

300617



UNIVERSIDAD LA SALLE

38
2ef

ESCUELA DE INGENIERIA
INCORPORADA A LA U.N.A.M

VEHICULOS DE CARGA PESADA
DISEÑO, SELECCION Y DINAMICA DE VEHICULOS
DE CARGA PESADA

TESIS PROFESIONAL
QUE PARA OBTENER EL TITULO DE:
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA
P R E S E N T A :
RICARDO JORGE GORAB SANCHEZ

DIRECTOR DE TESIS: ING. JORGE SALCEDO C.

**TESIS CON
VALOR DE CANCELACION**

MEXICO, D. F.

1992



Universidad Nacional
Autónoma de México



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 está 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.

I N D I C E

INTRODUCCION.

1

SECCION I.- CHASIS.

1.-Tipos de vehículos, aplicaciones y selección.

1.1 Tipos de vehículos.	5
1.2 Aplicaciones.	9
1.3 Selección.	15

2.- Distribución de carga.

2.1 Distribución de carga del vehículo.	18
2.2 Longitud de carrocería.	22
2.3 Centro de gravedad del vehículo cargado.	25
2.4 Influencia de la distribución de carga en el comportamiento del vehículo.	34
2.5 Características de algunos sistemas de transporte.	40

3.- Chasis.

3.1 Chasis: Características.	45
3.2 Cálculo del chasis.	47
3.3 Distribución de travesaños.	59

SECCION II.- TREN PROPULSOR.

4.- Características del sistema de enfriamiento y motor.

4.1 Motor.	67
4.2 Sistema de enfriamiento.	72

5.- Tron matriz.

83

6.- Transmisión.	91
7.- Eje trasero.	103
8.- Suspensión.	112
8.1 Muelle.	114
8.2 Suspensión delantera.	127
8.3 Suspensión trasera.	132
8.4 Efectos de instalación.	141
8.5 Vibraciones.	150
9.- Flechas propulsoras.	171
9.1 Unión Universal (Junta de Hooke).	175

SECCION III.- MECANICA DEL VEHÍCULO: DINÁMICA.

10.- Dirección.	183
10.1 Radio de giro.	181
11.- Dinámica del vehículo.	193
11.1 Factores de fricción.	194
11.2 Resistencia al rodamiento o tracción.	195
11.3 Resistencia al aire.	196
11.4 Superación del grado de pendiente.	197
11.5 Fuerza de tracción.	202
CONCLUSIONES	211
BIBLIOGRAFIA	213

I N T R O D U C C I O N

OBJETIVO.

El objetivo del trabajo es mostrar el diseño de las siguientes partes:

1.- Chasis.

2.- Muelles de la suspensión.

así como la selección y determinación del comportamiento de las diversas partes del camión como:

1.- Transmisión.

2.- Eje trasero.

3.- Eje delantero y radio de giro.

4.- Flechas propulsoras.

y la forma en que, todos estos componentes en conjunto determinan el comportamiento del vehículo en lo que se denomina como dinámica del vehículo.

Para esto, se toma como prototipo un vehículo de 15000 kg de carga como ejemplo.

También se toman algunos datos sobre vehículos similares que actualmente están circulando para modificar y mejorar el diseño de la suspensión y del chasis así como hacer un análisis completo de lo que es la dinámica del vehículo.

Como base de diseño se tomó un vehículo de carga pesada modelo: Mercedes Benz L-1521/52 .

El trabajo se dividió en tres partes principales:

1.- Chasis.

En esta primera parte del trabajo se incluyeron tres capítulos. En el primer capítulo (Tipos de vehículos, aplicaciones y selección) se dan las clasificaciones de los vehículos de acuerdo a la carga que soportan y de acuerdo a sus clases; también se mencionan los tipos de aplicaciones de carrocerías que pueden ser montadas sobre los vehículos, así como un criterio de selección de los mismos de acuerdo a la aplicación que se requiera.

En el segundo capítulo se trata el tema de distribución de carga en el vehículo. En este capítulo se trata la forma en que la

distribución de carga influye en el diseño y selección del chasis, longitud de la carrocería, cálculo del centro de gravedad de la carga util así como el centro de gravedad de todo el vehículo para cálculos posteriores en el diseño del chasis, suspensión y dinámica del vehículo. También se tratan diversos casos de aplicaciones de algunos sistemas de transporte con distintas carrocerías y la influencia que puede tener una mala distribución de carga tomando en cuenta las condiciones del terreno.

En el tercer capítulo (Chasis) se explican las características principales que debe reunir el chasis de un vehículo de carga pesada así como los factores que se deben de tomar en cuenta para el diseño del chasis. Los cálculos del chasis incluyen momentos flexionantes de cada larguero en base a dos condiciones de carga: carga límite de 15000 kg y una sobrecarga de tres toneladas, es decir, 18000 kg; en base a estos datos, se obtiene el módulo de elasticidad para seleccionar el perfil estructural mas adecuado para el vehículo. La distribución de travesaños se calculó mediante la ubicación del centro de gravedad del vehículo cargado al límite y con sobrecarga y de acuerdo a la ubicación de la cabina, suspensión y longitud de la carrocería.

2.- Tren propulsor.

En la segunda parte de este trabajo se incluyeron seis capítulos, los cuales abarcan las partes principales del tren motriz así como sus características y la forma en que estas influyen en el comportamiento y funcionamiento del vehículo en diversas condiciones.

En el capítulo cuatro (Características del motor y sistema de enfriamiento) se explican las ventajas del uso de los motores diesel contra los motores a gasolina sobre vehículos de carga pesada así como las características del motor que se utiliza a lo largo del trabajo (Motor Mercedes Benz OM 366 LA) para diversos cálculos, entre ellos, el cálculo del sistema de enfriamiento. En lo que se refiere al sistema de enfriamiento se mencionan a grandes rasgos la partes del sistema de enfriamiento así como su funcionamiento y temperaturas de operación del refrigerante y la cantidad de calor que debe ser disipado por el sistema de enfriamiento.

En el capítulo cinco (Tren Propulsor) se explica, en

general, diversos arreglos de las partes del tren motriz como motor, transmisión, embrague, flechas propulsoras, diferencial, etc. sobre diversos vehículos.

En el capítulo seis se explica en forma general el funcionamiento de la transmisión manual y automática así como el desempeño de la transmisión manual seleccionada sobre el vehículo de 15000 kg. El capítulo siete (Eje trasero) en conjunto con el capítulo seis, se muestra el desempeño del eje trasero y la transmisión seleccionados en el vehículo.

En el capítulo ocho (Suspensión) se mencionan las características principales que intervienen en el diseño y funcionamiento de la suspensión y sus partes principales. En cuanto a los cálculos, se utilizaron normas S.A.E. para los cálculos y las normas D.B.L. para la selección de los materiales de la suspensión como el espesor de las hojas de la muelle y los escalonamientos de las mismas. También se incluyen cálculos de efectos de instalación, los cuales provocan torsión en la suspensión debido a la aceleración y frenado en el vehículo a diferentes condiciones de carga. Se incluyen también cálculos de vibraciones mecánicas de cada muelle a diversas condiciones de carga.

En el capítulo nueve (Flechas Propulsoras) se menciona su funcionamiento y se muestran cálculos de velocidad crítica, torque máximo del vehículo y esfuerzo de tracción en base a la selección de las flechas propulsoras (cardan). También se explica la geometría del mecanismo de unión universal o junta de Hooke.

3.- *Mecánica del vehículo: Dinámica.*

En la tercera y última parte del trabajo se tratan los aspectos del funcionamiento del vehículo a diversas condiciones tanto de carga como del terreno.

En el capítulo diez (Dirección) se menciona el funcionamiento, tipos de mecanismos de dirección, algunas características principales que debe de tener el eje delantero (caster, camber, etc), así como el cálculo del radio de giro del vehículo en base a los datos disponibles del eje delantero y la distancia entre ejes del vehículo.

El capítulo once (Dinámica del vehículo) se incluyen las características del vehículo en base a los cálculos de fuerzas de

fricción, resistencia al aire, superación del grado de una pendiente, fuerza de tracción y potencia requerida por el motor en base a los datos obtenidos en los capítulos anteriores. Se muestran tablas del desempeño del vehículo a diversas condiciones de carga en base a los cálculos obtenidos anteriormente, así como gráficas de la fuerza de tracción a diversas condiciones de carga.

I.- CHASIS.

1.- TIPOS DE VEHICULOS, APLICACIONES Y SELECCION.

1.1 Tipos de vehiculos.

Antes de profundizar más en los tipos de vehiculos que de carga pesada que existen , además de sus aplicaciones y su selección, es necesario definir algunos conceptos relacionados con este tipo de vehiculos.

El camión es un vehiculo utilizado para la transportación de bienes, mercancías y personas en cantidad o volúmenes medios y altos.

El objetivo principal de un camión es el de minimizar los tiempos de distribución, gastos de operación y costos de mantenimiento, así como maximizar la vida útil del vehiculo, la vida útil del motor y la seguridad y comodidad en la operación del mismo.

Dentro de las características de los camiones se deben de considerar los siguientes conceptos:

1) Tren motriz.

El tren motriz es el que se encarga de poner en movimiento al vehiculo, y consta de las siguientes partes:

Motor, transmisión, embrague, flechas cardan, juntas universales y eje(s) trasero(s).

El motor y la transmisión son los que se encargan de transmitir el movimiento a las ruedas del vehiculo por medio de las flechas de salida o flechas cardan, las cuales se encargan en transmitir el par torsional al eje trasero. La transmisión se encarga de transmitir la potencia y torque del motor por medio de reducciones formadas por trenes de engranes; estas características en el tren motriz permiten conducir el vehiculo en diferentes condiciones de terreno. El eje trasero consta de un diferencial, el cual transmite la potencia del motor y transmisión a las ruedas del vehiculo. Entre otras funciones, el eje trasero se encarga de soportar la mayor parte del peso del vehiculo cargado (ver figuras 1.1 y 1.2).

Las características básicas de carga de un vehiculo son las siguientes (ver figura 1.3):

CHASIS CON UN EJE

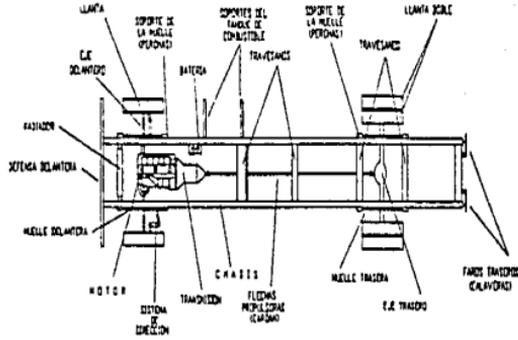


FIG. 11

CHASIS CON EJE TANDEM

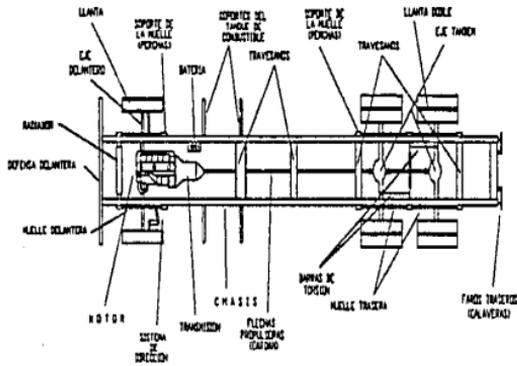
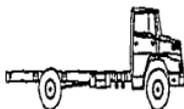


FIG. 12

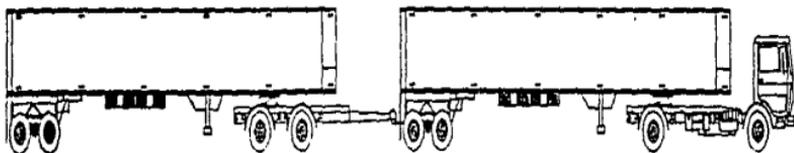
CARACTERISTICAS BASICAS DE CARGA



1) Peso vehicular (PV)



2) Peso bruto vehicular (PBV)



3) PESO BRUTO COMBINADO (PBC)

- 1) **Peso vehicular (P.V.):** Es el peso del camión sin considerar el peso de la carga y la carrocería.
- 2) **Peso bruto vehicular (P.B.V.):** Es la suma del peso vehicular mas el peso de la carrocería mas el peso de la carga útil.
- 3) **Peso bruto combinado (P.B.C.):** En el caso de un tractocamión, es la suma del peso del tractocamión, mas el peso del semirremolque mas, el peso de la carga del semirremolque, mas el peso del remolque, mas el peso de la carga del remolque.

Por otro lado, la Sociedad de Ingenieros Automotrices de los Estados Unidos S.A.E. clasifica a los vehículos de carga de acuerdo a lo siguiente:

- 4 x 2 = 4 ruedas, 2 con tracción (2 ejes, 1 eje motriz)
- 4 x 4 = 4 ruedas, 4 con tracción (2 ejes, tracción total)
- 6 x 2 = 6 ruedas, 2 con tracción (3 ejes, 1 eje motriz)
- 6 x 4 = 6 ruedas, 4 con tracción (3 ejes, 2 ejes motrices)
- 6 x 6 = 6 ruedas, 6 con tracción (3 ejes, 3 ejes motrices)
- 8 x 4 = 8 ruedas, 4 con tracción (4 ejes, 2 ejes motrices)
- 8 x 8 = 8 ruedas, 8 con tracción (4 ejes, 4 ejes motrices)

S.A.E. clasifica a los vehículos de carga de acuerdo a su clase y servicio de operación de la siguiente forma:

a) Clase.

Clase	P.B.V.
1	6000 lb o menos
2	6001 lb - 10000 lb
3	10001 lb - 14000 lb
4	14001 lb - 16000 lb
5	16001 lb - 19500 lb
6	19501 lb - 26000 lb
7	26001 lb - 33000 lb
8	33001 lb o más

b) Servicio de operación.

Clase A.

Uso del vehículo en superficies suaves y duras donde las relaciones de la transmisión solamente son usadas para acelerar el vehículo y frenarlo, sin la necesidad de realizar cambios continuos en la transmisión durante un trayecto dado.

Clase B.

Uso del vehículo en superficies suaves y duras con numerosos grados de pendientes en el terreno. Este tipo de servicios demanda

numerosos cambios de relaciones por parte del conductor por lo que se requiere de una transmisión escalonada con cortos periodos de cambio.

Clase C.

Uso del vehículo sobre terreno difícil sin pavimentar como arena, pedregales, zona montañosa, etc.

Clase D.

Uso de vehículos con combinaciones de carga como semirremolques y remolques, equivalentes a los tractocamiones.

La clasificación de los vehículos de acuerdo a su peso bruto vehicular es la siguiente:

Camiones:

Comerciales (hasta 3 ton.): Pick-ups varios, carrocerías.
Ligeros (3-5 ton.): Pick-ups, redilas.
Categoría 5-9 ton. : Pasaje, carga.
Pesados (9.5-15 ton.): aplicaciones varias, carga, pasaje.
Extrapesados (15-22.7 ton.): aplicaciones varias, carga y pasaje.
Tractocamiones (Quinta rueda) mayor 22.7 ton.: Arrastre.
Integrales: Autobuses para pasajeros.

La clasificación de los vehículos de acuerdo al servicio que dan es la siguiente:

1) Transporte de carga.

- Urbano y suburbano	- Carga
- Interurbano: Distancias cortas < 100 km	- Arrastre
Distancias medias < 600 km	
Distancias largas > 600 km	

2) Traslado de personas.

- Urbano	- Integral
- Suburbano	- Chasis.
- Interurbano: Distancias cortas > 100 km	- Coraza
Distancias medias < 600 km	
Distancias largas > 600 km	

1.2 Aplicaciones.

La aplicación en este tipo de vehículos se refiere al tipo de carrocería que se vaya a utilizar de acuerdo al tipo de carga.

Las principales aplicaciones son las siguientes (ver figuras 1.4 a

1.6) :

1) Urbanas	2) Foraneas:
Plataforma	Plataforma
Estacas	Estacas
Cajas cerradas	Cajas cerradas

Cajas refrigeradoras	Autobuses
Pipas	Pipas
Refresqueros	
Autobuses	
Volteos	
Basureros	
Mezcladoras de concreto	
Utilitarios	
Autobuses	
Bomberos	

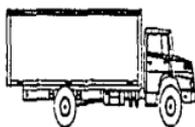
APLICACIONES



Pipa de gas



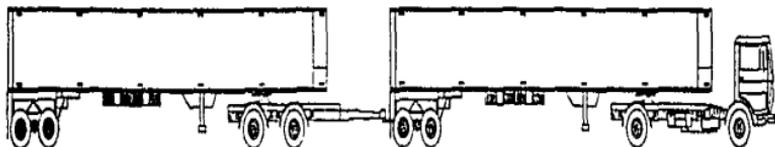
Transporte de cilindros
de gas (carrocero/estacas)



Autobus
(Caja cerrada)



Plataforma para transporte de
material para construcción (bultos)



Tractor-trailer con quinta rueda para semirremolque
y aplicación para transporte combinado.
(Semi-remolque y remolque)

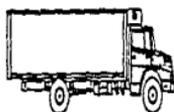
APLICACIONES



Pipa de agua



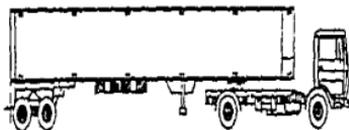
Pipa para transporte de combustibles,
diésel, etc.



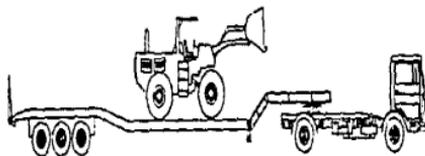
Caja refrigeradora



Receptor de maquina



Tractor-trailer con caja refrigeradora



Plataforma para transporte de maquina pesada

FIG. 15

APLICACIONES



Bombas



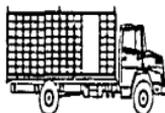
Refrigerado



Redes cerradas para
transporte de palets



Revolvedora



Redes cerradas para
transporte de palets



Plataforma para transporte de
varillas, tubos, postes, etc.



Grúa



Colector de basura

FIG. 16

Dentro de las principales aplicaciones tenemos las siguientes:

- *Plataforma*: Transporte de carga en general empacada o maquinaria. Sus materiales de construcción son acero y madera y puede ser equipada con grúa o hidrorampa.

- *Estacaos*: Transporte de carga en general a granel y transporte de animales. Su construcción es de madera y acero y pueden ser abiertas o cerradas. Pueden ser equipadas con grúa o hidrorampa.

- *Cajas cerradas*: Transporte de carga en general donde se requiere proteger a la carga de las condiciones del medio ambiente. Su construcción puede ser de acero o aluminio y madera, fibra de vidrio, poliestireno o poliuretano utilizado como aislante. Puede ser equipada con hidrorampa, unidad refrigeradora y puertas laterales.

- *Pipas*: Transporte de cargas líquidas, gases licuados, combustibles, etc. Su construcción es de acero, acero inoxidable o fibra de vidrio con diferentes tratamientos interiores. Puede utilizar bombas y medidores de flujo.

- *Refrigereros*: Transporte y reparto de bebidas embotelladas. Su construcción es de acero con costados abiertos; algunas veces tienen techo y/o cortinas para cubrir sus costados.

- *Volteos*: Se utilizan para el transporte y acarreo de materiales para la construcción (arena, roca, grava, etc.) o materiales industriales a granel. Su construcción es en acero.

- *Basureros*: Se utilizan para la recolección de basura en las ciudades. Su construcción es en acero.

- *Mezcladoras de concreto*: Se utilizan para la entrega de concreto en obras. Su construcción es en acero. La revoladora gira sobre un eje inclinado, contiene en su interior hojas en espiral para el mezclado de concreto.

Puede contener su propio equipo de bombeo de concreto.

- *Utilitarios*: Sirven para usos municipales o de auxilio; acarrean herramientas y personal. Su construcción es en acero con varios depósitos de almacenamiento. En cuanto al equipo puede instalarse una grúa con canastilla.

- *Bomberos*: Se utilizan para extinguir incendios en ciudades y aeropuertos. Su construcción es en acero. La carrocería puede ser equipada con bombas, mangueras, herramientas y equipo de salvamento.

- **Hidrorampas:** Se utilizan para maniobras de carga y descarga a nivel del piso; esta aplicación, se monta en la parte posterior del vehículo. Su construcción es de acero y consta de equipo hidráulico para su operación.

- **Grúas:** Se utilizan para maniobras de carga y descarga o como canastillas para personal de mantenimiento. Su construcción es en acero.

1.3 Selección.

Para seleccionar un vehículo de carga se debe de tomar en cuenta lo siguiente:

- 1) Proporcione un servicio duradero.
- 2) Eficencia en el servicio.
- 3) Rentabilidad adecuada.
- 4) Valor del vehículo en el tiempo.

Estos cuatro puntos van relacionados al bajo costo de operación del vehículo, servicio, mantenimiento y gastos de operación.

Estos puntos son los mas importantes en consideración, ya que la durabilidad del vehículo y sus componentes dependen de una buena decisión al evaluar estos puntos.

Otro punto importante es la facilidad de encontrar las refacciones para darle mantenimiento adecuado al vehículo.

Para la selección del vehículo también se debe de tomar en cuenta lo siguiente:

1) El tipo de vehículo a seleccionar de acuerdo al tipo de carga, capacidad de carga del vehículo, tipo de aplicación o carrocería adecuada de acuerdo al tipo de carga y del vehículo.

2) En base a lo anterior, al determinar el tipo de vehículo, la distribución de carga, la aplicación y las condiciones del terreno donde se llevará a cabo el funcionamiento del vehículo, se deben de seleccionar el tipo de chasis, componentes de chasis, así como el tren motriz, el cual incluye lo siguiente:

- a) Motor y sistema de enfriamiento
- b) Transmisión
- c) Flechas propulsoras (cardan)
- d) Eje trasero
- e) Suspensión

Para el diseño del camión también deben de tomarse en cuenta las dimensiones de la cabina que se va a instalar en el vehículo para determinar la longitud de la estructura del chasis tomando en cuenta a la carrocería, así como las prestaciones que el vehículo pueda ofrecer en base a la selección de los componentes ya mencionados.

Para el diseño y selección de un vehículo deben de tomarse en cuenta las leyes federales, las cuales tienen normas en cuanto al peso bruto del vehículo y dimensiones que son permitidas para vehículos que circulen dentro del país.

2.- DISTRIBUCION DE CARGA.

La mayoría de los problemas relativos a una distribución de carga incorrecta, pueden ser evitados al efectuar una selección correcta del vehículo y de la carrocería.

Conociendo el tipo de carga y la cantidad que sera transportada, se puede definir el tipo de carrocería apropiada así como sus dimensiones.

Sumando el peso de la carga a ser transportada, mas el peso de la carrocería a ser utilizada, se obtiene el peso total que incidirá sobre el chasis.

Se deben de determinar las opciones de carrocerías para adaptarlas al vehículo según, la distancia entre ejes del vehículo, de tal manera que las dimensiones de la carrocería a ser utilizada, nos proporcione una correcta distribución de carga sobre los ejes trasero y delantero.

Otro punto importante para determinar el tipo de chasis más adecuado es el de considerar las condiciones en las que el vehículo va a estar sometido, como el tipo de terreno, condiciones de carga y descarga, velocidad de operación, etc.

Los problemas y efectos mas comunes que se pueden presentar en un vehículo pesado con una distribución de carga no adecuada son:

- 1) Posible sobrecarga del eje delantero, aunque el peso de la carga no exceda el límite de peso de la carga útil permisible del vehículo.
- 2) Problemas de adherencia y maniobrabilidad debidos a sobrecarga en el eje trasero, sobretodo, al subir pendientes.
- 3) Problemas de maniobrabilidad debidos a sobrecarga en el eje delantero.
- 4) Problemas en el comportamiento dinámico del vehículo en curvas al sobrecargar los ejes delantero y trasero.
- 5) Problemas debidos a una altura excesiva del centro de gravedad de la carga en el funcionamiento del vehículo.
- 6) Problemas ocasionados por el centro de gravedad de la carga colocado fuera de la posición del eje central del vehículo sobrecargando cualquiera de los extremos del vehículo.

Los efectos más comunes causados por estos problemas son:

- a) Daños en la suspensión.
- b) Daños en los ejes delantero y trasero.
- c) Comportamiento dinámico no adecuado.

Por estas razones, es importante seleccionar el vehículo en forma adecuada, así como su aplicación y la correcta distribución de carga, para obtener el mejor funcionamiento posible por parte del vehículo.

Otro punto importante es el conductor, puesto que un conductor experimentado también influye en el funcionamiento que el vehículo pueda proporcionar; mientras mejor sea la conducción del vehículo por parte del conductor, mejor será el funcionamiento del vehículo.

Para un vehículo de 15 toneladas de peso bruto vehicular se tienen los siguientes datos para el cálculo de distribución de carga:

Cabe hacer notar que algunos de estos datos son aproximados, y tomando estos como base, se llevarán a cabo los cálculos de distribución de carga:

Eje delantero:	Katton FA-12 capacidad 5454kg (12000lb)
Eje trasero:	Katton 22221 de 2 velocidades 5.57/7.60:1 y 6.59/8.86:1; capacidad 10000kg (22000lb).

Distancia entre ejes:	5200 mm
Longitud de cabina:	15000kg
Distancia del frente de cabina al eje delantero:	1285 mm
Claro libre entre la pared trasera de la cabina a la pared delantera de la carrocería:	100 mm. (mínimo)
*Peso bruto vehicular:	15000kg

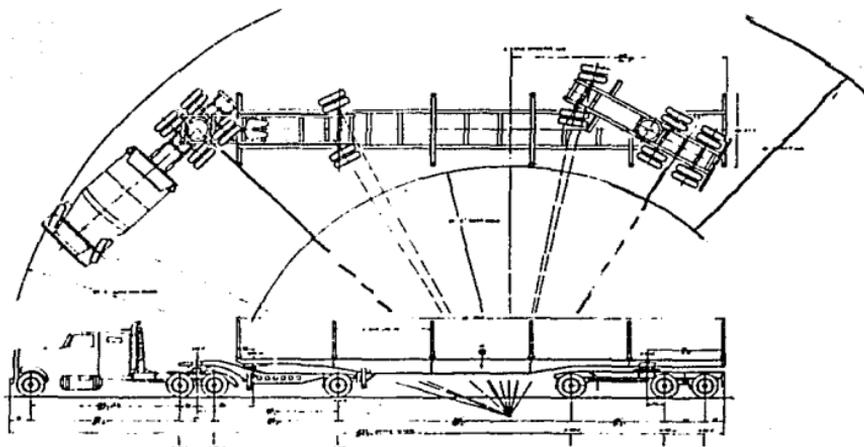
*Peso vehicular:	Eje trasero: 3000kg
	Eje delantero: 2000kg

La finalidad de determinar el centro de gravedad del vehículo es el de facilitar el cálculo de la carga que incidirá sobre cada eje.

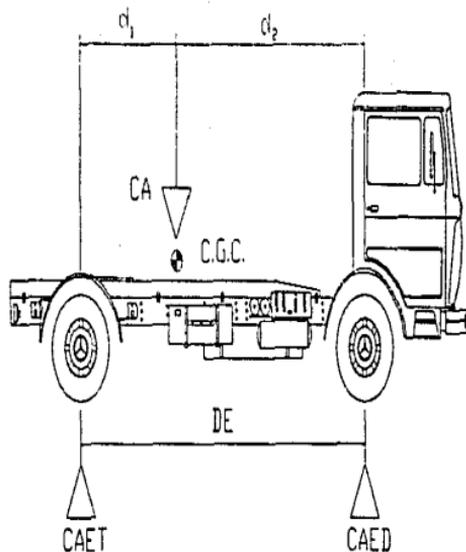
El cálculo del centro de gravedad del vehículo depende de las dimensiones del mismo. Así mismo partiendo del chasis del vehículo sin carrocería, se puede calcular el centro de gravedad de la carga útil del vehículo que incide sobre el chasis (ver figura 2.1).

2.1 Distribución de carga del vehículo.

La distribución de carga del vehículo se determina por medio del centro de gravedad (C.G.). El cálculo y la localización del centro de



C.G. DE SEMIRREMOLQUE P.B.C.



CA = Carga util del vehiculo

CAED = Carga util que se apoya sobre el eje delantero

CAET = Carga util que se apoya sobre el eje trasero

DE = Distancia entre ejes

d_1 = Distancia entre el eje trasero y el centro de gravedad de la carga

d_2 = Distancia entre el eje delantero y el centro de gravedad de la carga

FIG. 2.1

gravedad depende de las dimensiones del vehículo, para poder hacer así la distribución de carga en cada eje.

Cálculo de distribución de carga:

Del diagrama tenemos:

Carga útil en el eje delantero CAED

$$d_1 = \frac{DE \cdot CAED}{CA}$$

CA

donde CA = FBV - PV

Carga útil en el eje trasero CAET

$$DE \cdot CAET = d_2 \cdot CA$$

$$d_2 = \frac{DE \cdot CAET}{CA}$$

CA

Pero $d_2 = DE - d_1$ que, sustituido en la ecuación nos resulta:

$$DE - d_1 = \frac{DE \cdot CAET}{CA}$$

CA

Por lo tanto tendremos:

$$d_1 = DE - \frac{DE \cdot CAET}{CA}$$

CA

donde d_1 es la distancia que existe entre el eje trasera y el centro de gravedad de la carga.

Haciendo una tabulación del procedimiento del cálculo del centro de gravedad de la carga tenemos:

1.- Peso bruto vehicular	15000 kg
2.- Peso del vehículo sin carga	5000 kg
3.- Carga útil 1 - 2	10000 kg
4.- Peso bruto admisible en el eje trasero	10000 kg
5.- Peso del chasis vacío en el eje trasero	2000 kg
6.- Carga útil en el eje trasero (CAET) 4 - 5	8000 kg
7.- Distancia entre ejes	5200 mm

Sustituyendo datos en la fórmula tendremos:

$$d_1 = DE - \frac{DE \cdot CAET}{CA} = 5200 - \frac{(5200 \text{ mm})(8000 \text{ kg})}{10000 \text{ kg}}$$

CA

10000 kg

$$d_1 = 1040 \text{ mm}$$

De esta forma se tiene cierta flexibilidad en la posición del centro de gravedad de carga en la carrocería, por lo cual se puede aprovechar la capacidad total de los ejes delantero y trasero sin afectar por ello el funcionamiento del vehículo.

En los camiones con carrocerías convencionales, el centro de gravedad de la carga coincide con el centro geométrico de la carrocería considerando que la carga está uniformemente distribuida en toda la carrocería.

También debe de tomarse en cuenta que en el diseño de un camión se debe de considerar un cierto porcentaje de sobrecarga de aproximadamente el 20% (ver figura 2.2) como medida o margen de seguridad.

2.2 Longitud de carrocería.

A partir del cálculo del centro de gravedad de la carga y por lo tanto de la carrocería, se puede calcular ahora la longitud recomendada en la carrocería (ver figura 2.3).

Tomando el eje trasero como base con la capacidad de carga total se obtendrá la longitud máxima permisible de la carrocería.

A partir del diagrama tenemos lo siguiente:

$$L = 2(CET - a - d_1)$$

como $CET = DE - b$ tendremos:

$$L = 2(DE - b - a - d_1)$$

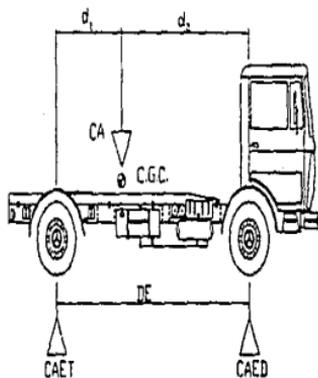
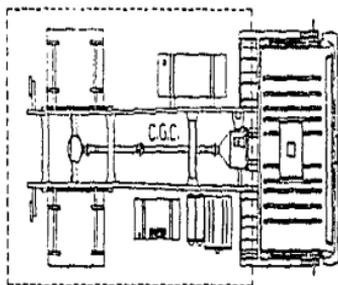
De la cabina se obtienen las siguientes dimensiones:

- Longitud total de la cabina: 2615 mm
- Distancia de la defensa de la cabina al centro del eje delantero: 1285 mm

Calculando la distancia b tendremos:

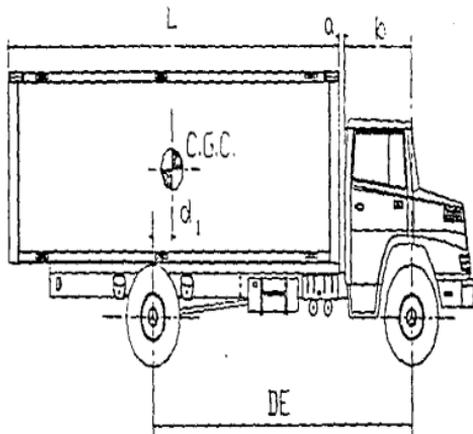
$$b = 2615 \text{ mm} - 1285 \text{ mm} = 1330 \text{ mm}$$

a = La distancia entre la pared trasera de la cabina y la pared delantera de la carrocería, la cual se recomienda desde 40 mm como mínimo y de 100 mm como una norma de tipo convencional; esto es para que la carrocería no llegue a golpear con la cabina debido a las deflexiones constantes del chasis ocasionadas por el peso de la carga y por las condiciones del terreno.



- CA = Carga útil del vehículo
 CAED = Carga útil que se apoya sobre el eje delantero
 CAET = Carga útil que se apoya sobre el eje trasero
 DE = Distancia entre ejes
 d_1 = Distancia entre el eje trasero y el centro de gravedad de la carga
 d_2 = Distancia entre el eje delantero y el centro de gravedad de la carga

FIG. 22



CET = Distancia entre la pared trasera de la cabina y el eje trasero.

a = Distancia entre la pared trasera de la cabina y la pared delantera de la carrocería, la cual tiene por norma una separación mínima de 400 mm y una separación de 100 mm como norma convencional.

b = Distancia entre el eje delantero y la pared trasera de la cabina

L = Longitud externa de la carrocería.

d_1 = Distancia entre el centro de gravedad de la carga y la carrocería con respecto al eje trasero.

FIG. 23

Ahora, sustituyendo en la fórmula anterior tenemos:

$$L = 2(5200 \text{ mm} - 1330 \text{ mm} - 100 \text{ mm} - 1040 \text{ mm})$$

Entonces, la longitud máxima admisible de la carrocería será:

$$L = 5460 \text{ mm}$$

Una carrocería con una longitud mayor a la recomendada y con una sobrecarga en el vehículo, genera un desplazamiento en el centro de gravedad de la carga hacia la parte posterior del vehículo; esto provocaría una sobrecarga en el eje trasero y por consecuencia generaría una falta de adherencia en las ruedas delanteras.

Por otro lado, si se instala una carrocería muy corta con respecto a la longitud recomendada, esto podría provocar una sobrecarga en el eje delantero. Esto ocasionaría un endurecimiento en la dirección dificultando la realización de maniobras.

2.3 Centro de gravedad del vehículo cargado.

Una vez calculado el centro de gravedad de la carga en la carrocería, se podrá calcular la carga recomendada en la carrocería considerando el aprovechamiento total de la carga útil distribuida de manera uniforme a lo largo de la carrocería (ver figura 2.4).

La importancia de calcular el centro de gravedad del vehículo, es que a partir de él, podemos calcular la carga que incide tanto en el eje delantero como en el eje trasero.

Calculando la carga según la figura tenemos:

Eje delantero:

$$XD = \frac{X \cdot d_1}{DE}$$

DE

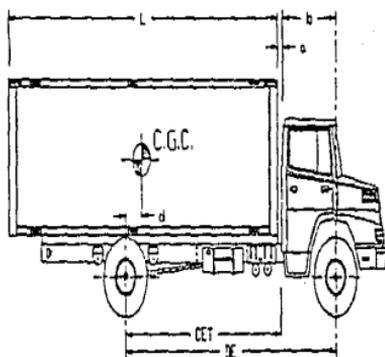
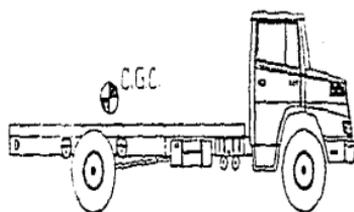
donde X es el peso de la carga.

Para una carga X = 10000kg la incidencia de esta carga sobre los ejes será la siguiente:

$$XD = \frac{(10000\text{kg})(1040 \text{ mm})}{5200 \text{ mm}}$$

La incidencia de la carga sobre el eje delantero es:

$$XD = 2000 \text{ kg}$$



CET = Distancia entre la pared trasera de la cabina y el eje trasero.

a = Distancia entre la pared trasera de la cabina y la pared delantera de la carrocería, la cual tiene por norma una separación mínima de 400 mm y una separación de 100 mm como norma convencional.

b = Distancia entre el eje delantero y la pared trasera de la cabina.

L = Longitud externa de la carrocería.

d_1 = Distancia entre el centro de gravedad de la carga y la carrocería con respecto al eje trasero.

FIG. 24

Eje trasero:

El peso total de la carga útil esta dado por el porcentaje de incidencia del mismo sobre los ejes, esto es:

$$XD + XT = X$$

Calculando la carga que incide sobre el eje trasero tenemos:

$$IT = X - XD = 10000 \text{ kg} - 2000 \text{ kg}$$

La carga que incide sobre el eje trasero sera:

$$XT = 8000 \text{ kg}$$

Para la carrocería se considerará un peso promedio de 1000 kg.

Haciendo el mismo cálculo para la carrocería tenemos lo siguiente:

<i>Eje delantero</i>	<i>Eje trasero</i>
$XD = \frac{(1000 \text{ kg})(1040 \text{ mm})}{5200 \text{ kg}}$	$IT = 1000 \text{ kg} - 200 \text{ kg}$
$XD = 200 \text{ kg}$	$IT = 800 \text{ kg}$

En base a lo anterior tomemos como ejemplo una carga $P = 500 \text{ kg}$ colocada en un punto de la carrocería a una distancia de 100 mm de la pared delantera de la carrocería.

La distribución de carga sobre los dos ejes sera la siguiente:

Eje trasero:

$$PT = P \cdot \frac{d_2}{DE} = (5000 \text{ kg}) \left(\frac{2615 \text{ mm} - 1285 \text{ mm} + 100 \text{ mm}}{5200 \text{ mm}} + \frac{1000 \text{ mm}}{5200 \text{ mm}} \right)$$

La distribución de carga en el eje trasero es:

$$PT = 2336.54 \text{ kg}$$

Eje delantero:

La carga sobre el eje delantero es la siguiente:

$$P = PD + PT$$

$$PD = P - PT = 500 \text{ kg} - 2336.54 \text{ kg}$$

La distribución de carga del eje delantero es:

$$PD = 2663.46 \text{ kg}$$

Con respecto al ejemplo anterior, haciendo la suma de las incidencias de la carga sobre cada eje tanto del chasis vacío, de la carga y de la carrocería, tendremos la siguiente tabla de valores:

L-1521/52	Eje delantero	Eje trasero	TOTAL
Peso del chasis vacío (kg)	3000	2000	5000
Peso de la carrocería (kg)	200	800	1000
Peso de la carga (kg)	2663.46	2336.54	5000
T O T A L	5863.46	5136.54	11000
LIMITES	5000	10000	15000

A pesar de no exceder el peso bruto vehicular total, el posicionamiento de la carga fuera de la ubicación del respectivo centro de gravedad esta generando una sobrecarga en el eje delantero, es decir, 5863.46kg, valor que es mayor al límite real de capacidad del eje delantero, el cual es de 5454kg, y aún mayor al límite establecido de carga sobre el eje delantero de 5000kg, mientras que en el eje trasero se ocupa un poco más de la mitad de su capacidad, es decir, 5136.54kg de carga contra 10000kg de capacidad máxima establecida al vehículo.

Por ser un vehículo del tipo de tracción de 4x2, la incidencia de carga sobre el eje delantero debe de ser de no menos del 25% del peso bruto vehicular y no mas del 25% de la carga útil del vehículo sobre el eje delantero, porque un exceso de carga mal distribuida sobre los ejes afectaría en forma notable el comportamiento dinámico del vehículo.

Calculando para la carga útil máxima especificada para el vehículo equivalente a 10000kg, es decir, 9000kg de carga mas 1000kg de carrocería tenemos lo siguiente:

Eje delantero.

$$PD = \frac{P \cdot d_1}{d_2} = \frac{(9000\text{kg})(1040\text{mm})}{2000\text{mm}}$$

$$DE = 4700\text{ mm}$$

El peso de la carga sobre el eje delantero es:

$$PD = 1800\text{kg}$$

Eje trasero.

$$PT = P - PD = 9000\text{kg} - 1800\text{kg}$$

El peso de la carga sobre el eje trasero es:

$$PT = 7200\text{kg}$$

Para conocer la cantidad de carga que incide sobre cada eje tendremos lo siguiente:

L-1521/52	Eje delantero	Eje trasero	TOTAL
Peso de chasis vacío (kg)	3000	2000	5000
Peso de la carrocería (kg)	200	800	1000
Peso de la carga (kg)	1800	1200	9000
T O T A L	5000	10000	15000
LIMITES	5000	10000	15000

Calculando el porcentaje de incidencia de la carga en el eje delantero con el vehículo a plena capacidad de carga tendremos lo siguiente:

$$\%ED = \frac{\text{Peso total ED} \times 100}{\text{Peso bruto vehicular}} = \frac{5000\text{kg} \times 100}{15000\text{kg}}$$

El porcentaje de incidencia de carga sobre el eje delantero es:

$$\%ED = 33.33\%$$

De esta forma el porcentaje de incidencia de carga en el eje delantero supera el 25% mínimo, por lo que se comprueba que el posicionamiento de carga en el punto indicado nos proporciona una correcta distribución de carga sobre los ejes delantero y trasero permitiendo una maniobrabilidad segura en el vehículo.

Para el cálculo tanto del chasis como de la suspensión se dará un porcentaje aproximado del 20% de sobrecarga con respecto al peso bruto vehicular, es decir, 3000kg de sobrecarga, lo cual nos implica un peso bruto vehicular de 18000kg; para la suspensión, además del 20% adicional de la sobrecarga del vehículo, se debe de dar una carga de diseño aun mayor a la suspensión debido a los efectos de carga, sobrecarga, carga mal distribuida y vibraciones ocasionadas por las irregularidades del terreno que afectan el funcionamiento del vehículo.

Aunque los límites de carga real de los ejes trasero y delantero son los siguientes:

Capacidad del eje delantero: 5454 kg

Capacidad del eje trasero: 10000 kg

se debe calcular la distribución de carga en los ejes con sobrecarga en el vehículo.

Calculando la distribución de carga con una sobrecarga de 3000kg tenemos lo siguiente:

L-1521/52	Eje delantero	Eje trasero	TOTAL
Peso de chasis vacío (kg)	3000	2000	5000
Peso de la carrocería (kg)	200	800	1000
Peso de la carga (kg)	2400	9600	12000
TOTAL	5600	12400	18000
LIMITE REAL	5454	10000	15454
LIMITE MAXIMO DE DISEÑO	8000	13000	18000

Calculando el porcentaje de carga del peso bruto vehicular sobre el eje delantero con respecto a los límites de diseño tenemos lo siguiente:

$$\%ED = \frac{\text{Peso total eje delantero}}{\text{Peso bruto vehicular}} = \frac{5600 \text{ kg}}{18000 \text{ kg}} \times 100$$

El porcentaje de carga incidente sobre el eje delantero es:

$$\%ED = 31.11\%$$

En todos los casos analizados de carga para este vehículo, se cumple con la distribución del 20% de la carga útil total sobre el eje delantero.

Para que el vehículo lleve a cabo un buen funcionamiento, y para que éste desarrolle satisfactoriamente sus funciones, se debe de seleccionar una suspensión adecuada, de tal modo que esta resista la sobrecarga del vehículo, así como las cargas dinámicas que se puedan presentar por el tipo de terreno para que estas afecten lo menos posible el funcionamiento del vehículo.

Calculando el centro de gravedad del vehículo totalmente cargado tenemos lo siguiente:

$$DE \cdot CATED = d_1 \cdot PBV$$

donde:

CATED = Capacidad total sobre el eje delantero (5454kg)

PBV = Peso bruto vehicular a 15000kg cargado al límite y 18000kg con sobrecarga.

De la fórmula anterior tenemos:

$$d_1 = \frac{DE \cdot CATED}{PBV}$$

Sustituyendo datos tenemos:

- Vehículo cargado al límite

$$d_1 = \frac{(5200 \text{ mm})(5990 \text{ kg})}{15000 \text{ kg}}$$

$$d_1 = 1733 \text{ mm}$$

El centro de gravedad total del vehículo cargado al límite se ubicará a 1733 mm con respecto al eje trasero.

- Vehículo sobrecargado

Para este caso, se tienen tres datos con respecto a la capacidad del eje delantero, que son las siguientes:

- 1) Sobrecarga en el eje delantero: 5600kg
- 2) Límite real o especificado: 5454kg
- 3) Límite máximo de diseño: 8000kg

La carga del límite máximo de diseño se utilizará como dato para el diseño de las muelles o resortes de la suspensión delantera.

Calculando para los dos puntos anteriores tenemos lo siguiente:

1) Sobrecarga en el eje delantero: 5600kg

$$d_1 = \frac{(5200 \text{ mm})(5600 \text{ kg})}{18000 \text{ kg}}$$

$$d_1 = 1617.8 \text{ mm}$$

El centro de gravedad del vehículo sobrecargado se encontrará a 1617.8 mm con respecto al eje trasero.

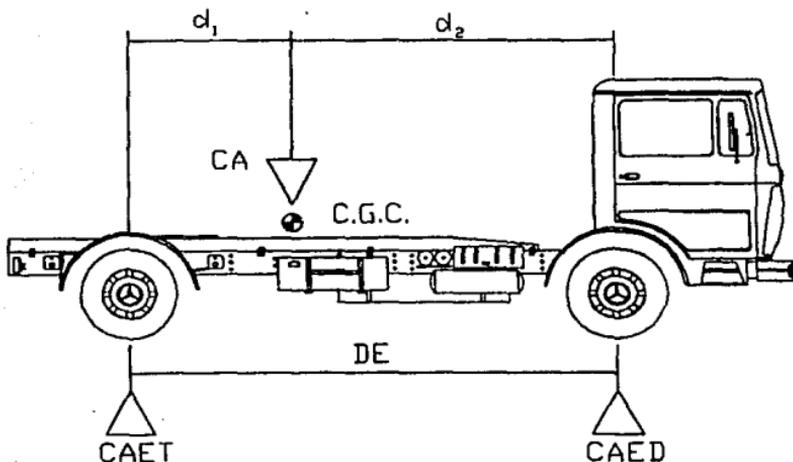
2) Límite real o especificado: 5454kg

$$d_1 = \frac{(5200 \text{ mm})(5454 \text{ kg})}{18000 \text{ kg}}$$

$$d_1 = 1575.6 \text{ mm}$$

El centro de gravedad total del vehículo se encontrará a 1575.6 mm con respecto al eje trasero al límite real o especificado de carga sobre el eje delantero.

Para efectos de cálculo sobre las partes del camión como son el chasis, suspensión y dinámica del vehículo se tomarán en cuenta las ubicaciones de los centros de gravedad a carga límite ($d_1 = 1733$ mm) a límite real o especificado de carga sobre el eje delantero ($d_1 = 1575.6$ mm), y, principalmente, el centro de gravedad de sobrecarga del vehículo; esto es, para respetar las especificaciones del eje delantero, aunque la capacidad de carga del mismo (carga de diseño) sea mayor, obteniendo



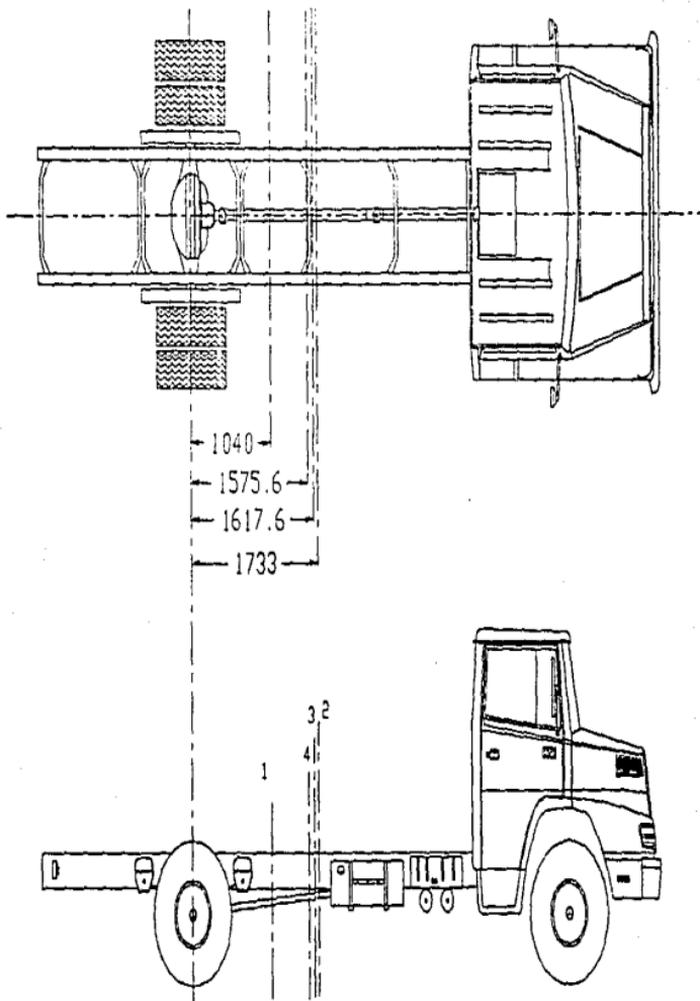


FIG. 2.5

también un margen de seguridad sobre el diseño de las partes ya mencionadas.

Tabla de ubicación del centro de gravedad total del vehículo a diversas condiciones de carga (ver figura 2.5).

Condición de carga	Localización del C.G. (d_1)
Carga en carrocería	1040 mm
Vehículo cargado al límite	1733 mm
Vehículo sobrecargado	1617.8 mm
Carga límite o real	1575.6 mm

2.4 Influencia de la distribución de carga en el comportamiento del vehículo.

Posicionamiento de carga y sus consecuencias.

- *Posicionamiento correcto de la carga.*

La carga debe de ser posicionada lo mas cerca posible del centro de gravedad con un área de apoyo sobre el piso de la carrocería, es decir, posicionar el centro de gravedad lo mas bajo posible en el punto más cercano donde se ubica el centro de gravedad de la carga.

Para el caso de los tractocamiones que operan con remolques, la carga debe de ser distribuida de forma que su peso incida en forma proporcional sobre los diversos ejes (ver figura 2.6).

- *Efectos de la carga mal distribuida.*

Una carga mal colocada sobre cualquier carrocería con un mayor porcentaje de peso incidiendo sobre el eje delantero del vehículo, puede llegar a sobrecargarlo provocando que el sistema de dirección del vehículo se torne mas difícil de operar ocasionando un endurecimiento en la dirección y provocando problemas en la maniobrabilidad del vehículo.

Cuando el vehículo se enfrenta a declives o pendientes cuesta abajo, con un mayor porcentaje del peso de la carga sobre el eje delantero, el problema de la distribución de carga en el vehículo aumenta.

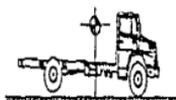
En el caso de que la carga se concentre en el eje trasero, esta puede provocar un exceso de carga en el mismo y una falta de peso en el eje delantero, provocando que el sistema de dirección sea mas suave y por consecuencia una falta de adherencia en las ruedas del eje

POSICIONAMIENTO CORRECTO DE LA CARGA

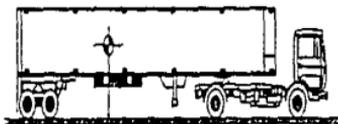
Posicionamiento correcto de la carga en un vehículo de carga (camión).



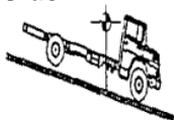
El exceso de carga en el eje delantero provoca problemas de tracción en el eje trasero y problemas de control en la dirección (muy dura).



Posicionamiento correcto de la carga en un tractocamión



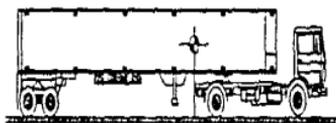
En pendientes cuesta abajo, el exceso de carga sobre el eje delantero aumenta el problema de tracción sobre el eje trasero y el control de la dirección se torna aun mas duro.



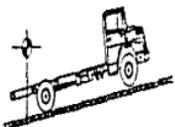
Exceso de carga en el eje trasero provoca falta de adherencia en el eje delantero.



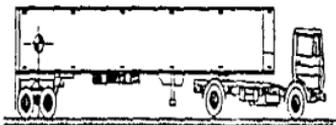
Exceso de carga en la parte delantera del semirremolque provoca falta de adherencia en el eje delantero, sobrecarga en el eje trasero y mayor desgaste del vehículo.



En pendientes cuesta arriba, el exceso de carga en el eje trasero aumenta el problema de adherencia en el eje delantero



Exceso de carga en la parte trasera del semirremolque provoca falta de tracción sobre el eje trasero y el control de la dirección se torna duro, por lo que hay mayor desgaste del vehículo.



delantero. Esto puede afectar de manera muy peligrosa la capacidad de maniobrabilidad y conducción del vehículo.

Cuando el vehículo se enfrenta a pendientes cuesta arriba, cuando el peso de la carga se concentra básicamente sobre el eje trasero, el problema de distribución de carga también aumenta, provocando así que el vehículo llegue inclusive a perder todo control de maniobra por no haber contacto con el piso por parte de las ruedas delanteras.

En el caso de un tractocamión, cuando el peso de una carga incide en forma acentuada en el eje trasero de un tractocamión, ocasiona un mayor desgaste del vehículo tanto en la suspensión como en las llantas del vehículo provocando una mala estabilidad y maniobrabilidad del vehículo (ver figura 1.6).

De la misma forma, el peso de una carga que incide preponderantemente en la parte trasera de un semirremolque, puede provocar una falta de adherencia en las ruedas propulsoras del vehículo, así como un desgaste excesivo en las llantas y la suspensión del semirremolque.

- *Efecto direccional en la posición del centro de gravedad del vehículo.*

La distribución de carga en el vehículo es un factor muy importante que influye en el funcionamiento del mismo. Una correcta distribución de carga en el vehículo es un factor que influye en la maniobrabilidad, ya que la distribución de la carga es un factor que puede alterar la estabilidad direccional del vehículo.

Cuando el vehículo sigue una trayectoria curva, la fuerza centrífuga (F) que actúa sobre el centro de gravedad (CG) del vehículo depende de la velocidad (v) y el radio de la curva (R).

Dependiendo de como este acomodada la carga en la carrocería, el centro de gravedad puede estar desplazado hacia atrás o hacia el frente alterando el comportamiento dinámico del vehículo así como su capacidad de maniobrabilidad.

De esta forma, cuanto más al frente se encuentre el centro de gravedad de la carga con respecto al centro de gravedad ideal, mayor será la tendencia del vehículo a salir de frente al describir una trayectoria curva, o bien, trazar un radio de giro mayor al deseado.

Por otro lado, mientras más atrás se encuentre el centro de

EFFECTO DIRECCIONAL EN LA POSICION DEL CENTRO DE GRAVEDAD DEL VEHICULO

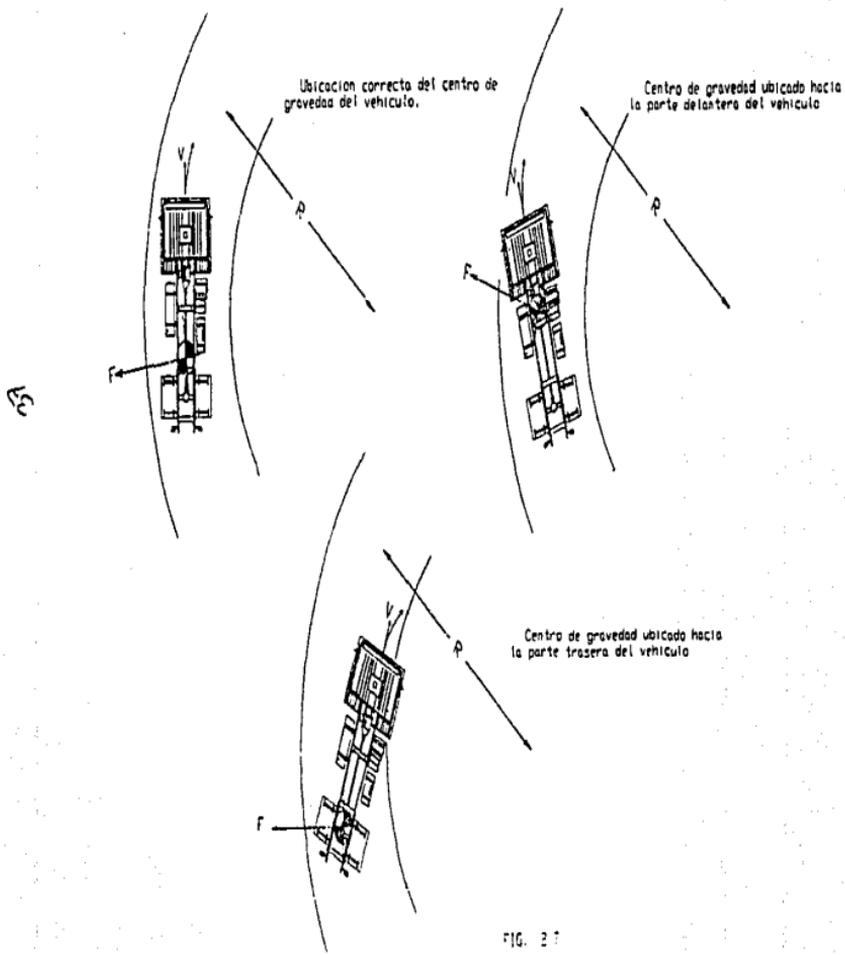


FIG. 27

gravedad de la carga con respecto al centro de gravedad ideal, mayor sera la tendencia del vehículo a patinar debido a que la carga en esta posición ocasiona un sobreviraje excesivo al trazar una curva, puesto que la parte trasera del vehículo tenderá a salir de la curva (ver figura 2.7).

- Influencia de la distribución de carga en los faros del vehículo.

La distribución de carga en el vehículo influye en sistema de iluminación del mismo; si la distribución de carga es la correcta, el haz de luz de los faros nos proporcionará una iluminación eficiente y segura con una correcta distribución de carga en la carrocería del vehículo.

Cuando el eje trasero se encuentra sobrecargado, el haz de luz alumbrará alto, provocando ofuscamiento en la vision de los conductores que circulen en sentido contrario, comprometiendo así la seguridad de los mismos.

Por el contrario, cuando el eje delantero se encuentra sobrecargado, el haz de luz de los faros alumbrará bajo, reduciendo el área de visibilidad al frente del vehículo, lo cual compromete también la seguridad del vehículo como la de los demas conductores.

- Centralización del centro de gravedad.

El centro de gravedad de la carga debe estar centrado con respecto a la longitud y ancho de la carrocería.

Cuando el centro de gravedad de la carga esta colocado hacia cualquiera de los extremos de la carrocería, habra un esfuerzo mayor de la suspensión del extremo sobrecargado provocando que el vehículo patine en razón de las condiciones desiguales de frenado, o posiblemente hasta volcaduras debido a los desniveles del camino (como por ejemplo los peraltes de la carretera).

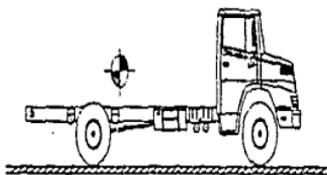
En un recorrido normal, la suspensión del vehículo sufre una inclinación lateral al describir una curva.

El grado de inclinación del vehículo depende de la velocidad, radio de curvatura y la altura del centro de gravedad de la carga.

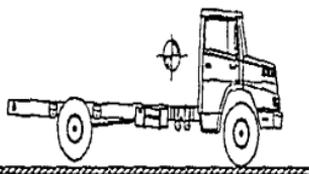
Para una curva tomada por el vehículo a una cierta velocidad, la inclinación en la suspensión del vehículo pude aumentar, mientras el

INFLUENCIA DE LA CARGA EN LOS FAROS DEL VEHICULO

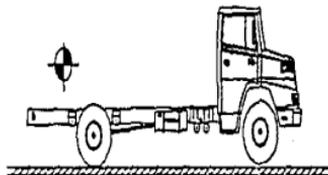
Posición correcta del centro de gravedad del vehículo



El centro de gravedad ubicado hacia la parte delantera del vehículo disminuye el área de iluminación.

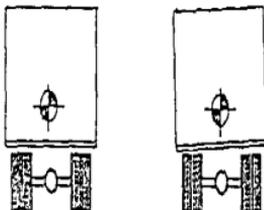


El centro de gravedad del vehículo ubicado hacia la parte trasera del mismo produciría deslabramiento a los vehículos que vienen de frente.



CENTRALIZACION DEL CENTRO DE CGRAVEDAD.

Centro de gravedad del vehículo en la ubicación correcta. Comportamiento adecuado del vehículo en curvas.



Centro de gravedad ubicado hacia un lado del vehículo provoca una mala estabilidad del mismo. Es peligroso el vehículo se puede volcar.

Ubicación del centro de gravedad del vehículo hacia la parte trasera del mismo agrava los problemas de volcadura en las curvas con pendiente.

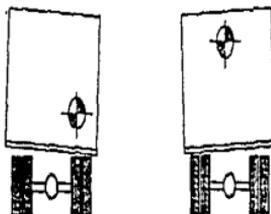


FIG. 2.8

centro de gravedad se posiciona en los puntos mas altos de la carrocería como se muestra en la figura 2.8.

Por esta razón se debe procurar que la localización del centro de gravedad de la carga quede lo mas bajo posible, ya que si éste se localiza en las partes mas altas de la carrocería, mayor sera el riesgo de volcaduras cuando el vehículo tome alguna curva.

Además de los problemas de seguridad como falta de estabilidad, falta de adherencia, iluminación deficiente ocasionada por la sobrecarga en cualquiera de los ejes, provocados por una incorrecta distribución de la carga en el vehículo, también se deben de considerar los aumentos acentuados en los costos de operación ocasionados por el mismo problema, y por consecuencia un desgaste prematuro de diversos componentes del vehículo, entre los cuales destacan principalmente los neumáticos, sistema de frenos, ejes trasero y delantero, suspensión, sistema de dirección así como un elevado consumo de combustible.

2.5 Características de algunos sistemas de transporte.

Existen muchos sistemas de transporte con diversas aplicaciones. Las mas comunes son las siguientes (ver figuras de aplicaciones):

- 1) Entrega y reparto.
 - 2) Bebidas y tanques.
 - 3) Cargas líquidas.
 - 4) Transporte de granos.
 - 5) Operaciones con equipamientos basculantes.
 - 6) Contenedores.
 - 7) Cargas de longitud.
 - 8) Productos siderúrgicos.
 - 9) Maquinaria y vehículos.
 - 10) Vidriería.
1. Entrega y reparto.

En el caso de los vehículos que ejecutan entregas y distribución de mercancías tales como cigarrillos, revistas, productos alimenticios, etc., se torna mas difícil efectuar una correcta distribución de carga por cada eje, una vez que los vehículos son cargados y descargados a lo largo del trayecto.

Tomando como ejemplo el caso de reparto de mercancía, considerese que el vehículo al iniciar un viaje se encuentra totalmente cargado con una correcta distribución de carga.

Suponiendo que la descarga se efectúa en la parte trasera del vehículo, puede ocurrir una concentración de carga en el eje delantero a medida que las entregas vayan siendo efectuadas.

El mismo proceso ocurre de manera inversa en los servicios de colecta de mercancía; el vehículo va siendo cargado a partir de la sección delantera de la carrocería.

Para atenuar este problema se sugiere una programación de rotaciones en función del volumen de entrega y reparto procurando con esto que el vehículo dure el menor tiempo posible con cualquiera de los dos ejes sobrecargados.

2.- Bebidas y tanqués.

En la entrega de estos productos se debe den tomar precauciones en la concentración de peso sobre cualquiera de los extremos del vehículo, ya que las carrocerías utilizadas en estas actividades permiten el acceso de carga y descarga por los laterales de la carrocería, y en algunos vehículos, la descarga es por la parte de atrás, ocurriendo simultáneamente la descarga de recipientes llenos y la carga de recipientes vacíos. Para el transporte de bebidas deben de ser utilizadas carrocerías especiales o adecuadas que agilizen las operaciones de carga y descarga. Normalmente algunas de estas carrocerías poseen una inclinación con respecto al piso según el tipo de recipiente, para evitar el deslizamiento de la carga cuando el vehículo tome alguna curva.

3.- Cargas líquidas.

Los líquidos tienen la propiedad de ocupar el volumen en el que se les coloca, es decir, se adaptan a la forma de su contenedor.

El vehículo al circular por subidas o bajadas, o al describir curvas, tenderá a sufrir una sobrecarga en cualquiera de sus ejes, debido al acomodamiento instantáneo de los líquidos.

Los tanques deben ser provistos por rompeolas en el interior para atenuar este problema. Los rompeolas transversales son comunes en los vehículos de bomberos. Estos rompeolas contribuyen también a evitar las sobrecargas laterales. Este fenómeno se torna problemático cuando el

tanque no se encuentra totalmente lleno, permitiendo un constante vaiven, como en los casos de entrega de combustible en donde se utilizan tanques con varios compartimientos independientes para los diversos tipos de combustibles como gasolina, diesel, combustóleo, etc. Para atenuar este problema, se deben de programar rutas de viaje conforme a la descarga, para evitar lo mas posible la sobrecarga en cualquiera de los ejes del vehículo, ya sea que la carrocería este montada sobre el chasis, o que esta sea un semiremolque, debido a la diferencia de volúmenes en cada compartimiento, así como tomar en cuenta los diferentes pesos específicos de los combustibles.

4.- Granos.

El comportamiento de este tipo de carga es similar al de los líquidos, proporcionando una distribución uniforme de acuerdo a la forma de la carrocería.

En estos casos, también se deben de tomar ciertas precauciones durante los trayectos cuesta arriba, cuesta abajo y en curvas, puesto que puede suceder que exista sobrecarga en cualquiera de los ejes y de sus extremos debido al movimiento de los granos en las condiciones mencionadas.

Estos problemas pueden ser evitados o minimizados instalando dispositivos similares a los rompeolas utilizados en los tanques donde se transportan líquido; también se debe colocar una lona para evitar pérdidas de carga durante el trayecto.

5.- Operaciones con equipamientos basculantes.

En las operaciones de descarga con carrocerías y semirremolques basculantes o de volteo, se debe de tener cuidado, especialmente si la carga presenta alta resistencia al deslizamiento, como barro, arcilla, tierra húmeda, etc.

En estos casos se necesita un sistema hidráulico que proporcione un ángulo de basculamiento de alrededor de los 50°.

La descarga se debe de efectuar en lugares planos y nivelados, ya que el riesgo de volcadura del vehículo es provocado por el desplazamiento del centro de gravedad de la carga hacia la parte trasera.

En el caso de semirremolques basculantes se debe de tener especial cuidado con la inclinación lateral del terreno al momento de la descarga.

Las carrocerías dotadas con pistón telescópico frontal deben de disponer de estabilizador. Los camiones que circulan en vías públicas con este tipo de dispositivos deben de utilizar lonas para evitar tirar la carga.

Los cargamentos que sobrepasan el límite de carga deben de ser evitados o prohibidos, ya que ocasionan una sobrecarga tanto del vehículo como del sistema hidráulico de la carrocería.

6.- Contenedores.

Los vehículos que transportan contenedores deben tener dispositivos de apoyo y fijación en la carrocería, semirremolque o remolque.

Para cargas de alta densidad, se debe de verificar el peso límite o peso bruto establecido a la capacidad del contenedor. Se debe de notar también que los contenedores de aluminio pueden transportar más carga que los de acero debido a que la tara del contenedor es menor.

La carga colocada en el contenedor debe de tener su peso aplicado sobre la mayor área posible para evitar concentrar fuerzas en algunos puntos sobre el piso.

El centro de gravedad debe de estar lo mas próximo posible al centro del piso del contenedor.

7.- Cargas de longitud.

Las cargas de longitud deben de ser transportadas en vehículos cuya carrocería ofrezca las condiciones necesarias de seguridad.

Para el transporte de tubos y postes deben de disponer de bases metálicas para su protección de la cabina del vehículo y apoyos para la sujeción de carga.

Para transportar las cargas de longitud y, además, de peso elevado, como estructuras metálicas, se deben de utilizar semirremolques especialmente diseñados para esta finalidad, inclusive, con longitud variable, que posibilite una correcta distribución de peso sobre los ejes.

8.- Productos siderúrgicos.

Los productos siderúrgicos por su propia naturaleza requieren de cuidados especiales en su transporte.

Para el transporte de alambre ,cable, bobinas, laminado, etc., pueden ser utilizados semirremolques especiales con canales centrales para evitar el movimiento de la carga.

9.- Maquinaria y vehículos.

Para este tipo de transporte deben de ser utilizados remolques o semirremolques con dispositivos para fijación al piso además de una rampa de carga y descarga. Las improvisaciones normalmente llegan a resultar muy peligrosas.

Los equipos mas utilizados son los semirremolques con plataformas planas o rebajadas.

10.- Vidrios.

Los vidrios deben de ser transportados en pie ligeramente inclinados en la posición mas baja posible para no comprometer la estabilidad del vehículo y también facilitar tanto la carga como la descarga.

Estas carrocerías deben de disponer de dispositivos de fijación y de apoyo adecuados para que los vidrios no sean dañados durante el transporte.

3.- CHASIS.

3.1 Chasis: Características.

El chasis esta constituido por dos largeros o vigas y un cierto número de travesaños instalados en el chasis, mejor denominado como bastidor.

La forma del chasis sería el de un chasis o bastidor en forma de escalera (ver figura 3.1).

La función del chasis es la de soportar toda la carga del vehículo, además de que en él, se ensambla la cabina y la carrocería de aplicación, el tren motriz, los ejes trasero y delantero, suspensión, frenos y los diversos componentes que conforman al vehículo, por lo que el chasis es considerada como la estructura ósea del vehículo.

Las funciones y condiciones a las cuales debe de responder el chasis de un vehículo son:

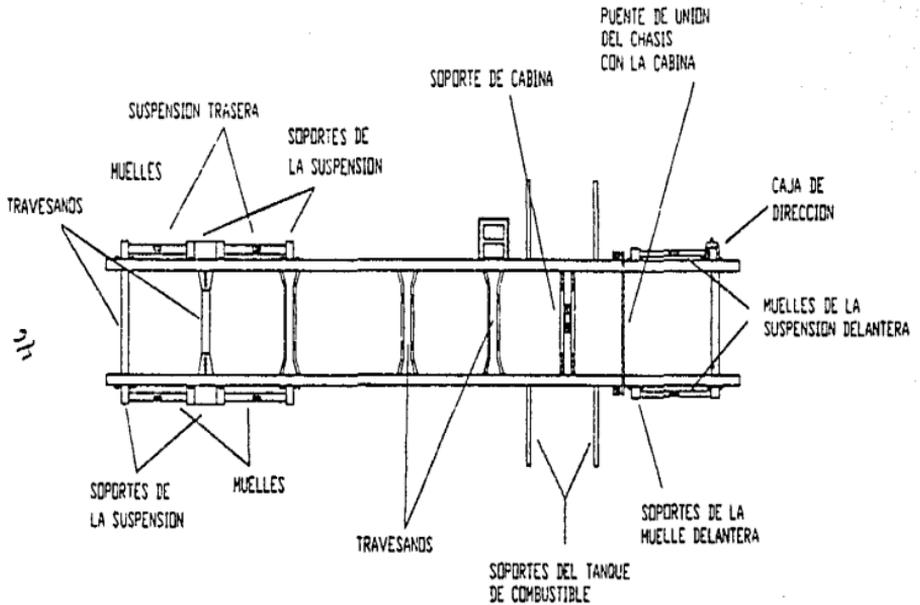
- 1) Soportar la carga de la carrocería de aplicación.
- 2) Resistencia a la flexión ocasionada por la carga aplicada al vehículo.
- 3) Rigidez torsional ocasionada por las irregularidades del terreno donde se desempeña el vehículo.
- 4) Resistencia a las vibraciones ocasionadas por las irregularidades y condiciones del terreno.
- 5) Resistencia a la corrosión: Los travesaños y largeros deben de tener un recubrimiento de pintura especial para evitar el oxidamiento del chasis.
- 6) Resistencia al impacto.

También se debe de tomar en cuenta la selección adecuada de chasis en cuanto a la distribución de carga y longitud permisible de la carrocería, para que la distribución de carga sea la adecuada.

Otro punto importante en el diseño y selección del chasis es la resistencia a la sobrecarga del vehículo. Aquí también intervienen otros componentes del vehículo:

- 1) Eje delantero.
- 2) Eje trasero.

CHASIS



CHASIS O BASTIDOR EN FORMA DE ESCALERA

FIG. 31

3) Suspensión.

los cuales deben de ser seleccionados adecuadamente para soportar, en general, cargas estáticas, sobrecarga y cargas dinámicas que puedan alterar en forma importante el funcionamiento del vehículo.

Los largueros o vigas mas comunmente utilizados según la carga que soporta el vehículo constan de las siguientes propiedades:

MATERIAL DE LA SECCION ESTRUCTURAL.	ESFUERZO A LA CEDENCIA (A.S.T.M.)
Acero al carbón o estructural.	36000 psi
Acero de baja aleación y alta resistencia .	50000 psi
Acero con aleaciones tratado térmicamente.	110000 psi

La selección del chasis depende básicamente de la carga que debe soportar, la rigidez torsional y su resistencia a la flexión (ver figura 3.2).

3.2 Cálculo del chasis.

En base al cálculo del centro de gravedad se puede calcular ahora las dimensiones del chasis.

Con respecto al cálculo de la carrocería, Para una longitud del chasis de 8570 mm (337.4 plg) y un peso aproximado de la unidad de 5000 kg tenemos (ver figura 3.3a) :

Del cálculo de ubicación de los centros de gravedad para cada larguero tenemos entonces una carga de 9000 kg, considerando que la sobrecarga total del vehículo es de 18000 kg, la carga se dividirá en dos para cada larguero.

Por lo tanto tenemos:

Calculando para una viga con doble empotramiento tenemos:

- Eje delantero

$$M_{ED} = \frac{F_{ab}^2}{L^2} = \frac{(88220 \text{ N})(3624 \text{ mm})(1576 \text{ mm})^2}{(5220 \text{ mm})^2}$$

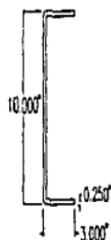
$$M_{ED} = 29390396.48 \text{ N mm} (260127.0 \text{ lb.plg})$$

$$R_{ED} = \frac{F_{ab}^2}{L^3} (3a+b) = \frac{(88220 \text{ N})(1576 \text{ mm})^2}{(5200 \text{ mm})^2} [3(3624)+1576]$$

$$R_{ED} = 19413 \text{ N} (4364.4 \text{ lb})$$

PERFILES ESTRUCTURALES DEL CHASIS

Acero estructural - 36,000 psi

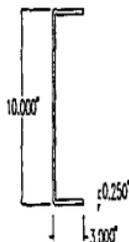


AB



AC

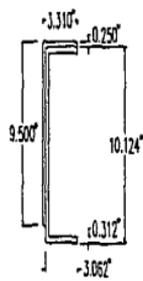
Acero de alta resistencia y baja aleacion - 50,000 psi



BB



BC

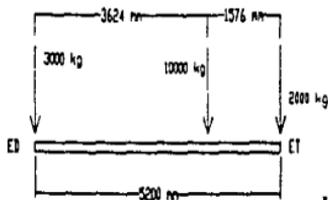


BD

FIG. 32

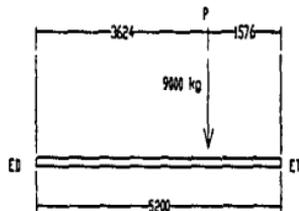
Diagramas de cuerpo libre (D.C.L.) de los vigas o largueros del vehículo para el cálculo del chasis en base a una sobrecarga de 3000 kg (P.B.V.=18000 kg).

D.C.L. del vehículo sobrecargado



Dimensiones en mm
ED=Eje delantero
ET=Eje trasero

D.C.L. de la viga del chasis



$$P = 9000 \text{ kg} = 88290 \text{ N} = 19800 \text{ lb}$$

P=Carga que incide sobre cada larguero o viga del chasis

El cálculo se hará como una viga con doble empotramiento

FIG. 3.3 a

FLEXION EN LAS VIGAS.

Momento flexionante positivo



Curvatura negativa

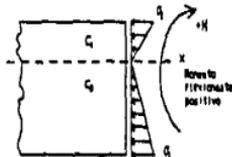
Momento flexionante negativo



Curvatura positiva

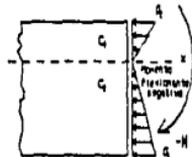
ESFUERZOS DE TENSION Y COMPRESION EN UNA VIGA

Esfuerzos de compresion



Esfuerzos de tension

Esfuerzos de tension



Esfuerzos de compresion

Los esfuerzos flexionantes son los siguientes:

$$\sigma = \frac{M \cdot C_1}{I} = \frac{M}{S_1}$$

$$\sigma = \frac{M \cdot C_2}{I} = \frac{M}{S_2}$$

donde:

$$S_1 = \frac{I}{C_1}$$

$$S_2 = \frac{I}{C_2}$$

Momento de inercia de la viga
 C_1 y C_2 = Distancias desde el eje neutro hasta los puntos mas lejanos de la viga

FIG. 3.3 b

No Hay Hoja

50

—

2

- Eje trasero.

$$M_{ET} = RA^2b = \frac{(88290 \text{ N})(3624 \text{ mm})^2}{L^2} (1576 \text{ mm})$$
$$L^2 \quad (5200 \text{ mm})^2$$

$$M_{ET} = 67582992.9 \text{ N mm} (598160.0 \text{ lb.plg})$$

$$R_{ET} = \frac{RA^2}{L^3} (a+3b) = \frac{(88290)(3624)^2}{(5200)^3} [3624+3(1576)]$$

$$R_{ET} = 68876.1 \text{ N} (15484 \text{ lb})$$

De los resultados anteriores tenemos lo siguiente:

$$\text{Como } M_{ET} = 67582992.9 \text{ N mm} > M_{ED} = 29390396.48 \text{ N mm}$$

obteniendo como momento máximo M_{max} tendremos:

$$M_{max} = M_{ET} = 67582992.9 \text{ N mm} (598160.0 \text{ lbplg})$$

El material estructural para el chasis será acero estructural de alta resistencia con un esfuerzo a la cedencia de 344.5 N/mm^2 (50000 psi).

El esfuerzo de diseño esta dado por:

$$\sigma_d = \frac{\sigma_u}{N} \quad \text{donde } \sigma_u = \text{Esfuerzo último.}$$

$$\sigma_d = \frac{\sigma_y}{N} \quad \text{donde } \sigma_y = \text{Esfuerzo de cedencia.}$$

Para carga repetida y gradual, $N = 1.5$

El esfuerzo será:

$$\sigma_d = \frac{344.5 \text{ N/mm}^2}{1.5} = 229.7 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_d = \frac{50000 \text{ psi}}{1.5} = 33333.33 \text{ psi}$$

Calculando el módulo de sección tenemos:

$$S = \frac{M_{max}}{\sigma_d}$$

$$S = \frac{67582992.9 \text{ N mm}}{229.7 \text{ N/mm}^2}$$

$$S = \frac{598160.0 \text{ lb plg}}{33333.33 \text{ psi}}$$

$$S = 294222.9 \text{ mm}^3$$

$$S = 17.94 \text{ plg}^3$$

Con el cálculo del módulo de sección se puede escoger el tipo de estructura que conformara el chasis.

La estructura es la siguiente:

Según el módulo calculado, se obtiene una viga tipo C con un refuerzo en forma de L invertida.

En las flexiones de las vigas, un momento flexionante positivo produce una curvatura negativa, mientras que un momento flexionante negativo produce una curvatura positiva (ver figura 3.3b).

Los esfuerzos máximos de tensión y compresión a los cuales es sometida la viga del chasis debido a la carga, se presentan en los puntos mas alejados del eje principal o neutro.

- Cálculo de los esfuerzos de tensión y compresión máximos.

Para calcular estos esfuerzos se deben de calcular primero el centro de gravedad de la sección transversal así como el momento de inercia del área transversal de la viga.

a) Centro de gravedad:

El centro de gravedad para áreas compuestas se calcula de la siguiente forma: El área y los primeros momentos de un área compuesta pueden calcularse mediante la suma de sus respectivas partes:

$$A = \sum A_i, \quad Q_x = \sum Y_i A_i, \quad Q_y = \sum x_i A_i$$

Donde:

A_i = Área de la porción i-ésima

n = Número de secciones o porciones

x_i, y_i = coordenadas del centroide de la porción i-ésima.

Por lo tanto: $A = A_1 + A_2 + \dots + A_n$

$$Q_x = Y_1 A_1 + Y_2 A_2 + \dots + Y_n A_n$$

$$Q_y = x_1 A_1 + x_2 A_2 + \dots + x_n A_n$$

Las coordenadas del centro de gravedad de un área compuesta son:

$$x = \frac{Q_y}{A} \qquad y = \frac{Q_x}{A}$$

Dividiendo el perfil en áreas (ver figura 3.4):

$$A_1 = (84.07 \text{ mm}) (7.92 \text{ mm} + 6.35 \text{ mm}) = 1200.13 \text{ mm}^2$$

$$A_2 = 1200.13 \text{ mm}^2 \quad (1.8602 \text{ plg}^2)$$

$$Y_1 = 257.15 \text{ mm} - 7.14 \text{ mm} = 250.01 \text{ mm}$$

$$x_1 = 42.04 \text{ mm}$$

$$A_2 = (14.27) (227.03) = 3239.27 \text{ mm}^2$$

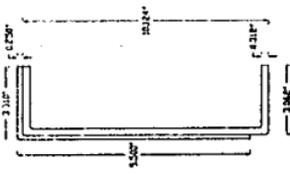
$$A_3 = 3239.27 \text{ mm}^2 \quad (5.02 \text{ plg}^2)$$

$$Y_2 = 242.87 - (227.03/2) = 129.36 \text{ mm}$$

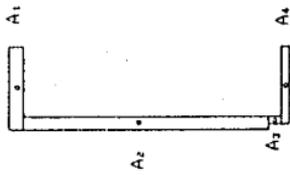
$$x_2 = 7.14 \text{ mm}$$

$$A_2 = (7.92)(14.27) = 113.02 \text{ mm}^2$$

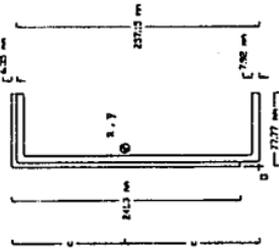
DIMENSIONES DEL PERFIL ESTRUCTURAL DEL CHAMIZO



INDICACION DEL PERFIL EN AREAS PARA EL CÁLCULO DEL CENTRO DE GRAVEDAD Y MOMENTOS DE INERCIA



COORDENADAS DEL CENTRO DE GRAVEDAD Y DE LAS SECCIONES DEL PERFIL, DENTRADA A TENCIÓN Y A COMPRESIÓN



COORDENADAS DEL CENTRO DE GRAVEDAD DEL PERFIL ESTRUCTURAL EN EL LARGUERO DEL CHAMIZO

$S = 1937 \text{ mm}^2$
 $I = 1418 \text{ mm}^4$

SECCIONES SOBRESALTA A TRACCIÓN Y COMPRESIÓN EN EL LARGUERO

$C = 2413 \text{ mm}$
 $S = 1937 \text{ mm}^2$
 $I = 1418 \text{ mm}^4$

5

ÁREAS DETERMINADAS EN EL PERFIL ESTRUCTURAL

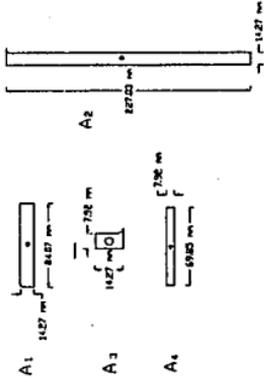


FIG. 3.4

$$\begin{aligned}
 A_3 &= 113.02 \text{ mm}^2 \text{ (0.1752 plg}^2\text{)} \\
 Y_3 &= 15.06 \text{ mm} \\
 x_3 &= 10.31 \text{ mm} \\
 A_4 &= (7.92)(69.85) = 553.21 \text{ mm}^2 \\
 A_4 &= 553.21 \text{ mm}^2 \text{ (0.8575 plg}^2\text{)} \\
 x_4 &= 49.20 \text{ mm} \\
 Y_4 &= 3.96 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

Reordenando los datos tenemos:

PARTE	A, (mm ²)	x ₁ , (mm)	y ₁ , (mm)	Q _x		Q _y	
				Y ₁ A ₁ , (mm ³)	x ₁ A ₁ , (mm ³)		
1	1200.13	42.04	250.02	300056.5	50453.5		
2	3239.72	7.14	129.36	419090.2	23131.6		
3	113.02	10.31	15.06	1702.08	1165.24		
4	553.21	49.20	3.96	2190.71	27217.93		
TOTAL	5106.08			723039.49	101968.27		

Las coordenadas del centro de gravedad son:

$$\begin{aligned}
 x = Q_y / A &= 101268.27 / 5106.08 = 19.97 \text{ mm (0.7862 plg)} \\
 y = Q_x / A &= 723039.49 / 5106.08 = 141.6 \text{ mm (5.575 plg)}
 \end{aligned}$$

b) Momentos de inercia.

Para calcular los momentos de inercia de cada componente con respecto al eje centroidal, se utilizará el teorema de los ejes paralelos.

$$I_z = I_{zc} + Ad^2$$

El momento de inercia centroidal para todas las secciones es:

$$I_{zc} = \frac{bh^3}{12}$$

Calculando para cada sección tenemos:

-Sección 1.

$$I_{zc1} = \frac{(84.07)(14.27)^3}{12} = 20357.8 \text{ mm}^4$$

$$d_1 = C_1 - 7.135 = 114.75 \text{ mm}$$

$$I_{z1} = I_{zc1} + A_1 d_1^2 = (20357.8) + (1200.13)(114.75)^2$$

$$I_{x1} = 15823145 \text{ mm}^4$$

- Sección 2.

$$I_{x02} = \frac{(14.27)(227.03)^3}{12} = 13915297 \text{ mm}^4$$

$$d_2 = C_2 - 113.52 = 8.39 \text{ mm}$$

$$I_{x2} = I_{x02} + A_2 d_2^2 = (13915297) + (3239.72)(8.39)^2$$

$$I_{x2} = 14143076 \text{ mm}^4$$

- Sección 3.

$$I_{x03} = \frac{(7.92)(14.27)^3}{12} = 1917.86 \text{ mm}^4$$

$$d_3 = C_1 - d_3 = 140.45 - 3.48 = 136.98 \text{ mm}$$

$$I_{x3} = I_{x03} + A_3 d_3^2 = (168.99) + (50.29)(136.98)^2$$

$$I_{x3} = 943786.43 \text{ mm}^4$$

- Sección 4.

$$I_{x04} = \frac{(62.85)(7.92)^3}{12} = 2891.75 \text{ mm}^4$$

$$d_4 = C_1 - 3.96 = 140.45 - 3.96 = 141.49 \text{ mm}$$

$$I_{x4} = I_{x04} + A_4 d_4^2 = (2891.75) + (553.21)(141.49)^2$$

$$I_{x4} = 11077835 \text{ mm}^4$$

- El momento de inercia centroidal de toda el área del perfil estructural es:

$$I_x = I_{x1} + I_{x2} + I_{x3} + I_{x4}$$

$$I_x = (15823145) + (14143076) + (943786.43) + (11077835)$$

$$I_x = 41987843 \text{ mm}^4$$

Los módulos de sección de las secciones de la viga sometidas a tensión y a compresión son los siguientes:

- Compresión.

$$S_1 = \frac{I}{C_1} = \frac{41987843}{121.90} = 344445 \text{ mm}^3$$

- Tensión.

$$S_2 = \frac{I}{C_1} = \frac{41987843}{141.60} = 296524 \text{ mm}^3$$

Los esfuerzos máximos de tensión y compresión serán:

- Tensión.

$$\sigma_c = \text{Mmax} = \frac{67582292.9 \text{ N mm}}{S_1} = 227.92 \text{ N/mm}^2$$
$$S_1 = 296524 \text{ mm}^3$$

- Compresión.

$$\sigma_c = \text{Mmax} = \frac{67582292.9 \text{ N mm}}{S_2} = 196.21 \text{ N/mm}^2$$
$$S_2 = 296524 \text{ mm}^3$$

$$\sigma_c = 196.21 \text{ N/mm}^2 \text{ (28478 psi)}$$

Los esfuerzos de tensión σ_c y los esfuerzos de compresión σ_d son menores que el esfuerzo de diseño σ_d , lo cual nos asegura que la selección del chasis es la adecuada para la capacidad de carga del vehículo.

$$\sigma_d = 229.7 \text{ N/mm}^2 > \sigma_c = 227.92 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_d = 33333.3 \text{ psi} > \sigma_c = 33080 \text{ psi}$$

$$\sigma_d = 229.7 \text{ N/mm}^2 > \sigma_c = 196.21 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_d = 33333.3 \text{ psi} > \sigma_c = 28478 \text{ psi}$$

c) Deflexión.

La deflexión de una viga este dada por la siguiente expresión:

$$d_{\text{max}} = \frac{2Pa^2b^3}{3EI(3L-2a)^2}$$

El módulo de elasticidad del acero es:

$$E = 30 \times 10^6$$

Para la carga límite de 15 toneladas tenemos los siguientes datos:

$$a = 3467 \text{ mm (136.5")}$$

$$b = 1733 \text{ mm (68.2")}$$

$$L = 5200 \text{ mm (204.7")}$$

$$P = 15000 \text{ kg} = 146791.3 \text{ N (33000 lb)}$$

$$I = 41987843 \text{ mm}^4 \text{ (100.9 plg}^4\text{)}$$

$$\text{Carga en cada larguero: } 7500 \text{ kg} = 73395.7 \text{ N (16500 lb)}$$

Sustituyendo en la fórmula tenemos lo siguiente:

$$d_{\max} = \frac{(146791.3 \text{ N})(3467 \text{ mm})^2(1733 \text{ mm})^3}{3(206842.7 \text{ N/mm}^2)(41987843 \text{ mm}^4)[3(5200 \text{ mm}) - 2(3467 \text{ mm})]^2}$$

- Deflexión.

La deflexión del chasis a carga límite es de:

$$d_{\max} = 4.69 \text{ mm (0.1848 plg)}$$

Para el vehículo sobrecargado a 18 toneladas tenemos los siguientes datos:

$$a = 3624 \text{ mm (142.7")}$$

$$b = 1576 \text{ mm (62.0")}$$

$$L = 5200 \text{ mm (204.7")}$$

$$P = 18000 \text{ kg} = 176149.5 \text{ N (39600 lb)}$$

$$I = 41987843 \text{ mm}^4$$

Carga en cada larguero: 9000 kg = 88074.5 N (19800 lb)

Sustituyendo en la fórmula tenemos:

$$d_{\max} = \frac{(176149 \text{ N})(3624 \text{ mm})^2(1576 \text{ mm})^3}{3(206842.7 \text{ N/mm}^2)(41987843 \text{ mm}^4)[3(5200 \text{ mm}) - 2(3624)]^2}$$

La deflexión máxima del chasis sometido a sobrecarga es de:

$$d_{\max} = 9.97 \text{ mm (0.3918 plg)}$$

Haciendo un comparativo de las características del chasis con respecto a los cálculos tenemos:

Acero de alta resistencia y baja aleación.

Esfuerzo de cedencia

$$\sigma_y = 50000 \text{ psi}$$

$$\sigma_y = 344.5 \text{ N/mm}^2$$

Esfuerzo de diseño

$$\sigma_d = 33333.3 \text{ psi}$$

$$\sigma_d = 229.7 \text{ N/mm}^2$$

Módulo de sección combinado.	Características del perfil estructural		Resultado de cálculos	
	mm ³	plg ³	mm ³	plg ³
Nominal	279399	17.05		
Máximo	300211	18.32	294222.9	17.94
Momento flexionante	N mm	lb.plg	N mm	lb.plg
Nominal	96236050	852000		
Máximo	103494077	916000	67582992.9	598160.0

3.3 Distribución de travesaños.

La distribución de travesaños en lo que es la parte de la carrocería, se harán de acuerdo a la distribución de carga, centro de gravedad del vehículo y de la longitud de las muelles o recortes de la suspensión trasera (ver figura 3.5).

Calculando en cada extremo del travesaño con $P=9000\text{kg} = 88290\text{ N}$ tenemos:

$$R_T = \frac{(88290\text{ N})(1576\text{ mm})^2}{(1733\text{ mm})} [3(157\text{ mm})+1576\text{ mm}] = 86247.4\text{ N}$$

$$R_T = 86247.4\text{ N} = 8791.8\text{ kg} (19389.2\text{ lb})$$

Calculando el momento debido a la carga en el travesaño tenemos:

$$M_T = \frac{(88290\text{ N})(157\text{ mm})(1576\text{ mm})^2}{(1733\text{ mm})^2} = 11463744\text{ N mm}$$

$$M_T = 11463744\text{ N mm} (101463\text{ lb.plg})$$

- Eje trasero.

$$M_{ET} = \frac{(88290\text{ N})(157\text{ mm})^2(1576\text{ mm})}{(1733\text{ mm})^2} = 1142010\text{ N mm}$$

$$M_{ET} = 1142010\text{ N mm} (10107.6\text{ lb.plg})$$

$$R_{ET} = \frac{(88290\text{ N})(157\text{ mm})^2}{(1733\text{ mm})^3} [3(1576\text{ mm})+157\text{ mm}] = 2042.6\text{ N}$$

$$R_{ET} = 2042.6\text{ N} = 208.7\text{ kg} (459.2\text{ lb})$$

- Cálculo del travesaño.

Longitud del travesaño: 850.9 mm (33.5 plg)

La carga total sobre el travesaño es:

$$P = 2RT = 2(8791.8\text{ kg}) = 17583.6\text{ kg} = 172494.8\text{ N} (38778.4\text{ lb})$$

Haciendo los cálculos para una viga con doble empotramiento tenemos:

$$M_{max} = \frac{PL}{8} = \frac{(172494.8\text{ N})(850.9\text{ mm})}{8} = 18346978\text{ N mm}$$

$$M_{max} = 18346978\text{ N mm} (162384\text{ lb.plg})$$

Calculando el módulo de sección del travesaño tenemos:

$$S = \frac{M_{max}}{\sigma_A} = \frac{18346978\text{ N mm}}{229.7\text{ N/mm}^2} = 79743\text{ mm}^3$$

$$S = 79743\text{ mm}^3 (4.8742\text{ plg}^3)$$

(Ver figura 3.6).

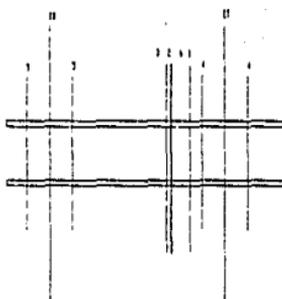
Analizando para el punto 2 que es la ubicación del centro de gravedad del vehículo sobrecargado tenemos:

La carga total es $P = 18000 \text{ kg} = 176580 \text{ N}$ (39600 lb)

Como el travesaño se coloca en el centro de gravedad del vehículo sobrecargado, la reacción en cada extremo del travesaño sera de $R_r = 9000 \text{ kg} = 88290 \text{ N}$ (19800 lb)

Longitud del travesaño: 850.9 mm (33.5 plg)

Ubicación del Centro de gravedad de la carga en
diversos conectores de carga.



- C1 = Eje travesero
 C2 = Eje delantero
 Punto 1 Centro de gravedad de la carga
 Punto 2 Centro de gravedad del vehículo sin carga (925/1000kg)
 Punto 3 Centro de gravedad del vehículo + carga (925/1000kg)
 Punto 4 Centro de la suspensión (entre Eje delantero y trasero)
 Punto 5 Soportes de la suspensión delantera
 Punto 6 Centro de gravedad del vehículo + carga (925/1000 kg) + soporte
 Eje de la suspensión trasera (aproximadamente 500 kg)

Ubicación del Centro de gravedad de la carga y
del vehículo con respecto al eje travesero

- Punto 1 200 mm
 Punto 2 600 mm
 Punto 3 1700 mm
 Punto 4 2750 mm

Análisis de ubicación de las presiones en los largueros del chasis
Análisis para el punto 1

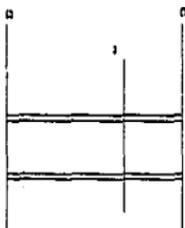


Diagrama de carga sobre los largueros.
Ubicación del Centro de gravedad del vehículo
+ carga (sobre Punto 1)



$$P = 900 \text{ kg} = 8820 \text{ N}$$

Diagrama del Punto 1 y momento sobre el chasis en
la ubicación de los largueros

Diagrama de cargas sobre los largueros



1 = Travesero



2 = 1700 mm



3 = 1700 mm

$$\text{Momento máximo: } M_{\max} = \frac{PL}{8}$$

$$M_{\max} = \frac{(176589 \text{ N})(850.2 \text{ mm})}{8} = 18781490 \text{ N mm} \quad (166210 \text{ lb. mm})$$

Calculando el módulo de sección tenemos:

$$S = \frac{M_{\max}}{\sigma_d} = \frac{18781490 \text{ N mm}}{229.7 \text{ N/mm}^2} = 81765 \text{ mm}^3$$

$$S = 81765 \text{ mm}^3 \quad (4.99 \text{ plg}^3)$$

Analizando para el punto 3 tenemos:

Calculando momentos para el punto 3 con respecto a los ejes (ver figura 3.6) tenemos que la reacción total en el travesaño es:

$$R = 2R_T = 2(86247.4 \text{ N}) = 172494.8 \text{ N} = 17626 \text{ kg} \quad (38778.4 \text{ lb})$$

Se tomará a R como carga.

- Eje delantero.

$$M_{ED} = \frac{Rab^2}{L^2} = \frac{(172494.8 \text{ N})(3467 \text{ mm})(1733 \text{ mm})^2}{(5200 \text{ mm})^2} = 66423275 \text{ N mm}$$

$$M_{ED} = 66423275 \text{ N mm} \quad (587896 \text{ lb plg})$$

Reacciones:

$$R_{ED} = \frac{Rb^2(3a+b)}{L^3} = \frac{(172494.8 \text{ N})(1733 \text{ mm})^2[3(3467 \text{ mm})+1733 \text{ mm}]}{(5200 \text{ mm})^3}$$

$$R_{ED} = 44706 \text{ N} = 4568 \text{ kg} \quad (10050 \text{ lb})$$

- Eje trasero.

$$M_{ET} = \frac{Ra^2b}{L^2} = \frac{(172494.8 \text{ N})(3467 \text{ mm})^2(1733 \text{ mm})}{(5200 \text{ mm})^2} = 132884879 \text{ N mm}$$

$$M_{ET} = 132884879 \text{ N mm} \quad (1176131 \text{ lb. plg})$$

Reacciones:

$$R_{ET} = \frac{Ra^2(a+3b)}{L^3} = \frac{(172494.8 \text{ N})(3467 \text{ mm})^2[3467 \text{ mm}+3(1733 \text{ mm})]}{(5200 \text{ mm})^3}$$

$$R_{ET} = 127789 \text{ N} = 13058 \text{ kg} \quad (28728 \text{ lb})$$

Analizando para el punto 2 sobre los ejes:

La carga en el travesaño es de $P = 18000 \text{ kg} = 176580 \text{ N} \quad (39600 \text{ lb})$ debido a que en este caso el travesaño se encuentra en el centro de gravedad del vehículo con sobrecarga.

Los momentos y las reacciones sobre los ejes son las calculadas anteriormente en cada travesaño para la selección del chasis.

El momento total aplicado por la carga sobre cada eje es el doble del calculado por cada travesaño.

Ubicación del centro de gravedad de la carga en diversos colocados de carga



C1 = Eje trasero
 C2 = Eje delantero
 Punto G Centro de gravedad de la carga
 Punto G' Centro de gravedad del vehículo sin carga (P=14000kg)
 Punto G'' Centro de gravedad del vehículo a carga (P=17000kg)
 Punto G''' Punto G en la suspensión tracción. Ubicación de Travesaños
 Punto G'''' Punto G en la suspensión dirección
 Punto G'''''' Centro de gravedad del vehículo a una real o aproximada.
 Límite del eje delantero según especificación SAE (kg)

Ubicación del centro de gravedad de la carga y del vehículo con respecto al eje trasero

Punto G 2000 mm
 Punto G' 1612 mm
 Punto G'' 1712 mm
 Punto G''' 2738 mm

Localización de ubicación de travesaños en los largueros del chasis

Fig. 55 (PARTE II) PUNTO 2.

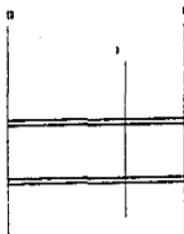


Diagrama de cargas sobre la carga del travesaño sobre el chasis



G = Travesaño

TRAVESAÑO

Carga total del EJE sobre el travesaño

$$P = 17314 \text{ kg} = 17314 \text{ kg} + 3776 \text{ kg}$$

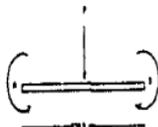
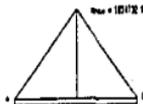
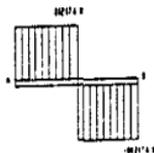
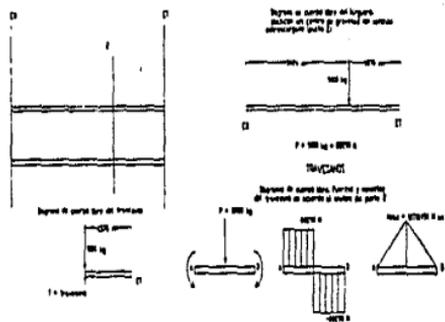


Diagrama de las fuerzas y momentos en el travesaño

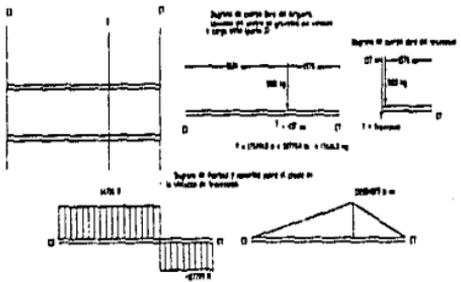
Distancia = 1817,2 mm



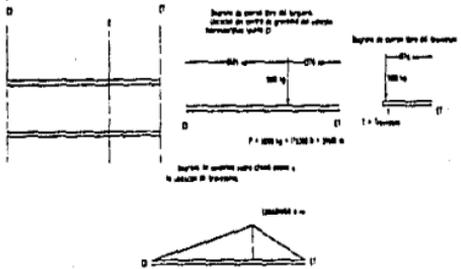
Análisis de abstracción de travesantes en las largueras del chasis
caso 1) parte 1



Cálculo de momentos parte 2) sobre los ejes del vehículo



Cálculo de momentos parte 3) sobre los ejes de montaje



• Eje delantero:

$$M_{EDT} = 2M_{DT} = 2(29390396.48 \text{ N mm}) = 58780792.96 \text{ N mm}$$

$$M_{EDT} = 58780792.96 \text{ N mm} \quad (520254 \text{ lb.plg})$$

• Eje trasero:

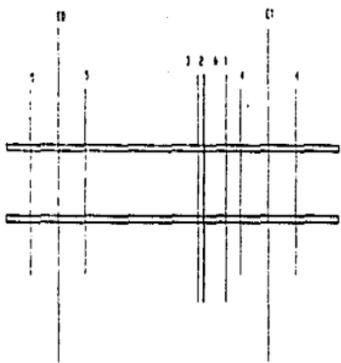
$$M_{ETt} = 2M_{DT} = 2(67582992 \text{ N mm}) = 135165985.8 \text{ N mm}$$

$$M_{ETt} = 135165985.8 \text{ N mm} \quad (1196320 \text{ lb.plg})$$

Debido a la magnitud de los momentos sobre el eje trasero, el travesaño se colocara en el punto 2.

El módulo de sección mínimo del travesaño sera el calculado en el punto 2, es decir (ver figura 3.7) :

$$S = 81765 \text{ mm}^3 = 5 \text{ plg}^3$$



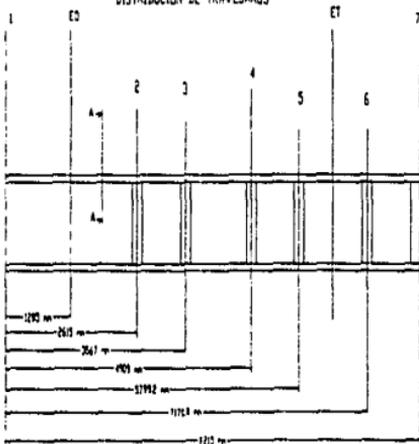
Ubicación del centro de gravedad de la carga en diversas posiciones de carga:

- E1 = Eje trasero
- E2 = Eje delantero
- Punto 1: Centro de gravedad de la carga
- Punto 2: Centro de gravedad del vehículo sobrecargado (311 x 1820 kg)
- Punto 3: Centro de gravedad del vehículo a carga plena (211 x 1820 kg)
- Punto 4: Centros de la suspensión trasera (ubicación de travesaños)
- Punto 5: Soportes de la suspensión delantera
- Punto 6: Centro de gravedad del vehículo a baja real a 40 km/h.
- Centro del eje delantero según especificación 2154 kg

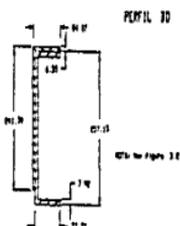
Ubicación del centro de gravedad de la carga y del vehículo con respecto al eje trasero

- Punto 1: 1246 mm
- Punto 2: 1617 mm
- Punto 3: 1725 mm
- Punto 6: 1575 mm

DISTRIBUCIÓN DE TRAVESANOS



SECCION AA



Acero de alta resistencia y baja aleación
50000 psi

Acero estructural (A573M) 50000 psi de esfuerzo a la cedencia.

- 1- Travesaño delantero
- 2- Travesaño de soporte de cabina
- 3- Travesaño delantero
- Travesaño ubicado en el centro de gravedad del vehículo sobrecargado
- 4- Travesaño y punto de anclaje de resortes delanteros de los nuevos travesaños de suspensión
- 5- Travesaño y punto de anclaje de resortes traseros de los nuevos travesaños
- 6- Travesaño trasero de la parte trasera

RENOVACION:

CHASIS: PERFIL ESTRUCTURAL DEL CHASIS
DISTRIBUCION DE TRAVESANOS

MATERIAL: Acero A 573 M PERFIL 30
50000 psi (344.5 N/mm²)

ACOTACIONES: mm

ECCA

II.- T R E N P R O P U L S O R.

4.- CARACTERISTICAS DEL MOTOR Y SISTEMA DE ENFRIAMIENTO.

4.1 Motor.

El motor es el encargado de proporcionar la potencia necesaria para que el vehículo pueda ponerse en movimiento.

En los vehículos de carga pesada, el motor utilizado es el motor diesel, ya que presenta algunas ventajas sobre el motor de gasolina. Estas ventajas son las siguientes:

El motor *diesel* es mas eficiente térmicamente aproximadamente en un 34% por su mayor relación de compresión. El motor de *gasolina* tiene una eficiencia aproximada del 23%.

El motor *diesel* tiene menos componentes de piezas de desgaste:

Motor diesel: Bomba de alimentación, filtro de combustible, bomba de inyección, inyectores.

Motor de gasolina: Bomba de alimentación, filtro de combustible, carburador o sistema de inyección, bobina, distribuidor con platinos y condensador o caja transistorizada, bujías.

El mantenimiento del motor *diesel* es mas sencillo y el lapso de mantenimiento es de aproximadamente en un 50% menor que en el motor de *gasolina*.

El motor *diesel* proporciona un alto torque a muy bajas revoluciones por minuto y una mayor fuerza de tracción que el motor de *gasolina*.

El motor *diesel* tiene una velocidad máxima en revoluciones por minuto (R.P.M.) menor que la de los motores a *gasolina*, lo cual implica una mayor vida útil del motor *diesel* sobre el motor de *gasolina*.

El *diesel* es mucho menos inflamable que la *gasolina*, lo cual es una seguridad contra incendios y explosiones.

En general, el motor *diesel* es menos contaminante que los motores a *gasolina*, ya que las emisiones en un motor *diesel* son menores en aproximadamente en un 0.1% que las emisiones de gases de un motor a *gasolina* con la misma potencia. Debe notarse que esto es con un tratamiento adecuado en el *diesel*, es decir, con un 0.05% de azufre

aproximadamente. En el el país, la cantidad de azufre contenida en el tratamiento del diesel es de aproximadamente del 1%, lo cual implica formación de depósitos de ácido sulfúrico, así como emisiones del mismo lo cual indica que es un contaminante peligroso, así como un corrosivo bastante fuerte para los componentes del motor.

El consumo de combustible es menor en un motor diesel que en un motor de gasolina sometido a la misma condición de carga.

El motor diesel tiene una mayor ventaja que el motor a gasolina en su funcionamiento en variaciones de altura debido a que el motor diesel es turbocargado y compensa las pérdidas de presión debido a la altura.

Aunque los camiones pesados con motor a gasolina ya no se fabrican en el país, es conveniente presentar un comparativo entre el motor diesel y el motor a gasolina de acuerdo a diferentes situaciones.

- Cuando el motor tiene que ser parado y arrancado constantemente.

Motor diesel: El ciclo en los motores diesel se detiene hasta que se haya agotado el consumo de combustible en las cámaras de combustión, por lo que desaparecen los residuos de diesel y se mantiene la película de lubricante, lo que evita mayor desgaste en las camisas de los pistones y los anillos al volver arrancar el motor.

Motor de gasolina: Para detener al motor, se interrumpe el suministro de corriente eléctrica, aunque el combustible sigue fluyendo a la cámara de combustión, mismo que al mezclarse con el aceite, diluye la película de lubricante en la cámara de combustión del motor; al arrancar el motor, el anillo y el pistón trabajan con menor lubricación en lo que la bomba de aceite tarda en regenerar la película de lubricante en la cámara de combustión, provocando así mayor desgaste del motor.

El resultado es un mayor periodo de vida en el motor diesel que en el de gasolina.

- *Ventaja de operación.*

Motor diesel: El motor diesel, por diseño, es menos contaminante, y en grandes altitudes, tiene un mejor funcionamiento que el motor de gasolina debido a que el turbocargador compensa las pérdidas de presión debido a la altura.

Motor de gasolina: El motor de gasolina es muy sensible a la falta de afinación, y en general, de mantenimiento, además de que es muy contaminante. La aplicación del turbocargador en un motor de gasolina

con sistema de carburador es inadecuado debido a que el uso de éste sistema provoca detonaciones en las cámaras de combustión provocadas por el combustible fuera de control debidas al mismo sistema.

- *Funcionamiento en tráfico pesado.*

Motor diesel: Debido a las características del diesel, los motores no se sobrecalientan cuando trabajan a mínima velocidad. El consumo de combustible a estas revoluciones en el motor diesel es mucho menor que en un motor de gasolina con potencia similar.

Motor de gasolina: Los motores de gasolina tienden mas a sobrecalentarse en tráfico pesado, debido a que su funcionamiento a minima velocidad es a mas altas revoluciones por minuto (R.P.M.) que en un motor diesel.

En tráfico con paradas continuas con el motor en marcha, el consumo de combustible es considerablemente menor en los motores diesel.

- *Rendimiento de combustible.*

Motor diesel: El motor diesel rinde entre un 20% y un 30% más que el motor de gasolina, por lo que los costos de operación son menores.

Motor de gasolina: El costo de operación de estos motores es mayor debido a su mayor consumo de combustible por kilometro.

- *Frecuencia de mantenimiento.*

Motor diesel: Debido al sistema de inyección, y las velocidades de operación del motor, el mantenimiento se efectúa con menor frecuencia.

Motor de gasolina: Debido al uso de encendido eléctrico, estos motores se afinan dos o tres veces por una del motor diesel en un mismo periodo de tiempo.

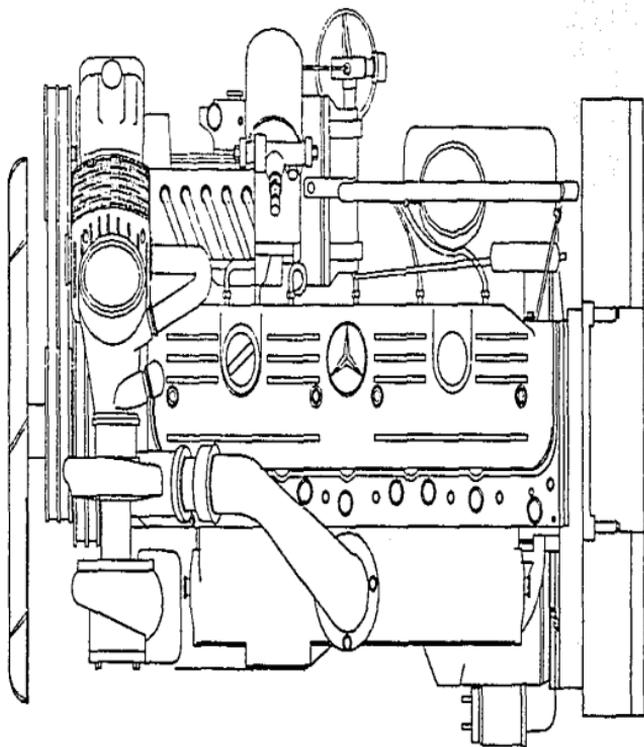
Los costos de operación son menores en un motor diesel que en un motor de gasolina.

- *Vida del motor.*

Motor diesel: La estructura de los motores diesel es mas robusta debido a que la transferencia de calor en estos motores es mayor que en los motores de gasolina en condiciones normales de operación; además, por la robustez de estos motores, se espera una vida mas larga que la de los motores de gasolina.

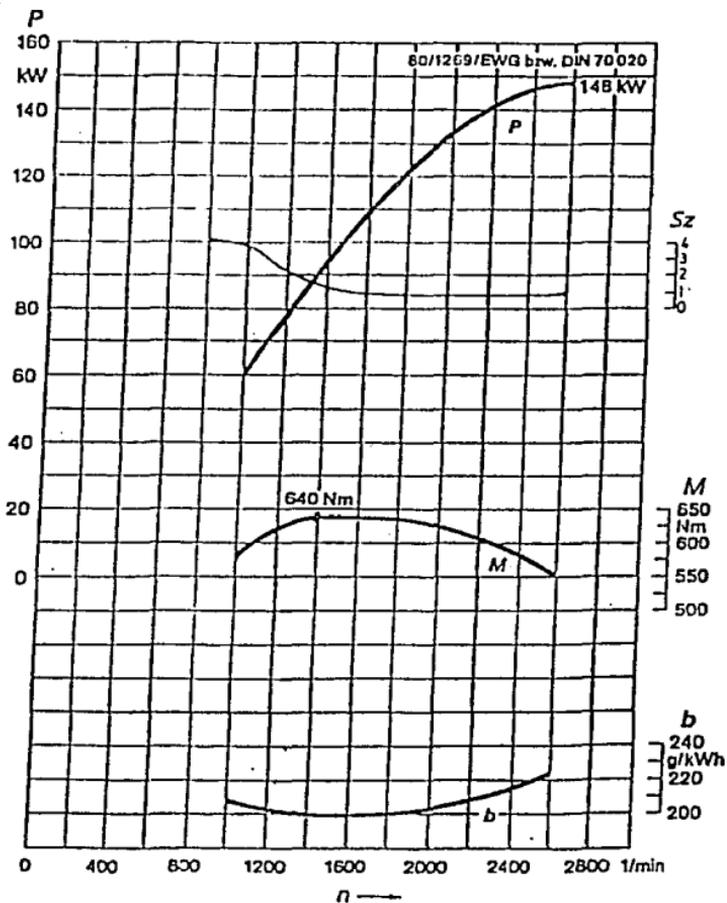
Motor de gasolina: El motor de gasolina se tiene que reparar con una mayor frecuencia, con lo cual los costos de operación se incrementan a lo largo de la vida útil del motor.

MOTOR OM 366 LA



POTENCIA MAXIMA: 148 kW @ 2600 R.P.M.
TORQUE MAXIMO: 640 N m @ 1400 R.P.M.
RELACION DE COMPRESION: 16.5:1
SISTEMA DE INYECCION: DIRECTA
REFRIGERACION: RECIRCULACION DE AGUA

Motor OM 366 LA



El motor seleccionado para un vehículo de 15 toneladas (15000 kg) es el siguiente:

Motor Mercedes Benz OM 366 LA turbocargado y postenfriado.

- Características.

Motor de 6 cilindros en línea de cuatro tiempos.

Potencia máxima: 148 KW (201 CV) @ 2600 R.P.M.

Torque máximo: 640 N m @ 1400 R.P.M.

Relación de compresión: 16.5:1

Sistema de inyección: Directa.

Refrigeración: Recirculación de agua.

Suministro de la bomba de agua a 2600 R.P.M.: 198 lts/min

4.2 Sistema de enfriamiento.

El sistema de enfriamiento (cooling system) se encarga de mantener las temperaturas de operación del motor por medio de transferencia de calor por convección a través del aire y del líquido refrigerante del sistema de enfriamiento.

El líquido refrigerante se encarga de absorber el calor generado por el motor descargándolo a través del radiador, el cual a su vez disipa el calor del fluido por convección al aire del medio ambiente.

- Componentes de transferencia de calor.

1) Radiador.

El radiador es un intercambiador de calor que se utiliza para controlar las temperaturas de operación del motor.

El radiador maneja dos fluidos de operación: el fluido del sistema de enfriamiento o líquido refrigerante y el aire del medio ambiente.

Los radiadores pueden ser diseñados para utilizar también diferentes conductos con fluidos diferentes, ordenados de tal forma que se pueda obtener un buen desempeño del sistema de enfriamiento.

2) Enfriadores de aire.

Los enfriadores de aire son utilizados para disminuir la temperatura del cilindro de carga de aire, con el objetivo de aumentar el rendimiento y el ahorro del consumo de combustible, reducir las emisiones de gases del motor, incrementar la potencia de salida y aumentar la durabilidad del motor.

Los fluidos de operación del sistema de enfriamiento son aire en el interior y también en algunos casos se utiliza líquido refrigerante.

El líquido refrigerante de los enfriadores de aire con recarga, generalmente son instalados en el múltiple de admisión del motor, mientras que la unidad de aire frío es montada al frente o a un lado del radiador.

3) Enfriadores de aceite.

Los enfriadores de aceite se utilizan para controlar las temperaturas del lubricante del motor, transmisión y dirección.

Los fluidos de operación son: aceite en el interior y aire del medio ambiente, también se utiliza líquido de enfriamiento o refrigerante, dependiendo del tipo de sistema de enfriamiento utilizado.

Este tipo de enfriadores pueden ser instalados a un lado del radiador en el caso de enfriamiento por aire, o pueden ser instalados directamente en la máquina o cualquier otro lugar cuando son enfriados por líquido refrigerante.

4) Condensador del refrigerante (aire acondicionado).

Este dispositivo es parte del sistema de control de clima dentro de la cabina del vehículo. Este dispositivo proporciona la transferencia de calor necesaria para una condensación del flujo de aire acondicionado.

Los fluidos de operación son freón en el interior y aire en el exterior dependiendo del tipo de enfriador que vaya a utilizarse.

El condensador de aire refrigerante normalmente se instala enfrente del radiador.

5) Ventilador.

El ventilador proporciona el flujo de aire de enfriamiento a todos los componentes del sistema. El flujo de aire es tanto axial como radial y normalmente los datos del ventilador los proporciona el proveedor.

- Ventiladores automáticos.

En general, los ventiladores sólo son usados durante un lapso de tiempo muy corto del tiempo de operación del vehículo. La mayoría del tiempo, durante las condiciones de operación del vehículo, la temperatura del medio ambiente, la velocidad del aire que incide sobre el vehículo en movimiento, son suficientes para suministrar el flujo de

aire necesario para mantener las temperaturas adecuadas del sistema, por lo que este tipo de ventiladores entran en funcionamiento solo cuando las condiciones de operación y del sistema en el vehículo y del medio ambiente así lo requieran. Por esta razón, este tipo de ventiladores son muy frecuentemente utilizados en los sistemas de enfriamiento.

6) Termostato.

Los límites de baja temperatura del motor son controlados por el termostato. Este dispositivo actúa térmicamente controlando el flujo de refrigerante hacia el radiador por medio de una válvula.

Cuando el termostato se encuentra totalmente cerrado, el refrigerante es recirculado en el interior del motor a través de una derivación del circuito. Cuando el termostato se encuentra abierto, el refrigerante circula directamente hacia el radiador.

Existen 2 tipos de termostato, los cuales son los más comúnmente usados: los de bloqueo total y los de bloqueo parcial.

El de bloqueo total causa que la bomba mande el flujo total del refrigerante hacia el radiador, mientras que el termostato de bloqueo parcial recircula internamente una porción del refrigerante, aún en la posición total de apertura.

7) Rejillas (parrilla).

Para incrementar la temperatura del motor en lugares donde la temperatura del medio ambiente es muy baja, algunas veces se instalan sistemas de control de flujo de aire a través del radiador.

Estas rejillas son controladas por medio de un termostato, y estas son operadas por medio de un sistema neumático.

Ver figura 4.3 .

- Modelo del sistema de enfriamiento.

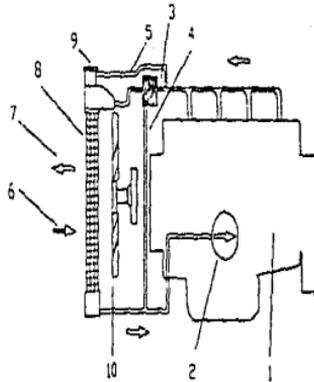
Antes de llevar a cabo los cálculos de transferencia de masa que tienen lugar en el sistema de enfriamiento del motor, se debe de desarrollar un modelo simplificado del sistema de enfriamiento.

La solución de un modelo de un sistema de enfriamiento esta basado en la aplicación práctica de la Primera y Segunda Ley de la Termodinámica.

Estas leyes implican que el sistema aislado debe de estar bien definido, ya que un análisis por medio de este método involucrando balances de energía, es una aproximación muy apropiada al mismo sistema.

SISTEMA DE ENFRIAMIENTO

- 1- Motor Diesel.
- 2- Bomba de agua.
- 3- Termostato.
- 4- Bypass.
- 5- Tuba de ventilación de aire.
- 6- Aire succionado por el ventilador.
- 7- Color disipado por el sistema de enfriamiento.
- 8- Radiador.
- 9- Cuello del radiador (boquilla).
- 10- Ventilador.



MOTOR TURBOCARGADO CON POST-ENFRIADOR (INTERCOOLER)

- 1- Aire de admision
- 2- Aire de admision del filtro de aire a la salida del compresor
- 3- Aire de admision a la entrada del post-enfriador (intercooler)
- 4- Aire de succion del ventilador y aire de enfriamiento del post-enfriador
- 5- Aire de admision enfriado a la salida del post-enfriador
- 6- Aire de admision enfriado
- 7- Gases de escape del motor que accionan a la turbina y al compresor

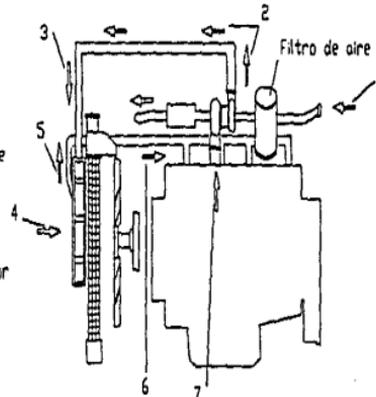
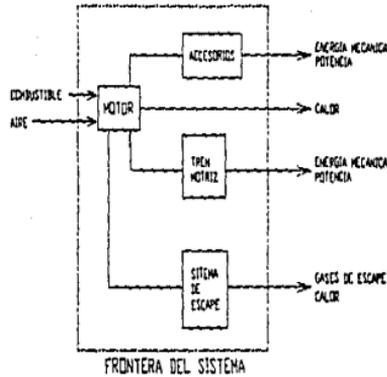


FIG. 4.3

DIAGRAMA BASICO DE MOTOR

ENTRADA

SALIDA



56

DIAGRAMA GENERAL DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO

ENTRADA

SALIDA

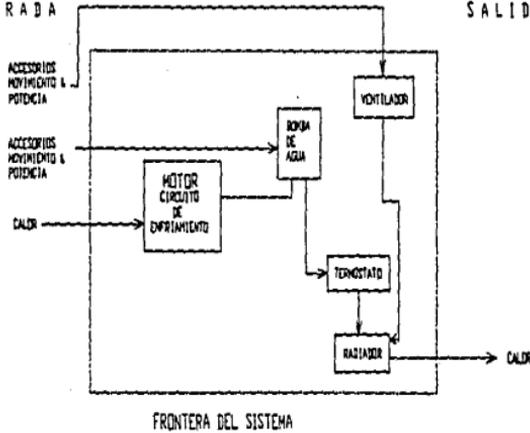


FIG 4 4

El principio de conservación de la masa en el análisis de este sistema, incluye el flujo de los fluidos refrigerantes como el aire y el líquido refrigerante.

Un diagrama básico del motor se muestra en la figura 4.4 en donde se define la frontera del sistema aislado y se toma en cuenta el balance tanto de masa como de energía que entra y sale del sistema.

La energía que entra en la forma de mezcla aire-combustible, es convertida a través del motor en energía mecánica, en movimiento (del vehículo) y en energía térmica disipada tanto por la combustión como por la fricción entre los componentes del motor.

La función del sistema de enfriamiento es el de mantener las temperaturas de operación del motor. Esto puede ser realizado introduciendo un sistema que involucre un circuito de flujo de refrigerante a través del motor para controlar las temperaturas del metal del motor; una bomba de circulación para el refrigerante, un radiador, un termostato, un ventilador y un líquido refrigerante para facilitar la transferencia de energía entre los mismos componentes al medio ambiente como se muestra en el diagrama de la figura 4.4 .

- Sistema de enfriamiento del motor : Requerimientos.

La energía absorbida por el sistema de enfriamiento equivale al calor generado por el motor durante el proceso de combustión. Esta energía es transferida por conducción al refrigerante, el cual fluye a través de los conductos del motor.

La carga de calor está determinada como el exceso de calor del motor Q_c , y está determinado por dos puntos específicos de operación: en el régimen de potencia y de torque máximo del motor.

- Régimen del motor.

En la gráfica de las características del motor, el régimen máximo de potencia es el indicado a las revoluciones indicadas en la curva de comportamiento del motor; de forma análoga, el torque máximo del motor se localiza en el punto máximo de la curva de torque del motor a las revoluciones indicadas del mismo. Ambos puntos son determinados y controlados de acuerdo al diseño del motor.

Relacionando la carga de calor a las revoluciones por minuto (R.P.M.) del motor en la cual sucede esta carga, se obtienen dos puntos de diseño, con los cuales se pueden evaluar los componentes del sistema de enfriamiento.

La temperatura máxima permisible del agua del sistema de enfriamiento es de 95°C.

Constante de enfriamiento:

La constante de enfriamiento (KK) es el modo de acceso de la capacidad de enfriamiento de una capacidad de enfriamiento instalada en un sistema de enfriamiento.

La constante de enfriamiento esta dada por:

$$KK = t_w - t_L$$

en donde:

t_w = Temperatura estable del agua de enfriamiento a la salida del motor.

t_L = Temperatura del aire de enfriamiento; en el caso de los intercambiadores de calor, la temperatura del agua es a la entrada.

La temperatura del agua de enfriamiento, es la temperatura del agua a la salida del motor.

La temperatura del aire de enfriamiento t_L es la que se encuentra en la superficie del radiador. La constante de enfriamiento KK puede incrementar o bajar su rango de temperatura si las condiciones son o no favorables de acuerdo a las condiciones de instalación, como el medio ambiente, la contaminación acumulada en la superficie del radiador y la cantidad de refrigerante en el sistema.

La constante de enfriamiento KK proporciona la base para el cálculo de la temperatura máxima permisible a la entrada del aire de enfriamiento o del agua (t_{LMAX}) a la cual el sistema puede entrar en operación.

$$t_{LMAX} = t_w - KK \cdot ts$$

donde:

t_w = Temperatura máxima de operación del agua de enfriamiento a la salida del motor

KK = Constante del sistema de enfriamiento.

ts = Margen de seguridad por contaminación, adición de anticongelante.

El margen de seguridad varia desde 3°C a 5°C, partiendo de la contaminación o depositos internos en el sistema de enfriamiento.

La siguiente tabla muestra los valores de la constante de enfriamiento requeridos tomando en cuenta un margen de seguridad de 5°C según la situación geográfica del lugar.

LUGAR DE OPERACION	Temperatura max. del aire a la entrada.	Constante de enfriamiento
Centro y Norte de Europa	35°C	max. 55°C
Sur de Europa	40°C	max. 50°C
Medio Este, Africa, etc.	45°C	max. 45°C
Condiciones extremas de operación	50°C	max. 40°C

- Cantidad de calor disipado por el motor.

La cantidad de calor que debe ser disipado del motor por el sistema de enfriamiento esta dado por:

$$Q_v = Q_w = (148 \text{ KW}) (2560 \text{ KJ/KW.hr}) = 378880 \text{ KJ/hr}$$

- Radiador y ventilador.

Las cargas y vibraciones debidas al movimiento del motor y del chasis deben de ser aisladas del radiador.

En los vehículos con el sistema de enfriamiento montado al frente, el aire es succionado por el ventilador hacia el compartimiento del motor.

En los camiones y tractocamiones, el ventilador normalmente es accionado por una banda a través de una polea conectada al cigueñal.

El ventilador dirige el aire a través de una abertura en el panel lateral del vehículo, la cual se encuentra a un lado del radiador, al interior en el compartimiento del motor. El espacio entre la abertura del panel lateral del vehículo a la superficie interna de la pared del radiador en el compartimiento del motor debe estar separado para permitir la recirculación del aire.

Cuando el motor es encendido y apagado en forma brusca, los soportes del motor tienen deflexiones radiales mayores. Para prevenir un contacto entre la tolva del radiador y el ventilador durante la operación, el campo de separación entre estos componentes debe de ser el adecuado.

ESTA TESIS NO DEBE
SALIR DE LA BIBLIOTECA

El ventilador proporciona a una velocidad constante un cierto flujo de aire al motor. Este factor nos determina la potencia requerida para manejar un cierto flujo de aire a ciertas revoluciones por minuto.

- Cantidad de calor disipado por el motor.

La cantidad de calor (Q_w) que debe de ser disipado del motor por el sistema de enfriamiento esta dado por:

$$Q_w = Q_v = P c_v$$

donde:

P = Potencia del motor

c_v = Cantidad de calor especifico a ser disipado

El calor especifico a ser disipado es:

De acuerdo a los datos de motor de Mercedes Benz tenemos:

$$c_v = 2560 \text{ KJ/KW hr}$$

La potencia del motor es P = 148 Kw

El calor que debe disipar el motor es:

$$Q_w = P c_v = (148 \text{ KW}) (2560 \text{ KJ/KW hr}) = 378880 \text{ KJ/hr}$$

Normalmente los sistemas de enfriamiento estan provistos por válvulas de alivio para prevenir una sobrepresión y por consecuencia una expansion mayor de líquido refrigerante a los rangos de operación normal del sistema.

Para cualquier condición dada de operación, el calor disipado por el motor (carga de calor Q_w) hacia el sistema de enfriamiento, es constante y es determinado por el mismo motor y completamente independiente del radiador. El radiador solo sirve para controlar las temperaturas a las cuales la disipación de calor Q_w tiene lugar.

El calor Q transferido por conducción y convección por medio del fluido esta dado por la ecuación:

$$Q = m c_p (t_h - t_c)$$

donde:

m = Flujo de masa del líquido refrigerante.

c_p = Calor especifico del fluido a presión constante.

t_h = Temperatura del fluido a la salida.

t_c = Temperatura del fluido a la entrada.

Suministro de la bomba de agua del motor: 198 lts/min a 2600 R.P.M. del motor.

- Flujo de masa del líquido refrigerante.

El flujo de masa del líquido refrigerante esta dado por:

$$m = \rho Q_{H_2O}$$

Peso específico del agua: 9810 N/m³

Densidad del agua: 1000 kg/m³

Calor específico del agua:

a 20°C $c_p = 4.1818 \text{ KJ/kg}^\circ\text{K}$

a 95°C $c_p = 4.2150 \text{ KJ/kg}^\circ\text{K}$

La temperatura a la entrada del motor oscila entre los 40°C y los 60°C.

$$Q = (198 \text{ lts/min}) (1 \text{ m}^3/1000 \text{ kg})$$

$$Q = 0.198 \text{ m}^3/\text{min} = 0.0033 \text{ m}^3/\text{seg}$$

$$Q = 3.3 \text{ lts/seg}$$

Calculando el flujo de masa tenemos:

$$m = (1000 \text{ kg/m}^3) (0.198 \text{ m}^3/\text{min}) = 198 \text{ kg/min}$$

En base a este dato se puede calcular ahora la transferencia de calor del líquido refrigerante (agua)

$$Q = m c_p (t_h - t_c)$$

El calor transferido por el motor es de

$$Q = 378880 \text{ KJ/hr}$$

La temperatura máxima permisible de operación del refrigerante en condiciones extremas de operación es de 95°C.

$$T^\circ\text{K} = 95^\circ\text{C} + 273.15 = 368.15^\circ\text{K}$$

Despejando t_c de la ecuación tenemos:

$$t_c = t_h - \frac{Q}{m c_p} = 368.15^\circ\text{K} - \frac{378880 \text{ KJ/hr}}{(11880 \text{ kg/hr}) (4.215 \text{ KJ/kg}^\circ\text{K})}$$

$$t_c = 360.58^\circ\text{K} = 87.43^\circ\text{C}$$

donde $t_c = 87.43^\circ\text{C}$ es la temperatura de entrada del líquido refrigerante en condiciones extremas de operación.

Cálculo de las temperaturas de transferencia para el aire y el flujo necesario de aire.

$$Q = m_A c_{pA} (t_{hA} - t_{cA})$$

Considerando condiciones extremas:

Temperatura de salida $t_{cA} = 60^{\circ}\text{C} = 323.15^{\circ}\text{K}$

Calor específico del aire a 60°C , $c_{pA} = 1.0047 \text{ KJ/kg}^{\circ}\text{K}$

La temperatura del aire a la entrada del postenfriador puede variar desde 100°C hasta 120°C mientras que a la salida puede variar entre los 50°C y los 60°C .

La temperatura del aire a la entrada del postenfriador es de :

$$t_{hA} = 120^{\circ}\text{C}$$

$$t_{hA} = 120^{\circ}\text{C} + 273.15 = 393.15^{\circ}\text{K}$$

Cantidad de calor disipado por el postenfriador por unidad de masa debido al aire.

$$Q = m c_p (t_{hA} - t_{cA})$$

$$Q = q = c_p (t_{hA} - t_{cA})$$
$$m$$

$$q = (1.0047 \text{ KJ/kg}^{\circ}\text{K}) (393.15^{\circ}\text{K} - 323.15^{\circ}\text{K})$$

$$q = 70.3290 \text{ KJ/kg}$$

por cada kg de aire que circule por el postenfriador.

5.- T R E N M O T R I Z.

El tren motriz es el que se encarga de transmitir potencia a las ruedas por medio del motor para que el vehículo se mueva a una cierta velocidad.

El tren motriz consta de los siguientes componentes:

	EMBRAGUE		
		Manual	
	TRANSMISION		
		Automática	
T R E N			
M O T R I Z	FLECHAS PROPULSORAS (Cardan)		
		1 Relación	
		2 Relaciones	
	EJE TRASERO (Diferencial)	Eje doble	1 c/ tracción
			1 s/ tracción
		Eje tandem	Doble tracción

El tren motriz consiste en lo siguiente:

- | | |
|------------------------|---------------------|
| 1) Motor | 2) Volante de motor |
| 3) Embrague | 4) Transmisión |
| 5) Flechas propulsoras | 6) Eje trasero |
| | 7) Llantas |

Este diagrama nos muestra el arreglo de los componentes del tren motriz para cualquier vehículo con tracción trasera.

Este tipo de arreglos es muy utilizado tanto en coches como en camiones.

Para un vehículo de tracción delantera, el arreglo de los componentes del tren motriz es el que se muestra :

- | | |
|----------------|---------------------|
| 1) Motor | 2) Volante de motor |
| 3) Embrague | 4) Transmisión |
| 5) Diferencial | 6) Llantas |

Este arreglo es el utilizado en la colocación de motores tanto en forma longitudinal como en forma transversal que tienen tracción delantera. También se utiliza este arreglo con vehículos que tienen el motor en la parte trasera y que tienen tracción trasera. La mayoría de estos automóviles son automóviles de tipo turismo o deportivos.

Para vehículos con tracción en los ejes delantero y trasero o de doble tracción, el arreglo del tren motriz es el que se muestra en la figura:

- | | |
|------------------------|--------------------------|
| 1) Motor | 2) Volante de motor |
| 3) Embregue | 4) Transmisión |
| 5) Flechas propulsoras | 6) Caja de transferencia |
| 7) Flechas propulsoras | 8) Eje delantero motriz |
| 9) Eje trasero | 10) Llantas |

Este tipo de arreglo es muy utilizado en vehículos tipo rally, camionetas y en camiones pesados en donde el tipo de terreno obliga al vehículo a requerir un tren motriz con estas características.

La caja de transferencia transmite la potencia del motor al eje delantero motriz así como al eje trasero. La caja de transferencia puede ser de dos tipos:

- 1) Desconectable.
- 2) Permanente.

La caja de transferencia permanente normalmente trae instalado un diferencial para evitar que se dañe el tren propulsor.

Otro arreglo común utilizado en vehículos de carga pesada como camiones y tractocamiones es el de ejes tipo tandem. Considerando que el vehículo tiene montado sobre chasis un eje tipo tandem (dos ejes traseros con tracción) tenemos la figura 5.1 .

- | | |
|------------------------|--------------------------|
| 1) Motor | 2) Volante de motor |
| 3) Embregue | 4) Transmisión |
| 5) Flechas propulsoras | 6) Caja de transferencia |
| 7) Flechas propulsoras | 8) Eje delantero motriz |
| 9) Eje tandem | 10) Llantas |

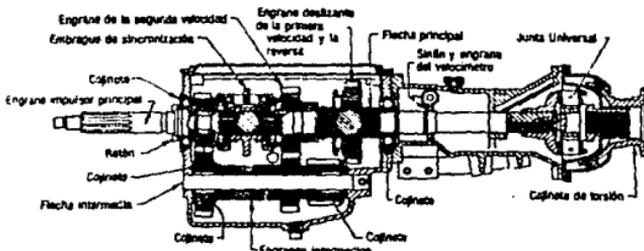
Este tipo de arreglo se utiliza para vehículos que transportan carga muy pesada y donde su desempeño se lleva a cabo en terrenos muy difíciles, en donde el acceno para un vehículo normal resultaría muy difícil (ver figura 5.1) .

Funciones de los componentes del tren motriz.

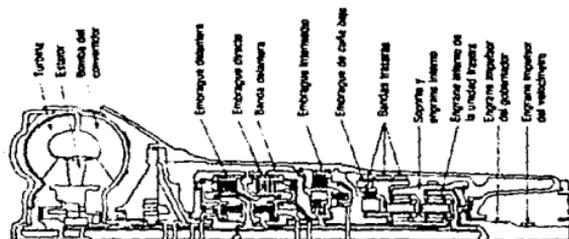
1) Transmisión.

La transmisión se divide en dos tipos: manual y automática.

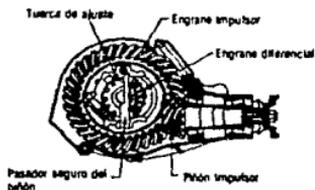
Transmisión manual: En la transmisión manual, el cambio de relaciones de la transmisión se realiza con la palanca de velocidades,



Transmisión de tres velocidades sincronizadas por engranes (Bealch).



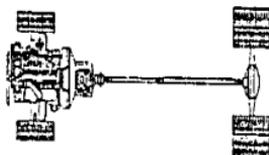
Convertidor de par de tres elementos y engranaje planetario (General Motors).



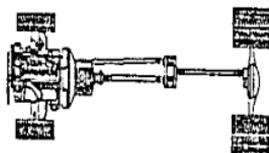
Engranaje hipoidal del eje (puente) trasero

TREN MOTRIZ

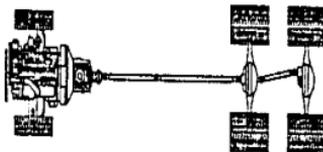
Tren motriz
traccion 4 x 2



Tren motriz con eje
delantero motriz.
Traccion 4 x 4



Tren motriz con eje
tanden. Traccion 6 x 4



Tren motriz con eje
tanden y eje delantero
motriz. Traccion 6 x 6

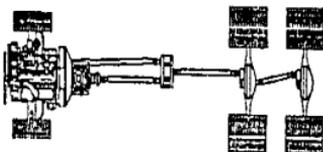


FIG. 51

la cual manda el movimiento al sincronizador, para que este se acople o sincronice la relación deseada de la transmisión.

Transmisión automática: Los cambios de velocidades en la transmisión automática se llevan a cabo por medio de un sistema hidráulico, el cual controla tanto la transmisión de potencia del motor así como las relaciones de la transmisión.

2) Embrague.

El embrague es el que se encarga de desconectar al motor de la transmisión para realizar los cambios de velocidades.

El clutch o embrague esta ensamblado tanto al motor como a la transmisión.

Existen dos tipos de embragues:

1) Clutch de resortes .

El clutch de resortes es el más utilizado para los camiones y vehículos de carga pesada debido a su capacidad de acoplamiento.

Sus partes principales son:

- a) Disco de clutch.
- b) Plato opresor y resortes.
- c) Cubierta.
- d) Portacollarín.
- e) Collarín de desembague.
- f) Horquilla de desembague.

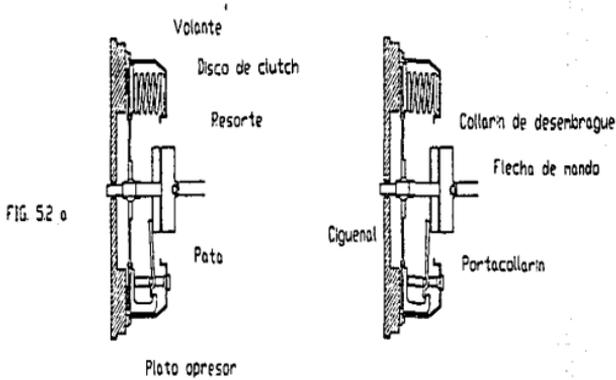
El clutch de diafragma es mas utilizado en vehículos ligeros, como automóviles y camionetas debido a que este tipo de embrague es mas barato, mas ligero y requiere de menos esfuerzo en la presión del pedal, aunque es de menor capacidad que el embrague de resortes (ver figura 5.2)

Sus partes principales son las siguientes:

- a) Disco de clutch.
- b) Plato opresor.
- c) Diafragma.
- d) Cubierta.
- e) Collarín de desembague.
- f) Horquilla de desembague.

Embrague: Funcionamiento.

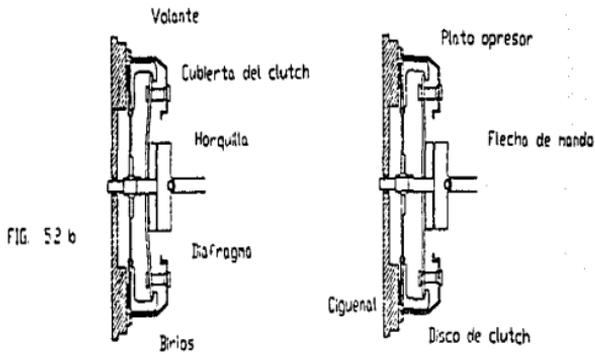
CLUTCH DE RESORTES



CLUTCH DESACOPADO

CLUTCH ACOPLADO

CLUTCH DE DIAFRAGMA



CLUTCH DESACOPADO

CLUTCH ACOPLADO

El disco del clutch se acopla al volante del motor por medio del plato opresor, el cual oprime el disco del clutch contra el volante del motor por medio del diafragma o de los resortes transmitiendo la potencia del motor a la transmisión.

El collarín, portacollarín y la orquilla de desembrague tanto en el clutch de resortes como en el de diafragma, se encargan tanto de acoplar como de desacoplar el clutch con el volante del motor por medio del accionamiento de los resortes o del diafragma.

El clutch puede ser accionado por medio de tres sistemas:

	SISTEMA MECANICO DE VARILLAS
CLUTCH: ACCIONAMIENTO	SISTEMA HIDRAULICO
	SISTEMA MECANICO DE CHICOTE

- *Sistema mecánico de varillas.*

En este sistema, el collarín de desembrague es accionado por un sistema de varillas, los cuales accionan el diafragma o los resortes del embrague para acoplar o desacoplar el plato opresor por medio del collarín de desembrague.

- *Sistema hidráulico.*

En este sistema el collarín de desembrague es accionado hidráulicamente por medio de un piston, el cual ejerce una cierta presión para accionar el collarín de desembrague.

Este tipo de mecanismo es el mas comun utilizado en vehículos de carga pesada.

- *Sistema mecánico de chicote.*

En este sistema, la orquilla de desembrague es accionada por un cable contenido en una funda protectora, el cual, al ser jalado, acciona la orquilla de desembrague, desconectando al clutch del volante del motor.

De estos tres sistemas, el más utilizado en camiones pesados y extrapesados es el sistema hidráulico, ya que se requiere una mayor presión para activar la horquilla de desembrague, además de que es el que menos fuerza requiere en el accionamiento del pedal del clutch, lo cual lo hace mas comodo.

3) *Flechas propulsoras (Cardan).*

Las flechas propulsoras se encarga de transmitir la potencia de la transmisión transmitida por el motor al eje trasero por medio de la junta o unión universal de la flecha.

La unión universal es una articulación que transmite el movimiento rotatorio en dos planos: el vertical y el horizontal. Este mecanismo permite que la suspensión se mueva verticalmente variando los ángulos de transmisión de la flecha propulsora con respecto a los movimientos de la suspensión trasera.

4) *Eje trasero.*

El eje trasero consta de un diferencial que reduce las revoluciones por minuto (R.P.M.) de las ruedas a una velocidad adecuada. El eje trasero consta de un piñon y una corona , ambos engranes hipoidales, los cuales estan acoplados a un ángulo de 90°. La corona contiene en el centro un sistema de engranajes denominados engranajes satélites o estrella de satélites, los cuales permiten que una flecha lateral gire a mas revoluciones que la flecha interior para que esta pueda hacer un recorrido mas largo cuando el vehiculo da vuelta.

6.- TRANSMISION.

Los motores de combustión interna generan un cierto a lo largo del rango de velocidad de R.P.M. del motor, y por consecuencia, al incrementar la potencia, aumentan las R.P.M. del motor. Un vehículo de transmisión directa puede proporcionar solamente un poco de aceleración y una cierta habilidad para superar pendientes poco satisfactoria. Por esta razón, una transmisión con diferentes relaciones es utilizada entre el motor y el vehículo.

La función de la transmisión es la de proporcionar la potencia máxima del motor, la cual esta presente solamente a una cierta velocidad del motor a una cierta velocidad del vehículo.

La selección y adaptación de una transmisión a un vehículo, depende de las características del torque del motor y del número de engranes.

El torque en motores de encendido por chispa, decrece en los rangos altos de velocidad del motor. En el caso de los motores diesel, el torque se mantiene casi constante.

Las transmisiones son diseñadas con diferentes escalonamientos: con escalonamientos cortos para relaciones altas y con espaciamentos largos para relaciones bajas de aceleración.

La relación del primer engrane esta determinada por la fuerza de adherencia de las llantas.

6.1 Transmisión manual.

En este tipo de transmisiones, la potencia del motor es transmitida por medio del clutch a través de una flecha, la cual es la flecha de entrada en la transmisión; esta a su vez transmite el movimiento al tren de engranes de reducción, y a su vez a la flecha de salida.

El engrane de reversa es accionado a través de una tercera flecha, la cual provoca un giro inverso en la flecha de salida haciendo que el vehículo se mueva en reversa.

Las transmisiones en los automóviles de pasajeros tienen de tres a cinco relaciones de velocidades y en el caso de algunos automóviles deportivos hasta seis y en el caso de automóviles de carreras llegan hasta siete.

En el caso de los camiones pesados, estos pueden llegar a tener desde cinco hasta veinte velocidades dependiendo del vehículo y de su capacidad de carga.

- *Sincronizadores.*

Normalmente las transmisiones manuales constan de acoplamientos, normalmente sincronizadores, los cuales entran en acción al oprimir el clutch y al mover la palanca de velocidades, sincronizando al tren de engranes y aplicando así la selección de engranes elegida. Nótese que en el momento de la sincronización, el tren de engranes no transmite movimiento hasta que el disco del clutch es acoplado al motor. Los sincronizadores de la transmisión manual son accionados por medio de horquillas, las cuales son controladas por la palanca de velocidades.

- *Tren de engranes.*

El tren de engranes se utiliza para reducir la velocidad del motor y transmitir la potencia a las llantas. La relación de velocidad angular de entrada y la velocidad angular de salida se conoce como reducción de velocidad y se expresa de la siguiente forma:

$$\frac{V_{ent}}{V_{sal}} = \frac{N_2}{N_1}$$

donde:

N_1 = Número de dientes del engrane.

N_2 = Número de dientes del piñón.

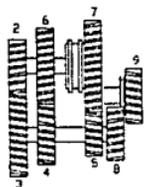
Esta expresión puede variar de acuerdo al número de engranes que intervienen en cada reducción de la transmisión.

Los trenes de engranes pueden ser de tres tipos:

- 1) Tren de engranes simple.
- 2) Tren de engranes invertido.
- 3) Tren de engranes compuesto.

El tren de engranes invertido es aquel en el cual tanto el engrane impulsor (piñón) y el último engrane (salida) se encuentran en el mismo

TRANSMISION MANUAL DE 3 VELOCIDADES.



VELOCIDAD	TRANSMISION
1	2-3-5-7
2	2-3-4-5
3	Directa

Reversa 2-3-8-10-7

VELOCIDAD EN LOS ENGRANES

$$n_m = \text{RPM del motor}$$

$$n_1 = \frac{N_2}{N_6} n_m$$

$$n_2 = \frac{N_6}{N_4} n_1$$

$$n_3 = \frac{N_4}{N_3} n_2$$

$$n_4 = \frac{N_7}{N_5} n_1$$

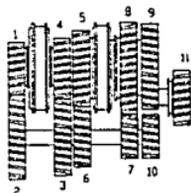
$$n_5 = \frac{N_5}{N_8} n_4$$

$$n_6 = \frac{N_8}{N_9} n_5$$

$$n_7 = \frac{N_9}{N_{10}} n_6$$

$$n_8 = \frac{N_{10}}{N_7} n_1$$

TRANSMISION MANUAL DE 4 VELOCIDADES.



VELOCIDAD	TRANSMISION
1	1-2-7-8
2	1-2-5-3
3	1-2-3-4
4	Directa
Reversa	1-2-10-11-9

VELOCIDAD EN LOS ENGRANES

$$n_m = \text{RPM del motor.}$$

$$n_1 = \frac{N_1}{N_2} n_m$$

$$n_2 = \frac{N_2}{N_3} n_1$$

$$n_3 = \frac{N_3}{N_4} n_2$$

$$n_4 = \frac{N_5}{N_6} n_1$$

$$n_5 = \frac{N_6}{N_7} n_4$$

$$n_6 = \frac{N_7}{N_8} n_5$$

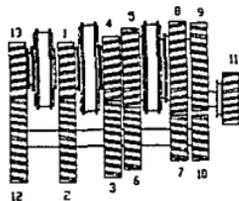
$$n_7 = \frac{N_8}{N_9} n_6$$

$$n_8 = \frac{N_9}{N_{10}} n_7$$

$$n_9 = \frac{N_{10}}{N_{11}} n_8$$

$$n_{10} = \frac{N_{11}}{N_9} n_1$$

TRANSMISION MANUAL DE 5 VELOCIDADES.



VELOCIDAD	TRANSMISION
1	1-2-7-8
2	1-2-6-5
3	1-2-3-4
4	13-12-7-8
5	Directa
Reversa	13-12-10-11-9

VELOCIDAD EN LOS ENGRANES

$$n_1 = \frac{N_{12}}{N_1} n_m$$

$$n_2 = \frac{N_1}{N_2} n_1$$

$$n_3 = \frac{N_2}{N_3} n_2$$

$$n_4 = \frac{N_4}{N_5} n_1$$

$$n_5 = \frac{N_5}{N_6} n_4$$

$$n_6 = \frac{N_6}{N_7} n_5$$

$$n_7 = \frac{N_7}{N_8} n_6$$

$$n_8 = \frac{N_8}{N_9} n_7$$

$$n_9 = \frac{N_{10}}{N_{11}} n_8$$

$$n_{10} = \frac{N_{11}}{N_9} n_1$$

$$n_{11} = \frac{N_9}{N_{10}} n_1$$

$$n_{12} = \frac{N_{10}}{N_{11}} n_{11}$$

$$n_{13} = \frac{N_{11}}{N_{12}} n_{12}$$

$$n_{14} = \text{RPM del motor.}$$

FIG. 61

eje. Este tipo de arreglo ayuda a ahorrar espacio, y es utilizado en los reductores de velocidad.

El tren de engranes compuesto es aquel que tiene dos o más engranes en uno o mas ejes.

- Análisis de velocidades para transmisiones de 3 a 5 velocidad

El análisis se muestra en la figura 5.1 .

6.2 Transmisión automática.

Las transmisiones automáticas utilizan un convertidor de torsión para multiplicar el torque disponible del motor con relaciones variables proporcionando mas flexibilidad en la operación.

Las transmisiones automáticas constan de un embrague hidráulico y de un convertidor de torsión. El cambio de relaciones consta de trenes de engranes de tipo planetario, cuerpo de válvulas y de embragues.

La transmisión automática consiste en un acoplamiento por medio de fluido que se coloca entre la transmisión y el motor, de forma análoga a los embragues mecánicos. Este acoplamiento consta de dos partes concavas: el impulsor, accionado por el motor y la turbina, la cual hace girar la flecha de entrada a la transmisión. Ambas partes tienen una serie de aspas; estas dos partes se encuentran separadas por una pequeña abertura. Conforme aumenta la velocidad del motor, el acoplamiento fluido aumenta lentamente hasta que el motor hasta que el impulsor y la turbina giran casi a la misma velocidad. De este modo, se transmite la potencia del motor a la transmisión.

Para iniciar la marcha, por ejemplo en pendientes o subidas, para rebasar, etc., el motor necesita una mayor multiplicación de torsión de la que puede producir el convertidor, por esta razón, las transmisiones automáticas llevan engranes de tipo planetario para incrementar la torsión y proporcionar el torque necesario para superar en forma satisfactoria las condiciones ya mencionadas.

En general, las transmisiones automáticas varían de 3 a 4 velocidades y normalmente constan de dos trenes de engranes planetarios, los cuales se pueden accionar simultáneamente sin desacoplar el motor de la transmisión, como sucede en las transmisiones manuales a través del clutch. Esto se debe a que la transmisión automática posee un cuerpo de

TREN DE ENGRANES PLANETARIOS

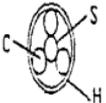
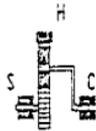
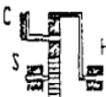
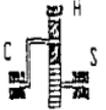
 <p>TREN DE ENGRANES PLANETARIOS Z = Engranaje solar C = Engranaje planetario H = Arbol</p>	RELACION	ENTRADA	SALIDA	FIJO	DESCRIPCION
	$i = \frac{\omega_C}{\omega_S} = 1 + \frac{Z_2}{Z_1}$	S	C	H	Reduccion de velocidad $2.5 < i < 5$
	$i = \frac{\omega_H}{\omega_S} = -\frac{Z_2}{Z_1}$	S	H	C	Sentido inverso de rotacion $-4 < i < 1.5$
	$i = \frac{\omega_S}{\omega_C} = \frac{1}{1 + \frac{Z_2}{Z_1}}$	C	S	H	Reduccion de velocidad $0.2 < i < 0.4$
	$i = \frac{\omega_H}{\omega_C} = \frac{1}{1 + \frac{Z_2}{Z_1}}$	C	H	S	Reduccion de velocidad $0.6 < i < 0.8$
	$i = \frac{\omega_S}{\omega_C} = 1 + \frac{Z_2}{Z_1}$	H	C	S	Reduccion de velocidad $1.25 < i < 1.67$
	$i = \frac{\omega_H}{\omega_C} = -\frac{Z_2}{Z_1}$	H	S	C	Sentido inverso de rotacion $-0.25 < i < -0.67$

FIG. 6.2

válvulas que regulan el flujo de fluido así como la presión del mismo dentro de la transmisión.

El cuerpo de válvulas contiene conductos de aceite y un cierto número de válvulas que se encargan de cambiar a la relación mas conveniente en la transmisión. Estas válvulas son controladas por un gobernador, el cual se encuentra en la flecha de salida de la transmisión; este gobernador se encarga de regular la presión de aceite contra las válvulas de cambio.

El embrague se encarga de fijar el engrane interno (engrane solar) cuando aumenta la presión del aceite, la cual hace que un pistón empuje a ambos discos del embrague de la transmisión. Cuando la presión se reduce, unos resortes separan a los discos del embrague.

Tren de engranes planetarios o epiciclicos.

El tren de engranes planetarios se muestra en la figura 6.2

Algunas ventajas del uso de transmisiones automáticas son las siguientes:

- 1) Multiplicación del torque hidráulicamente.
- 2) Mantiene la carga de potencia todo el tiempo.
- 3) Aplicación de la potencia en forma suave y progresiva.
- 4) Ajusta la potencia en forma mas eficiente a la carga.
- 5) Protege contra las cargas de choque al motor y al equipo.
- 6) Incrementa la vida del motor y del equipo.
- 7) Reduce la fatiga del conductor.

Algunas desventajas del uso de transmisiones automáticas son las siguientes:

- 1) Mayor consumo de combustible.
- 2) Menos eficiente en la transmisión de potencia que en una transmisión manual.
- 3) los rangos de multiplicación de torque son inadecuados.

Para vehículos pesados, la diferencia ideal de R.P.M. en cada cambio en la transmisión, varia de 100 a 500 R.P.M. para un buen desempeño tanto del vehículo como del motor y de la transmisión.

La transmisión y el eje trasero deben escogerse de acuerdo conforme a las especificaciones del fabricante. El torque y la capacidad de carga son determinados por el fabricante. La selección de estos componentes dependen tanto de la carga como del tipo de aplicación.

Otros puntos que deben de ser considerados en la selección correcta de la transmisión son:

- 1) Habilidad y entrenamiento del conductor.
- 2) Tipo de camión y aplicación.
- 3) Distancia entre ejes requerida por el vehículo.
- 4) Rendimiento y economía en el consumo de combustible.
- 5) Tipo de combustible.
- 6) Transmisión manual o automática.

Para obtener un máximo aprovechamiento de combustible y obtener el máximo desempeño del vehículo, la transmisión, el motor, el vehículo en general y el conductor, deben de estar perfectamente acoplados.

- *Velocidad del vehículo.*

Para obtener la velocidad del vehículo se requiere conocer las R.P.M. del motor a las cuales va a operar, las revoluciones de la llanta por distancia recorrida así como la reducción total del tren motriz dada por cualquier relación de la caja de transmisión así como la desmultiplicación del eje trasero.

La velocidad del vehículo se puede obtener mediante las siguientes expresiones:

$$\text{mph} = \frac{\text{R.P.M.} \times 60}{(\text{Rev. llanta/mi}) \times R} \quad (\text{Sist. ingles})$$

$$\text{km/hr} = \frac{\text{R.P.M.} \times 60}{(\text{Rev. llanta/km}) \times R} \quad (\text{S.I.})$$

Donde:

R = Reducción total de la transmisión y el eje trasero.

Tipo de llanta: 11 x 20 Rev./km = 301

Rev./mi = 489

La transmisión y el eje trasero proporcionan la relación de engranes necesaria para aprovechar la potencia útil del motor. Las relaciones de la transmisión deben de ser seleccionadas para mantener al motor el mayor tiempo posible en el rango de operación. El rango mas eficiente de operación de la maquina, es aquel en donde se produce la mayor potencia por galon de combustible consumido.

En la grafica de desempeño del motor se muestra el rango mas eficiente de operación. Nótese que este rango equivale a la velocidad crucero del vehículo.

- Selección de las relaciones de la transmisión en conjunto con el eje trasero.

1) Seleccionar las relaciones de la caja de transmisión de acuerdo a experiencias pasadas con unidades similares, o de acuerdo al desempeño de unidades similares de operación.

2) Las relaciones de la caja de transmisión deben de ser numéricamente rápidas para proporcionar la suficiente velocidad en caminos como autopistas (aproximadamente de 5 a 10 mph de la velocidad crucero del vehículo).

3) Las relaciones de la transmisión deben de ser numéricamente bajas para proporcionar el mejor funcionamiento en pendientes con las relaciones mas bajas y la máxima habilidad de arranque o despegue del vehículo bajo cualquier condición de operación.

La reducción total del tren de engranes es el equivalente a la función mas baja de cada componente.

Reducción total = (Rel.trans.)(Rel.aux.)(Rel.eje tras.)

4) El número de relaciones o escalonamientos requeridos para acelerar progresivamente el vehículo cargado. Estos escalonamientos deben de ser espaciados, no traslapados.

Los espaciamientos representan en porcentaje la separación entre los escalonamientos de los engranes de la caja de transmisión.

Espaciamiento = $\frac{\text{Reducción tot. en la sig. rel. baja esc.}}{\text{Reducción total en uso}}$

Espaciamiento = $\frac{\text{mph en uso}}{\text{mph en la sig. rel. baja}}$

Para obtener la flexibilidad ideal en la operación del vehículo, las relaciones seleccionadas en la caja de transmisión, deben de proporcionar una caída de R.P.M. razonables del motor entre la relación gobernada por el motor y la siguiente relación de cambio en la transmisión, en donde estas son las R.P.M. requeridas para realizar el cambio en la transmisión a la siguiente relación.

Caída de R.P.M. = R.P.M. rel. en uso/Espaciamiento

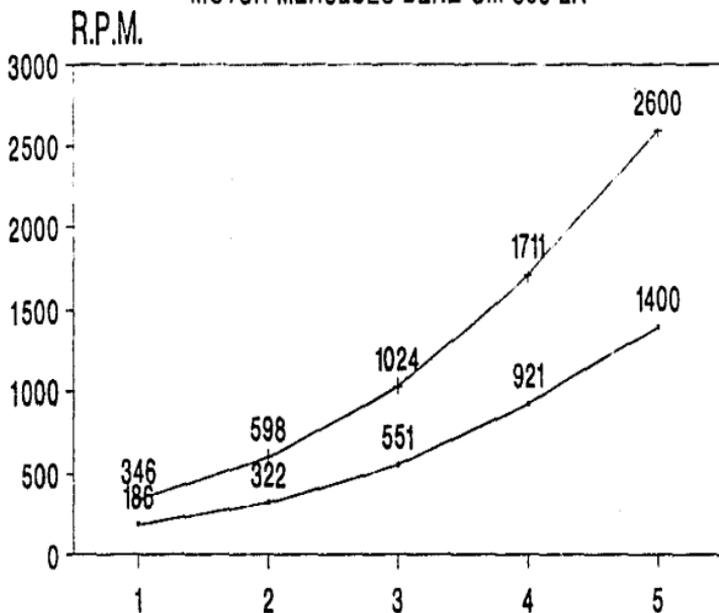
La diferencia de R.P.M. en cada cambio de transmisión esta dado por:

(R.P.M. rel. en uso) - (caída de R.P.M.)

TRANSMISION CLARK CL-551

CURVAS DE REDUCCION

MOTOR MERCEDES BENZ OM 366 LA



VELOCIDAD

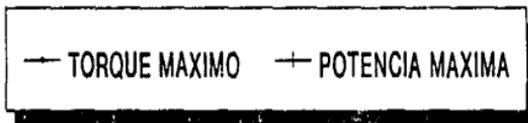


FIG. No. 6.3a

TRANSMISION CLARK CL-551

CURVAS DE DIFERENCIA DE R.P.M.

MOTOR MERCEDES BENZ OM 366 LA

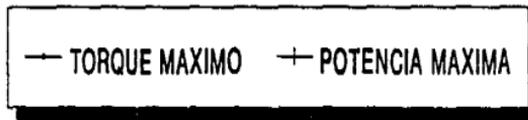
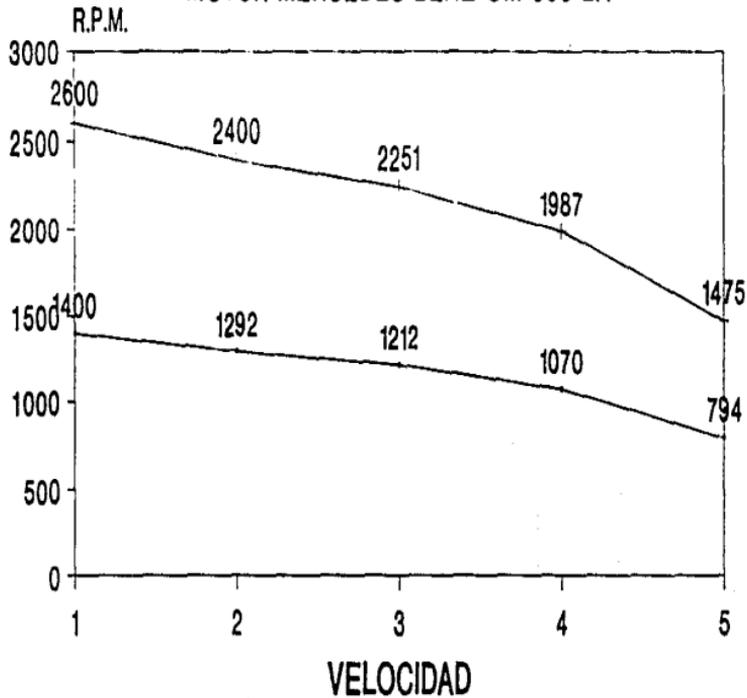


FIG. No. 6.9b

La transmisión disponible para un vehículo de estas características es la transmisión: CLARK CL-551.

Haciendo una tabla de relaciones de reducción, espaciamiento y caída de R.P.M. del conjunto motor-transmisión tomando en cuenta las revoluciones a las que se presenta el torque máximo (1400 R.P.M.) y la potencia máxima (2600 R.P.M.) como se muestran en las figura 6.3 .

7.- EJE TRASERO.

El eje trasero en un vehículo de carga pesada, es el que se encarga de transmitir el movimiento a las ruedas del vehículo.

El eje trasero es la parte del vehículo que mas sufre las condiciones del terreno y tiene varias funciones:

- 1) Soportar la carga.
- 2) Transmite la fuerza torsional transmitida por el motor, la transmisión y las flechas propulsoras a las ruedas traseras del camión por medio de cada uno de los componentes del eje trasero.
- 3) Multiplicación del par torsional por medio del diferencial.
- 4) Acción diferencial. El eje trasero absorbe las diferencias de velocidad de las llantas en el eje trasero cuando el vehículo se desplaza a través de una curva.

El eje trasero se clasifica en dos tipos:

- 1) Eje simple: Vehículo con un solo eje trasero.
- 2) Tandem: Vehículo con dos ejes traseros en dos modalidades; un eje con tracción y un eje sin tracción o los dos ejes con tracción.

También existen ejes traseros con una o dos relaciones; los ejes de dos relaciones se denominan también como eje dual.

En la selección del eje trasero deben de tomarse en cuenta los siguientes factores:

- 1) Peso de la carga que soportara el eje trasero.
- 2) Tipo de terreno.
- 3) Velocidad según el tipo de terreno.
- 4) Dimensiones y tipo de llantas.
- 5) Relación requerida por el eje trasero.
- 6) Relaciones de la transmisión.
- 7) Torque del motor.
- 8) Velocidad del motor.
- 9) Mantenimiento.
- 10) Habilidad del conductor.

La selección del eje trasero debe de considerar un acoplamiento de la relación del eje trasero con las diferentes relaciones de la transmisión para aprovechar al máximo la potencia del motor.

Normalmente la primera consideración en la selección del eje trasero, es el de elegir la relación correcta para alcanzar la velocidad tope deseada bajo carga. La velocidad optima deseada es la base para la determinación de los requerimientos de potencia para el vehículo cargado.

El resultado de reducir las R.P.M. del motor no solo nos proporciona menos potencia, sino que también proporciona una mayor economía en el consumo de combustible y costos más bajos de operación y mantenimiento, lo cual asegura un mayor tiempo de vida del motor.

El acoplamiento de la transmisión y el eje trasero debe de producir escalonamientos cercanos durante el periodo de aceleración, además de asegurar el funcionamiento del vehículo en cualquier terreno.

La relación de los engranes debe de ser la adecuada para que el vehículo inicie el movimiento o la marcha bajo cualquier condición.

La vida o duración de los ejes es clasificada de acuerdo a los diferentes tipos tipos de engranes.

1) Los engranes cónicos han sido siempre reemplazados por los engranes en espiral debido a que estos tienen mayor superficie de contacto que los anteriores, por lo que tienen una mayor capacidad de transmisión de torque a las llantas.

2) Los engranes hipoidales son similares a los a los engranes en espiral, con la diferencia de que los engranes hipoidales tienen mas superficie de contacto que los engranes en espiral; además los engranes hipoidales son mas silenciosos y mas resistentes. Los engranes hipoidales tienen mas del 30% de capacidad de torque con respecto a los engranes en espiral.

3) Los ejes con doble reducción proporcionan una gran reducción total, además de que este tipo de ejes aprovechan en forma ideal el torque pico del motor y permiten un mejor desarrollo de la transmisión. Estas características permiten un mejor funcionamiento del vehículo para arrancarlo con cargas muy pesadas en terrenos adversos.

4) Los ejes de dos velocidades proporcionan mas reducción, además de que duplican el número de velocidades contenidas en la caja de transmisión. Los ejes de dos velocidades o eje dual, proporcionan una relación alta para la velocidad tope del vehículo.

Una opción común es una transmisión de cinco velocidades con un eje trasero de dos velocidades, ya que se obtiene un buen espaciamento entre las relaciones de la transmisión, el peso es menor, el costo es menor en cuanto a combinaciones equivalentes de una transmisión de 10 velocidades y un eje trasero de una velocidad.

Para determinar el espaciamento en los ejes traseros de dos velocidades tenemos:

Relación baja - Relación alta - Diferencia

% de Espaciamento = $\frac{\text{Diferencia}}{\text{Rel. alta}}$

- *Ejes Tandem.*

Los ejes tandem proporcionan dos combinaciones de ejes traseros, ya sea que los dos transmitan movimiento a las ruedas o nada mas uno.

Las ventajas de este tipo de combinación son:

- 1) Gran capacidad de carga.
- 2) Mayor tracción.
- 3) Mayor flotación.
- 4) Mayor seguridad y mejor capacidad de frenado.
- 5) Mejor distribución de carga tanto en ejes, llantas y chasis.
- 6) Las cargas de choque disminuyen.

Las siguientes tablas y gráficas muestran el comportamiento del tren motriz con los siguientes componentes:

Eje trasero	BATTON	22221	2Vel.	Rel.	5.57/7.60:1
Eje trasero	BATTON	22221	2Vel.	Rel.	6.50/8.86:1
Transmisión	Clark	CL	-		551

EJE TRASERO EATON 22221 2 VEL. REL. 5.57/7.60:1

TRANSMISION RELACION ALTA: 5.57

VEL.	RELACION	REDUCCION		@ 1400 R.P.M.		@ 2600 R.P.M.		ESPACIA MIENTO	CAIDA DE R.P.M.	
		TOTAL	KM/HR.	M.P.H.	KM/HR.	M.P.H.	@ 1400 R.P.M.		@ 2600 R.P.M.	
1	7.52	41.886	6.599	4.101	12.255	7.616	-----		1400.00	2600.00
2	4.35	24.230	11.407	7.090	21.185	13.167	1.729		809.84	1503.99
3	2.54	14.148	19.536	12.142	36.281	22.549	1.713		817.47	1518.16
4	1.52	8.466	32.646	20.290	60.628	37.681	1.671		837.80	1555.91
5	1.00	5.570	49.622	30.840	92.155	57.274	1.520		921.05	1710.53

RELACION BAJA: 7.60

1	7.52	57.152	4.836	3.006	8.981	5.582	-----		1400.00	2600.00
2	4.35	33.060	8.360	5.196	15.526	9.650	1.729		809.84	1503.99
3	2.54	19.304	14.318	8.899	26.590	16.526	1.713		817.47	1518.16
4	1.52	11.552	23.926	14.870	44.434	27.616	1.671		837.80	1555.91
5	1.00	7.600	36.367	22.603	67.540	41.976	1.520		921.05	1710.53

RESUMEN

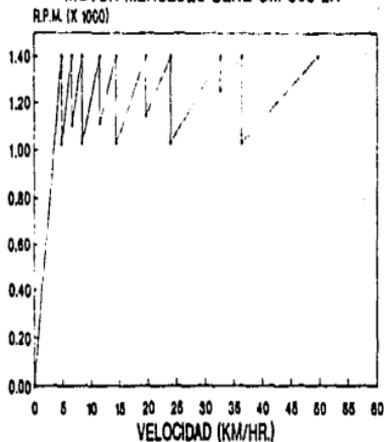
1	7.52	57.152	4.84	3.006	8.981	5.582	-----		1400.00	2600.00
		41.886	6.60	4.101	12.255	7.616	1.364		1026.05	1905.53
2	4.35	33.06	8.36	5.196	15.526	9.650	1.267		1104.99	2052.12
		24.229	11.41	7.090	21.185	13.167	1.364		1026.05	1905.53
3	2.54	19.304	14.32	8.899	26.590	16.526	1.255		1115.40	2071.46
		14.147	19.54	12.142	36.281	22.549	1.364		1026.05	1905.53
4	1.52	11.552	23.93	14.870	44.434	27.616	1.225		1143.13	2122.96
		8.4664	32.65	20.290	60.628	37.681	1.364		1026.05	1905.53
5	1.00	7.6	36.37	22.603	67.540	41.976	1.114		1256.73	2333.93
		5.57-	49.62	30.840	92.155	57.274	1.364		1026.05	1905.53

TABLA No. 7.1

TREN MOTRIZ

ESCALONAMIENTOS

MOTOR MERCEDES BENZ OM 366 LA

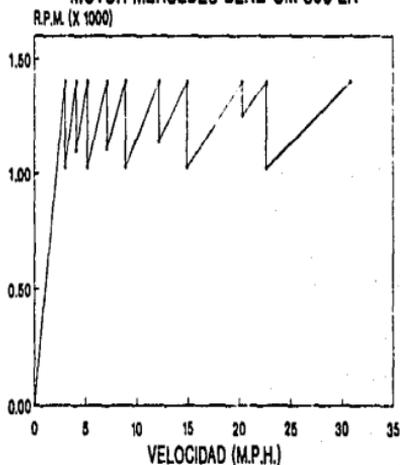


EJE EATON 22221 REL. 5.57/7.60:1

TREN MOTRIZ

ESCALONAMIENTOS

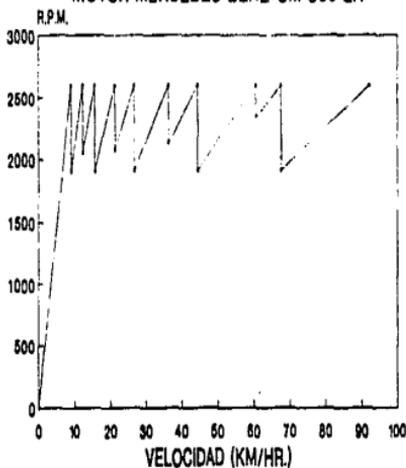
MOTOR MERCEDES BENZ OM 366 LA



EJE EATON 22221 REL. 5.57/7.60:1

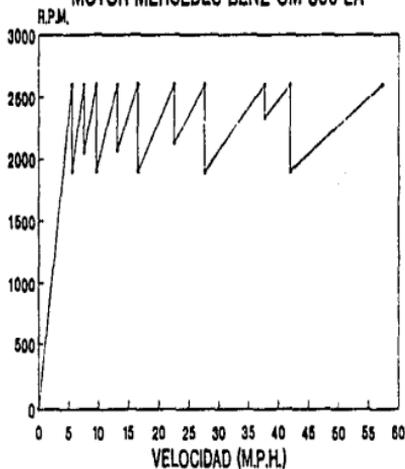
FIG. No. 7.1a

TREN MOTRIZ
ESCALONAMIENTOS
MOTOR MERCEDES BENZ OM 366 LA



EJE EATON 2221 REL. 5.57/7.60:1

TREN MOTRIZ
ESCALONAMIENTOS
MOTOR MERCEDES BENZ OM 366 LA



EJE 2221 REL. 5.57/7.60:1

FIG. No. 7.2a

EJE TRASERO EATON 22221 2 VEL. REL. 6.50:8.86:1

TRANSMISION RELACION ALTA: 6.50

VEL.	RELACION	REDUCCION		@ 1400 R.P.M.		@ 2600 R.P.M.		ESPACIA MIENTO @ 1400 R.P.M.	CAIDA DE R.P.M.	
		TOTAL	KM/HR.	M.P.H.	KM/HR.	M.P.H.	MIENTO @ 1400 R.P.M.		@ 2600 R.P.M.	
1	7.52	48.880	5.655	3.514	10.501	6.527	-----		0.00	0.00
2	4.35	28.275	9.775	6.075	18.154	11.283	1.729		809.84	1503.99
3	2.54	16.510	16.741	10.405	31.090	19.323	1.713		817.47	1518.16
4	1.52	9.880	27.975	17.387	51.954	32.289	1.671		837.80	1555.91
5	1.00	6.500	42.522	26.428	78.969	49.080	1.520		921.05	1710.53

RELACION BAJA: 8.86

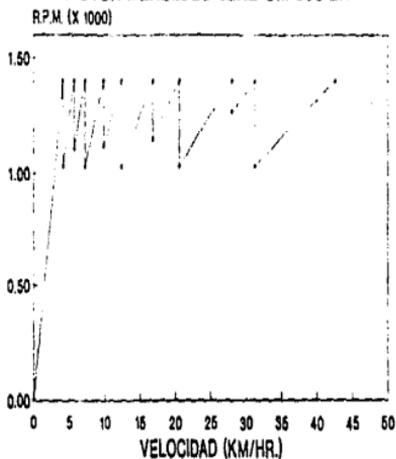
1	7.52	66.627	4.148	2.578	7.704	4.788	-----		0.00	0.00
2	4.35	38.541	7.171	4.457	13.318	8.277	1.729		809.84	1503.99
3	2.54	22.504	12.282	7.633	22.809	14.176	1.713		817.47	1518.16
4	1.52	13.467	20.523	12.755	38.115	23.689	1.671		837.80	1555.91
5	1.00	8.860	31.196	19.388	57.935	36.007	1.520		921.05	1710.53

RESUMEN

1	7.52	66.6272	4.15	2.578	7.704	4.788	-----		0.00	0.00
		48.88	5.65	3.514	10.501	6.527	1.363		1027.09	1907.45
2	4.35	38.541	7.17	4.457	13.318	8.277	1.268		1103.87	2050.05
		28.275	9.78	6.075	18.154	11.283	1.363		1027.09	1907.45
3	2.54	22.5044	12.28	7.633	22.809	14.176	1.256		1114.28	2069.37
		16.51	16.74	10.405	31.090	19.323	1.363		1027.09	1907.45
4	1.52	13.4672	20.52	12.755	38.115	23.689	1.226		1141.98	2120.82
		9.88	27.97	17.387	51.954	32.289	1.363		1027.09	1907.45
5	1.00	8.86	31.20	19.388	57.935	36.007	1.115		1255.47	2331.58
		6.5	42.52	26.428	78.969	49.080	1.363		1027.09	1907.45

TABLA No. 7.2

TREN MOTRIZ
ESCALONAMIENTOS
MOTOR MERCEDES BENZ OM 366 LA

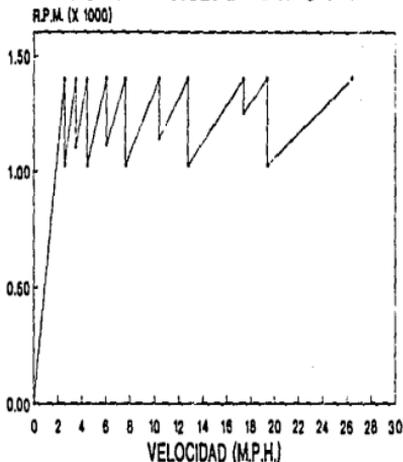


EJE EATON 22221 2 VEL. 6.50/8.86:1

e11

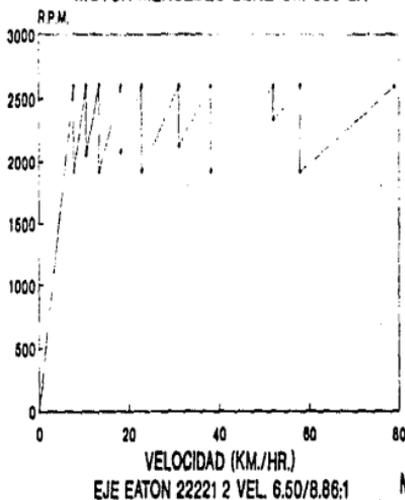
FIG. No. 7.3

TREN MOTRIZ
ESCALONAMIENTOS
MOTOR MERCEDES BENZ OM 366 LA



EJE EATON 22221 2 VEL. 6.50/8.86

TREN MOTRIZ
ESCALONAMIENTOS
MOTOR MERCEDES BENZ OM 366 LA



TREN MOTRIZ
ESCALONAMIENTOS
MOTOR MERCEDES BENZ OM 366 LA

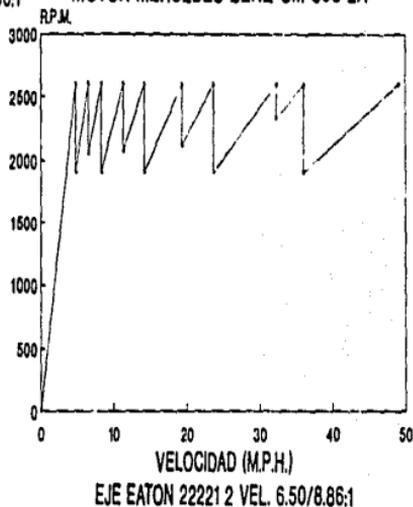


FIG. No. 7.4

8.- S U S P E N S I O N .

Las suspensiones de cualquier vehículo, sobretodo, en camiones pesados, deben de reunir las siguientes características:

- 1) Capacidad para soportar carga.
- 2) Articulación adecuada de los ejes trasero(s) y delantero en cualquier condición de terreno.
- 3) Suspensión lo suficientemente suave para la comodidad del conductor.
- 4) Capacidad de la suspensión para proporcionar seguridad en la conducción del vehículo.
- 5) Correcta alineación del tren motriz asegurando los componentes del mismo por medio de la suspensión.
- 6) Mantenimiento sencillo.
- 7) Suspensión ligera en peso.

El buen funcionamiento de la suspensión depende de las siguientes variables:

- 1) Distribución correcta de carga en el vehículo.
- 2) Límites razonables en la capacidad de carga de las muelles. Una capacidad excesiva en las muelles delanteras puede ocasionar una rigidez en la conducción del vehículo.
- 3) Correcto balance estático y dinámico de las llantas.
- 4) La geometría y balance de la dirección deben de ser las correctas.
- 5) Realizar inspecciones en la cabina, suspensión y en los ejes trasero(s) y delantero en caso de que el vehículo se vea afectado por las vibraciones.
- 6) Inspeccionar las flechas propulsoras en el caso de ángulos excesivos y las R.P.M. de las mismas.

Es importante considerar que la sobrecarga de 300 kg para este vehículo fue considerada como uniformemente distribuida, es decir, con un 20% de la distribución del peso de la carga sobre el eje delantero.

Otro punto a tomar en cuenta es la carga que incide sobre el eje delantero y sobre el eje trasero. A pesar de que la carga esta bien distribuida, la carga total excede la capacidad de ambos ejes. El material seleccionado para la suspensión (muelles), debe de ser el adecuado.

Además, una carga mal distribuida ocasionaría una sobrecarga adicional sobre cualquiera de los ejes. También debe de tomarse en cuenta el tipo de terreno donde el vehículo desarrolle su función de acuerdo a su aplicación. Una solución posible es el diseñar la suspensión para este tipo de efectos, además de tomar en cuenta la cargas dinámicas sobre el vehículo, por lo que la suspensión debe de soportar el exceso de carga de ambos ejes, además de asegurar de que la suspensión no sea tan rígida, lo cual podría ocasionar daños en ambos ejes.

La suspensión debe de reunir los siguientes requisitos:

- 1) Capacidad de sobrecarga en los ejes trasero y delantero.
- 2) Capacidad de resistencia tomando en cuenta la sobrecarga y las cargas dinámicas sobre el vehículo ocasionadas por el tipo de terreno.
- 3) La suspensión debe de ser lo suficientemente rígida para aguantar la sobrecarga y las cargas dinámicas y lo suficientemente elástica para que estas cargas no dañen los ejes delantero y trasero así como el funcionamiento del vehículo.

Las cargas dinámicas son ocasionadas por las siguientes causas:

- 1) Tipo de terreno: La suspensión absorbe las irregularidades del terreno
- 2) Frenado y aceleración: La muelle sufre cargas adicionales en la aceleración y sobretodo al frenar, ya que las muelles de la suspensión sufren cargas longitudinales y por consecuencia una deformación por torsión debida a la inercia del vehículo.
- 3) Vibraciones: La absorción de vibraciones por la suspensión son transmitidas al chasis. Las muelles de la suspensión deberan llevar amortiguadores tanto en el eje trasero como en el delantero para aminorar las vibraciones. Las muelles de la suspensión deben de resistir la frecuencia de resonancia a altas frecuencias.
- 4) Pendientes: Cuando el vehículo sube por una pendiente de alto grado, la carga sobre el eje trasero puede llegar a sobrepasar el límite de carga de las muelles de la suspensión. Lo mismo puede suceder en pendientes cuesta abajo. En algunos de estos casos también se recomienda una muelle auxiliar para cada muelle principal en el eje trasero.

8.1 Muelle.

- Características generales.

Las muelles, así como los demás tipos resortes, se utilizan para absorber y restaurar energía y después disiparla. Durante este proceso, el esfuerzo en el resorte, no debe de exceder un cierto máximo en el cual se puedan presentar fallas prematuras. Estas consideraciones limitan la cantidad de energía que puede ser restaurada por cualquier resorte (ver figura 8.1).

En el diseño de una muelle se deben de considerar dos partes:

- a) Parte activa de la muelle.
- b) Parte inactiva de la muelle.

La parte inactiva de la muelle abarca los ojos de la muelle, la sección que deben de ocupar los ojos, etc., mientras que la parte activa de la muelle abarca la longitud de sus hojas así como sus escalonamientos, ya que estos conforman lo que es la constante k del resorte.

Haciendo una pequeña comparación en cuanto a los resortes helicoidales y los resortes de hojas o muelles, la energía almacenada en el material activo en un resorte helicoidal de sección circular es de 2050 lb.plg/lb a 160000 psi, mientras que para una barra de torsión de sección circular es de 1570 lb.plg/lb (datos de S.A.E. Manual on Design and Application of Leaf Springs).

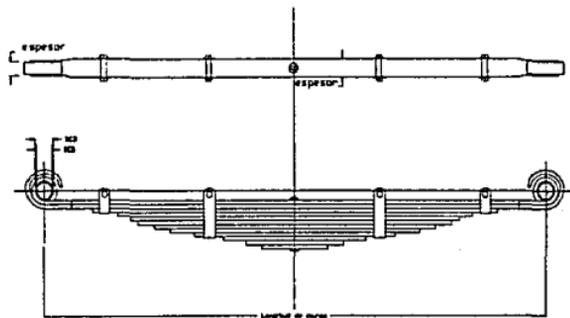
Esta comparación nos muestra que un resorte tipo muelle es más pesado que los demás tipos de resorte, pero la ventaja sobre los demás es que este resorte, además de utilizar toda su longitud como peso activo, también sirve como un miembro estructural, esto es, en la aplicación automotriz, y más específicamente en camiones pesados, como un soporte para los ejes trasero y delantero.

Las muelles fabricadas con muchas hojas generalmente se utilizan en vehículos que transportan cargas pesadas.

En las aplicaciones automotrices, las muelles no solo están sometidas a cargas verticales, sino también a cargas horizontales y a torque ocasionados por la aceleración y frenado del vehículo.

CARACTERISTICAS GENERALES DE LAS MUELLES

1.- MUELLE.



2.- MUELLE PRINCIPAL CON MUELLE DE REFUERZO.

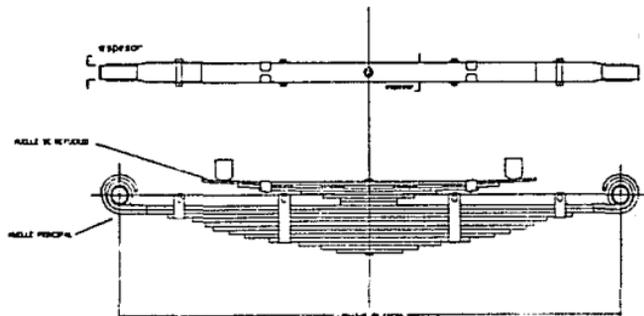


FIG. 81

151

Las características de los resortes de una suspensión son afectados basicamente por la constante del resorte k y la deflexión estática de la muelle.

La contante k del resorte es la diferencia de carga por unidad de longitud de deflexión de la muelle, y no es la misma para todas las posiciones del resorte y es diferente para el resorte libre y para el resorte instalado.

La deflexión estática de un resorte equivale a la carga estática dividida por la constante del resorte en carga estática; esto nos determina la rigidez de la suspensión y el rango de frecuencia del vehículo.

Para diseñar la suspensión debe de tomarse en cuenta lo siguiente:

- 1) Un resorte demasiado flexible tendra una deflexión total y sera más pesado.
- 2) En diversas ocasiones un resorte demasiado flexible ocasionaría demasiado golpeteo por lo que requeriría una carrera mas larga.
- 3) Los cambios de altura en el vehículo se hacen mas notables con un resorte demasiado flexible.

La defelxión estática utilizada depende del espacio disponible o de la carrera de la muelle, además del tamaño del vehículo, teniendo en consideración la estabilidad, aceleración, frenado, etc.

El peso de un resorte a un esfuerzo máximo dado, está determinado por la energía que este pueda almacenar. Esta energía se representa por el área bajo la línea en el diagrama carga deflexión de acuerdo a las características de la muelle requerida tanto para el eje delantero como para el eje trasero.

Datos generales.- Muelle semielíptica.

	Delantera	Trasera
Flexion máxima	7 plg	7 plg
Deflexión estática	3.5 plg	3.5 plg
Distancia entre ojos	54 plg	54 plg
Espesor	4 plg	3 plg
Carga de diseño	8800 lb	14300 lb
Diámetro de ojos	1 plg	1.25 plg
Longitud plana	64 plg	64 plg
Constante del resorte		
$K = P/f$	1257.14 lb/plg	2042.86 lb/plg

Con respecto a los datos generales de la muelle se puede determinar, conforme a la deflexión estática y el claro libre la rigidez de la muelle, es decir, a una carga dada, si la deflexión estática es mayor al claro libre, se obtendrá un resorte muy flexible, por el contrario, si tenemos una deflexión estática menor que el claro libre, se obtendrá un resorte muy rígido.

Para el caso de aplicaciones automotrices, ambos extremos podrían resultar con consecuencias tales como fallas en las carrocerías y vibraciones excesivas, esto también tendría efectos inclusive de fallas prematuras en el caso de un resorte muy flexible, o de daños a la carrocería y componentes de la suspensión en el caso de un resorte muy rígido.

- Nomenclatura.

- 1) Longitud de carga: Distancia entre los centros de los ojos de la muelle cuando esta esta deflexionada a una posición específica.
- 2) Longitud plana: Distancia entre los ojos de la muelle con la hoja principal en longitud plana.
- 3) Número de hojas: Las hojas de la muelle son designadas comenzando desde la hoja principal, la cual es la número 1, y así hasta llegar al número de hojas seleccionado por la muelle. Las muelles auxiliares se consideran por separado.
- 4) Altura total de la muelle y apertura: La altura total de la muelle se toma desde la distancia que hay desde el centro del ojo hasta la hoja más corta de la muelle.

La apertura es la distancia que existe entre la hoja principal de la muelle y el centro del ojo.

- 5) Claro libre: El claro libre es la diferencia entre la apertura y la altura de la muelle con carga de diseño aplicada, en donde la muelle se deflexiona al ser instalada en el vehículo.
- 6) Longitud del asiento: La longitud del asiento, físicamente, esta acoplado a la muelle cuando esta se instala en un vehículo a la altura de diseño. Normalmente es mayor a la longitud inactiva, o a la longitud de la grapa.
- 7) Longitud de la grapa. Es la longitud requerida por la grapa para sujetar las hojas de la muelle en las partes inactivas de la misma.

8) Camber: El camber se define como la altura del arco producido por la hoja principal de la muelle. El camber puede ser positivo o negativo de acuerdo a la apertura.

9) Curvatura: La curvatura ($1/R$) es el recíproco del radio de curvatura. La curvatura de la muelle en la posición plana es cero. La curvatura es considerada positiva en dirección del aumento de carga, lo cual implica que una curvatura positiva implica un camber negativo.

1) Secciones de la muelle.

Las secciones de las hojas son sujetas a tolerancias como se muestra en la tabla.

Estas secciones normalmente están disponibles con las siguientes dimensiones de anchura (plg):

1.75	2.50	4.00
2.00	3.00	5.00
2.25	3.50	6.00

El espesor para estas secciones es el especificado conforme a lo siguiente (espesor en plg):

0.194	0.262	0.360	0.499	0.702	0.999
0.204	0.276	0.380	0.527	0.744	1.061
0.214	0.291	0.401	0.558	0.788	1.127
0.225	0.307	0.423	0.590	0.836	1.197
0.237	0.323	0.447	0.625	0.887	1.273
0.249	0.341	0.473	0.662	0.941	1.354
					1.440

Estas secciones llegan a presentar desde un 5% de incremento en el espesor de vehículos automotrices pequeños, hasta un 6% o 6.5% en vehículos pesados.

Las fallas en las hojas de las muelles comienzan con la ruptura de las secciones sometidas a tensión. Para disminuir este tipo de fallas, se han desarrollado secciones en las cuales el eje de simetría queda muy cerca de las secciones en tensión (ver figura 8.2).

- Acabados en las hojas.

1) Cuadrado.

Este tipo de acabados son los más baratos y los más fáciles de producir para muelles automotrices, pero normalmente causa concentraciones de fuerzas entre los escalonamientos y más fricción que

las hojas laminadas o afiladas. Este tipo de acabado nos da una aproximación mala de lo que sería una muelle con esfuerzos uniformes entre sus hojas, además de que sería mas pesada de lo necesario.

2) Punta de diamante.

Este tipo de acabados nos da una aproximación mucho mejor a una distribución uniforme de esfuerzos ya que se desecha el material sobrante.

3) Laminado y afilado.

Este acabado se aproxima mas a lo que sería una distribución de esfuerzos ideal. Los contornos de las hojas son controlados al desbastar o al redondear los bordes durante la operación de laminado. Este acabado reduce la fricción entre las hojas de la muelle.

4) Laminado, afilado y recortado.

Este acabado se comporta en forma similar al anterior, excepto en que el contorno es controlado o procesado despues del proceso de laminado, además de que se tiene la ventaja de que tiene una mayor área de contacto y por lo tanto una mejor distribución de esfuerzos.

Ver figura 8.2 .

- Ojos de la muelle y acabados.

1) Ojo invertido hacia arriba.

Este tipo de construcción es la mas utilizada. Si se requiere una segunda hoja, puede ser incluida para dar un soporte a la hoja.

2) Militar.

En este tipo de diseños siempre se utiliza una segunda hoja de refuerzo, en donde la construcción del refuerzo del ojo, también se calcula como un ojo bajo cargas de diseño. Este diseño sirve para casos de emergencia como soporte en el caso de que el ojo de la hoja principal sufra alguna ruptura. Este tipo de diseño se utiliza principalmente en aplicaciones militares en donde el servicio de operación de la unidad es muy severo.

3) Ojo invertido hacia abajo.

Este tipo de diseño es utilizado algunas veces porque produce movimiento en la suspensión, lo cual mejora el control direccional. En caso de que se requiera un soporte en el ojo a través de la segunda hoja de la muelle, esta construcción no es recomendable.

4) Montaje con extremo plano.

Este tipo de construcción se utiliza con aislamiento de caucho, aunque son provistos por un soporte en T para la presencia de fuerzas longitudinales que se puedan presentar en la muelle.

1- SECCIONES DE LAS HOJAS DE LA MUELLE

Superficie en traves

Superficie en sentido

SECCION PLANA

SECCION MANGADA

SECCION DE CORTE PARALELO

2- ACABADOS EN LAS HOJAS DE LA MUELLE

A) CUERDADA

B) PUNTA DE DIAMANTE

3- OJOS DE LA MUELLE Y ACABADOS.

C) LIGADO Y AFILADO

D) LIGADO AFILADO Y MEDIANO

E) OJO SIN PUNTERA POR DENTRO

F) OJO SIN PUNTERA POR FUERA

G) OJO SIN PUNTERA

H) OJO SIN PUNTERA CON UNO DE LOS EXTREMOS PLANOS

I) OJO SIN PUNTERA

J) OJO SIN PUNTERA

FIG. 82

101

5) Berlin.

La carga longitudinal es aplicada sobre el eje central de la hoja principal, reduciendo la tendencia de sujeción al ojo.

6) Reforzado.

La segunda hoja de la muelle se utiliza como refuerzo alrededor de la hoja principal de la muelle en este tipo de construcción, a un punto aproximadamente de 30° del eje vertical del centro del ojo de la muelle. Este tipo de construcción es utilizada cuando las tolerancias no permiten el uso de una construcción militar del ojo de la muelle. Este refuerzo no resulta tan efectivo como el de construcción militar en el caso de ruptura en el ojo de la muelle.

7) Soldado.

Los ojos también pueden ser soldados para mejorar los esfuerzos. La soldadura debe realizarse antes de iniciar el tratamiento térmico de la muelle.

Ver figura 8.2 .

Soportes de la muelle.

1) Bujes roscado.

Este tipo de construcción ha sido reemplazado por bujes con aislamiento de caucho. Las ventajas de este tipo de buje son:

Toma las cargas laterales al igual que las cargas verticales, retiene el lubricante y se evita la suciedad mejor que los bujes sin rosca, por lo que requiere de lapsos de lubricación menos frecuentes.

Las medidas que se utilizan generalmente van desde 9/16" a 1 1/2" de diámetro. Las cargas de presión van arriba de los 1000 psi en el área proyectada con carga normal.

2) Bujes autolubricados.

Diferentes diseños y materiales han sido incluidos en este tipo de bujes tanto en automóviles como en camiones ligeros. Estos vehículos con este tipo de bujes son silenciosos en su suspensión. Algunos tipos de estos bujes soportan presiones de más 1200 psi en el área proyectada con carga normal.

3) Bujes lisos.

Este tipo de apoyo normalmente es de bronce y es utilizado en vehículos comerciales como automóviles y camiones ligeros. Este tipo de buje o apoyo son fáciles de fabricar y de fácil servicio, y dan un

servicio satisfactorio mientras sean regularmente lubricados. El espesor de la pared es de normalmente 0.12 plg. Las cargas de presión varían entre 500 psi a 1000 psi en el área proyectada con carga normal.

4) Bujes con aislamiento de caucho o hule.

La flexibilidad de estos apoyos aminoren en un porcentaje bastante considerable el ruido, pero el efecto que la flexibilidad produce en el funcionamiento del vehículo debe de ser considerada.

- Perno central.

El perno central es utilizado para mantener todas las hojas de la muelle juntas, además la cabeza del perno central es utilizada como perno localizador durante la instalación de la muelle en el vehículo.

En muchos casos los pernos centrales son sometidos a grandes esfuerzos en la manipulación y servicio de la muelle instalada en el vehículo. Por lo tanto, es necesario usar pernos con altas propiedades mecánicas.

Normalmente el material de la muelle que se localiza en el área del perno central es inactiva, cuando la muelle es instalada en el vehículo. El diámetro del perno central no debe de ser demasiado grande en relación con el espesor de las hojas de la muelle.

Es indispensable eliminar los esfuerzos cortantes en el perno debido a los efectos de manejo como aceleración y frenado en vehículos pesados.

- Grapas o abrasaderas centrales.

La abrasadera central proporciona sujeción permanente entre las hojas de la muelle.

La función principal de la abrasadera central es la de sujetar firmemente las hojas de la muelle en los asientos, para prevenir rupturas o fallas en las hojas a través del perno central, además de prevenir la ruptura del mismo debido a esfuerzos cortantes durante el servicio de la muelle.

Una longitud excesiva de la abrasadera provocaría una disminución en la longitud activa de la muelle y desperdicio de material. La longitud de la abrasadera normalmente es de un 8% al 15% de la longitud de la muelle.

• Grapas o abrasaderas de alineación.

Estas grapas se utilizan para delimitar la separación vertical de las hojas de la muelle así como su desplazamiento longitudinal durante la flexión de la muelle.

1) Abrasadera con perno.

Esta abrasadera se utiliza para sujetar las hojas de muelles muy pesadas. El espacio libre entre la hoja y el perno debe de ser suficiente para que la hoja principal pueda alargarse y contraerse por la carga a la que es sometida la muelle en el vehículo y evitar así concentración de esfuerzos junto a los ojos de la muelle. Normalmente se encuentran en las siguientes medidas (plg): 0.19 x 0.75, 0.25 x 1, 0.25 x 1.25, 0.31 x 1.25 y 0.38 x 1.50.

2) Abrasadera con remache.

Este tipo de abrasadera se utiliza en donde las tolerancias en el espacio libre son limitadas. Las medidas usualmente utilizadas son las siguientes: 0.19 x 0.75" y 0.25 x 1.00".

3) Abrasadera en forma de caja de una sola pieza.

Esta abrasadera puede ser utilizada con o sin una placa de caucho o hule. Normalmente la medida de estas abrasaderas es de 0.094 x 1.00".

4) Abrasadera en forma de caja de dos piezas.

Esta abrasadera es mas resistente que la anterior, y además provee un claro libre mayor para todas las hojas de la muelle. Al igual que la abrasadera anterior, también se encuentra en la siguiente medida: 0.094 x 1.00".

5) Abrasadera con seguro.

Esta Abrasadera también se encuentra en la siguiente medida: 0.094 x 1.00 y puede ser utilizada con o sin placa de caucho sobre la hoja principal de la muelle.

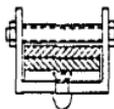
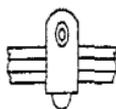
6) Abrasadera con doble seguro.

Es similar a la anterior, excepto en que tiene un doble seguro sobre la superficie de la hoja de la muelle.

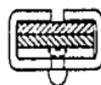
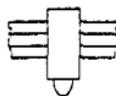
7) Abrasadera de correa.

Esta abrasadera tiene bujes de caucho o de hule en los cuatro lados de la muelle. La abrasadera es de 0.020 x 0.62" de acero inoxidable.

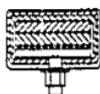
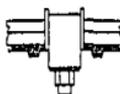
GRAPAS □ ABRASADERAS DE ALINEACION



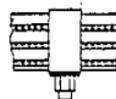
A. Abrasadera con perno



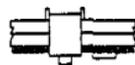
B. Abrasadera con remache



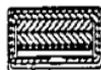
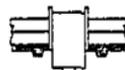
C. Abrasadera en forma de caja de una sola pieza



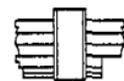
D. Abrasadera en forma de caja de dos piezas



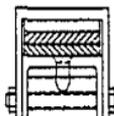
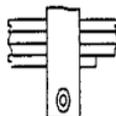
E. Abrasadera con seguro



F. Abrasadera con doble seguro



G. Abrasadera de correa



H. Abrasadera invertida

8) Abrasadera invertida.

Esta abrasadera se utiliza en muelles pesadas en donde el claro libre entre las hojas resulta problemático. Normalmente se encuentran en medidas desde 1.00 x 0.25" o de

1.25 x 0.25" (ver figura 8.3) .

El material con el cual son fabricados las muelles de la suspensión son los siguientes.

1) S.A.E.

S.A.E. 9260	S.A.E. 5160
S.A.E. 4068	S.A.E. 51360
S.A.E. 4161	S.A.E. 6150
S.A.E. 8660	

2) D.B.L.

Norma D.B.L. 9020.00 - Espesor de hoja de la muelle.

Materiales.

60 SiCr 7, 55 Cr 3, 50 CrV 4, y 51 CrMoV 4.

Tipo de acero	Espesor max. de placa	
60 SiCr 7	16 mm	0.6299 plg
55 Cr 3	20 mm	0.7848 plg
50 CrV 4	30 mm	1.1811 plg
51 CrMoV 4	40 mm	1.5748 plg

Características mecánicas del material.

Material	Resistencia a la tracción	
60 SiCr 7	1280-1480 N/mm ²	185647-214655 psi
55 Cr 3	1280-1480 N/mm ²	185647-214655 psi
50 CrV 4	1280-1570 N/mm ²	185647-227708 psi
51 CrMoV 4	1280-1570 N/mm ²	185647-227708 psi

Módulo de elasticidad E = 29 x 10⁶ psi.

Para el cálculo de muelles se tienen las siguientes fórmulas según

S.A.E. J778a:

Muelle semielíptica simétrica.

1.- Constante del resorte (lb/plg).

$$k = \frac{W N (1000t)^3}{12 L^3}$$

2.- Espesor de las hojas de acuerdo a la deflexión. (plg)

$$t = \frac{1}{1000} \sqrt{\frac{L^2 S}{125000}}$$

3.- Esfuerzo debido a la deflexión. (psi)

$$S = 125000(1000tf) / L^2$$

4.- Peso activo necesario. (lb)

$$\text{Peso} = \frac{15900fl^2}{s^2} k$$

Donde:

L = Longitud activa de la muelle (plg).

w = Ancho de las hojas (plg).

t = Espesor de las hojas (plg).

k = Constante del resorte (lb/plg)

f = deflexión (plg).

S = Esfuerzo (psi).

N = Número de hojas.

El material seleccionado para las muelles de la suspensión es el de la norma D.B.L. 9020.00 con las siguientes características:

Material: Acero 50 CrV 4.

Resistencia a la tracción: 1570 N/mm² (227708 psi)

Calculando el esfuerzo de diseño tenemos:

$\sigma_d = \sigma_u/n$, donde n es el factor de diseño o seguridad.

Para carga repetitiva variable n = 2.

$$\sigma_d = \frac{227708}{2} \text{ psi} = 113854 \text{ psi} = 114000 \text{ psi}$$

$$\sigma_d = \frac{1570}{2} \text{ N/mm}^2 = 785 \text{ N/mm}^2$$

8.2 Suspensión delantera.

Los datos para el cálculo de la suspensión delantera son los siguientes:

Capacidad del eje delantero: 5454 kg (12000 lb)

Carga de diseño sobre el eje delantero: 8000kg = 78288.68N (17600 lb).

Carga de diseño en cada muelle: 4000 kg = 39144.34 N (8800 lb)

Dimensiones:

Longitud activa: 1371.6 mm (54 plg) instalación.

Longitud plana: 1625.6 mm (64 plg).

Deflexión estática: 88.9 mm (3.5 plg).

Deflexión máxima: 177.8 mm (7 plg).

Calculando con respecto a los datos anteriores tenemos:

1) Encontrar el espesor permisible de la fórmula 2.

$$t = \frac{1}{1000} \frac{(54 \text{ plg})^2 (114000 \text{ psi})}{(125000)} = 0.3799 \text{ plg} = 9.65 \text{ mm}$$

Calculando la constante del resorte tenemos:

$$k = P = 8890 \text{ lb} = 1257.14 \text{ lb/plg} = 220.16 \text{ N/mm}$$

f 7 plg

2) El siguiente paso es determinar el número de hojas necesarias para que la muelle delantera soporte la carga.

$$\text{De la fórmula 1: } k = \frac{WN (1000t)^3}{12 L^3}$$

$$\text{Despejando } N \text{ tenemos: } N = \frac{12kL^3}{w (1000t)^3}$$

$$N = \frac{12(1257.14 \text{ lb/plg})(54 \text{ plg})^3}{4 [(1000)(0.3799 \text{ plg})]^3} = 10.8312 \text{ hojas}$$

Para el cálculo de la muelle se utilizaran $N = 11$ hojas.

3) Cálculo del peso activo del resorte según la fórmula 4.

$$\text{Peso} = \frac{[(5000)(7 \text{ plg})]^2 (1257.14 \text{ lb/plg})}{(114000 \text{ psi})^2}$$

$$\text{Peso} = 53.86 \text{ kg}$$

Calculando el peso con respecto a las dimensiones:

$$\text{Peso} = \frac{(0.283 \text{ lb/plg})(0.380 \text{ plg})(11)(54 \text{ plg}/2)(4 \text{ plg})}{1.08}$$

$$\text{Peso} = 118.2940 \text{ lb} = 53.77 \text{ kg}$$

Donde el espesor total de la muelle es de:

$$(0.380 \text{ plg})(11) = 4.18 \text{ plg.}$$

Calculando el porcentaje de diferencia en el peso activo calculado:

$$e = \frac{(118.4977 \text{ lb} - 118.2940 \text{ lb})}{118.4977 \text{ lb}} \times 100 = 0.1719\%$$

El espesor mas aproximado al calculado $t = 0.3799$ plg según la tabla de espesores recomendados, es:

$$t = 0.380 \text{ plg} = 11.35 \text{ mm.}$$

El porcentaje del peso activo calculado anteriormente de los dos metodos, nos da una diferencia en porcentaje de 0.1719%, el cual es mas que aceptable para proseguir con el cálculo de la muelle delantera.

Como la muelle va a tener escalonamientos de hojas con diferente espesor o con el mismo espesor, el escalonamiento debe ser proporcional a at^3 .

$$\text{En este caso: } Nt^3 = \sum t^3$$

Por lo tanto tenemos:

$$Nt^3 = (10.8312)(0.3799)^3 = 0.59386$$

Para aproximar a una muelle con $Nt^3 = 0.59386$ se debe realizar por medio del metodo de prueba y error, por lo que tendremos:

Primera iteración.

Hoja No	Medida (plg)	t3	$\sum t3$
1 - 9	0.401	0.06448	0.580331

$\sum t3 = 0.580331$ es proporcional a $Nt3 = 0.59386$

La diferencia en porcentaje es la siguiente:

$$e = \frac{0.59386 - 0.580331}{0.59386} \times 100 = 2.28\%$$

La diferencia entre ambos resortes es del 2.28%, lo cual es aceptable para proseguir con los cálculos.

El factor de rigidez de la muelle esta dado por la siguiente fórmula: $(1 + n/2N)$

El factor de rigidez mas comunmente usado para el diseño de muelles es de 1.08 (según S.A.E.), donde:

n = Número de hojas completas.

N = Número total de hojas.

Entonces, para la muelle delantera tendremos:

$$n = 1$$

$$N = 9$$

$$\text{Factor de rigidez: } 1 + \frac{1}{2(9)} = 1.055$$

El porcentaje de diferencia es de:

$$e = \frac{1.08 - 1.055}{1.08} \times 100 = 2.31\%$$

El porcentaje de diferencia es aceptable, puesto que el máximo porcentaje permisible de diferencia es del 5%, por lo que no, es necesario hacer ninguna corrección.

Distribución de esfuerzos entre hojas.

El esfuerzo en cada hoja de la muelle esta dado por la siguiente

$$\text{fórmula: } \sigma = \frac{6L_A t P_A}{W \sum t^3}$$

Como la muelle delantera es un tipo de muelle semiéptica simétrica, $P_A = 1/2 P$ y $L_A = 1/2 L$, tendremos:

$$\sigma = \frac{3L_t P}{2W \sum t^3}$$

pero $L = L_{\text{total}} - D$

$$\text{entonces } L = 54 \text{ plg} - 1 \text{ plg} = 53 \text{ plg}$$

Sustituyendo en la fórmula:

$$u = \frac{1(52 \text{ plg})(8800 \text{ lb})}{2(4 \text{ plg})(0.580331)} t = 101379.7 t$$

Calculando el esfuerzo que soporta cada hoja tenemos:

Hoja No	Medida (plg)	S (6000 psi)	S (8800 psi)
1 - 9	0.401	82400.0	120853.3

SUSPENSION DELANTERA.					
HOJA	t	I ²	Sa	SaI ²	
1	0.401	0.160801	-10000	-1608.01	
2	0.401	0.160801	-8000	-1286.41	
3	0.401	0.160801	-6000	-964.81	
4	0.401	0.160801	-4000	-643.20	
5	0.401	0.160801	3000	482.40	
6	0.401	0.160801	4000	643.20	
7	0.401	0.160801	6000	964.81	
8	0.401	0.160801	7000	1125.61	
9	0.401	0.160801	8000	1286.41	
					0.00

SUSPENSION DELANTERA.					
ESFUERZO EN CADA HOJA					
HOJA	t	I ²	S (6000) psi	S (8800) psi	
1	0.401	0.160801	72400	110853	
2	0.401	0.160801	74400	112853	
3	0.401	0.160801	76400	114853	
4	0.401	0.160801	78400	116853	
5	0.401	0.160801	85400	123853	
6	0.401	0.160801	86400	124853	
7	0.401	0.160801	88400	126853	
8	0.401	0.160801	89400	127853	
9	0.401	0.160801	90400	128853	

SUSPENSION DELANTERA.						
ESCALONAMIENTO						
HOJA	t	I ²	Si ² (8800) psi	ESCALONAMIENTO	LONGITUD	
1	0.401	0.160801	17825.27	2.7008	27.0000	
2	0.401	0.160801	18146.88	2.7495	24.2992	
3	0.401	0.160801	18468.48	2.7983	21.5497	
4	0.401	0.160801	18790.08	2.8470	18.7514	
5	0.401	0.160801	19915.69	3.0175	15.9044	
6	0.401	0.160801	20076.49	3.0419	12.8869	
7	0.401	0.160801	20398.09	3.0906	9.8450	
8	0.401	0.160801	20558.89	3.1150	6.7543	
9	0.401	0.160801	20719.69	3.1394	3.6394	
			174899.55			

T A B L A No. 8.1

K¹

Los esfuerzos de ensamble S_a pueden ser escogidos mas o menos en forma arbitraria y la suma $\sum S_a^2$ debe ser igual a cero, es decir:

$$\sum S_a^2 = 0$$

(Ver tabla 8.1).

8.3 Suspensión trasera.

Para el cálculo de la muelle de la suspensión trasera se tienen los siguientes datos:

Capacidad del eje trasero: 10000 kg (22000 lb).

Carga de diseño sobre el eje trasero: 13000 kg = 127219.11 N (28600 lb)

Carga de diseño en cada muelle: 6500 kg = 63609.55 N (14300 lb)

Dimensiones:

Longitud activa: 1371.6 mm (54 plg)

Ancho: 76.2 mm (3.0 plg)

Longitud plana: 1625.6 mm (64 plg)

Deflexión estática: 88.9 mm (3.5 plg)

Deflexión máxima: 177.8 mm (7.0 plg)

Calculando con respecto a los datos anteriores tenemos:

1) Cálculo del espesor permisible según la fórmula 2.

$$t = \frac{1}{1000} \frac{(54 \text{ plg})^2 (114000 \text{ psi})}{(7 \text{ plg}) (125000)} = 0.3799 \text{ plg} = 9.65 \text{ mm}$$

Calculando la constante del resorte tenemos:

$$k = \frac{P}{f} = \frac{14300 \text{ lb}}{8 \text{ plg}} = 2042.86 \text{ lb/plg} = 357.76 \text{ N/mm}$$

2) Número de hojas necesarias para que la muelle soporte la carga.

De la fórmula 1, despejando N tenemos:

$$N = \frac{12(2042.86 \text{ lb/plg})(54 \text{ plg})^3}{(3 \text{ plg}) (1000(0.3799 \text{ plg}))} = 23.47$$

Se utilizaran 24 hojas.

3) Cálculo del peso activo según la fórmula 4.

$$\text{Peso} = \frac{(50999)(17 \text{ plg})^2 (2042.86 \text{ lb/plg})}{(114000 \text{ psi})} = 192.56 \text{ lb}$$

$$\text{Peso} = 192.56 \text{ lb} = 87.53 \text{ kg}$$

Calculando el peso activo con respecto a las dimensiones tenemos:

$$\text{Peso} = (0.283 \text{ lb/plg})(2.3799 \text{ plg})(24)(54 \text{ plg}/2)(1 \text{ plg})$$

1.08

$$\text{Peso} = 193.52 \text{ lb} = 87.96 \text{ kg}$$

Donde el espesor total de la muelle es:

$$(24)(0.3799 \text{ plg}) = 9.12 \text{ plg} = 231.65 \text{ mm}$$

Calculando el porcentaje de diferencia en el peso activo calculado tenemos:

$$e = \frac{123.52 \text{ lb} - 192.56}{192.56 \text{ lb}} \times 100 = 0.4985\%$$

Según la tabla de espesores, para $t = 0.3799 \text{ plg}$ corresponde un espesor de $t = 0.380 \text{ plg}$.

El porcentaje de diferencia en el peso activo es de 0.4985% el cual es aceptable para seguir avanzando con el cálculo de la muelle trasera.

Como la muelle va a tener escalonamientos de hojas con diferente espesor o con el mismo espesor, el escalonamiento debe ser proporcional a t^3 .

$$\text{En este caso: } Nt^3 = \sum t^3$$

Por lo tanto tenemos:

$$Nt^3 = (23.47)(0.3799)^3 = 1.2868$$

Para aproximar a una muelle con $Nt^3 = 0.59386$ se debe realizar por medio del método de prueba y error, por lo que tendremos:

Primera iteración.

Hoja No	Medida (plg)	t^3	$\sum t^3$
1 - 15	0.499	0.1243	1.8638

Segunda iteración.

Hoja No	Medida (plg)	t^3	$\sum t^3$
1 - 15	0.447	0.08931	1.33972

Tercera iteración.

Hoja No	Medida (plg)	t^3	$\sum t^3$
1 - 15	0.423	0.07569	1.1353

La segunda iteración es la que mas se aproxima al resultado:

$$\sum t^3 = 1.33972 \text{ es proporcional a } Nt^3 = 1.2868$$

La diferencia en porcentaje es la siguiente:

$$e = \frac{1.33972 - 1.2868}{1.2868} \times 100 = 4.11\%$$

El porcentaje de diferencia es aceptable, por lo que se pueden proseguir los cálculos de la muelle trasera.

El factor de rigidez de la muelle esta dado por la siguiente fórmula: $(1 + n/2N)$

El factor de rigidez mas comunente usado para el diseño de muelles es de 1.08 (según S.A.E.), donde:

n = Número de hojas completas.

N = Número total de hojas.

Entonces, para la muelle delantera tendremos:

n = 1

N = 15

Factor de rigidez: $1 + \frac{2}{2(15)} = 1.067$

El porcentaje de diferencia es de:

$$e = \frac{1.08 - 1.067}{1.08} \times 100 = 1.235\%$$

El porcentaje de diferencia es aceptable, puesto que el máximo porcentaje permisible de diferencia es del 5%, por lo que no, es necesario hacer ninguna corrección.

Distribución de esfuerzos entre hojas.

El esfuerzo en cada hoja de la muelle esta dado por la siguiente fórmula:

$$\sigma = \frac{6L_A t P_A}{W S t^3}$$

Como la muelle delantera es un tipo de muelle semiéptica simétrica, $P_A = 1/2 P$ y $L_A = 1/2 L$, tendremos:

$$s = \frac{3L t P}{2W \sum t^3}$$

pero $L = L_{total} - D_{ojc}$

entonces: $L = 54 \text{ plg} - 1.25 \text{ plg} = 52.75 \text{ plg}$

Sustituyendo en la fórmula:

$$\sigma = \frac{3(52.75 \text{ plg})(14100 \text{ lb})}{2(3 \text{ plg})(1.2868)} t = 293101.1 t$$

Calculando el esfuerzo que soporta cada hoja tenemos:

Hoja No	Medida (plg)	S (6000 psi)	S (8800 psi)
1 - 15	0.447	100781.7	131016.2

Los esfuerzos de ensamble S_a pueden ser escogidos mas o menos en forma arbitraria y la suma $\sum S_{at2}$ debe ser igual a cero, es decir:

$$\sum S_{at^2} = 0$$

(Ver tablas 8.2 y 8.3).

SUSPENSION TRASERA

HOJA	t	t ²	Sa	Sat ²
1	0.447	0.199809	-10000	-1998.09
2	0.447	0.199809	-9000	-1798.28
3	0.447	0.199809	-7000	-1398.66
4	0.447	0.199809	-5000	-999.05
5	0.447	0.199809	-4000	-799.24
6	0.447	0.199809	-3000	-599.43
7	0.447	0.199809	-1000	-199.81
8	0.447	0.199809	1000	199.81
9	0.447	0.199809	2000	399.62
10	0.447	0.199809	3000	599.43
11	0.447	0.199809	4000	799.24
12	0.447	0.199809	5000	999.05
13	0.447	0.199809	7000	1398.66
14	0.447	0.199809	8000	1598.47
15	0.447	0.199809	9000	1798.28
Cero				

SUSPENSION TRASERA

ESFUERZO EN CADA HOJA

HOJA	t	t ²	S (11000) psi	S (14300) psi
1	0.447	0.199809	90781.7	121016.2
2	0.447	0.199809	91781.7	122016.2
3	0.447	0.199809	93781.7	124016.2
4	0.447	0.199809	95781.7	126016.2
5	0.447	0.199809	96781.7	127016.2
6	0.447	0.199809	97781.7	128016.2
7	0.447	0.199809	99781.7	130016.2
8	0.447	0.199809	101781.7	132016.2
9	0.447	0.199809	102781.7	133016.2
10	0.447	0.199809	103781.7	134016.2
11	0.447	0.199809	104781.7	135016.2
12	0.447	0.199809	105781.7	136016.2
13	0.447	0.199809	107781.7	138016.2
14	0.447	0.199809	108781.7	139016.2
15	0.447	0.199809	109781.7	140016.2

T A B L A No. 8.2

56

SUSPENSION TRASERA

ESCALONAMIENTO

HOJA	t	t ²	SI ² (14300) psi	ESCALONAMIENTO	LONGITUD
1	0.447	0.199809	24180.125906	1.6241260114	27
2	0.447	0.199809	24379.934906	1.6375467436	24.750874
3	0.447	0.199809	24779.552906	1.664388208	23.1133272
4	0.447	0.199809	25179.170906	1.6912298724	21.4489390
5	0.447	0.199809	25378.979906	1.7046504046	19.7577093
6	0.447	0.199809	25578.788906	1.7180711368	18.0530589
7	0.447	0.199809	25978.406906	1.7449126011	16.3349878
8	0.447	0.199809	26378.024906	1.7717540655	14.5900752
9	0.447	0.199809	26577.833906	1.7851747977	12.8183211
10	0.447	0.199809	26777.642906	1.7985955299	11.0331463
11	0.447	0.199809	26977.451906	1.8120162621	9.23455084
12	0.447	0.199809	27177.260906	1.8254369943	7.42253457
13	0.447	0.199809	27576.878906	1.8522784587	5.59709758
14	0.447	0.199809	27776.687906	1.8656991909	3.74481912
15	0.447	0.199809	27976.496906	1.8791199231	1.87911993
			392673.23859		

T A B L A No. 8.3

No Hay Hoja

137

~

- Constante de la muelle.- Comprobación.

En el diseño de la muelle se utilizó un factor de rigidez de 1.08. La comprobación o comparación de la constante de la muelle nos indicaría que tan aproximado es el resultado con respecto al factor de rigidez.

Las tolerancias comerciales de las hojas de la muelle pueden afectar la constante del resorte en un rango no mayor del 5%.

Comprobación:

1) Suspensión delantera.

$$k = \frac{P}{f} = 1257.14 \text{ lb/plg} = 220.16 \text{ N/mm}$$

De la fórmula 1:

$$k = \frac{(4 \text{ plg})(9) [(1000)(0.491 \text{ plg})]^3}{12 (54 \text{ plg})^3} = 1228.49 \text{ lb/plg}$$

$$k = 1228.49 \text{ lb/plg} = 215.14 \text{ N/mm}$$

Porcentaje de error:

$$e = \frac{1228.49 \text{ lb/plg} - 1257.14 \text{ lb/plg}}{1228.49 \text{ lb/plg}} \times 100$$

$$e = -2.33\%$$

2) Suspensión trasera.

$$K = \frac{P}{f} = 2042.86 \text{ lb/plg} = 357.76 \text{ N/mm}$$

De la fórmula 1:

$$k = \frac{(3 \text{ plg})(15) [(1000)(0.477 \text{ plg})]^3}{12 (54 \text{ plg})^3} = 2127.02 \text{ lb/plg}$$

$$k = 2127.02 \text{ lb/plg} = 372.50 \text{ N/mm}$$

Estas constantes calculadas para cada muelle de la suspensión serán las que se utilicen para cálculos posteriores, puesto que estas constantes son las constantes reales del resorte según el material y el número de hojas en cada muelle.

Suspensión delantera.

$$\text{Constante de la muelle: } k = 1228.49 \text{ lb/plg} = 215.14 \text{ N/mm}$$

Suspensión trasera.

$$\text{Constante de la muelle: } k = 2127.02 \text{ lb/plg} = 372.50 \text{ N/mm}$$

- Cálculo del esfuerzo en los ojos de la muelle.

El esfuerzo de flexión en la hoja principal adyacente a los ojos de la muelle, causa esfuerzos longitudinales sobre las hojas de la

muelle. Además, la muelle es sometida a esfuerzos longitudinales debidos a diversas situaciones de manejo como aceleración y frenado.

El esfuerzo flexionante en el resultado de la presión entre metal y metal de los bujes en los ojos de la muelle y puede ser calculado por la siguiente fórmula según S.A.E. J778a:

$$\sigma = \frac{4 d E f}{\pi (D+t)^2}$$

Donde:

d = Diferencia entre el diámetro del buje OD y el diámetro interior de los ojos de la muelle.

σ = Esfuerzo (psi).

D = Diámetro del ojo de la muelle (plg).

t = Espesor de la hoja en el ojo de la muelle (plg).

E = Módulo de elasticidad (psi), donde E = 29×10^6 psi.

Este esfuerzo es el esfuerzo máximo que soporta la muelle de acuerdo a sus dimensiones y características mecánicas.

Cálculo de esfuerzos en los ojos de la muelle.

Muelle delantera.

$$D - DI = 1 \text{ plg} = 25.4 \text{ mm}$$

$$t = 0.401 \text{ plg} = 10.19 \text{ mm}$$

$$d = 1.25 \text{ plg} - 1 \text{ plg} = 0.25 \text{ plg} = 6.35 \text{ mm}$$

$$\sigma = \frac{4 (0.401 \text{ plg}) (0.25 \text{ plg}) (29 \times 10^6 \text{ psi})}{\pi (1 \text{ plg} + 0.401 \text{ plg})^2}$$

$$\sigma = 1885.9 \text{ kpsi} = 13002.7 \text{ N/mm}^2$$

Muelle trasera.

$$D - DI = 1.25 \text{ plg} = 31.75 \text{ mm}$$

$$t = 0.447 \text{ plg} = 11.35 \text{ mm}$$

$$d = 1.5 \text{ plg} - 1.25 \text{ plg} = 0.25 \text{ plg} = 6.35 \text{ mm}$$

$$\sigma = \frac{4 (0.447 \text{ plg}) (0.25 \text{ plg}) (29 \times 10^6 \text{ psi})}{\pi (1.25 \text{ plg} + 0.447 \text{ plg})^2}$$

$$\sigma = 1432.8 \text{ kpsi} = 9879.0 \text{ N/mm}^2$$

Deflexiones de la muelle con respecto a tres condiciones de carga. De acuerdo a las constantes reales de las muelles obtenidas en la comprobación tenemos:

DEFLEXION DE LA MUELLE.

MUELLE DELANTERA				MUELLE TRASERA			
Carga		Deflexion		Carga		Deflexion	
N	lb	mm	plg	N	lb	mm	plg
14679.12	3300	68.23	2.69	9786.085	2200	26.27	1.03
17792.88	4000	82.70	3.26	13344.661	3000	35.82	1.41
20016.99	4500	93.04	3.66	17792.882	4000	47.77	1.88
22241.10	5000	103.38	4.07	22241.102	5000	59.71	2.35
24465.21	5500	113.72	4.48	26689.323	6000	71.65	2.82
26689.32	6000	124.05	4.88	31137.543	7000	83.59	3.29
28913.43	6500	134.39	5.29	35585.764	8000	95.53	3.76
31137.54	7000	144.73	5.70	40033.984	9000	107.47	4.23
33361.65	7500	155.07	6.11	44482.205	10000	119.42	4.70
35585.76	8000	165.41	6.51	48930.425	11000	131.36	5.17
37809.87	8500	175.74	6.92	53378.646	12000	143.30	5.64
39144.34	8800	181.95	7.16	57826.866	13000	155.24	6.11
				62275.087	14000	167.18	6.58
				63609.553	14300	170.76	6.72

TABLA No. 8.4

Constante de la muelle delantera:

$$k = 1288.49 \text{ lb/plg} = 215.14 \text{ N/mm}$$

Constante de la muelle trasera:

$$k = 2127.02 \text{ lb/plg} = 372.50 \text{ N/mm}$$

Cálculo de acuerdo a tres diferentes condiciones de carga.

1) Carga límite: PBV = 15000 kg = 146791.28 N (33000 lb).

Porcentaje de carga en cada eje.

Eje delantero: 33.33%

Eje trasero: 66.67%

Deflexión.

$$\text{Muelle delantera: } f = \frac{(0.3333)(146791.28 \text{ N})}{2(215.14 \text{ N/mm})} = 113.72 \text{ mm}$$

$$f = 113.72 \text{ mm} = 4.48 \text{ plg}$$

$$\text{Muelle trasera: } f = \frac{(0.6667)(146791.28 \text{ N})}{2(372.50 \text{ N/mm})} = 131.36 \text{ mm}$$

$$f = 131.36 \text{ mm} = 5.17 \text{ plg}$$

2) Sobrecarga: PBV = 18000 kg = 176149.53 N (39600lb)

Porcentaje de carga en cada eje.

Eje delantero: 31.11%

Eje trasero: 68.89%

Deflexión.

$$\text{Muelle delantera: } f = \frac{(0.3111)(176149.53 \text{ N})}{2(215.14 \text{ N/mm})} = 127.36 \text{ mm}$$

$$f = 127.36 \text{ mm} = 5.01 \text{ plg}$$

$$\text{Muelle trasera: } f = \frac{(0.6889)(176149.53 \text{ N})}{2(372.50 \text{ N/mm})} = 162.89 \text{ mm}$$

$$f = 162.89 \text{ mm} = 6.41 \text{ plg}$$

Deflexiones de la muelle a diversas condiciones de carga (ver tabla 8.4).

8.4 Efectos de instalación.

Cargas en la suspensión debidas al frenado del vehículo.

En diversas aplicaciones, las muelles no solo son sometidas a cargas verticales, sino también por fuerzas horizontales y torques o momentos en los planos vertical y horizontal y el plano vertical-transversal (ver figura 8.4).

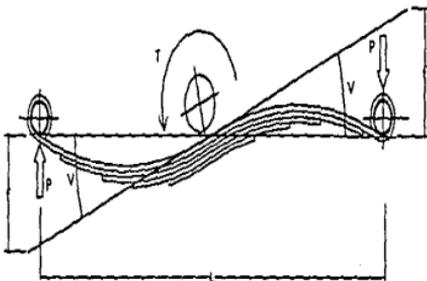
EFFECTOS DE INSTALACION



Longitud plana de la muelle

Muelle simetrico

Torsion en la muelle debido a la aceleracion y frenado del vehiculo.



- P = Carga sobre los ejes de la muelle
- F = Deflexion de la muelle debido a la torsion
- V = Angulo de torsion
- T = Torsion en la muelle debido a la aceleracion o frenado del vehiculo (el mm lo pig)
- L = Longitud plana de la muelle

FIG. 84

El torque o momento en el plano vertical-horizontal es generalmente ocasionado por fuerzas longitudinales aplicadas en los puntos mas altos o mas bajos de los asientos de la muelle.

Cuando la muelle no esta sometida a ninguna carga longitudinal, sino únicamente a cargas verticales y momentos, los esfuerzos y las deflexiones en las muelles pueden ser calculadas de la siguiente forma:

1) *Carga y torsión.*

En las muelles semielípticas, las fuerzas verticales no producen rotación en el asiento de la muelle, así como la torsión tampoco produce deflexiones verticales en los asientos de la muelle.

La rigidez debida a la torsión se expresa como:

$$w = \frac{kL^2}{4}$$

donde:

k = Constante del resorte

L = Longitud plana de la muelle

w = Rigidez debida a la torsión

El esfuerzo de la muelle expresado con respecto al ángulo de torsión V es:

$$S_w = \frac{2kV SF}{L}$$

donde:

SF = factor de rigidez.

V = Ángulo de torsión en radianes

E = Módulo de elasticidad donde E = 29 x 106 psi

Con respecto al torque es :

$$S_w = \frac{2kT SF}{kL^3}$$

$$S_w = \frac{2T SF}{kL F}$$

La relación entre la deflexión f y el ángulo V se puede expresar como un brazo de palanca equivalente Q = f/V.

2.- *Carga vertical, torsión y carga longitudinal.*

En condiciones de aceleración y frenado, los resultados dependen de como la muelle en cantilever transmite las fuerzas debido a estos efectos desde el asiento de la muelle hasta el ojo, el cual puede estar tanto en tensión como en compresión. Si el arreglo en cantilever esta en

tensión, existe un efecto de rigidez, y por lo tanto, el torque y la deflexión vertical son disminuidos. Si el arreglo en cantilever esta en compresión, sucede lo contrario.

Por lo tanto, en compresión, el mecanismo tiende a ser inestable, ya que tiende a disminuir la constante del resorte, y la tendencia de la muelle a pandearse se incrementa en proporción a la deflexión estática.

La carga vertical debida a una aceleración horizontal esta dada por:

$$P = \frac{FH}{DE}$$

donde:

F = Fuerza de fricción de la llanta.

H = Altura del centro de gravedad con respecto a tierra.

DE = Distancia entre ejes.

y donde la carga P se opone a la fuerza debida el torque o a la torsión de la muelle.

La deflexión neta de la muelle desde la posición estática debidas a la carga P y a la torsión esta dada por:

$$f = \frac{P + T}{k \quad Qk}$$

$$\text{donde } Q = \frac{f}{v}$$

En aceleración, la deflexión (P/k) es siempre positiva, mientras que la deflexión debida al torque (T/Qk) es negativa. En el caso de frenado, sucede lo contrario, porque la fuerza horizontal, la carga vertical y el torque son inversos (ver tablas 2.5 a 2.7).

3.- Fricción intermedia.

La fricción es producida por el movimiento de las hojas intermedias de la muelle.

La figura muestra un diagrama de carga-deflexión como resultado de pruebas con un rango de deflexión.

En pruebas donde la muelle se deflexiona a altas velocidades, muestra las mismas características basicas, pero con ciertas variaciones en la forma del diagrama.

Los resortes con alta fricción muestran un alto rango de efectividad, como el determinado por las frecuencias, cuando la

TORSTON

		MUELLE DELANTERA		MUELLE TRASERA	
ANGULO		ESFUERZO		ESFUERZO	
Grados	Rad.	psi	N/mm ²	psi	N/mm ²
1	0.017453	6850.05	2.3872	7635.84	2.6611
2	0.034906	13700.09	4.7745	15271.67	5.3222
3	0.052359	20550.14	7.1617	22907.51	7.9833
4	0.069813	27400.19	9.5490	30543.35	10.6444
5	0.087266	34250.23	11.9362	38179.19	13.3054
6	0.104719	41100.28	14.3234	45815.02	15.9665
7	0.122173	47950.33	16.7107	53450.86	18.6276
8	0.139626	54800.37	19.0979	61086.70	21.2887
9	0.157079	61650.42	21.4852	68722.54	23.9498
10	0.174532	68500.46	23.8724	76358.37	26.6109
11	0.191986	75350.51	26.2597	83994.21	29.2720
12	0.209439	82200.56	28.6469	91630.05	31.9331
13	0.226892	89050.60	31.0341	99265.88	34.5942
14	0.244346	95900.65	33.4214	106901.72	37.2553
15	0.261799	102750.70	35.8086	114537.56	39.9163
16	0.279252	109600.74	38.1959	122173.40	42.5774
17	0.296705	116450.79	40.5831	129809.23	45.2385
18	0.314159	123300.84	42.9703	137445.07	47.8996
19	0.331612	130150.88	45.3576	145080.91	50.5607
20	0.349065	137000.93	47.7448	152716.75	53.2218

ANGULO		TORQUE		TORQUE	
Grados	Rad.	lb plg	N mm	lb plg	N mm
1	0.017453	21955.78	125369.73	36510.34	208477.71
2	0.034906	43911.57	250739.45	73020.69	416955.43
3	0.052359	65867.35	376109.18	109531.03	625433.14
4	0.069813	87823.14	501478.91	146041.37	833910.85
5	0.087266	109778.92	626848.63	182551.72	1042388.57
6	0.104719	131734.71	752218.36	219062.06	1250866.28
7	0.122173	153690.49	877588.08	255572.41	1459343.99
8	0.139626	175646.28	1002957.81	292082.75	1667821.71
9	0.157079	197602.06	1128327.54	328593.09	1876289.42
10	0.174532	219557.85	1253697.26	365103.44	2084777.13
11	0.191986	241513.63	1379066.99	401613.78	2293254.85
12	0.209439	263469.42	1504436.72	438124.12	2501732.56
13	0.226892	285425.20	1629806.44	474634.47	2710210.27
14	0.244346	307380.99	1755176.17	511144.81	2918687.99
15	0.261799	329336.77	1880545.89	547655.15	3127165.70
16	0.279252	351292.56	2005915.62	584165.50	3335643.41
17	0.296705	373248.34	2131285.35	620675.84	3544121.13
18	0.314159	395204.12	2256655.07	657186.19	3752598.84
19	0.331612	417159.91	2382024.80	693696.53	3961076.55
20	0.349065	439115.69	2507394.53	730206.87	4169554.27

TABLA No. 8.5

5/1

CARGA VERTICAL DEBIDO A UNA ACELERACION HORIZONTAL

I.- CARGA LIMITE : 15000 kg (33000 lb)

ALTURA C.G.		CARGA		EJE DELANTERO	
		EJE TRASERO		N	lb
mm	plg	N	lb	N	lb
1100	43.31	14490.93	3257.69	7245.47	1628.85
1150	45.28	15149.61	3405.77	7574.81	1702.88
1200	47.24	15808.29	3553.85	7904.15	1776.92
1250	49.21	16466.97	3701.92	8233.49	1850.96
1300	51.18	17125.65	3850.00	8562.82	1925.00
1350	53.15	17784.33	3998.08	8892.16	1999.04
1400	55.12	18443.01	4146.15	9221.50	2073.08
1450	57.09	19101.69	4294.23	9550.84	2147.12
1500	59.06	19760.37	4442.31	9880.18	2221.15
1550	61.02	20419.04	4590.38	10209.52	2295.19
1600	62.99	21077.72	4738.46	10538.86	2369.23
1650	64.96	21736.40	4886.54	10868.20	2443.27
1700	66.93	22395.08	5034.62	11197.54	2517.31
1750	68.90	23053.76	5182.69	11526.88	2591.35
1800	70.87	23712.44	5330.77	11856.22	2665.38
1850	72.83	24371.12	5478.85	12185.56	2739.42
1900	74.80	25029.80	5626.92	12514.90	2813.46
1950	76.77	25688.47	5775.00	12844.24	2887.50
2000	78.74	26347.15	5923.08	13173.58	2961.54

2.- SOBRECARGA: 18000 kg (39600 lb)

ALTURA C.G.		CARGA		EJE DELANTERO	
		EJE TRASERO		N	lb
mm	plg	N	lb	N	lb
1100	43.31	17968.76	4039.54	8114.82	1824.31
1150	45.28	18765.52	4223.15	8483.78	1907.23
1200	47.24	19602.28	4406.77	8852.64	1990.15
1250	49.21	20419.04	4590.38	9221.50	2073.08
1300	51.18	21235.81	4774.00	9590.36	2156.00
1350	53.15	22052.57	4957.62	9959.22	2238.92
1400	55.12	22869.33	5141.23	10328.08	2321.85
1450	57.09	23686.09	5324.85	10696.94	2404.77
1500	59.06	24502.85	5508.46	11065.80	2487.69
1550	61.02	25319.61	5692.08	11434.66	2570.62
1600	62.99	26136.38	5875.69	11803.52	2653.54
1650	64.96	26953.14	6059.31	12172.38	2736.46
1700	66.93	27769.90	6242.92	12541.24	2819.38
1750	68.90	28586.66	6426.54	12910.11	2902.31
1800	70.87	29403.42	6610.15	13278.97	2985.23
1850	72.83	30220.18	6793.77	13647.83	3068.15
1900	74.80	31036.95	6977.38	14016.69	3151.08
1950	76.77	31853.71	7161.00	14385.55	3234.00
2000	78.74	32670.47	7344.62	14754.41	3316.92

TABLA No. 8.6

3/1

DEFLEXION ANGULAR

DEFLEXION

MUELLE DELANTERA				MUELLE TRASERA	
Grados	Rad.	mm	plg	mm	plg
1	0.01745	14.1875	0.5586	14.1875	0.5586
2	0.03490	28.3836	1.1175	28.3836	1.1175
3	0.05235	42.5970	1.6770	42.5970	1.6770
4	0.06981	56.8365	2.2377	56.8365	2.2377
5	0.08726	71.1108	2.7996	71.1108	2.7996
6	0.10471	85.4287	3.3633	85.4287	3.3633
7	0.12217	99.7993	3.9291	99.7993	3.9291
8	0.13962	114.2316	4.4973	114.2316	4.4973
9	0.15707	128.7349	5.0683	128.7349	5.0683
10	0.17453	143.3186	5.6425	143.3186	5.6425
11	0.19198	157.9923	6.2202	157.9923	6.2202
12	0.20943	172.7660	6.8018	172.7660	6.8018
13	0.22689	187.6497	7.3878	187.6497	7.3878
14	0.24434	202.6538	7.9785	202.6538	7.9785
14.9	0.26005	216.2694	8.5145	216.2694	8.5145
15	0.26179	217.7891	8.5744		
16	0.27925	233.0666	9.1759		
16.6	0.28972	242.3062	9.5396		

T A B L A No. 8.7

64

operación de la muelle se realiza a través de carreras cortas, contrariamente a las operaciones en carreras largas.

El factor de fricción esta dado por:

$P_f = \text{Fuerza de fricción}$
Carga promedio

Aunque no es estrictamente correcto, según la practica, es permisible asumir que equivale a 1.5 de la diferencia entre la carga de compresión y la carga libre a una deflexión dada.

El promedio de carga de compresión y la carga libre a una deflexión dada es la carga promedio.

4.- Esfuerzos de operación y fatiga

- Esfuerzos de operación.

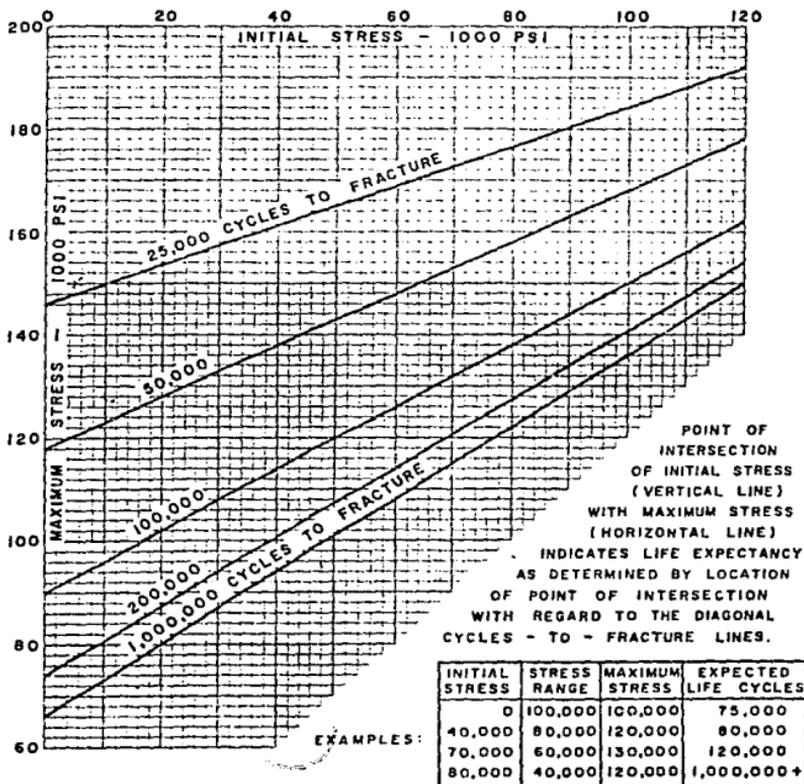
Las suspensiones con aplicaciones automotrices, los esfuerzos de diseño varían de 90000 psi a 110000 psi para camiones ligeros.

El esfuerzo máximo combinado no debe de exceder el esfuerzo mínimo de cedencia del material del resorte.

Para aleaciones de aceros tratados, el esfuerzo mínimo a la cedencia es de aproximadamente 110000 psi.

- Resistencia a la fatiga.

La resistencia a la fatiga esta expresada por el número de ciclos de deflexión de la muelle sin existir ninguna falla. Esto puede ser estimado utilizando el diagrama de la figura.



3/11

8.5 Vibraciones.

En la suspensión de cualquier tipo de vehículo es necesario que resista las vibraciones a altas frecuencias, para que cuando el vehículo este funcionando en la calle, soporte las irregularidades del terreno en forma mas que satisfactoria.

El analisis de vibraciones se realiza diversas condiciones de carga sobre cada muelle del vehiculo.

Dentro del analisis de vibraciones tenemos los siguientes:

- 1) Sistema masa-resorte.
- 2) Sistema masa-resorte-amortiguador.

1) Sistema masa-resorte.

El sistema de suspensión de resorte se reduce a un movimiento armonico simple o vibración libre sin amortiguamiento.

De acuerdo al diagrama de cuerpo libre de la figura 8.5 tenemos lo siguiente:

$$\sum F_x = 0$$

$$kx - W = 0$$

$$kx = W$$

Como el sistema esta en equilibrio, entonces $x = l$ dts.

Entonces:

$$kl = W$$

Quando el sistema es excitado por una condicion de carga cualquiera, entonces tendremos:

$$\sum F_x = ma$$

$$\text{donde } ma = m \frac{d^2x}{dt^2}$$

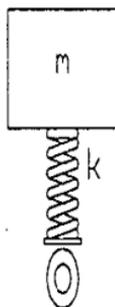
entonces:

$$kx + W = m \frac{d^2x}{dt^2} \quad \text{Pero } W = kl.$$

$$\text{entonces: } (k + l)x + W = m \frac{d^2x}{dt^2}$$

SISTEMA MASA-RESORTE

DCL del sistema equivalente



Sistema en equilibrio



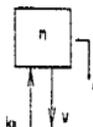
$$\begin{aligned} \sum F_x &= 0 \\ kx - V &= 0 \\ kx &= V \end{aligned}$$

Como el sistema está en equilibrio, entonces

$$x = \text{cte.} = l$$

$$kx = V$$

Sistema en movimiento



$$\begin{aligned} \sum F_x &= ma \\ \sum F_x &= m\ddot{x} \\ -kx + V &= m\ddot{x} \end{aligned}$$

Como $kx = V$ entonces

$$-kx + V + kx = m\ddot{x}$$

$$-kx = m\ddot{x}$$

La ecuación diferencial de comportamiento del sistema MASA-RESORTE es:

$$m\ddot{x} + kx = 0$$

m = Masa equivalente soportada por cada muelle o resorte de acuerdo a la distribución de carga sobre los ejes (sobrecarga)

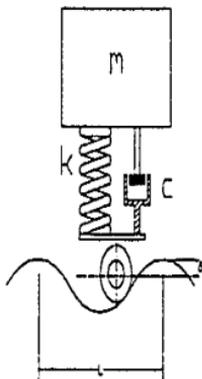
k = Constante del resorte

V = Peso apoyado sobre cada resorte o muelle de acuerdo a la distribución de carga sobre los ejes (sobrecarga)

151

SISTEMA MASA-RESORTE-AMORTIGUADOR

DCL del sistema equivalente



Sistema en equilibrio



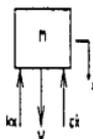
$$\begin{aligned} \sum F_x &= 0 \\ V - kx &= 0 \end{aligned}$$

Como el sistema está en equilibrio, entonces

$$x = \text{cte.} = l$$

$$V = kx$$

Sistema en movimiento



$$\begin{aligned} \sum F_x &= ma \\ \sum F_x &= m\ddot{x} \\ V - kx - c\dot{x} &= m\ddot{x} \end{aligned}$$

Como $V = kx$ entonces

$$k - kx + c\dot{x} - c\dot{x} = m\ddot{x}$$

La ecuación diferencial de comportamiento del

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = 0$$

m = Masa equivalente soportada por cada muelle o resorte de acuerdo a la distribución de carga sobre los ejes (sobrecarga)

k = Constante del resorte

V = Peso apoyado sobre cada resorte o muelle de acuerdo a la distribución de carga sobre los ejes (sobrecarga)

FIG. 8.5

$$kx = m \frac{d^2x}{dt^2}$$

Resolviendo la ecuación diferencial tenemos:

$$mr^2 + k = 0$$

$$r = \pm \sqrt{\frac{k}{m}} \quad i$$

$$r_1 = + \sqrt{\frac{k}{m}} \quad i$$

$$r_2 = - \sqrt{\frac{k}{m}} \quad i$$

Por lo tanto, la solución general del sistema es la siguiente:

$$x(t) = C1 \cos(\omega t) + C2 \sin(\omega t)$$

$$x(t)' = C1 \omega \sin(\omega t) + C2 \omega \cos(\omega t)$$

$$x(t)'' = C1 \omega^2 \cos(\omega t) - C2 \omega^2 \sin(\omega t)$$

Sustituyendo en la ecuación general tenemos:

$$m(-C1 \omega^2 \cos(\omega t) - C2 \omega^2 \sin(\omega t)) + k(C1 \cos(\omega t) + C2 \sin(\omega t)) = 0$$

$$m\omega^2(C1 \cos(\omega t) + C2 \sin(\omega t)) + k(C1 \cos(\omega t) + C2 \sin(\omega t)) = 0$$

$$((C1 \cos(\omega t) + C2 \sin(\omega t))(k - m\omega^2) = 0$$

$$k - m\omega^2 = 0$$

$$\omega^2 = \frac{k}{m}$$

entonces la frecuencia es:

$$\omega = \sqrt{\frac{k}{m}}$$

La frecuencia circular (rad/seg), frecuencia angular, frecuencia natural o de resonancia es la siguiente:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}}$$

La frecuencia será:

$$f = \frac{\omega_n}{2\pi} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}}$$

El periodo será:

$$T = \frac{1}{f} = \frac{2\pi}{\omega_n} = \frac{2\pi}{\sqrt{\frac{k}{m}}}$$

$$\omega = \sqrt{\frac{k}{m}}$$

$$\omega = \sqrt{\frac{k}{m}}$$

La velocidad crítica del vehículo de acuerdo a cada muelle de la suspensión estará dado por:

$$v = \omega L$$

$$v_{cr} = \omega_n L = \sqrt{\frac{k}{m}} L$$

De la solución general tenemos:

$$x(t) = C_1 \cos(\omega t) + C_2 \sin(\omega t)$$

$$x(t) = C_1 \cos\left(\sqrt{\frac{k}{m}} t\right) + C_2 \sin\left(\sqrt{\frac{k}{m}} t\right)$$

Para $t = 0$, $v = 0$ y $x(0) = X_{est.}$ tendremos:

$$C_1 = (0) = X_{est.} \text{ donde } X_{est.} = \text{deflexión estática de la muelle.}$$

$$C_2 = 0$$

Por lo tanto tendremos:

$$x(t) = X_{est.} \cos(\omega t)$$

$$x(t)' = X \text{ctst.} \sqrt{\frac{k}{m}} \quad \text{sen}\left(\sqrt{\frac{k}{m}} t\right)$$

$$x(t)'' = -X \text{ctst.} \sqrt{\frac{k}{m}} \quad \text{cos}\left(\sqrt{\frac{k}{m}} t\right)$$

Vibración forzada no amortiguada.

El sistema en este tipo de movimiento está sujeto a una fuerza armónica del tipo:

$$F(t) = F \text{ sen}(wt)$$

Del diagrama de cuerpo libre de la figura 8.5 tenemos:

$$F \text{ sen}(wt) = kx \text{ sen}(wt) \text{ donde } x = \text{cte.} = \delta$$

La ecuación del sistema queda como sigue:

$$\Sigma Fx = m \frac{d^2 x}{dt^2}$$

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} + kx = F \text{ sen}(wt)$$

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} + kx = k\delta \text{ sen}(wt)$$

La solución de la ecuación es:

$$x(t) = A \text{ cos}(wt) + B \text{ sen}(wt) + \frac{F \text{ sen}(wt)}{m(\omega_n^2 - \omega^2)}$$

Como los dos primeros términos de la ecuación implican movimiento amortiguado, y el sistema no es amortiguado, tendremos:

$$x(t) = \frac{F}{m(\omega_n^2 - \omega^2)} \text{ sen}(wt)$$

Para $x = X \text{ sen}(wt)$ tenemos:

$$X = \frac{F}{m(\omega_n^2 - \omega^2)}$$

$$X = \frac{1}{\omega_n^2 - \omega^2} \quad \text{como } \omega_n = \sqrt{k/m}$$

tenemos: $k = m \omega_n^2$

$$\frac{X}{F} k = \frac{\omega_n^2}{\omega_n^2 - \omega^2}$$

$$\frac{X}{F/k} = \frac{1}{1 - (\omega_n^2/\omega^2)}$$

Donde ésta expresión es una expresión adimensional del desplazamiento y la frecuencia de la muelle.

2) Sistema resorte-masa-amortiguador.

Este sistema de suspensión es el más comúnmente utilizado tanto en automóviles como en todas las clases de camiones que existen en el mercado automotriz.

Este sistema de suspensión implica vibraciones libres con amortiguamiento viscoso o vibraciones forzadas amortiguadas y la respuesta dependerá del tipo de excitación y del amortiguamiento.

Estas últimas son la base del análisis de las muelles de la suspensión delantera y trasera.

Del diagrama de cuerpo libre de la figura 8.5 tenemos:

Sistema en equilibrio:

$$\Sigma F_x = 0$$

$$W - k\delta = 0$$

$$W = k\delta$$

Sistema en movimiento:

$$\Sigma F = m \frac{d^2x}{dt^2}$$

$$W - kx - c \frac{dx}{dt} = m \frac{d^2x}{dt^2}$$

$$W - k\delta - k(x + \delta) - c \frac{dx}{dt} = m \frac{d^2x}{dt^2}$$

La ecuación de comportamiento del sistema será:

$$m \frac{d^2x}{dt^2} + c \frac{dx}{dt} + kx = 0$$

Esta ecuación corresponde a la vibración libre amortiguada.
Resolviendo la ecuación homogénea tenemos:

$$m \frac{d^2x}{dt^2} + c \frac{dx}{dt} + kx = 0$$

$$\frac{d^2x}{dt^2} + c \frac{dx}{m dt} + x = 0$$

$$r^2 + \frac{cr}{m} + \frac{k}{m} = 0$$

Resolviendo la ecuación de segundo grado tenemos:

$$r_{1,2} = (c/2m) \pm \sqrt{(c/2m)^2 - (k/m)}$$

Según el signo de $(c/2m)^2 - (k/m)$ podemos obtener tres casos posibles en el análisis de la suspensión.

Caso 1. $(c/2m)^2 - (k/m) > 0$

Puesto que $(c/2m)^2 > (k/m)$ el sistema está sobreamortiguado, es decir, las oscilaciones en este sistema no son posibles.

La solución general está dada por:

$$x(t) = \text{EXP}(-c/2m) (C_1 \text{EXP}[\sqrt{(c/2m)^2 - (k/m)}t] + C_2 \text{EXP}[-\sqrt{(c/2m)^2 - (k/m)}t])$$

Caso 2. $(c/2m)^2 - (k/m) = 0$

Como $(c/2m)^2 = (k/m)$ el sistema está en amortiguamiento crítico, es decir, una disminución de la fuerza de amortiguamiento produciría un movimiento oscilatorio.

La solución general estará dada por:

$$x(t) = \text{EXP}(-c/2m)t (C_1 + C_2t)$$

Para el amortiguamiento crítico tenemos:

$$(c/2m)^2 = k/m = \omega_n^2$$

por lo tanto la constante de amortiguamiento crítico será:

$$C_{cr} = 2 \sqrt{km} = 2m\omega_n$$

La relación entre la constante de amortiguamiento crítico será:

$$\zeta = \frac{c}{C_{cr}}$$

Caso 3. $(c/2m)^2 - (k/m) < 0$

Como $(c/2m)^2 < (k/m)$ el sistema tiende a oscilar, es decir, el sistema tiene un movimiento subamortiguado.

Las raíces del radical son imaginarias, por lo que la solución general estará dada por:

$$x(t) = \text{EXP}(-c/2m)t [A \cos(\omega_d t) + B \sin(\omega_d t)]$$

donde $\omega_d = \sqrt{(k/m) - (c/2m)^2}$

como: $C_{cr} = 2\sqrt{km} = 2m\omega_n$

$$\frac{\omega_d}{\omega_n} = \sqrt{\frac{(k/m)}{m\omega_n^2} - (c/C_{cr})^2}$$

donde ω_d es la frecuencia natural de amortiguamiento.

Sistema resorte-amortiguador: Vibraciones forzadas amortiguadas.

El caso de las vibraciones forzadas amortiguadas será el caso de estudio para las muelles trasera y delantera, puesto que el caso de este tipo de vibraciones es el que más se acerca a la realidad.

En este sistema, el sistema es excitado por una fuerza armónica del tipo: $F \sin(\omega t)$.

La ecuación de comportamiento del sistema será:

$$\frac{d^2x}{dt^2} + c \frac{dx}{dt} + kx = F \sin(\omega t)$$

La fuerza de excitación esta dada por:

$$F \sin(\omega t) = c \frac{dx}{dt} + kx$$

En estado de excitación el desplazamiento es: $x = \delta \sin(\omega t)$, entonces la fuerza de excitación del sistema sera:

$$F \sin(\omega t) = c \frac{d(\delta \sin(\omega t))}{dt} + k(\delta \sin(\omega t))$$

$$F \sin(\omega t) = (c\omega \cos(\omega t) + k \sin(\omega t))\delta$$

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} + c \frac{dx}{dt} + kx = (c\omega \cos(\omega t) + k \sin(\omega t))\delta$$

donde δ = desplazamiento del resorte.

La solución general de la ecuación consta de dos partes, que son la solución de la ecuación homogénea:

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} + c \frac{dx}{dt} + kx = 0$$

y la solución particular:

$$x = D \sin(\omega t) + E \cos(\omega t)$$

$$x' = D\omega \cos(\omega t) - E\omega \sin(\omega t) = \omega(D \cos(\omega t) - E \sin(\omega t))$$

$$x'' = -\omega^2 (D \sin(\omega t) + E \cos(\omega t))$$

Sustituyendo en la ecuación general nos queda el siguiente sistema de ecuaciones:

$$m\omega^2 D - c\omega E + kD = k\delta$$

$$m\omega^2 E - c\omega D + kE = c\omega\delta$$

Escritas de otra forma:

$$(k - m\omega^2)D - c\omega E = k\delta \quad (1)$$

$$c\omega D + (k - m\omega^2)E = c\omega\delta \quad (2)$$

Despejando D de la ecuación (2):

$$D = \frac{c\omega\delta - (k - m\omega^2)E}{c\omega}$$

Sustituyendo en la ecuación (1):

$$(k - m\omega^2)\frac{c\omega\delta - (k - m\omega^2)E}{c\omega} - (k - m\omega^2)E - c\omega E = k\delta$$

$$(k - m\omega^2)c\omega\delta - (k - m\omega^2)E - (c\omega)^2E = k\delta(c\omega)$$

Despejando E tenemos:

$$E = \frac{-c\omega\delta(m\omega)^2 + (m\omega^2)}{(c\omega)^2 + (k - m\omega^2)}$$

$$E = \frac{F c \omega}{(c\omega)^2 + (k - m\omega^2)}$$

Sustituyendo E tenemos:

$$D = \delta - \frac{(k - m\omega^2)}{c\omega} - \frac{c\omega\delta(m\omega^2)}{(c\omega)^2 + (k - m\omega^2)}$$

$$D = \frac{k(k - m\omega^2) + (c\omega)^2\delta}{(c\omega)^2 + (k - m\omega^2)}$$

El desplazamiento esta dado por:

$$X = \sqrt{D^2 + E^2}$$

El desplazamiento del sistema también está dado por:

$$X = x \sin(\omega t)$$

$$X' = \omega x \cos(\omega t)$$

$$X'' = -\omega^2 x \sin(\omega t)$$

Sustituyendo en la ecuación general:

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} + c \frac{dx}{dt} + kx = F \sin(\omega t)$$

tenemos:

$$m\omega^2 x \sin(\omega t) + c\omega x \cos(\omega t) + kx \sin(\omega t) = F \sin(\omega t)$$

$$m\omega^2 \sin(\omega t) + c\omega \cos(\omega t) + k \sin(\omega t) = (c\omega \cos(\omega t) + k \sin(\omega t))\delta$$

(1) corresponde al desplazamiento del sistema, es decir, al movimiento del sistema resorte amortiguador.

(2) corresponde a la fuerza de excitación del sistema, es decir, la fuerza $F \sin(\omega t)$ corresponde a las irregularidades del terreno.

$$(k - m\omega^2)x \sin(\omega t) + c\omega x \cos(\omega t) = (c\omega \cos(\omega t) + k \sin(\omega t))\delta$$

Calculando la magnitud del sistema tenemos:

$$\sqrt{(k - m\omega^2)^2 + (c\omega)^2} X = \sqrt{k^2 + (c\omega)^2} \delta$$

El desplazamiento del sistema será:

$$X = \frac{\sqrt{k^2 + (c\omega)^2}}{\sqrt{(k - m\omega^2)^2 + (c\omega)^2}} \delta$$

donde se deduce que la fuerza de transmisibilidad a los componentes del vehículo como el chasis, cabina, etc. esta dada por:

$$F_{TR} = \sqrt{k^2 + (c\omega)^2} \delta$$

De la ecuación del desplazamiento:

$$X = \frac{\sqrt{k^2 + (c\omega)^2}}{\sqrt{(k - m\omega^2)^2 + (c\omega)^2}} \delta$$

tenemos que:

$$F_{TR} = \sqrt{k^2 + (c\omega)^2} \delta$$

Por lo tanto:

$$X = \frac{F}{\sqrt{(1 - m\omega^2)^2 + (c\omega)^2}}$$

Expresando en forma adimensional:

$$X = \frac{F/k}{\sqrt{(1 - m\omega^2/k)^2 + (c\omega/k)^2}}$$

Expresando la ecuación del desplazamiento en base a datos anteriores tenemos:

$$\frac{X}{F/k} = \frac{1}{\sqrt{(2\zeta \omega/\omega_n)^2 + (1 - (\omega/\omega_n)^2)^2}}$$

donde:

$\frac{X}{F/k}$ = Radio de amplitud adimensional.

Al graficar esta expresión con respecto a la relación ω/ω_n se aprecia que el factor de amortiguamiento ζ tiene una gran influencia sobre la amplitud y el ángulo de fase ϕ en la región próxima a la frecuencia de resonancia. Este es un punto de

SUSPENSION

AMPLITUD DE LA VIBRACION FORZADA

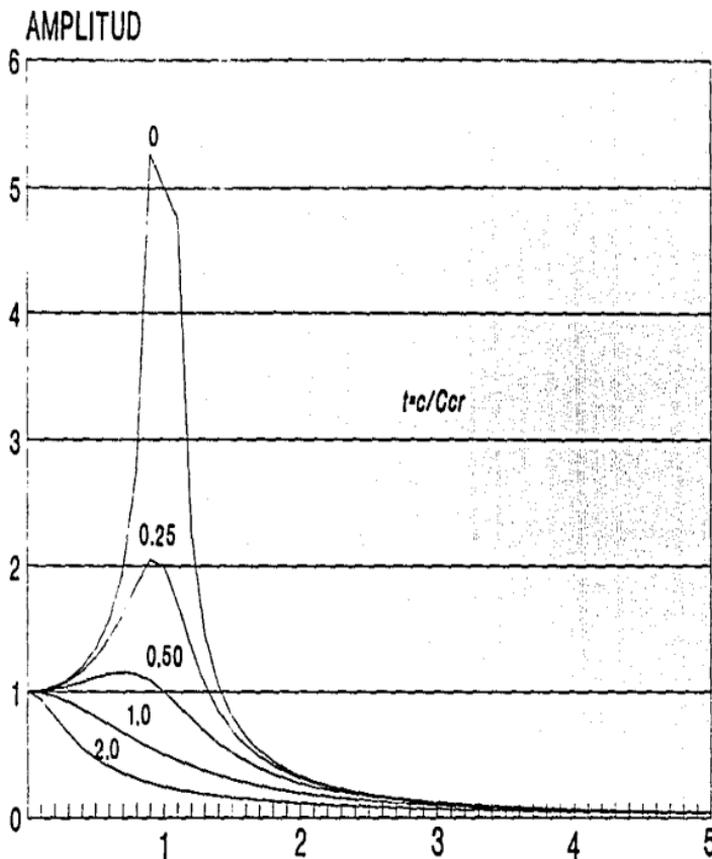


FIG. No. 8.6

W/Wn

partida en el desarrollo de una suspensión, ya que ésta no debe entrar en resonancia, por lo que una suspensión debe de ser desarrollada para aguantar frecuencias altas sin entrar en resonancia.

El ángulo de fase esta dado por la siguiente expresión:

$$\tan \phi = \frac{2\zeta (w/w_n)}{1 - (w/w_n)^2}$$

$$\phi = \tan^{-1} \frac{2\zeta (w/w_n)}{1 - (w/w_n)^2}$$

Transmisibilidad.

La transmisibilidad de la suspensión son las vibraciones que transmiten los resortes al chasis. Estas vibraciones son originadas por las irregularidades del terreno.

La fuerza de transmisibilidad esta dada por:

$$F_{TR} = \sqrt{k^2 + (cw)^2} \delta_m$$

donde:

$\delta = \delta_m =$ desplazamiento del resorte debido a las irregularidades del terreno.

La transmisibilidad en forma adimensional será:

$$TR = \frac{F_{TR}}{k} = \frac{1/k \sqrt{k^2 + (cw)^2}}{\sqrt{(1 - mw^2/k)^2 + (cw/k)^2}}$$

$$TR = \frac{\sqrt{1 - (2\zeta w/w_n)^2}}{\sqrt{(2\zeta w/w_n)^2 + (1 - (w/w_n)^2)^2}}$$

La velocidad de la suspensión es:

$$v = \frac{\omega L}{2\pi}$$

donde:

ω = Velocidad angular (rad/seg)

v = Velocidad del vehículo.

L = Longitud del período.

La velocidad crítica de la suspensión es:

$$v = \frac{\omega_n L}{2\pi}$$

Para hacer el análisis de vibraciones de la suspensión se

tienen los siguientes datos:

Muelle delantera.

$$k = 1228.49 \text{ lb/plg} = 215.14 \text{ N/mm}$$

Carga en el eje delantero:

$$W = 5000 \text{ kg} = 11000 \text{ lb} = 48930.43 \text{ N}$$

Sobrecarga en el eje delantero:

$$W = 5600 \text{ kg} = 12320 \text{ lb} = 54802.08 \text{ N}$$

Carga de diseño sobre la muelle delantera:

$$W = 4000 \text{ kg} = 8800 \text{ lb} = 39144.34 \text{ N}$$

Muelle trasera.

$$k = 2127.02 \text{ lb/plg} = 372.50 \text{ N/mm}$$

A plena carga en el eje trasero:

$$W = 10000 \text{ kg} = 22000 \text{ lb} = 97860.85 \text{ N}$$

Sobrecarga en el eje trasero.

$$W = 12400 \text{ kg} = 27280 \text{ lb} = 121347.45 \text{ N}$$

Carga de diseño sobre la muelle delantera:

$$W = 6500 \text{ kg} = 14300 \text{ lb} = 60009.55 \text{ N}$$

1) Frecuencia natural.

$$\omega_n = \sqrt{k/m} = \sqrt{1/g/W}$$

Muelle delantera.

A plena carga.

$$W = 5500 \text{ lb}$$

$$\omega_n = \sqrt{\frac{(1228.49 \text{ lb/plg})(386.4 \text{ plg/seg}^2)}{5500 \text{ lb}}}$$

$$\omega_n = 9.2902 \text{ rad/seg}$$

Sobrecarga

$$W = 6160 \text{ lb}$$

$$\omega_n = \sqrt{\frac{(1228.49 \text{ lb/plg})(386.4 \text{ plg/seg}^2)}{6160 \text{ lb}}}$$

$$\omega_n = 8.7784 \text{ rad/seg}$$

Carga de diseño.

$$W = 8800 \text{ lb}$$

$$\omega_n = \sqrt{\frac{(1228.49 \text{ lb/plg})(386.4 \text{ plg/seg}^2)}{8800 \text{ lb}}}$$

$$\omega_n = 7.3445 \text{ rad/seg}$$

Muelle trasera

A plena carga.

$$W = 11000 \text{ lb}$$

$$\omega_n = \sqrt{\frac{(2127.02 \text{ lb/plg})(386.4 \text{ plg/seg}^2)}{11000 \text{ lb}}}$$

$$\omega_n = 8.6439 \text{ rad/seg}$$

Sobrecarga $W = 13640 \text{ lb}$

$$w_n = \sqrt{\frac{(2127.02 \text{ lb/plg})(386.4 \text{ plg/seg}^2)}{11000 \text{ lb}}}$$

$$w_n = 7.7624 \text{ rad/seg}$$

Carga de diseño.

$$W = 8800 \text{ lb}$$

$$w_n = \sqrt{\frac{(2127.02 \text{ lb/plg})(386.4 \text{ plg/seg}^2)}{11000 \text{ lb}}}$$

$$w_n = 7.5812 \text{ rad/seg}$$

2) Amortiguamiento.

El amortiguamiento esta dado por:

$$C_{cr} = 2m w_n = \frac{2W}{g} w_n$$

donde W es igual a la carga que soporta cada muelle de la suspensión, entonces, el amortiguamiento a diferentes condiciones de carga será:

$$C = \frac{2W}{g} w$$

Muelle delantera.

A plena carga:

$$W = 5500 \text{ lb} = 24465.21 \text{ N}$$

$$w_n = 9.2902 \text{ rad/seg}$$

$$C = \frac{2(24465.21 \text{ N})(9.2902 \text{ rad/seg})}{3810 \text{ mm/seg}}$$

$$C = 46.3378 \text{ Ns/mm}$$

AMORTIGUAMIENTO

CARGA LIMITE: 15000 kg (33000 lb)

MUELLE DELANTERA

MUELLE TRASERA

Frecuencia (rad/seg)	Amortiguamiento		Amortiguamiento	
	(N s/mm)	(lb s/plg)	(N s/mm)	(lb s/plg)
0.50	2.4939	14.2405	4.9878	28.4809
1.00	4.9878	28.4809	9.9756	56.9618
1.50	7.4817	42.7213	14.9634	85.4427
2.00	9.9756	56.9618	19.9512	113.9236
2.50	12.4695	71.2022	24.9391	142.4045
3.00	14.9634	85.4427	29.9269	170.8854
3.50	17.4573	99.6831	34.9147	199.3663
4.00	19.9512	113.9236	39.9025	227.8472
4.50	22.4451	128.1640	44.8903	256.3281
5.00	24.9391	142.4045	49.8781	284.8090
5.50	27.4330	156.6449	54.8659	313.2899
6.00	29.9269	170.8854	59.8537	341.7708
6.50	32.4208	185.1258	64.8415	370.2517
7.00	34.9147	199.3663	69.8294	398.7326
7.50	37.4086	213.6067	74.8172	427.2135
8.00	39.9025	227.8472	79.8050	455.6944
8.50	42.3964	242.0876	84.7928	484.1753

SOBRECARGA: 18000 kg (39600 lb)

MUELLE DELANTERA

MUELLE TRASERA

Frecuencia (rad/seg)	Amortiguamiento		Amortiguamiento	
	(N s/mm)	(lb s/plg)	(N s/mm)	(lb s/plg)
0.50	2.7932	15.9493	6.1849	35.3163
1.00	5.5863	31.8986	12.3698	70.6326
1.50	8.3795	47.8479	18.5547	105.9489
2.00	11.1727	63.7972	24.7395	141.2653
2.50	13.9659	79.7465	30.9244	176.5816
3.00	16.7590	95.6958	37.1093	211.8979
3.50	19.5522	111.6451	43.2942	247.2142
4.00	22.3454	127.5944	49.4791	282.5305
4.50	25.1386	143.5437	55.6640	317.8468
5.00	27.9317	159.4930	61.8489	353.1631
5.50	30.7249	175.4424	68.0337	388.4795
6.00	33.5181	191.3917	74.2186	423.7958
6.50	36.3113	207.3410	80.4035	459.1121
7.00	39.1044	223.2903	86.5884	494.4284
7.50	41.8976	239.2396	92.7733	529.7447
8.00	44.6908	255.1889	98.9582	565.0610
8.50	47.4840	271.1382	105.1431	600.3773

T A B L A No. 8.8

FUERZA DE TRANSMISIBILIDAD.

CARGA LIMITE: 15000 kg (33000lb)

		MUELLE DELANTERA		MUELLE TRASERA	
d		Fir		Fir	
mm	plg	N	lb	N	lb
10	0.3937	4197.03	943.53	8113.08	1823.89
20	0.7874	8394.06	1887.06	16226.16	3647.79
25.4	1.0000	10660.46	2398.57	20807.22	4632.69
30	1.1811	12591.09	2830.59	24339.24	5471.68
40	1.5748	16788.12	3774.12	32452.32	7295.57
50	1.9685	20985.16	4717.65	40565.40	9119.47
50.8	2.0000	21320.92	4793.13	41214.45	9265.38
60	2.3622	25182.19	5661.18	48878.48	10943.36
70	2.7559	29379.22	6604.71	56791.56	12767.25
76.2	3.0000	31981.38	7189.70	61821.67	13898.07
80	3.1496	33576.25	7548.24	64904.64	14591.15
90	3.5433	37773.28	8491.77	73017.72	16415.04
100	3.9370	41970.31	9435.30	81130.80	18238.93
101.6	4.0000	42841.84	9586.27	82428.89	18530.76
110	4.3307	46167.34	10378.83	89243.88	20062.83
120	4.7244	50364.37	11322.38	97356.96	21886.72

SOBRECARGA: 18000 kg (39600lb)

		MUELLE DELANTERA		MUELLE TRASERA	
d		Fir		Fir	
mm	plg	N	lb	N	lb
10	0.3937	3808.24	856.13	7892.36	1774.27
20	0.7874	7616.48	1712.25	15784.72	3548.55
25.4	1.0000	9672.93	2174.56	20046.60	4506.66
30	1.1811	11424.72	2568.38	23677.08	5322.82
40	1.5748	15232.96	3424.51	31569.44	7097.09
50	1.9685	19041.20	4280.63	39461.80	8871.37
50.8	2.0000	19345.86	4349.12	40093.19	9013.31
60	2.3622	22849.44	5136.76	47354.16	10645.64
70	2.7559	26657.68	5992.89	55246.52	12419.92
76.2	3.0000	29018.79	6523.69	60139.79	13519.97
80	3.1496	30465.93	6849.01	63138.88	14194.19
90	3.5433	34274.17	7705.14	71031.24	15968.46
100	3.9370	38082.41	8561.27	78923.60	17742.74
101.6	4.0000	38691.73	8698.25	80186.38	18026.62
110	4.3307	41890.65	9417.39	86815.97	19517.01
120	4.7244	45698.89	10273.52	94708.33	21291.28

Sobrecarga:

$$W = 6160 \text{ lb} = 27401.04 \text{ N}$$

$$\omega_n = 8.7784 \text{ rad/seg}$$

$$c = \frac{2(27401.04 \text{ N})(8.7784 \text{ rad/seg})}{9810 \text{ mm/seg}}$$

$$c = 49.0392 \text{ Ns/mm}$$

Carga de diseño:

$$W = 8800 \text{ lb} = 39144.34 \text{ N}$$

$$\omega_n = 7.3445 \text{ rad/seg}$$

$$c_{cr} = \frac{2(39144.34 \text{ N})(7.3445 \text{ rad/seg})}{9810 \text{ mm/seg}}$$

$$c_{cr} = 46.3378 \text{ Ns/mm}$$

$$c_{cr} = 334.53 \text{ lb s/plg}$$

Muelle trasera.

A plena carga:

$$W = 11000 \text{ lb} = 48930.43 \text{ N}$$

$$\omega_n = 8.6439 \text{ rad/seg}$$

$$c = \frac{2(48930.43 \text{ N})(8.6439 \text{ rad/seg})}{9810 \text{ mm/seg}}$$

$$c = 86.2283 \text{ Ns/mm}$$

Sobrecarga:

$$W = 13460 \text{ lb} = 60673.73 \text{ N}$$

$$\omega_n = 7.7624 \text{ rad/seg}$$

$$c = \frac{2(60673.73 \text{ N})(7.7624 \text{ rad/seg})}{9810 \text{ mm/seg}}$$

$$c = 96.2283 \text{ Ns/mm}$$

Carga de diseño:

$$W = 14300 \text{ lb} = 63609.55 \text{ N}$$

$$\omega_n = 7.5812 \text{ rad/seg}$$

$$c_{cr} = \frac{2(63609.55 \text{ N})(7.5812 \text{ rad/seg})}{9810 \text{ mm/seg}}$$

$$C_{cr} = 98.3153 \text{ Ns/mm}$$

$$C_{cr} = 561.13 \text{ lb s/plg}$$

3) Fuerza de transmisibilidad.

La fuerza de transmisibilidad es la fuerza transmitida por cada muelle del vehículo al chasis debido a las irregularidades del terreno.

La fuerza de transmisibilidad de cada resorte es:

$$F_{TA} = \sqrt{k^2 + (cw)^2} \delta_m$$

VELOCIDAD CRITICA.

CARGA LIMITE: 15000 kg (33000 lb)

Longitud (L)		Velocidad			
m	ft	m/s	ft/s	km/hr	m.p.h
0.50	1.6404	0.6764	2.2192	2.4351	1.5134
1.00	3.2808	1.3528	4.4384	4.8701	3.0268
1.50	4.9213	2.0292	6.6576	7.3052	4.5402
2.00	6.5617	2.7056	8.8768	9.7403	6.0536
2.50	8.2021	3.3820	11.0959	12.1754	7.5670
3.00	9.8425	4.0585	13.3151	14.6104	9.0804
3.50	11.4829	4.7349	15.5343	17.0455	10.5938
4.00	13.1234	5.4113	17.7535	19.4806	12.1072
4.50	14.7638	6.0877	19.9727	21.9156	13.6207
5.00	16.4042	6.7641	22.1919	24.3507	15.1341
5.50	18.0446	7.4405	24.4111	26.7858	16.6475
6.00	19.6850	8.1169	26.6303	29.2208	18.1609
6.50	21.3255	8.7933	28.8494	31.6559	19.6743
7.00	22.9659	9.4697	31.0686	34.0910	21.1877
7.50	24.6063	10.1461	33.2878	36.5261	22.7011
8.00	26.2467	10.8225	35.5070	38.9611	24.2145
8.50	27.8871	11.4989	37.7262	41.3962	25.7279
9.00	29.5276	12.1754	39.9454	43.8313	27.2413
9.50	31.1680	12.8518	42.1646	46.2663	28.7547
10.00	32.8084	13.5282	44.3838	48.7014	30.2681

SOBRECARGA: 18000 kg (39600 lb)

Longitud (L)		Velocidad			
m	ft	m/s	ft/s	km/hr	m.p.h
0.50	1.6404	0.5968	1.9581	2.1486	1.3354
1.00	3.2808	1.1937	3.9162	4.2972	2.6707
1.50	4.9213	1.7905	5.8743	6.4458	4.0061
2.00	6.5617	2.3873	7.8324	8.5944	5.3414
2.50	8.2021	2.9842	9.7905	10.7430	6.6768
3.00	9.8425	3.5810	11.7486	12.8916	8.0122
3.50	11.4829	4.1778	13.7067	15.0401	9.3475
4.00	13.1234	4.7746	15.6649	17.1887	10.6829
4.50	14.7638	5.3715	17.6230	19.3373	12.0182
5.00	16.4042	5.9683	19.5811	21.4859	13.3536
5.50	18.0446	6.5651	21.5392	23.6345	14.6889
6.00	19.6850	7.1620	23.4973	25.7831	16.0243
6.50	21.3255	7.7588	25.4554	27.9317	17.3597
7.00	22.9659	8.3556	27.4135	30.0803	18.6950
7.50	24.6063	8.9525	29.3716	32.2289	20.0304
8.00	26.2467	9.5493	31.3297	34.3775	21.3657
8.50	27.8871	10.1461	33.2878	36.5261	22.7011
9.00	29.5276	10.7430	35.2459	38.6747	24.0365
9.50	31.1680	11.3398	37.2040	40.8232	25.3718
10.00	32.8084	11.9366	39.1621	42.9718	26.7072

T A B L A No. 8.10

291

Calculando para los valores críticos en cada caso, es decir, para el vehículo cargado al límite y para el vehículo sobrecargado para distintos valores de δm como irregularidades del terreno tenemos las siguientes tablas (tablas 8.8 y 8.9).

4) *Desplazamiento o amplitud de la vibración.*

La amplitud del desplazamiento debido a las vibraciones está dado por:

$$X = \frac{F}{\sqrt{(k - m\omega^2)^2 + (c\omega)^2}}$$

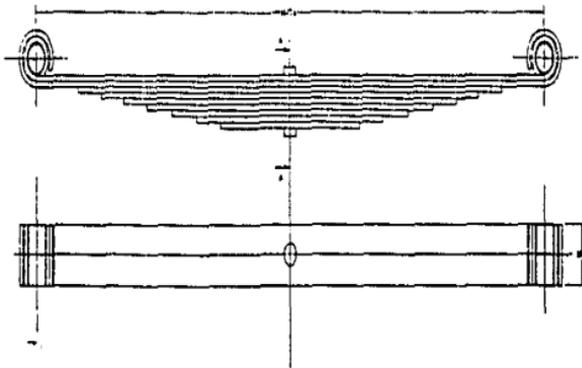
5) *Velocidad crítica del vehículo.*

La velocidad crítica del vehículo corresponde a la velocidad máxima que puede alcanzar el vehículo en condiciones críticas, esto es, debido a las irregularidades del terreno.

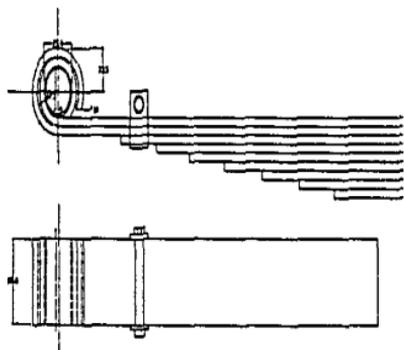
La velocidad crítica está dada por:

$$v = \frac{\omega_n L}{2\pi}$$

La velocidad crítica del vehículo se muestra en las siguientes tablas (ver tabla 8.10).



061



SECCION AA



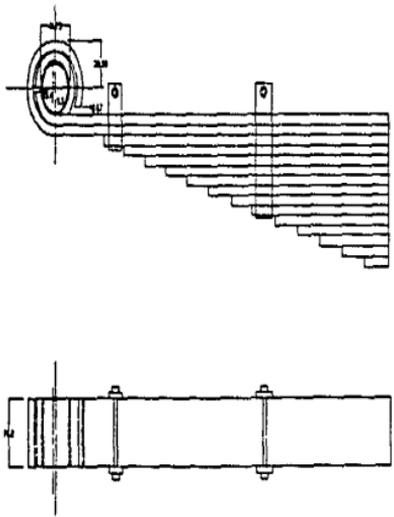
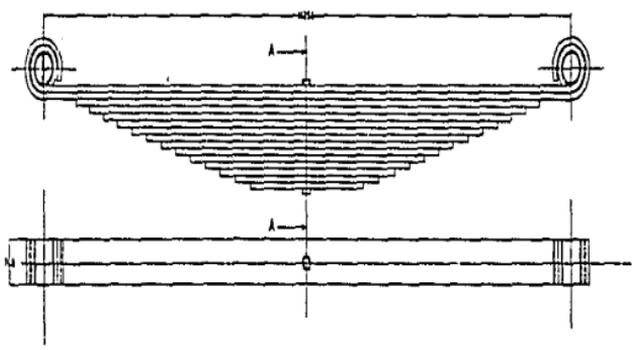
N.º	ESPESES
	PG. mm
1	0.401 0.219
2	0.401 0.219
3	0.401 0.219
4	0.401 0.219
5	0.401 0.219
6	0.401 0.219
7	0.401 0.219
8	0.401 0.219
9	0.401 0.219

BENOMINACION:
SUSPENSION: MUELLE DELANTERA.
DIMENSIONES.

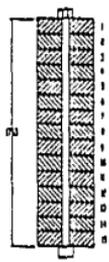
MATERIAL:
NORMA D.B.L. 9020.00:
Material y espesor de hoja.
Material opcional: Acero S.A.E. 6150

ADDTACIONES: mm

ESCALA:



SECCION AA



N.º J. A.	ESPEZOR	
	MM	P.P.
1	0,417	11,25
2	0,417	11,25
3	0,417	11,25
4	0,417	11,25
5	0,417	11,25
6	0,417	11,25
7	0,417	11,25
8	0,417	11,25
9	0,417	11,25
10	0,417	11,25
11	0,417	11,25
12	0,417	11,25
13	0,417	11,25
14	0,417	11,25

DENOMINACION:
 SUSPENSION WUELLE TRASERA
 DIMENSIONES.

MATERIAL:
 NORMA D.B.I. 9020.00 MATERIAL Y ESPESOR
 DE LAS HOJAS DE LA WUELLE.
 Material opcional: Acero S.A.E. 6150

ACOTACIONES: mm
 ESCALA:

9.- FLECHAS PROPULSORAS.

Las flechas propulsoras así como las uniones o juntas universales, se utilizan para transmitir el torque máximo desarrollado por el motor y la transmisión. Estas flechas deben de girar a velocidades máximas requeridas por la operación del vehículo. Las flechas propulsoras deben ser capaces de resistir totalmente el torque desarrollado por el motor del vehículo.

Las flechas propulsoras deben de ser ligeras y deben de estar estática y dinámicamente balanceadas para evitar ruidos y vibraciones que puedan dañar los diferentes componentes del vehículo como la transmisión y el eje trasero.

Uno de los problemas que debe tomarse en cuenta es la posición angular de las flechas propulsoras. Cuando estas operan a un cierto ángulo se desarrolla un movimiento no uniforme.

Existen también fuerzas adicionales, resultado también del mismo movimiento de las flechas propulsoras, que son transmitidas a los soportes del motor y la transmisión causando ruido y vibraciones. También existen fuerzas de fricción sobre los rodamientos de las flechas cuando el torque es transmitido a las articulaciones.

Todos estos efectos pueden ser eliminados proporcionando ángulos iguales entre las juntas universales.

Siempre que los ángulos entre las juntas de las flechas propulsoras estén dentro de los límites razonables, el ruido y las vibraciones serán mínimos sin que se dañen los componentes de la transmisión.

En arreglos con dos flechas propulsoras, el ángulo de la junta universal de entrada debe ser igual al ángulo de la junta universal de salida. Estos ángulos no deben de exceder de 6° a 9° dependiendo de la longitud de la flecha propulsora.

En el caso de un arreglo con tres flechas propulsoras, la equivalencia de ángulos es de mayor dificultad, por lo que es necesario mantener los ángulos límite dentro de tolerancias aceptables.

La velocidad crítica de las flechas de propulsión es en la cual a ciertas R.P.M. las vibraciones ocurren y tienden a sañar las flechas. La

velocidad crítica de las flechas propulsoras debe ser chequeada y no exceder la velocidad crítica a la cual estas vibraciones lleven a la flecha al punto de ruptura.

La velocidad crítica es función del diámetro y de la longitud de la flecha (ver tablas 9.1 y 9.2).

El torque de las flechas propulsoras puede ser calculado según S.A.E. por la siguiente fórmula:

$$T_s = \frac{63925 \times HP}{R.P.M.}$$

Calculando para los motores tenemos:

Motor	Modelo	Potencia	Torque flecha
Mercedes Benz	OM-366	134 HP a 2800 RPM	3016.2 lb.plg
Mercedes Benz	OM-366 A	168 HP a 2600 RPM	4072.2 lb.plg
Mercedes Benz	OM-366 LA	198 HP a 2600 RPM	4799.6 lb.plg

La velocidad crítica de las flechas esta dada por la siguiente fórmula según S.A.E.:

$$VC = 4800000 \left(\frac{DE^2 + DI^2}{L^2} \right)^{1/2}$$

donde:

VC = Velocidad crítica.

DE = Diámetro exterior de la flecha.

DI = Diámetro interior de la flecha.

Determinando el torque máximo del vehículo tenemos:

$$LGT = T R K$$

donde:

LGT = Torque en la relación baja de la transmisión.

T = Torque máximo del motor.

K = Eficiencia de la transmisión.

El esfuerzo de tracción esta dado por:

$$ET = \frac{T R e C R}{r}$$

donde:

ET = Esfuerzo de tracción.

R = Reducción en el tren motriz.

e = Eficiencia mecánica (0.90)

C = Pérdidas por accesorios (0.85)

r = Radio de la llanta.

SPICER (Especificaciones)

SPICER Tipo de union	Torque		Torque Haja duracion		Esfuerzo torsional (Limit. elast. min.)		R.P.M. Max.	Tamaño (plg)	Long. max. inst. @ R.P.M. max. (plg)
	lb plg	lb ft	lb plg	lb ft	lb plg	lb ft			
1550	5160	430	28600	2400	52800	4400	5000	3.50 x 0.095	55
								4.00 x 0.083	59
1610	7680	640	43800	3650	78000	6500	4500	3.50 x 0.134	58
								4.00 x 0.134	62
1710	10800	900	57600	4800	96000	8000	4500	4.00 x 0.134	62
								4.50 x 0.134	66
1760	13200	1100	69600	5800	122000	10200	4500	4.06 x 0.165	62
								4.09 x 0.180	62
1810	15000	1250	78000	6500	144000	12000	4500	4.50 x 0.134	66
								4.50 x 0.259	55
1880	20400	1700	106800	8900	192000	16000	3000	4.50 x 0.259	80

FLECHA R.P.M.	ANGULOS NOR- MALES MAX. DE OPERACION	
5000	3°	15°
4500	3°	40°
4000	4°	15°
3500	5°	0°
3000	5°	50°
2500	7°	0°
2000	8°	40°
1500	11°	30°

TABLA No. 9.1

VELOCIDAD CRITICA (R.P.M.)

Tipo	Tamaño	Longitud (pulg)	Dia. ext.	Dia. int.	Vel. critica (r.p.m)
1550	3.5 x 0.095	55	3.50	3.31	7643.93
	4.0 x 0.083	59	4.00	3.834	7640.17
1610	3.5 x 0.134	58	3.50	3.232	6797.64
	4.0 x 0.134	62	4.00	3.736	6834.58
1710	4.0 x 0.134	62	4.00	3.732	6831.18
	4.5 x 0.134	66	4.50	4.232	6807.01
1760	4.06 x 0.165	62	4.06	3.73	6884.46
	4.09 x 0.180	62	4.09	3.73	6912.09
1810	4.5 x 0.134	66	4.50	4.232	6807.01
	4.5 x 0.259	65	4.50	3.982	6826.63
1880	4.5 x 0.259	80	4.50	3.982	4506.64

TABLA No. 9.2

La fuerza de la barra de tracción de la flecha propulsora esta dada por:

$$DP = \frac{(T.R_e) \cdot (FR_{PBV})}{r}$$

donde:

RR = Resistencia de las llantas de acuerdo al terreno (%).

PBV = Peso bruto vehicular.

r = Radio exterior de las llantas.

- *Tipos de mecanismos de propulsión.*

Algunos vehículos constan de un tren propulsor a base de tubos de torsión o de flechas con junta universal. En el caso de la transmisión de movimiento al eje trasero con tubos de torsión, carecen de juntas universales.

También esta la transmisión a base de cadenas, y el mecanismo de propulsión Timken con eje tandem, el cual transmite movimiento a las ruedas por medio de los brazos o palancas de torsión (ver tablas 9.3 a 9.6).

9.1 Unión universal (Junta de Hooke).

Este tipo de junta o unión se utiliza para conectar dos flechas que se intersectan.

La junta universal se compone de las siguientes partes:

Dos yugos, 1 de entrada y 1 de salida, los cuales van conectados a una brida para transmitir el movimiento.

Una cruceta, la cual es el eslabón de conexión entre los yugos o el yugo y la brida.

Una desventaja de este mecanismo es que la razón de velocidades no es constante durante la rotación del mecanismo.

El elemento impulsor gira a una velocidad constante y por consecuencia el diagrama polar es un círculo, pero para el elemento impulsado el diagrama polar resulta ser una elipse que cruza al círculo en cuatro puntos. Esto significa que en cualquiera de estos cuatro puntos, la velocidad angular del elemento impulsor es igual a la velocidad del elemento impulsado, pero en puntos donde no hay intersección con el círculo, el elemento impulsor gira mas rápido durante el tiempo y con mayor lentitud en otro lapso.

TORQUE MAXIMO DEL VEHICULO

MOTOR OM 366 LA

EJE TRASERO EATON 22221 2 VEL. 5.57/7.60

Motor Torque max.	Tren motriz Red. total		Torque	
	Vel.	Red. tot.	N m	lb ft
640 N m	1	57.15	31089.60	22930.52
	2	41.89	22788.16	16807.69
472.04 lb ft	3	33.06	17984.64	13264.80
	4	24.23	13181.12	9721.90
	5	19.30	10499.20	7743.82
	6	14.15	7697.60	5677.46
	7	11.55	6283.20	4634.25
	8	8.47	4607.68	3398.45
	9	7.60	4134.40	3049.38
	10	5.57	3030.08	2234.87

TORQUE MAXIMO DEL VEHICULO

MOTOR OM 366 LA

EJE TRASERO EATON 22221 2 VEL. 6.50/8.86:1

Motor Torque max.	Tren motriz Red. total		Torque	
	Vel.	Red. tot.	N m	lb ft
640 N m	1	66.63	36246.72	26734.22
	2	48.88	26590.72	19612.32
472.04 lb ft	3	38.54	20965.76	15463.56
	4	28.28	15384.32	11346.90
	5	22.50	12240.00	9027.77
	6	16.51	8981.44	6624.37
	7	13.47	7327.68	5404.62
	8	9.88	5374.72	3964.19
	9	8.86	4819.84	3554.93
	10	6.50	3536.00	2608.02

T A B L A No. 9.3

9/1

ESFUERZO DE TRACCION

CARGA LIMITE: 15000 kg (33000 lb)

MOTOR OM 366 LA

EJE TRASERO EATON 22221 2 VEL. 5.57/7.60

Motor Torque max.	Tren motriz Red. total		Torque	
	Vel.	Red. tot.	N m	lb ft
640 N m	1	57.15	58881.82	13236.78
	2	41.89	43159.39	9702.34
472.04 lb ft	3	33.06	34061.82	7657.18
	4	24.23	24964.24	5812.03
	5	19.30	19884.85	4470.17
	6	14.15	14578.79	3277.35
	7	11.55	11900.00	2675.15
	8	8.47	8726.67	1961.78
	9	7.60	7830.30	1760.27
	10	5.57	5738.79	1290.09

ESFUERZO DE TRACCION

CARGA LIMITE: 15000 kg (33000 lb)

MOTOR OM 366 LA

EJE TRASERO EATON 22221 2 VEL. 6.50/8.86:1

Motor Torque max.	Tren motriz Red. total		Torque	
	Vel.	Red. tot.	N m	lb ft
640 N m	1	66.63	68649.09	15432.49
	2	48.88	50361.21	11321.33
472.04 lb ft	3	38.54	39707.88	8926.43
	4	28.28	29136.97	6550.07
	5	22.50	23181.82	5211.33
	6	16.51	17010.30	3823.96
	7	13.47	13878.18	3119.85
	8	9.88	10179.39	2288.35
	9	8.86	9128.48	2052.11
	10	6.50	6696.97	1505.50

T A B L A No. 9.4

ttt

FUERZA DE LA FLECHA

CARGA LIMITE: 15000 kg (33000lb)

MOTOR OM 366 LA

EJE TRASERO EATON 22221 2 VEL. 5.57/7.60

Motor Torque max.	Trcn motriz Red. total		Fuerza	
	Vel.	Red. tot.	N	lb
640 N m	1	57.15	67858.48	15255.20
	2	41.89	49362.04	11097.03
472.04 lb ft	3	33.06	38659.31	8690.96
	4	24.23	27956.59	6284.89
	5	19.30	21981.00	4941.53
	6	14.15	15738.78	3538.21
	7	11.55	12587.33	2829.75
	8	8.47	8854.10	1990.48
	9	7.60	7799.59	1753.42
	10	5.57	5339.05	1200.27

EJE TRASERO EATON 22221 2 VEL. 6.50/8.86:1

640 N m	1	66.63	79349.06	17838.38
	2	48.88	57834.52	13001.72
472.04 lb ft	3	38.54	45301.55	10184.20
	4	28.28	32865.54	7388.47
	5	22.50	25859.68	5813.49
	6	16.51	18599.28	4181.29
	7	13.47	14914.54	3352.92
	8	9.88	10583.15	2374.69
	9	8.86	9326.82	2096.75
	10	6.50	6466.29	1453.68

TABLA No. 9.5

261

FUERZA DE LA FLECHA

SOBRECARGA: 18000 kg (39600lb)

MOTOR OM 366 LA

EJE TRASERO EATON 22221 2 VEL. 5.57/7.60

Motor Torque max.	Tren motriz Red. total		Fuerza	
	Vel.	Red. tot.	N	lb
640 N m	1	57.15	67576.03	15191.70
	2	41.89	49079.58	11033.53
472.04 lb ft	3	33.06	38376.86	8627.46
	4	24.23	27674.13	6221.39
	5	19.30	21698.55	4878.03
	6	14.15	15456.30	3474.72
	7	11.55	12304.88	2766.25
	8	8.47	8571.65	1926.98
	9	7.60	7517.13	1689.92
	10	5.57	5056.80	1136.77

EJE TRASERO EATON 22221 2 VEL. 6.50/8.86:1

640 N m	1	66.63	79066.61	17774.88
	2	48.88	57552.07	12938.22
472.04 lb ft	3	38.54	45019.09	10120.70
	4	28.28	32583.09	7324.97
	5	22.50	25577.23	5749.99
	6	16.51	18316.83	4117.79
	7	13.47	14632.08	3289.42
	8	9.88	10280.69	2311.19
	9	8.86	9044.36	2033.25
	10	6.50	6183.84	1390.18

T A B L A No. 9.6

361

En la figura 9.1b el eje impulsor 2 se conecta al eje impulsor 4 por medio de una cruceta. El ángulo de inclinación entre ambos ejes es β .

Durante el movimiento los puntos A y B describen un movimiento circular con respecto al ángulo de inclinación β . Ambos puntos se localizan en una esfera cuyo centro es O.

En la figura 9.1a los círculos se intersectan en el punto D y se encuentran uno de otro a un ángulo β , que es el ángulo entre los ejes.

Si el punto A recorre una distancia θ a partir del punto de intersección de ambos círculos, el punto C quedará localizado sobre el arco del círculo máximo AC 90° atrás de A.

Los triángulos AC'D y AC'C son triángulos esféricos.

De la figura 9.1a tenemos:

ϕ = Arco descrito por el eje impulsado.

θ = Arco descrito por el eje impulsor.

De la fórmula del triángulo rectángulo tenemos:

$$\cos\beta = \tan\phi \cot\theta$$

Para las relaciones de velocidades angulares tenemos:

$$\tan\phi = \frac{\cos\theta}{\cos\beta}$$

$$\tan\phi = \cos\beta \tan\theta$$

Derivando:

$$\phi' \sec^2\phi = \theta' \cos\beta \sec^2\theta$$

Como:

$\phi' = \omega_4$ = Velocidad angular de la flecha impulsada.

$\theta' = \omega_2$ = Velocidad angular de la flecha impulsora.

entonces:

$$\omega_4 \sec^2\phi = \omega_2 \cos\beta \sec^2\theta$$

La razón entre ambas velocidades es:

$$\frac{\omega_4}{\omega_2} = \frac{\cos\beta \sec^2\theta}{\sec^2\phi} = \frac{\cos\beta \sec^2\theta}{1 + \tan^2\phi}$$

Sustituyendo $\tan^2 \phi = \cos \beta \tan \theta$ en la ecuacion tenemos:

La velocidad de la flecha de salida es:

$$w_4 = \frac{\cos \beta}{1 - \sin^2 \theta} \sin^2 \beta \quad w_2$$

El valor maximo se presenta para $\sin \theta = 90^\circ, 180^\circ, 270^\circ, 360^\circ$.

Para $\sin \theta = 0$ nos da la relacion minima de velocidades.

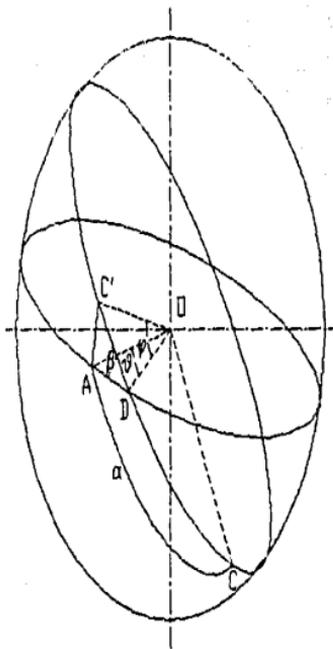


FIG. 9.1 a

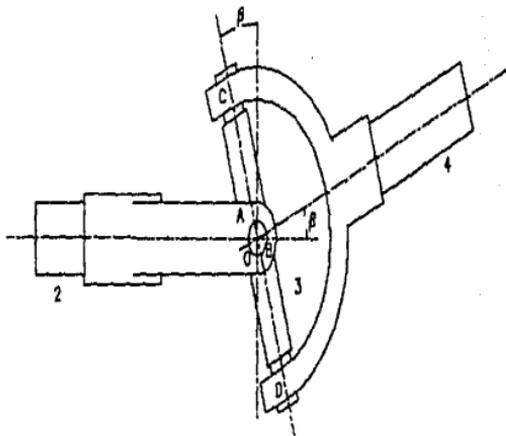


FIG. 9.1 b

182

III.- MECANICA DEL VEHICULO: DINAMICA.

10.- DIRECCION.

Para manejar y controlar vehículos de carga pesada, se requiere que el sistema de dirección sea suave, es decir, que el esfuerzo requerido para controlar el vehículo sea mínimo. Para lograr esto se debe tomar en cuenta la selección de los componentes que integren el sistema de dirección. En la selección de estos componentes debe tomarse en cuenta lo siguiente:

Capacidad del eje delantero.

Tipo de caja de dirección.

Ya que la caja de dirección y el eje delantero son los que dan el control del vehículo.

En cuanto a la capacidad de carga, el eje delantero en conjunto con la suspensión deben de ser seleccionadas de modo que ambas soporten tanto carga como sobrecarga así como cargas dinámicas. Para esto se debe de seleccionar también una caja adecuada, para que el esfuerzo requerido por el conductor para controlar el vehículo sea el mínimo.

El sistema de dirección consta de los siguiente componentes:

	Volante
Sistema de	Columna de dirección
Dirección.	Caja de dirección Manual
	Hidráulica
	Eje delantero c/tracción

a/ tracción

Volante: Proporciona el control del vehículo por parte del conductor.

Columna de dirección: Transmite la posición angular a la caja de dirección. La columna de dirección consta de una flecha, crucetas, la cuales van acopladas al volante y a la caja de dirección.

Caja de dirección: La caja de dirección transmite el movimiento al brazo pitman o brazo de dirección. De esta forma se obtiene el control direccional del vehículo.

Brazo pitman: Transmite el movimiento de la caja de dirección al brazo de la dirección del eje delantero a través de la barra de acoplamiento.

La dirección puede ser de dos tipos: Manual e Hidráulica.

La dirección manual consta de tres tipos de mecanismos (ver figura 10.1) :

- 1) Dirección piñon cremallera.
- 2) Dirección tornillo sinfín y rodillo.
- 3) Dirección de bolas recirculantes.

- *Dirección piñon cremallera.*

La columna de dirección transmite movimiento circular al piñon, el cual hace que a su vez la cremallera se mueva longitudinalmente transmitiendo el movimiento por medio de dos barras de acoplamiento al brazo de dirección. Para esto el piñon da varias vueltas completando la cremallera de tope a tope. Este tipo de dirección normalmente se aplica a vehículos ligeros como automóviles)

- *Dirección tornillo sinfín.*

El sistema de varillaje utilizado en este tipo de dirección es en forma de paralelogramo. Estas varillas transmiten el movimiento de la caja de dirección al brazo de la dirección.

La dirección de tornillo sinfín cuenta básicamente de las siguientes partes: rodillo sinfín, tornillo sinfín, flecha, brazo pitman y sistema de varillas en paralelogramo

-*Dirección de bolas recirculantes.*

La dirección de bolas recirculantes tiene aplicaciones tanto en vehículos ligeros como los automóviles así como en vehículos pesados.

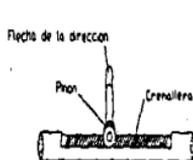
La dirección de bolas recirculantes consta de las siguientes partes: Bolas recirculantes (balines), rodillo sinfín, cremallera de tuerca de bolas, flecha pitman, brazo pitman sector de engranaje.

Al girar el volante, el movimiento se transmite a la cremallera de bolas, la cual esta acoplada a un sector de engranes. Este sector de engranes manda el movimiento al brazo pitman, el cual, a su vez, transmite el movimiento al brazo de dirección por medio del varillaje.

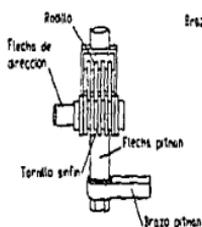
- Dirección Hidráulica.

La transmisión hidráulica se utiliza para disminuir el esfuerzo requerido en el manejo de automóviles así como en el manejo de vehículos de carga pesada.

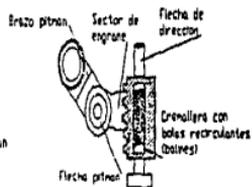
DIRECCION MANUAL



DIRECCION PINO-CREBALLERA



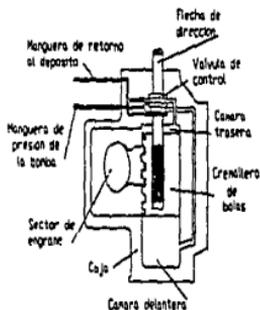
DIRECCION SINFIN-RODILLO



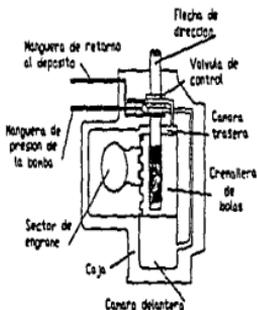
DIRECCION DE BOLAS RECIRCULANTES

DIRECCION HIDRAULICA

DIRECCION EN LINEA RECTA



VUELTA A LA DERECHA



VUELTA A LA IZQUIERDA

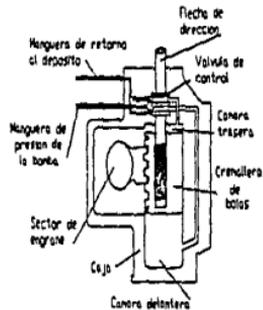


FIG. 10.1

El sistema de dirección hidráulica consta de las siguiente partes: Caja de dirección, bomba de la dirección, varilla de acoplamiento, varilla intermedia y brazo de la dirección.

Al girar el volante, la columna de dirección acciona dentro de la caja de dirección una válvula de control dejando pasar el aceite de la dirección a la cámara correspondiente de la caja de la dirección. La presión de aceite es proporcionada por la bomba de dirección. Las válvulas de desahogo se encuentran en la bomba de dirección, y se utilizan para controlar las presiones excesivas cuando el motor gira a altas revoluciones.

Los componentes de la caja de dirección son los siguientes: manguera de retorno al deposito, manguera de presión de la bomba, caja de la dirección, sector de engranaje, cremallera de bolas (balines), flecha de dirección y válvulas de control.

Cuando el vehículo va en línea recta, la válvula de control recircula el aceite hacia el deposito sin que este pase por la caja de dirección, haciendo que el aceite dentro de la caja permanezca en equilibrio.

Al girar el volante a la derecha, la válvula de control envía el aceite a alta presión a la cámara delantera de la caja para impulsar a la cremallera y transmitir el movimiento al brazo pitman para que este, por medio de la barra de acoplamiento, mueva el brazo de la dirección haciendo que el vehículo se mueva hacia la derecha.

En el caso contrario, la válvula de control envía el aceite a alta presión a la cámara trasera de la caja de dirección para impulsar a la cremallera haciendo girar el sector de engrane y transmitir así el movimiento al brazo pitman, el cual, a su vez, transmite el movimiento de la barra de acoplamiento haciendo girar el brazo de la dirección para que el vehículo de vuelta a la izquierda.

Los componentes de la bomba de dirección son: Deposito de aceite, conducto de entrada, cubierta, aspas, válvula de desahogo, rotor, conexión de la manguera de presión, conexión de la manguera de retorno.

La presión para mover la dirección hidráulica es proporcionado por la bomba. La bomba de dirección es accionada por medio de una banda instalada a través de una polea a la salida del ciguenal del motor. Las aspas envían el aceite de la dirección a presión hacia la caja de

dirección. En caso de haber un exceso de presión, una válvula de desahogo es accionada permitiendo que el exceso de aceite regrese al depósito.

El sistema de dirección hidráulica está disponible en conjunto o kit de adaptación en sistemas de dirección manual sobre cualquier vehículo.

Las ventajas en sistemas de dirección hidráulica son:

- 1) Reducción de la fatiga del conductor en cualquier condición del terreno donde circule el vehículo.
- 2) Absorción de choques y golpeteos debidos a las condiciones del terreno, los cuales causan fatiga.
- 3) Proporciona mayor flexibilidad al conductor el cual puede maniobrar mas fácil y rapidamente el vehículo.
- 4) La dirección hidráulica proporciona mayor protección en el caso de pinchaduras en las llantas permitiendo un mayor control del vehículo en estos casos.
- 5) Se eliminan problemas de control en el volante ocasionados por las irregularidades del terreno.
- 6) La dirección hidráulica permite cargas mas pesadas sobre el eje delantero proporcionando mayor adherencia y/o tracción sobre las ruedas delanteras.

Para hacer un análisis de la dirección del vehículo, se deben de tomar en cuenta ciertas características pertenecientes al sistema de dirección del vehículo:

- *Caster.*

El *caster* es el ángulo de inclinación del eje del brazo de la dirección con respecto a una línea vertical. El propósito del *caster* es el de proporcionar un control direccional mas fácil y mas estable hacia el frente.

- *Camber.*

El *camber* es el ángulo de inclinación de la parte superior de la llanta con respecto a una vertical respecto a una vista frontal del vehículo. El objetivo del *camber* es el de proporcionar una buena estabilidad en las curvas y el de reducir el esfuerzo en la masa.

- *Convergencia (Toe in).*

La convergencia es la posición en la cual las llantas se encuentran mas cerca del frente que la parte de atrás de las llantas. El propósito de las llantas es el de balancear la tendencia de las llantas a rodar externamente debido al *camber*.

- *Inclinación del eje del brazo de la dirección.*

El ángulo de inclinación del eje del brazo de dirección es el ángulo que tiene hacia adentro o hacia afuera de dicho eje con respecto a una línea vertical. El propósito del ángulo de inclinación del brazo de la dirección es el de proporcionar estabilidad direccional al vehículo.

10.1 Radio de giro.

El radio de giro del vehículo es el descrito por las llantas exteriores del vehículo. El radio de giro del vehículo es el radio mínimo descrito al mayor ángulo permisible del brazo de la dirección, es decir, es el círculo generado por el vehículo con el menor radio posible, en el cual, ejecute una vuelta de 360°. Las llantas delanteras así como el eje trasero, deben hacer centro en el mismo punto.

En el sistema Ackerman, el grado del ángulo de giro designado en el eje delantero, está determinado por los brazos de la dirección y por la masa.

El grado de angulación de los brazos de la dirección determinan el ángulo relativo entre ambas llantas durante la ejecución de una vuelta.

El grado al cual los brazos de la dirección son ajustados, varía con respecto a una distancia entre ejes del vehículo.

El radio de giro del vehículo puede resolverse gráficamente o matemáticamente.

Los factores que determinan el radio de giro son:

- 1) Anchura del eje delantero
- 2) Distancia entre ejes
- 3) Ángulo de giro de la rueda interior.

El ángulo de giro α de la rueda interior del vehículo depende de las características de diseño del eje delantero.

Del diagrama tenemos:

$$\text{sen}\beta = \frac{L}{RD}$$

Para determinar el ángulo β tenemos:

$$\tan\beta = \frac{L}{A + X_1}$$

$$\tan\alpha = \frac{L}{X_1}$$

$$\cot\beta = \frac{L}{A + X_1}$$

$$\cot\alpha = \frac{X_1}{L}$$

$$\cot\beta - \cot\alpha = \frac{A + X_1}{L} - \frac{X_1}{L}$$

$$\cot\beta - \cot\alpha = \frac{A}{L}$$

Al calcular el ángulo β se puede conocer el radio de giro.

El radio de giro está dado por:

$$RD = \frac{L}{\text{sen}\beta}$$

Como el ángulo α es un dato conocido tenemos:

$$\cot\beta = A/L + \cot\alpha$$

$$\beta = \cot^{-1}(A/L + \cot\alpha) = \tan^{-1} \frac{1}{A/L + 1/\tan\alpha}$$

$$\beta = 30.782^\circ$$

De acuerdo con los siguientes datos:

$$L = 5200 \text{ mm}$$

$$A = 1828.8 \text{ mm}$$

$$\alpha = 37^\circ$$

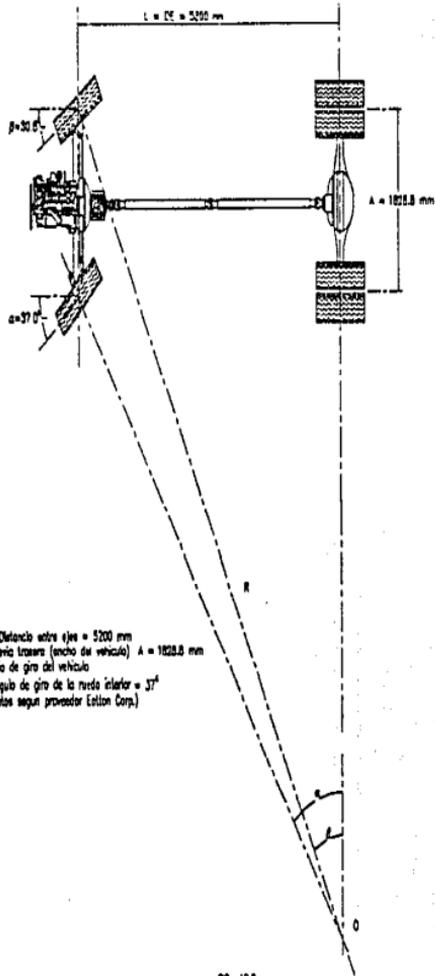
el radio de giro es:

$$RD = \frac{L}{\text{sen}\beta} = \frac{5200 \text{ mm}}{\text{sen}(30.78^\circ)}$$

$$RD = 10.160 \text{ mts} = 10160.8 \text{ mm}$$

034

RADIO DE GIRO



151

El radio de giro puede ser designado de dos formas:

- 1) Radio de giro del sistema de dirección: El radio de giro del sistema de dirección es el radio trazado por las ruedas exteriores del vehículo (ver figura 10.2).
- 2) Radio de giro del vehículo: El radio de giro del vehículo es el radio trazado por la parte más exterior del vehículo.

11.- DINAMICA DEL VEHICULO.

La dinámica del vehículo, en este caso, de un camión, nos indica el desempeño y selección del chasis, carrocería, tren motriz, suspensión, etc, es decir, de acuerdo a las características de sus componentes.

Para realizar los cálculos de mecánica se deben tomar en cuenta los siguientes puntos, los cuales afectan el funcionamiento del vehículo.

- 1) Factores de fricción.
- 2) Resistencia a la tracción o rodamiento.
- 3) Fuerza de tracción del vehículo.
- 4) Resistencia al aire.
- 5) Superación del grado de pendiente.
- 6) Fuerzas laterales (aceleración lateral).
- 7) Demanda de potencia.

Otros factores que también deben de tomarse en cuenta son los siguientes:

- 1) Tipos de operación y condiciones de carga.
- 2) Condiciones del terreno.
- 3) Velocidad.
- 4) Altitud.

Con todos estos factores se pueden calcular los grados de pendiente máxima superable por el vehículo a una cierta velocidad en cada relación de la transmisión, la fuerza de resistencia al aire, fuerza de tracción en el tren motriz del vehículo transmitida a las ruedas, así como la demanda total de potencia debida a estos factores.

Por esto, es necesario hacer un análisis dinámico del comportamiento del vehículo así como los factores que afectan su funcionamiento.

El método para determinar la potencia del vehículo es por medio del cálculo del funcionamiento del vehículo en el siguiente punto: Habilidad del vehículo para superar pendientes.

Para calcular este punto se requieren los siguientes datos:

- 1) Diagrama de curvas de desempeño del motor

- 2) Relaciones de la caja de transmisión.
- 3) Relación del eje trasero.
- 4) Medida de las llantas.
- 5) Peso bruto vehicular (PBV).

También intervienen diversos factores como las condiciones del terreno, la temperatura, condiciones atmosféricas, altura sobre el nivel del mar, etc., que también afectan el funcionamiento del motor.

Para calcular con respecto al peso bruto vehicular, se deben de considerar los siguientes puntos en orden de importancia.

- 1) Tipo de operación y condiciones de carga.
- 2) Condiciones del terreno y grados de pendiente.
- 3) Velocidad.
- 4) Altitud.

Estos rangos pueden variar en un mismo modelo de vehículo de acuerdo a la operación en la que el vehículo sea destinado.

11.1 Factores de fricción.

Las fuerzas de fricción dependen básicamente del tipo de superficie entre los cuerpos en contacto. Existen diversos tipos de fricción; estos son los siguientes:

- 1) Fricción estática.
- 2) Fricción cinética.
- 3) Fricción fluida.

- Fricción estática.

La fricción estática es la fuerza de oposición del terreno sobre el vehículo al movimiento, cuando el vehículo se encuentra en estado de reposo o de equilibrio durante su funcionamiento en cualquier tipo de terreno.

La fuerza de fricción estática está dada por: μN

- Fricción cinética.

La fricción cinética es la fuerza de oposición del terreno sobre el vehículo cuando la fuerza de fricción ya no es capaz de mantener al vehículo en reposo o en estado de equilibrio, esto es, cuando el

vehículo comienza a moverse desde el reposo, o cuando el vehículo empieza a acelerar después de mantener una velocidad constante.

La fuerza de fricción cinética esta dada por: $\mu_k N$

- *Fricción fluida.*

La fricción fluida es la fricción que ocurre entre capas de fluido que se mueven a diferentes velocidades.

La fricción fluida tiene efectos de sobrecalentamiento en los materiales o componentes que son lubricados por el fluido. Esto sucede por dos causas: falta de lubricante y exceso de lubricante. Cuando hay falta de lubricación los componentes de maquinaria se sobrecalientan por exceso de fricción entre metal y metal. Cuando hay exceso de fluido de lubricación, las diferentes velocidades de las capas de fluido debido a lo anterior, también tienden a sobrecalentar los componentes de la maquinaria que estan siendo lubricados.

11.2 Resistencia al rodamiento o tracción.

La resistencia al rodamiento es el resultado del trabajo de deformación entre las llantas del vehículo y el tipo de terreno, es decir, la resistencia al rodamiento equivale a la suma de las resistencias que impiden que el vehículo este rodando. Esto se debe a las irregularidades de la superficie del terreno, flexibilidad y elasticidad de las llantas, compactación o deformación del terreno, el peso bruto vehicular (PBV) y la velocidad a la cual circula el vehículo.

La resistencia al rodamiento se puede expresar de la siguiente forma:

$$F = f(mg) = fW$$

donde:

F = Resistencia al rodamiento.

f = coeficiente de resistencia al rodamiento de la llanta.

W = Peso bruto vehicular (PBV).

o también como:

$$RR = F/w$$

donde:

RR = % resistencia al rodamiento.

F = Resistencia al rodamiento en lb.

w = Peso/1000 lb.

Los porcentajes (RR) y coeficientes de resistencia al rodamiento (f) son los mismos que se presentan a continuación:

Superficie	RR (%)	f
Concreto, excelente	1.00	0.0100
Concreto, bueno	1.50	0.0150
Concreto, malo	2.00	0.0200
Asfalto	1.25	0.0125
Asfalto	1.75	0.0175
Asfalto	2.25	0.0225
Pavimento	1.50	0.0150
Pavimento	2.25	0.0225
Pavimento	3.75	0.0375
Empedrado, normal	5.50	0.0550
Empedrado	8.50	0.0850
Nieve, 2 plg	2.50	0.0250
Nieve, 4 plg	3.75	0.0375
Terracería	2.50	0.0250
Terracería	3.75	0.0375
Lodo	3.75-15.00	0.0375-0.1500
Arena	6.00-15.00	0.0600-0.1500
Arena, dunas	16.00-30.00	0.1600-0.3000

La demanda de potencia requerida por las llantas por cada 1000 lb del vehículo es:

$$RHP = (C_a + C_v \cdot \text{mph}) \cdot CR \cdot \text{mph} / 375$$

donde:

RHP = Resistencia al rodamiento HP/1000 lb

C_a = Coeficiente estático de resistencia (6.10).

C_v = Coeficiente dinámico de resistencia (0.07).

11.3 Resistencia al aire.

La resistencia del del aire de acuerdo a las leyes de la aerodinámica, es la fuerza que un fluido (aire) opone al movimiento de un cuerpo.

La resistencia del aire sobre el vehículo depende de diversos factores como el área frontal del vehículo, la velocidad del aire y la aerodinámica del vehículo, la cual es básica para obtener mejores coeficientes de resistencia al aire. En vehículos pesados, esto se ve reflejado en el consumo de combustible en viajes largos a una velocidad crucero del vehículo. En los camiones esta resistencia al aire se puede

reducir instalando deflectores de aire en la parte superior de la cabina así como en la parte lateral del vehículo provocando así que el rompimiento de la capa límite sea a una mayor velocidad.

La fuerza de resistencia al avance esta dada por:

$$F = 0.5pC_dA(v + v_a)^2$$

Donde:

F = Fuerza de resistencia al aire.

p = Densidad del aire.

C_d = Coeficiente aerodinámico del vehículo.

A = Area frontal del vehículo.

v = Velocidad del vehículo.

v_a = Velocidad del aire.

La potencia necesaria para superar la resistencia del aire esta dada por la siguiente expresión:

$$AHP = A C_d \frac{(mph)^3}{156000}$$

Donde:

AHP = Potencia necesaria para vencer la resistencia del aire a cierta velocidad.

A = Area frontal del vehículo.

C_d = Coeficiente aerodinámico del vehículo.

Para camiones pesados, tractocamiones, etc., el coeficiente aerodinámico se considera de 0.7.

Para camiones con combinaciones dobles, el coeficiente aerodinámico se considera de 0.77.

Para automóviles el coeficiente aerodinámico varía entre 0.2 a 0.5 basados en el área frontal (ver tablas 11.1 a 11.3).

11.4 Superación del grado de pendiente.

El grado de pendiente es un porcentaje en la inclinación del terreno. El grado de pendiente se expresa de la siguiente forma:

$$\% \text{ Grado} = \frac{h}{100}$$

El grado de la pendiente es el porcentaje que existe con respecto a la altura de la misma por cada 100 ft de longitud plana.

RESISTENCIA AL RODAMIENTO		
HP/1000 lb		
Velocidad		RHP
km/hr	m.p.h.	
10	6.2150	0.1083083
20	12.4301	0.2310372
30	18.6451	0.3681868
40	24.8602	0.5197571
50	31.0752	0.6857480
60	37.2902	0.8661595
70	43.5053	1.0609917
80	49.7203	1.2702445
90	55.9354	1.4939180
100	62.1504	1.7320121

RESISTENCIA AL AIRE		
Velocidad		AHP
km/hr	m.p.h.	
10	6.2150	0.0769011
20	12.4301	0.6152093
30	18.6451	2.0763316
40	24.8602	4.9216749
50	31.0752	9.6126464
60	37.2902	16.610653
70	43.5053	26.377101
80	49.7203	39.373399
90	55.9354	56.060954
100	62.1504	76.901171

T A B L A No. 11.1

bbl

RESISTENCIA AL AIRE

VELOCIDAD		Resistencia al aire. (N)										
		Aire: km/h	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
km/hr	m/s	m/s	2.7778	5.5556	8.3333	11.1111	13.8889	16.6667	19.4444	22.2222	25.0000	27.7778
		10	2.7778	86.12	193.76	344.47	538.23	775.05	1054.92	1377.86	1743.85	2152.91
15	4.1667	134.56	263.73	435.96	651.25	909.60	1211.01	1555.47	1943.00	2373.58	2847.22	
20	5.5556	193.76	344.47	538.23	775.05	1054.92	1377.86	1743.85	2152.91	2605.02	3100.19	
25	6.9444	263.73	435.96	651.25	909.60	1211.01	1555.47	1943.00	2373.58	2847.22	3363.92	
30	8.3333	344.47	538.23	775.05	1054.92	1377.86	1743.85	2152.91	2605.02	3100.19	3638.41	
35	9.7222	435.96	651.25	909.60	1211.01	1555.47	1943.00	2373.58	2847.22	3363.92	3923.67	
40	11.1111	538.23	775.05	1054.92	1377.86	1743.85	2152.91	2605.02	3100.19	3638.41	4219.70	
45	12.5000	651.25	909.60	1211.01	1555.47	1943.00	2373.58	2847.22	3363.92	3923.67	4526.49	
50	13.8889	775.05	1054.92	1377.86	1743.85	2152.91	2605.02	3100.19	3638.41	4219.70	4844.04	
55	15.2778	909.60	1211.01	1555.47	1943.00	2373.58	2847.22	3363.92	3923.67	4526.49	5172.36	
60	16.6667	1054.92	1377.86	1743.85	2152.91	2605.02	3100.19	3638.41	4219.70	4844.04	5511.44	
65	18.0556	1211.01	1555.47	1943.00	2373.58	2847.22	3363.92	3923.67	4526.49	5172.36	5861.29	
70	19.4444	1377.86	1743.85	2152.91	2605.02	3100.19	3638.41	4219.70	4844.04	5511.44	6221.90	
75	20.8333	1555.47	1943.00	2373.58	2847.22	3363.92	3923.67	4526.49	5172.36	5861.29	6593.29	
80	22.2222	1743.85	2152.91	2605.02	3100.19	3638.41	4219.70	4844.04	5511.44	6221.90	6975.42	
85	23.6111	1943.00	2373.58	2847.22	3363.92	3923.67	4526.49	5172.36	5861.29	6593.28	7368.32	
90	25.0000	2152.91	2605.02	3100.19	3638.41	4219.70	4844.04	5511.44	6221.90	6975.42	7771.99	
95	26.3889	2373.58	2847.22	3363.92	3923.67	4526.49	5172.36	5861.29	6593.28	7368.32	8166.43	
100	27.7778	2605.02	3100.19	3638.41	4219.70	4844.04	5511.44	6221.90	6975.42	7771.99	8611.63	

T A B L A No. 11.2

cat

RESISTENCIA AL AIRE

VELOCIDAD		Resistencia al aire. (lb)											
Vehiculo		Aire:											
		km/hr	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	
km/hr	m/s	f/s	m/s	2.778	5.556	8.333	11.111	13.889	16.667	19.444	22.222	25.000	27.778
			f/s	9.113	18.227	27.340	36.454	45.567	54.681	63.794	72.908	82.021	91.134
10	2.7778	9.1134		19.36	43.56	77.44	121.00	174.24	237.16	309.76	392.03	483.99	585.63
15	4.1667	13.6702		30.25	59.29	98.01	146.41	204.49	272.25	349.68	436.80	533.60	640.08
20	5.5556	18.2269		43.56	77.44	121.00	174.24	237.16	309.76	392.03	483.99	585.63	696.95
25	6.9444	22.7836		59.29	98.01	146.41	204.49	272.25	349.68	436.80	533.60	640.08	756.24
30	8.3333	27.3403		77.44	121.00	174.24	237.16	309.76	392.03	483.99	585.63	696.95	817.95
35	9.7222	31.8971		98.01	146.41	204.49	272.25	349.68	436.80	533.60	640.08	756.24	882.08
40	11.1111	36.4538		121.00	174.24	237.16	309.78	392.03	483.99	585.63	696.95	817.95	948.63
45	12.5000	41.0105		146.41	204.49	272.25	349.68	436.80	533.60	640.08	756.24	882.08	1017.59
50	13.8889	45.5672		174.24	237.16	309.76	392.03	483.99	585.63	696.95	817.95	948.63	1088.98
55	15.2778	50.1239		204.49	272.25	349.68	436.80	533.60	640.08	756.24	882.08	1017.59	1162.79
60	16.6667	54.6807		237.16	309.76	392.03	483.99	585.63	696.95	817.95	948.63	1088.98	1239.02
65	18.0556	59.2374		272.25	349.68	436.80	533.60	640.08	756.24	882.08	1017.59	1162.79	1317.67
70	19.4444	63.7941		309.76	392.03	483.99	585.63	696.95	817.95	948.63	1088.98	1239.02	1398.74
75	20.8333	68.3508		349.69	436.80	533.60	640.08	756.24	882.08	1017.59	1162.79	1317.67	1482.23
80	22.2222	72.9076		392.04	483.99	585.63	696.95	817.95	948.63	1088.98	1239.02	1398.74	1568.14
85	23.6111	77.4643		436.81	533.60	640.08	756.24	882.08	1017.59	1162.79	1317.67	1482.23	1656.47
90	25.0000	82.0210		484.00	585.63	696.95	817.95	948.63	1088.98	1239.02	1398.74	1568.14	1747.21
95	26.3889	86.5777		533.61	640.08	756.24	882.08	1017.59	1162.79	1317.67	1482.23	1656.47	1840.38
100	27.7778	91.1344		585.64	696.95	817.95	948.63	1088.88	1239.02	1398.74	1568.14	1747.21	1935.97

T A B L A No. 11.3

108

El ángulo de la pendiente es:

$$\text{Ang} = \tan^{-1} \frac{h}{100}$$

La demanda de potencia debido al grado de pendiente esta dado por lo siguiente.

De acuerdo a los procedimientos de S.A.E., las clasificaciones de potencia de acuerdo a la habilidad del vehículo son la base para clasificar las prestaciones y funcionamiento del vehículo.

Para el cálculo de la potencia debido al grado de pendiente, es necesario tener una relación de pérdidas en el tren motriz.

Pérdidas en el tren motriz.

La eficiencia en el tren motriz es la siguiente (S.A.E.):

Transmisión	Eje	Eficiencia
Directa	Simple	90 %
Relaciones bajas	Simple	85 %
Directa	Tandem	85 %
Relaciones bajas	Tandem	80 %

El grado de pendiente esta expresado como (ver tablas 11.4 a

11.6):

$$\text{NHP} = \frac{\text{PBV} \cdot G}{37500} + \text{AHP} + \text{RHP}$$

$$G = \frac{(\text{NHP} - \text{AHP} - \text{RHP})(37500 \text{ E})}{\text{PBV mph}}$$

Donde:

NHP = Potencia neta del motor.

PBV = Peso bruto vehicular.

E = Eficiencia del tren motriz.

AHP = Potencia del vehículo para vencer la resistencia del aire.

G = Grado de pendiente en porcentaje (%).

11.5 Fuerza de tracción.

La fuerza de tracción del vehículo puede ser representada por medio del diagrama de fuerza de tracción.

En este metodo la resistencia al rodamiento, la resistencia al aire y la resistencia al grado de pendiente son graficadas de acuerdo a la velocidad del vehículo.

La interpretación mas importante de la grafica, nos indica la máxima velocidad posible del vehículo en una pendiente dada de cualquier grado de inclinación en una relación dada de la caja de transmisión.

INCIDENCIA DE CARGA SOBRE LOS EJES DE ACUERDO AL GRADO DE PENDIENTE.

CARGA LIMITE: 15000 kg (33000 lb)

ALTURA C.G. = 1500 mm

Grado de pendiente			Carga eje delantero		Carga eje trasero		Deflexión muelle			
rad	grados	%					Delantero		Trasero	
			N	lb	N	lb	mm	plg	mm	plg
0.087266	5	8.75	52425.34	11785.69	101188.13	22748.00	121.8400	4.796853	135.8230	5.3474
0.174532	10	17.63	55530.69	12483.79	103736.09	23320.80	129.0571	5.080968	139.2430	5.4820
0.261799	15	26.79	58213.41	13086.89	105494.55	23716.12	135.2919	5.326454	141.6034	5.5749
0.349065	20	36.40	60453.09	13590.40	106450.13	23930.94	140.4971	5.531382	142.8860	5.6254
0.436332	25	46.63	62232.69	13990.46	106955.97	23963.64	144.6330	5.694213	143.0813	5.6331
0.523598	30	57.74	63538.66	14284.06	105929.75	23813.96	147.6661	5.813707	142.1075	5.5979
0.610865	35	70.02	64361.06	14468.94	104457.74	23483.04	149.5794	5.880956	140.2117	5.5201
0.698131	40	83.91	64693.63	14543.71	102190.74	22973.39	150.3524	5.919386	137.1687	5.4003
0.785398	45	100.00	64533.65	14507.79	99146.011	22268.91	149.9310	5.904766	133.0818	5.2394

ALTURA C.G. = 1750 mm

Grado de pendiente			Carga eje delantero		Carga eje trasero		Deflexión muelle			
rad	grados	%					Delantero		Trasero	
			N	lb	N	lb	mm	plg	mm	plg
0.087266	5	8.75	53040.43	11923.96	101803.21	22886.27	123.2695	4.853132	136.6486	5.3799
0.174532	10	17.63	56756.17	12759.29	104961.57	23596.30	131.9052	5.193118	140.8880	5.5488
0.261799	15	26.79	60039.97	13497.52	107321.10	24126.75	139.5369	5.493501	144.0551	5.6715
0.349065	20	36.40	62806.82	14133.02	108863.86	24473.57	146.1067	5.752235	146.1259	5.7530
0.436332	25	46.63	65215.22	14660.96	109578.09	24634.14	151.5648	5.967111	147.0846	5.7907
0.523598	30	57.74	67067.29	15077.33	109458.38	24607.22	155.8689	6.136573	146.9240	5.7844
0.610865	35	70.02	68048.94	15378.94	108505.61	24393.03	158.9870	6.259332	145.6451	5.7341
0.698131	40	83.91	69229.96	15563.51	106727.06	23993.20	160.8951	6.334454	143.2578	5.6401
0.785398	45	100.00	69524.10	15629.64	104136.24	23410.76	161.5787	6.361367	139.7801	5.5032

ALTURA C.G. = 2000 mm

Grado de pendiente			Carga eje delantero		Carga eje trasero		Deflexión muelle			
rad	grados	%					Delantero		Trasero	
			N	lb	N	lb	mm	plg	mm	plg
0.087266	5	8.75	53655.51	12062.24	102418.29	23024.55	124.6990	4.909411	137.4742	5.4124
0.174532	10	17.63	57981.65	13034.79	106187.05	23871.80	134.7533	5.305248	142.5329	5.6115
0.261799	15	26.79	61866.52	13908.15	109147.65	24537.37	143.7820	5.660709	146.5069	5.7680
0.349065	20	36.40	65280.55	14675.65	111277.58	25016.20	151.7164	5.973088	149.3658	5.8805
0.436332	25	46.63	68197.75	15331.46	112560.62	25304.64	158.4962	6.240009	151.0880	5.9483
0.523598	30	57.74	70695.93	15870.60	112987.01	25400.49	164.0697	6.459439	151.8604	5.9709
0.610865	35	70.02	72456.83	16288.94	112553.49	25303.03	168.3946	6.629709	151.0785	5.9480
0.698131	40	83.91	73766.29	16583.32	111263.38	25013.00	171.4378	6.749523	149.3468	5.8798
0.785398	45	100.00	74514.34	16751.49	109126.48	24532.61	173.1764	6.817963	146.4785	5.7669

T A B L A No. 11.4

104

INCIDENCIA DE CARGA SOBRE LOS EJES DE ACUERDO AL GRADO DE PENDIENTE.

SOBRECARGA: 18000 kg (39600 lb)

ALTURA C.G. = 1500 mm

Grado de pendiente			Carga eje delantero		Carga eje trasero		Deflexión muelle			
rad	grados	%	N	lb	N	lb	Delantero		Trasero	
							mm	plg	mm	plg
0.087266	5	8.75	57612.29	12951.76	126724.11	28488.72	133.8948	5.271452	170.0994	6.6968
0.174532	10	17.63	61399.26	13803.10	129721.10	29162.47	142.6960	5.617955	174.1222	6.8552
0.261799	15	26.79	64718.95	14549.40	131730.84	29614.27	150.4112	5.921702	176.8199	6.9614
0.349065	20	36.40	67546.08	15184.96	132738.02	29840.70	156.9817	6.180382	178.1718	7.0146
0.436332	25	46.63	69059.15	15704.96	132734.99	29840.02	162.3574	6.392025	178.1677	7.0145
0.523598	30	57.74	71640.55	16105.44	131721.77	29612.24	166.4975	6.555020	176.8077	6.9609
0.610865	35	70.02	72876.72	16303.34	129706.06	29159.09	169.3704	6.668128	174.1021	6.8544
0.698131	40	83.91	73558.26	16536.55	126703.22	28484.02	170.9544	6.730488	170.0714	6.6957
0.785398	45	100.00	73679.97	16563.92	122736.08	27592.17	171.2372	6.741625	164.7464	6.4861

ALTURA C.G. = 1750 mm

Grado de pendiente			Carga eje delantero		Carga eje trasero		Deflexión muelle			
rad	grados	%	N	lb	N	lb	Delantero		Trasero	
							mm	plg	mm	plg
0.087266	5	8.75	58350.30	13117.69	127462.21	26654.65	135.6102	5.339907	171.0902	6.7358
0.174532	10	17.63	62869.84	14133.70	131191.68	29493.07	146.1137	5.752511	178.0962	6.9329
0.261799	15	26.79	66910.82	15042.15	133922.71	30107.03	155.5062	6.122255	179.7620	7.0772
0.349065	20	36.40	70142.50	15836.12	135634.50	30491.85	163.7133	6.445405	182.0597	7.1677
0.436332	25	46.63	73438.19	16509.56	136314.03	30644.62	170.6753	6.719502	182.9718	7.2036
0.523598	30	57.74	75874.92	17057.36	135956.13	30564.15	178.3384	6.942459	182.4914	7.1847
0.610865	35	70.02	77734.19	17475.34	134553.53	30251.09	180.6595	7.112580	180.6221	7.1111
0.698131	40	83.91	79001.85	17760.32	132146.81	29707.79	183.6058	7.228570	177.3782	6.9834
0.785398	45	100.00	79668.27	17910.14	128724.38	28938.39	185.1544	7.289546	172.7844	6.8025

ALTURA C.G. = 2000 mm

Grado de pendiente			Carga eje delantero		Carga eje trasero		Deflexión muelle			
rad	grados	%	N	lb	N	lb	Delantero		Trasero	
							mm	plg	mm	plg
0.087266	5	8.75	59088.49	13283.62	128200.30	28820.58	137.3256	5.406522	172.0809	6.7748
0.174532	10	17.63	64340.42	14464.30	132662.26	29823.67	148.5315	5.887067	178.0701	7.0108
0.261799	15	26.79	69102.68	15534.90	136114.57	30599.78	160.5993	6.322809	182.7041	7.1931
0.349065	20	36.40	73339.03	16487.27	138530.98	31143.01	170.4449	6.710429	185.9476	7.3203
0.436332	25	46.63	77017.23	17314.16	138983.07	31449.22	178.9932	7.046980	187.7759	7.3928
0.523598	30	57.74	80109.28	18009.28	140190.50	31516.08	186.1794	7.329898	188.1751	7.4085
0.610865	35	70.02	82591.65	18567.34	139420.99	31343.09	191.9486	7.557032	187.1422	7.3678
0.698131	40	83.91	84445.44	18934.09	137590.40	30931.56	196.2569	7.726652	184.6851	7.2711
0.785398	45	100.00	85656.56	19256.36	134712.67	30284.62	199.0716	7.837468	180.8223	7.1190

TABLA No. 11.5

504

GRADO DE PENDIENTE.

Demanda de potencia NHP/1000 lb

Grado %	Velocidad									
	km/hr m.p.h.	10 6.22	20 12.43	30 18.65	40 24.86	50 31.08	60 37.29	70 43.51	80 49.72	90 55.94
0.5	0.0921	0.1841	0.2762	0.3683	0.4604	0.5524	0.6445	0.7366	0.8287	0.9207
5	0.9207	1.8415	2.7622	3.6830	4.6037	5.5245	6.4452	7.3660	8.2867	9.2075
10	1.8415	3.6830	5.5245	7.3660	9.2075	11.0490	12.8905	14.7319	16.5734	18.4149
15	2.7622	5.5245	8.2867	11.0490	13.8112	16.5734	19.3357	22.0979	24.8602	27.6224
20	3.6830	7.3660	11.0490	14.7319	18.4149	22.0979	25.7809	29.4639	33.1469	36.8299
25	4.6037	9.2075	13.8112	18.4149	23.0167	27.6224	33.1469	38.6714	44.1958	55.2448
30	5.5245	11.0490	16.5734	22.0979	27.6224	33.1469	38.6714	45.1166	51.5618	58.0070
35	6.4452	12.8905	19.3357	25.7809	32.2261	38.6714	45.1166	51.5618	58.0070	64.4523
40	7.3660	14.7319	22.0979	29.4639	36.8299	44.1958	51.5618	58.9278	66.2938	73.6597
45	8.2867	16.5734	24.8602	33.1469	41.4336	49.7203	58.0070	66.2938	74.5805	82.8672
50	9.2075	18.4149	27.6224	36.8299	46.0373	55.2448	64.4523	73.6597	82.8672	92.0747
55	10.1282	20.2564	30.3846	40.5129	50.8411	60.7633	70.8975	81.0257	91.1539	101.2821
60	11.0490	22.0979	33.1469	44.1958	55.2448	66.2938	77.3427	88.3917	99.4406	110.4896
65	11.9697	23.9394	35.9091	47.8788	59.8485	71.8182	83.7880	95.7577	107.7274	119.6971
70	12.8905	25.7809	38.6714	51.5618	64.4523	77.3427	90.2332	103.1236	116.0141	128.9045
75	13.8112	27.6224	41.4336	55.2448	69.0560	82.8672	96.6784	110.4896	124.3008	138.1120
80	14.7319	29.4639	44.1958	58.9278	73.6597	88.3917	103.1236	117.8556	132.5875	147.3195
85	15.6527	31.3054	46.9581	62.8108	78.2636	93.9162	109.5689	125.2216	140.8742	156.5269
90	16.5734	33.1469	49.7203	66.2938	82.8672	99.4406	116.0141	132.5875	149.1610	165.7344
95	17.4942	34.9984	52.4826	69.9768	87.4709	104.9651	122.4593	139.9635	157.4477	174.9419
100	18.4149	36.8299	55.2448	73.6597	92.0747	110.4896	128.9045	147.3195	165.7344	184.1493

no

TABLA No. 11.6

La fuerza disponible en las llantas con respecto a cada relación en la transmisión y reducciones en el eje trasero son también incluidas en el diagrama.

La fuerza de tracción del vehículo esta dada por:

$$M_{D.R} = P = F_L + F + F_G$$

r

Donde :

M = Torque del motor.

n = Eficiencia del tren motriz.

R = Reducción total del tren motriz.

r = Radio de la llanta.

F_L = Resistencia al aire.

F = Resistencia al rodamiento.

F_G = Resistencia al grado de pendiente.

(Ver figuras 11.1 a 11.4).

FUERZA DE TRACCION

EJE TRASERO EATON 22221 5.57/7.60

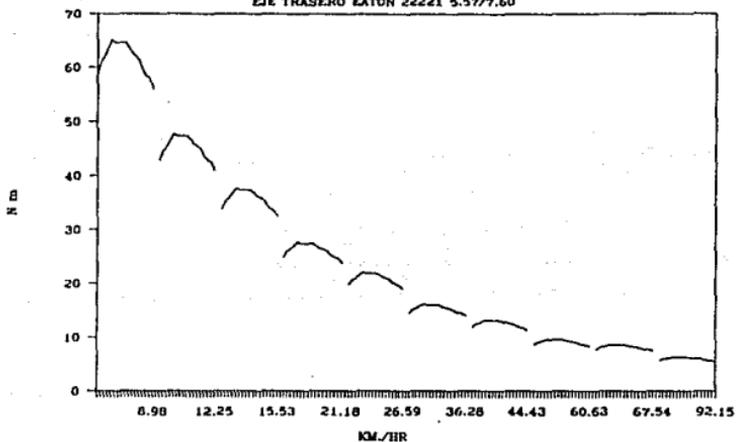


FIG. No. 11.1

FUERZA DE TRACCION

EJE EATON 22221 5.57/7.60

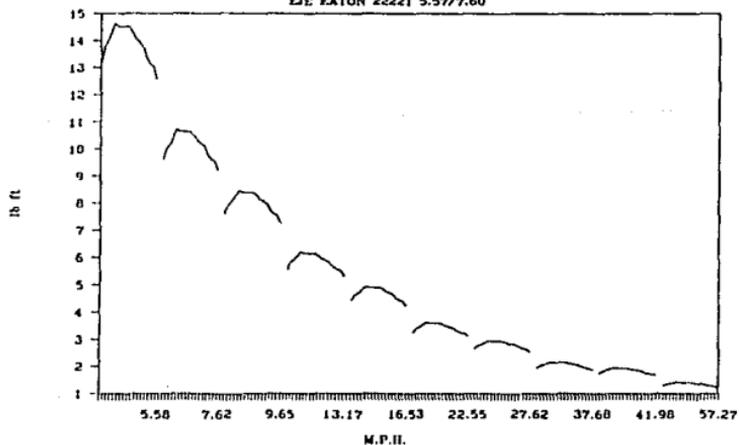


FIG. No. 11.2

195

FUERZA DE TRACCION

EJE EATON 22221 6.50/8.86

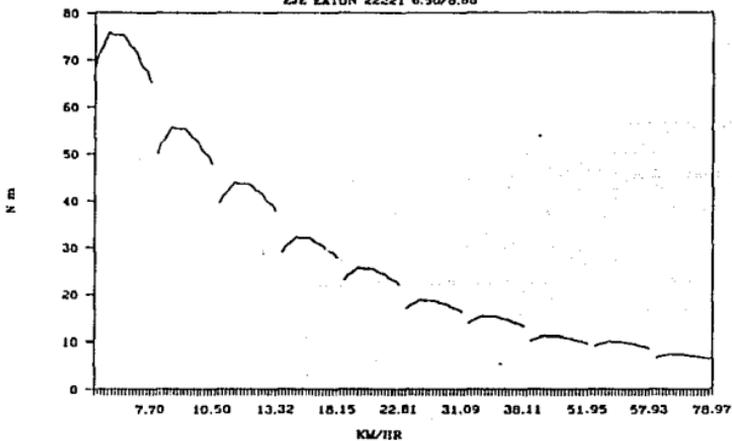


FIG. No. 11.3

FUERZA DE TRACCION

EJE EATON 22221 6.50/8.86

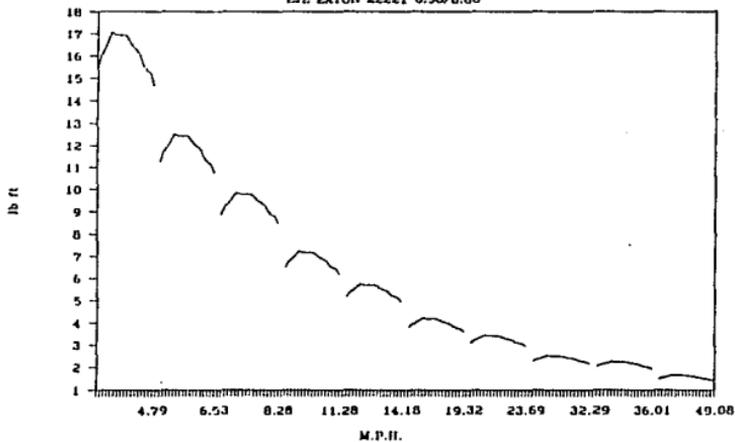
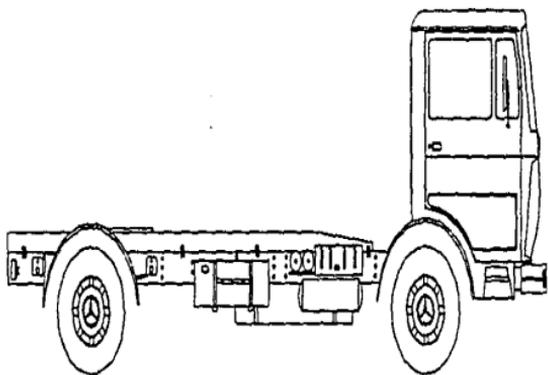
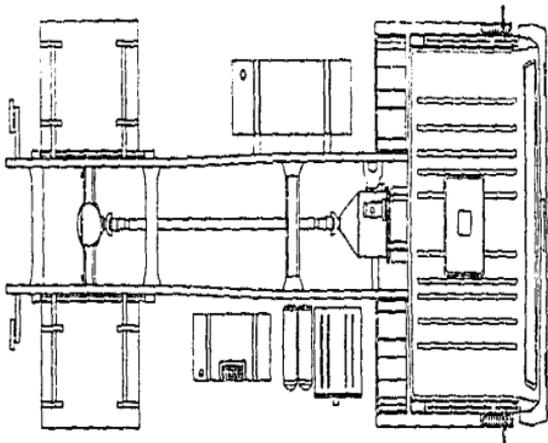


FIG. No. 11.4

504

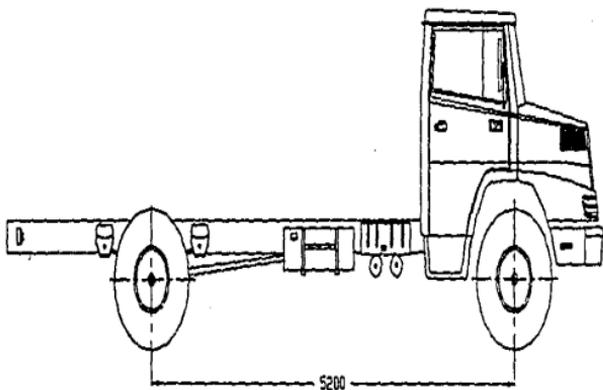
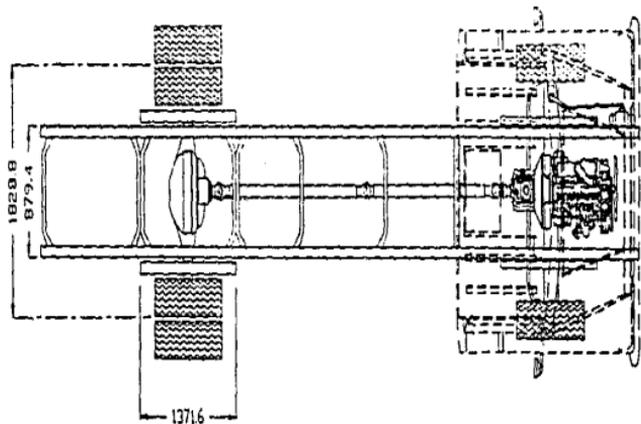


DENOMINACION:
CAMION PROTOTIPO UTILIZADO PARA
DIVERSOS EJEMPLOS Y FIGURAS.

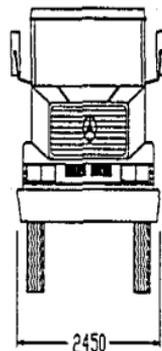
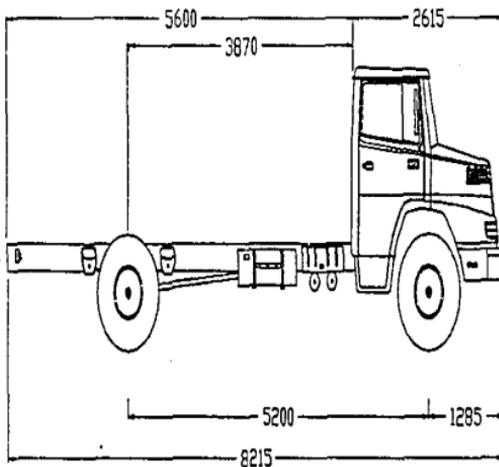
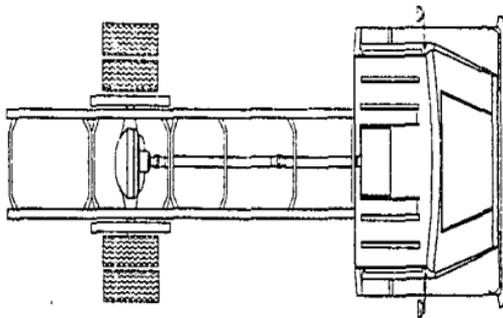
ACOTACIONES

ESCALA

el 6



DENOMINACION:
UBICACION DE COMPONENTES DE
CHASIS Y TREN MOTRIZ .
ACOTACIONES: mm
ESCALA:



DENOMINACION:	
DIMENSIONES GENERALES DEL VEHICULO	
ACOTACIONES:	mm
ESCALA:	

CONCLUSIONES.

Para el diseño de vehículos de carga pesada, así como para determinar el comportamiento y límites del mismo en base a la selección de diversos componentes como la transmisión, eje trasero, eje delantero y flechas propulsoras, se deben desarrollar los siguientes puntos en lo que se refiere a los siguientes componentes de los cuales trata este trabajo:

- 1.- Determinar el tipo de aplicación que se llevará a cabo por parte del vehículo.
- 2.- Calcular la distribución de carga en el vehículo de acuerdo a la distancia entre ejes y longitud de la cabina.

En base a la distribución de carga sobre la carrocería, se debe calcular la longitud máxima permisible de la carrocería que se instalará en el vehículo, para poder determinar la longitud total aproximada del chasis así como el centro de gravedad del vehículo bajo las siguientes condiciones de carga:

- a) Centro de gravedad de la carga y la carrocería sobre el chasis.
- b) Centro de gravedad del vehículo a carga límite especificada de acuerdo al diseño y selección de componentes.
- c) Centro de gravedad del vehículo sobrecargado.

Se debe de dar un factor de seguridad de sobrecarga de aproximadamente el 20% del peso bruto vehicular en casos en los que el usuario decida llevar más carga de la especificada por el vehículo. Este margen de seguridad viene incluido en el diseño del chasis, así como el de las muelles de la suspensión trasera y delantera, los cuales soportan la carga total del vehículo.

- 3.- Hacer los cálculos respectivos para determinar el módulo de sección del chasis para seleccionar el perfil estructural adecuado en base a los resultados obtenidos en el análisis de distribución de carga.
- 4.- Comprobar que los esfuerzos de tensión y compresión máximos sobre el chasis no excedan el esfuerzo de diseño del mismo.
- 5.- Determinar los puntos de ubicación de travesaños en el chasis, ya que estos dependen principalmente de la distribución de carga y

ubicación de los muelles de la suspensión y la cabina, además de que intervienen en la torsión del chasis.

6.- Seleccionar la transmisión correcta para el vehículo en base a experiencias pasadas o vehículos similares, comprobando el comportamiento de la misma en base a los espaciamientos y diferencia de R.P.M. entre cada relación.

7.- Seleccionar el eje trasero de acuerdo a las condiciones de carga y con la relación ó relaciones adecuadas para transmitir el torque y potencia necesarios de acuerdo a las condiciones del terreno.

8.- En base a la selección del eje trasero se deben calcular los escalonamientos para obtener la velocidad máxima en cada relación así como la velocidad tope del vehículo.

9.- Determinar la carga de diseño de los muelles de la suspensión para soportar una sobrecarga en el vehículo así como cargas dinámicas que se puedan presentar de acuerdo a las condiciones del terreno.

10.- Hacer un análisis de vibraciones por separado en cada muelle tomando como límites el menor de los siguientes valores: frecuencia de resonancia, amortiguamiento crítico y velocidad crítica de la suspensión de acuerdo a los resultados obtenidos en el análisis de vibraciones de la muelle trasera y delantera.

La frecuencia de resonancia de la suspensión debe de ser lo suficientemente alta para que la suspensión no entre en resonancia de acuerdo a la velocidad del vehículo y las condiciones del terreno.

El factor adecuado de amortiguamiento debe de estar entre 0.25 a 0.5 para que el comportamiento de la suspensión no dañe los componentes del chasis y tren motriz, para proporcionar además un manejo mas estable y mucho más comodo para el conductor.

11.- En base a las características del eje delantero seleccionado determinar el radio de giro del vehículo en base al ángulo de giro de los mangos de la dirección, distancia entre ejes y entrevía trasera.

12.- En base al diseño y selección del vehículo se debe determinar el comportamiento del vehículo de acuerdo a los calculos de los siguientes puntos:

- a) Factores de fricción.
- b) Resistencia a la tracción o rodamiento.
- c) Resistencia al aire.

- d) Superación del grado de pendiente.
- e) Fuerza de tracción del vehículo.

B I B L I O G R A F I A

ADVANCED TRUCK SUSPENSIONS
S.A.E.

AN INTRODUCTION TO MECHANICAL VIBRATIONS
Steidel
WILEY

AUTOMOTIVE HANDBOOK
BOSCH

DIBUJO DE INGENIERIA
French, Vierck
McGraw-Hill

DISEÑO DE ELEMENTOS DE MAQUINAS
V.M.Faires
U.T.H.E.A.

DISEÑO EN INGENIERIA MECANICA
Shigley
McGraw-Hill

ECUACIONES DIFERENCIALES APLICADAS
Spiegel
Prentice Hall

ECUACIONES DIFERENCIALES CON APLICACIONES
Zill
Iberoamerica

EATON CORP.

HEAVY TRUCK COOLING SYSTEM
S.A.E.

INTERNATIONAL.
FEATURES AND SPECIFICATIONS. (1986).

INTRODUCCION A LA TERMODINAMICA
Sonntag, Van Wylen
LIMUSA

INTRODUCTION TO FLUID MECHANICS
Fox, McDonald
Wiley

MARKS, MANUAL DEL INGENIERO MECANICO
McGraw-Hill

MATEMATICAS SUPERIORES PARA INGENIERIA
C. Ray Wylie
McGraw-Hill

MOTOR TRUCK ENGINEERING HANDBOOK
Fitch.
S.A.E.

MECHANICS OF VEHICLES
Jaroslav J. Taborek.
M.D.

MECANICA DE FLUIDOS
White.
McGraw-Hill

MECANICA DE FLUIDOS
Roberson
Interamericana

MOTORES DE COMBUSTION INTERNA
Edward F. Obert
C.E.C.S.A.

MECANISMOS Y DINAMICA DE MAQUINARIA
Mabie
LIMUSA

MECANICA VECTORIAL PARA INGENIEROS: ESTATICA
Beer, Johnston
McGraw-Hill

MECANICA VECTORIAL PARA INGENIEROS: DINAMICA
Beer, Johnston
McGraw-Hill

MECHANICS OF MATERIALS
Beer, Johnston
McGraw-Hill

MECANICA DE MATERIALES
Gere, Timoshenko
Iberoamerica

TEORIA DE VIBRACIONES
Thompson
Prentice Hall

TRANSFERENCIA DE CALOR
B.V. Karlekar

Interamericana

TRANSFERENCIA DE CALOR

**Ozisick
McGraw-Hill**

Manual de Aceros Monterrey. (A.S.T.M.)

Manual A.H.M.S.A. (A.S.T.M.)

INTERNATIONAL.

Features and Specifications. (1986)

S.A.E. j788a

MANUAL ON DESIGN AND APPLICATION OF LEAF SPRINGS.

S.A.E. MATERIALS (Tomo II) NORMA D.B.L. 9020

S.A.E. AE-7

UNIVERSAL JOINT AND DRIVE SHAFT DESIGN.