



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

ESCUELA NACIONAL DE ESTUDIOS PROFESIONALES

CAMPUS ARAGON

DISEÑO DE UN SISTEMA DE SUSPENSION PARA AUTOBUS TIPO FORANEO, ARREGLO (4X2)

T E S I S
QUE PARA OBTENER EL TITULO DE INGENIERO MECANICO Y ELECTRICO
P R E S E N T A :
RENE CHAVEZ VALERIANO

ASESOR:
JOSE LUIS GARCIA ESPINOSA

MEXICO 2002

TESIS CON FALLA DE ORIGEN





Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

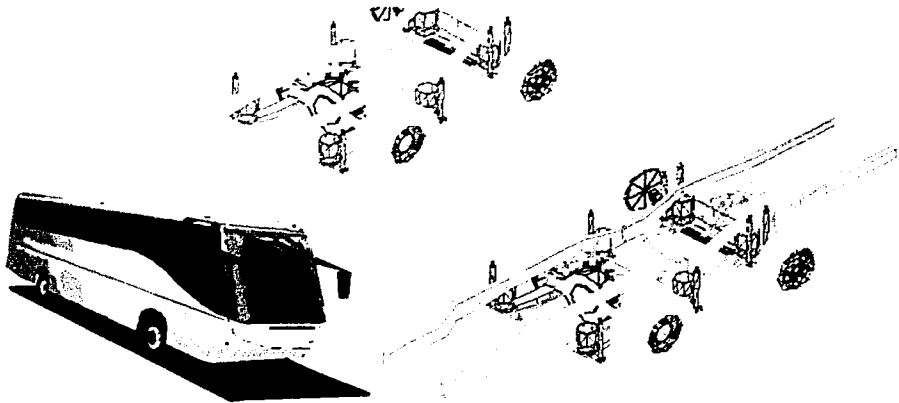
Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

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

PAGINACION DESCONTINUA

Agradezco mucho a Dios por haberme dado la oportunidad de haber alcanzado esta meta, a mis padres y a mi hermana que siempre me han brindado el apoyo y cariño para seguir adelante, y a todas aquellas personas que me han demostrado su confianza y amistad.

DISEÑO DE UN SISTEMA DE SUSPENSIÓN PARA AUTOBÚS TIPO FORÁNEO, AREGLO (4 X 2)



TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

INTRODUCCIÓN.

I.	TIPOS DE SUSPENSIÓN PARA AUTOBUSES.	2
I.1.	Suspensión mecánica.	2
I.2.	Suspensiones neumáticas.	5
I.2.1.	Para cuadros traseros.	5
I.2.2.	Para cuadros delanteros.	9
I.2.3.	Para ejes independientes.	14
II.	CONDICIONES ESTABLECIDAS EN LA CARROCERÍA.	17
II.1.	Características geométricas.	17
II.2.	Balance de distribución de peso.	18
II.3.	Cálculo del punto de gravedad.	22
II.4.	Determinación de las cargas por ejes.	25
III.	CONDICIONES DE LOS PRODUCTOS EN EL MERCADO.	28
III.1.	Esquema básico de un sistema de suspensión.	28
III.2.	Características de las ruedas para autobuses.	30
III.2.1.	Rines.	30
III.2.2.	Llantas.	33
III.2.2.1.	Verdades sobre los neumáticos.	33
III.3.	Ejes de dirección y de transmisión.	36
III.4.	Sistemas de amortiguación por hule.	43
III.4.1.	Componentes de las cámaras de aire.	46
III.4.2.	Pasos para la selección de una cámara de aire.	48
III.5.	Barras para suspensión.	50
III.6.	Amortiguadores.	53

III.6.1. Ciclo de trabajo de un amortiguador.	53
III.6.2. Característica de un amortiguador hidráulico.	55
IV. DISEÑO DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN.	59
IV.1. Definición de los puntos bajo los cuales se va a plantear nuestro diseño.	59
IV.2. Diseño por amortiguamiento.	60
IV.2.1. Determinación del equipo de suspensión desde el punto de vista de cargas.	61
IV.2.1.1. Análisis del boggie delantero.	66
IV.2.1.2. Análisis del boggie trasero.	89
IV.2.2. Estudio del desempeño del sistema para absorber los efectos de vibración.	95
IV.3. Diseño en condiciones de movimiento.	103
IV.3.1. Definición de los parámetros de alineación.	112
IV.3.1.1. Caster.	113
IV.3.1.2. Camber.	114
IV.3.1.3. Toe.	115
IV.3.1.4. Definición de los ángulos para la alineación.	116
V. PROCESO DE ENSAMBLE.	118
V.1. Esquema de la planta (Layout).	118
V.1.1. Definición de las operaciones en cada estación de trabajo.	119
V.2. Línea de proceso para el ensamble del sistema de suspensión.	123
V.2.1. Estación 17 (Proceso de limpieza).	123
V.2.2. Estación 18 (Punteado de la estructura).	124
V.2.3. Estación 19 (Soldadura general).	126

V.2.4. Estación 20 (Ensamble de ejes y barras).	127
V.2.5. Estación 21 (Arreglo de conexiones y arneses).	130
V.2.6. Estación 22 (Ensamble completo de los boggies).	131
CONCLUSIONES	132
APÉNDICES.	136
A. DIBUJOS DE PARTES.	137
B. DIBUJOS DE ENSAMBLES.	162
C. EXTRACTO DE NORMA ANTIVUELCO.	169
BIBLIOGRAFÍA.	170

Objetivo General.

Realizar la propuesta de la elección de un arreglo de un sistema de suspensión para ensamblarlo a una carrocería planteada en forma de boggies, con el objeto de reducir la problemática que existe en las construcciones que basan el ensamble de una carrocería sobre un chasis, mejorando su comportamiento mecánico y el proceso de ensamble.

Objetivos Particulares.

Capítulo 1.

Estudiar los diferentes tipos de arreglos de suspensión aplicados para el servicio de autobuses, considerando sus componentes.

Capítulo 2.

Ante el diseño de una estructura ya preestablecida, considerar todas sus características para evaluar un ensamble del mejor kit de suspensión que se adecue a nuestras necesidades.

Capítulo 3.

Considerar un balance funcional de los componentes de la suspensión, para elegir los más adecuados para el diseño y la compatibilidad en nuestro kit de suspensión.

Capítulo 4.

Correlacionando los capítulos anteriores, plantear la propuesta del diseño de suspensión considerando el análisis por cargas, geométrico y vibratorio del equipo, así como su respuesta en movimiento.

Capítulo 5.

Plantear la ingeniería del proceso de ensamble.

INTRODUCCIÓN.

Todos los principios básicos de la Ingeniería Automotriz están basados en una mezcla de conocimientos científicos y prácticos, lo cual ha conducido a una rama especializada dentro de la Ingeniería.

En este caso, la suspensión es uno de los temas que más involucran al estudio del automóvil y en un caso muy particular para autobuses, ya que brindan al usuario la comodidad y estabilidad del vehículo. Desde el inicio del transporte sobre ruedas, que posiblemente desde hace 5000 años, aproximadamente 3000 a. C. y que tuvo sus orígenes posiblemente en la India, un punto muy importante para su desarrollo tecnológico fue el amortiguamiento del movimiento.

En ese entonces, las ruedas se instalaban a un eje donde toda la construcción del vehículo era de madera, en un principio el progreso en este ámbito era muy lento, se mantuvo sin ningún cambio durante varios centenares de años, hasta que surgió por primera vez el neumático o lo que comúnmente conocemos como llanta, la llanta es el primer miembro que absorbe el golpeteo o vibración del piso, el primer dato que se conoce sobre la llanta fue en Diciembre de 1845 cuando se patentó por primera vez como un cinturón elástico, el cual consistía de una serie de tubos de hule concentrados en una cubierta de piel. Este diseño se olvidó debido a que el uso comercial para ese entonces no lo demandaba, ya que todos los vehículos de aquella época eran dirigidos por caballos, y se volvió a reconsiderar cuando se empezaban a desarrollar los primeros vehículos cuyo medio de propulsión era el vapor.

Sin embargo, la llanta no era lo suficientemente capaz de absorber las irregularidades del camino, por tanto, se pensó en crear, un sistema de amortiguamiento. Lo básico al inicio de este sistema fue una hoja metálica con curvatura hacia arriba montada en su parte tangencial sobre el eje y sujeta en sus extremos a la estructura del vehículo, este desarrollo se perfeccionó hasta lo que hoy en día tenemos como un resorte de hojas, o lo que conocemos como muelle. Por circunstancias que después se verán en el desarrollo de este trabajo, se implementó el resorte helicoidal, y casi al mismo tiempo se desarrolló el amortiguador. Con todos estos miembros, tenemos hasta nuestros días el desarrollo de la suspensión.

Mucho se ha avanzado a últimas fechas, los diseños de las suspensiones son cada vez más eficientes, considerando los rangos de trabajo a los que son

sometidos los vehículos, es como se han planteado diversos diseños de sistemas de suspensión, por ello las suspensiones de un automóvil difieren en mucho a las de un autobús y éstas a su vez de remolques, vehículos para fuera de carretera ya sean de construcción, agrícolas e inclusive ferrocarriles y aeronaves.

En el presente trabajo abordaremos exclusivamente los sistemas de suspensión para autobuses, que en general lo que más importa en éstas es el confort que ofrecen al pasajero y la seguridad de mantener la estabilidad del vehículo.

Un autobús de nueva generación se construye montando la carrocería del vehículo sobre una estructura llamada chasis, el problema mecánico más representativo que nos aqueja es debido a que entre la carrocería y el chasis se presenta movimiento relativo, el cuál a la larga perjudica tanto al sistema de amortiguación, como a los miembros que se encargan de sujetar la carrocería al chasis, propiciándonos menor durabilidad del vehículo, presencia de ruidos que superan los niveles de decibeles en el habitáculo de pasajeros y un efecto de frecuencia de movimiento no controlado.

Es por ello que realizamos este trabajo, lo que tratamos es plantear un nuevo sistema que permita por una parte un mayor control sobre el comportamiento mecánico y que además resulte más factible para la producción en serie.

DISEÑO DE UN SISTEMA DE SUSPENSIÓN PARA AUTOBÚS TIPO
FORÁNEO, ARREGLO (4 X 2).

CAPÍTULO I



Los tipos de suspensiones que se ocupan en el diseño y construcción de autobuses necesitan brindar la comodidad y la estabilidad del vehículo, existen dos tipos de suspensiones que actualmente se ocupan: La suspensión mecánica y la suspensión neumática.

I. TIPOS DE SUSPENSIÓN PARA AUTOBUSES.

I.1. Suspensión mecánica.

Este tipo de construcción requiere de dos resortes de hojas, también conocidos como muelles y de dos amortiguadores, generalmente para la suspensión delantera Figura 1.1: mientras que para la suspensión trasera se requiere de dos muelles, dos amortiguadores y una barra de equilibrio Figura 1.2

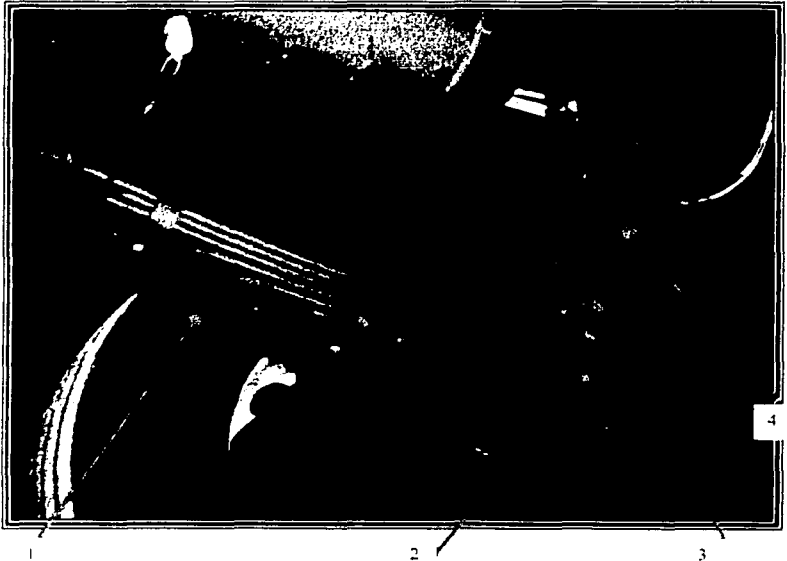


Figura 1.1 Suspensión delantera vista

Este tipo de suspensiones se recomienda para uso donde el autobús deba realizar trabajos rudos, como al transitar en caminos muy accidentados y/o

que requiera de ascensos y descensos de pasaje continuos. Por ello. éstas se instalan muy frecuentemente en autobuses urbanos.



Figura 1.2 Suspensión Trasera vista

Donde:

1. Resorte de hojas (muelle)
2. Elemento de sujeción de la muelle al eje de tracción (U-BOLT)
3. Amortiguador
4. Larguero derecho del chasis
5. Barra de equilibrio

Los elementos antes expuestos son los miembros que constituyen el sistema de suspensión de un autobús urbano. en las figuras únicamente se muestra

el arreglo en el costado derecho, de forma similar se encuentran en el costado izquierdo; en la figura 1.3 nuevamente se ilustra el arreglo del costado derecho pero desde una vista superior.



Figura 1.3 Suspencion Trasera vista

Prácticamente todo el sistema suspensión y el eje de tracción están sujetos a la estructura por medio de perchas, las cuáles se sujetan al larguero con el objeto de recibir a la muelle, ésta a su vez carga al eje mediante un tornillo de alta resistencia tipo U; mientras tanto, el amortiguador se afianza en su parte inferior al eje de tracción y se sujeta a un travesaño de la estructura del chasis

Para el arreglo de la suspensión delantera, la única variante que se nota es que no trae la barra de equilibrio.

1.2. Suspensiones neumáticas[‡].

Sin lugar a dudas las suspensiones neumáticas son las más recomendables para el confort del autobús, existen muchos arreglos dentro de las mismas, así mismo se puede obtener una manipulación de todas ellas para hacer que el autobús sea sensible tanto al peso, como al tipo de camino por donde circula, o bien sea cómodo durante el ascenso y descenso del pasaje.

1.2.1. Para cuadros traseros.

En estas suspensiones es muy común el uso de barras que ayudan a equilibrar el sistema, todas ellas forman un papel muy importante para el desarrollo del amortiguamiento de toda la estructura, por ejemplo:

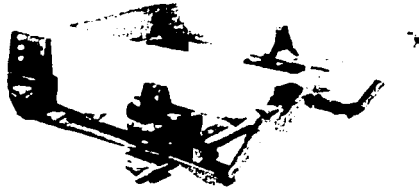


Figura 1.4.1 Suspensión neumática trasera con cámara de aire céntrica

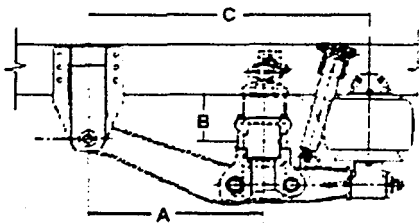


Figura 1.4.2. Suspensión neumática trasera con cámaras de aire excéntricas

[‡] Independientemente de todos los arreglos expuestos anteriormente, los amortiguadores funcionan como elementos de tensión, es decir, no permiten que la rueda se separe del suelo, mientras que los resortes de hojas y cámaras de aire son elementos de absorción de energía, es decir, absorben los impactos debidos al movimiento y mantienen a la estructura lo mas uniformemente estable durante el trayecto



Figura 1.4.3 Suspensión neumática con cámaras de aire en boggy

Todos los arreglos anteriores (figuras 1.4) corresponden a suspensiones para el eje trasero, la industria constructora de autobuses es libre de elegir el diseño que más le convenga y adaptarlo de acuerdo a sus necesidades, o bien, crear diseños que sean especiales para su chasis. Durante la práctica se ha encontrado, que las suspensiones traseras se clasifican de acuerdo a sus arreglos, y los tenemos en arreglo de brazos perpendiculares y en arreglo de brazos angulares. Las figuras anteriores son del tipo de brazos perpendiculares, mientras que el arreglo de brazos angulares se muestra en las figuras 1.5

Los elementos que se muestran en las suspensiones de las figuras 1.4, son capaces de absorber cada uno de los impactos que pudieran presentarse durante el movimiento natural de la estructura sobre el camino.

1. Soporte de apoyo (Frame Hanger):

Es el soporte que se instala al larguero y sujeta al eslabón de la suspensión.

2. Brazo de arrastre (Rigid Trailing Arm):

Es el eslabón el cual sujeta al eje, permite el ascenso o descenso de toda la suspensión, provocada por el movimiento de tracción o de frenado de la unidad, así como de las irregularidades del camino.

3. Eje de conexión (Axle Connection):

Es la base con la que se sujeta al eje de tracción y al brazo de arrastre.

4. Soporte de amortiguador (Shock Absorbers):

Es el soporte superior del amortiguador y va sujeto al larguero o a un travesaño.

5. Cámara de aire (Air Springs):

Son una especie de pistones que absorben gran cantidad de energía y permiten un movimiento muy suave.

6. Barra de equilibrio (Integral Stabilizer Beam):

Es el brazo o barra que sujeta a toda la suspensión al chasis.

7. Barra de tracción (Adjustable Panhard Rod):

Estas son las que determinan el arreglo de barras perpendiculares, son dos barras que se encuentran sujetas al eje y que van direccionadas tanto al larguero como a un travesaño. la posición de la barra que va del centro del eje al larguero es indiferente. puede ir sujeta tanto al larguero izquierdo como al derecho. En las figuras únicamente se muestra la barra que va del larguero al centro del eje.

La suspensión trasera por barras angulares es el modelo el cuál vamos a acoplar a nuestra carrocería. en las figuras que siguen se muestra su arreglo.

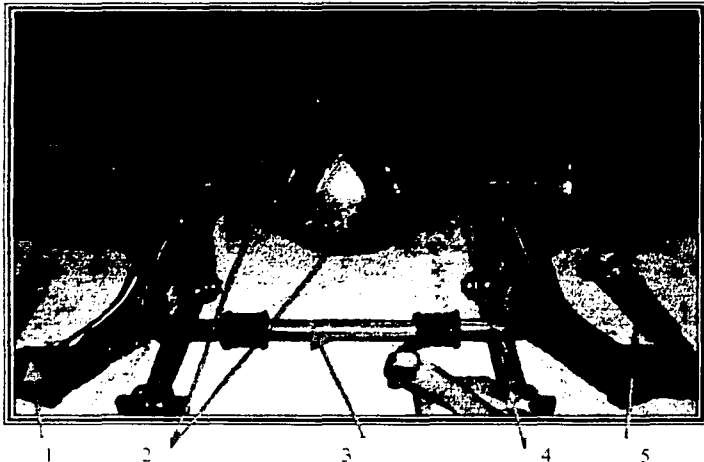


Figura 1.5.1 Cuadro de suspensión trasera antes de instalarse

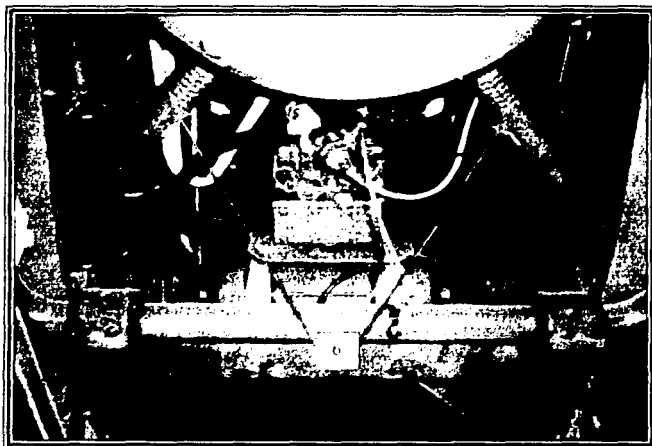


Figura 1.5.2 Cuadro de suspensión trasera instalada (barras angulares)

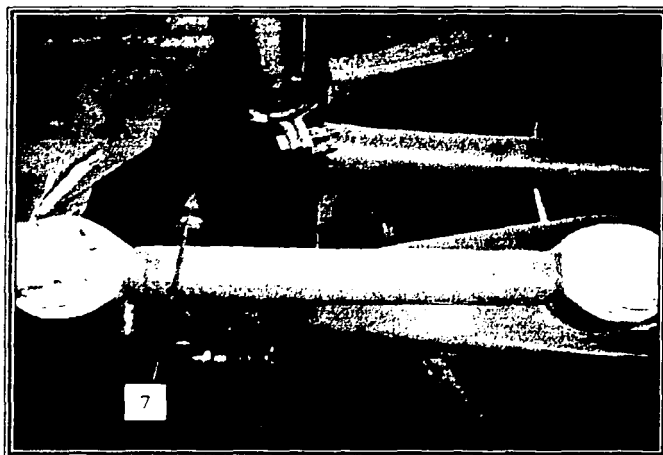


Figura 1.5.3 Cuadro de suspensión instalada (camaras de aire)

Donde:

1. Base para cámara de aire
2. Bases de acoplamiento para las barras angulares
3. Barra estabilizadora
4. Barra de torsión
5. Amortiguador
6. Barras angulares
7. Cámara de aire

Como se puede observar en las figuras, consta de cuatro amortiguadores, cuatro cámaras de aire, dos barras de torsión, dos barras de sustentación (angulares), una barra de equilibrio y dos soportes laterales. El eje motriz está sujeto a través de cuatro U-bolts, y desde luego de las barras de sustentación las cuales se acoplan al chasis.

1.2.2. Para cuadros delanteros.

La suspensión delantera, por su parte se encuentra en dos arreglos, una en la que se sustenta en barras de reacción, (figuras 1.6) y la que se acopla por medio de una barra angular, (figuras 1.7).

Desde luego, varían de acuerdo a las diferentes constructoras de autobuses, sin embargo, sus principios son casi similares.



Figura 1 6 1 Suspensión delantera lado derecho

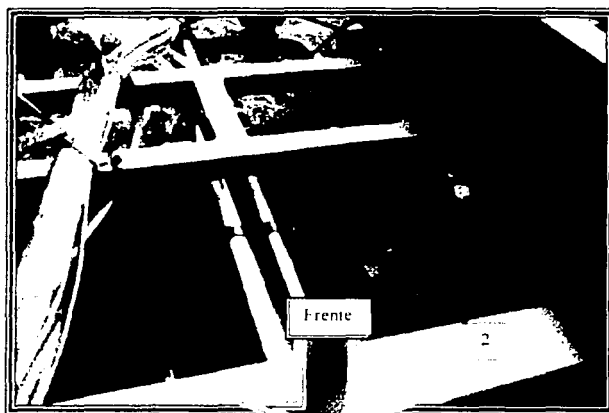


Figura 1.6.2 Suspensión delantera vista superior

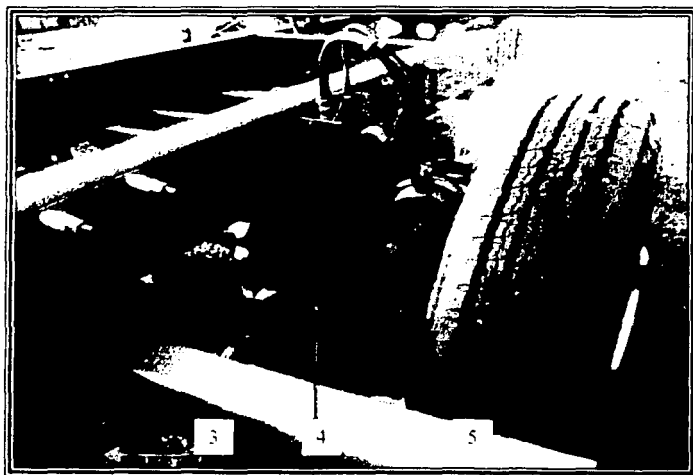


Figura 1.6.3 Suspensión delantera vista posterior

Donde:

1. Barras de torsión
2. Barra de sustentación
3. Barra de equilibrio
4. Cámara de aire
5. Amortiguador

Como puede apreciarse en las figuras 1.6, este arreglo consta de cuatro barras de torsión, dos en cada lado, una barra de sustentación que se apoya a la base de las barras de torsión izquierdas desde su extremo inferior hasta su extremo derecho al soporte medio del chasis, lo cual hace que la longitud de la barra no sea del ancho de la estructura, además de que posibilita una cierta inclinación de la barra, precisamente para absorber el movimiento de muelle en la suspensión. Así mismo, se incluyen dos cámaras de aire, ubicadas sobre el eje de dirección, dos amortiguadores y la barra de equilibrio.

Mientras que para el cuadro de suspensión delantera con barra angular presenta el arreglo mostrado en las figuras 1.7.



Figura 1.7.1 Cuadro de suspensión delantera vista superior

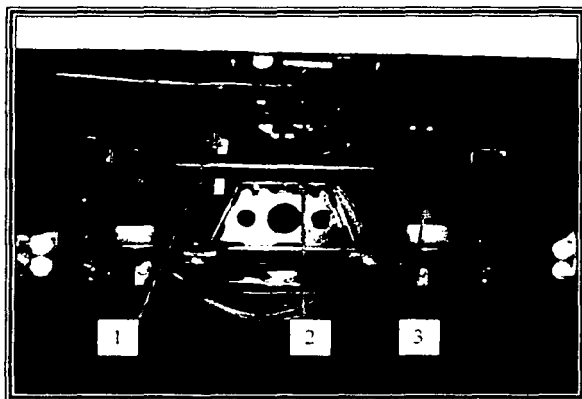


Figura 1 7 2 Cuadro de suspensión delantera vista frontal

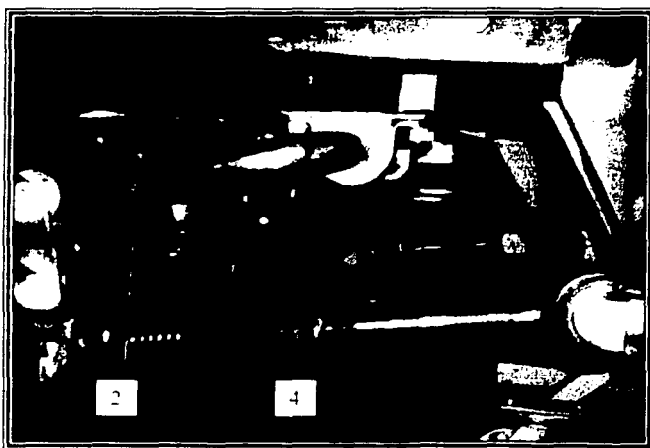


Figura 1 7 3 Suspensión delantera vista lateral derecha

Donde:

1. Barra de sustentación angular
2. Barra de equilibrio
3. Cámaras de aire
4. Barras de torsión

Este tipo de suspensión consta de dos cámaras de aire, dos amortiguadores, una barra de equilibrio, una barra de sustentación angular y dos barras de torsión. A diferencia del arreglo por barras de reacción, la barra angular se instala sobre la parte media del eje de dirección y se empotra con una cierta inclinación positiva a la estructura del chasis, en este caso particular al travesaño. Haciendo con ello que la altura de muelleo sea determinada por el movimiento permisible en la barra angular.

Cabe señalar que para el arreglo del cuadro delantero elegiremos ésta debido a que como se verá en los siguientes capítulos, es más confiable y las oscilaciones son más suaves.

La gama de construcciones de autobuses ha propiciado que estos arreglos vayan perfeccionándose, por ejemplo, en la actualidad tenemos autobuses hasta con doce ruedas, lo cual implica que su sistema de suspensión sea lo suficientemente capaz de absorber las diferentes frecuencias provocadas por el movimiento de cada una de ellas. De acuerdo al número de ruedas que tenga un autobús es como se le clasifica, en la tabla 1.1 se muestra esa clasificación. Los autobuses denominados 6 X 2 constan de dos ejes rígidos y un eje auxiliar el cual tiene suspensión independiente, es decir, que las ruedas se montan en brazos que van sujetos a la estructura, en este arreglo, también existen muchos diseños que permiten ensamblarse de diferentes formas sobre el chasis o a la carrocería. En las figuras 1.8, se ilustran dos ejemplos de estos diseños.

1.2.3. Para ejes independientes.

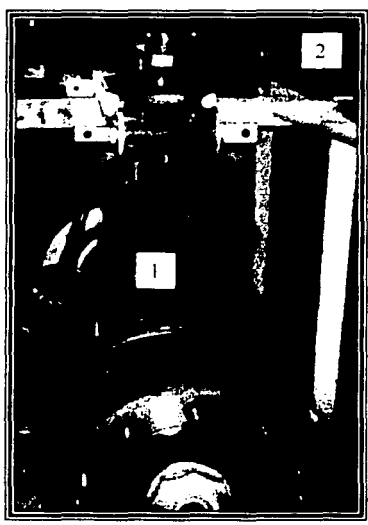


Figura 1 8 1 Brazos para eje auxiliar en un autobús 6X2

En la figura 1.8.1 los puntos señalados como 1, son las bases que se instalan a la estructura del chasis, tanto en la parte superior, que es la que se indica, como en la parte inferior, la cual se encuentra oculta por el cubo de la rueda. se sujetan por medio de brazos tipo H al travesaño del chasis, dichos brazos permiten el movimiento vertical del patín. El punto 2 es la base para la cámara de amortiguador, mientras que el amortiguador se instala desde el travesaño del chasis por su parte superior hasta el extremo inferior del patín.

La figura 1 8.2 es una variante más de los diseños para la suspensión del eje auxiliar.

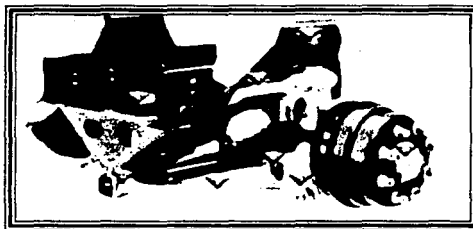


Figura 1 8.2 Arreglo de suspensión para eje auxiliar

Tabla 1.1 Configuraciones de autobuses de acuerdo al número de ruedas.

Configuración	No. de ejes	No. de ruedas	Arreglo de ruedas por eje
4 x 2	2 ejes de dirección y de transmisión	6 ruedas	2 para el de dirección 4 para el de transmisión
6 x 2	3 ejes de dirección, de transmisión y el auxiliar	8 ruedas	2 para el de dirección 4 para el de transmisión 2 para el auxiliar
8 x 4	4 ejes dos de dirección y dos de transmisión (Tandem)	12 ruedas	2 para el de dirección 4 para el de transmisión
8 x 2	3 ejes uno de dirección y dos de transmisión (Tandem)	10 ruedas	2 para el de dirección 4 para el de transmisión
Articulado 8 x 2	3 ejes de dirección, eje intermedio y eje de transmisión	10 ruedas	2 para el de dirección 4 para el intermedio 4 para el de transmisión
Articulado 10 x 2	4 ejes de dirección, de apoyo, de apoyo y de transmisión	12 ruedas	2 para el de dirección 4 para el de apoyo 2 para el de apoyo 4 para el de transmisión
Doblemente articulado 16 x 2	6 ejes de dirección, de apoyo, de apoyo, de transmisión, de apoyo y de apoyo	18 ruedas	2 para el de dirección 4 para el de apoyo 2 para el de apoyo 4 para el de transmisión 2 para el de apoyo 4 para el de apoyo

DISEÑO DE UN SISTEMA DE SUSPENSIÓN PARA AUTOBÚS TIPO
FORÁNEO, ARREGLO (4 X 2).

CAPÍTULO II

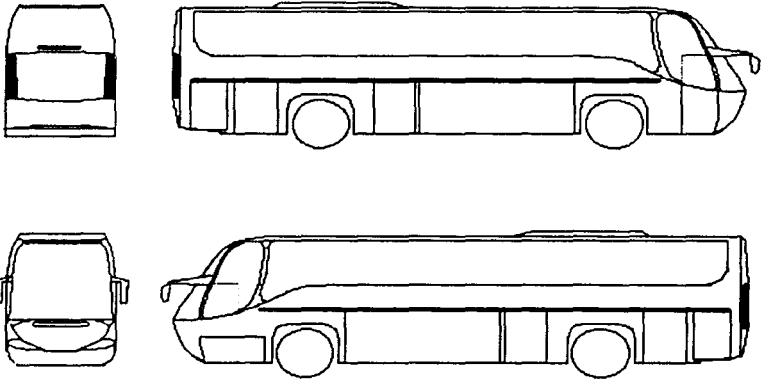


La carrocería de un autobús tiene muchas variantes, pero el diseño contempla que se adecuen a condiciones de seguridad y ergonomía para el usuario. El análisis estructural de una carrocería es muy complejo requiere de técnicas avanzadas tales como el cálculo de simulaciones por elementos finitos y posterior verificación mediante ensayos. Esta verificación puede ser a) de la estructura completa, mediante extensometría (sometiendo al vehículo a condiciones habituales de uso) o mediante ensayos de seguridad pasiva indicados por la normativa, (como el ensayo a vuelco indicado en el Reglamento ECE66 de Ginebra); ó, b) de una parte de la estructura (como los ensayos de módulos para verificar el reglamento 66 ó la resistencia de los anclajes).

Sin embargo, lo que se pretende en este capítulo, no es el hecho de diseñar la estructura de la carrocería, sino de realizar una distribución de cargas en los puntos donde se van a ensamblar los ejes y determinar el punto de gravedad relacionándolo con las condiciones de peso y geometría de la estructura.

II. CONDICIONES ESTABLECIDAS EN LA CARROCERÍA.

II.1. Características geométricas.



Dimensiones exteriores:

Longitud.	12 200 mm
Ancho.	2 600 mm
Altura.	3 600 mm
Voladizo delantero.	2 750 mm
Voladizo trasero.	3 250 mm
Distancia entre ejes.	6 200 mm
Altura de piso sobre calzada (estacionado).	415 mm
Altura de piso sobre calzada (durante tránsito).	470 mm

Capacidad de carga:

Peso bruto del vehículo totalmente armado¹ 17 000 kg.

¹ Los pesos que se encuentran en este capítulo son en kilogramos fuerza (Kg f), en capítulos posteriores para cuestiones de análisis los convertiremos a newtons (N), que es la unidad del S.I. para expresar la magnitud de fuerza.

Dimensiones interiores:

Altura.	1 995 mm
Ancho.	2 500 mm

Capacidad de plazas:

Arreglos de 20, 24, 36, 40 y 45 asientos

II.2. Balance de distribución de peso.

La distribución del peso en un autobús varía de acuerdo a la ubicación de la máquina, así por ejemplo, existen autobuses con motor delantero, motor trasero y con motor central, este último es de nueva generación, la ventaja que ofrece es precisamente brindar la máxima estabilidad posible del vehículo, al tener concentrado el mayor peso en el punto medio de la estructura, se obtiene un mayor agarre del vehículo sobre el pavimento.

El análisis que se va a realizar corresponde a un autobús con motor trasero, por ello, se tiene un mayor peso en la parte trasera del autobús y veremos el porque:

Peso de la estructura delantera.	700 kg.
Peso de plataforma.	6 000 kg.
Peso de costados.	4 000 kg.
Peso de toldo y portabultos.	2 000 kg.
Peso de cajuela con equipaje.	2 500 kg.
Peso de cabina motor.	1 000 kg.
Peso de la estructura trasera.	800 kg.

Nota: Los pesos aquí mostrados involucran la capacidad de carga máxima en número de plazas y equipaje.

Sumando un total de 17 000 kg., consideramos a la estructura trasera y delantera totalmente armadas, es decir, para la estructura delantera se incluye el armado de la estructura, su forro de fibra de vidrio o de fibra de carbono llamado concha, el parabrisas ya ensamblado junto con su kit de limpia vidrios, de igual forma para la estructura trasera. Los costados incluyen el armado, la laminación y los cristales, en la plataforma se incluye

todo el enrutamiento de arneses y tubos que lleva, el armado del bastidor, el piso de madera forrado con linóleum y los asientos. La cabina motor incluye a la máquina y a los elementos periféricos a ésta, tales como: compresor de aire acondicionado, radiadores, tuberías de desagüe del sanitario, etc.

Representando la relación longitud-peso del autobús en cuestión obtenemos un diagrama como el que se muestra en la figura 2.1.

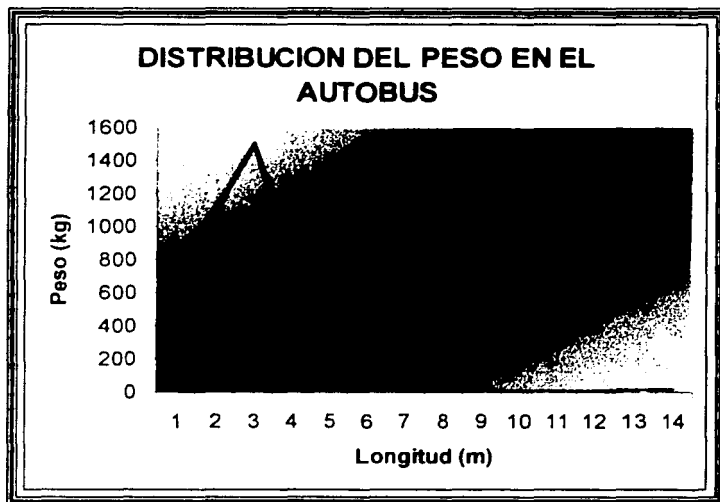


Figura 2.1 Diagrama relación peso-longitud

La forma en que se calculó esta curva de distribución de peso, fue considerando los pesos que expresamos anteriormente, se sabe que para la estructura trasera se tiene un peso de 800 kg., el cuál esta representado en el punto 1 de la gráfica, el peso de 2 000 kg. que corresponde al toldo, junto con portabultos y kit de aire acondicionado, se distribuye uniformemente a lo largo de toda la estructura, quedando un peso de 164 kg. por cada metro; de la misma manera se tiene para los costados y plataforma, por ello es que la curva cae a valores de hasta 500 kg.

Una vez conociendo la curva de distribución del peso del autobús, es necesario considerar el punto de gravedad para determinar una fuerza

resultante que actúe en este punto y posteriormente proceder a realizar el análisis de distribución de carga por eje, esto es muy importante y es el primer paso para el diseño de los cuadros de suspensión, ya que de esta forma, se conoce bajo que requerimientos se deben considerar los rangos de operación del sistema de suspensión.

Para poder conocer el punto de gravedad, es necesario conocer el polinomio que determina la curva, para fines analíticos es importante manejarlo de esta manera, ya que nos da una aproximación más real de la concentración de la carga en un solo punto.

Para poder conocer el polinomio de esta curva, podemos aproximarlo por medio del método de interpolación de Lagrange, cuyo resultado de forma simplificada lo tenemos como:

x	f(x)
0	800
1	1100
2	1500
3	800
4	700
5	600
6	500
7	500
8	500
9	500
10	500
11	550
12	600
12.2	700

Donde las coordenadas sombreadas representan los puntos que se ocuparon para el desarrollo de la interpolación, siendo esto:

a) Para el primer polinomio cuando $x = 0$,

$$y = \frac{(x-2)(x-3)(x-7)(x-11)(x-12.2)}{(0-2)(0-3)(0-7)(0-11)(0-12.2)} 800$$

$$y = -0.142x^5 + 5x^4 - 64.411x^3 + 369.541x^2 - 919.253x + 800$$

b) Para el segundo polinomio cuando $x = 2$,

$$y = \frac{(x-0)(x-3)(x-7)(x-11)(x-12.2)}{(2-0)(2-3)(2-7)(2-11)(2-12.2)} 1500$$

$$y = 1.634x^5 - 54.248x^4 + 632.679x^3 - 2989x^2 + 4604.902x$$

c) Para el tercer polinomio cuando $x = 3$,

$$y = \frac{(x-0)(x-2)(x-7)(x-11)(x-12.2)}{(3-0)(3-2)(3-7)(3-11)(3-12.2)} 800$$

$$y = -0.906x^5 + 29.173x^4 - 323.443x^3 + 1388x^2 - 1702.2x$$

d) Para el cuarto polinomio cuando $x = 7$,

$$y = \frac{(x-0)(x-3)(x-2)(x-11)(x-12.2)}{(7-0)(7-3)(7-2)(7-11)(7-12.2)} 500$$

$$y = 0.172x^5 - 4.842x^4 + 44x^3 - 139x^2 + 138.221x$$

e) Para el quinto polinomio cuando $x = 11$,

$$y = \frac{(x-0)(x-2)(x-7)(x-3)(x-12.2)}{(11-0)(11-2)(11-7)(11-3)(11-12.2)} 550$$

$$y = -0.145x^5 + 3.5x^4 - 27.112x^3 + 78.443x^2 - 74.132x$$

f) Para el sexto polinomio cuando $x = 12.2$,

$$y = \frac{(x-0)(x-2)(x-3)(x-7)(x-11)}{(12.2-0)(12.2-2)(12.2-3)(12.2-7)(12.2-11)} 700$$

$$y = 0.108x^5 - 2.484x^4 + 18.688x^3 - 53.256x^2 + 49.907x$$

de tal manera que la suma de los seis polinomios antes obtenidos dan por resultado el polinomio que define la curva representada en la gráfica de la figura 2.1, quedando como:

Ecuación (2.1)

$$y = 0.721x^5 - 23.901x^4 + 280.401x^3 - 1345.272x^2 + 2097.445x + 800$$

Una vez que se ha obtenido el polinomio que define la curva, lo que prosigue es determinar el punto de gravedad de la estructura, el cual se consigue a través del cálculo de los primeros momentos de área con respecto a los ejes coordenados.

II.3. Cálculo del punto de gravedad

Habiendo obtenido el polinomio de la curva de distribución de carga, procederemos a realizar el cálculo del punto de gravedad, o centroide de la curva. Para poder realizar este cálculo es necesario hallar el primer momento del área con respecto al eje de las abscisas, y que es igual a la suma de los momentos de los elementos de las áreas correspondientes. Es decir, se necesita extraer un elemento de área diferencial dentro de la curva, obtener su punto medio, centroide, y sobre esas coordenadas multiplicarlas por el área total para obtener de esta forma el primer momento de área.

Esquemáticamente:

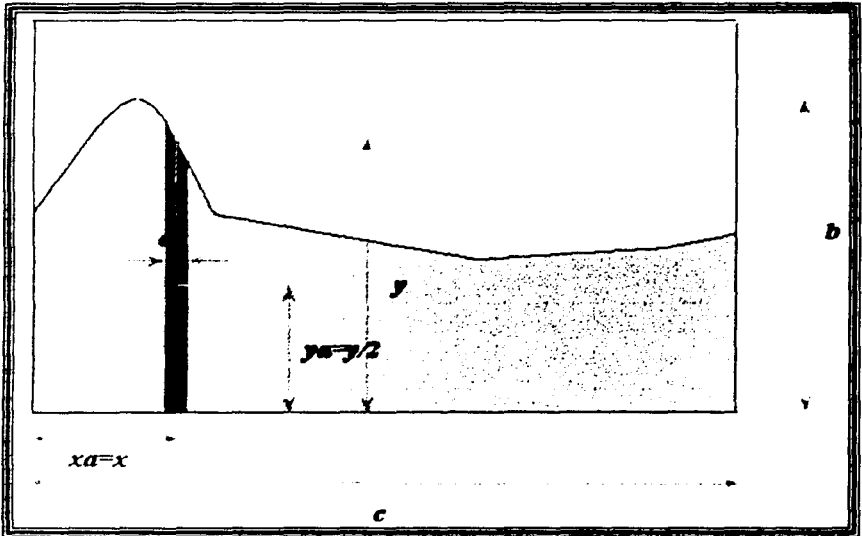


Figura 2.2 Área bajo la curva peso-longitud

O bien, según las ecuaciones 2.2

$$Q_y = \bar{x}A = \int x dA \quad (2.2)$$

$$Q_x = \bar{y}A = \int y dA$$

Donde:

Q_x : Es el primer momento del área con respecto al eje de las abscisas

Q_y : Es el primer momento del área con respecto al eje de las ordenadas

(x,y) : Son las coordenadas del punto medio, centroide del área diferencial

A : Es el área total bajo la curva

Por tanto para evaluar el punto de gravedad del área total, se calcula el área bajo la curva:

$$A = \int dA = \int_0^{12.2} y dx$$

$$A = 0.721 \int x^5 dx - 23.901 \int x^4 dx + 280.401 \int x^3 dx - 1345.272 \int x^2 dx + 2097.445 \int x dx + 800 \int dx \Big|_0^{12.2}$$

Dándonos por resultado un área de 8814.568 kgm., o sea, que existen 8814.568 kg. distribuidos tal y como lo marca la curva del polinomio a lo largo de uno de los costados.

Una vez que se obtiene el área bajo la curva para uno de los costados, necesitamos conocer la ubicación del punto de gravedad debido a la carga, entonces aplicando las ecuaciones 2.2, tenemos que,

$$Q_y = \int x dA = \int_0^{12.2} xy dx$$

$$Q_y = \int x(0.721x^5 - 23.901x^4 + 280.401x^3 - 1345.272x^2 + 2097.445x + 800) dx \Big|_0^{12.2}$$

$$Q_y = 0.721 \int x^6 dx - 23.901 \int x^5 dx + 280.401 \int x^4 dx - 1345.272 \int x^3 dx + 2097.445 \int x^2 dx + 800 \int x dx$$

Dando por resultado 43937.484 kgm², y que corresponde al primer momento del área con respecto al eje y. Por tanto, para conocer el punto donde actúa el momento, necesitamos despejar de la ecuación 2.2 la distancia del centro del elemento diferencial, así:

$$Q_y = \bar{x}A$$

$$\therefore \bar{x} = \frac{Q_y}{A}$$

O bien, sustituyendo valores tenemos,

$$\bar{x} = \frac{43937.484 \text{ kgm}^2}{8814.568 \text{ kgm}} = 4.984 \text{ m}$$

A 4.984 m de la parte trasera de la carrocería se encuentra ubicado el punto medio o centro de gravedad de la estructura debido a la carga. Es una condición de que el punto de gravedad siempre debe estar en el centro geométrico, así que para la figura de distribución de carga (figura 2.2), el centro geométrico y el punto donde actúa la fuerza de gravedad es precisamente en el lugar que se calculó.

A diferencia del cálculo que realizamos, para conocer exactamente a que altura se encuentra el centro de gravedad de la carrocería, es necesario basarnos ahora desde un punto de vista geométrico, es decir, considerando las dimensiones de altura, se puede realizar el análisis para la obtención geométrica del punto de gravedad.

Hasta el momento, se sabe que este punto actúa a una distancia de 4.984 m desde la parte trasera de la carrocería figura 2.3, la altura aún no se conoce, pero lo que si, es la distribución de cargas de acuerdo a las alturas de la carrocería.

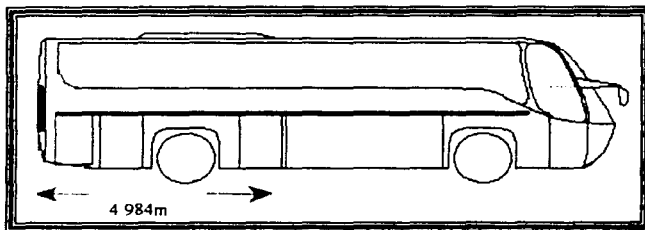


Figura 2.3 Línea donde actúa el punto de gravedad

El cuerpo del autobús tiene espacios vacíos, los cuales en su gran mayoría son diseñados para ergonomía y seguridad de los usuarios. Sin embargo, para considerar la altura del punto de gravedad se necesitan eliminarlos y concentrar toda la carga en un volumen compacto, el cual por geometría se calcula la altura del punto de gravedad de la carrocería, (a cada uno de los elementos que conforman la estructura se le extrae su propio centroide, de tal forma que al realizar la sumatoria de cada uno de ellos se obtiene el centro de gravedad de la estructura completa, eliminando así los espacios muertos y concentrando ahora si, todo el peso en un volumen más compacto). es importante considerar que un punto de gravedad más bajo es beneficioso para la estabilidad del vehículo, lo ideal es mantener nuestro punto

de gravedad a una menor altura, lo cual sirve para mantener un mayor agarre en el sistema de suspensión. Muchas compañías constructoras de carrocerías para autobús estudian precisamente el cómo hacer de menor altura la ubicación del punto de gravedad de una estructura, para que el vehículo no sufra posibilidades a vuelco según lo determina la norma europea ECE R66 "Norma Antivuelco", ver apéndice C.

Ese cálculo se determina por medio de simulación matemática, como el objetivo principal de este trabajo es el plantear un sistema de suspensión, por ello se aplicará un método práctico el cual permita determinar a que altura se encontrará. Para esto, consideremos la figura 2.4, donde hemos eliminado por lo menos el mayor espacio vacío y que corresponde al habitáculo de los pasajeros, entonces por simple geometría se trazan líneas que unan los extremos de la figura, haciendo con ello que se intercepten entre si en un punto común, dicho punto debe coincidir con la línea de acción del punto de gravedad según por la distribución de carga a lo largo de la estructura y es así como determinamos la altura del centro de gravedad.

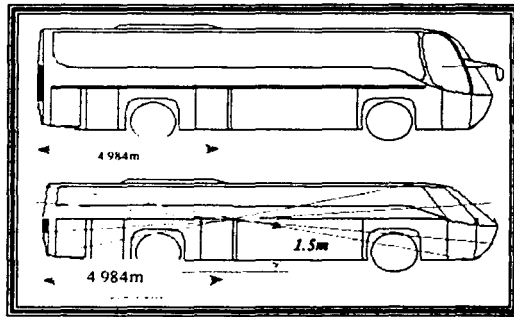


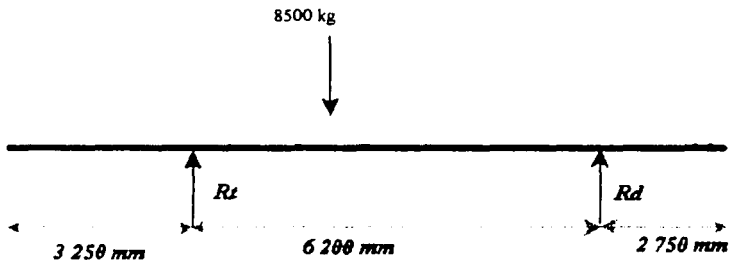
Figura 2.4 Determinación del punto de gravedad por altura

II.4. Determinación de las cargas por ejes

La distribución de cargas por ejes es de suma importancia ya que junto con el centro de gravedad, va a ayudar a determinar el diseño del sistema de suspensión, el análisis se va a efectuar por medio de un sistema bidimensional, sabiendo con ello que corresponde a sólo uno de los costados de la estructura, en análisis posteriores se tendrá que involucrar las

cargas en un sistema tridimensional para poder determinar exactamente cual es la carga a soportar por cada uno de los miembros de la suspensión.

Para este caso en particular, se plantea una viga con dos voladizos y con una carga puntual de 8500 kg., necesitamos conocer las reacciones en los puntos de apoyo.



Para el cálculo de las reacciones tenemos:

$$\sum M_l = 0$$

$$- 8500(1.734) + 6.2R_d = 0$$

$$R_d = 2377.26Kg$$

$$\sum M_d = 0$$

$$8500(4.466) - 6.2R_l = 0$$

$$R_l = 6122.74Kg$$

Dichos resultados ofrecen las características de los ejes que se deberán ensamblar, el eje delantero, debe soportar una carga mayor a 5 000 kg., mientras que para el trasero una carga menor a 12 500 kg.

DISEÑO DE UN SISTEMA DE SUSPENSIÓN PARA AUTOBÚS TIPO
FORÁNEO, ARREGLO (4 X 2).

CAPÍTULO III



Existen muchas marcas que se dedican a fabricar productos para suspensión, por ejemplo en el caso de las que se dedican a la industria del hule, su mayor producción consiste en llantas, cámaras de aire, hules para suspensión, etc., Mientras otras marcas se dedican al amortiguamiento, y se dedican a producir amortiguadores; otras más se dedican a la fabricación de ejes y barras. Por su parte también existen aquellas que se encargan de producir todo el kit de suspensión con elementos patentados y registrados a su nombre, este tipo de compañías especialmente se encarga para el diseño de productos de uso industrial, desde vehículos de gran tonelaje hasta el ensamble de suspensión para máquinas industriales. Cada marca es especialista en sus ramos, la industria automotriz es libre de elegir el producto que más le convenga de acuerdo a su diseño.

III. CONDICIONES DE LOS PRODUCTOS EN EL MERCADO.

III.1. Esquema básico en un sistema de suspensión.

Antes de empezar a definir las listas de los diferentes productos que se ofrecen por marcas competitivas en el mercado, es necesario conocer lo básico en un sistema de suspensión. Un vehículo está conformado por una estructura, dicha estructura puede ser construida por una estructura integral, o por una estructura de carrozado.

Una estructura integral (es el caso de los cuerpos de automóviles y algunos autobuses), consiste en que todo el cuerpo se sustenta de forma integral a un bastidor, es decir, se encuentra completamente unida la carrocería del vehículo al bastidor creando un cuerpo único.

Una estructura de carrozado, que es el caso para la mayor parte de los vehículos de gran peso, consiste en que el cuerpo de la carrocería se sujeta por medio de trinquetes y tornillos de alta resistencia a un chasis, dicho ensamble es menos eficiente desde el punto de vista mecánico, porque son dos cuerpos diferentes y en movimiento, uno presenta movimiento relativo sobre el otro; pero es más factible para situaciones de ensamble.

Así mismo, cualquier automotor consta también de un sistema de dirección, del propio sistema de suspensión y de las ruedas y llantas. Mencionamos a éstos sin involucrar al sistema de fuerza motriz, ya que en conjunto se ven afectados por el sistema de suspensión.

Cuando se habla de las dimensiones de un chasis o cuerpo de un vehículo, las principales cotas que se encuentran son las distancias de vía y de entre ejes. La distancia de vía corresponde al ancho que se encuentra entre las líneas de centro de las ruedas (vista frontalmente) en uno de los ejes; mientras que la distancia entre ejes, como su nombre lo indica es la longitud que se encuentra entre ellos.

Entonces el diseño de la geometría del vehículo, del sistema de suspensión y del sistema de dirección, afectan al desempeño de agarre del vehículo. Un buen diseño de suspensión debe sustentarse en el amortiguamiento (road isolation), en la estabilidad direccional (directional stability), en la

retornabilidad de las ruedas al momento de cambiar la dirección (returnability), en el desempeño de tracción y frenado del vehículo (tracking) y en la habilidad de mantener la estabilidad del vehículo en una curva (cornering).

Si se controlan todos estos factores en el diseño del sistema de suspensión, las propiedades del desempeño y estabilidad del vehículo serían las óptimas para el agarre. Esto significa que cuando un vehículo se encuentra en movimiento, todos los componentes en el sistema de suspensión operan efectivamente juntos para no descuidar el contacto de la rueda con el piso.

Los componentes de la suspensión desempeñan cinco funciones básicas:

1. Mantener una distribución uniforme del peso del vehículo.
2. Reducir el efecto de las fuerzas de choque para brindar el confort al compartimiento de pasajeros.
3. Mantener correctamente la alineación de las ruedas.
4. Cuidar el contacto de las llantas sobre el piso.
5. Controlar la dirección del vehículo durante un trayecto.

Los componentes de un sistema de suspensión neumática para autobús básicamente son:

- a) Ruedas y llantas.
- b) Ejes: eje de dirección, eje de tracción y eje de apoyo o auxiliares.
- c) Barras de equilibrio.
- d) Barras de reacción (depende del arreglo).
- e) Amortiguadores.
- f) Cámaras de aire.
- g) Válvulas.
- h) Varillas para control de altura (opcional).
- i) Sistema neumático destinado para la suspensión.

En este capítulo, se comparan las características de los productos que ofrecen los principales fabricantes para elegir posteriormente aquéllos que cumplan con nuestros requerimientos de diseño.

III.2 Características de las ruedas para autobuses.

III.2.1. Rines.

El propósito de un rin, disco desmontable, es soportar con seguridad el neumático y facilitar su montaje al cubo de la rueda. Un disco es un bastidor formado por un aro al que se sujeta un centro permanente de acero o de aluminio (llamado disco o araña) y constituye la montura de la rueda de disco al cubo, se usan tornillos especiales para rueda o birlos con tuercas de varias formas, para sujetar y centrar la rueda de disco al cubo de la rueda.

El diseño de los discos es en base al tipo del cubo de la rueda y al tamaño y la forma del neumático. Los rines son fabricados en un amplio rango de diámetros y anchos, proporcionando una gran gama de tamaños. Así mismo, su construcción es en una, dos, tres, cuatro o hasta cinco piezas componentes. Esto se debe a que en orden de ensamble es mucho más fácil manejar varias piezas lo cual beneficia la operación de reparación. Por ejemplo, para el caso exclusivo de autobuses en la actualidad se ocupan rines en una sola pieza, mientras que para remolques y equipos para fuera de carretera se ocupan rines que los constituyen hasta cinco piezas desmontables, debido al gran tamaño de las ruedas. En la figura 3.1 se muestran los distintos aros que pueden ocuparse en autobuses, remolques y camiones, sean por sus neumáticos con cámara o sin ella.

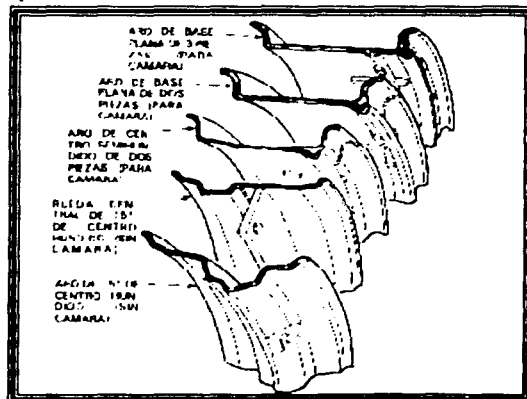


Figura 3.1 Tipos de rines, según sus partes componentes

Los birlos y las tuercas de las ruedas juegan un papel muy importante, cuando se va a sujetar una rueda de disco al cubo de la rueda, se atornillan cinco, nueve, o más birlos, los cuáles se introducen a presión a la platina del cubo siguiendo un círculo y su ubicación se hace con precisión. Dependiendo de las condiciones de operación del vehículo es como se determina el diámetro y el número de birlos, que deben montarse al cubo de la rueda.

Generalmente, los rines que se ocupan en autobuses oscilan en un rango de tamaños entre (7.5 a 8.25) - (20 a 22.5), la nomenclatura de los tamaños de los rines, indican el ancho y el diámetro en pulgadas.

Una de las principales marcas, que se encargan de la producción de rines es ALCOA, las siguientes son especificaciones de los tipos de rines que construye (Tabla 3.1).

Tabla 3.1

32

ESPECIFICACIONES MAS FRECUENTES EN LOS RINES

Item no	Descripción	Carga máxima en lbs ¹	Presión máxima de inflado en frío PSI	Outset pulgadas ²	Pulgadas inset	Cuerpo de válvula	Numero de parte ³	Estabilizador	Cubiertas de tuercas exteriores eje delantero	Cubiertas de tuercas interiores eje trasero A/AI	Cubiertas de tuercas exteriores eje trasero AUST	Cubierta del agujero del eje
16-ruedas, partes de capacidad reducida. Dimensiones mínimas. Velocidad máxima en estado de carga: 11.99 la parte exterior, 8.72 la el interior del neumático												
4	22 5x8 25-15 ^{DC}	7200	120	8 68	5 68	TR - 545D	883110	2225	Perno 3/4" 5996 L&R Perno 1-1/8" 5996 L&R	5988 L&R	7896 L&R	5996 L&R Frontal - 078155 Trasero - 077155
13	22 5x8 25-15 ^{DC}	7200	120	8 68	5 64	TR - 545D	983120**		Perno 3/4" 5996 L&R Perno 1-1/8" 5996 L&R	5989 L&R	7897 L&R	Perno 3/4" 5996 L&R Perno 1-1/8" 5996 L&R Frontal - 078155 Trasero - 077155
16-ruedas, eje de capacidad reducida. 2000 Perno parte exterior, 2000 lazo parte del cilindro. Velocidad máxima a las curvas de las curvas												
23	22 5x8 25-15 ^{DC}	7300	120	6 66	5 82	TR - 545D	883620**	2227		39701		39701 Frontal - 078188 Trasero - 077188
33	22 5x8 25-15 ^{DC}	7300	120	6 68	5 73	TR - 545D	983620**	2227		39701		39701 Frontal - 078188 Trasero - 077188

Las dimensiones de las ruedas de aluminio ALCOA están conforme a lo recomendado por la norma SAE J694 con vigencia de Agosto del 98. El pulido final está indicado por el último dígito del número de parte, por ejemplo, el número de parte puede terminar en "1" indica que el pulido es en el interior, cuando termina en "2" el pulido es en el exterior y cuando termina en "3" indica que se por ambos lados. el orificio de la válvula está en el interior

Se recomienda No exceder el máximo de carga indicada para cada rim. No sobreflariar el neumático

¹Los rangos de capacidad de carga en los ítems del 37 al 50 están considerados cerca de múltiplos de 5 tanto para arreglos de una y doble rueda

²Algunas ruedas posiblemente puedan llevar números de parte no mostrados en esta tabla

³Outset (Positivo) / inset (negativo) - La distancia desde la línea de centro del rim a la cara de montaje de la rueda. Inset (negativo) localización de la línea de centro interior del rim del montaje de la cara de la rueda y outset (positivo) localización de la línea de centro exterior del rim del montaje de la cara de la rueda (1/2, espaciado doble = offset)

*Estas ruedas pueden ser instaladas únicamente en la posición inset porque los asentos esféricos de bola están en un solo lado del disco

**Indicación de la nueva generación de ruedas

Indicación de la nueva generación de ruedas europeas

TESIS CON FALLA DE ORIGEN

III.2.2. Llantas.

El objeto de cualquier llanta es soportar el vehículo y la carga, y de transmitir el par del eje de propulsión al pavimento del camino con la tracción más efectiva y con el menor rozamiento por rodadura. Además, la llanta neumática, debido a su inherente flexibilidad, absorbe los choques de la carretera y los amortigua con la resultante comodidad para el habitáculo de pasajeros.

III.2.2.1. Verdades sobre los neumáticos.

Los neumáticos tienen ciertas características que es importante considerar antes de ver lo que se ofrece en el mercado.

- Al momento de montarse en un rin e inflarse de forma adecuada, si suspendemos la rueda en el aire (sin tocar el piso), entonces se puede apreciar que están perfectamente redondas y por tanto tienen un diámetro específico que se le llama diámetro total.
- Los neumáticos que se apoyan en el piso toman una forma diferente, se encuentran flexionados en el área de contacto, entonces la distancia que existe del centro del eje al piso es menor a la mitad total del neumático, a este radio se le conoce como radio a carga estática.
- Al momento de poner en movimiento al vehículo, el radio de carga estática altera las revoluciones de la rueda por km., debido a las condiciones de inflado y al ángulo de bombeo del camino.
- La fuerza de fricción que actúa en el neumático provoca que éste se deforme.
- La dirección del vehículo, el par que se transmite y el par de frenado, se aplica directamente sobre la huella del neumático; la cual está diseñada de acuerdo al diámetro total y el radio de carga estática.
- En condiciones normales de funcionamiento la fuerza de tracción de un neumático es uniforme en todas direcciones.

Las principales marcas en el mercado que ofrecen llantas para autobuses y camiones, son MICHELIN, FIRESTONE, BRIGDESTONE, GOODYEAR, TORNEL, EUZKADI, entre otras. Generalmente las llantas que se ocupan para autobuses tienen las siguientes especificaciones (Tabla 3.2):

Tabla 3.2

Especificaciones

Tamaño	Clase	Rango de Carga	Numero de catalogo	Radio de carga (in)	Diámetro total (in)	Ancho total (in)	Tipos de rines		Distancia mínima entre dos llantas	Rev. Por Milla	Ancho de huella	Velocidad Maxima Km/h
275/70R22 5	XZA1 (Eur)	H	76056	17 7	38	10 8	7 5	8 3	12 2	545	18	104 585
295/80R22 5	XZA1 (Eur)	H	71143	19 2	41 4	11 7	8 25	9	13 3	501	18	104 585
295/80R22 5	XZA1 (Eur)	L	47056	19 6	42 5	12 5	9	9	13 9	489	18	104 585

Carga y Presión

275/70R22 5 LHR

PSI		90	95	100	105	110	115	120	123	125	131
lbs por eje	S	9920	10380	10840	11320	11825	12310	12770	13045	13230	13890
	D	19290	20210	21130	22045	23025	24010	25035	25580		
kgs por eje	S	4500	4708	4917	5135	5364	5584	5792	5917	6001	6301
	D	8750	9167	9585	10000	10444	10891	11356	11603		

295/80R22 5 LHR

PSI		75	80	85	90	95	100	105	110	115	120
lbs por eje	S	10150	10720	11290	11860	12430	13000	13580	14160	14740	15660
	D	17750	18800	19850	20900	21930	23000	24000	25100	26110	27800
kgs por eje	S	4605	4865	5121	5380	5640	5900	6160	6425	6690	7100
	D	8050	8530	9005	9480	9950	10435	10890	11385	11845	12610

315/80R22 5 LRL

PSI		90	95	100	105	110	115	120	125	130
lbs por eje	S	13350	13990	14620	15260	15900	16540	16970	17500	18000
	D	23120	24220	25320	26420	27540	28640	30240	31570	33020
kgs por eje	S	6056	6346	6632	6922	7212	7503	7698	7938	8250
	D	10487	10986	11485	11984	12492	12991	13717	14320	15000

Las marcas suelen clasificar a las llantas por el tipo de trabajo que van a realizar, así por ejemplo, MICHELIN, las clasifica como:

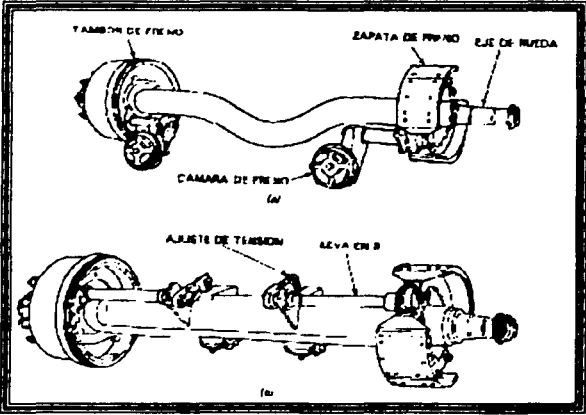
Para todas Posiciones			
XZA2 Long Haul	XZA-1+ Long Haul	XZA1 (Eur) Long Haul Regional RV	XRV Long Haul Regional RV
XZE Regional RV	XZE1 Regional	XZA Regional	XZU Regional Urban
XZU2 Regional Urban	XZY-2 On/Off Road	XZY On/off Road	XZY (WB) On/Off Road
XML Off Road	XZL Off Road	XZ2 Long Haul RV	XZY-1 On/Off Road
XZL(WB) On/Off Road	XZA4 On/Off Road Regional	XTE2 On/Off Road Regional	XL Off Road
XPS Rib Regional RV			
Para ejes de Propulsión			
XDA2 Long Haul	XD4 Long Haul	XDN Long Haul Regional	XDHT Long Haul Regional
XZT Long Haul Regional	XDE1 Regional	XM+S4 Regional	XDE A/T On/Off Road Regional
XDL Off Road On/Off Road	XDU Regional Urban	XDY-2 On/Off Road	XD2 Long Haul
XDS On/Off Road Regional	XDE M/S On/Off Road Regional	XDA-HT Long Haul Regional	XDY Off Road On/Off Road
X One XDA Long Haul Regional			

III.3. Ejes de dirección y de transmisión.

Un conjunto de rueda consta del eje, el cubo de la rueda con los cojinetes y sus sellos, el tambor o disco de freno, la rueda o rin y el neumático. Todos los conjuntos de rueda tienen los mismos objetivos –soportar el peso del vehículo, reducir el rozamiento por rodamiento y transmitir el par al neumático.

Los ejes suelen clasificarse de acuerdo a la función que tengan, en ejes muertos y ejes vivos. Los ejes muertos son generalmente aquéllos que sirven de apoyo, pueden ser delanteros o traseros, direccionales o de simple apoyo.

Los ejes de simple apoyo pueden ser construidos por una estructura tubular, por una viga cuadrada o también como tipo patín. Son de estructura tubular aquéllos que llevan como vía un cilindro de hierro que sujeta a los dos cubos de rueda 3.2 a, los que llevan como vía una viga cuadrada figura 3.2 b, o aquéllos que son un patín y que tienen suspensión independiente, figura 3.2 c.



Figuras 3.2, a) y b): Tipos de ejes

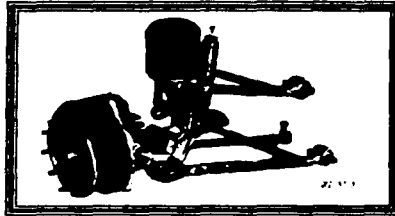


Figura 3.2 c) Tipos de ejes

Los ejes direccionales, por su parte tienen comúnmente una sección en I, es decir, la viga del eje está construida de acero forjado, sin embargo, también existen aquéllos que son tubulares o prefabricados. De acuerdo al tipo de sujeción de las ruedas, es como se les clasifica a los ejes de dirección, existen tres tipos de ejes, tipo Lemoin, tipo Elliot y tipo Elliot invertido.

El tipo Lemoin tiene un perno tipo L que sujeta y entra a una cavidad del eje y por el otro extremo sujeta al cubo de la rueda, en esta construcción generalmente el eje es del tipo tubular y los brazos que sujetan al perno pueden ajustarse de acuerdo a la longitud requerida, figura 3.3.

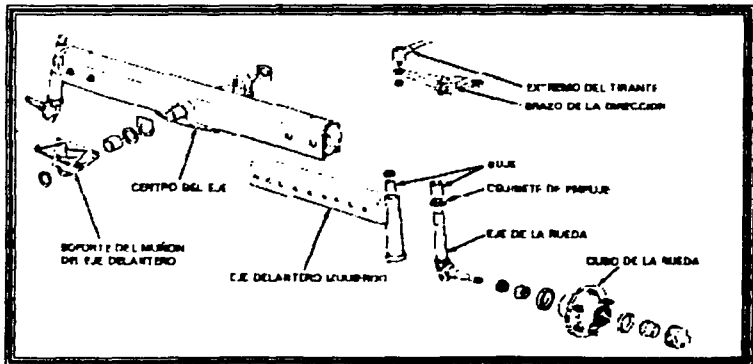


Figura 3.3 Despiece de un eje tipo Lemoin

El tipo Elliot es un eje que tiene una caída de viga muy pequeña, es decir, prácticamente se encuentran a la misma altura los agujeros que dan cavidad al perno que sujeta al cubo de la rueda, figura 3.4.

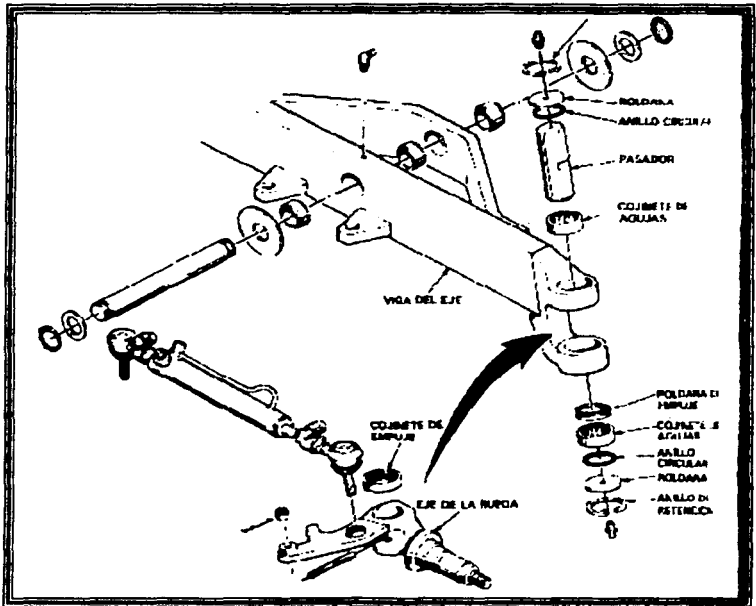


Figura 3.4 Despiece de un eje tipo Elliot

El tipo Elliot invertido, es quizá el de uso más común, el arreglo es semejante al del tipo Elliot simple, la única variante que se percibe es que la caída de la viga es un tanto pronunciada, los agujeros que dan cabida al perno que sujeta al eje del cubo de la rueda se encuentran desplazados a una altura considerable con respecto al eje de la viga, figura 3.5.

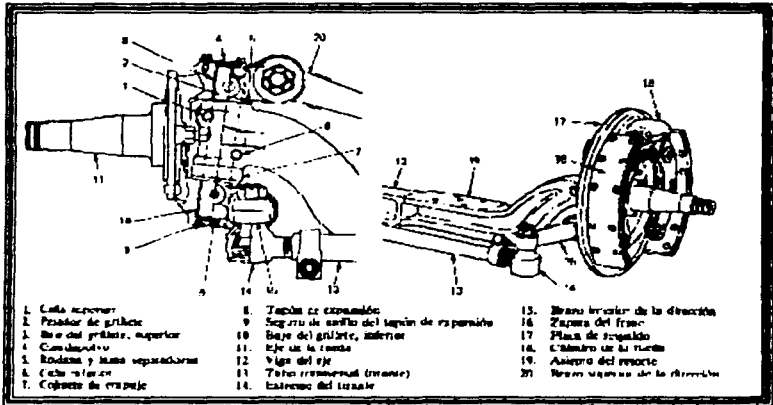


Figura 3.5 Despiece de un eje tipo Elliot invertido

Mucho se ha mencionado acerca del cubo de la rueda, y es la parte más importante para transmitir la tracción de aceleración y frenado del vehículo. Existen muchos tipos de cubos de acuerdo a las características de operación, así por ejemplo, tenemos cubos para ejes muertos (de dirección y de apoyo) y para ejes vivos, que son los que transmiten el par de la transmisión.

Para el caso de ejes vivos, se tienen del tipo para ejes completamente flotantes, para ejes semiflotantes, para ejes con flotación de $\frac{3}{4}$ y para ejes con cubos propulsados por satélites. Un eje del tipo completamente flotante es aquel que aparte de transmitir el par de tracción, es capaz de absorber el peso del vehículo a lo largo de toda la carcasa del eje, dejando libre de peso a la flecha, figura 3.6, el cubo de la rueda se monta con cojinetes a la carcasa del eje, permitiendo así soportar el peso y su libre rodamiento, mientras que la platina de la flecha se sujeta al cubo (atornillándose en el exterior del cubo) y así es como se logra realizar el movimiento de la rueda.

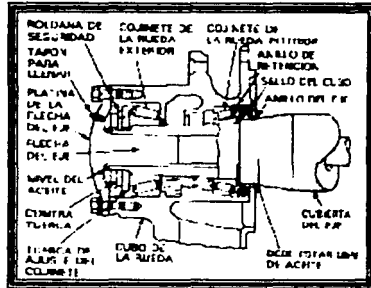


Figura 3.6 Eje del tipo completamente flotante

Los ejes semiflotantes, absorben únicamente el 50% del peso del vehículo en la carcaza y el otro 50% en la flecha, en este caso tanto el cubo, como la rueda y el tambor de freno están sujetos a la flecha, figura 3.7, generalmente se destinan para el uso en camionetas y tractores por ser muy eficientes en el desempeño para fuera de carretera. Cuando se trata de un eje con flotación de $\frac{3}{4}$, la flecha está soportada de tal forma que únicamente una cuarta parte del peso es absorbido por ésta y el resto por la carcaza del eje, de igual manera, se destina para uso dentro y fuera de carretera.

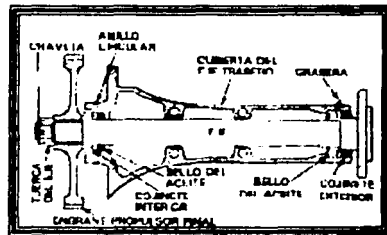


Figura 3.7 Ejes del tipo semiflotante

Los ejes que son propulsados por cubos de satélites, el engrane solar está unido por estrias a la flecha, y mueve a la portadora satélite que está atornillada al cubo de la rueda, figura 3.8.

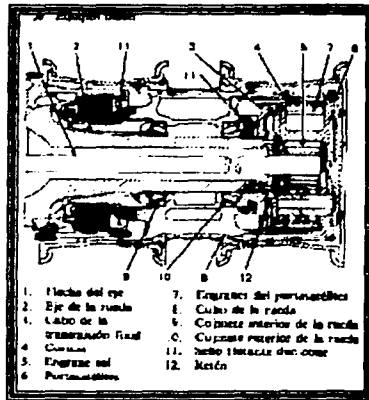


Figura 3.8 Eje del tipo propulsado por cubos de satélites

Existen ejes de dirección que también son proyectados para transmitir el par del motor, sin embargo, no los contemplaremos ya que nuestro diseño se refiere únicamente a un eje muerto de dirección y a un eje vivo completamente flotante. Para ello, en las tablas 3.3 y 3.4 se muestran las características de los ejes de este tipo fabricados por DIRONA, existen otras marcas que también se encargan de este tipo de productos como son: EATON, ZF, MERITOR, entre otras.

DIRONA

Tabla 3.3

Ejes Frontales Direccionales

Especificaciones

Capacidad lbs.	Modelo	Carga de viga (in.)	Peso (lbs)	Tamaño de eje pulg. (mm)	Estándar	Opcional	Ancho de vía Estándar	Opcional
6 K	FB-841	2.62 & 1.28	143	6 Birlos - 6.07" C.B.	69.5	N/A	79.05	N/A
8 K	FC-941	3.6	280		68	N/A	78.05	N/A
9 K	FC-942	3.6	295		68	N/A	79.05	N/A
10 K	FC-961	3.5	330	10 Birlos - 11.25" C.B. Rueda de Artillería	69	N/A	79.54	N/A
12 K	FF-001	3.5	330		69	67	79.54	77.67
12 K	FF-941	3.5	355		69	N/A	79.54	N/A
13.2 K	FF-942	3.5	363		69	69.25 DD	79.54	80.04
13.2 K	FF-944	5	385		69	N/A	79.54	N/A
13.2 K	FF-945	5	373	71.5	N/A	81.77	N/A	
14.5 K	FG-961	3.5	370	72.5	N/A	82.77	N/A	

Nota: Las aplicaciones del producto deberán ser aprobadas por el departamento de Ingeniería de DIRONA S.A. Los pesos señalados son de ejes con ancho de vía estándar, sin frenos, mazas, tambor, baleros y sellos.

Tabla 3.4

Ejes Traseros Sencillos

Especificaciones

	RC20-180	RC24-180	RC22-180	RC23-180
Capacidad lbs. (kg)	19,000 (8,620)	28,000 (13,000)	22,000 (10,000)	23,000 (10,433)
Peso bruto combinado lbs. (kg)	65,000 (29,500)	65,000 (29,500)	65,000 (29,500)	100,000 (45,360)
Relaciones Disponibles	3.36, 3.7, 3.9, 4.1, 4.33, 4.56, 4.63,			3.07, 3.21, 3.42, 3.58, 3.73, 3.91, 4.1, 4.3, 4.56
Tamaño Corona Piñón Pulg. (mm)			16.63 (422.3)	18.00 (457.2)
Dia. Cuerpo Flecha semi-eje Pulg. (mm)	1.86 (47.7)	2.12 (53.8)	2.00 (50.8)	2.25 (57.2)
Espesor Pared de Funda Pulg. (mm)	0.45 (11)	0.5 (12.7)	0.43 (11)	0.5 (12.7)
Peso lbs. (kg)	566 (256)	676 (307)	641 (291)	736 (334)
Extremos de Rueda Serie	L	R	R	R
Ancho de Vía Pulg. (mm)	72.25" (1,835)	72.25" (1,835)	72.25" (1,835)	72.24" (1,834)

Nota: Las aplicaciones del producto deberán ser aprobadas por el departamento de Ingeniería de DIRONA S.A. Los pesos señalados son de ejes con ancho de vía estándar, sin frenos, mazas, tambor, baleros y sellos.

III.4. Sistemas de amortiguación por hule.

Los vehículos constan de distintos sistemas de amortiguación por hule, los tenemos como construcciones en un solo bloque, los que contienen alma de metal, los que en su interior dan cabida a un fluido, ya sea hidrostático o aire a presión.

Los tipos de construcción varían de acuerdo a la operación a la que le sea sometido. El hule por sus propiedades de elastómero, brinda la mayor flexibilidad posible para permitir la deformación debida a la tensión, compresión, al corte y a la torsión provocada por movimientos que deben de amortiguarse.

Desde luego la calidad del hule depende del proceso de fabricación con el cuál es llevado a cabo, desde el estado más natural, caucho, con el que es obtenido, es convertido a una lámina por secado y rolado, posteriormente se vulcaniza en una mezcla de aditivos que mejoran las propiedades mecánicas del polímero, en algunos casos se ocupan para la construcción de este tipo de amortiguadores, pigmentos, dan color; estabilizantes, evitan el deterioro provocado por el medio ambiente; agentes antiestáticos, para evitar una chispa o una descarga eléctrica ya que en su gran mayoría son malos conductores eléctricos lo cuál origina cargas de electricidad estática; retardantes a la combustión, debido a que generalmente están compuestos de agentes orgánicos; rellenos, como el humo negro que es adicionado al caucho para mejorar la resistencia a la carga, y refuerzos, que ayudan a la resistencia y rigidez del polímero que para este caso se adiciona grafito en un porcentaje no mayor al 2% mejorando así las propiedades de resiliencia.

Dentro de los que se construyen en un solo bloque, tenemos como ejemplos de ellos a los amortiguadores cónicos figura 3.9, en ella se muestran las posiciones de cómo se encuentra en carga y sin ésta. El cuerpo simétrico del bloque se une a las caras cónicas metálicas las cuales siendo circulares son capaces de contener las fuerzas de explosión generadas cuando el amortiguador se encuentra bajo carga. Esto puede apreciarse, ya que, en estos tipos de amortiguadores la carga es soportada parte por corte y parte por compresión, los esfuerzos por compresión son absorbidos en el cuerpo de hule, mientras que los esfuerzos de corte actúan cuidadosamente sobre las pequeñas caras de fijación a la placa metálica brindando así excelentes propiedades a la fatiga.

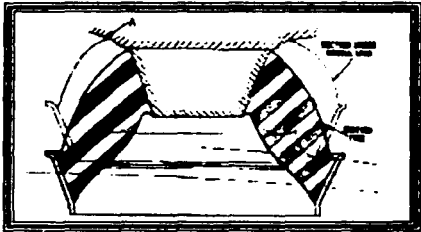
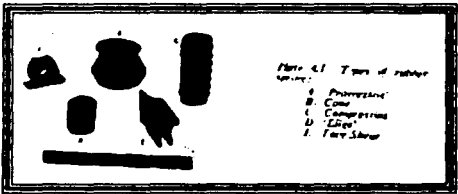


Figura 3.9 Efecto de deformación del hule en condiciones de carga y descarga

Existen otros tipos de construcciones que consisten en un solo cuerpo de hule, como ejemplo de ellas tenemos el amortiguador ELIGO, el PROGRESIVE, entre otros, figura 3.10.



El flexitor es otro tipo de amortiguador y es capaz de absorber el esfuerzo cortante por la torsión es de generación Torsilastic. La unidad consiste de un eje tubular de acero interno al cuerpo de hule, el amortiguador es cargado por una rotación angular del eje relativa a la carcasa, así deformado el hule en casi puro corte, proporciona un rango lineal. El flexitor permite un grado de libertad del 3% de encogimiento radial del hule y 9% por compresión en el ensamble, es importante considerarlo para la adecuada ubicación en la estructura del vehículo y resistir el torque.

El flexitor así como otros más pueden ser contruidos en bloque, con alma metálica como es el caso anterior y hay otros que permiten el alojamiento de un fluido, puede ser aire o hidráulico, basándose en agua o aceite. En la

aplicación realizada por el flexitor, la fuerza hidrostática confinada por la cámara, ha sido tal que elimina las fuerzas parásitas de corte permitiendo así una adecuada guía para el brazo de soporte de las ruedas. El flexitor al igual que otros cuerpos de hule, presentan apachurramiento durante el trabajo, por ello es importante considerar durante el diseño cuál es el rango de carga permisible por la cámara y así evitar que el vehículo sufra un desbalance en la amortiguación.

Aunque parezca sencillo una cámara de aire es un elemento altamente sofisticado y complejo. Aun pequeños cambios en su diseño, métodos de construcción o materiales utilizados pueden producir grandes y significativas diferencias en el desempeño de éstas. Así mismo, la durabilidad de las bolsas de aire es tal que, a menudo, superan en vida útil a otros elementos de la suspensión como amortiguadores, válvulas niveladoras o reguladores.

En el mercado existe gran variedad de bolsas o cámaras de aire, generalmente denominadas como AIRIDE, éstas se producen en configuraciones de cámaras replegables sencillas, dobles y triples, figura 3.11, así como las IT de fondo reversible, la cuál se aplica mucho en sistemas de amortiguación para autobús, (es la que tiene un solo fuelle, parte derecha de la figura 3.11).



Figura 3.11 Tipos de camaras

III.4.1. Componentes de las cámaras de aire.

En la figura 3.12 se muestra el despiece de los componentes que constituyen una cámara de aire.

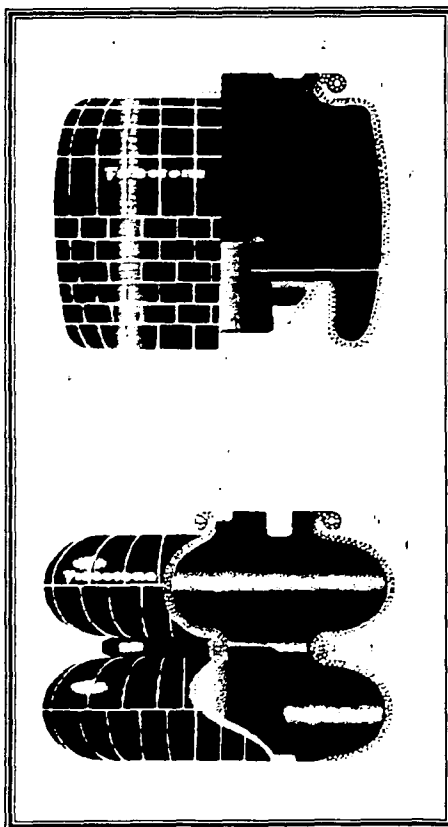


Figura 3.12 Componentes de una cámara de aire

1. **Perno**
Es una pieza permanente del ensamble de la placa de cierre utilizada para conectar la cámara de aire a la suspensión.
2. **Perno de combinación**
Combinación perno de montaje y encaje de aire.
3. **Tuerca ciega**
Es una pieza permanente del ensamble de la placa de cierre proporcionando un sistema de montaje alterno al perno.
4. **Orificio para el accesorio de aire**
Es un orificio roscado generalmente de ¼" N.P.T. proporcionando entrada de aire a la pieza.
5. **Placa de cierre**
Es una pieza que permanentemente se encuentra plegada en los fuelles desde la fábrica.
6. **Fuelle**
Es el cuerpo de hule de la cámara, por lo menos consta de cuatro capas de material: una capa interna, dos pliegues de tela reforzada con cordón y una capa externa.
7. **Tope (opcional)**
Es un dispositivo de hule moldeado a prueba de error, sirve como protección al sistema de suspensión ya que previene el daño del vehículo al existir una pérdida en la presión del aire.
8. **Pistón**
De uso exclusivo nada más para los modelos 1X y 1T, su cuerpo de plástico, aluminio o acero brinda un elemento más de sujeción a la suspensión ya sea por orificios o pernos roscados.
9. **Perno del pistón**
Conecta el pistón al ensamble del fuelle, en algunos casos también se aplica como elemento de sujeción a la suspensión.
10. **Anillo de soporte**
Este solo aplica para las cámaras de fuelle múltiple.

III.4.2. Pasos para la selección de una cámara de aire.

En la selección de una cámara de aire debe conocerse;

1. La función del mecanismo que va a ser amortiguado.
2. El peso total que va a ser amortiguado (incluyendo el peso del mecanismo de amortiguación).
3. La configuración del mecanismo y la localización del punto de gravedad.
4. Número y localización de los elementos de montaje.
5. El peso que va a ser soportado en cada elemento del mecanismo o sistema de suspensión.
6. El espacio disponible para la cámara de aire.
7. El desplazamiento requerido durante el golpeo.
8. Definición de los rangos de operación incluyendo ejes, frecuencia, amplitud y origen.
9. La transmisibilidad requerida.
10. La presión del aire o gas disponible para la carga de las cámaras de aire.

Las siguientes son consideraciones para la elección de una cámara de aire.

1. Determine el número de cámaras de aire requerido para el sistema.
2. Determine la capacidad de carga y el área efectiva requerida para cada cámara de aire, basándose en la disponibilidad de la presión de aire.
3. Determine el área y la altura disponible para cada cámara
4. Determine las frecuencias naturales del movimiento vertical y lateral, así como las constantes de las cámaras para conocer los rangos de amortiguamiento en el sistema.
5. Determine el golpe máximo requerido por el sistema.

Ante este criterio de elección de las cámaras de aire, lo que resta es conocer las características tales como capacidad de peso a soportar, dimensiones, capacidad de presión de inflado de las cámaras de aire que se ofrecen en el mercado. Existen muchas marcas en el mercado, tales son Firestone, Goodyear, Zurlo, entre otras. Cabe señalar que debido a la gran gama de

TESIS CON FALLA DE ORIGEN

productos existentes en el mercado, sólo se expondrán las características de algunos modelos de las cámaras de aire (Tabla 3.5).

Tabla 3.5

Firestone

NO. DE PLYS Y NO. DE CÁMERA DE RESERVA	PARTE VENTA TRANSVERSAL	VISTA SUPERIOR DE LA PLACA DE CIERRE	MUESTRA REFERENCIAL DEL PLYS	MUESTRA REFERENCIAL
1T7188-4 W01-364-8888				Harsell 12035-9000C 1474
1T7188-4 W01-364-8878				Harsell 12035-9000C (Harsell 12035-9000C) Harsell 31287 R-11-88 (verificar en campo) Harsell 12035-9000 Harsell A Photo AS-0344 1646
1T7188-4 W01-364-8877				Harsell 31287 1627
1T7188-4 W01-364-8889				Harsell 11-1813-1 1639
1T7188-4 W01-364-8883				Harsell 338519C 1 1620

© 1988 Firestone Tire & Rubber Company
 Harsell 12035-9000C (Harsell 12035-9000C)
 Harsell 31287 (verificar en campo)
 Harsell 12035-9000 (verificar en campo)
 Harsell A Photo AS-0344
 Harsell 11-1813-1
 Harsell 338519C 1

III.5. Barras para suspensión.

Las barras no son más que brazos que sustentan y agarran a los miembros de la suspensión. su principal función es sujetar los ejes a la estructura y debido a que las cámaras de aire no son capaces de mantener fijo el eje a la estructura. entonces las barras lo hacen. Muchos son los arreglos que existen, y por ello tenemos distintos tipos de diseños en las barras, por ejemplo las tenemos del tipo de equilibrio, angulares, torsionales y de reacción cada una se aplica de acuerdo a la función que realicen en el arreglo.

Existen compañías como se mencionó en el primer capítulo que se encargan de vender el kit completo de suspensión, en ellos se incluyen todos los elementos. sin embargo, al ensamblarlo a una estructura se corre el riesgo de que no sea el adecuado para las condiciones de operación del vehículo.

Por lo general, dependiendo del uso de la barra, consisten básicamente en un cuerpo rígido de perfil circular y de uno, dos o tres extremos de bola los cuales se sujetan tanto a la estructura y a los puntos de apoyo de los ejes, véase figura 3.13. Los extremos de la barra consisten de un cuerpo envolvente de acero, y una bola semiesférica que puede contener pernos, bases rectangulares y cavidades cilíndricas, las cuales tienen diversos grados de libertad para permitir el movimiento, semejante a una articulación entre la barra y la estructura, o bien entre la barra y los ejes.

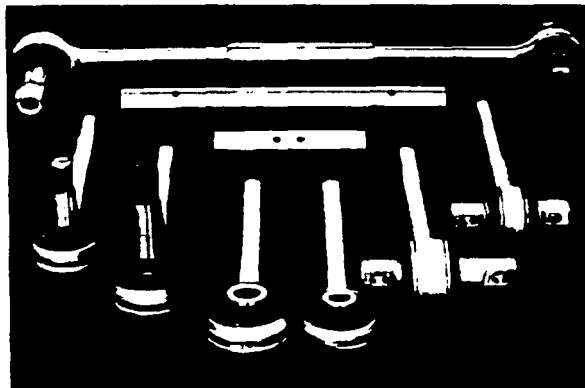


Figura 3.13 Barras de torsión con diferentes tipos de extremos

Por ejemplo para el caso de la suspensión trasera con el arreglo de barras perpendiculares. (figura 3.14). La principal función de la barra de torsión es conectar el eje a la estructura. estas pueden ser usadas como barras laterales y barras transversales. Cuando son usadas en posición lateral, las barras de torsión restringen la rotación del eje durante la aceleración o frenado del vehículo. También es capaz de mantener el correcto espacio entre la estructura y el eje. asi como la alineación del eje. Cuando son usadas en posición transversal, las barras de torsión restringen los movimientos de la suspensión.



Figura 3 14 Arreglo de barras perpendiculares

En la tabla 3.6 se muestra la descripción general de algunas barras fabricadas por O & S UNI-ROD.

TESIS CON FALLA DE ORIGEN

Tabla 3.6

O&S UNI-ROD

"THE PROBLEM SOLVER"

FULL BALL TORQUE ROD REPLACEMENT KIT



TYPE OF TORQUE ROD	KIT NUMBER	SUSPENSION RATING (LBS)	DESCRIPTION	PER BALL JOINT #S	BARBERCOE CO. #
---	SR 3430	14 000	1 BALL JOINT TORQUE ROD FOR 1965-1966 CHEVROLET TRUCKS AND SUBVANS	---	8000
---	SR 3435	14 000	1 BALL JOINT TORQUE ROD FOR 1965-1966 CHEVROLET TRUCKS AND SUBVANS	---	7200-00 10
---	SR 3435	14 000	1 BALL JOINT TORQUE ROD FOR 1965-1966 CHEVROLET TRUCKS AND SUBVANS	---	8000
---	SRU 3435	24 2500	1 BALL JOINT TORQUE ROD FOR 1965-1966 CHEVROLET TRUCKS AND SUBVANS	---	7200-00
---	SR 3435	24 2500	1 BALL JOINT TORQUE ROD FOR 1965-1966 CHEVROLET TRUCKS AND SUBVANS	---	8000
---	SRU 3444*	24 2500	1 BALL JOINT TORQUE ROD FOR 1965-1966 CHEVROLET TRUCKS AND SUBVANS	---	9100-00
---	SR 3444	24 2500	1 BALL JOINT TORQUE ROD FOR 1965-1966 CHEVROLET TRUCKS AND SUBVANS	---	8000-00 10
---	SRU 3444	24 2500	1 BALL JOINT TORQUE ROD FOR 1965-1966 CHEVROLET TRUCKS AND SUBVANS	---	8000-00
---	SR 3444*	24 2500	1 BALL JOINT TORQUE ROD FOR 1965-1966 CHEVROLET TRUCKS AND SUBVANS	---	9100-00 04
---	SRU 3444*	24 2500	1 BALL JOINT TORQUE ROD FOR 1965-1966 CHEVROLET TRUCKS AND SUBVANS	---	8000
---	SRU 3444*	24 2500	1 BALL JOINT TORQUE ROD FOR 1965-1966 CHEVROLET TRUCKS AND SUBVANS	---	8400-00
---	SRU 3444-01*	24 2500	1 BALL JOINT TORQUE ROD FOR 1965-1966 CHEVROLET TRUCKS AND SUBVANS	---	8000-00
---	SRU 3444*	24 2500	1 BALL JOINT TORQUE ROD FOR 1965-1966 CHEVROLET TRUCKS AND SUBVANS	---	8000
---	SR 3444*	24 2500	1 BALL JOINT TORQUE ROD FOR 1965-1966 CHEVROLET TRUCKS AND SUBVANS	---	8000
---	SRU 3444*	24 2500	1 BALL JOINT TORQUE ROD FOR 1965-1966 CHEVROLET TRUCKS AND SUBVANS	---	8000-00
---	SRU 3444*	24 2500	1 BALL JOINT TORQUE ROD FOR 1965-1966 CHEVROLET TRUCKS AND SUBVANS	---	8000-00 10
---	SRU 3444*	24 2500	1 BALL JOINT TORQUE ROD FOR 1965-1966 CHEVROLET TRUCKS AND SUBVANS	---	8000-00

... ..

7200-00 NYLON LOCKWASHER 1/2" 12 THRD RD
 8000-00 NYLON LOCKWASHER 1/2" 12 THRD AND SPACER
 8000-00 NYLON LOCKWASHER 1/2"

O&S Manufacturing Company
 111 West 1st Street
 Los Angeles, California 90012

III.6. Amortiguadores.

Mejor conocidos como shock absorbers, muchas personas creen que un amortiguador es usado únicamente para el confort de un vehículo. En verdad, hacen más que esto, su función es ayudar a cuidar las llantas en el camino así como tener el control del movimiento de la suspensión.

Los amortiguadores son básicamente bombas de aceite tal y como se muestra en la figura 3.15, un pistón es unido a un vástago y trabajan contra un fluido hidráulico y la presión ejercida por el tubo. Como el sistema de suspensión trata de eliminar los rebotes y golpes provocados por el camino, el fluido hidráulico del amortiguador es forzado a pasar a través de pequeños orificios interiores del pistón. Estos orificios permiten fluir únicamente una pequeña cantidad del flujo a través del pistón. Esto impide que el pistón baje súbitamente y así se tiene el control del movimiento del sistema de suspensión.

Un amortiguador funciona bajo las siguientes propiedades físicas:

- a) El caudal de fluido que pasa a través de un orificio, depende de la diferencia de presión a ambos lados del orificio, mejor conocido como gradiente de presión.
- b) Para un gradiente de presión dado, el caudal depende del tamaño del orificio.
- c) La viscosidad del fluido es un factor determinante del caudal.

Un amortiguador cumple con una carrera de compresión y otra de extensión completando así un ciclo de trabajo.

III.6.1. Ciclo de trabajo de un amortiguador.

La figura 3.15 nos muestra esquemáticamente las partes del amortiguador así como su ciclo de trabajo.

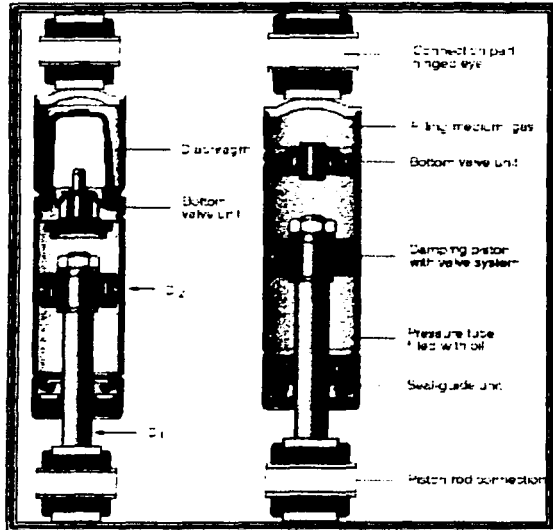


Figura 3.15 Partes de un amortiguador

1. Carrera de compresión.

Durante la carrera de compresión parte del aceite fluye a través del pistón y parte a través de la base de compresión, hacia el depósito.

En el pistón, el aceite fluye primeramente a través de las “lunbreras de restricción”, las cuales constan de unos laberintos largos que permiten el flujo del aceite a bajas velocidades, pero que oponen una restricción creciente a medida que la velocidad aumenta. En esta forma contribuyen al control del amortiguador a altas velocidades.

Cuando la velocidad de desplazamiento del pistón es pequeña, el aceite fluye en forma continua por el orificio. Si la velocidad aumenta, la presión del aceite sobre el pistón también aumenta y hace abrir la válvula de paso. Esta válvula es otro elemento de control de la carrera de compresión.

Mientras tanto, el aceite desplazado por el vástago del pistón pasa a través de la base de compresión hacia el depósito: durante el movimiento lento del pistón el aceite fluye a través de un orificio en el asiento de la válvula de realimentación. A medida que la velocidad del pistón aumenta, la presión del aceite actúa sobre la válvula de compresión hasta que la abre, pasando el fluido por la restricción de dicha válvula. Dicha restricción consiste de uno o dos agujeros en la espiga de la válvula, y sólo es efectiva para grandes velocidades del pistón.

2. Carrera de extensión.

Cuando se estira el amortiguador el aceite fluye a través del pistón por las lumbreras de restricción. El desplazamiento del vástago del pistón hace que el fluido entre en el cilindro interior a través de la válvula de realimentación.

A bajas velocidades, el aceite fluye a través del orificio de extensión, consistente de una o más ranuras en el asiento de la válvula de extensión. Al incrementar la velocidad del pistón, abre. De nuevo las lumbreras de restricción proporcionan una contribución importante al control total para altas velocidades de carrera.

III.6.2. Característica de un amortiguador hidráulico.

Se llama característica de un amortiguador hidráulico, la relación funcional (representada gráficamente) que existe entre la velocidad relativa de sus extremos y la fuerza que genera dicho amortiguador. Un ejemplo que puede tomarse en cuenta es para el tipo de amortiguador aquí considerado gráficamente para la curva característica de la figura 3.16, como se puede ver, el comportamiento del aparato no es lineal y ni siquiera exactamente simétrico en tensión y compresión. Lo que se puede hacer durante la práctica para un análisis aproximado del comportamiento de un amortiguador, es trazar una característica rectilínea que represente lo más exactamente posible el caso real. En el supuesto caso de que la característica sea muy curva, no queda otro remedio sino considerar todo problema que comparte un amortiguador como no lineal.

Un auto típico o un camión de carga pueden tener más resistencia durante su ciclo de extensión que durante su carrera de compresión. Debido a que la extensión controla los movimientos del vehículo amortiguando el peso, en

cambio durante la compresión los choques no pueden evitarse debido al peso del vehículo.

Los amortiguadores controlan cuatro características de los movimientos del sistema de suspensión:

- Brincoteo.
- Giro o vaivén.
- Clavada por frenado.
- Clavada por aceleración.

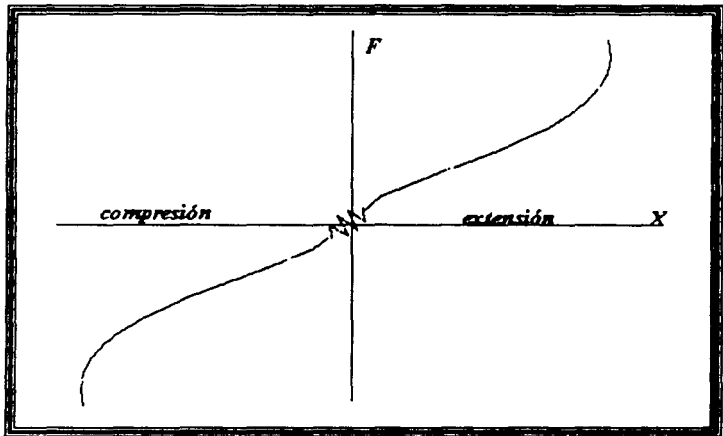


Figura 3.16 Curva característica de un amortiguador

Existen muchas marcas de amortiguadores en el mercado, pero entre las principales encontramos a BOGE, BOSH, MONROE, STABILUS, entre otras. A continuación se presenta información de productos para autobuses de una de las principales marcas (Tabla 3.7).


Tabla 3.7 Características de amortiguadores STABILIOUS

DAMPER


Damper / STAB-O-SHOC®

Product range

Dampers are available as position-dependent* damper :

	D1	D2	damping force at compression		damping force at extension		static extension force	
			min.	max.	min.	max.	min.	max.
 With piston rod upwards	6	15,6	10 N	500 N	10 N	500 N	0 N	50 N
	8	24	50 N	10.000 N	50 N	6.000 N	0 N	500 N
	8	24	100 N	2.000 N	50 N	6.000 N	0 N	500 N
	10	24	50 N	10.000 N	50 N	6.000 N	0 N	500 N

Dampers are available as position-independent* damper :

	D1	D2	damping force at compression		damping force at extension		static extension force	
			min.	max.	min.	max.	min.	max.
 Installation position	6	15,6	10 N	500 N	10 N	500 N	20 N	50 N
	8	24	50 N	3.500 N	50 N	6.000 N	100 N	500 N
	8	24	100 N	2.000 N	50 N	6.000 N		none
	8	39	100 N	5.000 N	50 N	5.000 N		none
	10	24	50 N	3.500 N	50 N	6.000 N	100 N	500 N
	10	29	50 N	3.500 N	50 N	6.000 N	100 N	500 N
	11	50	100 N	5.000 N	50 N	5.000 N		none
	14	64	100 N	5.000 N	50 N	5.000 N		none

* Installation in any position required

D1 = Piston rod, D2 = Pressure tube

1994, 1995, 1996, 1997, 1998, 1999, 2000, 2001, 2002, 2003, 2004, 2005, 2006, 2007, 2008, 2009, 2010, 2011, 2012, 2013, 2014, 2015, 2016, 2017, 2018, 2019, 2020, 2021, 2022, 2023, 2024

DISEÑO DE UN SISTEMA DE SUSPENSIÓN PARA AUTOBÚS TIPO
FORÁNEO, ARREGLO (4 X 2).

CAPÍTULO IV



Cualquier vehículo consta de tres sistemas principales: 1) el cuerpo del vehículo, chasis y carrocería; 2) el sistema de potencia que lo constituye el motor y el mecanismo que proporciona el par motriz, así como el frenado del vehículo, y 3) el sistema de amortiguación que como hemos estado viendo, proporciona la estabilidad del vehículo. Los tres simultáneamente se encuentran interactuando y depende uno de otro para su correcta funcionalidad.

IV. DISEÑO DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN.

IV.1. Definición de los puntos bajo los cuáles se va a plantear nuestro diseño.

Un sistema de suspensión interactúa con los otros dos que mencionamos como principales en un vehículo (El cuerpo del vehículo, que consta del chasis y carrocería, y el sistema motriz; que consta del par proporcionado por el motor y el sistema de frenado), en este caso un diseño de un sistema de suspensión depende de las propiedades que hemos estado plasmando en los capítulos anteriores, por ello es importante considerar que nuestro diseño deba cumplir con las propiedades de mantener al autobús en:

1. La distribución correcta del peso del vehículo sobre los ejes, cuidando la altura del vehículo y el esfuerzo provocado por las cargas.
2. La reducción del efecto de las fuerzas de choque provocadas por el camino manteniendo así el confort al compartimento de pasajeros.
3. La alineación de las ruedas es uno de los factores clave para el control de la dirección en línea recta del vehículo y cuidado de las llantas.
4. Cuidar el contacto de las llantas sobre el piso, conservando su radio de carga y correcto asentamiento de las mismas.
5. Controlar la retornabilidad de la dirección en caso de que las ruedas delanteras se encuentren con una inclinación al dar vuelta.

Bajo estas características nuestro diseño se debe concretar, y para ello necesitamos conocer cuáles van a ser las condiciones de amortiguamiento, las condiciones de estabilidad direccional, las de retornabilidad de las ruedas, las del desempeño de estabilidad en aceleración y frenado, y en la habilidad de mantenerlo en una curva sin riesgo a vuelco.

El amortiguamiento del vehículo consiste en absorber el efecto del choque provocado por los movimientos de compresión y estiramiento de cada uno de los componentes del sistema de suspensión.

La estabilidad direccional, la obtenemos gracias a la distribución de los brazos que sujetan la estructura del autobús a nuestro sistema de

suspensión, manteniendo a los ejes en una posición totalmente perpendicular a la dirección del camino.

La retornabilidad de las ruedas al momento de cambiar de dirección la controlamos con los movimientos sincrónicos de la suspensión delantera, esto beneficia la seguridad y maniobrabilidad del autobús.

El desempeño de la estabilidad del autobús durante la aceleración y el frenado, se torna más fácil de obtener al adquirir una velocidad crucero, el desempeño de frenado y aceleración depende básicamente del sistema de suspensión, ya que a una velocidad crucero el peso que soportan los ejes se reduce sustancialmente, es decir, parte del peso total del autobús lo absorbe la suspensión, o bien, permitiendo así que el control motriz resulte mucho más fácil adquirir una aceleración o desaceleración a esa velocidad que estando en posición de estacionamiento, además de que el trabajo de la suspensión se reduce.

La habilidad de mantener el autobús en una curva a una velocidad excedida para el peralte de la misma, le concierne directamente al sistema de suspensión de mantener el punto de gravedad en la ubicación cercana al centroide del vehículo y así evitar cualquier posibilidad de vuelco.

Una vez que ya hemos definido claramente los puntos bajo los cuales se va a regir nuestro diseño, procederemos a plasmarlos gráfica y analíticamente.

IV.2. Diseño por amortiguamiento.

En este apartado evaluaremos nuestro diseño desde las características iniciales de la carrocería que habíamos contemplado en el capítulo III y continuaremos con el análisis de distribución de las cargas, pero ahora dándole un enfoque tridimensional, así podemos determinar cual es la carga en los puntos donde vamos a conectar nuestros elementos y así conocer las propiedades de cada uno de ellos.

Una vez realizando el análisis por cargas, veremos lo que le corresponde al amortiguamiento, así que este capítulo lo podemos repartir en dos partes, en el estudio y determinación de nuestro equipo de suspensión desde el punto de vista cargas y el estudio del desempeño de nuestro diseño para absorber los efectos de la vibración.

IV.2.1. Determinación del equipo de suspensión desde el punto de vista de cargas.

Para ello tenemos que hacer referencia a las condiciones iniciales de nuestra carrocería, ya conocemos la ubicación del punto de gravedad por la distribución de cargas (ubicación longitudinal) y por el volumen compacto de masa (ubicación por altura) figura 2.4, también conocemos la distribución de las cargas en cada uno de los ejes vista en plano, sabemos que el resultado obtenido por la carga en los ejes es el doble cuando lo observamos tridimensionalmente. Ahora lo que nos corresponde es determinar las cargas en cada uno de los puntos donde vamos a empotrar nuestro sistema de suspensión y así poder conocer, qué elementos son los que se van a ocupar.

Para ello necesitamos hacer nuestra carrocería tridimensionalmente y realizar los cálculos concernientes en este modo. Considerando que nuestra construcción del autobús es del tipo integral, es decir, que nuestra carrocería se encuentra totalmente lista, únicamente para ensamblar los boggies o sistema de suspensión delantero y trasero, tal y como se muestra en la figura del apéndice A-1.

Como puede apreciarse en la figura sólo se muestra la carrocería, lo que a continuación nos compete es realizar el diseño de los componentes de cada uno de los boggies.

Consideramos para nuestro diseño un coeficiente de seguridad, también conocido como factor de seguridad. Cualquier pieza en la realidad está soportando una carga o esfuerzo de trabajo, el cual no debe de sobrepasar al esfuerzo admisible del material σ_w . En un diseño el esfuerzo admisible debe ser menor al límite de proporcionalidad con objeto de que pueda aplicarse la relación lineal entre esfuerzo y deformaciones según la ley de Hooke, véase la figura 4.1.

Hooke expresó que para el área donde se encuentra la zona del comportamiento elástico del material, existe una relación lineal entre el esfuerzo aplicado y la deformación del material, expresada como:

$$\sigma = E\varepsilon$$

La pendiente de la línea esfuerzo-deformación corresponde al módulo de elasticidad "E".

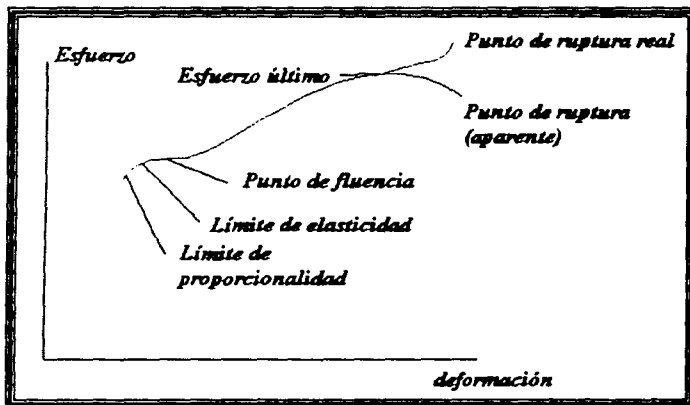


Figura 4.1 Diagrama esfuerzo/deformación

En muchas ocasiones el límite de proporcionalidad σ_{lim} es muy difícil de determinar exactamente, así que se acostumbra tomar como base para fijar el esfuerzo admisible σ_w el límite de fluencia σ_{yp} o en su defecto al esfuerzo último σ_{ult} dividiéndolos entre un número "N" convenientemente elegido, que se llama factor de seguridad.

$$\sigma_w = \sigma_{yp}/N_{yp} \text{ o bien, } \sigma_w = \sigma_{ult}/N_{ult}$$

Para el caso del acero, se toma como base el punto de fluencia para la determinación del esfuerzo admisible (primera expresión), en otros materiales se ocupa la segunda expresión. Los esfuerzos admisibles suelen publicarse en normas y especificaciones para la construcción.

Para estructuras con cargas permanentes¹ gradualmente aplicadas, ver figura 4.2, se suele tomar como esfuerzo admisible la mitad del límite de proporcionalidad.

¹ Cargas permanentes son aquellas que corresponden al peso propio del elemento y a las cargas, que una vez aplicadas, ya no se van a suprimir.



Figura 4.2 Tipos de cargas

Cuando ocupamos este criterio, el factor de seguridad es $N = 4$, recomendable para materiales que sean isotrópicos y homogéneos.

Los efectos dinámicos de las fuerzas aplicadas bruscamente, requieren de un mayor criterio de seguridad. Estos, como vemos, no van a estar normalizados, porque no siempre han de ser los mismos, así que para nuestro caso en particular, tenemos elementos estáticos² que pueden diseñarse bajo el criterio de cargas permanentes, mientras que para el caso de los dinámicos debemos ampliar el factor de seguridad de acuerdo a los esfuerzos de trabajo que le sean sometidos.

Dentro de los elementos estáticos consideramos a: los ejes (en el sentido de soportar la carga), largueros y a las bases de barras, amortiguadores y cámaras de aire. Mientras que los elementos dinámicos consideramos a los amortiguadores, barras de reacción y a las cámaras.

Estos elementos van a ser diseñados aplicando los criterios geométricos (ubicación de los elementos en la estructura), de excentricidad (respecto al punto de gravedad del autobús) y por el peso soportado de la masa inherente de los elementos de la suspensión (peso muerto).

Sin tener en cuenta la forma del elemento, ya que esto requeriría de un análisis más profundo, aplicando el método del elemento finito, únicamente determinaremos los esfuerzos concentrados en las uniones, ya sean por

² Consideramos elementos estáticos únicamente por sentido práctico, debido a que en la realidad todos los elementos del boggie están en movimiento relativo al resto del sistema.

medio de tornillos y/o cordones de soldadura, y así determinar las propiedades del par de apriete o el tipo de cordón según corresponda. Partiendo de la suposición de que estos elementos ya han sido diseñados para absorber los esfuerzos de las condiciones de trabajo, el primer elemento que se presenta para su estudio es el eje.

Como es bien conocido, lo primero es determinar la carga que va a soportar, tal y como se vio en el capítulo II, la distribución de cargas para el eje delantero debe ser de 4 754 kg, por lo que el eje a ocupar debe de absorber un peso mínimo de 5 000 kg. según lo que el estándar de los proveedores nos muestran. (ver tabla 3.3).

Recordando que:

1 lb equivale a 0.4536 Kg.

Entonces:

5 000 kg equivalen a 11 kips

Por tanto, refiriéndonos a la tabla de Ejes Frontales Direccionales, tabla 3.3, el eje adecuado corresponde al modelo FF-961 ó al FF-941 ya que ambos tienen la capacidad de soportar hasta 12 Kips.

El mismo análisis para el eje trasero, el peso calculado, sección del capítulo II, es de 12 245 Kg., el eje que nos ofrecen tiene capacidad de absorber 12 500 kg y se trata del modelo RS 24 158, véase la tabla 3.4.

Para llevar un orden secuencial de las memorias de cálculos a realizar, nos enfocaremos primero al boggie delantero, para así poder diferenciarlos a los correspondientes del boggie trasero.

Como habíamos dicho anteriormente, los cálculos únicamente los vamos a referir a las uniones de los elementos, así que para dicho análisis partimos de las siguientes premisas:

1. Las uniones conectadas, que se efectúan mediante elementos pasantes (conectores) que atraviesan por orificios las placas, láminas o planchas a unir, se dividen en dos clases, en "comunes" y en "friccionales". Las uniones comunes, son de simple acción o de empuje, en inglés, *bearing type*, generalmente las constituyen

remaches o tornillos (pernos) sin acabado. Las uniones friccionales, son de acción por fricción, en inglés, *friccional type*, y las constituyen tornillos de alta resistencia y con acabado.

2. Durante el montaje de una estructura con uniones conectadas comunes, se inducen fuerzas de tensión en los conectores. Dichas tensiones producen una fuerza resultante entre las placas que sujetan, y se considera como despreciable debido a que exactamente no se puede determinar y a que suele ser relativamente pequeña. Así que en nuestro diseño referiremos los cálculos a los esfuerzos por cortante en el vástago y al aplastamiento a presión del contacto entre ellos y las placas, siempre que se traten de uniones del tipo común.
3. Se supone que los elementos de unión no se flexionan, sino que permanecen esencialmente rectos.
4. En las uniones conectadas por uniones friccionales los tornillos de alta resistencia se aprietan hasta alcanzar un esfuerzo de tensión relativamente alto, causando con ello una intensa fuerza compresiva resultante entre las placas. En este caso, la unión de las placas, la carga se transmite por la fricción o rozamiento de las mismas, y no por los efectos de empuje y cortante en los conectores que se tienen en una unión del tipo común. Sin embargo, para cuestiones de diseño, es necesario la aplicación de un esfuerzo cortante permisible en el área transversal del tornillo, para así poder realizar su análisis mediante los mismos procedimientos que se utilizan para las conexiones comunes, excepto el efecto de empuje o aplastamiento de los tornillos contra los agujeros de las placas.
5. Los diámetros de los orificios en las placas deben exceder 3 mm más el diámetro del perno que va a sujetar, ya que es imposible que dos barrenos coincidan en perfección en un ensamble.

IV.2.1.1. Análisis del boggie delantero.

Iniciamos nuestros cálculos considerando que el punto de gravedad debido a la estructura, lo desplazamos sobre el eje de las abscisas hasta el punto donde se supone va a ensamblarse nuestro boggie delantero, partiendo de las coordenadas (0, 0, 0) que es el origen o centroide de la estructura hasta las coordenadas (4466, 0, 0) que es donde se encuentra la acción del boggie delantero. Para este caso, el peso que considerábamos de 17 000 kg. se distribuye uniformemente a lo largo del eje de desplazamiento hasta alcanzar las coordenadas donde situaremos nuestro punto de gravedad y por tanto, el peso en esa ubicación correspondería a 4 754.52 kg. tal y como se muestra en la figura 4.3.

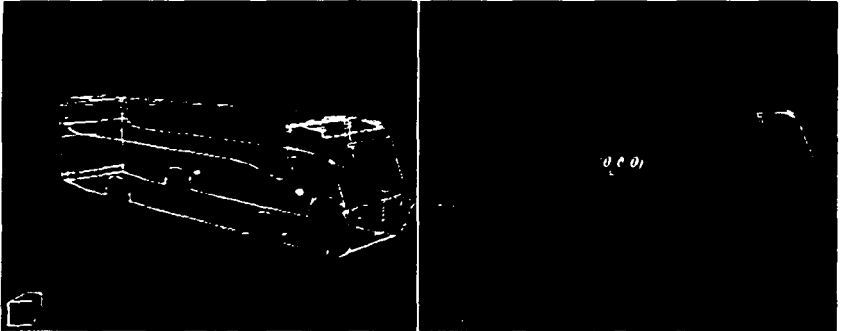


Figura 4.3 desplazamiento del punto de gravedad

Una vez realizado esta superposición, necesitamos encontrar el centroide debido al sistema del boggie, con el objeto de realizar una interpolación entre ambos puntos (el que es debido a la carga de la carrocería que actúa sobre el boggie delantero y el que se deriva de la ubicación de los elementos que constituyen a nuestro boggie). así pues el centroide de la ubicación de los elementos del boggie tiene las siguientes coordenadas: (3930, 0, -1000), donde actúa un peso debido al sistema de 670 kg., ahora bien, para correlacionar ambos pesos (tanto el de la estructura como el del boggie), necesitamos conocer el punto que equilibre a los dos centroides, este punto lo conoceremos como el punto de gravedad G^* , cuyas coordenadas y peso que actúa sobre éste deben de ser:

Peso debido a los miembros del boggie:

- Eje delantero 200 kg.
- Rueda (llanta y rin) 100 kg.
- Conjunto de barras 120 kg.
- Cámaras de aire y amortig. 150 kg.

Peso debido a la carrocería en esta ubicación

- (4466, 0, 0) 4 754.52 kg.

Para efectos de simplificar nuestro análisis, el peso debido a la carrocería lo dividimos a la mitad, diciendo con ello, el boggie también lo dividiremos en dos y así poder realizar nuestros cálculos de una manera más simple, teniendo así:

$$2\ 377.26\ \text{kg} + 670\ \text{kg} = 3\ 047.26\ \text{kg} = 29.89\ \text{kN}$$

Como se puede notar, se ha involucrado una nueva unidad el Newton, de aquí en adelante seguiremos manejando esta unidad.

Ahora bien, la ubicación del punto de gravedad G' , donde debe de actuar la carga de 29.89 kN, la obtenemos como:

$$G' = (x, y, z)$$

Nota: Los centroides que hemos estado manejando (el de la carrocería y el del boggie) actúan en un plano cualesquiera, por comodidad decimos que el plano donde se encuentran estos puntos, son paralelos al plano x-y, y que además presentan una superficie circular cuyo radio es igual a 2, por tanto:

Para x:

Sección	Área πr^2	x	xA
1	12.56	4466	56092.96
2	12.56	3930	49360.8

$$x = \frac{\sum xA}{\sum A} = 4198$$

Ahora para y:

Sección	Área πr^2	y	yA
1	12.56	0	0
2	12.56	0	0

$$y = \frac{\sum yA}{\sum A} = 0$$

Ahora para z:

Sección	Área πr^2	z	zA
1	12.56	0	0
2	12.56	-1000	-12560

$$z = \frac{\sum zA}{\sum A} = -500$$

Entonces en $G' = (3916, 0, -500)$ actúa una carga de 37.08 kN, gráficamente representado en la figura 4.4.

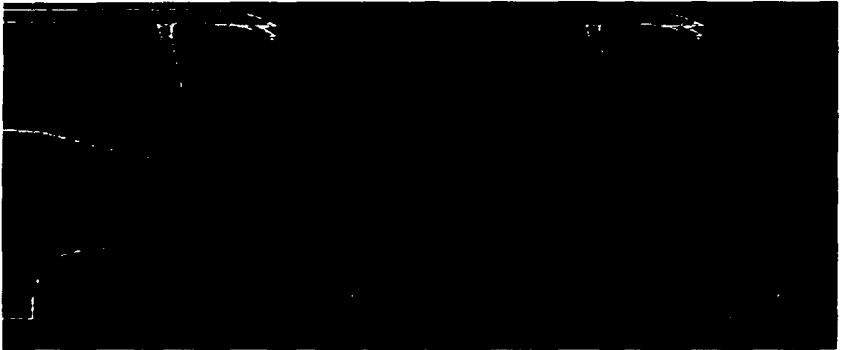


Figura 4.4 Ubicación del punto de gravedad G'

Para referir todos nuestros cálculos exclusivamente al boggie delantero, el punto G' ahora toma las coordenadas de origen. la carga que se aplica sobre este punto tiene las siguientes componentes.

$$P = (0, 0, -29.89 \times 10^3)$$

Una vez conociendo la magnitud de este vector, haremos nuestro diagrama de cuerpo libre, tal y como se muestra en la figura 4.5

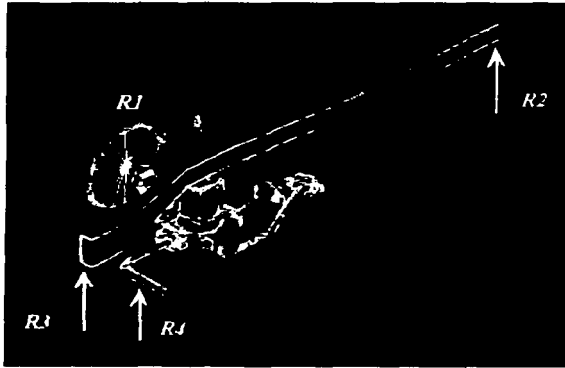


Figura 4.5 DCI. Bogie delantero

Como puede notarse en la figura anterior, únicamente mostramos la mitad izquierda debido a que en la otra parte actúan las mismas reacciones, es decir, ocupamos sólo la mitad de la carga del peso que influye sobre la mitad izquierda del bogie delantero, al finalizar nuestros cálculos para esta sección, lo que haremos será reflejar los mismos valores para el lado derecho.

Una vez aclarando esta simplificación continuaremos con los cálculos pertinentes

Las coordenadas correspondientes a las reacciones son:

$$R_1 = (-0.014, 1.010, -0.547)$$

$$R_2 = (2.139, 0.485, -0.357)$$

$$R_3 = (-0.860, 0.485, -0.437)$$

$$R_4 = (-0.645, 0.364, -0.685)$$

Nuestro análisis se sustenta en un sistema tridimensional, por tanto, necesitamos hacer el cálculo de nuestras reacciones plano por plano, x-y,

x-z, y-z, como en el plano x-y es una vista superior con peso igual a cero, lo descartamos y únicamente nos abocáremos a los planos x-z, y y-z.

Para el plano x-z:

Como se muestra en la figura 4.6, se muestra una representación del plano x-z, donde observamos tres reacciones, un momento o par de torsión debido a la reacción en el soporte de la barra de equilibrio y la carga puntual que actúa sobre el punto de gravedad que ya calculamos previamente.

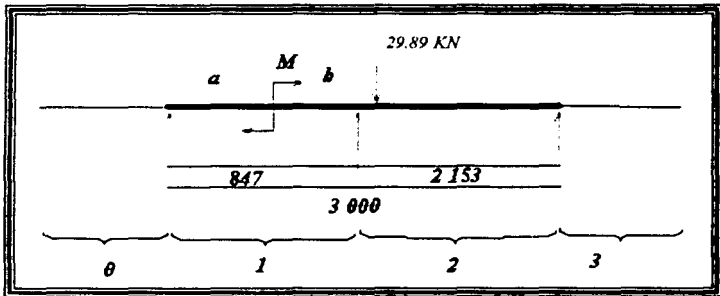


Figura 4.6 D.C.L. Plano x-z

De acuerdo con nuestro diagrama, tenemos una viga estáticamente indeterminada, también conocida como una viga continua con apoyos redundantes, se trata de una viga doblemente empotrada y con tres reacciones bajo la acción de una carga y un par. El método de solución de este tipo de vigas puede realizarse por una doble integración, por la ecuación de los tres momentos o bien por el método de Cross. En nuestro caso ocuparemos la ecuación de los tres momentos para el cálculo de las reacciones.

Para este caso tenemos,

$$M_0 L_0 + 2M_1(L_0 + L_1) + M_2 L_1 + \frac{6A_0 \bar{a}_0}{L_0} + \frac{6A_1 \bar{b}_1}{L_1} = 0 \quad (a)$$

$$M_1 L_1 + 2M_2(L_1 + L_2) + M_3 L_2 + \frac{6A_1 \bar{a}_1}{L_1} + \frac{6A_2 \bar{b}_2}{L_2} = 0 \quad (b)$$

$$M_2 L_2 + 2M_3(L_2 + L_3) + M_4 L_3 + \frac{6A_2 \bar{a}_2}{L_2} + \frac{6A_3 \bar{b}_3}{L_3} = 0 \quad (c)$$

Ahora el cálculo de las áreas de los momentos flexionantes de las ecuaciones anteriores serían:

$$\frac{6A_1b_1}{L_1} = \frac{M}{L}(3b^2 - L^2) = \frac{M}{0.847}[3(0.645 - 0.014)^2 - (0.847)^2] = (0.563M)Nm^2$$

$$\frac{6A_1a_1}{L_1} = -\frac{M}{L}(3a^2 - L^2) = -\frac{M}{0.847}[3(0.847 - 0.631)^2 - (0.847)^2] = (0.682M)Nm^2$$

$$\frac{6A_2b_2}{L_2} = \frac{Pb}{L}(L^2 - b^2) = \frac{29.89 \times 10^3(2.139)}{2.153}(2.153^2 - 2.139^2) = 1.784 \times 10^3 Nm^2$$

$$\frac{6A_2a_2}{L_2} = \frac{Pa}{L}(L^2 - a^2) = \frac{29.89 \times 10^3(0.014)}{2.153}(2.153^2 - 0.014^2) = 900.9 Nm^2$$

Realizando las sustituciones, tenemos:

De la ecuación (a)

$$1.694M_1 + 0.847M_2 + 0.563M = 0 \quad (d)$$

De la ecuación (b)

$$0.847M_1 + 6M_2 + 2.139M_3 + 0.682M + 1.784 \times 10^3 = 0 \quad (e)$$

De la ecuación (c)

$$2.139M_2 + 4.278M_3 + 900.9 = 0 \quad (f)$$

Una vez que obtuvimos las tres ecuaciones, debemos conocer el valor de M que es el momento debido a la reacción del soporte de la barra de equilibrio.

Consideramos que la carga de la carrocería que influye en el centroide tiene las siguientes componentes:

$$F = -(29.89 \text{ kN})k$$

Determinar como influye sobre las coordenadas de R_4 .

$$M_{r,p} = \begin{vmatrix} i & j & k \\ -0.645 & 0.364 & -0.685 \\ 0 & 0 & -29.89 \times 10^3 \end{vmatrix} = -10.88 \times 10^3 i + 19.28 \times 10^3 j$$

$$M_{r,p} = |22.138 \times 10^3| Nm$$

Ahora sustituyendo el valor absoluto de M en las ecuaciones (d) y (e), obtenemos un sistema de ecuaciones con tres incógnitas, resultando:

$$\begin{vmatrix} 1.694 & 0.847 & 0 \\ 0.847 & 6 & 2.139 \\ 0 & 2.139 & 4.278 \end{vmatrix} \begin{vmatrix} -12.464 \\ -16.882 \times 10^3 \\ -0.901 \end{vmatrix}$$

$$M_1 = -6226.215 Nm$$

$$M_2 = -2263.035 Nm$$

$$M_3 = 920.905 Nm$$

Una vez que ya hemos obtenido los valores de cada uno de los momentos en los tres claros, procederemos a calcular las reacciones, en la figura 4.7 se muestran los diagramas de cuerpo libre de cada claro.

Como puede notarse en la parte izquierda de la figura se muestra la distribución de fuerzas originales, mientras que en la parte derecha de la figura se muestran los diagramas exclusivos como si se tratara de una viga estáticamente determinada, bajo estas premisas continuaremos con el cálculo de las reacciones como sigue:

Para el claro 1, considerando la figura izquierda tenemos,

$$\Sigma M_A = 0$$

$$-22.138 kN + 0.847 Rb = 0$$

$$\therefore Rb = 26.137 kN = Ra$$

Ahora para el análisis de la figura derecha, de los momentos que ya habíamos calculado previamente ($M_1 = -6226.215 Nm$, $M_2 = -2263.035 Nm$) consideramos para la solución de la diferencia de momentos su valor absoluto de cada uno de ellos, quedando de la siguiente manera:

$$R = \frac{M_u - M_m}{L}$$

$$R = \frac{6226.215 - 2263.035}{0.847} = 4.679 \times 10^3 N$$

Realizando la suma de ambos resultados, tenemos que para R_a ;

$$R_a = 26.137 + 4.679 = 30.816 KN$$

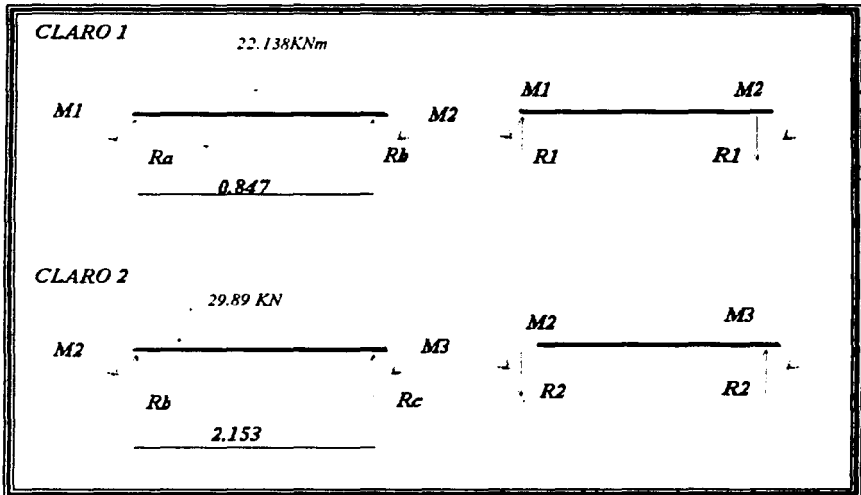


Figura 4.7 D.C.L. de cada claro

Para el cálculo de R_b y R_c necesitamos involucrar el claro 2, como sigue:

$$\Sigma M_b = 0$$

$$- 29.89 \times 10^3 (0.014) + 2.153 R_c = 0$$

$$\therefore R_c = 194.361 N$$

$$\Sigma F_x = 0$$

$$- 29.89 \times 10^3 + 194.361 + R_b = 0$$

$$\therefore R_b = 29.695 KN$$

Para el caso de la figura derecha del segundo claro tenemos:

$$R = \frac{M_M - M_m}{L}$$

$$M_M = 2263.035$$

$$M_m = 920.905$$

$$R = \frac{2263.035 - 920.905}{2.153} = 623.377 N$$

Ahora como se muestra en la figura 4.8, realizamos la sumatoria de todas las reacciones que hemos calculado para así obtener el resultado para R_a , R_b y R_c .

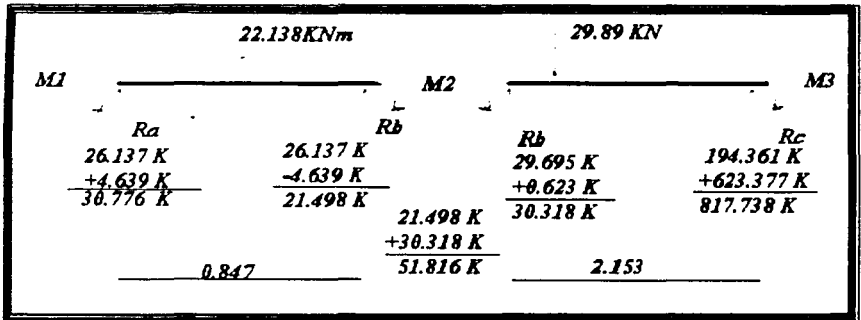


Figura 4.8 Solución real de la viga

Así que las reacciones en los tres puntos de apoyo tienen los siguientes resultados:

$$R_a = 30.776 KN = R_3$$

$$R_b = 51.816 KN = R_1$$

$$R_c = 0.817 KN = R_2$$

Lo que a continuación prosigue es realizar el cálculo para las reacciones en el plano y-z, la figura 4.9 muestra el diagrama de cuerpo libre para este plano.

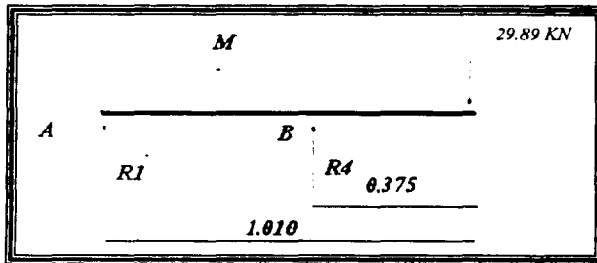


Figura 4.9 D.C.L. Plano y-z

El momento flexionante que aparece en la figura es debido a la acción de la unión con el larguero en ese punto, por tanto para su cálculo debemos especificar las coordenadas de ese punto, las cuales son, (-0.014, 0.475, -0.252), por tanto el momento deberá ser:

$$M_{r,p} = \begin{vmatrix} i & j & k \\ -0.014 & 0.475 & -0.252 \\ 0 & 0 & -29.89 \times 10^3 \end{vmatrix} = -14.197 \times 10^3 i + 418.46 j$$

$$M_{r,p} = 14.203 \text{ KNm}$$

Ahora para determinar las reacciones en los puntos 1 y 4 tenemos;

$$\Sigma M_A = 0$$

$$-29.89 \times 10^3 (1.010) - 14.203 \times 10^3 + 0.635 R_4 = 0$$

$$R_4 = 69.9 \text{ KN}$$

$$\Sigma M_B = 0$$

$$-29.89 \times 10^3 (0.375) - 14.203 \times 10^3 - 0.635 R_1 = 0$$

$$R_1 = 40.02 \text{ KN}$$

Generalizando nuestros resultados serían:

$$R_1 = (40.02 + 51.816) \text{ KN} = 91.836 \text{ KN}$$

$$R_2 = 0.817 \text{ KN}$$

$$R_3 = 30.816 \text{ KN}$$

$$R_v = 25.175 \text{ KN}$$

Dichas reacciones únicamente fueron calculadas para un Peso Vehicular Bruto (PBT) de 17 000 Kg (166.77 KN), el cuál corresponde al peso del vehículo a una carga máxima, lo siguiente es calcular que tipo de sujeciones debemos de aplicar para que puedan soportar las cargas en las reacciones correspondientes.

Como primer caso que se nos presenta es el cálculo de la longitud de soldadura que se debe aplicar en los empotramientos de los puntos 2 y 3. El cordón de soldadura que se va a aplicar es con un ángulo de 45° y con un electrodos E-70 para soldar acero A36, cuyo esfuerzo cortante admisible es 145 Mpa de acuerdo con las recomendaciones de la American Welding Society. Bajo estas consideraciones, tenemos que el perfil del larguero corresponde a una viga en C, por tanto decimos que las reacciones de los puntos se aplican axialmente sobre el centroide de la viga, lo cual para determinar la longitud mínima del cordón que es capaz de absorber el esfuerzo por cortante debido a las reacciones se explica a continuación:

El perfil C de la viga tiene las siguientes dimensiones, tiene una altura de 200 mm, un ancho de 80 mm y un espesor de 11 m, por tanto,

Sección	Área	y	yA
1	880	40	35200
2	880	40	35200
3	2200	5.5	12100

el centroide que le corresponde estaría ubicado a 20.831 mm, con respecto al ancho y a 100 mm con respecto a la altura de la viga. Entonces realizando los cálculos concernientes a las longitudes de los cordones de soldadura, tenemos que,

$$q = \frac{P}{L} = 103a$$

donde:

q = Fuerza admisible por milímetro de longitud soldada.

P = Fuerza admisible por el cordón.

L = Longitud del cordón.
 a = ancho máximo de los filetes.

Nota: Para anchos de bases menores a 6 mm, el filete debe ser igual al ancho de la base, mientras que para bases mayores de 6 mm, los filetes del cordón deben reducirles 2 mm.

Sustituyendo:

$$q = 103(11 - 2) = 927 \text{ N / mm}$$

\therefore

$$qL_2 = (927)80 = 74.16 \text{ KN}$$

$$qL_1 = (927)200 = 185.4 \text{ KN}$$

$$\Sigma M_{p_2} = 0$$

$$80P_2 = (20.83)(74.16 - 30.816) \times 10^3$$

$$P_2 = 11.285 \text{ KN}$$

$$\Sigma M_{p_1} = 0$$

$$200P_1 = (100)(185.4 - 30.816) \times 10^3$$

$$P_1 = 77.292 \text{ KN}$$

\therefore

$$L_1 = \frac{11.285 \times 10^3}{927} = 12.173 \text{ mm}$$

$$L_2 = \frac{77.292 \times 10^3}{927} = 83.38 \text{ mm}$$

Pero considerando un factor de seguridad $N = 4$, por el efecto de las vibraciones,

$$L_1 = (12.174)4 = 48.695 \text{ mm}$$

$$L_2 = (83.38)4 = 333.52 \text{ mm}$$

Gráficamente expresado en la figura 4.10; mientras que para el caso de la reacción en el punto 2, aplicaremos las mismas longitudes de los cordones de soldadura. Una vez que se halla tratado con un método de limpieza (retiro de escoria y un proceso de blasting), aplicar una cubierta de Sikaflex

en los claros donde no existan cordones de soldadura, es importante que sea de la misma garganta que los cordones de soldadura anteriormente aplicados.

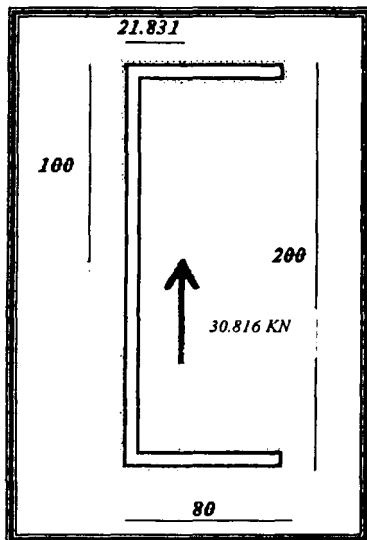


Figura 4.10 Distribución de los cordones de soldadura

La otra reacción que está sujeta por medio de pernos y soldadura es la que se encuentra en el punto 4, la carga que se aplica en este punto es de 31.23 KN, por tanto, dicha carga la debemos distribuir para que una cierta parte sea absorbida por la sujeción de los pernos y la otra se le asigne a la unión por soldadura, podemos inferir que casi una cuarta parte sea destinada a los pernos, (debido a las propiedades de resistencia del perno y al número de pernos en la sujeción), y el resto a la resistencia del cordón de soldadura. Así que la carga que influye sobre los pernos sea de 21.737 KN y 3.438 KN sobre la soldadura.

Entonces para el cálculo del torque aplicado a los tornillos que sea capaz de absorber la magnitud de esa fuerza sería:

De acuerdo con las estandarizaciones, los diámetros de los barrenos destinados a recibir los pernos, nos indican que éstos deben de tener la siguiente especificación: $\frac{3}{4}$ -16 x 1.5, SAE AG 8, es decir, $\frac{3}{4}$ " como diámetro nominal, una rosca de 16 hilos por pulgada, con una longitud de la zona roscada de 1.5" y que sea de grado 8.

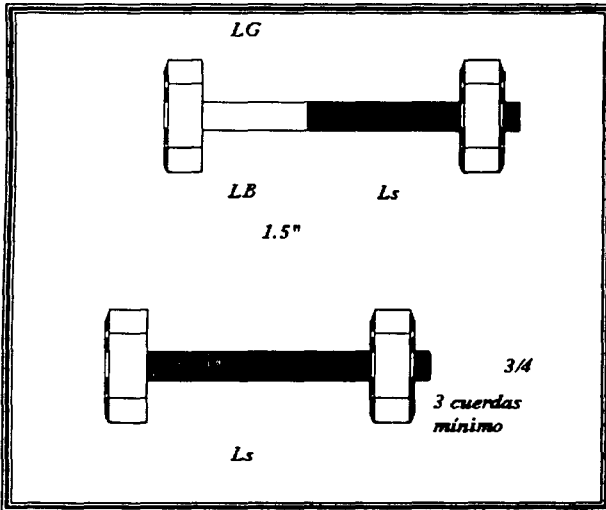


Figura 4.11 Distancias principales para el Diseño de tornillos

Antes de determinar el torque de apriete adecuado, es necesario realizar el cálculo de la fuerza de precarga F_{PT}^1 . El primer factor es la fuerza de sujeción:

Para poder determinar la fuerza de sujeción, es necesario considerar la figura 4.11, la cual nos ilustra las longitudes que vamos a ocupar para la determinación de esta fuerza.

La determinación de esta fuerza requiere de aplicarse las siguientes ecuaciones como a continuación se muestra:

¹ La fuerza de precarga "Target Preload" es debida a las condiciones de sujeción del tornillo y a factores externos tales como fallas en la llave torquimeta, en el operador y en los efectos de vibración a los que pueda estar sujeto el tornillo

Lo primero es determinar las distancias de diseño del tornillo, llamemos a la altura de la cabeza del tornillo H , al ancho de las caras W y al espesor de la tuerca T .

Para pernos con cabeza hexagonal tenemos:

$$H = \frac{2}{3} D$$

$$W = 1 \frac{1}{2} D + \frac{1}{8}$$

$$T = D$$

Entonces la longitud mínima de la cuerda,

Cuando la longitud del perno es $\leq 6"$

$$2D + 1/4"$$

Cuando la longitud del perno es $\geq 6"$

$$2D + 1/2"$$

Resolviendo:

$$H = 1/2 \text{ pulg}$$

$$W = 1.25 \text{ pulg}$$

$$T = 3/4 \text{ pulg}$$

Luego realizando el cálculo de las áreas,

Averiguar la distancia que existe en tres hilos de la cuerda.

Nº. de hilos distancia (pulg.)

16

1

3

0.188

Calcular la distancia efectiva de apriete en la cuerda

$$L_s = (1.5 - 0.188) = 1.312 \text{ pulg}$$

$$1.312 \text{ pulg.} \rightarrow 33.32 \text{ mm}$$

$$33.32 - \frac{19.2}{2} + \frac{12.7}{2} = 30.025 \text{ mm}$$

La distancia efectiva del tornillo es cero

La distancia del espacio sin cuerda del perno es cero, es decir, todo el perno se encuentra roscado.

Ahora el cálculo de las áreas,

$$A_S = \frac{\pi}{4} \left(D - \frac{0.9743}{n} \right)^2$$

$$A_S = \frac{\pi}{4} \left(19.2 - \frac{0.9743}{16} \right)^2 = 284.697 \text{ mm}^2$$

$$A_B = \frac{\pi d^2}{4}$$

$$A_B = \frac{\pi}{4} (19.2)^2 = 286.521 \text{ mm}^2$$

Calculando el factor de corte del perno,

$$K_B = \frac{A_S A_B E}{L_S A_B + L_B A_S}$$

$$K_B = \frac{(284.697)(286.521)207 \times 10^3 \text{ N/mm}^2}{30.125(286.521)} = 1.956 \times 10^6 \text{ N/mm}$$

donde:

L_B Es la longitud efectiva de un tornillo.

L_S Es la longitud efectiva de apriete en la cuerdas.

A_B Área transversal del cuerpo del perno.

A_S Área transversal que soporta el esfuerzo de tensión en el cuerpo del perno, la fórmula que aparece es únicamente para tornillos con cuerda milimétrica.

K_B Factor de corte del perno.

Una vez que hemos obtenido estos valores, lo que seguiría es determinar cual es nuestra máxima carga de tensión que los pernos y las uniones pueden soportar, por tanto la fuerza que puede hacer que nuestros miembros fallen es: Consideremos que los miembros de la unión son de acero del tipo ASTM A441 cuyo esfuerzo de cedencia correspondiente a nuestros tornillos J429 grado 8, es de 558 Mpa, entonces,

$$F_{B1} = S_{TB} A_s$$

$$F_{B1} = (558 \times 10^6 \text{ N/m}^2) \left(\frac{284.697 \text{ mm}^2}{1000^2 \text{ mm}^2} \right) \text{m}^2 = 158.86 \text{ KN}$$

El acero de la unión es ASTM A441, cuyo esfuerzo de cedencia es de 276 Mpa, realizando el cálculo de la fuerza máxima de tensión que puede hacer fallar a la unión resulta mayor a la que hace fallar a los tornillos, por ello para nuestro diseño consideraremos la menor fuerza que pueda hacer fallar a cualquier miembro del sistema de esta unión, declarando con esto que la fuerza máxima de tensión que puede hacer fallar nuestro sistema es de 158.86 KN.

Lo siguiente es restar un 10% debido a que esfuerzos torsionales actúan directamente sobre nuestra unión lo cual también puede ocasionar una falla prematura en nuestra unión, por tanto hablaríamos que la carga máxima que hace que falle nuestro sistema es 142.974 KN.

Para considerar bien nuestra precarga debemos considerar factores tales como fallas en el acoplamiento de la unión o bien, vibraciones que pueden incidir, por tanto, el rango de falla en esta situación, tomamos valores desde el mínimo hasta el máximo, así que preferimos un 60% del máximo aceptable, así que nuestra fuerza de precarga ahora adoptaría el valor de 85.784 KN.

Por factores como el grado de error de la llave torquímetra un 30% aproximadamente, y por condiciones de operación del mecánico encargado para el ajuste del torque aplicado, 10%, realizando un método probabilístico tenemos una oscilación de un 31.6% de falla, así que para una precarga máxima sería de 112.892 KN y para una mínima de 58.676 KN.

Ese sería nuestro rango de precarga en un tornillo, ahora bien, si aplicamos una carga externa de 21.737 KN que actúe sobre los 6 tornillos, cuál es el torque adecuado para soportar esta carga. Usando la fórmula de la junta cargada tenemos,

$$k_J = R_{JB} K_B$$

$$k_J = 1.956 \times 10^6 (0.32) = 625.92 \text{ KN/mm}$$

$$F_B = F_N \frac{K_B}{K_J + K_B}$$

$$F_B = \frac{21.737 \times 10^3}{6} \left(\frac{1.956 \times 10^6}{625.92 \times 10^3 + 1.956 \times 10^6} \right) = 2.744 \text{ KN}$$

Donde el valor de R_{JB} proviene de resultados experimentales de cómo actúa la fuerza sobre el perno, dicho valor de 0.32 se obtuvo de la longitud de agarre de la unión.

Para realizar la mínima fuerza de agarre que pueda soportar la precarga y la carga exterior sobre el tornillo, debemos de considerar las interacciones elásticas que ocurren a lo largo del perno y en la unión de las juntas, la fórmula para realizar el cálculo es:

$$F_C(\min) = F_P(\min) - F_X \left(1 - \frac{K_B}{K_J + K_B} \right) - F_P(\min) P_Z$$

$$F_C(\min) = 58.676 \times 10^3 - \frac{21.737 \times 10^3}{6} \left(1 - \frac{1.956 \times 10^6}{625.92 \times 10^3 + 1.956 \times 10^6} \right) + \dots$$

$$\dots - 58.676 \times 10^3 (0.05 + 0.25)$$

$$F_C(\min) = 40.166 \text{ KN}$$

Donde P_Z corresponde al menor porcentaje (expresado en decimal) en la precarga inicial como un resultado de una pequeña relajación y de las interacciones elásticas de la unión.

Ahora para el cálculo del torque, nos remitimos al *nut factor* K , el cual se obtiene de manera experimental y es la relación que existe entre la precarga y el torque aplicado, por fortuna de nosotros este factor se encuentra tabulado², así que para nuestro caso en específico:

$$T = KDF \cdot r$$

$$T = 0.019 (0.19) 40.166 \times 10^3 = 144.999 \text{ Nm}$$

² Ver el Estándar Handbook of Machine Design

Una vez obteniendo las reacciones en cada uno de los apoyos, procederemos a calcular las reacciones pero ahora para cada miembro, y así poder determinar el tipo de unión que se va a aplicar para la sujeción de las barras, cámaras y eje.

El primer elemento que se muestra es el soporte de barras frontal cuyo código es JH99 110 50R. Al realizar nuestro D.C.L. tal y como se muestra en la figura 4.12, tenemos,

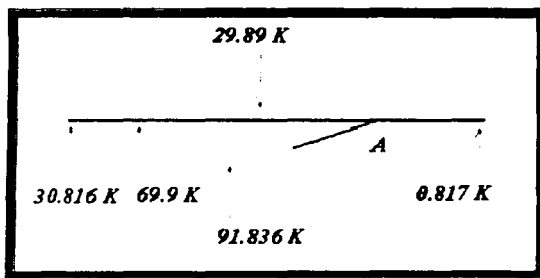


Figura 4.12 D. C. L. Análisis de miembros

$$\Sigma F_y = 0$$

$$-29.89 + 30.816 + 0.817 + 91.836 - 69.9 + R_A = 0$$

$$\therefore R_A = 23.679 \text{ KN}$$

El valor que obtuvimos lo distribuimos tanto en el cordón de soldadura y en los apoyos de las barras de reacción (barra angular y barra de torsión). Así que para determinar la carga correspondiente a cada apoyo, haremos mención del cálculo que realizamos para encontrar el torque adecuado en la reacción R_A (145.100 Nm), de tal manera que correlacionando nuestros datos tenemos,

Por interpolación:

@ 6 tornillos		@ 85 Nm		@ 3/4 - 16x1.5AG - 8,2 Tornillos	
KN	Nm	KN	n	KN	mm
21.737	145.100	12.734	6	4.245	19.05
12.734	85	4.245	2	5.125	23

@1.5", 2 Tornillos

KN	Nm
5.125	1.5
11.958	3.5

Entonces se trata de dos tornillos (rosca completa) 23 x 90, 16 unc Hex AG-8 los que van a sujetar al soporte al bastidor de la estructura y cuya carga a soportar en ese punto es de 11.958 KN la cuál debe ser absorbida por ambos pernos y el par de apriete en cada uno de ellos debe ser de 85 Nm.

Ahora calcularemos los cordones de soldadura para absorber una carga de 11.721 KN. Para ello debemos ubicarnos en el plano del soporte con número de parte JH99 110 50R y observar las dimensiones que se requieren, en este caso, las correspondientes a la unión con el larguero, figura 4.13.

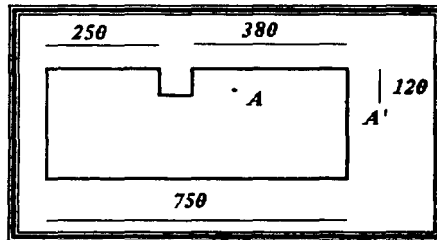


Figura 4.13 Dimensiones de unión

De tal forma que para determinar el centroide de la figura debido a la superficie de unión con el larguero, tenemos,

$$Lx = \Sigma Lx$$

$$(250 + 380 + 120)x = 250(625) + 380(190)$$

$$Lz = \Sigma Lz$$

$$(750)z = 630(120) + 120(60)$$

$$\therefore x = 304.6$$

$$z = 110.4$$

Pero con respecto al punto A' las coordenadas de A serían:

$$A = (354.7, 0, 109)$$

En ese punto actúa una fuerza de 17.385 KN, así que para determinar las longitudes de los cordones,

$$q = 103(12 - 2) = 1030 \text{ N/mm}$$

∴

$$qL_1 = 1030(250) = 257.5 \text{ KN}$$

$$qL_2 = 1030(380) = 391.4 \text{ KN}$$

$$qL_3 = 1030(120) = 123.6 \text{ KN}$$

$$\downarrow \Sigma M_{P_3} = 0$$

$$100P_3 = (109)(123.6 - 17.385)$$

$$P_3 = 115.77 \text{ KN}$$

$$280P_2 = 354.7(391.4 - 17.385)$$

$$P_2 = 473.797 \text{ KN}$$

$$250P_1 = 354.7(257.5 - 17.385)$$

$$P_1 = 340.675 \text{ KN}$$

∴

$$L_3 = \frac{115.77 \text{ K}}{1030} = 112.4 \text{ mm}$$

$$L_2 = \frac{473.797 \text{ K}}{1030} = 460 \text{ mm}$$

$$L_1 = \frac{340.675 \text{ K}}{1030} = 330.75 \text{ mm}$$

Así que gráficamente los cordones de soldadura quedarían tal y como se muestra en la figura 4.14.

Lo que a continuación sigue es calcular el tipo de carga que soporta tanto la base de amortiguadores, cámara de aire y barra de torsión JHRS 120 42L/R como el soporte central JH99 120 500.

Nuevamente haciendo referencia al torque que ya habíamos calculado previamente y correlacionando nuestros datos para un torque de 85 Nm aplicados sobre los tornillos de la base JHRS 120 42L/R.

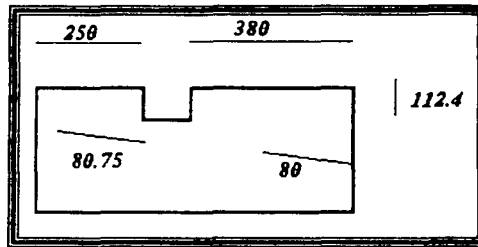


Figura 4.14 Distribución de cordones

Como podemos observar, a este soporte se sujetan tanto la barra de torsión como la barra de equilibrio, para la unión de la barra de torsión aplicamos dos pernos $23 \times 6 \frac{1}{2}$ ", 16 unc Hex AG-8; mientras que para la sujeción de la barra de equilibrio tenemos a dos pernos $23 \times 3 \frac{1}{4}$ ", 16 unc Hex AG-8.

Entonces tenemos para la unión de la barra de torsión:

Cálculo de la longitud de la rosca

$$2D + 1/2" = 2(23) + 12.7 = 58.7\text{mm} = 2.31\text{ pulg.}$$

∴

@85Nm, 2 Tornillos

KN	pulg
5.123	1.5
7.889	2.31

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

Lo cuál nos indica que el soporte en éste punto va a soportar una carga de 7.9 KN, siempre que los pernos tengan un agarre en la cuerda de 2.31 pulgadas y un torque de 85 Nm sobre cada uno de ellos. De igual forma para el cálculo de la sujeción de la barra de equilibrio, tenemos,

Se trata de un perno con rosca completa

@85Nm, 2 Tornillos

KN pulg.

5.123 1.5

11.1 3.25

Es decir, se trata de una carga de 11.1 KN que actúa sobre éste punto, mientras que la sujeción es de un torque de 85 Nm y con un agarre en la totalidad de toda la rosca (perno con rosca completa).

Para finalizar tenemos el soporte central (el que afianza la barra angular al eje de dirección), el procedimiento es el mismo, sin embargo en lugar de aplicar el torque de 85 Nm, lo aplicaremos de una magnitud de 90 Nm, por tanto,

Se trata de un perno con rosca completa

@90 Nm, 6 Tornillos

KN Nm
21.737 145.1

13.483 90

90 Nm, 4 Tornillos

KN n
13.483 6

8.989 4

Para este caso se trata de un perno 19.05 x 2 ¼", 16 unc Hex AG-8 cuyo torque de 90 Nm y con un agarre de cuerda completa provoca que el soporte cargue un peso de 8.989 KN.

Bajo este concepto de cargas, ya podemos inferir cual es el peso que soporta el arreglo de la cámara de aire y de los dos amortiguadores por cada lado, si realizamos la sumatoria de los resultados que nos arrojaron los últimos cálculos tenemos:

Peso soportado por el eje	113.896 KN.
Peso soportado por la mitad del soporte de la barra angular	4.497 KN.
Peso soportado por la unión de la barra de equilibrio	11.111 KN.
Peso soportado por la unión de la barra de torsión	7.900 KN.

Así que por relación de todos ellos, es la sustracción de la carga absorbida por el eje menos el peso total absorbido por los soportes, obtenemos un peso de 90.388 KN (9 213.86 Kg) los cuáles deben de ser repartidos entre los amortiguadores y la cámara.

En la tabla 4.1 se muestran los datos que el proveedor nos recomienda para nuestro diseño, siempre que ocupemos este modelo de cámara de aire (ver Cross reference), así que la carga máxima a soportar por la cámara de aire a una altura de 12.8 pulgadas, oscila entre las 2 000 y 7 000 lb. Sin embargo, podemos inferir que para la suspensión delantera el peso adecuado a soportar por una de las cámaras debe ser de 5 000 lb (2 267.5 kg ó 22.244 KN) como máximo, mientras que los dos amortiguadores de cada lado deben ser capaces de absorber 6 946.36 kg (68.143 KN), es decir, un peso de 3 473.18 kg por cada uno; para tal peso, las características de operación del amortiguador se muestran en la tabla 4.2.

Hasta este punto hemos determinado las condiciones de carga del boggie delantero, mientras que para el cálculo del boggie trasero, en forma resumida daremos los valores concernientes a las reacciones y el torque adecuado que permita absorber el peso aplicado sobre ese punto; el cálculo de los cordones de soldadura los omitiremos debido a que las piezas que se encuentran soldadas son parte de la estructura de la carrocería.

Al obtener estos cálculos, podemos determinar el valor de la carga aplicada sobre cada cámara y a su vez sobre cada amortiguador, para posteriormente correlacionar éstos resultados con los datos que nos presentan los proveedores (tabla 4.1 y 4.2, respectivamente).

IV.2.1.2. Análisis del Boggie trasero.

Primero ubicaremos nuestro punto de gravedad debido a la estructura, trasladándolo hasta el punto donde se supone se va a ensamblar el boggie trasero, partiendo de las coordenadas de origen hasta las coordenadas (-2298, 0, 0). Así mismo, el peso que considerábamos de 17 000 kg. ahora se distribuye en ese punto un peso de 10 575.39 Kg. esto lo podemos observar en la figura 4.15.

De forma similar a como se trató para el boggie delantero, lo que a continuación nos confiere es determinar el centroide debido al arreglo del boggie, realizar una interpolación entre ambos centroides para posteriormente encontrar el verdadero centro de gravedad G'' debido a la suma de los pesos tanto el de la estructura de la carrocería como el inherente al arreglo del boggie trasero.

A resumidas cuentas el centroide del boggie se encuentra en el punto $(-2315, 0, -1105)$ haciendo los cálculos pertinentes encontramos que nuestro punto de gravedad G'' se ubica en el punto $(-2306.5, 0, -552.5)$.

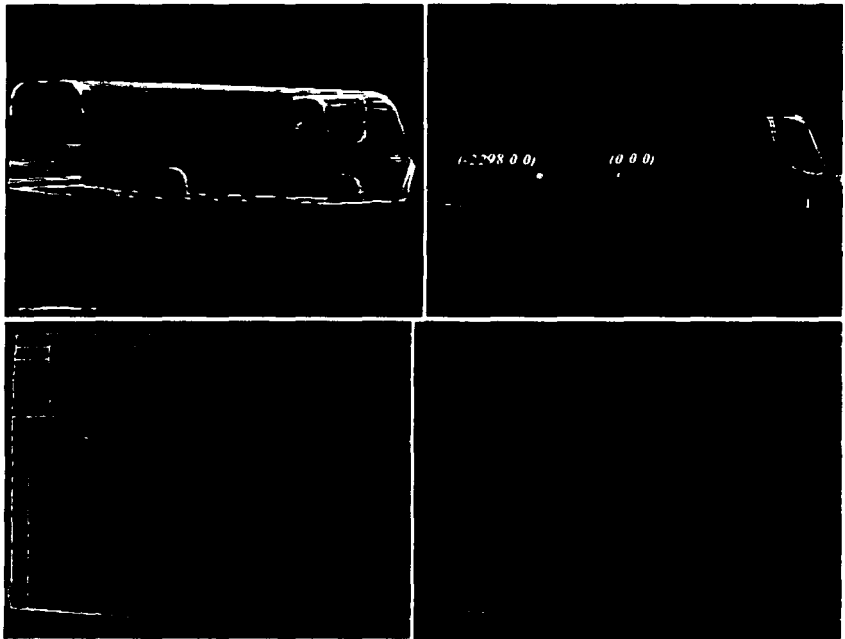


Figura 4.15 Ubicación del punto de gravedad

Ahora al igual que en los cálculos del boggie delantero, las coordenadas del punto G'' se convertirán en nuestro origen para poder realizar todo el análisis bajo este marco de referencia y poder determinar la manera en que influyen las cargas sobre los elementos de este sistema.

Como recordaremos, es necesario considerar tanto el peso debido a la estructura como el peso del boggie trasero, por tanto el peso del boggie es:

- Eje trasero 304 Kg.
- Conjunto de ruedas 400 Kg.
- Conjunto de barras 200 Kg.
- Cámaras de aire y amortiguadores 300 kg.

Peso debido a la carrocería en esta ubicación

- (-2298. 0. 0) 12 245.48 kg.

Así que el peso total sería:

$$6\ 122.74\ \text{kg} + 1204\ \text{kg} = 7\ 326.74\ \text{kg} = 71.87\ \text{KN}$$

Entonces decimos que en el punto G'' actúa una fuerza cuyas componentes son:

$$P' = (0. 0. -71.87 \times 10^3)$$

Por tanto nuestro diagrama de cuerpo libre para el boggie trasero se muestra en la figura 4.16.

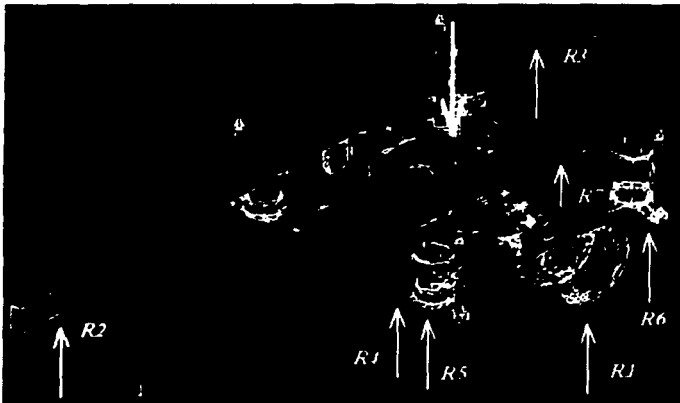


Figura 4.16 D C L Boggie trasero

Las coordenadas que corresponden a las reacciones son:

$$R_1 = (8.5, 933.452, -495.181)$$

$$R_2 = (-2952.5, 474, -285.846)$$

$$R_3 = (1047.5, 474, -285.66)$$

$$R_4 = (-829, 541.68, -635.181)$$

$$R_5 = (-797.5, 697.462, 240.181)$$

$$R_6 = (797.5, 697.462, 240.181)$$

$$R_7 = (674.98, 400, -437.734)$$

El análisis del plano x-z, se muestra en la figura 4.17, donde se muestran todas las reacciones, excepto R_4 , y R_7 , las cuáles se representan como pares de torsión debidos a que hacen girar al eje de transmisión en el sentido en que actúan, por tanto los cálculos seguirían como:

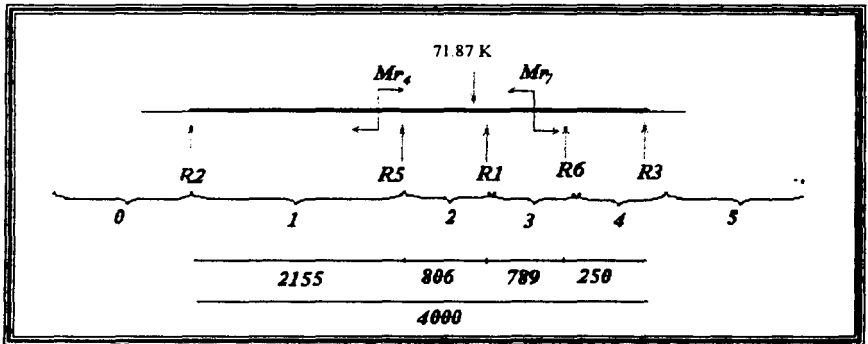


Figura 4.17 D.C.L. Plano x-z

Resolviendo por el método de momentos múltiples tenemos,

$$M_0 L_0 + 2M_1(L_0 + L_1) + M_2 L_1 + \frac{6A_0 \bar{a}_0}{L_0} + \frac{6A_1 \bar{b}_1}{L_1} = 0 \quad (a)$$

$$M_1 L_1 + 2M_2(L_1 + L_2) + M_3 L_2 + \frac{6A_1 \bar{a}_1}{L_1} + \frac{6A_2 \bar{b}_2}{L_2} = 0 \quad (b)$$

$$M_2 L_2 + 2M_3(L_2 + L_3) + M_4 L_3 + \frac{6A_2 \bar{a}_2}{L_2} + \frac{6A_3 \bar{b}_3}{L_3} = 0 \quad (c)$$

$$M_3 L_3 + 2M_4(L_3 + L_4) + M_5 L_4 + \frac{6A_3 a_3}{L_3} + \frac{6A_4 b_4}{L_4} = 0 \quad (d)$$

Resultando un sistema de ecuaciones con cuatro incógnitas,

$$4310M_1 + 2155M_2 - 186.66 \times 10^3 = 0$$

$$2155M_1 + 5922M_2 + 806M_3 - 100.964 \times 10^3 = 0$$

$$806M_2 + 3190M_3 + 789M_4 + 45.818 \times 10^3 = 0$$

$$789M_3 + 2078M_4 + 52.195 \times 10^3 = 0$$

Dando por valores a cada uno de los momentos:

$$M_1 = 41.697 \times 10^3 \text{ Nm.}$$

$$M_2 = 3.221 \times 10^3 \text{ Nm.}$$

$$M_3 = -9.893 \times 10^3 \text{ Nm.}$$

$$M_4 = -21.361 \times 10^3 \text{ Nm.}$$

Así que para el cálculo de las reacciones aplicamos el mismo método que utilizamos en la suspensión delantera, obteniendo:

$$R_1 = 59.058 \text{ KN.}$$

$$R_2 = 47.112 \text{ KN.}$$

$$R_3 = 5.406 \text{ KN.}$$

$$R_5 = 15.734 \text{ KN.}$$

$$R_6 = 48.79 \text{ KN.}$$

Ahora para el plano y-z, se muestra el diagrama de cuerpo libre en la figura 4.18. como puede observarse, se está involucrando una reacción que no habíamos considerado R_6 , la cuál es debida al soporte de la barra de reacción que se afianza a la carcasa del diferencial del eje de transmisión; la acción de esta barra, al igual que en la barra angular, es la de sujetar el eje a la estructura del autobús.

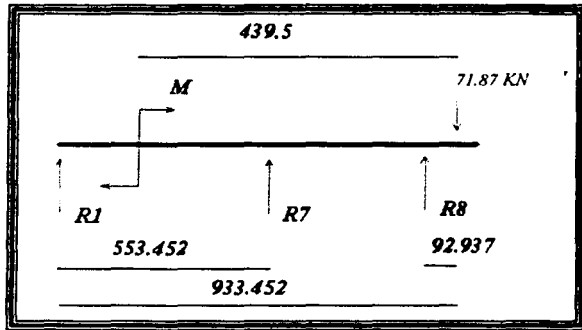


Figura 4.18 D.C.L. Plano y-z

En general, realizando los cálculos encontramos que las reacciones tienen los siguientes valores:

$$R_1 = 65.058 \text{ KN.}$$

$$R_2 = 47.112 \text{ KN.}$$

$$R_3 = 5.406 \text{ KN.}$$

$$R_4 = 9.6 \text{ KN.}$$

$$R_5 = 15.734 \text{ KN.}$$

$$R_6 = 48.79 \text{ KN.}$$

$$R_7 = 35.5 \text{ KN.}$$

$$R_8 = 10.506 \text{ KN.}$$

Ahora bien, los pernos deben ir sujetos a un torque de:

- Barra de torsión (unión a carrocería) 85 Nm.
- Barra de torsión (unión al brazo de equilibrio trasero) 70 Nm.
- Barra de reacción angular (unión de carcasa difer.) 85 Nm.
- Barra de reacción angular (unión carrocería) 85 Nm.
- Barra de equilibrio 150 Nm.

Lo que a continuación trataremos es el estudio del efecto de vibración en nuestro sistema de suspensión.

IV.2.2. Estudio del desempeño del sistema para absorber los efectos de vibración.

Como sabemos cualquier automotor es por su propia naturaleza un sistema mecánico complejo con muchos grados de libertad, sin embargo, es útil recurrir a modelos idealizados con el fin de facilitar el estudio de su comportamiento; así, supondremos que el autobús se mueve en el plano del papel y que el movimiento consiste de:

- a) Movimiento vertical del cuerpo (carrocería del autobús).
- b) Movimiento rotacional del cuerpo alrededor del centro de masa.
- c) Movimiento vertical de las ruedas.

Las frecuencias de los dos primeros tipos de movimiento son del mismo orden de magnitud, generalmente pequeñas; mientras que las ruedas por su parte, se mueven con una mayor rapidez, es decir, con una frecuencia propia de 6 a 10 veces mayor que la del movimiento del cuerpo.

Entonces podemos inferir que con el objeto de simplificar nuestros cálculos, los dos primeros movimientos (debidos al cuerpo), los consideraremos como un solo movimiento y que al movimiento de las ruedas como otro de distinto orden.

Bajo estas condiciones, el movimiento del cuerpo del autobús se puede estudiar en base al siguiente modelo:

Tal y como se ilustra en la figura 4.19, tenemos que

M : masa del cuerpo;

J_0 : momento de inercia del cuerpo respecto al centro de masa G ;

K_1, K_2 : rigidez de los resortes, cámaras de aire (Airide) delanteros y traseros.

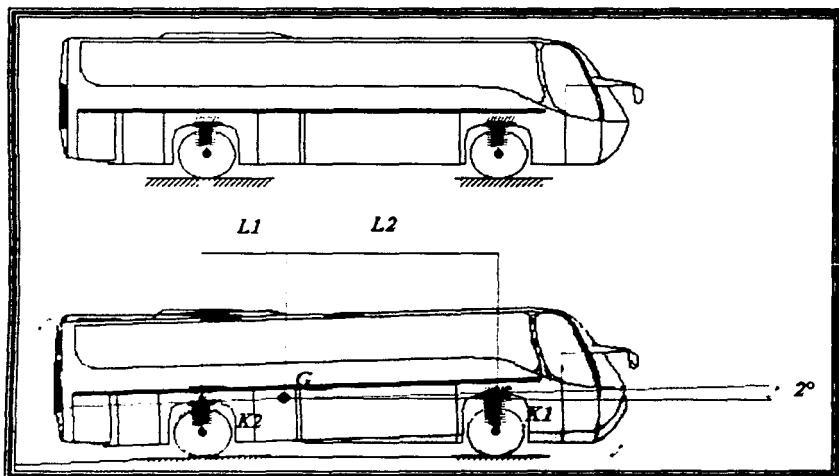


Figura 4.19 Desplazamiento angular del cuerpo en una pendiente

Usando las coordenadas $x(t)$ y $\theta(t)$ para describir el movimiento y considerando pequeñas oscilaciones, podemos establecer las ecuaciones del movimiento:

$$m\ddot{x} + (k_1 + k_2)x - (k_1 l_1 - k_2 l_2)\theta = 0$$

$$J_0 \ddot{\theta} - (k_1 l_1 - k_2 l_2)x + (k_1 l_1^2 + k_2 l_2^2)\theta = 0$$

Factorizando,

$$\begin{bmatrix} m & 0 \\ 0 & J_0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{\theta} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_1 + k_2 & -(k_1 l_1 - k_2 l_2) \\ k_1 l_1 - k_2 l_2 & k_1 l_1^2 + k_2 l_2^2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x \\ \theta \end{Bmatrix} = 0$$

Cuya ecuación característica es:

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

$$\begin{vmatrix} k_1 + k_2 - mw^2 & k_2 l_2 - k_1 l_1 \\ k_2 l_2 - k_1 l_1 & k_1 l_1^2 + k_2 l_2^2 - J_0 w^2 \end{vmatrix} = 0$$

De donde se obtienen las siguientes expresiones para las frecuencias naturales:

$$w^2_{1,2} = 1/2 \left[\frac{k_1 + k_2 + \frac{k_1 l_1^2 + k_2 l_2^2}{J_0} \pm \dots}{m} \pm \sqrt{\left(\frac{k_1 + k_2 + \frac{k_1 l_1^2 + k_2 l_2^2}{J_0}}{m} \right)^2 - \frac{4k_1 k_2 (l_1 + l_2)^2}{m J_0}} \right]$$

Ahora sustituyendo los valores, lo primero que debemos de calcular es el radio de giro de la estructura:

$$K = \sqrt{\frac{I}{m}}$$

Suponiendo que la estructura es un rectángulo perfecto,

$$I_x = \frac{1}{12} [m(b^2 + c^2)]$$

$$I_y = \frac{1}{12} [m(c^2 + a^2)]$$

$$I_z = \frac{1}{12} [m(a^2 + b^2)]$$

Donde,

a es lo largo del prisma rectangular.

b es la altura del prisma rectangular.

c es el ancho del prisma rectangular.

Según podemos observar, de acuerdo a los ejes coordenados, el autobús se dirige por el eje de las x , por tanto el eje y , queda nulo debido a que es perpendicular al plano del papel, así que el plano bajo el que actúa es únicamente xz ; pero el movimiento que vamos a analizar tiene acción sobre el eje x , dejando así a un lado al eje z .

Por ello, el radio de giro que vamos a obtener debe ser el que actúa sobre el eje x , quedando como:

$$I_x = \frac{1}{12} 1732.926(3.309^2 + 2.6^2)$$

$$I_x = 2557.435 \text{ kgm}^2$$

$$k_x = \sqrt{\frac{2557.435}{1732.926}}$$

$$k_x = 1.215 \text{ m}$$

Ahora los datos que conocemos son:

- Peso del vehiculo 17 000 Kg.
- Masa del vehiculo 1 732.926 Kg.
- Radio de giro (c. de m.) 1.215 m.
- Rigidez del resorte delantero (Airide) 12 515.885 kg/m.
- Rigidez del resorte trasero (Airide) 10 105.483 kg/m.
- Longitud 12.2 m.
- El centro de gravedad se encuentra a 4.984 m del extremo trasero del autobús.

Entonces:

$$\frac{k_1 + k_2}{m} = \frac{10105.483 + 12515.885}{1732.926} = 13.054 \frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{utm}}$$

$$\frac{k_2 l_2^2 + k_1 l_1^2}{J_0} = \frac{10105.483(4.984)^2 + 12515.885(7.216)^2}{1732.926(1.215)^2}$$

$$\frac{k_2 l_2^2 + k_1 l_1^2}{J_0} = 352.88 \frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{utm}}$$

$$\frac{4k_1 k_2 (l_1 + l_2)^2}{m J_0} = \frac{4(12515.885)(10105.483)(12.2)^2}{1732.926(1732.926)(1.215)^2}$$

$$\frac{4k_1 k_2 (l_1 + l_2)^2}{m J_0} = 16985.788 \left(\frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{utm}} \right)^2$$

Y las frecuencias naturales son:

$$w_{1,2}^2 = \frac{1}{2} \left[13.054 + 352.88 \pm \sqrt{(13.054 + 352.88)^2 - 16985.788} \right]$$

$$w_{1,2}^2 = \frac{1}{2} (365.934 \pm 341.938) = \begin{cases} 353.936 \text{ rad/s}^2 \\ 11.998 \text{ rad/s}^2 \end{cases}$$

O sea,

$$w_1 = 18.813 \text{ rad/s}$$

$$\therefore f_1 = \frac{w_1}{2\pi} 60 = 179.651 \text{ cpm}$$

$$w_2 = 3.463 \text{ rad/s}$$

$$\therefore f_2 = \frac{w_2}{2\pi} 60 = 33.07 \text{ cpm}$$

Como puede notarse, la frecuencia natural calculada está dentro del rango de operación de la frecuencia natural reportada por los proveedores correspondiente a las cámaras de aire del modelo que vamos a ocupar, acorde con nuestro resultado tenemos una frecuencia de 33.07 cpm, mientras que en la tabla 4.1 encontramos un valor de 63 cpm a una carga de 5 000 lb, que son las destinadas por absorber por cada una de las cámaras según lo anteriormente calculado.

Hasta este punto hemos realizado los cálculos sin considerar la acción de los amortiguadores, por tanto, la frecuencia del cuerpo se reducirá enormemente ayudando así también a que nunca se supere la frecuencia natural inherente a las cámaras y evitar que se presente la resonancia en el cuerpo de la cámara.

Es importante considerar que los cálculos se han basado en la posición de trayecto, es decir, con las cámaras totalmente infladas, a la altura de 12.8 in cada una.

Tabla 4.1

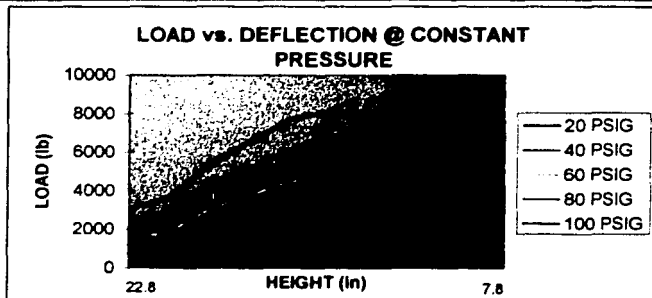
1R12-256

CONSTANT PRESSURE CHARACTERISTICS

Assembly Height	Meniscus Height "M" Dim. @ 100 PSIG (in)	Volume @ 100 PSIG (In ³)	Force (lb)				
			20 PSIG	40 PSIG	60 PSIG	80 PSIG	100 PSIG
22.8	4.8	1717	310	795	1465	2285	3015
22	4.8	1684	560	1180	1950	2905	3760
20	4.7	1574	1070	2000	3045	4270	5375
18	4.1	1419	1280	2585	3860	5305	6700
16	3.5	1248	1455	2980	4525	6230	7775
14.3	2.9	1111	1470	3075	4680	6450	8055
12.8	2	969	1435	3030	4620	6350	7930
11.3	1	864	1445	2930	4430	6075	7560
10	0.4	756	1665	3215	4760	6535	8140
8.1	0	630	1785	3525	5260	7295	9060

DYNAMIC CHARACTERISTICS

Design Height (in)	Load (lb)	Pressure (PSIG)	Spring Rate (lb/in)		
			cpm	Hz	
14.3	2000	26	314	75	1.25
	3000	39	421	71	1.18
	5000	65	635	67	1.12
	6000	78	724	66	1.1
	7000	90	852	65	1.08
12.8	2000	27	314	74	1.23
	3000	40	407	69	1.15
	5000	67	566	63	1.05
	6000	67	566	63	1.02
	7000	92	701	59	0.98
11.3	2000	28	393		
			484	78	1.28
	5000	69	723	71	1.18
	6000	82	805	69	1.15
	7000	94	880	67	1.12



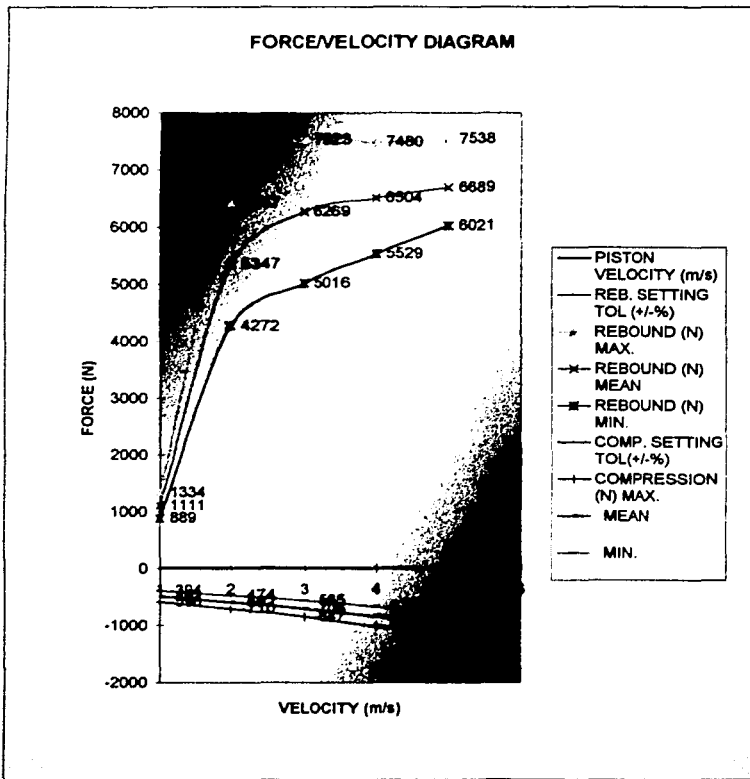
TESIS CON FALLA DE ORIGEN

101

Tabla 4.2 Amortiguador para Boggie delantero

7 SPEED SETTINGS, VALVE SPEC. No. F11, STROKE: 50 mm

PISTON VELOCITY (m/s)		0.052	0.131	0.262	0.393	0.524	1
REB SETTING TOL (+/-%)		20	20	20	15	10	10
REBOUND (N)	MAX	1334	6417	7523	7480	7538	
	MEAN	1111	5347	6269	6504	6689	
COMP. SETTING TOL (+/-%)	MIN	889	4272	5016	5529	6021	
	MAX	20	20	20	15	10	10
COMPRESSION (N)	MAX	-590	-710	-847	-1009	-1127	
	MEAN	-492	-592	-706	-841	-980	
	MIN	-394	-474	-565	-673	-833	

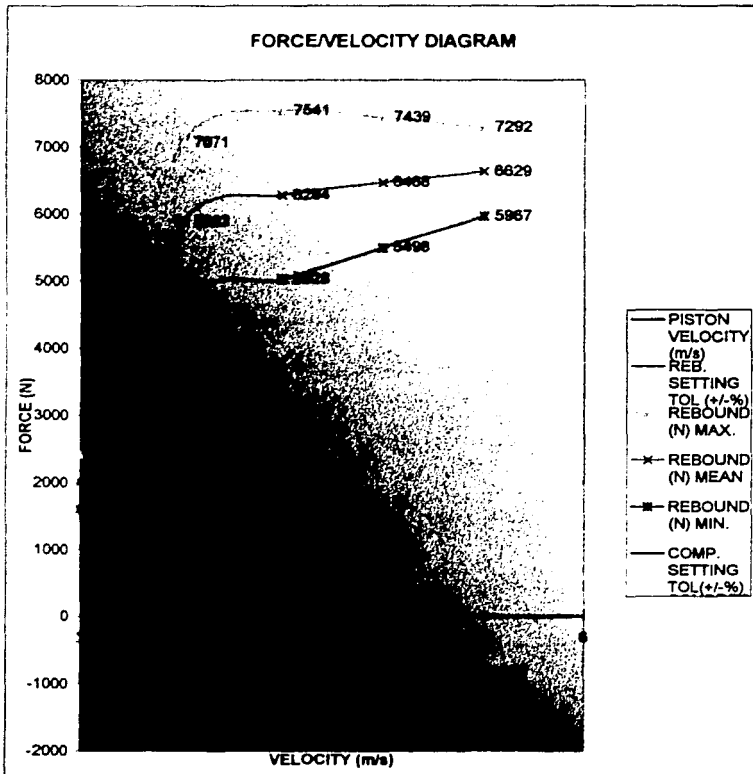


TESIS CON FALLA DE ORIGEN

Tabla 4.2 Amortiguador para Boggie trasero

7 SPEED SETTINGS, VALVE SPEC. No.D7, STROKE: 50 mm

PISTON VELOCITY (m/s)		0.052	0.131	0.262	0.393	0.524	1
REB SETTING TOL (+/-%)		20	20	20	15	10	10
REBOUND (N)	MAX	2411	7071	7541	7439	7292	
	MEAN	2009	5892	6284	6468	6629	
	MIN	1608	4714	5028	5498	5967	
COMP SETTING TOL (+/-%)		20	20	20	15	10	10
COMPRESSION (N)	MAX	-376	-824	-910	-1039	-1136	
	MEAN	-313	-520	-758	-866	-988	
	MIN	-250	-416	-606	-693	-840	



IV.3. Diseño en condiciones de movimiento.

Como hasta ahora hemos estado manejando, la suspensión es un sistema que ayuda al correcto desempeño de la potencialidad del vehículo, la velocidad (aceleración y frenado), la estabilidad y el confort son las principales características, o las que podemos apreciar a simple vista; sin embargo, aún en el diseño aerostático del cuerpo, el par motor aplicado, así como las dimensiones del sistema de frenado, la suspensión tiene mucho que ver.

Veamos a cada una de ellas; para el caso del diseño aerostático de la carrocería, sabemos que el flujo del aire es errático y muy difícil de determinar, así que a altas velocidades este puede convertirse en un factor de altísima seguridad, ya que un choque de una ráfaga de viento puede desequilibrar la trayectoria del vehículo, y para este caso en particular, por las dimensiones del autobús, puede provocar que el vehículo corra el riesgo a una volcadura, sin embargo, con un adecuado control del punto de gravedad y una relación uniforme en las cargas sobre los ejes a una velocidad crucero, es posible predeterminar bajo simulación matemática la mejor opción del diseño aerostático de la carrocería.

Así mismo para el desarrollo de la velocidad del vehículo, existen varios factores que son dignos de tratarse, entre los principales encontramos, handling (agarre de las ruedas sobre la superficie del piso), cornering (propiedad de mantener la estabilidad en curva), directional stability (mantener la estabilidad de la trayectoria del vehículo), tracking (un menor esfuerzo por parte de los sistemas mecánicos para aplicar una aceleración o desaceleración del vehículo) y retornability (acción del sistema de dirección de siempre recuperar la posición de avance recto después de haber dirigido las ruedas delanteras a una inclinación). En lo sucesivo, vamos a tratar más detalladamente estos conceptos.

Durante todo este trabajo se ha mencionado una velocidad de crucero, la cual según por normativa internacional, se ha estipulado que para omnibuses, deben de transitar a una velocidad de 103 Km./h, mientras que en nuestro país debe de ser de 95 km./h.; para el caso de nuestro vehículo, la velocidad máxima a desarrollar por el control del eje-motor es de 142 km./h a un rango de 2000 rpm., mientras que a las 1500 rpm. nos ofrece una velocidad de 102 km./h, así que nuestros cálculos los centraremos a la

máxima velocidad desarrollada, con el objeto de encontrar el mejor rendimiento de nuestro sistema.

Entonces para continuar con nuestro desarrollo, trataremos la dinámica del movimiento.

Lo primero que es un punto de importancia y que engloba el desarrollo del desempeño en curvas (cornering) y el agarre al piso del vehículo (handling), es la determinación del radio de giro, ésta medida determina la máxima inclinación que la dirección es capaz de tomar en una curva. Como puede observarse en la figura 4.20, se muestran las dimensiones correspondientes a los ángulos de inclinación de las ruedas delanteras, las dimensiones del track (ancho del eje de tracción) y del wheelbase (longitud entre ejes).

El centro común y el punto de rotación es "A", y los radios que se muestran de las ruedas delanteras y traseras son AB , AC , AD y AE . Para dar esta condición la rueda delantera izquierda debe girar a una inclinación θ , mientras que la rueda delantera derecha debe girar a una inclinación α . Estos ángulos pueden ser calculados fácilmente con los datos del track, wheelbase y el radio de giro del vehículo.

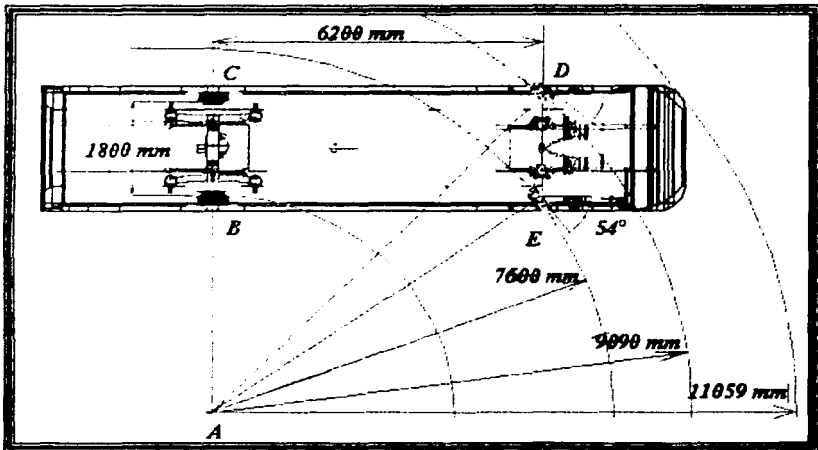


Figura 4.20 Geometría básica del layout de la dirección

La relación que existe entre el ángulo exterior y el ángulo interior de las ruedas delanteras, es la siguiente:

Como se puede apreciar en la figura 4.20, la rueda delantera izquierda describe un ángulo más abierto que el ángulo descrito por la rueda delantera derecha, esto se debe a que la fuerza centrífuga puede vencer a la estabilidad del vehículo, por tanto el objeto de esa diferencia de inclinación es precisamente para disminuir el riesgo a una volcadura.

El ángulo α lo determinamos por las características del sistema de dirección, es decir, ya viene preestablecido por fábrica, en este caso se trata de un ángulo de 53° como su máxima inclinación alcanzada; mientras que el ángulo θ , lo podemos calcular con la siguiente relación:

$$\cot \theta = \frac{\text{Track}}{\text{Wheelbase}} + \cot \alpha$$

\therefore

$$\theta = \text{ang cot} \left(\frac{1800}{6200} + \cot(53^\circ) \right)$$

$$\theta = \text{angtan} \left[\frac{1}{\text{angtan} \left(0.2903 + \frac{1}{\tan(53^\circ)} \right)} \right]$$

$$\theta = 43.77^\circ$$

Ahora una gráfica puede ser construida tal y como se muestra en la figura 4.21, la cual es una representación frontal de la geometría de la dirección. AB son los centros de giro de las ruedas frontales. FG son los centros de las ruedas traseras, es decir, esquematizan la distancia del track del vehículo, como puede notarse los centros FG están ligeramente desplazados en comparación con los centros de dirección AB . J y H son los centros de la barra transversal (la que determina la inclinación de las ruedas delanteras), la cual determina los radios FJ y GH , respectivamente. Para determinar los ángulos opuestos del cambio angular en la rueda derecha, lo que hacemos es determinar la apertura del ángulo de 53° en la sección derecha a partir de J con un desplazamiento antihorario, moviendo el radio FJ en incrementos de 5° , y midiendo el correspondiente cambio angular en GH . Usando estos ángulos relativos, una curva puede ser construida desde el punto A resultando AC_1 y así sucesivamente, de igual forma para los segmentos BC .

Para determinar la curva del arrastre de la dirección, del inglés *true rolling steering*, representada por la línea CD con ángulo ϕ que es igual a la cotagente del término (*la distancia de entre ejes/el ancho entre ruedas*), del vehículo, y que es paralela a la curva de dirección, del inglés *steering* puede producir una línea recta coincidente con la línea de centro L . Este método es usado en la práctica para encontrar una aproximación cercana al comportamiento real de la *true rolling steering*.

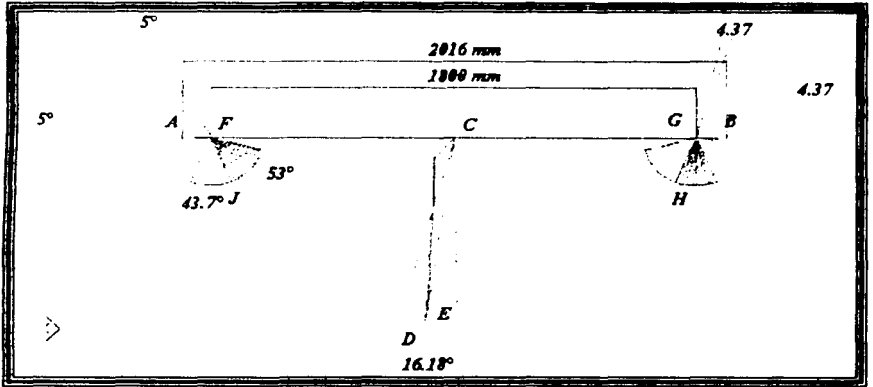


Figura 4.21 Curva de dirección según la geometría frontal

Hasta ahora hemos hecho las aproximaciones desde el punto de vista geométrico, sin embargo, a través de un programa se pueden calcular todas estas variaciones considerando también las condiciones de carga, alineación de las ruedas e incluso el propio balance de las ruedas.

Otro factor que es importante considerar es el ángulo de patinaje de la rueda (slip), en condiciones normales de carga, las ruedas exteriores desarrollan mayor patinaje y soportan la mayor parte de la carga del vehículo, cuando éste se mueve a través de una curva, entonces la geometría de la dirección debe ser modificada acorde con este parámetro.

En general los ángulos de dirección para autos de altas velocidades son reducidos, muy pocas veces exceden 10° , en cambio en vehículos de gran peso, tales como nuestro autobús, éstos ángulos pueden alcanzar hasta 17° de apertura, lo cual es aceptable para corregir los errores de la longitud de la

dirección, además de que pueden realizar maniobras a bajas velocidades y con gran capacidad de carga.

Para poder determinar el ángulo de patinaje de la llanta, debemos entender su propio comportamiento. En la figura 4.22 se muestra la posición de la llanta bajo condiciones de carga y de movimiento, la llanta toca el piso en un área en cualquier instante, esta área se denomina como huella (contact patch), para nuestro caso, de la tabla de especificaciones de los neumáticos, se tiene un ancho de huella de 18 in (457.2 mm). La carga que puede soportar la llanta es igual a la suma de la presión del aire, más el área de contacto más el esfuerzo debido a la estructura de la llanta. El centro teórico del área de contacto O , es el punto de intersección del plano de la rueda, el plano del piso, y el plano que pasa a través del centro de la rueda y que es perpendicular a ambos.

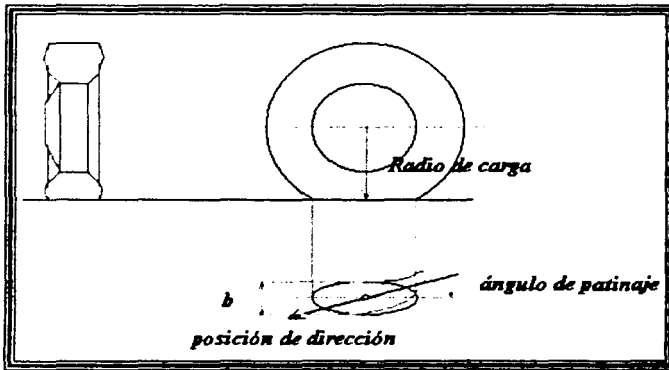


Figura 4.22 Área de contacto entre la llanta y el camino

Como sabemos el movimiento de la rueda, más la carga que soporta hace que la llanta tienda a girar hacia el exterior de forma tal que proyecta la curva roja mostrada en la figura, el ángulo de inclinación del cambio de dirección de su movimiento es precisamente el ángulo de patinaje el cual lo representamos como β , este ángulo se debe principalmente a la fuerza de fricción ejercida entre la llanta y el camino, con la figura que adquiere la huella de la llanta, el centroide es diferente con el centro teórico que antes explicamos, es decir, el centroide de la figura que representa el contorno rojo, se encuentra desplazado hacia atrás del centro teórico, la distancia que los separa a ambos se conoce como arrastre del neumático (*pneumatic trail*)

(r), un valor típico de éste es del orden de 1 pulgada para ruedas de autos, mientras que para ruedas de vehiculos de gran peso es alrededor de 4.5 pulgadas, siempre que el ángulo de patinaje sea pequeño. La fuerza lateral que actúa en esta distancia crea un torque alrededor del centro teórico del contacto de la rueda, este torque se conoce como torque de autoalineación y actúa sobre la dirección de la rueda para alinearla con la dirección del camino.

Autoalineación = fuerza lateral x pneumatic trail

La fuerza lateral que actúa sobre el centroide de la curvatura que adquiere la llanta con el movimiento, se debe a la fuerza de fricción que existe entre el contacto del suelo y la llanta, y al ángulo del Camber (*Camber Thrust*), que es la fuerza de empuje debida a la inclinación de éste ángulo que se determina en la alineación de las ruedas, y forma el ángulo entre el plano y la normal del camino, tal y como se muestra en la figura 4.23.

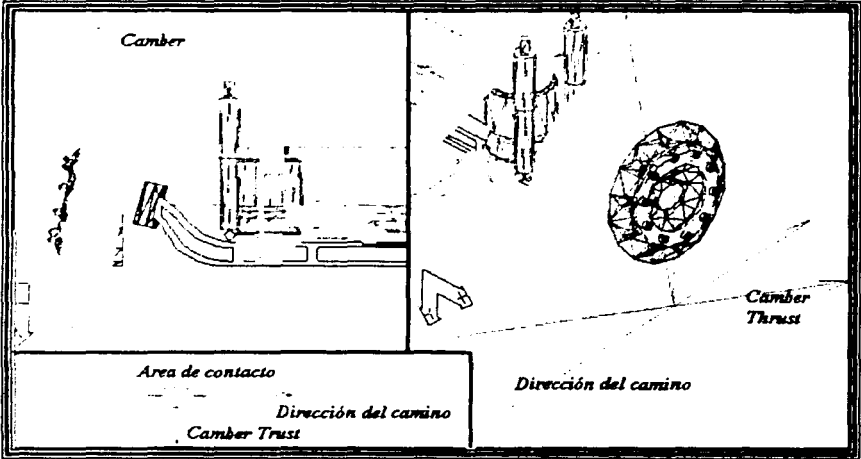


Figura 4.23 Camber Thrust

Asumiendo que la huella de la llanta es similar a una elipse, después proyectando este círculo sobre el plano del piso cuando la llanta es inclinada, elipse verde, cuyo eje menor es determinado por el ángulo del camber y la línea de centro de la huella, la línea recta que resulta es precisamente la magnitud escalar del vector de la fuerza Camber Thrust.

La magnitud del avance del camber (camber thrust) es aproximadamente dada por la ecuación

Camber thrust = carga radial x tan (ángulo del camber)

La fuerza del avance del camber puede actuar como adición o resta para la fuerza lateral debida al ángulo de patinaje dependiendo de los signos de los ángulos del camber y del patinaje que sufra la rueda.

Un estado de estabilidad real en curva, se muestra en la figura 4.24, dónde actúa la velocidad y por tanto la fuerza centrífuga, que obligan al vehículo a perder la estabilidad de la trayectoria en un determinado instante. En la figura 4.20, como se recordará, se determinó el radio de giro de las ruedas, pero éste análisis lo desarrollamos para condiciones de la maniobrabilidad del vehículo partiendo desde cero, ahora lo que vamos a tratar es el desarrollo del desempeño de nuestro autobús a una determinada velocidad.

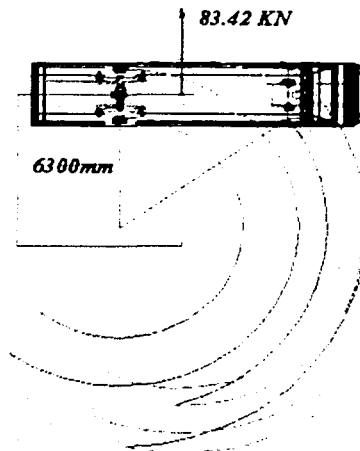


Figura 4.24 Estabilidad del vehículo en curva

En la figura se ilustra la comparación que existe cuando el vehículo parte de cero y toma una curva con ángulo interior de 53°, y con la misma inclinación pero ahora con una velocidad promedio de 20 Km/h, curvas

color magenta, cuando esto ocurre, el peso se traslada hacia el lado izquierdo provocando una fuerza centrífuga, la cual se debe a la relación que existe entre el peso, la velocidad y el radio del vehículo, expresada como:

$$C.F. = \frac{W}{g} \left(\frac{V^2}{r} \right)$$

El término V^2/r es la aceleración del vehículo alrededor del centro de la curvatura, algunas veces también es expresada en términos de g y es conocida como "cornering g ", por tanto una mitad de g significa que $V^2/r = 0.5 g$.

Bajo esta premisa, utilizando el valor de $0.5 g$, calculemos el radio de la curvatura.

$$20 \text{ Km/h} = 5.556 \text{ m/s}$$

$$r = \frac{V^2}{0.5g}$$

$$r = 6.3 \text{ m}$$

Al conocer la distancia del radio, desde el punto de gravedad del vehículo lo proyectamos perpendicularmente a la dirección por donde circula el autobús. Por tanto, para determinar la fuerza centrífuga que hace que la carrocería tienda a ladearse a la izquierda tenemos,

$$C.F. = \frac{166.77 \times 10^3}{9.81} \left(\frac{5.56^2}{6.3} \right)$$

$$C.F. = 83.42 \text{ KN}$$

Ahora si consideramos a a como la distancia que existe del punto de gravedad al eje delantero, y a b como la distancia que existe del punto de gravedad al eje trasero, y haciendo sumatoria de momentos para obtener las fuerzas que actúan centripetamente en las ruedas interiores del autobús, obtenemos:

$$F_{RF}, a = F_{RT}, b$$

∴

$$F_{RT} = \frac{1}{1 + a/b} \times C.F.$$

Donde:

F_{RF} = La fuerza centrípeta que actúa en la rueda delantera.

F_{RT} = La fuerza centrípeta que actúa en la rueda trasera.

$b = 2\,298$ mm.

$a = 3\,902$ mm.

Así que:

$$F_{RT} = \frac{1}{1 + \frac{2298}{3902}} (83.42 \times 10^3)$$

$$F_{RT} = 52.137 \text{ KN}$$

Haciendo sumatoria de fuerzas tenemos,

$$F_{RF} = C.F. - F_{RT}$$

$$F_{RF} = 83.42 \times 10^3 - 52.137 \times 10^3$$

$$F_{RF} = 31.283 \text{ KN}$$

De forma similar se realiza para velocidades superiores, generalmente la fuerza centrífuga varía dentro de un rango muy reducido al valor que calculamos, es recomendable considerar a g como la mitad de su valor, ya que si determinamos todo nuestro análisis exactamente al valor de g , la fuerza centrífuga que actúa sobre el punto de gravedad, adquiere el valor total del peso del vehículo provocando así que la estabilidad en la curva se pierda e inevitablemente cause la volcadura.

Al involucrar el valor de g , los ángulos de slip sufren una modificación, en ocasiones resulta que el ángulo de slip en las ruedas frontales es mayor al de las ruedas traseras, cuando esto ocurre se dice que el vehículo trabaja como understeer (subdireccionado), y cuando el ángulo de slip es mayor en las ruedas traseras que en las frontales, se dice que trabaja como oversteer (sobredireccionado), o bien, cuando los ángulos de slip son iguales en las cuatro ruedas, se dice que el vehículo se encuentra en neutral steer. Las

unidades que definen a estas características son grados y son los que resultan de la diferencia de los ángulos de patinaje de las ruedas.

Es recomendable que cualquier automotor tienda a tener un trabajo en el modo de subdireccionado (understeer), ya que este es un factor muy cercano al comportamiento de seguridad, es decir, con esta cualidad el conductor puede tener un mayor control sobre la maniobrabilidad del vehículo.

El peso y el comportamiento no lineal de las llantas juegan un papel muy importante para determinar los ángulos de under u oversteer. Cuando se tiene el motor en la parte frontal, tiende a presentarse el caso de understeer, mientras que cuando la máquina se encuentra en la parte trasera, sucede el caso de oversteer.

Sin embargo, para fortuna estas características pueden ser modificadas por varios factores, algunos de ellos son, aumentando o reduciendo la presión de las ruedas frontales con respecto a las traseras, cambiando el tamaño de las llantas usando de diámetro más grande las ruedas traseras que las frontales, cambiando el camber de las ruedas, o bien, realizando una transferencia del peso colocando una barra anti-roll en la suspensión delantera.

Hasta este momento conocemos las características que determinan los parámetros de alineación, por otra parte podemos explicar el porque la existencia de los sistemas ABS, ASR y ECR en la tecnología de nueva generación para sistemas de suspensión.

IV.3.1. Definición de los parámetros de alineación.

Veámos lo que significan los parámetros de alineación y que es lo que hacen por nosotros. Los principales factores de alineación son:

- Caster, que es debido a la suspensión del vehículo.
- Camber, que es debido a la posición de la rueda sobre el camino.
- Toe, que se refiere a la relación de cada uno de ellos.

La alineación de uno de los ángulos afecta a los otros dos. Los tres ángulos son generalmente ajustados en la mayoría de los sistemas de suspensión, sin

embargo, existen aquéllos en los que tanto el camber como el caster pueden no ser ajustados, mientras que el toe en todos los sistemas es ajustado.

Ahora consideremos las características de cada uno de ellos y como nos benefician.

IV.3.1.1. Caster.

El Caster no tiene efecto en la huella de llanta, el caster es usado para la estabilidad del vehículo. Demasiado caster puede beneficiar el desarrollo de la velocidad, en cambio poco caster las ruedas no pueden seguir la trayectoria bien. Regularmente los ángulos del caster oscilan dentro de valores (desde + ½°, hasta + 4°), sin embargo, existen autos tales como los racingcar que alcanzan el caster de hasta 10°, por tanto, un amplio ángulo nos beneficia en obtener una mejor estabilidad recta en el camino, mientras que a ángulos menores nos beneficia para un mejor desarrollo de nuestro sistema de dirección, permitiendo así cambiar la dirección más fácilmente. Una pequeña diferencia entre la inclinación marcada en una rueda con respecto a la otra del otro lado, puede provocar que las partes componentes del sistema de suspensión sufran encorvamiento de las mismas o incluso la fractura.

La forma en que es medido este ángulo es entre la línea de centro vertical de la rueda y la línea de centro de la posición del soporte de la rueda, tal y como se ilustra en la figura 4.25.

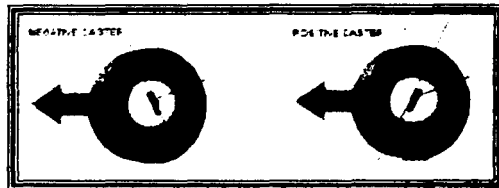


Figura 4.25 Determinación del Caster

El caster es positivo cuando la línea de la inclinación de la base de la rueda intersecta al suelo en la parte frontal del contacto de la rueda, y es negativo en caso contrario.

IV.3.1.2. Camber.

El Camber es la inclinación de la rueda hacia adentro o hacia fuera con respecto a la carrocería del vehículo (vista desde arriba). Un ángulo positivo del camber muestra la parte superior de la rueda afuera, mientras que un ángulo negativo del camber, la parte superior de la rueda se ve hacia adentro de la estructura del vehículo. Teóricamente uno desea que la rueda estuviera a 90° con respecto a la horizontal y muchos vehículos están muy cerca de obtenerlo, pero el diseño de la geometría de la suspensión así como las demandas del handling del vehículo pueden requerir ángulos negativos o positivos del camber.

A los racingcars se les prefiere diseñar bajo ángulos negativos, ya que durante curvas demasiado extremas, el cuerpo del auto tiende a dirigirse hacia el lado exterior de la curva. En éste caso si la rueda fuera completamente vertical, la llanta trataría de introducirse en la carrocería, provocando así menor tracción y menor fuerza desarrollada para equilibrar el efecto del cornering de la curva.

En cambio, vehículos de pasajeros se diseñan preferentemente tomando ángulos de 0 a $3/4^\circ$, para cuidar verticalidad de la rueda durante la conducción y así mismo poder soportar la carga, precisamente en los brazos que forman parte de la suspensión.

Una de las características del uso del sistema de suspensión Mac Pherson es que los amortiguadores obligan a las partes superiores de las ruedas a salirse de la estructura del vehículo; para corregir esta deformidad de este arreglo, el ángulo puede considerarse desde 0 hasta $-1 \frac{1}{2}^\circ$.

Una desventaja de usar una inclinación negativa es que los componentes de la suspensión pueden sufrir encorvamiento y futuras fallas.

En algunos casos, en la suspensión trasera, los ejes rígidos no permiten orientar a las ruedas en una cierta inclinación, dejándolas totalmente verticales.

Para poder medir el ángulo Camber, veámos la figura 4.26.

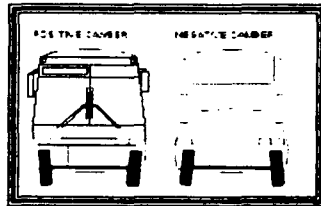


Figura 4.26 Determinación del Camber

Según se muestra en la figura, el camber es medido entre la línea de centro de la rueda y el plano normal al piso.

IV.3.1.3. Toe.

El Toe es la diferencia en la distancia que existe en la parte delantera de las ruedas con respecto a la parte trasera de las mismas, en la figura 4.27 se muestra. Se dice que se presenta Toe out, cuando la distancia de la parte delantera de las llantas es mayor a la distancia que existe en la parte trasera de las mismas, y en caso contrario es cuando decimos que se presenta Toe in.

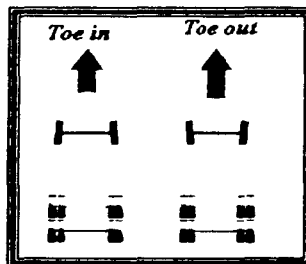


Figura 4.27 Determinación del Toe

Las especificaciones de fábrica deben ser aplicadas correctamente en la alineación del vehículo. Un Toe out en el eje trasero puede causar patinajes al aplicar el freno o bien, al tomar una curva, especialmente cuando el suelo se encuentra mojado.

En el eje trasero deben presentarse 0° , o de lo contrario puede torcerse o estar fuera de posición con respecto al vehículo. De igual forma, el daño se presenta dramáticamente sobre las llantas, un Toe incorrecto, obliga a que el ángulo split se incremente y supere al ángulo bajo el cual fue diseñada la llanta.

IV.3.1.4. Definición de los ángulos para la alineación.

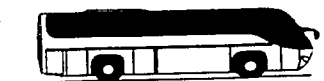
Para poder determinar con exactitud los parámetros de alineación, necesitamos ocupar algún programa de análisis el que nos permita involucrar las condiciones bajo las cuales se está planteando nuestro diseño y realizar simulaciones matemáticas que nos aproximen a los valores que deseamos. Uno de los programas que actualmente se ocupan en la Industria Automotriz, es el ADAMS (Automatic Dynamic Analysis of Mechanical Systems), que junto con ANSYS y Design Space, hacen posible el estudio de los factores que se involucran en el diseño de un vehículo. Por experiencia, en este caso podemos definir que los ángulos de alineación que vamos a ocupar serán:

Suspensión Delantera	Lado derecho	Lado izquierdo
Toe	0-0.1°	0-0.22°
Camber	+/- 0.44°	+/- 0.53°
Caster	+/- 1.25°	+/- 1.65°

Suspensión Trasera	Lado derecho	Lado izquierdo
Toe	0-0.1°	0-0.1°
Camber	+/- 0.3°	+/- 0.4°
Caster	+/- 1.25°	+/- 1.65°

DISEÑO DE UN SISTEMA DE SUSPENSIÓN PARA AUTOBÚS TIPO
FORÁNEO, ARREGLO (4 X 2).

CAPÍTULO V



En la manufactura de cualquier producto, el desarrollo de algún servicio o de cualquier otra actividad, la persona encargada de realizar esto, usualmente plantea una secuencia de pasos. Los pasos predeterminados para hacer el producto o servicio más eficiente, o más uniforme, es comúnmente conocido como operaciones. Una secuencia de operaciones y actividades relativas es llamado como proceso. Y el trabajo que analiza el producto o servicio y especificando las operaciones y equipo que se requiere es precisamente el Diseño del Proceso.

V. Proceso de Ensamble.

En este capítulo definiremos el layout de toda la planta, para posteriormente enfocarnos en el proceso que le corresponde a la línea de ensamble del equipo de suspensión.

V.1. Esquema de la planta (Layout).

El layout es una vista esquemática del flujo del proceso del ensamble de cualquier producto, en este caso explicaremos brevemente el proceso de ensamble de un autobús.

En la figura 5.1 se presenta el layout de la planta, como puede notarse se trata de un flujo separado, por un lado tenemos la habitación de la carrocería y por el otro del equipo de suspensión, para alcanzar un flujo central que es donde ambas habitaciones se juntan creando así a una sola línea de producción que es donde se define al producto completo.

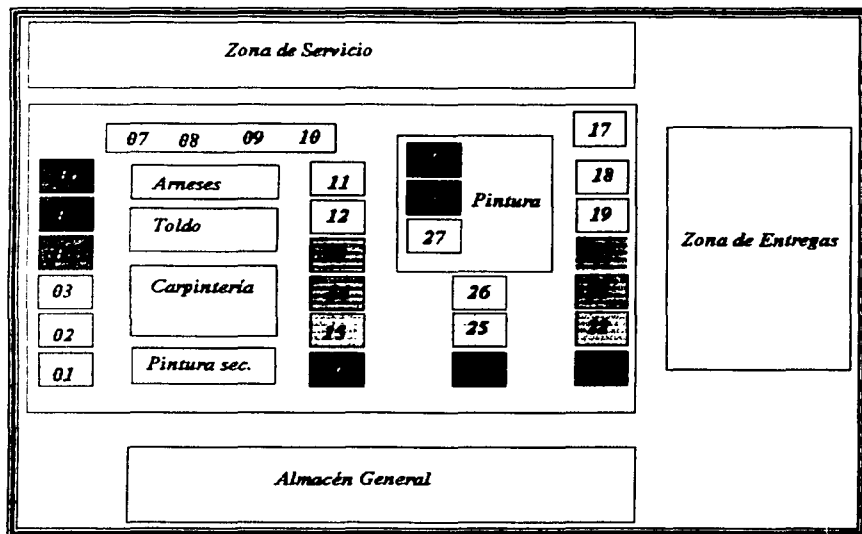


Figura 5.1 Layout de la planta

La línea correspondiente al ensamble de la carrocería va de las estaciones 01 hasta la estación 16, mientras que la línea de ensamble del equipo de suspensión inicia en la estación 17 y termina en la estación 23. En la estación 24, se juntan las dos líneas derivándose una sola línea dónde ya se ensambla al autobús completo.

Los colores determinan el inicio o cambio de operaciones, a su vez definen en que momento iniciar las operaciones. Por ejemplo, el color verde claro es el inicio del proceso, se encuentra en la estación 01 y en la estación 25, lo que significa que cuando el primer autobús del primer lote alcance la estación 25, en la estación 01 simultáneamente debe de estar iniciando las operaciones del primer autobús del segundo lote.

De igual forma se presenta con los colores intermedios, digamos que cuando una unidad alcance la estación 07, simultáneamente en la estación 17 deben de iniciarse las operaciones para el ensamble del sistema de suspensión.

Bajo estas condiciones ahora definamos las operaciones que le corresponden a cada estación de trabajo.

V.1.1. Definición de las operaciones en cada estación de trabajo.

Existen 35 estaciones de trabajo durante las cuáles deben cubrirse un promedio de 10 operaciones por cada una, para que al alcanzar el área de entregas el autobús se encuentre completamente terminado.

- Estación 01
Ensamble de cajuelas
- Estación 02
Ensamble de plataforma
- Estación 03
Ensamble de plataforma.
- Estación 04
Ensamble de estructura.
- Estación 05

- Enderezado de estructura.
- Estación 06
Aplicación de pegamento Sikaflex en uniones sin soldadura.
- Estación 07
Túnel de fosfatizado.
- Estación 08
Túnel de fosfatizado.
- Estación 09
Túnel de fosfatizado.
- Estación 10
Aplicación de cubierta anti piedra.
- Estación 11
Laminación costados.
Laminación puertas.
Colocación de conchas frontal y trasera.
Habilitación cabina motor.
- Estación 12
Acondicionamiento de toldo.
Colocación de piso.
Habilitación del sanitario.
Colocación de arneses y conexiones.
- Estación 13
Colocación de cubiertas cajuela.
Sanitario completo.
Colocación de cristales laterales.
Servomecanismo puerta de servicio.
Habilitación de cabina operador.
- Estación 14
Colocación de parabrisas.
Ensamble del kit de aire acondicionado.
Colocación de plafones.

Colocación del sistema de limpiaparabrisas.

- Estación 15
Colocación de asientos.
Colocación del sistema de audio y video.
Arreglo de luces interiores y exteriores.
- Estación 16
Carrocería completa.
Montarla a la grúa.
Traslado a estación 24.
- Estación 17 (inicio de operaciones simultáneamente con la estación 07)
Limpieza de óxido en la cabina de Blasting.
- Estación 18
Soldadura (punteado).
- Estación 19
Soldadura general.
- Estación 20
Ensamble de ejes y barras.
- Estación 21
Ensamble de conexiones y arneses.
- Estación 22
Habilitación del sistema motriz.
Habilitación del sistema de suspensión.
Habilitación del sistema de combustible.
- Estación 23
Kit de suspensión listo.
Traslado a la estación 24.
- Estación 24
Ensamble de carrocería con los kits de suspensión.

- Estación 25
Correcciones.
Ensamble del equipo de suspensión trasera con los soportes de la carrocería.
- Estación 26
Ensamble del control motor y cabina operador.
Ensamble del equipo eléctrico.
Ensamble del equipo neumático.
Instrumentos de operador (sistema Multiplex).
- Estación 27
Pintura en cámaras de horneado.
- Estación 28
Abrillantamiento de la pintura.
- Estación 29
Abrillantamiento de la pintura.
- Estación L1
Chequeo mecánico.
- Estación L2
Prueba de agua.
- Estación L3
Aplicación de una capa de acoseal en la parte inferior del autobús.
- Estación L4
Prueba de frenos (brake Tester).
- Estación L5
Alineación de ruedas.
- Estación L6
Prueba de carretera.

V.2. Línea de proceso para el ensamble del sistema de suspensión.

Ahora lo que nos corresponde es determinar las estaciones de la línea del ensamble del equipo de suspensión, como podemos ver, esta línea parte de la estación 17 y termina en la estación 22. En esta sección definiremos las operaciones que hay que seguir en cada una de las estaciones, el número de personas que se destinan para cada estación, la herramienta a usar y los dibujos que permiten seguir paso a paso cada estación.

V.2.1. Estación 17 (Proceso de limpieza).

Debido a que los largueros, travesaños, brackets y soportes, entre otros, se compran como materiales sin ninguna clase de recubrimiento, la corrosión llega a presentarse en su superficie después de haber estado largo tiempo como material de stock, es por ello que el proceso de limpieza toma lugar antes de realizar cualquier otra operación, ya que al aplicar soldadura sobre un material que ya ha sido atacado galvánicamente u oxidado, la calidad de la unión no es la óptima, es decir, un material que presente corrosión de cualquier tipo al tratar de darle un proceso de unión por soldadura, la parte que va a fundirse con el material de aporte crece de forma errática creando puntos intersticiales o inclusive vacancias entre la estructura del crecimiento intergranular debidas a los compuestos del oxígeno que ahí se presentaron.

Precisamente para corregir la presencia de estos problemas, la estación 17 es una cámara de limpieza, por medio de un proceso de Sand Blasting, aplicación de arenisca de hierro disparada a presión sobre la pieza que va a limpiarse, las piezas que ingresan a esa cámara, deben salir totalmente libres de cualquier capa de corrosión que hayan presentado.

En el interior de la cámara deben de existir sujetadores que permitan acoplar las piezas que van a limpiarse con el objeto de que el operador encargado tenga la facilidad de realizar la operación con un mínimo de esfuerzo.

Por razones que no hemos contemplado en el diseño, tales como la proyección de piezas como brackets, algunos travesaños y soportes, el layout de los instrumentos en el interior de la cámara no lo podemos definir.

Sin embargo, lo que sí podemos definir es que basta sólo con un operador para realizar la operación de limpieza de las piezas y otros dos para la transportación de las mismas a la siguiente estación de trabajo.

Este proceso toma un tiempo promedio de 150 minutos; desde la carga de la materia a la cámara, hasta el traslado de las piezas a la estación que le continúa.

La herramienta que se ocupa en esta estación es:

1. Equipo de protección para el operador (traje y careta).
2. Sistema de inyección de la granilla a presión.
3. Equipo de protección a cuerdas.
4. Carrillo transportador de piezas pequeñas.
5. Grúa para transportar los largueros.

Las operaciones a realizar durante el proceso de esta estación son:

1. Recepción del material del almacén general.
2. Tomar un kit de los materiales componentes de los racks de stock de la línea.
3. Transportarlos a la cámara.
4. Cubrir todos los barrenos que presentan cuerdas interiores.
5. Aplicación de granilla para la limpieza.
6. Acomodarlos nuevamente como kit.
7. Transportarlos a la siguiente estación de trabajo, dejándolos en el área de material en espera.

Al término de estas operaciones, hacer lo mismo para el siguiente kit. Generalmente, pueden realizarse tres secuencias de operaciones de este tipo durante un turno de trabajo.

V.2.2. Estación 18 (Punteado de la estructura).

En esta estación lo que se requiere es realizar una presentación de la estructura ya ensamblada, el punteado de las partes permite una sujeción temporal de las piezas para realizar un acomodo de la estructura para posterior a ello soldarla completamente en la siguiente estación de trabajo.

La presentación preliminar de la estructura se realiza montando cada una de las partes sobre un rack que se proyecta para realizar la unión por punteado y no correr el riesgo de que las piezas tiendan a moverse durante la aplicación de soldadura.

El número de operadores para este proceso, es aproximadamente siete, debido a que el armado de los cuadros de suspensión son fácil de centrarlos en el rack, los mismos operadores que se ocupan en esta estación pueden cubrir la siguiente aplicando un sistema de relevo y así poder mantener con trabajo a cada uno de ellos. El tiempo aproximado para realizar el proceso en esta estación es 75 minutos, lo cual explica la razón de no ocupar personal en la siguiente estación a menos que la demanda de producción lo requiera.

La herramienta a ocupar en esta estación es:

1. Equipo de protección para soldar.
2. Flexómetro.
3. Nivel de gota.
4. Escuadras.
5. Máquinas de soldadura eléctrica.
6. Rack para cuadro de suspensión delantera.
7. Rack para cuadro de suspensión trasera.
8. Grúa de 2 toneladas.

Las operaciones a realizar son:

1. Tomar el material previamente separado por kits para armar tanto el cuadro delantero, como el trasero de la suspensión.
2. Montarlo en los racks de centrado.
3. Realizar las operaciones de centrado de piezas.
4. Aplicar cordones de soldadura en los principales puntos de unión con un máximo de 2 cm de longitud.
5. Retirar los cuadros de los racks de centrado.
6. Transportarlos a la siguiente estación de trabajo.

Nota: El centrado de la estructura de cada uno de los cuadros puede presentar hasta 2 mm de tolerancia de posición de excentricidad entre la distancia de cada larguero y tan solo de 1.5 mm entre cada uno de los miembros restantes.

El personal que laboró en esta estación transferirlo a la siguiente para realizar el proceso de soldadura completa.

V.2.3. Estación 19 (Soldadura General).

Es importante que se hayan hecho las correcciones pertinentes de centrado de los cuadros en la estación anterior, ya que una vez soldados por completo resulta muy complicado un retrabajo, aparte de la pérdida de tiempo que representa.

En esta estación se monta a cada uno de los cuadros en un rack del tipo rotatorio, con el objeto de que el operador se encuentre soldando en una posición que le ayude a maniobrar y no corra el riesgo de sufrir algún accidente. Así si el cordón de soldadura se aplica en la parte superior del cuadro, la máquina se orientará para que el operador exclusivamente realice los cordones de soldadura en esa sección, de igual forma ocurriría para las otras caras de los cuadros de suspensión.

El tiempo y los operarios requeridos para este proceso es el mismo de la estación anterior.

El material a ocupar es:

1. Equipo de seguridad para soldar.
2. Máquinas de soldadura eléctrica.
3. Equipo de soldadura autógena.
4. Rack rotatorio portacuadros de suspensión
5. Tubos de sikaflex.

Las operaciones a realizar son:

1. Colocar los cuadros en el rack rotatorio.
2. Afianzarlos bien a los shocks de los racks.
3. Posicionar los cuadros por su parte superior de modo que ésta quede frente a los operadores. Mientras otros simultáneamente pueden realizar los cordones por la parte inferior de los cuadros.
4. Repetir la operación anterior pero ahora para las caras laterales.

5. Retirar los cuadros ya completamente soldados y colocarlos sobre carrillos para su manejabilidad a la siguiente estación de trabajo.
6. Aplicar cordones de sikaflex a las partes según se requieran (en las que los cordones de soldadura no pudieron aplicarse según las características del diseño).

Al término de esta operación pasarlo al área de fosfatizado y pintura en el túnel de fosfatizado, el tiempo requerido para esta operación es de 45 minutos aproximadamente.

Una vez concluido este proceso transportarlos a la estación 20 para el ensamble de ejes y barras.

V.2.4. Estación 20 (Ensamble de ejes y barras).

Existe un centro de habilitaciones que es un paso previo a este proceso, este centro corresponde a la estación de trabajo 19(a), la cual se encarga de habilitar al conjunto de ejes (carcaza del eje, sistema de frenos, posicionamiento del rotochamber, colocación del cubo de la rueda), sólo si el eje viene por partes, en caso de venir completo no es necesario esta operación, en el centro de trabajo 19 (b), se encargan de realizar el centrado del eje trasero con la colocación de las U-bolts y el brazo de equilibrio en cada lado del eje, la colocación de las barras de reacción y los amortiguadores; así mismo, se encargan de la habilitación del eje delantero colocándole la barra angular, los soportes de cámaras y amortiguadores, los amortiguadores y las barras de torsión y de equilibrio. La estación 19 (c) está vinculada con la operación de fosfatizado y pintura de los cuadros de suspensión.

El proceso se describe como sigue, tan pronto como los cuadros de suspensión hayan salido de la estación 19, dos operadores por cada cuadro lo transportarán al túnel de fosfatizado (estación 07), mientras en la estación 19(a) ya deben de haber concluido con la habilitación de los ejes, así que en ese mismo momento, transportarlos a la estación 19(b), que ésta a su vez debe de concluir el proceso de ensamble que le corresponde en el lapso de tiempo que los cuadros de suspensión tardan en llegar a la estación 20.

El personal requerido para estos centros de trabajo es distinto al personal ocupado en las estaciones 18 y 19, hablamos que se requieren por cada

centro de trabajo un total de cuatro personas, así que en total sumarían 12 personas.

El tiempo a ocupar en estos centros de habilitación [19(a) y 19(b)] es de 102.5 minutos por cada uno y de 10 minutos para el de 19(c).

Hasta este punto llevamos un tiempo de 310 minutos, poco más de 5 horas.

La herramienta a ocupar en estos centros de trabajo es:

1. Gabinete con juego de dados, juego de llaves, desatornilladores, lijas y cortador de hoja metálica.
2. Llave torquímetra.
3. Grúa de 4 toneladas.

Las operaciones a realizar en la subestación 19(a) son:

1. Recepción del material del almacén general.
2. Habilidadación de los ejes de transmisión y de dirección según características de diseño del proveedor.
3. Transportar el conjunto de ejes a la siguiente subestación.

Las operaciones a realizar en la subestación 19(b) son:

1. Recepción del material del almacén general.
2. Tomar piezas del material que se encuentra en línea par armar kits de ensamble.
3. De acuerdo a las características de diseño armar las barras, amortiguadores y soportes a los ejes.
4. Para el eje delantero (apéndice B-1):
 - Colocarlo en la base receptora de eje.
 - Colocarle las bases de cámara de aire, amortiguadores y barras. (apretar con tornillos de cabeza tipo allen).
 - Colocar los amortiguadores.
 - Colocar las barras de torsión, ajustando con un torque de 85 Nm.
 - Montar la barra de equilibrio ajustando con un torque de 85 Nm.
 - Colocar la barra angular, ajustando con un torque de 90 Nm.

5. Para el eje trasero (apéndice B-2):

- Colocar en la base receptora del eje trasero.
- Montar los soportes de equilibrio sujetándolos al eje por medio de 4 U-bolts (dos de cada lado) y ajustarlas con un torque de 150 Nm.
- Montar las barras de reacción en la carcasa del diferencial del eje, ajustándolas con un torque de 85 Nm.
- Montar las barras de torsión en la parte interior de cada uno de los soportes de equilibrio, ajustándolas con torque de 70 Nm.
- Montar la barra de equilibrio con un torque de 85 Nm.
- Montar los cuatro amortiguadores, dos por cada soporte de equilibrio.

6. Al tener habilitado a cada uno de los kits, transpórtalos a la línea de ensamble para avanzar a la estación 20.

Hasta este punto hemos visto las operaciones que se realizaron en las subestaciones 19's, ahora lo que nos confiere es determinar las operaciones que se van a realizar en la estación 20.

En esta estación se van a montar todo lo ya ensamblado en las subestaciones de habilitación de ejes, a los cuadros de suspensión que ya han sido pintados previamente, la herramienta a ocupar es la misma que la que se utilizó en las subestaciones, por tanto cada operador debe de tener un gabinete equipado con esta herramienta.

El personal requerido en esta estación es por lo menos de cuatro personas (dos para cada cuadro de suspensión), las cuales se van a encargar de realizar las operaciones que aquí se determinen; el tiempo para llevar a cabo toda la secuencia de pasos hasta concluir el proceso en esta estación es aproximadamente de 100 minutos.

Las operaciones que se van a realizar son:

1. Colocar los conjuntos de ejes ya habilitados en la base receptora de eje frontal y trasero para permitir el centrado de los mismos.

2. Montar encima los cuadros de suspensión apoyándolos en las bases que ya se han prediseñado para el correcto ensamble de cada uno de los boggies.
3. Sujetar cada una de las barras de la suspensión delantera a los torques especificados.
 - Barra de torsión 85 Nm.
 - Barra angular 85 Nm.
 - Barra de equilibrio 145 Nm.
4. Sujetar la barra de equilibrio de la suspensión trasera a un torque de 150 Nm.

Al salir de esta estación los boggies se transportan con una grúa de 8 toneladas y se montan sobre unos patines los cuales siguen una pista a lo largo del resto de la línea de proceso. Los diagramas de ensamble de esta estación son B-3 y B-4, respectivamente.

V.2.5. Estación 21 (Arreglo de conexiones y arneses).

En esta estación se instalan el conjunto de arneses que se derivan de los siete controladores con los que cuenta el autobús, así como los que salen de sensores de altura, de frenado sistema ABS, ECR y ASR, así como la conexión de los circuitos neumáticos de la unidad.

El sistema neumático consta de 6 tanques de almacenaje de aire comprimido, un secador de aire, ductos flexibles para la conducción del aire y válvulas de conexión a los diversos sistemas como alimentación a las cámaras de aire, al sistema de frenos, al sistema de la válvula electroneumática para el cambio de velocidades, al sistema de limpieza del sanitario, a la apertura de la puerta de servicio y a la apertura del escalón de cortesía.

Es importante considerar que tanto los arneses como los ductos de aire no deben estar en contacto con filos cortantes, estar separados entre sí como mínimo 20 mm, y en caso de estar cerca de fuentes de calor, separarlos 30 mm como mínimo, no colocarlos cerca de cuerpos con movimiento relativo y nunca unir dos o más pedazos de arnés o ducto siendo que puede ser sustituido por una sola pieza.

Las operaciones en esta estación no las vamos a enumerar, ya que se trata de un diseño aparte del que estamos considerando. El tiempo que toma esta serie de operaciones en cumplirse es de 100 minutos y requerimos de seis personas que cumplan con las actividades que se presentan en esta estación.

V.2.6. Estación 22 (Ensamble completo de los boggies).

Al término de esta estación de trabajo, los boggies deben constar de todo el equipo que hasta ahora hemos descrito más la colocación de las cámaras de aire, los tanques de combustible y la habilitación de la cabina del motor (motor, equipo de refrigeración, equipo de absorción de aire, equipo de transmisión del par del motor y el freno electromagnético).

Esta estación por la serie de operaciones que se tienen que cumplir requiere un tiempo de 200 minutos y una flotilla de 20 operadores, pero en ésta misma estación tenemos tres diferentes procesos, uno que se encarga del ensamble del sistema de suspensión, otro que se encarga del equipo de la cabina del motor y otro más que se encarga del ensamble del sistema de alimentación de combustible. El que nos confiere es el del equipo del sistema de suspensión y a continuación lo trataremos.

El personal requerido para este fin, es de seis personas; el tiempo para habilitar las operaciones requeridas es aproximadamente de 45 minutos, de igual forma, el material que se va a requerir sigue siendo el mismo gabinete de herramientas que antes mencionamos.

Las operaciones a realizar son:

1. Recepción del material del almacén general.
2. Tomar material del stock de la línea.
3. Montaje de las ruedas en los cubos de los ejes.
4. Prueba de inflado de las cámaras de aire.
5. Ensamble de las cámaras de aire, ajustando el torque requerido, recomendado por el proveedor.

El resto de las demás operaciones le confieren a los otros procesos que ya definimos para esta estación. Los dibujos de ensamble se pueden ver en los apéndices B-5, y B-6, respectivamente.

DISEÑO DE UN SISTEMA DE SUSPENSIÓN PARA AUTOBÚS TIPO
FORÁNEO, ARREGLO (4 X 2).

CONCLUSIÓN



CONCLUSIONES.

Durante el desarrollo de este trabajo, hemos venido plasmando aunque sea de una manera implícita las desventajas que hoy aquejan a la mayoría de las construcciones de autobuses. Como ya hemos mencionado en el capítulo tercero, los dos tipos de ensamble que existen para autobuses (tipo integral y tipo carrozado). Nuestra propuesta se deriva de ambos y permite mejorar algunos aspectos, veamos el porque.

- Desde el punto de vista mecánico.

Nuestra construcción por boggies (cuadros de suspensión) nos permite tener una aproximación a la construcción del tipo integral, de forma tal que el movimiento relativo que existe entre la carrocería y los boggies es prácticamente pequeño debido al sistema de sujeción que tienen éstos al cuerpo del autobús.

Por otra parte la masa del sistema de suspensión es pequeña a comparación de la masa total de todo el autobús, mejorándonos significativamente en el control del punto de gravedad de la estructura, es decir, al tener un menor peso en el arreglo del sistema de suspensión, unsprung mass, el comportamiento mecánico del autobús se puede describir como un movimiento único de todo su cuerpo despreciando los movimientos relativos entre la carrocería y el sistema de suspensión.

Aunque nuestro diseño es exclusivamente mecánico, la implementación de un arreglo de cámaras de aire en los puntos de mayor esfuerzo, según hemos visto en el cuarto capítulo, nos mejora las condiciones de agarre en todas las condiciones de camino, gracias al desempeño de las cámaras de aire, las cuales se han proyectado para absorber los efectos de choque entre el camino y la conservación del confort del vehículo, permiten también tener un control sobre la distribución del peso y la conservación de su altura mediante la regulación de la presión de aire de inflado de las cámaras (diseño electroneumático del sistema de amortiguación), haciendo que al virar sobre una curva a alta velocidad el lado que sufra la mayor carga del peso, recupere su altura de tránsito y equilibre la estabilidad del movimiento del autobús. Esto también ayuda al equipo de amortiguadores de mantener siempre las ruedas sobre el camino. Así mismo nuestro diseño se proyectó para tener dos alturas, una altura de tránsito (cámaras de aire con una altura de 12.8 pulgadas y una altura del piso al estribo de 470 mm) y con una

altura de estacionamiento (cámaras de aire con una altura de 11.3 pulgadas y una altura del piso al estribo 415 mm); con el fin de tener un diseño ergonómico durante el ascenso o descenso de pasajeros.

El control electrónico del sistema de suspensión (Sistemas ABS, ASR y ECR), se pueden proyectar colocando sensores en los puntos más críticos de acuerdo al análisis por cargas que hemos realizado, así como en lugares cercanos a las ruedas para permitir la observación del comportamiento de las mismas y poder tener un control sobre éstas; la colocación de arneses y ductos neumáticos pueden plantearse gracias a la geometría de espacios libres de movimientos del sistema y sujetos a los costados de los largueros, siempre bajo la restricción de no estar en contacto de filos cortantes.

- Desde el punto de vista producción en serie.

La facilidad que se presenta para el ensamble de los boggies a la carrocería según se vió en el quinto capítulo, nos permite tomar ventaja sobre el sistema de ensamble que actualmente se ocupa.

Al ensamblarse en chasis la carrocería, el proceso tiene espacios muertos (procesos de retrabajo), ya que independientemente de cuál sea la opción, comprar el chasis a otra empresa y únicamente ensamblarle la carrocería a éste, o bien, que se realice la manufactura del chasis en la misma planta; debido a que el chasis ya ha sido ensamblado con su equipo electrónico, sistema de controladores, antes de realizar cualquier otra operación de ensamble de carrocería, debe deshabilitarse el equipo electrónico, provocando así, operaciones de retrabajo y posibles daños del equipo.

Otra desventaja que se presenta es debida a que tiene que cortarse la estructura del chasis para habilitar la estructura de cajuelas, esta es otra operación de retrabajo para el proceso de ensamble.

Y quizá la más trascendente, el espacio ocupado por el chasis desde la estaciones iniciales, provocando problemas para su traslado a las siguientes estaciones de trabajo.

En cambio para nuestro proceso, el hecho de construir por separado a los boggies y a la carrocería nos permite plantear una reducción significativa en las operaciones de retrabajo que antes mencionamos, ya que el ensamble de los boggies desde la estación 17, hasta la estación 23, únicamente contamos

con los arreglos de los sistemas de suspensión, electrónico, neumático y motriz de la unidad, solo para ser instalados a partir de la estación 24 y en las dos estaciones continuas, al sistema de control que ya se encuentran en la carrocería, sin tener necesidad de deshabilitar a cada uno de los siete controladores con los que cuenta el autobús durante la operación de unión de los boggies a la carrocería, ya que éstos aun no se encuentran conectados.

Ahora veamos si cumple con los requerimientos de un buen diseño:

1. Es un caso práctico.

Es un caso práctico debido a que nada se tuvo que proyectar o inventar para que fuera funcional, todas las partes componentes son comerciales y existe gran diversidad de fabricantes lo cual nos ayuda tener una amplia cobertura de proveedores.

2. Es funcional.

Es bastante funcional porque puede compararse con los mejores sistemas de suspensión creados hoy en día, además de las ventajas que ya hemos explicado anteriormente que nos aporta desde el punto de vista mecánico y desde el enfoque de producción en serie; la carrocería por su parte, presenta una forma aerodinámica que beneficia la estabilidad del vehículo a grandes velocidades, tal y como se explicó en el cuarto capítulo (diseño en condiciones de movimiento), la configuración de los espacios de visión para el operador dan un aspecto ergonómico para el buen control de la unidad y en el habitáculo de pasajeros, benefician para mantener el perfecto descanso durante trayectos largos. Ahora una combinación de ambos diseños resulta una ventaja en la ergonomía para el ascenso y descenso del vehículo, así como una mayor accesibilidad para situaciones de reparación de los elementos de la suspensión.

3. Es estético.

Aunque se trata estrictamente de un sistema mecánico, la geometría de la suspensión, nos inspira un arreglo de fortaleza y perfecta ubicación de todos los componentes. Mientras que para el caso de la carrocería representa un diseño bastante sofisticado que da la apariencia de un entorno armonioso con la naturaleza y la modernidad.

4. Representa un aspecto sociocultural en su desempeño.

Al tener un mayor control sobre el sistema de suspensión, beneficia al status que pueda sentir el pasajero y el operador de la unidad al estar a bordo, para el caso del operador, resulta bastante complaciente el hecho de poder controlar el desempeño del vehículo sin un mayor esfuerzo, brindándole así la confianza para la conducción de la unidad; a su vez los pasajeros, sienten un trayecto bastante confortable, haciendo que los trayectos largos les sean placenteros.

DISEÑO DE UN SISTEMA DE SUSPENSIÓN PARA AUTOBÚS TIPO
FORÁNEO, ARREGLO (4 X 2).

APÉNDICES



DISEÑO DE UN SISTEMA DE SUSPENSIÓN PARA AUTOBÚS TIPO
FORÁNEO, ARREGLO (4 X 2).

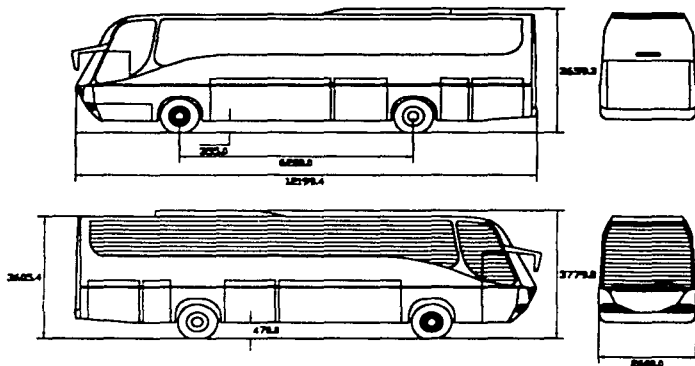
DIBUJOS DE PARTES



NUMERO DE PARTES CROSS-REFERENCE

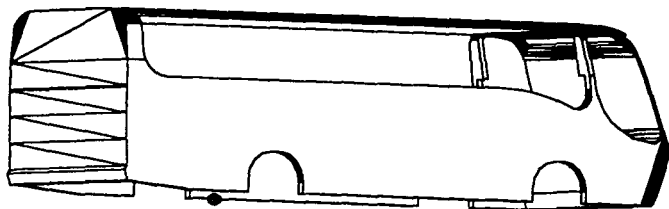
CODIGO	DESCRIPCION	PZ	C. PADRE	C. PROV.	MARCA
ART 500 CX3	Complete Bus/ Autobus completo	1	ART 500 CX3		
500 CX1	Front Boggie / Boggie Delantero	1	JART 500 CX1		
500 CX2	Rear Boggie / Boggie Trasero	1	KART 500 CX2		
500 CX	Complete Body / Carroceria Completa	1	DART 500 CX	DART 500 CX	
420	Airde / Cámara de aire	6	JART KART	W01-358-9010	Firestone
03R	Side front member nght / Larguero derecho delantero	1	JART 500 CX1		
060 03L	Side front member left / Larguero izquierdo delantero	1	JART 500 CX1		
080 82R	Side rear member nght / Larguero derecho trasero	1	KART 500 CX2		
080 82L	Side rear member left / Larguero izquierdo trasero	1	KART 500 CX2		
SLHD 300 210	Front Axle / Eje de direccion	1	JART 500 CX1		Dirona
SLHT 300 210	Rear Axle / Eje de transmision	1	KART 500 CX2		Dirona
JS20 200 530	Front shock absorber / Amortiguador delantero	4	JART 500 CX1	81108077	Monroe
KS20 200 530	Drive shock absorber / Amortiguador trasero	4	KART 500 CX2	81102517	Monroe
KH99 120 540	Equalizing beam Assy LH / Brazo de equilibrio trasero LH	2	KART 500 CX2		
KH60 120 240	Equalizing beam rear / Barra de equilibrio trasera	1	KART 500 CX2		Lenförder
KH60 130 310	Torsion beam / Barra de torsión	2	KART 500 CX2		Lenförder
KH60 140 420	Reaction beam / Barra de reacción	2	KART 500 CX2		Lenförder
JH60 120 240	Equalizing beam front / Barra de equilibrio delantera	1	JART 500 CX1		Lenförder
JH60 130 310	Torsion beam / Barra de torsión	2	JART 500 CX1		Lenförder
JH60 140 420	Reaction angular beam / Barra de reacción angular	1	JART 500 CX1	080 360 061 800	Lenförder
JR99 103 45R	Upper suport nght airde / Soporte superior derecho c.a	1	JART 500 CX1		
JH99 110 50R	Front beam support nght / Soporte de barras frontal derecho	1	JART 500 CX1		
JHRS 120 42L	Main support Left / Soporte de barras, amortiguadores y c. a	1	JART 500 CX1		
JH99 120 500	Medium Support / Soporte central	1	JART 500 CX1		
KH29 932 8H2	Beam equalizing support / Soporte del brazo de equilibrio	2	KART 500 CX2		
H99 800 401	Beam equalizing support / Soporte de barras de equilibrio	4	JART KART		
PR99 103 45R	Upper suport nght airde / Soporte superior derecho c.a	2	KART 500 CX2		
900 19 985	Rubber Pad / Asiento de hule	2	KART 500 CX2		
900 19 986	Rubber Pad / Asiento de hule	2	KART 500 CX2		
E29 34 451	Tires / Llantas 295/85R22 5	6	JART KART	XZA1 (EUR)	Michellin
P500 403 020	Rin 22 5x8 25-15"DC	6	JART KART	983620	Alcoa
2999 356 830	23 x 6 1/2" 16 unc Hex AG-8 (SPBTJ)				
2999 345 920	23 x 3 1/4" 16 unc Hex AG-8 (SPBEJ)				
2999 899 853	23 x 90 16 unc Hex AG-8 (SFBTAJ)				
2999 954 320	19 05 x 1 5" 16 unc Hex AG-8 (SBE)	24	JART KART		
2999 351 145	19 05 x 2 1/4" 16 unc Hex AG-8 (SBAJ)	4	JART 500 CX1		

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN



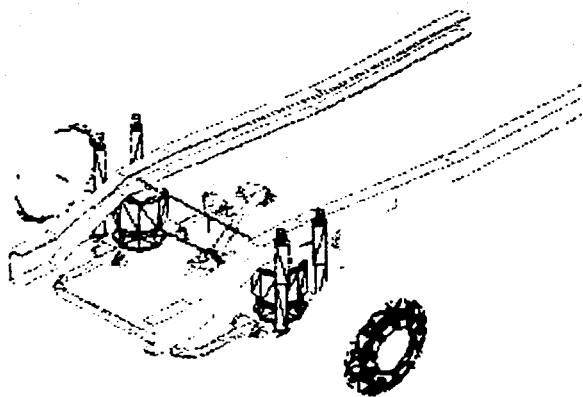
**TESIS CON
FALLA DE ORIGEN**

TOLERANCIAS NO INDICADAS	METRICO C ▽	GRAFICAS EN COMP	AUTOBUS PROTOTIPO GOLDENBUS
mm. Lim sup e inf	DIM EN MM	EQUIPO DE SUSPENSION	
x 1.5	R CV	Complete Bus	
x 1.08	PROTOTIPO	Jun-02	escala mm:
x 1.00*	MATERIAL	PLANO C	DIBUJO
anquias 1	COMP TERM	REVA	DART 500 CX



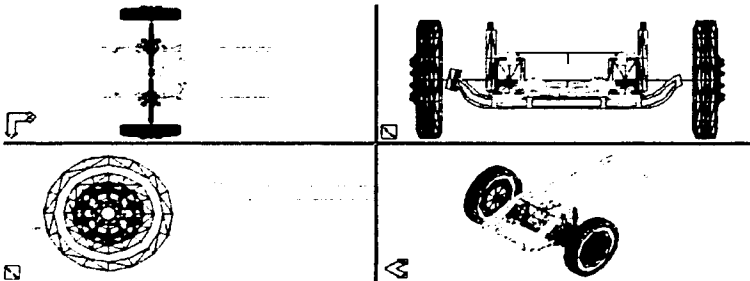
**TESIS CON
FALLA DE ORIGEN**

TOLERANCIAS NO INDICADAS	METRICO ○ ▽	GRAFICAS EN COMP	AUTOBUS PROTOTIPO GOLDENBUS	
mm. Lim sup e inf	DIM EN MM	EQUIPO DE SUSPENSION		
x. 1.5	R CV	Complete Body		
x. 0.8	PROTOTIPO	Jun-02		acot mm
x. 0.01 angulares	MATERIAL COMP TERM.	PLANO C REV A	DIBUJO DART 500 CX	A-1



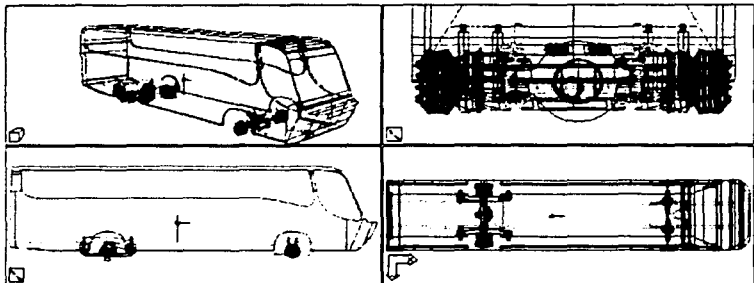
**TESIS CON
FALLA DE ORIGEN**

TOLERANCIAS NO INDICADAS	METRICO ○ ▽	GRAFICAS EN COMP	AUTOBUS PROTOTIPO GOLDENBUS	
mm Lim sup e inf	DIM ET. MM	EQUIPO DE SUSPENSION:		
0.005	RCV	Front Frame		
0.00100	PROTOTIPO	Jun-02		acot mm
0.00100	MATERIAL	FLANG C	DIBUJO	A-1a
angulares	COMP TERM	REV A	JART 500 CX1	AB



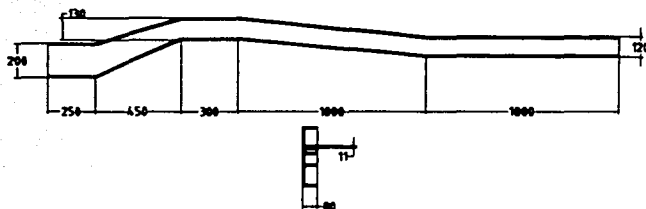
TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

TOLERANCIAS NO INDICADAS	METRICO ○ ▽	GRAFICAS EN COMP	AUTOBUS PROTOTIPO GOLDENBUS	
mm. Lim sup e inf	DIM. EN MM	EQUIPO DE SUSPENSION		
x 1.5	R C V	Front Frame		
x 0.2	PROTOTIPO	Jun-02		acol mm
x 0.01 angulares	MATERIAL	PLANO C	DIBUJO	A-18
	COMP TERM	REVA	JART 502 CX1	BB

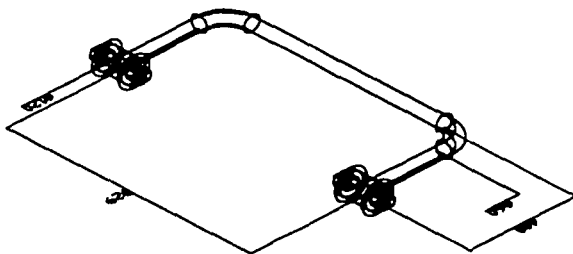


TOLERANCIAS NO INDICADAS	METRICO ○ ▽	GRAFICAS EN COMP	AUTOBUS PROTOTIPO GOLDENBUS	
mm. Lim sup e inf	DIM EN MM.	EQUIPO DE SUSPENSION		
xxx 1.5	R CV	Complete Bus		
xxx 0.5	PROTOTIPO	Jun-02		acot mm.
xxx 0.01	MATERIAL	PLANO C	DIBUJO	A-2
angulares	COMP TERM.	REV A	ART 500 CX3	AB

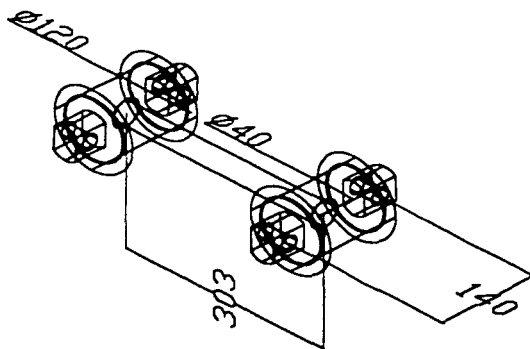
TOLERANCIAS NO INDICADAS	METRICO ○ ▽	GRAFICAS EN COMP	AUTOBUS PROTOTIPO GOLDENBUS	
mm Lim sup e inf	DIM ET. MM	EQUIPO DE SUSPENSION		
xxx 1.5	REV	Complete Bus		
xxx 0.8	PROTOTIPO	Jun-02		acol mm
xxx 0.01	MATERIAL	PLANC	DIBUJO	A-2
anquates *	COMP TERM	REV 4	ART 500 CX3	BB



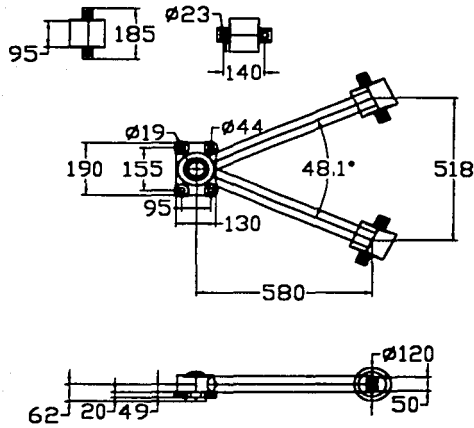
TOLERANCIAS NO INDICADAS	METRICO ○ ▽	GRAFICAS EN COMP	AUTOBUS PROTOTIPO GOLDENBUS
mm: Lim sup e inf 1:3:1:5	EN MM R C V	EQUIPO DE SUSPENSION: Side front member right	
AA 08	PROTOTIPO	Jun-02	acot mm
000,001 angulares *	MATERIAL COMP TERM	PLANO C REV. A	DIBUJO J90C 060 03R A-1C



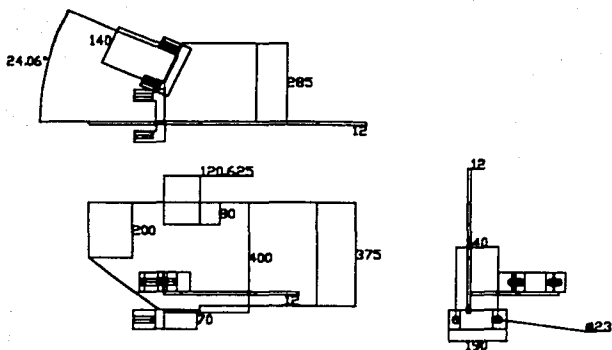
TOLERANCIAS NO INDICADAS	METRICO ○ ▽	GRAFICAS EN COMP	AUTOBUS PROTOTIPO GOLDENBUS
mm Lim sup e inf	DIM EN MM	EQUIPO DE SUSPENSION	
xx 0.5	RCV	Equalizing beam front	
xx 0.8	PROTOTIPO	Jun-02	acot mm
xx 0.01	MATERIAL	PLANO C	DIBUJO
xx 0.05	COMP TERM	REVA	JH60 120 240
			A-1c



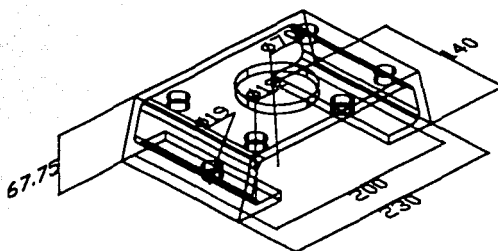
TOLERANCIAS INDICADAS	METRICO ○ ▽	GRAFICAS EN COMP	AUTOBUS PROTOTIPO GOLDENBUS	
mm Lim sup e inf	DIM EN MM	EQUIPO DE SUSPENSION		
xx 1 E	R.C.V.	Torsion Beam		
xx 0 E	PROTOTIPO	Jun-02		acot mm
xx 0 C1	MATERIAL	PLANO C	DIBUJO	A-1d
angulares *	COMP TERM	REV A	JH60 130 310	



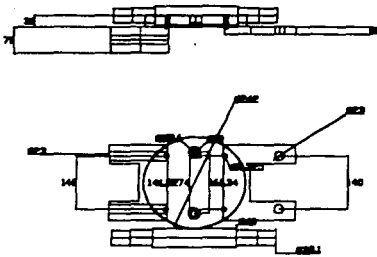
TOLERANCIAS NO INDICADAS	METRICO ○ ▽	GRAFICAS EN COMP	AUTOBUS PROTOTIPO GOLDENBUS	
mm. Lim. sup e inf	DIM. EN MM.	EQUIPO DE SUSPENSION		
PROYECTO	RCV	Reacion angular beam		
REVISOR	PROTOTIPO	Jun-02	esc. mm.	
APROBADO	MATERIAL	PLANO C	DIBUJO	A-1e
COMPROBADO	COMP. TERM.	REV A	JH60 140 420	



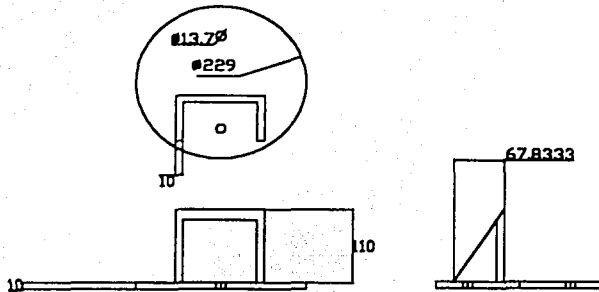
TOLERANCIAS NO INDICADAS	METRICO ○ ▽	GRAFICAS EN COMP	AUTOBUS PROTOTIPO GOLDENBUS	
mm Lim sup e inf	DiM EN MM	EQUIPO DE SUSPENSION		
(x) 1.5	RCV	Front beam support right		
(xx) 0.8	PROTOTIPO	Jun-02		acet mm
(xxx) 0.01	MATERIAL	PLANO C	DIBUJO	A-11
angulares :	COMP TERM	REVA	J-99 110 50R	



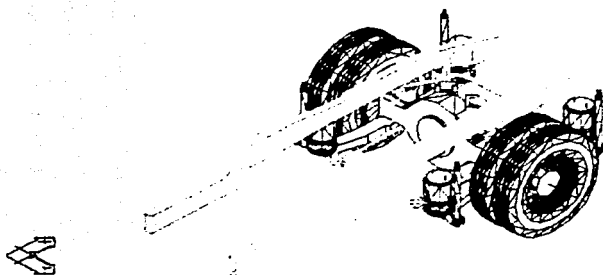
TOLERANCIAS NO INDICADAS	METRICO ○ ▽	GRAFICAS EN COMP	AUTOBUS PROTOTIPO GOLDENBUS	
mm Lim sup e inf	DIM EN MM	EQUIPO DE SUSPENSION		
PLANO C	R C V	Medium Support		
PROTOTIPO		Jun-02	acol mm	
MATERIAL	PLANO C	DIBUJO	A-1g	
COMP TERM	REVA	JH95 120 500		



TOLERANCIAS NO INDICADAS	METRICO ○ ▽	GRAFICAS EN COMP	AUTOBUS PROTOTIPO GOLDENBUS
mm. Lim sup e inf	CM EN MM	EQUIPO DE SUSPENSION	
> 1.5	R/CV	Main support left	
>> 0.5	PROTOTIPO	Jun-02	acot mm.
>>> 0.01	MATERIAL	PLANO C	DIBUJO
en 208657	COMP TERM	REV A	JHRS 120 42L
			A-1h

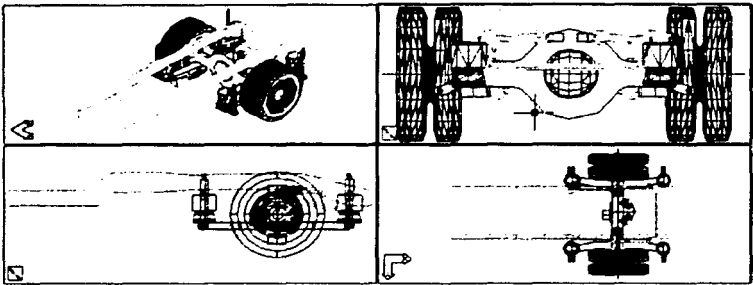


TOLERANCIAS NO INDICADAS	METRICO ○ ▽	GRAFICAS EN COMP	AUTOBUS PROTOTIPO GOLDBUS	
mm. Dim sup e inf	DIM. EN MM.		EQUIPO DE SUSPENSION	
1:1	R C V		Upper support right axle	
1:1	PROTOTIPO	Jun-02		acot. mm
1:1	MATERIAL	FLANCO	DIBUJO	A-1
1:1	COMP. TERM.	REVA	JR99 103 45R	



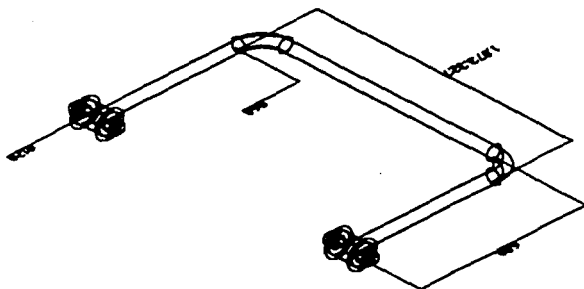
TESIS CON FALLA DE ORIGEN

TOLERANCIAS NO INDICADAS	METRICO ○ ▽	GRAFICAS EN COMP.	AUTOBUS PROTOTIPO GOLDENBUS	
mm. Lim sup e inf	DIM EN MM.	EQUIPO DE SUSPENSION:		
x. 15	RCV	Rear Frame		
x. 03	PROTOTIPO	Jun-02		acot mm
x. 001 angulares	MATERIAL COMP TERM	PLANO C REVA	DIBUJO KART 500 CX2	A-2a AB



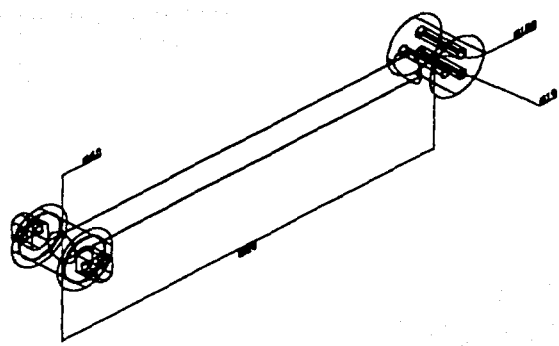
TESIS CON FALLA DE ORIGEN

TOLERANCIAS NO INDICADAS	METRICO ○ ▽	GRAFICAS EN COMP	AUTOBUS PROTOTIPO GOLDENBUS	
mm Lim sup e inf	DIM EN MM	EQUIPO DE SUSPENSION		
(x) 1.5	R C V	Rear Frame		
(xx) 0.8	PROTOTIPO	Jun-02		accol mm
(xxx) 0.01	MATERIAL	PLANO C	DIBUJO	A-2a
angulares 1'	COMP TERM	REV A	KART 500 CX2	BB




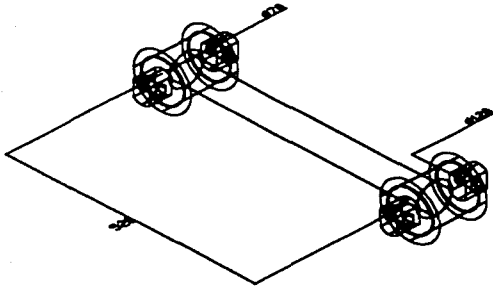
**TESIS CON
FALLA DE ORIGEN**

TOLERANCIAS NO INDICADAS	METRICO C V	GRAFICAS EN COMP	AUTOBUS PROTOTIPO GOLDENBUS
mm Lim sup e inf	DIM EN MM	EQUIPO DE SUSPENSION	
x 1.5	R O V	Equalizing beam support	
x x 1.05	PROTOTIPO	Jun-02	acot mm
x x 1.001	MATERIAL	PLANO C	DIBUJO
angulares °	COMP TERM	REVA	KH60 120 240
			A-26

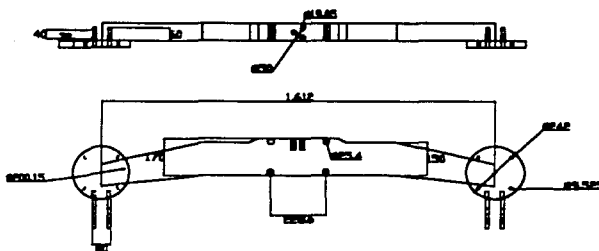


TESIS CON FALLA DE ORIGEN

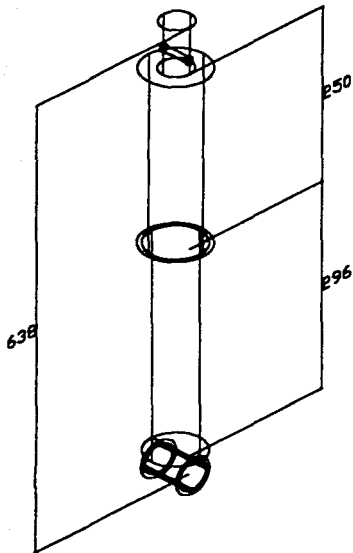
TOLERANCIAS NO INDICADAS mm. Lim sup e inf x 1.5 x 0.05 x 0.01 engrates	METRICO  D.M. EN MM. REV PROTOTIPO COMP. TERM.	GRAFICAS EN COMP. EQUIPO DE SUSPENSION Torsion beam Jun-02 PLANO C REV A	AUTOBUS PROTOTIPO GOLDENBUS DIBUJO KH60 130.310 acol mm. A-2c
---	--	--	--



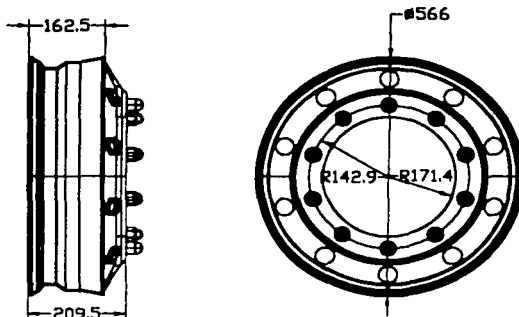
TOLERANCIAS NO INDICADAS	METRICO ○ ▽	GRAFICAS EN COMP	AUTOBUS PROTOTIPO GOLDENBUS	
mm. LIM sup e inf	DIM EN MM.	EQUIPO DE	SUSPENSION	
1:1	R/C V		Reaction beam	
1:1	PROTOTIPO	Jun-02		acot mm
1:1	MATERIAL	PLANO C	DIBUJO	A-2d
angulares	COMP TERM	REV A	KH60 140 420	



TOLERANCIAS NO INDICADAS	METRICO C ∇	GRAFICAS EN COMP	AUTOBUS PROTOTIPO GO: DENBUS	
mm: Lim sup e inf	DIM EN MM	EQUIPO DE SUSPENSION	Equalizing beam Assy LH	
.x: 1 E	R C V	PROTOTIPO	Jun-02	scal mm
.xx: 0.8	MATERIAL	PLANO C	DIBUJO	A:2e
.xxx: 0.04 angulares	COMF TERM	REV A	KH99 120 540	



TOLERANCIAS NO INDICADAS	METRICO ○ ▽	GRAFICAS EN COMP	AUTOBUS PROTOTIPO GOLDENBUS	
mm Lim sup e inf	DIM EN MM	EQUIPO DE SUSPENSION		
> .15	R O V	Front Shock absorber		
>> .05	PROTOTIPO	Jun-02		acet mm
>>> .00*	MATERIAL	PLANO C	DIBUJO	A-3
angulares :	COMP TERM	REV A	JS20 200 530	

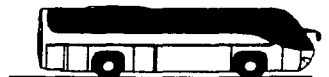


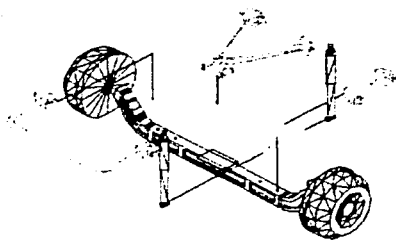
**TESIS CON
FALLA DE ORIGEN**

TOLERANCIAS NO INDICADAS	METRICOS ○ ▽	GRAFICAS EN COMP	AUTOBUS PROTOTIPO GOLDENBUS
mm. Lim sup e inf	DxM E'xMM	EQUIPO DE SUSPENSION	
x/ 1.5	RCV	Rin 22.5 x 8 25-15" DC	
x/ 0.8	PROTOTIPO	Jun-02	acot mm
x/ 0.01	MATERIAL	PLANO C	DIBUJO
angulos 1°	COMPTERM	REV A	P500 403 020
			A-3

DISEÑO DE UN SISTEMA DE SUSPENSIÓN PARA AUTOBÚS TIPO
FORÁNEO, ARREGLO (4 X 2).

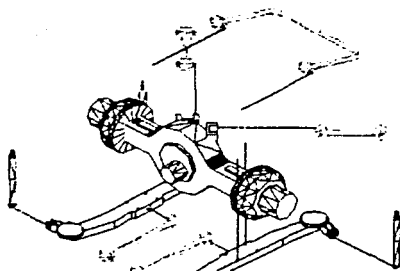
DIBUJOS DE ENSAMBLE



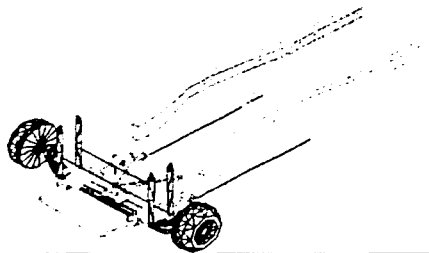


TESIS CON FALLA DE ORIGEN

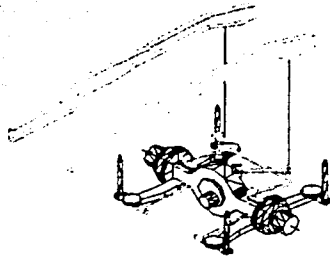
TOLERANCIAS NO INDICADAS	METRICO ○ ▽	GRAFICAS EN COMP	AUTOBUS PROTOTIPO GOLDENBUS
mm. Lit. su de m	EM EN MM	EQUIPO DE SUSPENSION DELANTERA	
xx 05	R CV	Dibujo de ensamble estacion 19(t)	
xx 001	PROTOTIPO	Jun-02	acot mm
anquates	MATERIAL	PLANO C	DIBUJO B-1
	COMP TERY	REV A	JART 500 CX1



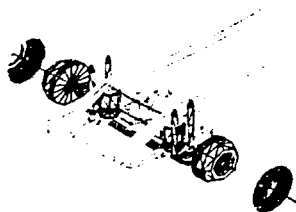
TOLERANCIAS NO INDICADAS	METRICO ○ ▽	GRAFICAS EN COMP	AUTOBUS PROTOTIPO GOLDENBUS
mm: lim sup e inf	DIM EN MM	RCV	EQUIPO DE SUSPENSION TRASERA
x: ± 5			Dibujo de ensamble estacion 19.b.
xx: 0.5	PROTOTIPO	Jun-02	acot mm
xxx: 0.01	MATERIAL	PLANO C	DIBUJO
angulares *	COMF TERM	REV A	KART 500 CX2
			B-2



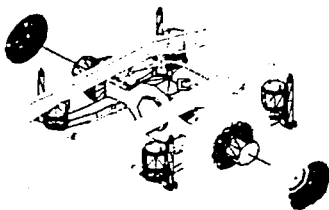
TOLERANCIAS NO INDICADAS	METRICO ○ ▽	GRAFICAS EN COMP	AUTOBUS PROTOTIPO GOLDENBUS	
mm Lim sup e inf	DIM EN MM	EQUIPO DE SUSPENSION DELANTERA		
>> 1.5	RCV	Dibujo de ensamble estacion 20		
>> 0.5	PROTOTIPO	Jun-02		acot mm
>> 0.01	MATERIAL	PLANO C	DIBUJO	B-3
Regulares	COMP TERM	REVA	JART 500 CX1	



TOLERANCIAS NO INDICADAS	METRICO ○▽	GRAFICAS EN COMP	AUTOBUS PROTOTIPO GO: DENBUS
mm: Lim sup e inf	DIM EN MM	EQUIPO DE SUSPENSION TRASERA	
... ± 0.5	RCV	Dibujo de ensamble estacion 20	
... ± 0.05	PROTOTIPO	Jun-02	acot mm
... ± 0.01	MATERIAL	PLANO C	DIBUJO
angulares °	COMP TERM	REV A	KART 500 CX2
			B-4



TOLERANCIAS NO INDICADAS	METRICO ○ ▽	GRAFICAS EN COMP	AUTOBUS PROTOTIPO GOLDENBUS	
mm. Lim sup e inf	DIM. EN MM	EQUIPO DE SUSPENSION DELANTERA		
1.5	R.C.V.	Dibujo de ensamble estacion 22		
PROTOTIPO	Jun-02			acot mm
MATERIAL	PLANO C	DIBUJO	B-5	
COMP. TERM	REVA	JART 500 CX1		



TESIS CON FALLA DE ORIGEN

TOLERANCIAS NO INDICADAS	METRICO ○ ▽	GRAFICAS EN COMP	AUTOBUS PROTOTIPO GOLDENBUS
mm Lim sup e inf	DIM EN MM	RCV	EQUIPO DE SUSPENSION TRASERA
1 x 1.5	PROTOTIPO	Dibujo de ensamble estacion 22	
1 x 1.001	MATERIAL	Jun-02	acot mm
enguares 1	COMP TERM	FLANOC	B-6
		REVA	KART 500 CX2

DISEÑO DE UN SISTEMA DE SUSPENSIÓN PARA AUTOBÚS TIPO
FORÁNEO, ARREGLO (4 X 2)

EXTRACTO DE LA NORMA ANTIVUELCO



NORMA ECE R66

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

¿Qué es lo que determina la norma?

Los principales requerimientos de la norma ECE R66, determinan que el habitáculo de los pasajeros debe diseñarse dentro de una zona de seguridad, esta zona debe conservarse intacta después de haberse volcado la estructura desde una altura de 0.8 m, y se encuentra limitada dentro de los siguientes parámetros: a una distancia de 75 cm entre la cabecera del asiento y el interior del techo, y a 40 cm entre el costado del asiento y el costado de la estructura.

La carrocería debe soportar un impacto lateral de un auto que viaje a 60 km./h, recorriendo la sujeción de los asientos apenas 5 mm.

Técnicas de pruebas para la certificación de una carrocería.

Las principales marcas de autobuses en conjunto con algunas universidades, estudian este caso sometiendo al vehículo a una prueba de vuelco desde una altura de 0.8 m, con el fin de obtener resultados que satisfagan la norma.

El "R66 bus rollover rig" consiste básicamente de una plataforma giratoria que tiene una altura de 80 cm, y que es capaz de cargar vehículos hasta con 8 m de distancia entre ejes y diseñada para soportar pesos mayores a las 15 toneladas.

La plataforma gira a esta altura posicionando al vehículo a una inclinación paulatinamente hasta que el centro de gravedad del vehículo se encuentre fuera de balance de la posición de giro y provoque que el vehículo sufra una caída lateral



DISEÑO DE UN SISTEMA DE SUSPENSIÓN PARA AUTOBÚS TIPO
FORÁNEO, ARREGLO (4 X 2).

BIBLIOGRAFÍA



BIBLIOGRAFÍA.

- Al-Holou Niazar, Sliding Mode-based Fuzzy Logic Controller for Vehicle
Jonathan Weaver, Suspension System, Abstract.
Tarek Lahhiri and
Dae Sung Joo
- ANPACT 2001 Anuario de Vehículos de Autotransporte,
Asociación Nacional de Productores de Autobuses,
Camiones y Tractocamiones A.C.
- Apple James M. Plant Layout and Material Handling, Third edition, Wiley.
- Askeland Donald R. La Ciencia e Ingeniería de los Materiales, Grupo Editorial
Iberoamérica.
- Beer Ferdinand P. Mecánica Vectorial para Ingenieros, Quinta edición, Mc.
And E. Russell Graw Hill.
Johnston, Jr.
- Et.al. Steering, Suspension and Tyres, First edition, Iliffe Books
Ltd, England.
- Gerdes J. Safety Performance and Robustness of Heavy Vehicle
Christian AVCS, Stanford University.
- Guia Alessandro, Active Axletree Suspension for Road Vehicles with Gain-
Carla Seatzu, Switching, Abstract.
Giampolo Usai
- Harris Cyril M. Shock Vibration Handbook, Third edition.
- Kurt Gieck Manual de Fórmulas Técnicas, 19ª edición, Alfaomega.
- Pytel Andrew and Resistencia de Materiales, Introducción a la Mecánica de
Ferdinand L. Sólidos, Cuarta edición, Harla.
Singer
- Roca R. Vibraciones Mecánicas, ed. Limusa, 1ª edición.

- SAE International Surface Vehicle Information Report, SAE J511, SAE J1123.
- Schulz Erich J. Equipo Diesel I, Continental S.A. de C.V.
- Sharp James, Virtual Prototyping of Transit Bus to Predict Service Life,
Erick Pesheck, 2000 International ADAMS User Conference.
David Nelson,
Steave McLellan,
Glen Ashdown.
- Shigley & Standar Handbook of Machine Design, Mc. Graw Hill.
Mischke
- Spencer Cecil Dibujo Técnico Básico, CECSA.
Henry and John
Thomas Dygdon
- Weaver W., JR, Vibration Problems in Engineering, Fifth edition, Wiley.
S.P. Timoshenko,
D.H. Young

- Algunas direcciones de Internet.

1. www.southwestwheel.com
2. www.alcoa-wheels.com
3. www.microbus.com.ar
4. www.gabriel.com
5. www.jna.com.mx
6. www.fepad.com
7. www.monroe.com
8. www.michelin.com
9. www.editec.es