, es la que entra a la computadora, entonces f_s queda,

$$f_s = 2 f_r \quad [7.3]$$

Sustituyendo 7.2 y 7.3 en 7.1, tenemos,

* La aceleración angular no la puede registrar el sistema de adquisición de datos, por lo que, en los diferentes ensayos este será dato. Pero se incluye la forma de evaluarlo para así, en trabajos posteriores donde se pueda rediseñar el sistema de adquisición de datos, dicha aceleración pueda ser evaluada.

$$\omega_R = (2/9) \pi f_r \quad [\text{rad} / \text{s}] \quad [7.4]$$

ó

$$\omega_R = (20/3) f_r \quad [\text{R.P.M.}] \quad [7.4']$$

7.2.2 Velocidad del vehículo (V_v).

Considerando que el deslizamiento entre las ruedas y los rodillos es despreciable, la velocidad del vehículo es igual a la velocidad tangencial de un punto situado en la periferia del rodillo, por lo tanto, la expresión para calcular la velocidad del vehículo es:

$$V_v = \omega_R R \quad [7.5]$$

sustituyendo la expresión para ω_R y el valor de R ,

$$V_v = (0.32/9) \pi f_r \quad [\text{m} / \text{s}] \quad [7.6]$$

ó

$$V_v = (0.32/9000) \pi f_r \quad [\text{km} / \text{s}] \quad [7.6']$$

7.2.3 Aceleración angular (α_R) de los rodillos.

Uno de los parámetros que presenta una gran dificultad para su medición, es la aceleración angular, debido a la velocidad de respuesta de los sensores y al sistema de adquisición de datos, pero casi siempre es un dato, ya que como se menciona en el apartado 4.1, se pretende seguir una gráfica velocidad del vehículo vs. tiempo ($V - t$), donde la pendiente de dicha gráfica es la aceleración lineal del vehículo.

La aceleración lineal del vehículo y la aceleración angular de la rueda se relacionan como:

$$A_v = \alpha_{rv} R_d \quad [7.7]$$

Donde:

- A_v , Aceleración lineal del vehículo.
- α_{rv} , Aceleración angular de la rueda.
- R_d , Radio dinámico de la rueda.

Si la suposición de no deslizamiento es válido, las aceleraciones tangenciales de la rueda y el rodillo son las mismas, y la aceleración angular del rodillo, se puede relacionar por medio de la siguiente expresión:

$$\alpha_R = \alpha_{rv} R_d / R = \alpha_{rv} R_d / (0.16) \text{ [rad / s}^2\text{]} \quad [7.8]$$

ó

$$\alpha_R = A_v / (0.16) \text{ [rad / s}^2\text{]} \quad [7.8']$$

Por otra parte, la aceleración angular de los rodillos se puede calcular tomando incrementos de la velocidad angular del rodillo, es decir,

$$\alpha_R = (\omega_{R0} - \omega_{Rt}) / \Delta t \text{ [rad / s}^2\text{]} \quad [7.9]$$

Donde:

ω_{R0} , Velocidad angular tomada en un tiempo $t = t_0$

ω_{Rt} , Velocidad angular tomada en un tiempo $t = t$

Δt Diferencia entre dichos tiempos.

7.3 Distancia aparente (D_a), que recorre el vehículo.

En ciertas pruebas se requiere que el automóvil recorra una cierta distancia, en el dinamómetro esto se puede lograr calculando la distancia aparente que recorre el vehículo. Esta se puede calcular en base a la distancia que recorrería el rodillo, si suponemos que éste rodara sin deslizamiento sobre el piso y la podemos expresar como:

$$D_a = \theta R \quad [7.10]$$

Donde θ , es el desplazamiento angular (giro del rodillo) y R es el radio del rodillo. El desplazamiento angular θ , se puede obtener sabiendo que el disco del sensor de velocidad tiene 18 orificios, por lo que cada pulso que registra el sensor representa un desplazamiento angular igual $2\pi / 18$, además sabiendo que al sistema de adquisición de datos solo recibe la mitad de los pulsos del sensor, podemos expresar a la expresión x.5 de la siguiente forma.

$$D_a = (2/9) \pi R N_p \quad [7.10']$$

Donde:

N_p , Número efectivo de pulsos que registra el sistema de adquisición de datos.

Finalmente, sustituyendo el valor de R la expresión anterior queda:

$$D_a = (0.32/9) \pi N_p \text{ [m]} \quad [7.11]$$

ó

$$D_a = (0.32/9000) \pi N_p \text{ [km]} \quad [7.11']$$

7.4 Pares o torques.

7.4.1 Par de oposición de la PAU (M_{PAU}).

La medición del par de oposición de la PAU, se realiza partiendo de la caracterización de la celda de carga, la cual se discute en el apartado 6.3.1; el comportamiento de la celda de carga es representado por la expresión,

$$M_{PAU} = m (V) + b \quad [N*m] \quad [7.12]$$

ó

$$M_{PAU} = 0.7375 (m (V) + b) \quad [lb*ft] \quad [7.12']$$

Donde:

- m Pendiente de la curva de calibración.
- V Voltaje que registra la celda para determinada carga.
- b Ordenada al origen de la curva.

7.4.2 Par de oposición de los rodamientos (M_{OP}).

En el capítulo 4 se mostró que el par de oposición para cada rodamiento (M_{OP}) es la suma de M_0 y M_1 . A su vez, estos pares dependen de ciertos factores característicos del tipo de rodamiento y para los rodillos del dinamómetro se tienen rodamientos de bolas a rótula de 2½" de diámetro interno.

$$\sum M_{OPi} = M_0 + M_1$$

$$M_0 = 10^{-7} * f_0 * (v * n)^{2/3} * d_m^3 \quad [N*mm]$$

Para rodamientos de bolas a rótula[†]:

$$f_0 = 1.5$$

$$d_m = 102.5 \quad [mm]$$

$$v = 70 \quad [mm^2/s]$$

$$n = \text{velocidad angular} \quad [rad /s]$$

sustituyendo los valores de estos factores en M_0 , se tiene:

$$M_0 = 10^{-7} * 1.5 * 14^{2/3} * n * 102.5^3 * (1/1000)$$

$$M_0 = 0.02744 * n^{2/3} \quad [N*m] \quad [7.13]$$

Sustituyendo la ecuación 7.4 en 7.13, se obtiene una expresión en términos de la frecuencia:

[†] Ver apéndice A.

$$M_0 = 0.0972 * f_r^{2/3} \text{ [N*m]} \quad [7.13']$$

Para el par M_1 , se tiene:

$$M_1 = f_1 * P_1^a * d^b$$

Para rodamientos de bolas a rótula[‡]:

$$f_1 = 0.0003 * (P_0 / C_0)^{0.4}$$

donde:

P_0 = carga estática sobre el rodamiento = P_1

C_0 = capacidad de carga estática[§] = 32500 [N]

a = 1

b = 1

Sustituyendo los valores de estos factores en M_1 , se tiene:

$$M_1 = 4.703e^{-6} * P_1^{0.4} * P_1^1 * 102.5 * (1/1000)$$

$$M_1 = 4.8205e^{-7} * P_1^{1.4} \text{ [N*m]} \quad [7.14]$$

Donde:

P_1 = carga aplicada sobre cada rodamiento en N.

7.4.2.1 Par de oposición M_{OP} para el conjunto delantero.

Para los cuatro rodamientos y considerando que las cargas aplicadas sobre los rodamientos son las fuerzas radiales de reacción F_r , cuyas expresiones se obtuvieron en el capítulo 4, tenemos:

$$\sum M_{OPi \text{ CD}} = 4 * 0.0972 * f_r^{2/3} + \sum 4.8205e^{-7} * F_{r_i}^{1.4} \text{ [N*m]} \quad [7.15]$$

simplificando:

$$\sum M_{OPi \text{ CD}} = 0.389 * f_r^{2/3} + \sum 4.8205e^{-7} * F_{r_i}^{1.4} \text{ [N*m]} \quad [7.15']$$

Donde:

$i = C, D, E, F$

$$F_{rC} = F_{rD} = [\{ 0.5 * (RN_A * \text{sen}(\alpha) + F_A * \text{cos}(\alpha) + W_{RD}) \}^2 + \{ 0.5 * (F_A * \text{sen}(\alpha)) \}^2]^{1/2}$$

Sustituyendo el valor de F_A :

$$F_{rC} = F_{rD} = [\{ 0.5 * (RN_A * \text{sen}(\alpha) + \mu * RN_A * \text{cos}(\alpha) + W_{RD}) \}^2 + \{ 0.5 * (\mu * RN_A * \text{sen}(\alpha)) \}^2]^{1/2}$$

[‡] Ver apéndice A.

[§] Dato tomado del manual de SKF.

sustituyendo la ecuación 4.7 :

$$F_{rC} = F_{rD} = [[0.5*(W_v / 3 + \mu*W_v/(3*\tan(\alpha)) + W_{RD})]^2 + [0.5* \mu*W_v/3]^2]^{1/2}$$

simplificando:

$$F_{rC} = F_{rD} = [[0.5*(W_v*(1/3 + \mu/(3*\tan(\alpha))) + W_{RD})]^2 + W_v^2*[0.5* \mu /3]^2]^{1/2}$$

donde:

$$\alpha^{**} \quad 46.2794^\circ$$

$$\mu^{\dagger\dagger} \quad 0.9$$

$$W_{RD}^{\ddagger\dagger} \quad 2917.965874 \text{ [N]}$$

Sustituyendo estos datos y realizando las operaciones, obtenemos:

$$F_{rC} = F_{rD} = [[0.310113*W_v + 1458.983]^2 + [0.15*W_v]^2]^{1/2} \quad [7.16]$$

en términos de la masa del vehículo:

$$F_{rC} = F_{rD} = [[3.033*m_v + 1458.983]^2 + [1.467*m_v]^2]^{1/2} \quad [7.16']$$

$$F_{rE}^{\S\S} = F_{rF} = 0.5[W_{PAU}] = 0.5*1500 = 750 \text{ [N]} \quad [7.17]$$

sustituyendo las ecuaciones 7.16' y 7.17 en 7.15', obtenemos:

$$\sum M_{OPi \text{ CD}} = \frac{0.389*f_r^{2/3}}{21.1893e^3} + 4.8205e^{-7} * \{ 2*([3.033*m_v + 1458.983]^2 + [1.467*m_v]^2)^{0.7} + \} \quad [7.18]$$

simplificando:

$$\sum M_{OPi \text{ CD}} = \frac{0.389*f_r^{2/3}}{0.0102} + 9.641e^{-7} * ([3.033*m_v + 1458.983]^2 + [1.467*m_v]^2)^{0.7} + \quad [7.18']$$

7.4.2.2 Par de oposición M_{OP} para el conjunto trasero.

Para los dos rodamientos y nuevamente sustituyendo las cargas aplicadas F_r :

$$\sum M_{OPi \text{ CT}} = 2*0.0972*f_r^{2/3} + \sum 4.8205e^{-7}*F_{r_i}^{1.4} \text{ [N*m]} \quad [7.19]$$

** Considerando una rueda de diámetro = 620.472 (mm), que fue el promedio obtenido para diferentes ruedas entre rodada 13 y 15.

†† Para el hule y el metal, dato tomado de la referencia [15].

‡‡ Dato obtenido de un software de CAD y considerando una densidad para el acero de 7850 (kg/m³)

§§ También se incluye el peso de esta porción del eje y los discos de frenado, estos datos se obtuvieron de un software de CAD.

simplificando:

$$\sum M_{Opi CT} = 0.1944 * f_r^{2/3} + \sum 4.8205 e^{-7} * Fr_i^{1.4} \quad [N * m] \quad [7.19']$$

Donde:

i = G, H

$$F_{rG} = F_{rH} = [[0.5 * (RN_A * \text{sen}(\alpha) + W_{RT})]^2 + [0.5 * (RN_A * \text{cos}(\alpha) + F_A * \text{sen}(\alpha))]^2]^{1/2}$$

Sustituyendo el valor de F_A:

$$F_{rG} = F_{rH} = [[0.5 * (RN_A * \text{sen}(\alpha) + W_{RT})]^2 + [0.5 * (RN_A * \text{cos}(\alpha) + \mu * RN_A * \text{sen}(\alpha))]^2]^{1/2}$$

sustituyendo la ecuación 4.7 :

$$F_{rG} = F_{rH} = [[0.5 * (W_v / 3 + W_{RT})]^2 + [0.5 * (W_v / (3 * \text{tan}(\alpha) + \mu * W_v / 3))]^2]^{1/2}$$

simplificando:

$$F_{rG} = F_{rH} = [[0.5 * (W_v / 3 + W_{RT})]^2 + W_v^2 * [0.5 * (1 / (3 * \text{tan}(\alpha) + \mu / 3))]^2]^{1/2}$$

Donde:

W_{RT} 2886.103774 [N]

α 46.2794°

μ 0.9

Sustituyendo estos datos y realizando las operaciones, obtenemos:

$$F_{rG} = F_{rH} = [[0.1667 * W_v + 1443.052]^2 + [0.09572 * W_v]^2]^{1/2} \quad [7.20]$$

en términos de la masa del vehículo:

$$F_{rG} = F_{rH} = [[1.6303326 * m_v + 1443.052]^2 + [0.936142 * m_v]^2]^{1/2} \quad [7.20']$$

sustituyendo la ecuación 7.20' en 7.19', obtenemos:

$$\sum M_{Opi CT} = 0.1944 * f_r^{2/3} + 9.641 e^{-7} * [[1.6303326 * m_v + 1443.052]^2 + [0.936142 * m_v]^2]^{0.7} \quad [7.21]$$

7.4.3 Par de oposición inercial.

Los pares inerciales de los conjuntos delantero y trasero no son más que la simple producto del momento de inercia correspondiente a cada conjunto por la aceleración angular a la que se encuentren girando.

$$M_I = I_{xx} * \alpha_R$$

Sustituyendo la ecuación 7.8' para cada conjunto, tenemos:

$$M_{ICD} = I_{xxCD} * A_v / 0.16 \quad [7.22a]$$

$$M_{ICT} = I_{xxCT} * A_v / 0.16 \quad [7.22b]$$

En el capítulo 4 se determinaron los momentos de inercia de ambos conjuntos, por conveniencia, aquí se repiten los resultados:

$$I_{xxCD} = 6.012902 \text{ [kg*m}^2\text{]}$$

$$I_{xxCT} = 4.527452 \text{ [kg*m}^2\text{]}$$

Sustituyendo estos datos en las ecuaciones 7.22a y 7.22b:

$$M_{ICD} = 6.013 * A_v / 0.16 \quad [7.23a]$$

$$M_{ICT} = 4.5275 * A_v / 0.16 \quad [7.23b]$$

7.4.4 Par total o efectivo (M_e)

El par total o efectivo que suministra el vehículo es la suma de los pares efectivos del conjunto delantero, trasero y el par que demanda la PAU, es decir:

$$M_e = M_{PAU} + M_{eCD} + M_{eCT} \quad [7.24]$$

Y cada par efectivo de cada conjunto tiene la siguiente expresión:

$$M_{eCD} = \Sigma M_{OPiCD} + M_{iCD} \quad [7.25a]$$

$$M_{eCT} = \Sigma M_{OPiCT} + M_{iCT} \quad [7.25b]$$

Sustituyendo las ecuaciones 7.12, 7.18', 7.21, 7.23a y 7.23b en 7.25a, 7.25b y a su vez en 7.24, obtenemos:

$$M_{eCD} = 0.389 * f_r^{2/3} + 9.641e^{-7} * ([3.033 * m_v + 1458.983]^2 + [1.467 * m_v]^2)^{0.7} + 0.0102 + 6.013 * A_v / 0.16 \quad [7.26a]$$

$$M_{eCT} = 0.1944 * f_r^{2/3} + 9.641e^{-7} * [[1.6303326 * m_v + 1443.052]^2 + [0.936142 * m_v]^2]^{0.7} + 4.5275 * A_v / 0.16 \quad [7.26b]$$

$$M_e = (m(V) + b) + 0.03 * f_r^{2/3} + 9.641e^{-7} * ([3.033 * m_v + 1458.983]^2 + [1.467 * m_v]^2)^{0.7} + 0.0135 + 6.013 * A_v / 0.16 + 0.015 * f_r^{2/3} + 9.641e^{-7} * [[1.6303326 * m_v + 1443.052]^2 + [0.936142 * m_v]^2]^{0.7} + 4.5275 * A_v / 0.16$$

Simplificando:

$$M_e = (m(V) + b) + 9.641e^{-7} * \{ ([3.033 * m_v + 1458.983]^2 + [1.467 * m_v]^2)^{0.7} + ([1.63 * m_v + 1443.052]^2 + [0.936142 * m_v]^2)^{0.7} \} + 0.0102 + 0.045 * f_r^{2/3} + 10.5405 * A_v / 0.16 \quad [7.27]$$

Donde:

- M_e Par efectivo [N*m]
- m_v Masa del vehículo [kg]
- f Valores de frecuencia [Hz]

7.5 Potencia al freno o efectiva (N_e)

Para el cálculo de la potencia efectiva se tiene la siguiente expresión:

$$N_e = K_{CAL(CD)} N_{eCD} + K_{CAL(CT)} N_{eCT} + N_{eUVI} + N_{PAU} \quad [7.28]$$

Donde:

- N_{eCD} Potencia efectiva del conjunto delantero.
- N_{eCT} Potencia efectiva del conjunto trasero.
- N_{PAU} Potencia efectiva que demanda la PAU.
- N_{eUVI} Potencia efectiva que demanda la UVI.
- $K_{CAL(CD)}$ Constante de calibración para el conjunto delantero.
- $K_{CAL(CT)}$ Constante de calibración para el conjunto trasero.

además:

$$N_{eCD} = M_{eCD} * \omega_R \quad [7.29a]$$

$$N_{eCT} = M_{eCT} * \omega_R \quad [7.29b]$$

sustituyendo las ecuaciones 7.26a, 7.26b y 7.4 en 7.29a y 7.29b:

$$N_{eCD} = \{ 0.389 * f_r^{2/3} + 9.641e^{-7} * ([3.033 * m_v + 1458.983]^2 + [1.467 * m_v]^2)^{0.7} + 0.0102 + 6.013 * A_v / 0.16 \} * 0.698132 * f_r \quad [7.30a]$$

$$N_{eCT} = \{ 0.1944 * f_r^{2/3} + 9.641e^{-7} * [[1.6303326 * m_v + 1443.052]^2 + [0.936142 * m_v]^2]^{0.7} + 4.5275 * A_v / 0.16 \} * 0.698132 * f_r \quad [7.30b]$$

Para la potencia de la PAU:

$$N_{PAU} = M_{PAU} * \omega_R \quad [7.31]$$

Sustituyendo 7.12 y 7.4 en 7.31:

$$N_{PAU} = \{m(V) + b\} * 0.698132 * f_r \quad [7.32]$$

Para la potencia que demanda la UVI:

$$N_{eUVI} = \sum N_{vi} \quad [7.33]$$

i depende del número de volantes acoplados.

La potencia para cualquier volante se determina por la siguiente expresión:

$$N_{vi} = [(M_0 + M_1)_{CR1} + (M_0 + M_1)_{CR2} + I_{xx_i} * \alpha] * \omega_{inst} \quad [7.34]$$

En esta ecuación se colocan los subíndices $_{CR1}$ y $_{CR2}$ porque se tienen diferentes valores de carga en cada rodamiento, por lo que se tendrá un valor M_1 diferente para cada rodamiento pero el mismo valor M_0 , ya que este no depende de la carga. Además, la aceleración y la velocidad angulares instantáneas de los volantes es dos veces el valor del conjunto delantero, de esta forma:

$$\omega_{UVI} = 2 * \omega_{CD} \quad [7.35a]$$

$$\omega_{UVI} = 2 * \omega_{CD} \quad [7.35b]$$

sustituyendo 7.4 y 7.8' en 7.35a y 7.35b y a su vez estas en 7.34:

$$N_{vi} = [2 * M_0 + M_{1CR1} + M_{1CR2} + 2 * I_{xx_i} * A_v / 0.16] * (4/9) \pi * f_r \quad [7.36]$$

realizando las operaciones:

$$N_{vi} = [2 * M_0 + M_{1CR1} + M_{1CR2} + 12.5 * I_{xx_i} * A_v] * 1.3963 * f_r \quad [7.37]$$

En el capítulo 5 se designó como C_{rK} y C_{rQ} a los rodamientos del volante 1, C_{rS} y C_{rT} a los rodamientos del volante 2 y C_{rU} y C_{rV} a los rodamientos del volante 3 y se determinó la carga sobre cada rodamiento. Con base en esto, es posible determinar los pares M_1 en cada rodamiento por el procedimiento mostrado en el capítulo 4.

Determinación de los pares M sobre cada rodamiento:

Para el par M_0 , del capítulo 4:

$$M_0 = 10e^{-7} * f_0 * [v * n]^{2/3} * dm^3 \quad [7.38]$$

Para rodamientos de bolas^{***}:

$$\begin{aligned} f_0 &= 1.35 \\ v &= 14.1 \text{ [mm}^2\text{/s]} \\ dm &= 65 \text{ [mm]} \end{aligned}$$

Sustituyendo estos datos en 7.38:

$$M_0 = 2.164e^{-3} * n^{2/3} \quad [7.39]$$

Sustituyendo la ecuación 7.4 en 7.39, considerando que la velocidad angular de la ÚVI es el doble que la del conjunto delantero también debe sustituirse la ecuación 7.35a:

$$M_0 = 7.665e^{-3} * f_r^{2/3} \text{ [N*m]} \quad [7.40]$$

$$2 * M_0 = 0.01533 * f_r^{2/3} \text{ [N*m]} \quad [7.40']$$

La ecuación 7.40 es la misma para cualquier rodamiento, por lo que, no lleva el subíndice i, y para cada volante acoplado se multiplicará por dos, por lo que es más útil la ecuación 7.40'.

Para el par M_{ri} , del capítulo 4:

$$M_{ri} = f_i * P_{li}^a * dm^b \quad [7.41]$$

Para rodamientos de bolas^{†††}:

$$\begin{aligned} a &= 1 \\ b &= 1 \\ dm &= 65 \text{ [mm]} \end{aligned}$$

$$f_i = (0.00075) * (P_{li} / 21600)^{0.55}$$

sustituyendo estos valores en 7.37:

$$M_{ri} = 0.00075 * (P_{li} / 21600)^{0.55} * P_{li} * 65 \text{ [N-mm]} \quad [7.42a]$$

$$M_{ri} = 0.00075 * (P_{li} / 21600)^{0.55} * P_{li} * 65 / 1000 \text{ [N-m]} \quad [7.42b]$$

^{***} Ver apéndice A.

^{†††} Ver apéndice A.

Para todos los rodamientos el valor de P_{1i} es el mismo que C_{ri} , sustituyendo estos datos en 7.42b se forma la siguiente tabla:

	C_{rK}	C_{rQ}	C_{rS}	C_{rT}	C_{rU}	C_{rV}
Carga [N]	361	703	100.5	362.3	362	935
f_1	$7.9021e^{-5}$	$1.1401e^{-4}$	$3.91114e^{-5}$	$7.92e^{-5}$	$7.9141e^{-5}$	$1.334e^{-4}$
M_{1r} [N*m]	$1.85422e^{-3}$	$5.20962e^{-3}$	$2.555e^{-4}$	$1.8646e^{-3}$	$1.8622e^{-3}$	$8.11e^{-3}$

Tabla 7.1

La potencia que demanda la UVI (N_{cUVI}) depende del número de volantes de inercia que se encuentren acoplados, por lo que aquí se presenta una tabla que nos proporciona una expresión para determinar esta potencia en función de la aceleración del vehículo:

Volantes acoplados †††	$2*M_0$ [N*m]	M_1 [N*m]	I_{xx} [kg*m ²]	Expresión para la potencia N_{cUVI} [Watts]
1	$0.0153*f_r^{2/3}$	$7.064e^{-3}$	2.8097	$[0.0153*f_r^{2/3} + 7.064e^{-3} + 35.12125*A_v]*1.3963*f_r$
2	$0.0153*f_r^{2/3}$	$2.1201e^{-3}$	0.95	$[0.0153*f_r^{2/3} + 2.1201e^{-3} + 11.875*A_v]*1.3963*f_r$
3	$0.0153*f_r^{2/3}$	$9.9722e^{-3}$	3.512	$[0.0153*f_r^{2/3} + 9.9722e^{-3} + 43.9*A_v]*1.3963*f_r$
1,2	$0.031*f_r^{2/3}$	$9.1841e^{-3}$	3.7597	$[0.031*f_r^{2/3} + 9.1841e^{-3} + 46.9963*A_v]*1.3963*f_r$
1,3	$0.031*f_r^{2/3}$	0.01704	6.3217	$[0.031*f_r^{2/3} + 0.01704 + 79.0213*A_v]*1.3963*f_r$
2,3	$0.031*f_r^{2/3}$	0.0121	4.462	$[0.031*f_r^{2/3} + 0.0121 + 55.775*A_v]*1.3963*f_r$
1,2,3	$0.046*f_r^{2/3}$	0.0192	7.2772	$[0.031*f_r^{2/3} + 0.0192 + 90.965*A_v]*1.3963*f_r$

Tabla 7.2

Sustituyendo las ecuaciones 7.30a, 7.30b, 7.32 y la expresión correspondiente de la tabla 2 en 7.28, obtenemos:

$$N_c = K_{CAL(CD)} \{0.389*f_r^{2/3} + 9.641e^{-7}*([3.033*m_v + 1458.983]^2 + [1.467*m_v]^2)^{0.7} + 0.0135 + 6.013* A_v / 0.16\} * 0.698132*f_r + K_{CAL(CT)} \{0.1944*f_r^{2/3} + 9.641e^{-7}*([1.6303326*m_v + 1443.052]^2 + [0.936142*m_v]^2)^{0.7} + 4.5275* A_v / 0.16\} * 0.698132*f_r + \{m(V) + b\} * 0.698132*f_r + N_{cUVI}$$

[7.43]

††† La numeración de estos volantes se especificó en el capítulo 5, en el cual designó volante 1 cuyo $I_{xx} = 2.8097$ [kg*m²], volante 2 para $I_{xx} = 0.95$ [kg*m²] y volante 3 para $I_{xx} = 3.512$ [kg*m²].

7.6 Potencia de calibración para el dinamómetro (pérdidas por fricción).

La lectura para la frecuencia (f_r) del dinamómetro debe tomarse cuando los rodillos giren a una velocidad angular equivalente a una velocidad lineal de 80.5^{§§§} [km/hr]. Dicha velocidad es:

$$\omega = 80.5 / (3.6 * 0.16) = 139.757 \text{ [rad / seg]}$$

De la ecuación 7.4 se puede conocer el valor de frecuencia equivalente para esta velocidad:

$$f_r = 200.1871 \text{ [Hz]}$$

Considerando que no estará un vehículo sobre el dinamómetro, que no estará conectada la UVI, y que la PAU no demandará carga, se sustituye el valor f_r y ω en las ecuaciones 7.30a y 7.30b. Con las consideraciones anteriores estas ecuaciones son las mismas que las 6.14 y 6.15:

$$N_{OP(CD)teo} = [0.389 * 200.1871^{2/3} + 9.641e^{-7} * (1458.983^2)^{0.7} + 0.0102] * 0.698132 * 200.1871$$

$$N_{OP(CD)teo} = 1865.48202 \text{ [W]}$$

$$N_{OP(CD)teo} = 2.502 \text{ [HP]}$$

$$N_{OP(CT)teo} = [0.1944 * 200.1871^{2/3} + 9.641e^{-7} * (1443.052^2)^{0.7}] * 0.698132 * 200.1871$$

$$N_{OP(CT)teo} = 933.31 \text{ [W]}$$

$$N_{OP(CT)teo} = 1.252 \text{ [HP]}$$

^{§§§} El procedimiento de calibración se describió en el capítulo 6.

**CAPÍTULO 8
RESULTADOS**

8.1 Cálculo de los volantes de inercia (tabla de asignación de inercia).

Como ya se menciona, para poder simular el comportamiento de un vehículo es necesario adicionarle una “carga inercial”, esto es, se deberá adicionar uno o más volantes de inercia al dinamómetro. En el capítulo 5 se obtuvo una expresión para el cálculo de la inercia necesaria, la cual es:

$$I_{xx_v} = (N_t - Ne) / (\alpha_v * \omega_v)$$

Donde:

- N_t Potencia necesaria para mover un vehículo a cierta velocidad y aceleración.
- Ne Potencia efectiva reducida (se excluyen pérdidas por fricción y la potencia disipada por la PAU).

Tomando las siguientes consideraciones para el vehículo, basadas en datos promedios de la diferente gama de vehículos ligeros.

Área de proyección promedio	1.97 [m ²]
Coefficiente de masas reducidas	1.2
Presión absoluta promedio del aire en los neumáticos	30 [psi]
Coefficiente de resistencia al rodamiento	0.01
Coefficiente de arrastre promedio	0.35
Condiciones atmosféricas:	
Densidad del aire	0.7364 [kg /m ³]
Gravedad	9.78 [m /s ²]

Con estas condiciones se presentan las tablas para el cálculo de los volantes de inercia en función de la masa del vehículo, tomando intervalos de velocidad lineal del vehículo de 20 [km/h] con un rango de (20 a 120 [km/h]) y aceleraciones lineales de 0.487, 0.525 y 0.565 [m/s²] con base al ciclo de manejo que se muestra en la figura 8.1

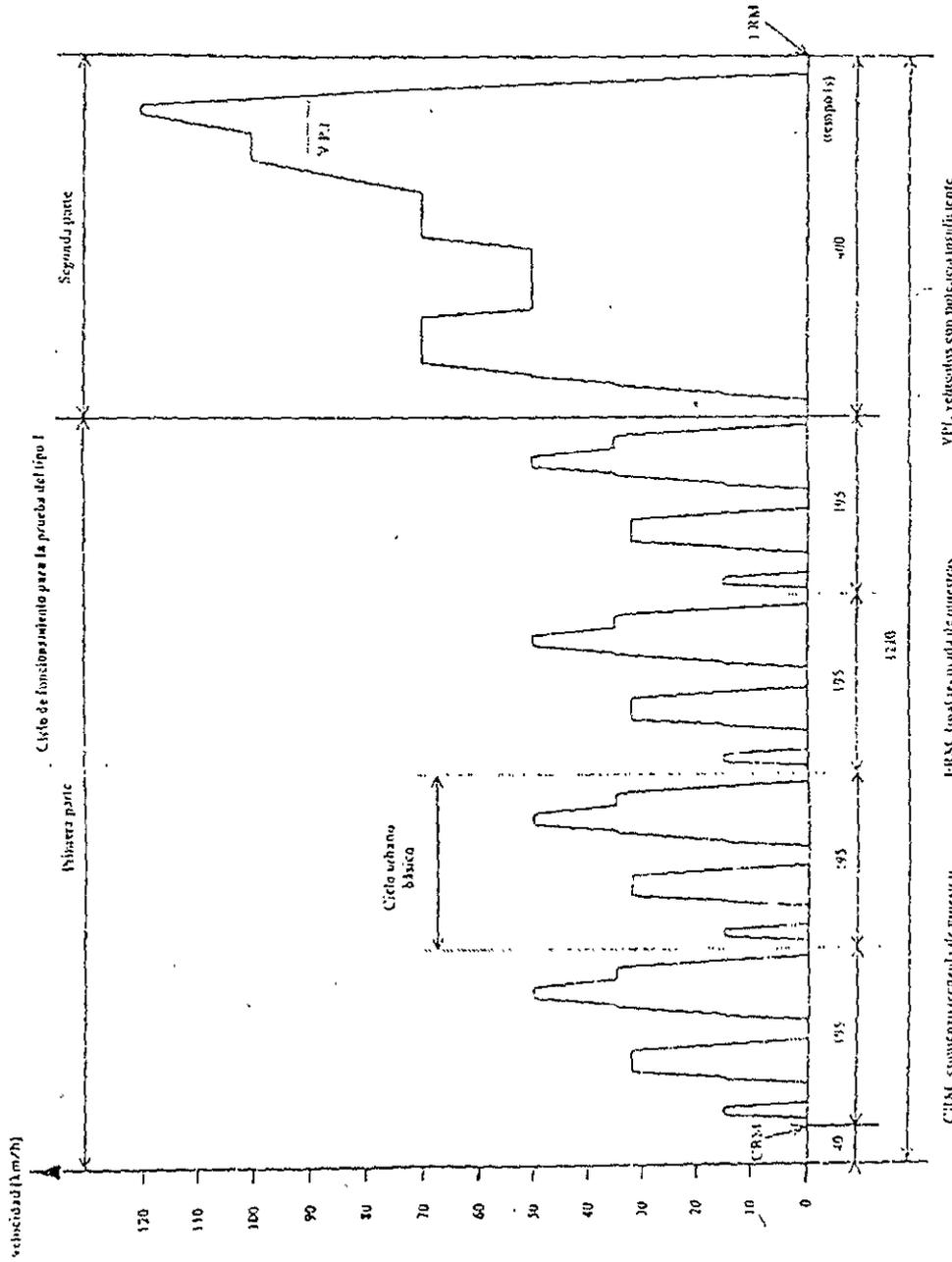


Figura 8.1 Ciclo de manejo

Masa del vehículo: 800 [kg]

		a1 = 0.487 [m/s ²]				Inercia
		Potencia del vehículo		Potencia del dinamómetro		V.I. [kg*m ²]
Velocidad [km/h]		[W]	[HP]	[W]	[HP]	
20		2424.68712	3.25155843	1113.66794	1.49345305	3.10204798
40		5014.03295	6.72392779	2227.33587	2.98690609	3.29685032
60		7932.69621	10.637919	3341.00381	4.48035914	3.6215209
80		11345.3356	15.214343	4454.67174	5.97381218	4.07605971
100		15416.6098	20.6740108	5568.33968	7.46726523	4.66046675
120		20311.1777	27.2377332	6682.00762	8.96071827	5.37474202
				Promedio de los V.I. =		4.02194795

		a2 = 0.525 [m/s ²]				Inercia
		Potencia del vehículo		Potencia del dinamómetro		V.I. [kg*m ²]
Velocidad [km/h]		[W]	[HP]	[W]	[HP]	
20		2604.77637	3.49306205	1200.88662	1.6104152	3.08053523
40		5387.10696	7.22422819	2401.77323	3.2208304	3.27533758
60		8524.546	11.4316025	3602.65985	4.8312456	3.60000816
80		12194.6477	16.3532891	4803.54646	6.4416608	4.05454697
100		16574.9663	22.2273921	6004.43308	8.05207601	4.63895401
120		21843.056	29.2920156	7205.31969	9.66249121	5.35322928
				Promedio de los V.I. =		4.0004352

		a3 = 0.565 [m/s ²]				Inercia
		Potencia del vehículo		Potencia del dinamómetro		V.I. [kg*m ²]
Velocidad [km/h]		[W]	[HP]	[W]	[HP]	
20		2792.28078	3.74450957	1291.69652	1.73219327	3.06122379
40		5775.54227	7.74512843	2583.39304	3.46438653	3.25602614
60		9140.76517	12.2579659	3875.08955	5.1965798	3.58069672
80		13078.9302	17.5391312	5166.78607	6.92877306	4.03523552
100		17781.018	23.8447338	6458.48259	8.66096633	4.61964256
120		23438.0093	31.4308828	7750.17911	10.3931596	5.33391784
				Promedio de los V.I. =		3.98112376

Promedio total de los volantes de inercia = 4.001 [kg*m²]

Masa del vehículo: 900 [kg]

		a1 = 0.487 [m/s ²]				Inercia
		Potencia del vehículo		Potencia del dinamómetro		V.I. [kg*m ²]
Velocidad [km/h]		[W]	[HP]	[W]	[HP]	
20		2724.34262	3.653403	1113.66794	1.49345305	3.81107325
40		5613.34395	7.52761694	2227.33587	2.98690609	4.0058756
60		8831.66271	11.8434527	3341.00381	4.48035914	4.33054618
80		12543.9576	16.8217213	4454.67174	5.97381218	4.78508499
100		16914.8873	22.6832337	5568.33968	7.46726523	5.36949203
120		22109.1107	29.6488007	6682.00762	8.96071827	6.0837673
				Promedio de los V.I. =		4.73097322

		a2 = 0.525 [m/s ²]				Inercia
		Potencia del vehículo		Potencia del dinamómetro		V.I. [kg*m ²]
Velocidad [km/h]		[W]	[HP]	[W]	[HP]	
20		2926.67437	3.9247343	1200.88662	1.6104152	3.78687142
40		6030.90296	8.0875727	2401.77323	3.2208304	3.98167376
60		9490.24	12.7266193	3602.65985	4.8312456	4.30634434
80		13482.2397	18.0799781	4803.54646	6.4416608	4.76088315
100		18184.4563	24.3857534	6004.43308	8.05207601	5.34529019
120		23774.444	31.8820491	7205.31969	9.66249121	6.05956546
				Promedio de los V.I. =		4.70677139

		a3 = 0.565 [m/s ²]				Inercia
		Potencia del vehículo		Potencia del dinamómetro		V.I. [kg*m ²]
Velocidad [km/h]		[W]	[HP]	[W]	[HP]	
20		3137.33712	4.20723765	1291.69652	1.73219327	3.76514604
40		6465.65494	8.6705846	2583.39304	3.46438653	3.95994839
60		10175.9342	13.6461501	3875.08955	5.1965798	4.28461897
80		14459.1555	19.3900436	5166.78607	6.92877306	4.73915778
100		19506.2997	26.1583742	6458.48259	8.66096633	5.32356482
120		25508.3473	34.2072513	7750.17911	10.3931596	6.03784009
				Promedio de los V.I. =		4.68504601

Promedio total de los volantes de inercia = 4.707 [kg*m²]

Masa del vehículo: 1000 [kg]

		a1 = 0.487 [m/s ²]				Inercia
		Potencia del vehículo		Potencia del dinamómetro		V.I. [kg*m ²]
Velocidad [km/h]		[W]	[HP]	[W]	[HP]	
20		3023.99812	4.05524758	1113.66794	1.49345305	4.52009853
40		6212.65495	8.33130609	2227.33587	2.98690609	4.71490087
60		9730.62921	13.0489865	3341.00381	4.48035914	5.03957145
80		13742.5796	18.4290996	4454.67174	5.97381218	5.49411026
100		18413.1648	24.6924565	5568.33968	7.46726523	6.0785173
120		23907.0437	32.0598681	6682.00762	8.96071827	6.79279257
				Promedio de los V.I. =		5.4399985

		a2 = 0.525 [m/s ²]				Inercia
		Potencia del vehículo		Potencia del dinamómetro		V.I. [kg*m ²]
Velocidad [km/h]		[W]	[HP]	[W]	[HP]	
20		3248.57237	4.35640656	1200.88662	1.6104152	4.4932076
40		6674.69896	8.95091721	2401.77323	3.2208304	4.68800995
60		10455.934	14.021636	3602.65985	4.8312456	5.01268052
80		14769.8317	19.8066672	4803.54646	6.4416608	5.46721933
100		19793.9463	26.5441147	6004.43308	8.05207601	6.05162637
120		25705.832	34.4720826	7205.31969	9.66249121	6.76590164
				Promedio de los V.I. =		5.41310757

		a3 = 0.565 [m/s ²]				Inercia
		Potencia del vehículo		Potencia del dinamómetro		V.I. [kg*m ²]
Velocidad [km/h]		[W]	[HP]	[W]	[HP]	
20		3482.39345	4.66996574	1291.69652	1.73219327	4.4690683
40		7155.7676	9.59604077	2583.39304	3.46438653	4.66387064
60		11211.1032	15.0343344	3875.08955	5.1965798	4.98854122
80		15839.3808	21.2409559	5166.78607	6.92877306	5.44308003
100		21231.5813	28.4720146	6458.48259	8.66096633	6.02748707
120		27578.6853	36.9836199	7750.17911	10.3931596	6.74176234
				Promedio de los V.I. =		5.38896827

Promedio total de los volantes de inercia = 5.414 [kg*m²]

Masa del vehículo: 1100 [kg]

	a1 = 0.487 [m/s ²]				Inercia
	Potencia del vehículo		Potencia del dinamómetro		V.I. [kg*m ²]
Velocidad [km/h]	[W]	[HP]	[W]	[HP]	
20	3323.65362	4.45709215	1113.66794	1.49345305	5.2291238
40	6811.96595	9.13499524	2227.33587	2.98690609	5.42392615
60	10629.5957	14.2545202	3341.00381	4.48035914	5.74859673
80	14941.2016	20.0364779	4454.67174	5.97381218	6.20313554
100	19911.4423	26.7016794	5568.33968	7.46726523	6.78754258
120	25704.9767	34.4709356	6682.00762	8.96071827	7.50181785
			Promedio de los V.I. =		6.14902377

	a2 = 0.525 [m/s ²]				Inercia
	Potencia del vehículo		Potencia del dinamómetro		V.I. [kg*m ²]
Velocidad [km/h]	[W]	[HP]	[W]	[HP]	
20	3570.47037	4.78807881	1200.88662	1.6104152	5.19954378
40	7318.49496	9.81426172	2401.77323	3.2208304	5.39434613
60	11421.628	15.3166528	3602.65985	4.8312456	5.71901671
80	16057.4237	21.5333562	4803.54646	6.4416608	6.17355552
100	21403.4363	28.7024759	6004.43308	8.05207601	6.75796256
120	27637.22	37.0621161	7205.31969	9.66249121	7.47223783
			Promedio de los V.I. =		6.11944375

	a3 = 0.565 [m/s ²]				Inercia
	Potencia del vehículo		Potencia del dinamómetro		V.I. [kg*m ²]
Velocidad [km/h]	[W]	[HP]	[W]	[HP]	
20	3827.44978	5.13269382	1291.69652	1.73219327	5.17299055
40	7845.88027	10.5214969	2583.39304	3.46438653	5.36779289
60	12246.2722	16.4225187	3875.08955	5.1965798	5.69246347
80	17219.6062	23.0918683	5166.78607	6.92877306	6.14700228
100	22956.863	30.7856551	6458.48259	8.66096633	6.73140932
120	29649.0233	39.7599884	7750.17911	10.3931596	7.44568459
			Promedio de los V.I. =		6.09289052

Promedio total de los volantes de inercia = 6.120 [kg-m²]

Masa del vehículo: 1200 [kg]

		a1 = 0.487 [m/s ²]				Inercia
		Potencia del vehículo		Potencia del dinamómetro		V.I. [kg*m ²]
Velocidad [km/h]		[W]	[HP]	[W]	[HP]	
20		3623.30912	4.85893673	1113.66794	1.49345305	5.93814908
40		7411.27695	9.93868439	2227.33587	2.98690609	6.13295143
60		11528.5622	15.4600539	3341.00381	4.48035914	6.457622
80		16139.8236	21.6438562	4454.67174	5.97381218	6.91216081
100		21409.7198	28.7109023	5568.33968	7.46726523	7.49656785
120		27502.9097	36.882003	6682.00762	8.96071827	8.21084312
				Promedio de los V.I. =		6.85804905

		a2 = 0.525 [m/s ²]				Inercia
		Potencia del vehículo		Potencia del dinamómetro		V.I. [kg*m ²]
Velocidad [km/h]		[W]	[HP]	[W]	[HP]	
20		3892.36837	5.21975107	1200.88662	1.6104152	5.90587996
40		7962.29096	10.6776062	2401.77323	3.2208304	6.10068231
60		12387.322	16.6116696	3602.65985	4.8312456	6.42535289
80		17345.0157	23.2600452	4803.54646	6.4416608	6.8798917
100		23012.9263	30.8608372	6004.43308	8.05207601	7.46429874
120		29568.608	39.6521497	7205.31969	9.66249121	8.17857401
				Promedio de los V.I. =		6.82577994

		a3 = 0.565 [m/s ²]				Inercia
		Potencia del vehículo		Potencia del dinamómetro		V.I. [kg*m ²]
Velocidad [km/h]		[W]	[HP]	[W]	[HP]	
20		4172.50612	5.59542191	1291.69652	1.73219327	5.8769128
40		8535.99294	11.4469531	2583.39304	3.46438653	6.07171515
60		13281.4412	17.8107029	3875.08955	5.1965798	6.39638573
80		18599.8315	24.9427806	5166.78607	6.92877306	6.85092453
100		24682.1447	33.0992955	6458.48259	8.66096633	7.43533157
120		31719.3613	42.5363569	7750.17911	10.3931596	8.14960685
				Promedio de los V.I. =		6.79681277

Promedio total de los volantes de inercia = 6.826 [kg*m²]

Masa del vehículo: 1300 [kg]

		a1 = 0.487 [m/s ²]				Inercia
		Potencia del vehículo		Potencia del dinamómetro		V.I. [kg*m ²]
Velocidad [km/h]		[W]	[HP]	[W]	[HP]	
20		3922.96462	5.2607813	1113.66794	1.49345305	6.64717436
40		8010.58795	10.7423735	2227.33587	2.98690609	6.8419767
60		12427.5287	16.6655876	3341.00381	4.48035914	7.16664728
80		17338.4456	23.2512345	4454.67174	5.97381218	7.62118609
100		22907.9973	30.7201252	5568.33968	7.46726523	8.20559313
120		29300.8427	39.2930705	6682.00762	8.96071827	8.9198684
Promedio de los V.I. =						7.56707433

		a2 = 0.525 [m/s ²]				Inercia
		Potencia del vehículo		Potencia del dinamómetro		V.I. [kg*m ²]
Velocidad [km/h]		[W]	[HP]	[W]	[HP]	
20		4214.26637	5.65142332	1200.88662	1.6104152	6.61221615
40		8606.08696	11.5409507	2401.77323	3.2208304	6.80701849
60		13353.016	17.9066863	3602.65985	4.8312456	7.13168907
80		18632.6077	24.9867342	4803.54646	6.4416608	7.58622788
100		24622.4163	33.0191985	6004.43308	8.05207601	8.17063492
120		31499.996	42.2421832	7205.31969	9.66249121	8.88491019
Promedio de los V.I. =						7.53211612

		a3 = 0.565 [m/s ²]				Inercia
		Potencia del vehículo		Potencia del dinamómetro		V.I. [kg*m ²]
Velocidad [km/h]		[W]	[HP]	[W]	[HP]	
20		4517.56245	6.05814999	1291.69652	1.73219327	6.58083505
40		9226.1056	12.3724093	2583.39304	3.46438653	6.7756374
60		14316.6102	19.1988872	3875.08955	5.1965798	7.10030798
80		19980.0568	26.793693	5166.78607	6.92877306	7.55484679
100		26407.4263	35.4129359	6458.48259	8.66096633	8.13925383
120		33789.6993	45.3127254	7750.17911	10.3931596	8.8535291
Promedio de los V.I. =						7.50073502

Promedio total de los volantes de inercia = 7.533 [kg*m²]

Masa del vehículo: 1400 [kg]

		a1 = 0.487 [m/s ²]				Inercia
		Potencia del vehículo		Potencia del dinamómetro		V.I. [kg*m ²]
Velocidad [km/h]		[W]	[HP]	[W]	[HP]	
20		4222.62012	5.66262588	1113.66794	1.49345305	7.35619963
40		8609.89895	11.5460627	2227.33587	2.98690609	7.55100198
60		13326.4952	17.8711214	3341.00381	4.48035914	7.87567256
80		18537.0676	24.8586129	4454.67174	5.97381218	8.33021136
100		24406.2748	32.7293481	5568.33968	7.46726523	8.9146184
120		31098.7757	41.7041379	6682.00762	8.96071827	9.62889368
				Promedio de los V.I. =		8.2760996

		a2 = 0.525 [m/s ²]				Inercia
		Potencia del vehículo		Potencia del dinamómetro		V.I. [kg*m ²]
Velocidad [km/h]		[W]	[HP]	[W]	[HP]	
20		4536.16437	6.08309558	1200.88662	1.6104152	7.31855233
40		9249.88296	12.4042952	2401.77323	3.2208304	7.51335468
60		14318.71	19.2017031	3602.65985	4.8312456	7.83802526
80		19920.1997	26.7134232	4803.54646	6.4416608	8.29256406
100		26231.9063	35.1775597	6004.43308	8.05207601	8.8769711
120		33431.384	44.8322167	7205.31969	9.66249121	9.59124638
				Promedio de los V.I. =		8.2384523

		a3 = 0.565 [m/s ²]				Inercia
		Potencia del vehículo		Potencia del dinamómetro		V.I. [kg*m ²]
Velocidad [km/h]		[W]	[HP]	[W]	[HP]	
20		4862.61878	6.52087808	1291.69652	1.73219327	7.28475731
40		9916.21827	13.2978655	2583.39304	3.46438653	7.47955965
60		15351.7792	20.5870714	3875.08955	5.1965798	7.80423023
80		21360.2822	28.6446053	5166.78607	6.92877306	8.25876904
100		28132.708	37.7265764	6458.48259	8.66096633	8.84317608
120		35860.0373	48.0890939	7750.17911	10.3931596	9.55745135
				Promedio de los V.I. =		8.20465728

Promedio total de los volantes de inercia = 8.239 [kg*m²]

Masa del vehículo: 1500 [kg]

		a1 = 0.487 [m/s ²]				Inercia
		Potencia del vehículo		Potencia del dinamómetro		V.I. [kg*m ²]
Velocidad [km/h]		[W]	[HP]	[W]	[HP]	
20		4522.27562	6.06447046	1113.66794	1.49345305	8.06522491
40		9209.20995	12.3497518	2227.33587	2.98690609	8.26002725
60		14225.4617	19.0766551	3341.00381	4.48035914	8.58469783
80		19735.6896	26.4659912	4454.67174	5.97381218	9.03923664
100		25904.5523	34.7385709	5568.33968	7.46726523	9.62364368
120		32896.7087	44.1152054	6682.00762	8.96071827	10.337919
Promedio de los V.I. =						8.98512488

		a2 = 0.525 [m/s ²]				Inercia
		Potencia del vehículo		Potencia del dinamómetro		V.I. [kg*m ²]
Velocidad [km/h]		[W]	[HP]	[W]	[HP]	
20		4858.06237	6.51476783	1200.88662	1.6104152	8.02488851
40		9893.67896	13.2676398	2401.77323	3.2208304	8.21969086
60		15284.404	20.4967199	3602.65985	4.8312456	8.54436144
80		21207.7917	28.4401122	4803.54646	6.4416608	8.99890025
100		27841.3963	37.335921	6004.43308	8.05207601	9.58330729
120		35362.772	47.4222502	7205.31969	9.66249121	10.2975826
Promedio de los V.I. =						8.94478848

		a3 = 0.565 [m/s ²]				Inercia
		Potencia del vehículo		Potencia del dinamómetro		V.I. [kg*m ²]
Velocidad [km/h]		[W]	[HP]	[W]	[HP]	
20		5207.67512	6.98360616	1291.69652	1.73219327	7.98867956
40		10606.3309	14.2233216	2583.39304	3.46438653	8.18348191
60		16386.9482	21.9752557	3875.08955	5.1965798	8.50815248
80		22740.5075	30.4955176	5166.78607	6.92877306	8.96269129
100		29857.9897	40.0402168	6458.48259	8.66096633	9.54709833
120		37930.3753	50.8654624	7750.17911	10.3931596	10.2613736
Promedio de los V.I. =						8.90857953

Promedio total de los volantes de inercia = 8.946 [kg*m²]

Capítulo 8 Resultados

Masa del vehículo: 1600 [kg]

		$a_1 = 0.487 \text{ [m/s}^2\text{]}$				Inercia
		Potencia del vehículo		Potencia del dinamómetro		V.I. [kg*m ²]
Velocidad [km/h]		[W]	[HP]	[W]	[HP]	
20		4821.93112	6.46631503	1113.66794	1.49345305	8.77425018
40		9808.52095	13.153441	2227.33587	2.98690609	8.96905253
60		15124.4282	20.2821888	3341.00381	4.48035914	9.29372311
80		20934.3116	28.0733695	4454.67174	5.97381218	9.74826192
100		27402.8298	36.7477938	5568.33968	7.46726523	10.332669
120		34694.6417	46.5262728	6682.00762	8.96071827	11.0469442
				Promedio de los V.I. =		9.69415015

		$a_2 = 0.525 \text{ [m/s}^2\text{]}$				Inercia
		Potencia del vehículo		Potencia del dinamómetro		V.I. [kg*m ²]
Velocidad [km/h]		[W]	[HP]	[W]	[HP]	
20		5179.96037	6.94644008	1200.88662	1.6104152	8.7312247
40		10537.475	14.1309843	2401.77323	3.2208304	8.92602704
60		16250.098	21.7917366	3602.65985	4.8312456	9.25069762
80		22495.3837	30.1668013	4803.54646	6.4416608	9.70523643
100		29450.8863	39.4942823	6004.43308	8.05207601	10.2896435
120		37294.16	50.0122838	7205.31969	9.66249121	11.0039187
				Promedio de los V.I. =		9.65112467

		$a_3 = 0.565 \text{ [m/s}^2\text{]}$				Inercia
		Potencia del vehículo		Potencia del dinamómetro		V.I. [kg*m ²]
Velocidad [km/h]		[W]	[HP]	[W]	[HP]	
20		5552.73145	7.44633425	1291.69652	1.73219327	8.69260181
40		11296.4436	15.1487778	2583.39304	3.46438653	8.88740416
60		17422.1172	23.3634399	3875.08955	5.1965798	9.21207474
80		24120.7328	32.34643	5166.78607	6.92877306	9.66661354
100		31583.2713	42.3538572	6458.48259	8.66096633	10.2510206
120		40000.7133	53.6418309	7750.17911	10.3931596	10.9652959
				Promedio de los V.I. =		9.61250178

Promedio total de los volantes de inercia = 9.652 [kg*m²]

Masa del vehículo: 1700 [kg]

		a1 = 0.487 [m/s ²]				Inercia
		Potencia del vehículo		Potencia del dinamómetro		V.I. [kg*m ²]
Velocidad [km/h]		[W]	[HP]	[W]	[HP]	
20		5121.58662	6.86815961	1113.66794	1.49345305	9.48327546
40		10407.832	13.9571301	2227.33587	2.98690609	9.6780778
60		16023.3947	21.4877226	3341.00381	4.48035914	10.0027484
80		22132.9336	29.6807478	4454.67174	5.97381218	10.4572872
100		28901.1073	38.7570167	5568.33968	7.46726523	11.0416942
120		36492.5747	48.9373403	6682.00762	8.96071827	11.7559695
				Promedio de los V.I. =		10.4031754

		a2 = 0.525 [m/s ²]				Inercia
		Potencia del vehículo		Potencia del dinamómetro		V.I. [kg*m ²]
Velocidad [km/h]		[W]	[HP]	[W]	[HP]	
20		5501.85837	7.37811234	1200.88662	1.6104152	9.43756088
40		11181.271	14.9943288	2401.77323	3.2208304	9.63236323
60		17215.792	23.0867534	3602.65985	4.8312456	9.9570338
80		23782.9757	31.8934903	4803.54646	6.4416608	10.4115726
100		31060.3763	41.6526436	6004.43308	8.05207601	10.9959797
120		39225.548	52.6023173	7205.31969	9.66249121	11.7102549
				Promedio de los V.I. =		10.3574608

		a3 = 0.565 [m/s ²]				Inercia
		Potencia del vehículo		Potencia del dinamómetro		V.I. [kg*m ²]
Velocidad [km/h]		[W]	[HP]	[W]	[HP]	
20		5897.78778	7.90906234	1291.69652	1.73219327	9.39652406
40		11986.5563	16.074234	2583.39304	3.46438653	9.59132641
60		18457.2862	24.7516242	3875.08955	5.1965798	9.91599699
80		25500.9582	34.1973423	5166.78507	6.92877306	10.3705358
100		33308.553	44.6674976	6458.48259	8.66096633	10.9549428
120		42071.0513	56.4181994	7750.17911	10.3931596	11.6692181
				Promedio de los V.I. =		10.316424

Promedio total de los volantes de inercia = 10.359 [kg*m²]

Masa del vehículo: 1800 [kg]

		a1 = 0.487 [m/s ²]				Inercia
		Potencia del vehículo		Potencia del dinamómetro		V.I. [kg*m ²]
Velocidad [km/h]		[W]	[HP]	[W]	[HP]	
20		5421.24212	7.27000418	1113.66794	1.49345305	10.1923007
40		11007.143	14.7608193	2227.33587	2.98690609	10.3871031
60		16922.3612	22.6932563	3341.00381	4.48035914	10.7117737
80		23331.5556	31.2881261	4454.67174	5.97381218	11.1663125
100		30399.3848	40.7662396	5568.33968	7.46726523	11.7507195
120		38290.5077	51.3484077	6682.00762	8.96071827	12.4649948
Promedio de los V.I. =						11.1122007

		a2 = 0.525 [m/s ²]				Inercia
		Potencia del vehículo		Potencia del dinamómetro		V.I. [kg*m ²]
Velocidad [km/h]		[W]	[HP]	[W]	[HP]	
20		5823.75637	7.80978459	1200.88662	1.6104152	10.1438971
40		11825.067	15.8576733	2401.77323	3.2208304	10.3386994
60		18181.486	24.3817701	3602.65985	4.8312456	10.66337
80		25070.5677	33.6201793	4803.54646	6.4416608	11.1179088
100		32669.8663	43.8110048	6004.43308	8.05207601	11.7023158
120		41156.936	55.1923508	7205.31969	9.66249121	12.4165911
Promedio de los V.I. =						11.063797

		a3 = 0.565 [m/s ²]				Inercia
		Potencia del vehículo		Potencia del dinamómetro		V.I. [kg*m ²]
Velocidad [km/h]		[W]	[HP]	[W]	[HP]	
20		6242.84412	8.37179042	1291.69652	1.73219327	10.2952487
40		12676.6689	16.9996901	2583.39304	3.46438653	10.6199192
60		19492.4552	26.1398085	3875.08955	5.1965798	11.074458
80		26881.1835	36.0482547	5166.78607	6.92877306	11.6588651
100		35033.8347	46.9811381	6458.48259	8.66096633	12.3731404
120		44141.3893	59.194568	7750.17911	10.3931596	10.2952487
Promedio de los V.I. =						11.0203463

Promedio total de los volantes de inercia = 11.065 [kg*m²]

Masa del vehículo: 1900 [kg]

		a1 = 0.487 [m/s ²]				Inercia
		Potencia del vehículo		Potencia del dinamómetro		V.I. [kg*m ²]
Velocidad [km/h]		[W]	[HP]	[W]	[HP]	
20		5720.89762	7.67184876	1113.66794	1.49345305	10.901326
40		11606.454	15.5645084	2227.33587	2.98690609	11.0961284
60		17821.3277	23.89879	3341.00381	4.48035914	11.4207989
80		24530.1776	32.8955044	4454.67174	5.97381218	11.8753377
100		31897.6623	42.7754624	5568.33968	7.46726523	12.4597448
120		40088.4407	53.7594752	6682.00762	8.96071827	13.1740201
Promedio de los V.I. =						11.821226

		a2 = 0.525 [m/s ²]				Inercia
		Potencia del vehículo		Potencia del dinamómetro		V.I. [kg*m ²]
Velocidad [km/h]		[W]	[HP]	[W]	[HP]	
20		6145.65437	8.24145685	1200.88662	1.6104152	10.8502332
40		12468.863	16.7210178	2401.77323	3.2208304	11.0450356
60		19147.18	25.6767869	3602.65985	4.8312456	11.3697062
80		26358.1597	35.3468683	4803.54646	6.4416608	11.824245
100		34279.3563	45.9693661	6004.43308	8.05207601	12.408652
120		43088.324	57.7823843	7205.31969	9.66249121	13.1229273
Promedio de los V.I. =						11.7701332

		a3 = 0.565 [m/s ²]				Inercia
		Potencia del vehículo		Potencia del dinamómetro		V.I. [kg*m ²]
Velocidad [km/h]		[W]	[HP]	[W]	[HP]	
20		6587.90045	8.83451851	1291.69652	1.73219327	10.8043686
40		13366.7816	17.9251463	2583.39304	3.46438653	10.9991709
60		20527.6242	27.5279927	3875.08955	5.1965798	11.3238415
80		28261.4088	37.899167	5166.78607	6.92877306	11.7783803
100		36759.1163	49.2947785	6458.48259	8.66096633	12.3627873
120		46211.7273	61.9709365	7750.17911	10.3931596	13.0770626
Promedio de los V.I. =						11.7242685

Promedio total de los volantes de inercia = 11.771 [kg*m²]

Masa del vehículo: 2000 [kg]

		a1 = 0.487 [m/s ²]				Inercia
		Potencia del vehículo		Potencia del dinamómetro		V.I. [kg*m ²]
Velocidad [km/h]		[W]	[HP]	[W]	[HP]	
20		6020.55312	8.07369333	1113.66794	1.49345305	11.6103513
40		12205.765	16.3681976	2227.33587	2.98690609	11.8051536
60		18720.2942	25.1043237	3341.00381	4.48035914	12.1298242
80		25728.7996	34.5028827	4454.67174	5.97381218	12.584363
100		33395.9398	44.7846853	5568.33968	7.46726523	13.1687701
120		41886.3737	56.1705427	6682.00762	8.96071827	13.8830453
Promedio de los V.I. =						12.5302513

		a2 = 0.525 [m/s ²]				Inercia
		Potencia del vehículo		Potencia del dinamómetro		V.I. [kg*m ²]
Velocidad [km/h]		[W]	[HP]	[W]	[HP]	
20		6467.55237	8.6731291	1200.88662	1.6104152	11.5565694
40		13112.659	17.5843623	2401.77323	3.2208304	11.7513718
60		20112.874	26.9718037	3602.65985	4.8312456	12.0760424
80		27645.7517	37.0735573	4803.54646	6.4416608	12.5305812
100		35888.8463	48.1277274	6004.43308	8.05207601	13.1149882
120		45019.712	60.3724179	7205.31969	9.66249121	13.8292635
Promedio de los V.I. =						12.4764694

		a3 = 0.565 [m/s ²]				Inercia
		Potencia del vehículo		Potencia del dinamómetro		V.I. [kg*m ²]
Velocidad [km/h]		[W]	[HP]	[W]	[HP]	
20		6932.95678	9.29724659	1291.69652	1.73219327	11.5082908
40		14056.8943	18.8506025	2583.39304	3.46438653	11.7030932
60		21562.7932	28.916177	3875.08955	5.1965798	12.0277637
80		29641.6342	39.7500793	5166.78607	6.92877306	12.4823026
100		38484.398	51.6084189	6458.48259	8.66096633	13.0667096
120		48282.0653	64.747305	7750.17911	10.3931596	13.7809849
Promedio de los V.I. =						12.4281908

Promedio total de los volantes de inercia = 12.478 [kg*m²]

En base a los resultados de los promedios presentados anteriormente, y conociendo los valores de inercia de los volantes se presenta la siguiente tabla de inercia en función de la masa del vehículo.

TABLA DE ASIGNACIÓN DE INERCIA.

Masa del vehículo [kg]	Volante 1	Volante 2	Volante 3
800			X
900		X	X
1000		X	X
1100		X	X
1200	X		X
1300	X	X	X
1400	X	X	X
1500*	X	X	X
1600*	X	X	X
1700*	X	X	X
1800*	X	X	X
1900*	X	X	X
2000*	X	X	X

* Los volantes de inercia no son suficientes.

8.2 Calibración estática.

En apartado 6.3.1 se discutió la metodología de calibración estática, la cual indica que se tiene que obtener la curva de calibración (estática) y ésta representa la ecuación de una recta de la forma $y = mx + b$, para propósitos de poder evaluar el par y la potencia se requiere que dicha expresión tenga la forma

$$M_{PAU} = m(V) + b \tag{7.12}$$

Siguiendo el procedimiento de calibración estática se tiene la siguiente tabla y la curva de calibración se muestra en la gráfica correspondiente.

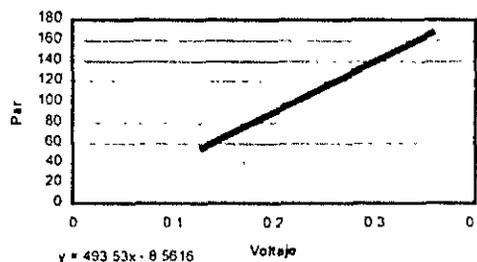
V total	Par [N*m]
V-V offset	
55.76	0.13
111.53	0.244
167.3	0.356

de aquí se obtienen

$$m = 493.43 \text{ [N*m/V]}$$

$$b = -8.5616 \text{ [N*m]}$$

Par vs Voltaje



Estos dos valores tienen que sustituirse en las expresiones 7.26, 7.28' y 7.39. Cabe mencionar que los valores encontrados para m y b no son constantes, ya que estos pueden variar, de acuerdo al calendario de calibración.

8.3 Calibración dinámica (costdown)

La metodología de calibración se discutió en el apartado 6.3.2, en donde se obtuvieron las expresiones

$$N_{OP(CD)exp} = K_{CAL(CD)} N_{OP(CD)teo} \quad [6.16]$$

$$N_{OP(CT)exp} = K_{CAL(CT)} N_{OP(CT)teo} \quad [6.17]$$

de donde se tienen que evaluar los factores de corrección, de las ecuaciones 6.11 y 6.12 se tienen

$$N_{OP(CD)exp} = (23466.69)/t_c \quad [6.11]$$

$$N_{OP(CT)exp} = (17667.34)/t_c \quad [6.12]$$

del apartado 7.6 se obtuvieron que

$$N_{OP(CD)teo} = 1865.48202 \text{ [W]}$$

$$N_{OP(CT)teo} = 933.31 \text{ [W]}$$

De las pruebas se obtuvo un promedio para los tiempos de costdown.

Para el conjunto delantero se registraron:

Prueba	t_c [s]
1	10
2	12
3	11
t_c prom.	11

Para el conjunto trasero se registraron:

Prueba	t_c [s]
1	18
2	20
3	16
t_c prom.	18

sustituyendo estos tiempos en las ecuaciones 6.11 y 6.12 se tiene

ESTA TESIS NO DEBE
 SALIR DE LA BIBLIOTECA

$$N_{OP(CD)exp} = 2133.33 \text{ [W]} = 1.769 \text{ [H.P.]}$$

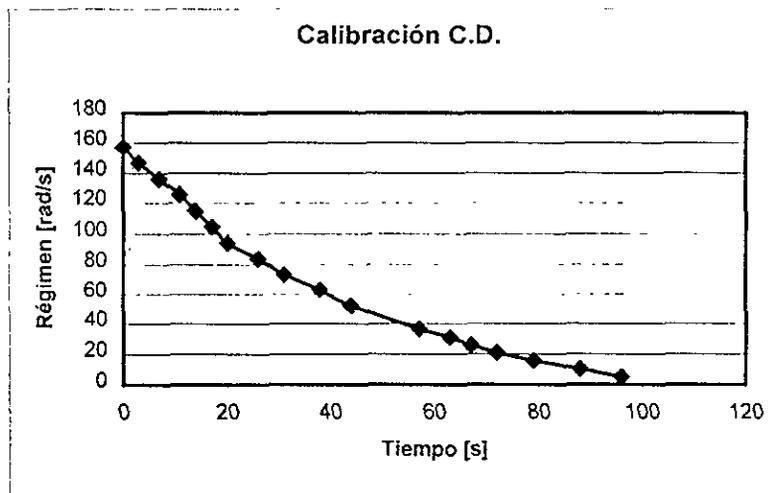
$$N_{OP(CT)exp} = 981.51 \text{ [W]} = 1.316 \text{ [H.P.]}$$

sustituyendo en 6.16 y 6.17 respectivamente junto con los valores de $N_{OP(CD)teo}$ y $N_{OP(CT)teo}$ se obtienen

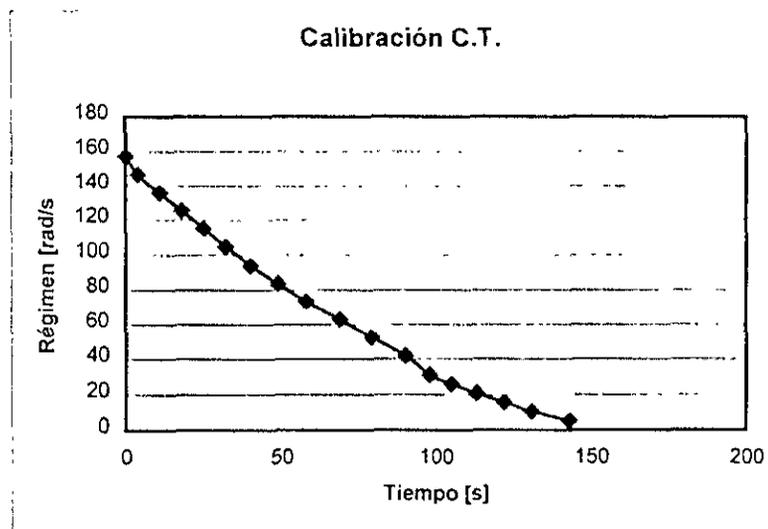
$$K_{CAL(CD)} = 1.1435$$

$$K_{CAL(CT)} = 1.0516$$

Las curvas de calibración se presentan en las siguientes figuras



Curva de calibración del conjunto delantero



Curva de calibración del conjunto delantero

Hay que recordar que los factores de corrección pueden cambiar de una calibración a otra, ya que estos factores dependen del uso y vida de los rodamientos.

CONCLUSIONES

1. La selección de los volantes de inercia necesarios para un ensayo para determinado peso y forma del vehículo, se puede obtener ahora a partir de la tabla de asignación de los volantes de inercia propias para el dinamómetro de chasis del L.C.E., ya que para cada dinamómetro tiene “su” propia tabla de asignación dependiendo su geometría y del sistema de embrague de los volantes de inercia.
2. A partir del análisis dinámico del dinamómetro se obtuvo un procedimiento para la calibración dinámica del dinamómetro de chasis. Con el cual las mediciones de *par* y *torque* contarán ahora con las pérdidas por fricción de los rodamientos.
3. Con los sistemas CAD, se pudo simular la instalación de la *unidad de volantes de inercia*, para así tener una noción de las dimensiones necesarias para la cavidad y los sistemas de nivelación de dicha unidad.
4. Con las expresiones que se obtuvieron se puede modificar el sistema de adquisición de datos, para con esto, tener mediciones más reales, ya que ahora se podrá tener mediciones en condiciones de aceleración y desaceleración del vehículo tomando en cuenta las inercias rotacionales o momentos de inercia.
5. Ahora el dinamómetro de chasis del L.C.E. cuenta con un manual de mantenimiento, con el cual se podrán hacer inspecciones periódicas para el buen funcionamiento del dinamómetro.
6. Las expresiones en términos de los principales parámetros (dimensiones) que resultaron del análisis dinámico del dinamómetro de chasis son validas para dinamómetros de geometría similar, incluso para aquellos que cuentan con un solo rodillo.
7. Uno de los factores que determinan la operatividad del dinamómetro es la velocidad angular del sistema, de los análisis que se hicieron para los volantes y para el sistema de transmisión por banda, se puede concluir que, aunque el sistema de transmisión por banda puede operar hasta 111.65 [km/h] y la velocidad crítica de los volantes es muy grande, la velocidad de operación del dinamómetro será determinada por la sensibilidad del sistema de adquisición de datos y es hasta 100 [km/h].

APÉNDICE A

Tabla 2 Coeficiente f_0

Tipo de rodamiento	Coeficiente f_0 Lubricación con grasa ¹⁾	Lubricación por goteo de aceite	Lubricación con baño de aceite	Lubricación con baño de aceite con eje vertical lubricación con chorro de aceite
Rodamientos rígidos de bolas de una hilera	0,75 . . 2 ²⁾	1	2	4
de dos hileras	3	2	4	8
Rodamientos de bolas a rótula	1,5 2 ²⁾	0,7 1 ²⁾	1,5 2 ²⁾	3 . . 4 ²⁾
Rodamientos de bolas con contacto angular de una hilera	2	1,7	3,3	6,6
de dos hileras, de una hilera apareados	4	3,4	6,5	13
Rodamientos de bolas de cuatro puntos de contacto	6	2	6	9
Rodamientos de rodillos cilíndricos con jaula series 10, 2, 3, 4	0,6	1,5	2,7	2,2 ³⁾
serie 22	0,8	2,1	3	3 ³⁾
serie 23	1	2,8	4	3 ³⁾
Rodamientos de rodillos cilíndricos, líneas de rodillos de una hilera	5 ⁴⁾	-	5	-
de dos hileras	10 ⁴⁾	-	10	-
Rodamientos de agujas	12	6	12	24
Rodamientos de rodillos a rótula serie 213	3,5	1,75	3,5	7
serie 222	4	2	4	8
series 223, 230, 239	4,5	2,25	4,5	9
serie 231	5,5	2,75	5,5	11
serie 232	6	3	6	12
serie 240	6,5	3,25	6,5	13
serie 241	7	3,5	7	14
Rodamientos de rodillos cónicos de una hilera	6	3	6	8 10 ²⁾⁴⁾
de una hilera apareados	12	6	12	16 20 ²⁾⁴⁾
Rodamientos axiales de bolas	5,5	0,8	1,5	3
Rodamientos axiales de rodillos cilíndricos	9	-	3,5	-
Rodamientos axiales de agujas	14	-	5	11
Rodamientos axiales de rodillos a rótula serie 292 E	-	-	2,5	5
serie 292	-	-	3,7	7,4
serie 293 E	-	-	7	6
serie 293	-	-	1,5	3
serie 294 E	-	-	3,3	6,6
serie 294	-	-	5	10

¹⁾ Valores válidos en condiciones de equilibrio. Si se usan rodamientos lubricados con grasa nueva o inmediatamente después de la relubricación se deberá usar 1/2 - 3/4 L.

²⁾ Los valores más bajos son para los rodamientos de las series ligeras y los más altos para los de las series pesadas.

³⁾ Válido para lubricación con chorro de aceite. Para lubricación con baño de aceite y un eje vertical se deberá duplicar el valor.

⁴⁾ Válido para bajas velocidades hasta aproximadamente un 20 % de la velocidad nominal. En las tablas de rodamientos, páginas 380 a 400. A velocidades superiores, el valor de f_0 se duplica aproximadamente.

Tabla factor f_0

Rozamiento

Tabla 3 Factores para el cálculo del par M_f

Tipo de rodamiento	f_1	$P_1^{(1)}$
Rodamientos rígidos de bolas	$(0,0006 + 0,0009) (P_0/C_0)^{0,55} + 3 F_a$	$0,1 F_r$
Rodamientos de bolas a rótula	$0,0003 (P_0/C_0)^{0,4}$	$1,4 Y_2 F_a + 0,1 F_r$
Rodamientos de bolas con contacto angular de una hilera	$0,001 (P_0/C_0)^{0,33}$	$F_a + 0,1 F_r$
de dos hileras, de una hilera apareados	$0,001 (P_0/C_0)^{0,33}$	$1,4 F_a + 0,1 F_r$
Rodamientos de bolas de cuatro puntos de contacto	$0,001 (P_0/C_0)^{0,33}$	$1,5 F_a + 3,6 F_r$
Rodamientos de rodillos cilíndricos con jaula		
serie 10	0,0002	$F_r^{(3)}$
serie 2	0,0003	$F_r^{(3)}$
serie 3	0,00035	$F_r^{(3)}$
series 4, 22, 23	0,0004	$F_r^{(3)}$
Rodamientos de rodillos cilíndricos, llenos de rodillos	0,00055	$F_r^{(3)}$
Rodamientos de agujas	0,002	F_r
Rodamientos de rodillos a rótula		
serie 213	0,00022	$1,35 Y_2 F_a + 1,1 F_a + Y_r$
serie 222	0,00015	
serie 223	0,00065	$F_r (1 + 0,35 (Y_2 F_a / F_r)^{1/3})$, si $F_r / F_a > Y_2$
series 230, 241	0,001	
serie 231	0,00035	(válido para todas las series)
serie 232	0,00045	
serie 233	0,00025	
serie 240	0,0008	
Rodamientos de rodillos cónicos		
de una hilera	0,0004	$2 Y F_a$
de una hilera, apareados	0,0004	$1,2 Y_2 F_a$
Rodamientos axiales de bolas	$0,0008 (F_a / C_{10})^{1,33}$	F_a
Rodamientos axiales de rodillos cilíndricos	0,0015	F_a
rodamientos axiales de agujas		
Rodamientos axiales de rodillos a rótula		
serie 292 E	0,00023	$F_a (F_r / F_a + 0,55 F_a)$
serie 292	0,0003	
serie 293 E	0,0003	(válido para todas las series)
serie 293	0,0004	
serie 294 E	0,00033	
serie 294	0,0005	

Símbolos:

P_0 carga estática equivalente sobre el rodamiento en N (ver textos en la sección de tablas de rodamientos)
 C_0 capacidad de carga estática, en N (ver tablas de rodamientos)
 F_a componente axial de la carga dinámica del rodamiento en N
 F_r componente radial de la carga dinámica del rodamiento en N
 Y_1, Y_2 factores axiales (ver tablas de rodamientos)

¹⁾ Si $P_1 > F_r$, se deberá tomar $P_1 = F_r$

²⁾ Los valores más bajos son para los rodamientos de las series ligeras, los más altos para las series pesadas.

³⁾ Para rodamientos sometidos a cargas axiales adicionales ver la sección "Rodamientos de rodillos cilíndricos cargados axialmente", página 62

Tabla factores f_1 y P_1

Bearing type	Exponents	
	a	b
Spherical roller bearings		
Series 213	1,35	0,2
Series 222	1,35	0,3
Series 223	1,35	0,1
Series 230	1,5	-0,3
Series 231, 232, 239	1,5	-0,1
Series 240, 241	1,5	-0,2
All other bearings	1	1

Tabla Exponentes a y b

APÉNDICE B

Nomenclatura	HP/100 rpm	Máx. rpm	Máx. Torque (lb-in)	Tallado			Espaciado r	Eje flotante	desalineamiento		Extrem ^o flotante	Absorción de impacto	Absorción de vibración.	Rango de temperaturas	
				Reborable	Tallado máximo	Taper Bushed			Angular	Paralelo				+	-
Para-flex (PX, PS)	719	4500	453000	11"	2 7/8"	8"	Si	Si	4°	1/8"	± 1/32"	excelente	excelente	180°	45°
Para-flex (PH, PF)	135	6000	85050	6 3/8"	5"	*	*	1°	1/32"	± 1/32"	excelente	excelente	180°	45°
Poly-Disc	.286	3600	10800	3"	2°	1/32"	Menor	bueno	bueno	170°	90°
Poly-Flex	17	5730	180	1 1/8"	4°	1/8"	± 5/32"	bueno	bueno	170°	30°
Nylgn	.57	5000	378	1 3/8"	1.5°	.022"	± 1/8"	regular	regular	170°	0°

Tabla parcial del Catálogo General Dodge.

BIBLIOGRAFÍA

1. Robert L. Norton; Diseño de Maquinaria; McGraw Hill; 1995.
2. Robert L. Norton; Diseño de Máquinas; Prentice Hall; 1999.
3. Dr. Cezary Szczepaniak, Fundamentos de Diseño del Automóvil; ED. Continental, 1988.
4. Lanzerdoerfer J., Szczepaniak C, Teoría del Automóvil, CECSA; 1989.
5. Russell C. Hibbeler; Mecánica para Ingenieros, Dinámica; CECSA; 1996.
6. Ferdinand P. Beer y E. Russell Johnston, Jr; Mecánica Vectorial para Ingenieros, Dinámica; McGraw Hill; 1999.
7. Joseph Edward Shigley y John Joseph Uicker, Jr. Teoría de Máquinas y Mecanismos; McGraw Hill 1988.
8. A.S. Hall, A.R. Holowenco y H.G. Laughlin; Diseño de Máquinas; McGraw Hill; 1987.
9. Egor P. Popov. Mecánica de Materiales; Llimusa, 1985.
10. Guillermo Aguirre Esponda; Diseño de Elementos de Máquinas; Trillas, 1990.
11. Code of Federal Regulations. Protection of Environment. 40, Parts 86 to 99, revised July 1, 1997, U. S. A. (Código Federal de Regulaciones Protección del Ambiente. 40, Apartados 86 a 99, revisado el 1 de julio de 1997, Estados Unidos de América).
12. SKF Catálogo general de rodamientos.
13. Manual Clayton para dinamómetro de chasis.
14. Jack P. Holman. Métodos Experimentales para Ingenieros. McGraw Hill, 1987.
15. Bela I. Sandor, Mecánica Vectorial para Ingenieros, Dinámica; Prentice Hall, 1989.
16. Catálogo General Dodge.
17. Norma Oficial Mexicana NOM-041-ECOL-1998.