



**Universidad del Azuay**

**Facultad de Ciencia y Tecnología**

**Escuela de Ingeniería Mecánica Automotriz**

*Análisis estructural del Bus Tipo y  
determinación de sus curvas de cubrimiento*

**Trabajo de graduación previo a la obtención del Título de  
Ingeniero Mecánico Automotriz**

**Autores:**

**Daniel Cordero Moreno  
Cristóbal Morejón Manchado**

**Director: Ing. Hernán Viteri Cerda**

**Cuenca, Ecuador  
2007**

Esta monografía sirve de complemento al curso de graduación realizado en la FACULTAD DE INGENIERÍA DE LA UNIVERSIDAD DE BUENOS AIRES – Argentina, por los egresados de INGENIERIA MECANICA AUTOMOTRIZ DE LA UNIVERSIDAD DEL AZUAY.

## **DEDICATORIA**

A mis Padres y Hermanos, a mis Profesores, a mis amigos y familia, a Cristóbal y a Dios Gracias por todo.

*Daniel*

A todas esas personas que a lo largo de todos estos años me han dado su apoyo incondicional, Hermanos, Amigos, Profesores, a Daniel, al Suco y en especial a mis padres quienes con sus enseñanzas han sido el pilar fundamental para culminar esta etapa de mi vida.

*Cristóbal*

## **AGRADECIMIENTO**

A los profesores que a lo largo de nuestra formación nos acompañaron en el aprendizaje; a nuestro Director de este trabajo, el Ingeniero Hernán Viteri; al Director de la Escuela de Ingeniería Mecánica Automotriz, el Ingeniero Fernando Guerrero; al Subdecano y Decana de la Facultad de Ciencia y Tecnología, Ingeniero Juan Carlos Malo y Master Miriam Briones, a todos ellos Gracias por estos años de compartir tantas experiencias.

A nuestras queridas familias, Gracias por su paciencia, cariño y apoyo.

A nuestros amigos y amigas, Gracias por su compañía.

Un agradecimiento especial al Ingeniero Paúl Contreras; a los Señores Segundo y Alex Pulgarín de Carrocerías INMAY, sin quienes no habríamos podido desarrollar este trabajo.

## Índice de Contenidos

Dedicatoria.....	iii
Agradecimientos.....	iv
Índice de Contenidos.....	v
Índice de Ilustraciones y Cuadros.....	vii
Índice de Anexos.....	ix
Resumen.....	x
Abstract.....	xi

### **Capítulo 1: Revisión del diseño de la carrocería y del chasis.....1**

#### Introducción

- 1.1 Revisión del diseño de la carrocería del fabricante INMAY
- 1.2 Características del chasis Mercedes Benz
- 1.3 Análisis de las cargas que actúan sobre el chasis
  - 1.3.1 Cálculo de la resistencia al viento por la aerodinámica del vehículo
- 1.4. Conclusiones

### **Capítulo 2: Análisis por el método de Elementos Finitos del Bus en Conjunto.....9**

#### Introducción

- 2.1 Desarrollo del Análisis
  - 2.1.1 El Método de Elementos Finitos
  - 2.1.2 La creación del modelo
- 2.2 Obtención de las fuerzas y esfuerzos que actúan en la estructura
  - 2.2.1 Nomenclatura que se utiliza en el programa SAP 2000
- 2.3 Descripción del método de cálculo utilizado por el programa SAP 2000 para el análisis de la estructura
  - 2.3.1 Cálculo de la Deformación Máxima admisible por flexión
- 2.4 Conclusiones

**Capítulo 3: Análisis del comportamiento del Bus en conjunto.....24**

Introducción	
3.1 Determinación del Centro de Masa	
3.2 Determinación del Momento de Inercia	
3.3 Resistencia al avance	
3.3.1 Resistencia a la rodadura	
3.3.2 Resistencia por pendiente	
3.3.3 Resistencia por la aerodinámica del vehículo	
3.3.4 Cálculo de la velocidad máxima del Bus	
3.4 Potencia al avance	
3.5 Análisis de la Caja de Cambios	
3.5.1 Diagrama del diente de sierra	
3.5.2 Cubrimiento en las distintas velocidades	
3.5.3 Gráfico de las curvas de cubrimiento	
3.6 Conclusiones	
Conclusiones y Recomendaciones.....	37
Bibliografía.....	39
Anexos.....	41

## Índice de Ilustraciones y Cuadros

- Tabla 1.1: Características del Chasis Mercedes Benz OF-1721.
- Tabla 1.2: Fuerza del Viento en función de la velocidad de circulación del bus.
- Tabla 2.1: Fuerza Axial (Combinación 1).
- Tabla 2.2: Esfuerzo Cortante  $V_2$  (Combinación 1).
- Tabla 2.3: Esfuerzo Cortante  $V_3$  (Combinación 1).
- Tabla 2.4: Esfuerzo a la Torsión (Combinación 1).
- Tabla 2.5: Momento en Y (Combinación 1).
- Tabla 2.6: Momento en X (Combinación 1).
- Tabla 2.7: Fuerza Axial (Combinación 2).
- Tabla 2.8: Esfuerzo Cortante  $V_2$  (Combinación 2).
- Tabla 2.9: Esfuerzo Cortante  $V_3$  (Combinación 2).
- Tabla 2.10: Esfuerzo a la Torsión (Combinación 2).
- Tabla 2.11: Momento en Y (Combinación 2).
- Tabla 2.12: Momento en X (Combinación 2).
- Tabla 2.13: Fuerza Axial (Combinación 3).
- Tabla 2.14: Esfuerzo Cortante  $V_2$  (Combinación 3).
- Tabla 2.15: Esfuerzo Cortante  $V_3$  (Combinación 3).
- Tabla 2.16: Esfuerzo a la Torsión (Combinación 3).
- Tabla 2.17: Momento en Y (Combinación 3).
- Tabla 2.18: Momento en X (Combinación 3).
- Tabla 2.19: Fuerza Axial (Combinación 4).
- Tabla 2.20: Esfuerzo Cortante  $V_2$  (Combinación 4).
- Tabla 2.21: Esfuerzo Cortante  $V_3$  (Combinación 4).
- Tabla 2.22: Esfuerzo a la Torsión (Combinación 4).
- Tabla 2.23: Momento en Y (Combinación 4).
- Tabla 2.24: Momento en X (Combinación 4).
- Tabla 3.1 Distancias al centro de masa.
- Tabla 3.2 Equivalencia de la pendientes en radianes.
- Tabla 3.3 Valores de velocidad utilizados para los cálculos.
- Tabla 3.4 Datos de Resistencia al avance del Bus Tipo.
- Tabla 3.5 Datos para la curva de Potencia al avance.

Tabla 3.6 Datos de las relaciones de transmisión y rendimiento mecánico de cada marcha.

Tabla 3.7 Cuadro de las fuerzas de tracción que se producen en el neumático en las distintas relaciones de la caja de cambios según la velocidad del motor.

Tabla 3.8 Velocidades del neumático según la velocidad del motor y la relación de la caja de cambios.

Grafico 1.1 Curva de desempeño del motor DC OM- 366 LA.

Grafico 3.1 Curvas de Resistencia al Avance.

Grafico 3.2 Curva de potencia al Avance con una Pendiente del 0%.

Gráfico 3.3 Diagrama Teórico Diente de Sierra.

Gráfico 3.4 Diagrama Real Diente de Sierra.

Grafico 3.5 Gráfico de las curvas de Cubrimiento.

Figura 1.1 Dimensiones del Chasis OF –1721.

Figura 2.1 Modelo del Bus Tipo.

Figura 2.2 Cargas en el bastidor.

Figura 2.3 Revisión del diseño de la estructura del Bus Tipo con el SAP 2000.

Figura 2.4. Información de la revisión de los esfuerzos.

Figura 3.1 Diseño de la carrocería.



## **Índice de Anexos**

Anexo 1. Influencia de la parte delantera de un autocar sobre Cx.

Anexo 2. Coeficiente de resistencia a la rodadura ( $f_r$ ) de los neumáticos.

Anexo 3. Promedio de rendimiento mecánico.

Anexo 4. Condiciones normalizadas de cálculo de motores.

Anexo 5. Rendimiento de un motor en la altura.

## Resumen

Este trabajo busca complementar los estudios que se realizan en los Buses Tipo, utilizados para el Transporte Urbano en la ciudad de Cuenca.

Por un lado se realiza el análisis de la estructura del bus, en donde se utilizan Elementos Finitos para verificar las fuerzas axiales, fuerzas cortantes, momentos máximos y dimensiones que soporta la estructura.

Por otra parte se hace un análisis del cubrimiento del vehículo, es decir, se realiza una comparación de las fuerzas que se producen en la rueda (desde el motor) versus las fuerzas que el bus tiene que vencer (resistencia total al avance).

## **Abstract**

The aim of present work is to contribute to some researchs related to the function of urban busses in Cuenca.

The first part of this work covers the outside structure. By means of finite elements, the axial and cut forces as well as the maximum moment tolerated by the structure were calculated. The structure includes seats, windows, floor, walls, and is linked to the engine frame, transmission and fuel tank.

In the second part, a critical condition functioning has been simulated. The behavior of the vehicle with full capacity, maximum speed and lateral force condition were analyzed comparing the forces produced on the wheel versus the total resistant forces.

Cordero Moreno Daniel Guillermo  
Morejón Machado Cristóbal  
Trabajo de Graduación  
Ing. Hernán Viteri Cerda  
Mayo del 2007

## ***Análisis estructural del Bus Tipo y determinación de sus curvas de cubrimiento***

### **Introducción**

La Organización Mundial de la Salud (OMS) señala, mediante un estudio, que en el 2004 el 54% de accidentes de tránsito son ocasionados por el transporte público.

Según el Departamento de Estadística de la Dirección Nacional de Tránsito, (no incluye a la provincia del Guayas) en el año 2005 se produjeron en nuestro país un total de 11.629 accidentes de tránsito, en donde, **fallecieron 1.145 ecuatorianos**. Estos accidentes son producidos por varios motivos: alta velocidad, maniobras de viraje no permitidas, impericia de los conductores, desatención en la circulación, sueño, conductores en estado etílico, entre otras.

Para los ocupantes de estos vehículos involucrados las consecuencias son variadas: algunos salen ilesos, otros si no fallecen, resultan con graves heridas o con alguna discapacidad que no solo les afecta a ellos, sino a toda su familia.

En 1.996 se aprobó la Ley de Tránsito y Transporte Terrestre vigente actualmente, en donde se incluyen las normas de seguridad establecidas por el Instituto Ecuatoriano de Normalización (INEN) para la circulación de buses urbanos, escolares, interparroquiales e interprovinciales.

Es evidente que no todos los buses cumplen con esta normativa ya que cuando se produce un accidente se pueden observar que las ventanas quedan como verdaderos bisturís o guillotinas, luego de que el vidrio (que no es templado como dice la norma en caso de ser ventana lateral) se rompe parcialmente quedando aristas vivas convirtiéndose en un peligro inminente para el usuario. **Aproximadamente 7 de cada 10 buses no tienen vidrios de seguridad** según un estudio de la organización Justicia Vial.

Es común ver que muchas carrocerías utilizadas en el transporte escolar, urbano especial, interparroquial e interprovincial han sido montadas en chasis para camiones. El chasis para camión está diseñado para arrastrar carga, por lo que su motor es más potente. Al adecuarle una carrocería para transportar pasajeros, su carga total no cubre la capacidad del vehículo y le hace más veloz.

Cuando ocurre un accidente, ya sea una colisión o un volcamiento, se producen tres impactos:

- o Bus contra el otro cuerpo (vehículo, árbol, poste, suelo (en el caso de que el vehículo sufra un volcamiento), etc.
- o Persona contra la estructura del bus o contra el parabrisas
- o Órganos internos contra la estructura ósea de la persona

El tener una carrocería que cumpla las normas ayudaría a prevenir que el segundo impacto no tenga consecuencias graves.

En nuestro país existen alrededor de 100 fabricantes de carrocerías, de ellas un 20% cumple con las especificaciones del INEN y son las que abastecen un 36% de la demanda nacional.

Según Marcelo Gavilanes gerente de la Federación Nacional de Transporte Público de Pasajeros, (FENACOTIP) afirma que los transportistas están prestos a mejorar los buses y ajustarse a la normativa<sup>1</sup>.

En este trabajo, estudiaremos un Bus Tipo para servicio Urbano en la ciudad de Cuenca con chasis Mercedes Benz OF-1721 y una carrocería fabricada por Carrocerías INMAY.

---

<sup>1</sup> Suplemento de Diario El Hoy “Blanco y Negro”, 4 de Febrero de 2006.

## CAPITULO I

### Revisión del diseño de la carrocería y del chasis

**Introducción:** Para iniciar el análisis es necesario recolectar la información referente a: diseño de la carrocería, especificaciones técnicas del chasis y curvas de potencia y torque del motor. La información sobre el diseño de la carrocería se la obtiene de los planos aprobados por la UMT a Carrocerías INMAY y además se realizan visitas para observar el proceso de construcción y ensamble de la carrocería al chasis. Las especificaciones técnicas del chasis y las curvas del motor se las obtienen por medio de hojas técnicas y de visitas al concesionario. Esta información permite elaborar un análisis de las cargas a las que está sometida la estructura.

**1.1 Revisión del diseño de la carrocería utilizado por el fabricante INMAY:** En el medio existe un gran número de fabricantes de carrocerías que utilizan su propio diseño, por la extensión que supondría el análisis de cada uno de ellos se ha seleccionado uno de los mas reconocidos en el medio y que además posee la aprobación de sus planos por el ente regulador, Unidad Municipal de Tránsito (UMT), este fabricante es "Carrocerías INMAY"

Para la construcción de una carrocería de un Bus Tipo existe la Normativa del Municipio de Cuenca; el fabricante INMAY se encuentra homologado para esto, por lo que el estudio se basará en el diseño aprobado para dicho fabricante.

La carrocería de un Bus tipo, se encuentra conformada por la estructura y por los terminados, en donde se incluyen las planchas laterales, del piso y del techo, también los asientos, etc.

**1.2. Características del chasis Mercedes Benz:** El chasis utilizado es el Mercedes Benz OF-1721, el mismo que es introducido en el mercado para el transporte de pasajeros, cuyas características detallamos a continuación en la tabla 1.1. En el gráfico 1.1 se indica la curva de desempeño del motor DC OM-366 LA y en la figura 1.1 se muestran las dimensiones principales del chasis OF- 1721

Tabla 1.1 Características del Chasis Mercedes Benz OF-17211

<b>MOTOR</b>	
Modelo	Mercedes-Benz OM-366 LA
Tipo	6 cilindros verticales en línea, turbo intercooler
Potencia máxima, conforme ISO 1585 / Mayo 82	155 KW (221cv) 2.600 rpm
Par máximo conforme ISO 1585/Mayo 82	660 NM (67 mkgf) 1.400 rpm
Cilindrada total ( cm <sup>3</sup> )	5.958
Relación de compresión	18.01
Alternador	28 V / 75 A
Batería	2x 12V / 135Ah
<b>TRANSMISION</b>	
Embrague	GME 350 x monodisco seco con accionamiento hidroneumático
Caja de cambios	MB G60-6 / 9.20
Relación de transmisión	I=9.20/5.23/3.15/2.03/1.37/1.00 marcha atrás 8.65
Eje delantero	MB VL – 3/8 D-6.5
Eje trasero motriz	MB HL-4/060 D-10 MB HL-5/60 DZ-10
Reducción	I = 6.43 (43:7)
	I = 6.875 (39:7)
Suspension	Muelles de hojas semielípticas, amortiguadores
	Telescópicos de doble acción y barra estabilizadora
	En la suspensión delantera, opcional en la trasera
Dirección	ZF 8.097 hidráulica
Llantas	7.50x 22.5 (serie) 7.50x20 (opcional)
Neumáticos	11-22.5 PR 16 diagonal, sin cámara (serie)
	10:00 R 20 PR 16 radial (opcional)
	275/80 R 22.5 PR 16 radial, sin cámara (opcional)
Freno de servicio	Aire comprimido de dos circuitos con tambores de las ruedas
	Delanteras y traseras
Alternador	28V / 75 A
Batería	2 x 12 V / 135 Ah
Área de frenado	5.437 cm <sup>2</sup>
<b>PESOS Y CAPACIDADES</b>	
Eje delantero	6.500 Kg
Eje posterior	10.500 Kg
Peso del chasis sin carrocería	4.810Kg
Peso bruto total	(PBT) 17.000Kg
<b>DESEMPEÑO DEL VEHICULO</b>	
Velocidad máxima	(neumáticos 11-22.5 PR 16)
Reducción 41:7	86Km/h
Reducción 39:8	106Km/h
Capacidad máxima en pendientes	Con 17000Kg( neumático 11-22.5 PR 16)
Reducción 41:7	32%
Reducción 39:8	25%
<b>DIMENSIONES</b>	
Distancia entre ejes	5.250/5.950 mm
Largo total	11.069/11.769 mm
Ancho	2.451 mm
Balaceo delantero/trasero	2.275 mm/3.544 mm
Circulo del viraje del vehiculo (sin carrocería)	18.8m de diámetro

<sup>1</sup> Ficha Técnica chasis OF-1721, AUTEC.

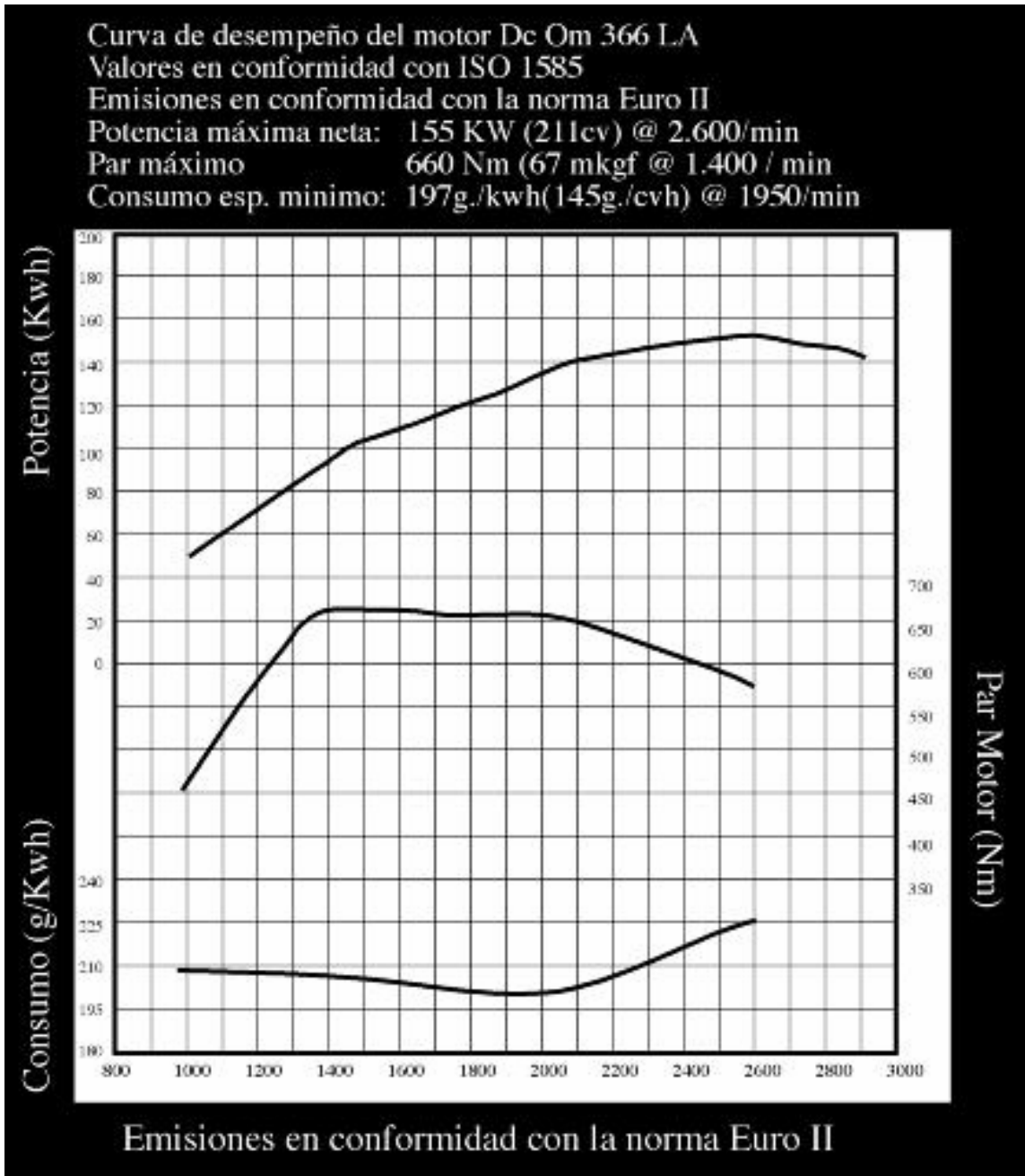
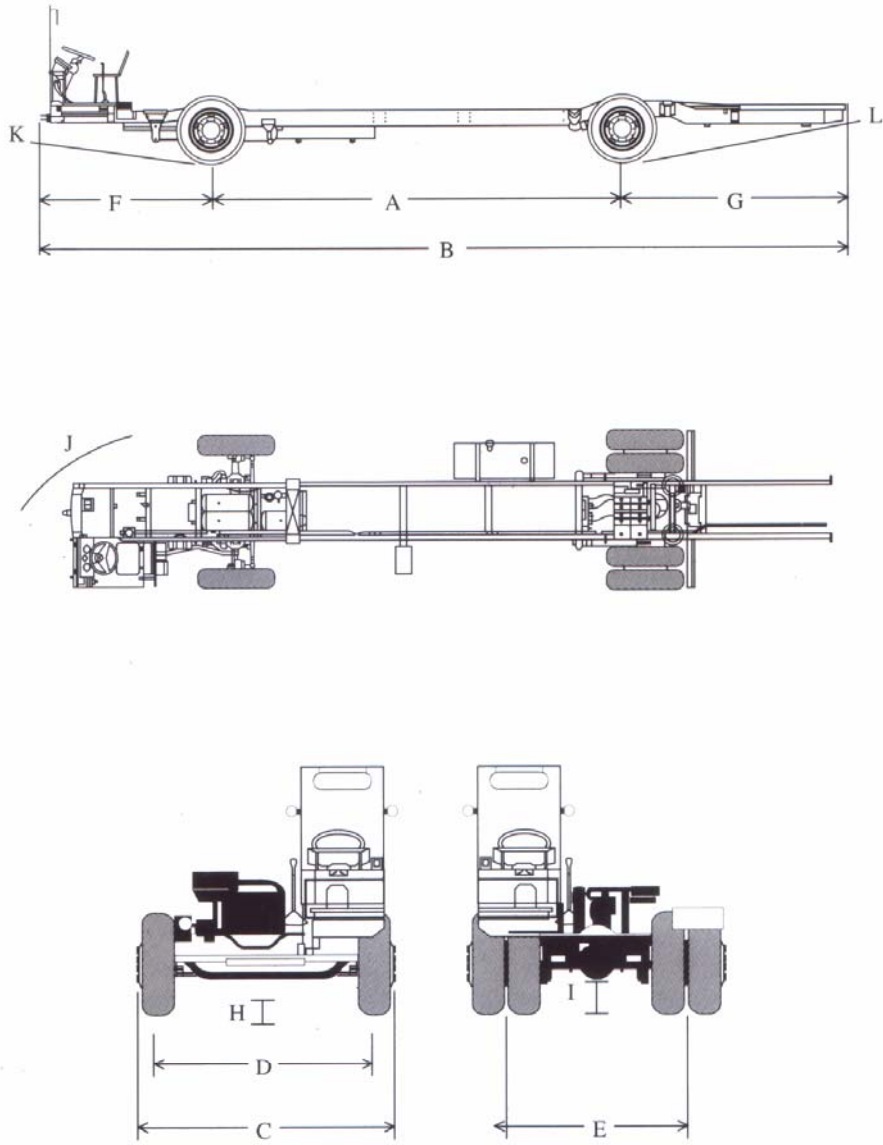


Gráfico 1.1. Curva de desempeño del motor DC OM- 366 LA1

<sup>1</sup> <http://www.loscolectivos.com.ar/tango.htm>





A- Distancia entre ejes	5250 / 5950	E- Trocha eje trasero	1842	F- Altura libre sobre el suelo eje trasero	234
B- Largo total	11069 / 11769	F- Voladizo delantero	2275	J- Diámetro de giro del vehículo (diam.,m)	21,2 / 23,2
C- Ancho	2451	G- Voladizo trasero	3544	K- Angulo de entrada	20°30'
D- Trocha eje delantero	1960	H- Altura eje delantero	267	L- Angulo de salida	12°

Figura 1.1. Dimensiones del Chasis OF - 1721 1

<sup>1</sup> Ficha Técnica chasis OF-1721, AUTEC.

### 1.3 Análisis de las cargas que actúan sobre el chasis

Antes de realizar el análisis de elementos finitos en el chasis es importante determinar las cargas que actúan sobre el mismo. Se considera como carga a todo elemento que es soportado por el mismo, como carrocería y su peso en el interior, motor, tanque de combustible, caja de cambios, etc. Las cargas a las que está sometido el chasis se resumen en los siguientes puntos.

- Peso de la carrocería con ocupantes (13.571,08 Kg)<sup>1</sup>.
- Peso del tanque de Combustible lleno (178,5 Kg)<sup>2</sup>
- Peso del Motor y la caja de Cambios (695 Kg)<sup>3</sup>
- Fuerza que genera el viento en el bus según la velocidad de circulación de éste.

#### 1.3.1 Cálculo de la resistencia al viento por la aerodinámica del vehículo

Mediante la siguiente ecuación se determina la resistencia al viento por la aerodinámica

$$F_{xa} = \frac{1}{2} \rho \cdot C_x \cdot A_f \cdot V^2 \quad (\text{Ec. 1.1})$$

Donde:

**F<sub>xa</sub>**: Resistencia al viento por la aerodinámica del vehículo (N)

**ρ**: Densidad del aire: 1,325  $\left(\frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}\right)$ <sup>4</sup>

**C<sub>x</sub>**: Coeficiente aerodinámico de resistencia al avance: 0,36<sup>5</sup>

**A<sub>f</sub>**: Área frontal del vehículo: 5,93 (m<sup>2</sup>)<sup>6</sup>

**V**: Velocidad del vehículo (Tabla 1.2): (m/s)

A continuación en la Tabla 1.2, tenemos los datos de Fuerza para las distintas velocidades del bus según la Ecuación 1.1

Velocidad del vehículo en Km/h	0.00	20.00	40.00	60.00	80.00	100.00	104.00
Velocidad del vehículo en m/s	0.00	5.56	11.11	16.67	22.22	27.78	28.89
Fuerza del viento (N)	0.00	43.64	174.58	392.80	698.30	1091.10	1180.13

<sup>1</sup> Datos de la carrocería del fabricante INMAY

<sup>2</sup> AUTEK

<sup>3</sup> AUTEK

<sup>4</sup> <http://www.inicia.es/de/vuelo/PBV/PBV11.html>

<sup>5</sup> Francisco APARICIO IZQUIERDO, Vicente DIAZ LOPEZ, Carlos VERA ALVAREZ; (1995) Teoría de los vehículos automóviles, Universidad Politécnica de Madrid, Madrid. Pag. 182

<sup>6</sup> Datos de la carrocería del fabricante INMAY.

#### 1.4 Conclusiones:

- Un bus está conformado principalmente por dos partes: El chasis y la carrocería.
- Las cargas que actúan en un Bus Tipo pueden resumirse en: Peso del Bus con todas sus partes, peso de los pasajeros, fuerzas producidas por el viento y fuerzas producidas por el desplazamiento de las masas (en aceleración, frenada y curva)
- El chasis Mercedes Benz OF- 1721 está diseñado y construido para ser utilizado en transporte de pasajeros, sin embargo no existe control riguroso de las autoridades en cuanto a la velocidad máxima que puede alcanzar, esto se presta para que puedan existir modificaciones en el sistema de inyección y en la transmisión.

## CAPITULO II

### **Análisis por el método de Elementos Finitos del Bus en Conjunto**

**Introducción:** Los análisis que se realizan a los Buses Tipo mediante el método de elementos finitos consideran únicamente la carrocería. En este trabajo se realiza un estudio del bus en conjunto, es decir, carrocería ensamblada al chasis; lo que permite obtener un análisis más completo del comportamiento del bus.

#### **2.1 Desarrollo del análisis.**

**2.1.1 El Método de Elementos Finitos.-** Lo que pretende el método de análisis de elementos finitos es obtener una solución a un problema de modelado mediante la descomposición del objeto o entorno real que se va a analizar en un gran número de constituyentes básicos (los elementos). El comportamiento físico de cada uno de estos pequeños elementos es mucho más fácil de determinar numéricamente a partir de las ecuaciones relevantes al problema en cuestión y a las condiciones de contorno adyacentes. Una vez determinados los resultados para cada elemento, se combinan para mostrar cuál sería el comportamiento del objeto real.

**2.1.2 La creación del modelo.-** El punto de partida fue la creación del modelo. En este caso la geometría fue creada en el programa de dibujo técnico AUTO CAD 2004 y mediante una de las funciones del SAP 2000 se lo importó al mismo. Luego se procedió a introducir el material y las secciones con los que se elabora el diseño, en el gráfico 2.1 se indica el modelo del bus tipo.

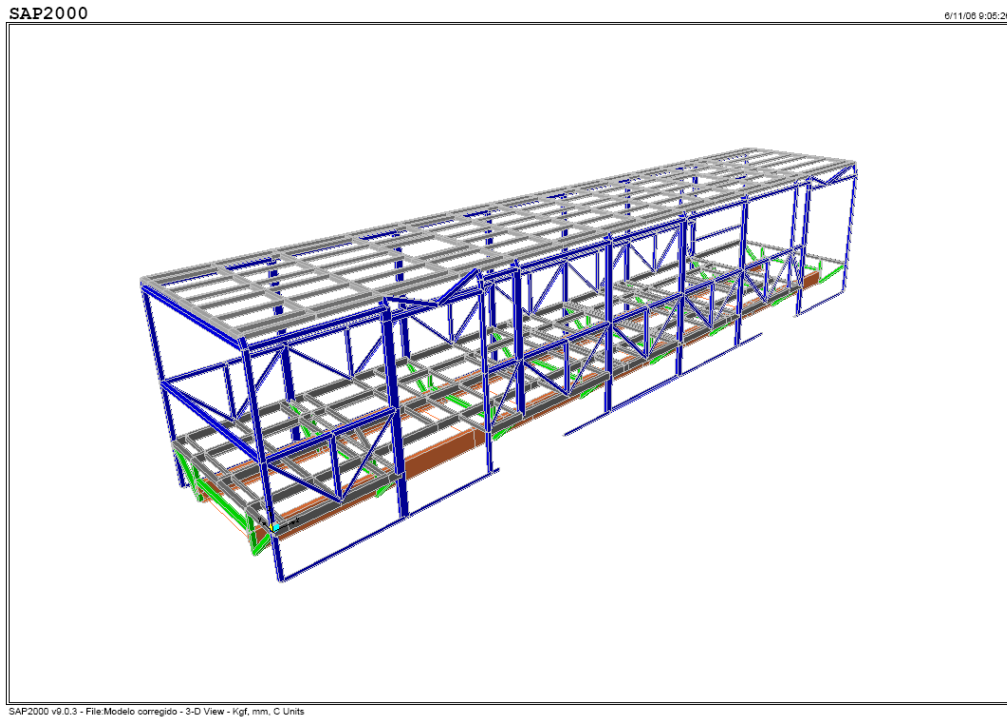


Figura 2.1 Modelo del Bus tipo<sup>1</sup>

Una vez definido el diseño a analizar (carrocería y chasis), se dividió el Modelo en sus partes elementales de acuerdo con lo que se conoce como mallado, lo que nos dio un total de 760 elementos. Luego se procedió a aplicar las cargas y condiciones de trabajo habituales.

En el grafico 2.2 se indica la ubicación de las principales cargas sobre el bastidor (motor, caja de cambios y tanque de combustible).

---

<sup>1</sup> SAP 2000

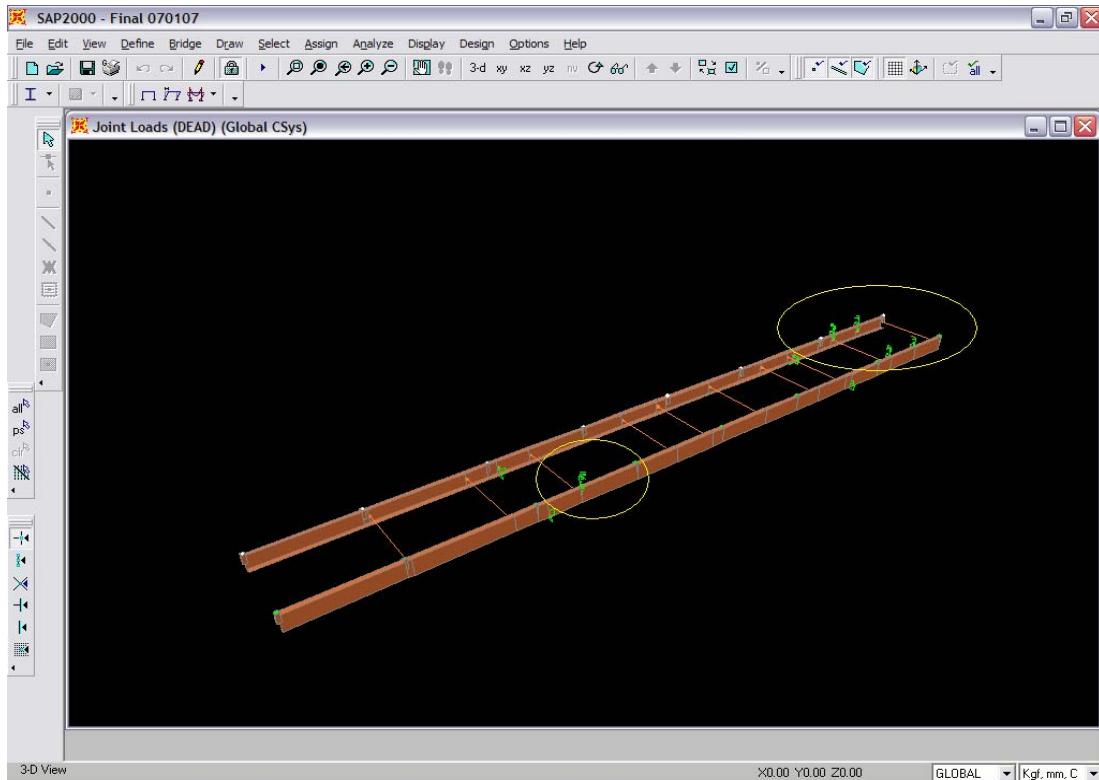


Figura 2.2 Cargas en el Bastidor 1

## 2.2 Obtención de las fuerzas internas y esfuerzos que actúan en la estructura.

El programa nos muestra las tensiones a la que se encuentra sometida cada punto del modelo con una gama de colores que va desde el rojo, que indica siempre los valores más altos de esfuerzo, hasta el azul que nos muestra los valores mas bajos, lo ideal es obtener valores naranjas, en donde se optimiza el material utilizado . Con los resultados podemos analizar la secuencia completa de deformación de la estructura según los casos que se analizan.

Para nuestro análisis se han tomado en cuenta los siguientes casos:

**COMBINACION 1:** Carga DEAD + Carga Muerta.

**COMBINACION 2:** Combinación 1 + Carga Viva

**COMBINACION 3:** Combinación 2 + Fuerza Frontal

**COMBINACION 4:** Combinación 3 + fuerza Lateral

---

<sup>1</sup> SAP 2000

De donde:

**Carga DEAD:** Peso de la estructura.<sup>1</sup>

**Carga muerta:** Peso de los acabados del bus, es decir, planchas laterales y de piso, vidrios, asientos, motor, caja de cambios y tanque de combustible con toda su capacidad.<sup>2</sup>

**Carga Viva:** Peso de los pasajeros.<sup>3</sup>

**Carga Frontal:** Fuerza del viento en la parte frontal del bus cuando éste circula a velocidad máxima. (Tabla 1.2)

**Carga Lateral:** La velocidad máxima del viento en ciudad.<sup>4</sup>

Cabe destacar que las fuerzas son nodales y no por flexión sobre las vigas, esto se hace por simplicidad en el cálculo.

El material utilizado es el Acero A-36.

### 2.2.1 Nomenclatura que se utiliza en el programa SAP 2000.

P = Esfuerzo axial

V2 = Fuerza Cortante en dirección 2 = Cortante en dirección Y

V3 = Fuerza Cortante en dirección 3 = Cortante en dirección X

T = Torsión

M2 = Momento en 2 = Momento en Y

M3 = Momento en 3 = Momento en X

A continuación presentamos los resultados obtenidos en el programa SAP 2000.

Debido a la extensión de éstos vamos a presentar las 10 fuerzas internas y esfuerzos más altos de cada combinación con cada resultado y con su ubicación en la estructura. El signo nos dará la dirección de la fuerza interna y el esfuerzo.

---

<sup>1</sup> SAP 2000

<sup>2</sup> Carrocerías INMAY / AUTECH/ Memoria Técnica del Bus Tipo

<sup>3</sup> Memoria Técnica del Bus Tipo

<sup>4</sup> Memoria Técnica del Bus Tipo

## Resultados Combinación 1

Tabla 2.1 Fuerza Axial (combinación 1)

Elemento	Fuerza Axial (Kgf)	Ubicación
654	-1264,15	Bastidor
651	-1102,28	Soportes
650	-1089,92	Bastidor
648	-1076,82	Soportes
13	-979,33	Piso
538	979,24	Piso
537	978,45	Piso
1	-975,47	Piso
193	-961,23	Piso
655	-875,5	Soportes

Tabla 2.2 Esfuerzo Cortante (V2), (combinación 1)

Elemento	Esfuerzo Cortante en dirección Y (Kgf/mm <sup>2</sup> )	Ubicación
754	-2061,98	Bastidor
753	1847,54	Bastidor
651	1252,47	Soportes
648	-1097,61	Soportes
756	952,03	Bastidor
739	943,04	Bastidor
738	924,91	Bastidor
755	-921,93	Bastidor
714	-912,96	Bastidor
715	-894,96	Bastidor

Tabla 2.3 Esfuerzo Cortante V3 (combinación 1).

Elemento	Esfuerzo Cortante en dirección X (Kgf/mm <sup>2</sup> )	Ubicación
652	670,06	Soportes
654	-649,54	Bastidor
645	-629,93	Soportes
650	624,08	Bastidor
754	-515,31	Bastidor
753	-511,72	Bastidor
647	446,88	Soportes
653	-432,21	Soportes
637	-358,1	Soportes
659	358,61	Soportes



Tabla 2.4 Esfuerzo a la Torsión (combinación 1).

Elemento	Esfuerzo a la Torsión (Kgf/mm <sup>2</sup> )	Ubicación
692	16703,6	Soportes
695	-15603,54	Soportes
640	15527,06	Soportes
662	-14918,93	Soportes
659	14884,17	Soportes
631	-13896,85	Soportes
637	-13690,09	Soportes
629	13115,75	Soportes
15	-12116,96	Piso
155	-10805,6	Lateral Derecho

Tabla 2.5 Momento en Y (combinación 1)

Elemento	Momento en Y (Kgf.mm)	Ubicación
654	-97368,13	Bastidor
753	-57122,24	Bastidor
654	-48652,81	Bastidor
754	-48412,99	Bastidor
643	-41474,37	Bastidor
652	-40185,39	Soportes
645	-39300,26	Soportes
698	-34522,61	Bastidor
155	-32242,6	Lateral 2
647	-29258,76	Soportes
740	-27365,09	Bastidor

Tabla 2.6 Momento en X (combinación 1).

Elemento	Momento en X (Kg.mm)	Ubicación
754	-1546249,23	Bastidor
753	1523415,73	Bastidor
753	1220659,31	Bastidor
730	1210499,57	Bastidor
723	-1203910,39	Bastidor
756	1025630,36	Bastidor
755	-997020,46	Bastidor
728	973048,41	Bastidor
730	973048,07	Bastidor
731	961271,94	Bastidor

## Resultados con Combinación 2

Tabla 2.7 Fuerza Axial (combinación 2)

Elemento	Fuerza Axial (Kgf)	Ubicación
654	-2240,43	Bastidor
650	-1896,42	Bastidor
651	-1836,08	Soportes
648	-1787,87	Soportes
13	-1711,91	Piso
1	-1705,6	Piso
193	-1685,09	Piso
538	1626,68	Piso
537	1624,57	Piso
655	-1472,98	Soportes

Tabla 2.8 Esfuerzo Cortante V2 (combinación 2).

Elemento	Esfuerzo Cortante en dirección Y (Kgf/mm <sup>2</sup> )	Ubicación
754	-3629,81	Bastidor
753	3196,82	Bastidor
651	2217,72	Soportes
648	-1914,36	Soportes
756	1627,87	Bastidor
739	1618,88	Bastidor
738	1600,71	Bastidor
755	-1578,03	Bastidor
714	-1569,05	Bastidor
715	-1551,1	Bastidor

Tabla 2.9 Esfuerzo Cortante V3 (combinación 2)

Elemento	Esfuerzo Cortante en dirección X (Kgf/mm <sup>2</sup> )	Ubicación
652	1123,48	Soportes
654	-1101,36	Bastidor
650	1053,15	Bastidor
645	-1041,49	Soportes
754	-873,09	Bastidor
753	-862,45	Bastidor
647	746,38	Soportes
653	-712,61	Soportes
659	639,59	Soportes
637	-615,16	Soportes

Tabla 2.10 Esfuerzo a la Torsión (combinación 2)

Elemento	Esfuerzo a la Torsión (Kgf/mm <sup>2</sup> )	Ubicación
640	27136,75	Soportes
662	-26413,02	Soportes
659	26079,68	Soportes
692	25823,42	Soportes
695	-24198,6	Soportes
631	-24073,63	Soportes
637	-23616,31	Soportes
629	22958,49	Soportes
15	-20919,19	Piso
155	-19175,12	Lateral Derecho

Tabla 2.11 Momento en Y (combinación 2).

Elemento	Momento en Y (Kgf.mm)	Ubicación
652	241895,59	Soportes
645	221164,2	Soportes
654	-165417,95	Bastidor
650	155197,82	Bastidor
647	139705,93	Soportes
653	136298,01	Soportes
689	97848,13	Soportes
753	-96521,65	Bastidor
634	94159,29	Soportes
696	93955,18	Soportes

Tabla 2.12 Momento en X (combinación 2).

Elemento	Momento en X (Kg.mm)	Ubicación
754	-2724899,26	Bastidor
753	2651153,5	Bastidor
754	-2129849,89	Bastidor
753	2127115,05	Bastidor
723	-2120827,37	Bastidor
730	2107642,31	Bastidor
756	1770727,64	Bastidor
755	-1726442,9	Bastidor
730	1698529,42	Bastidor
728	1698528,79	Bastidor

### Resultados con Combinación 3

Tabla 2.13 Fuerza Axial (combinación 3).

Elemento	Fuerza Axial (Kgf)	Ubicación
654	-2294,05	Bastidor
650	-1938,42	Bastidor
651	-1888,91	Soportes
193	-1885,29	Piso
13	-1861,06	Piso
1	-1858,65	Piso
648	-1844,13	Soportes
538	1682,16	Piso
537	1681,51	Piso
655	-1515,17	Soportes

Tabla 2.14 Esfuerzo Cortante V2 (combinación 3).

Elemento	Esfuerzo Cortante en dirección Y (Kgf/mm <sup>2</sup> )	Ubicación
754	-3724,28	Bastidor
753	3278,29	Bastidor
651	2270,22	Soportes
648	-1957,24	Soportes
756	1592,85	Bastidor
739	1574,78	Bastidor
738	1559,38	Bastidor
755	-1542,22	Bastidor
714	-1524,17	Bastidor
722	1503,06	Bastidor

Tabla 2.15 Esfuerzo Cortante V3 (combinación 3).

Elemento	Esfuerzo Cortante en dirección X (Kgf/mm <sup>2</sup> )	Ubicación
652	1155,12	Soportes
654	-1129,8	Bastidor
650	1085,02	Bastidor
645	-1073,51	Soportes
754	-894,11	Bastidor
753	-881,04	Bastidor
647	770,62	Soportes
653	-733,79	Soportes
659	718,81	Soportes
662	-706,74	Soportes

Tabla 2.16 Esfuerzo a la Torsión (combinación 3).

Elemento	Esfuerzo a la Torsión (Kgf/mm <sup>2</sup> )	Ubicación
662	-29054,23	Soportes
659	28061,92	Soportes
640	26591,24	Soportes
692	26386,85	Soportes
695	-25549,74	Soportes
703	25046,06	Soportes
637	-23517,84	Soportes
629	22300,97	Soportes
15	-22013,21	Piso
17	-18613,07	Piso

Tabla 2.17 Momento en Y (combinación 3).

Elemento	Momento en Y (Kgf.mm)	Ubicación
652	248864,55	Soportes
645	227982,65	Soportes
654	-169742,26	Bastidor
650	159849,71	Bastidor
647	143800,47	Soportes
653	139969,25	Soportes
753	-98138,47	Bastidor
634	97685,94	Soportes
641	97599,81	Soportes
652	90035,22	Soportes

Tabla 2.18 Momento en X (combinación 3).

Elemento	Momento en X (Kg.mm)	Ubicación
756	1506521,71	Bastidor
714	-1470351,72	Bastidor
722	-1293848,00	Bastidor
731	1284673,11	Bastidor
728	1194472,79	Bastidor
724	-1129406,18	Bastidor
739	983938,25	Bastidor
721	-902450,07	Bastidor
731	900397,98	Bastidor
732	900397,48	Bastidor

### Resultados con Combinación 4

Tabla 2.19 Fuerza Axial (combinación 4).

Elemento	Fuerza Axial (Kgf)	Ubicación
654	-3119,28	Bastidor
193	-2722,27	Piso
1	-2665,75	Piso
13	-2637,01	Piso
648	-2533,79	Soportes
643	-2136,95	Bastidor
723	-1920,44	Bastidor
754	-1841,18	Bastidor
190	1828,04	Lateral Izquierdo
188	1799,99	Lateral Izquierdo

Tabla 2.20 Esfuerzo Cortante V2 (combinación 4).

Elemento	Esfuerzo Cortante en dirección Y (Kgf/mm <sup>2</sup> )	Ubicación
754	-5245,81	Bastidor
651	2785,6	Soportes
755	-2355,35	Bastidor
714	-2346,01	Bastidor
721	2322,96	Bastidor
715	-2320,82	Bastidor
722	2342,47	Bastidor
723	-2123,61	Bastidor
724	-2094,69	Bastidor
725	-2034,16	Bastidor

Tabla 2.21 Esfuerzo Cortante V3 (combinación 4).

Elemento	Esfuerzo Cortante en dirección X (Kgf/mm <sup>2</sup> )	Ubicación
753	-1782,67	Bastidor
650	1744,9	Bastidor
647	1568,63	Soportes
652	1279,47	Soportes
645	-965,16	Soportes
691	962,93	Soportes
662	-932,92	Soportes
658	913,09	Soportes
636	850,56	Soportes
680	790,99	Soportes

Tabla 2.22 Esfuerzo a la Torsión (combinación 4).

Elemento	Esfuerzo a la Torsión (Kgf/mm <sup>2</sup> )	Ubicación
705	-54526,34	Bastidor
661	-45038,42	Bastidor
662	-41595,25	Soportes
640	39316,23	Soportes
141	36367,4	Lateral Derecho
695	-36335,42	Soportes
86	35775,25	Piso
694	-32127,56	Bastidor
12	32001,25	Piso
687	31754,23	Bastidor

Tabla 2.23 Momento en Y (combinación 4).

Elemento	Momento en Y (Kgf.mm)	Ubicación
753	-316078,79	Bastidor
740	-287080,75	Bastidor
652	272696,8	Soportes
745	-259374,74	Bastidor
745	245053,31	Bastidor
647	239887,2	Soportes
650	229688,88	Bastidor
751	-219761,74	Bastidor
713	217253,51	Bastidor
645	210795,7	Soportes

Tabla 2.24 Momento en X (combinación 4).

Elemento	Momento en X (Kg.mm)	Ubicación
712	-467787,05	Bastidor
754	-4115481,93	Bastidor
723	-3234147,44	Bastidor
722	-2633731,91	Bastidor
755	-2623489,24	Bastidor
724	-2564069,93	Bastidor
714	-2270414,63	Bastidor
753	1645140,6	Bastidor
713	-1538083,56	Bastidor
721	-1418134,16	Bastidor

**2.3 Descripción del método de cálculo utilizado por el programa SAP 2000 para el análisis de la estructura:** El programa SAP 2000 cuenta con una amplia gama de métodos de revisión, el método escogido en este trabajo fue el AISC-ASD01 que es un método de revisión por reducción de esfuerzos, es decir se disminuyen los valores máximos de resistencia del material.

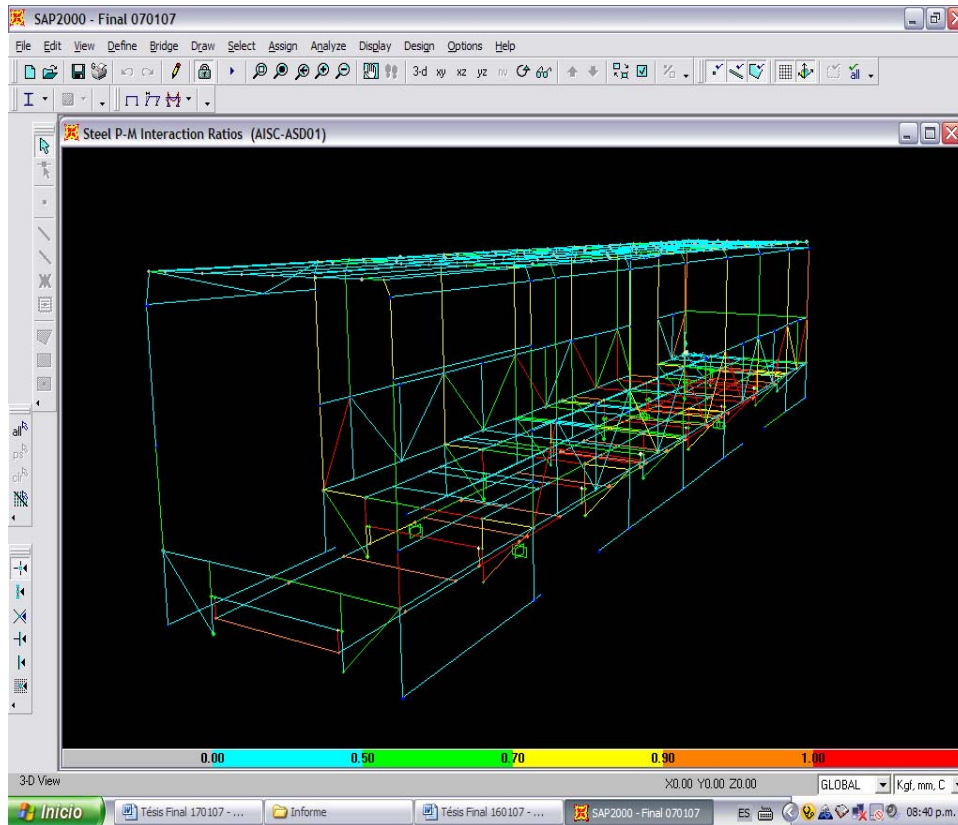


Figura 2.3 Revisión del diseño de la estructura del Bus Tipo con el SAP 2000<sup>1</sup>

En la figura 2.3 se observa la revisión que realiza el programa SAP 2000 de la estructura del bus tipo, en donde se distinguen diferentes colores, los mismos que representan la relación entre esfuerzo real y esfuerzo admisible de cada elemento. El color turquesa es un indicador de una relación que no supera el 0.5, mientras que el color rojo es un indicador de una relación que supera el 1, en donde, el material fallaría. Cabe destacar que el análisis se lo realiza en la situación más crítica, es decir la combinación 4, en donde las fuerzas son las máximas.

De este análisis se obtuvo que 76 elementos de los 760 que conforman la estructura, se encuentran en zona crítica.

De estos elementos se escogió el de mayor longitud para analizar la deformación máxima admisible por flexión.

<sup>1</sup> SAP 2000



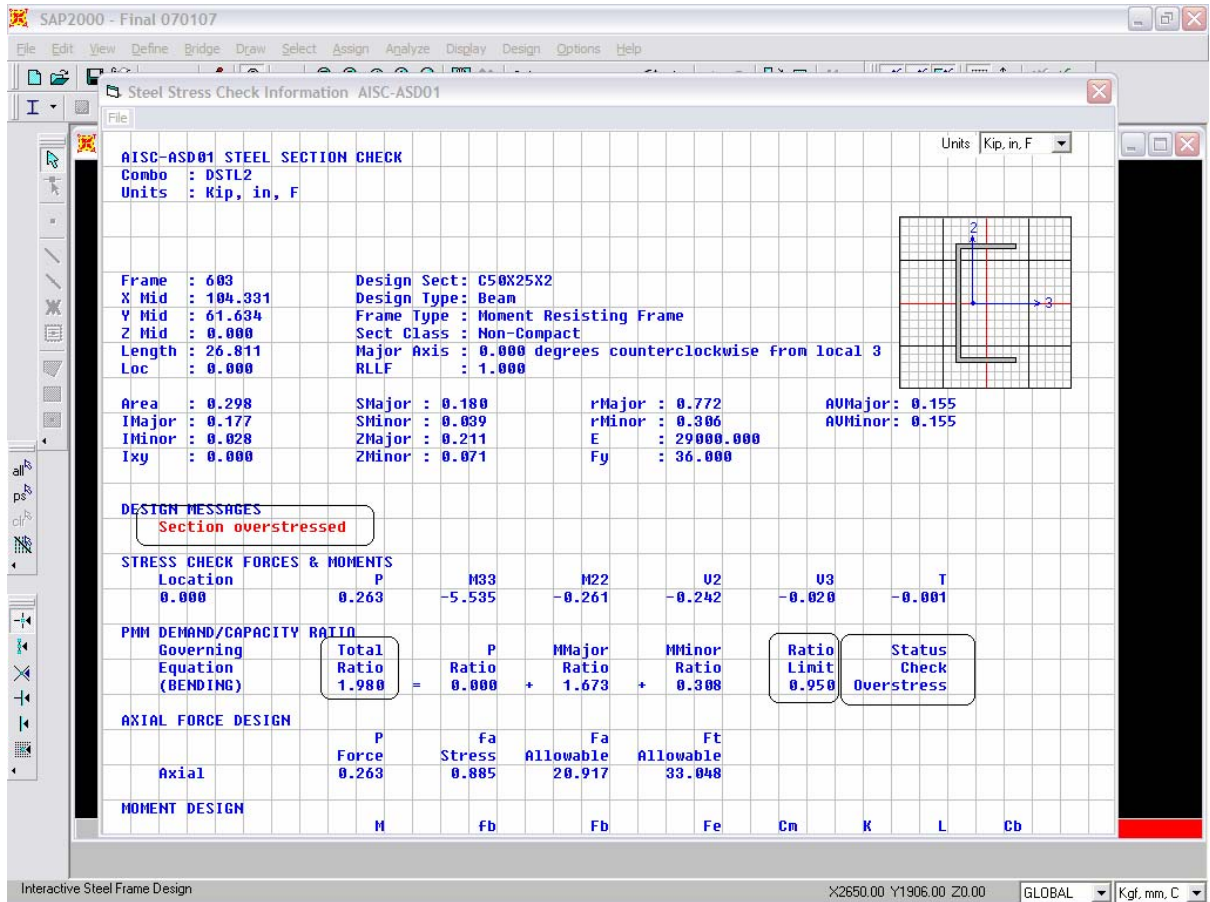


Figura 2.4. Información de la revisión de los esfuerzos1

En la figura 2.4 observamos una ventana dentro del programa SAP 2000 que nos muestra algunas informaciones de cada elemento como esfuerzos, momentos, fuerzas, dimensiones, índice de demanda vs capacidad del material (el máximo es de 0.950), en la cual podemos observar si el elemento resiste las cargas a las que está sometido. En el caso de los 76 elementos que en la figura 2.3 están en rojo, en sus respectivas ventanas como las de la figura 2.4, podemos observar que el material está sometido a un sobreesfuerzo y nos indica el índice (de demanda vs capacidad del material) real al que está sometido el elemento.

**2.3.1 Cálculo de la Deformación Máxima admisible por flexión:** De los 76 elementos críticos, el de mayor longitud es el 724, que pertenece al bastidor y tiene una longitud de 1360mm y una deformación máxima a flexión de 9.33mm.

$$\xi_{adm} = \frac{L}{350} \approx 4mm \tag{Ec 2.1}$$

Donde:

<sup>1</sup> SAP 2000

$\xi_{adm}$ : Deformación admisible (en mm).

L: Longitud del elemento (en mm).

Reemplazando la longitud del elemento 724 en la ecuación 2.1, obtuvimos 3.89 mm, podemos observar que la deformación máxima real (9.33mm) es mayor que la admisible (3.89mm).

#### **2.4 Conclusiones:**

- Los resultados obtenidos con el Programa SAP 2000, muestran que un 10% de la estructura fallaría, sin embargo, se debe tomar en cuenta que el cálculo se realizó en condiciones extremas que difícilmente pueden llegar a suceder, que el método de revisión escogido reduce los esfuerzos máximos del material y que el margen con el que superan el límite de resistencia es menor a 1.
- La mayor concentración de esfuerzos se produce en la zona del bastidor, soportes y piso.

## Capítulo III

### Análisis del comportamiento del Bus en conjunto

**Introducción:** En este capítulo se calcula el momento de inercia para todo el bus gracias al dato del centro de masa obtenido con el SAP 2000. Por otra parte se hace un análisis de las fuerzas que produce el bus, desde el motor hasta la rueda, versus las fuerzas que se oponen a su movimiento

**3.1 Determinación del Centro de Masa:** El centro de masa se obtiene mediante el programa SAP 2000. Una vez que se ha corrido el programa, éste calcula automáticamente el centro de masa. Cabe destacar que el centro de masa es de la estructura, es decir, de la carrocería unida al bastidor.

El punto de referencia (0, 0, 0) es el mismo para todo el modelo y está ubicado a 250 mm de altura en la esquina posterior inferior derecha del gráfico.

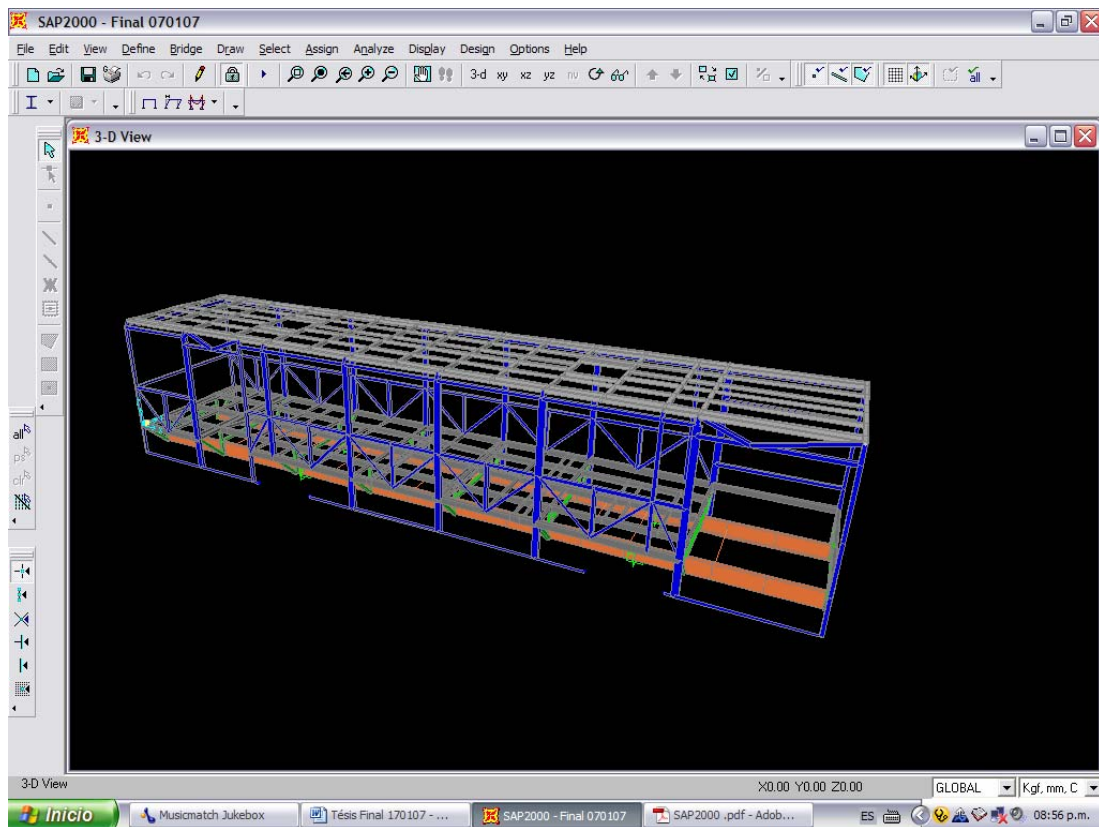


Figura 3.1 Diseño de la carrocería<sup>1</sup>

El resultado obtenido fue:

5696.355 mm en el eje x (paralela al piso del bus- largo)  
 1237.453 mm en el eje y (paralela al eje horizontal del bus-ancho)  
 447.008120 mm en el eje z (paralela al eje vertical del bus-alto)

<sup>1</sup> SAP 2000

**3.2 Determinación del Momento de Inercia:** El momento de inercia se calcula considerando la referencia del centro de masa. Las cargas que vamos a considerar son: La estructura de la carrocería, el bastidor, el motor, la caja de cambios y el tanque de combustible. Entonces se tiene:

$M_1$ = Estructura de la carrocería y el bastidor (Se Supone que es una carga puntual en el centro del bus) (5884,5mm x, 1225mm y, -250mm z) 23.723,07 Kg.

$M_2$ = Motor (1065mm x, 1250mm y, -65mm z) 560 Kg.

$M_3$ = Caja de Cambios. (995mm x, 1250mm y, -65mm z) 135 Kg.

$M_4$ = Tanque de Combustible (533mm x, 144mm y, -465mm z). 186.51 Kg.

Tabla 3.1 Distancias al centro de masa.

Distancias al Centro de Masa				
	M1	M2	M3	M4
X	-188.145	-4953.65	-4253.65	366.355
Y	12.453	12.453	12.453	1093.453
Z	697	512	512	912

$$I_{xx} = \sum m_i (y_i^2 + z_i^2)$$

$$I_{xx} = m_1 ((12.453)^2 + (697)^2) + m_2 ((12.453)^2 + (512)^2) + m_3 ((12.453)^2 + (512)^2) + m_4 ((1093.453)^2 + (912)^2)$$

$$I_{xx} = 1.2 \text{ E}^{10} \text{ Kg.mm}^2$$

$$I_{yy} = \sum m_i (x_i^2 + z_i^2)$$

$$I_{yy} = m_1 ((-188.145)^2 + (697)^2) + m_2 ((-4953.65)^2 + (512)^2) + m_3 ((-4253.65)^2 + (512)^2) + m_4 ((366.355)^2 + (912)^2)$$

$$I_{yy} = 2.93 \text{ E}^{10} \text{ Kg.mm}^2$$

$$I_{zz} = \sum m_i (x_i^2 + y_i^2)$$

$$I_{zz} = m_1 ((12.453)^2 + (-188.145)^2) + m_2 ((12.453)^2 + (-4953.65)^2) + m_3 ((12.453)^2 + (-4253.65)^2) + m_4 ((1093.453)^2 + (366.355)^2)$$

$$I_{zz} = 3.82 \text{ E}^{10} \text{ Kg.mm}^2$$

**3.3 Resistencia al avance:** Se la conoce también como la resistencia al movimiento. La resistencia al avance es la resistencia que se opone al andar del vehículo. Esta resistencia está conformada por tres esfuerzos resistentes:

$$\mathbf{Rat: R_r + F_{xa} + R_g} \quad (\text{Ec. 3.1})$$

Donde:

**Rat:** Resistencia al Avance (N)

**R<sub>r</sub>:** Resistencia a la rodadura (N)

**F<sub>xa</sub>:** Resistencia por la aerodinámica del vehículo (N)

**R<sub>g</sub>:** Resistencia por pendiente (N)

**3.3.1 Resistencia a la rodadura:** Está dada por el peso del vehículo en el plano horizontal más la resistencia de los neumáticos. Cabe destacar que los parámetros que afectan la resistencia del neumático son tres: pérdidas por la deformación en el interior de la estructura del neumático, rozamiento entre el neumático y superficies de rodadura y las resistencias por el contacto con el aire interior y exterior. La fórmula que nos permite encontrar esta resistencia es la siguiente:

$$\mathbf{R_r = f_r \cdot m \cdot g \cdot \text{Cos}\theta} \quad (\text{Ec. 3.2})$$

Donde:

**R<sub>r</sub>:** Resistencia a la rodadura (N)

**f<sub>r</sub>:** coeficiente de rodadura en cada llanta (En Tablas)<sup>1</sup>

**m:** masa del vehículo (Kg)

**g:** gravedad (m/s<sup>2</sup>)

**θ:** Arco Tangente del valor de la pendiente (J) / 100 (rad)

**3.3.2 Resistencia por pendiente:** Llamada también gravitatoria. Está dada por el peso del vehículo en el plano vertical. La fórmula que nos permite encontrar esta resistencia es la siguiente:

$$\mathbf{R_g = m \cdot g \cdot \text{Sen}\theta} \quad (\text{Ec. 3.3})$$

Donde:

**R<sub>g</sub>:** Resistencia por pendiente (N)

**m:** masa del vehículo (Kg)

**g:** gravedad (m/s<sup>2</sup>)

**θ:** Arco tangente del valor de la pendiente (J) / 100 (rad)

---

<sup>1</sup> Francisco APARICIO IZQUIERDO, Vicente DIAZ LOPEZ, Carlos VERA ALVAREZ; (1995) Teoría de los vehículos automóviles, Universidad Politécnica de Madrid, Madrid. Pag 50

**3.3.3 Resistencia por la aerodinámica del vehículo:** Hace referencia a la resistencia que opone el aire al paso del vehículo, aquí se toman en cuenta la resistencia del aire según la forma del vehículo: tamaño e inclinación del parabrisas, área frontal del vehículo, que es la que entra en contacto con el aire; la ecuación utilizada es la (Ec. 1.1)

- **Densidad del Aire (paire):**  $1,325 \left( \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \right)^1$
- **Coefficiente aerodinámico (Cx) :**  $(0,36)^2$
- **Area Frontal del Bus:**  $2.420\text{mm} \times 2450\text{mm} = 5.929.000 \text{ mm}^2 = 5.929\text{m}^2$  <sup>3</sup>
- **Peso del Bus:** 24.604,58 Kg (Chasis + Carrocería (Incluye planchas en el piso, parabrisas delantero, posterior, ventanas y planchas)+Pasajeros+Tanque de Combustible lleno) <sup>4</sup>
- **Masa Total del Bus:** 2.508,11 Kg <sup>5</sup>
- **fr:** 0,012 <sup>6</sup>
- **Medidas de rueda:** 275/80 R 22,5 <sup>7</sup>
- **Radio Dinámico del neumático:** Es el radio del neumático tomando en cuenta la deformación de éste al estar asentado en el suelo soportando el peso del vehículo. La deformación de la cámara del neumático es aproximadamente un 70%<sup>8</sup>.

$$\text{rd: } \{(a+a (0,70)+r*25,4)\}/2.000 \quad (\text{Ec. 3.4})$$

Donde:

**rd:** radio dinámico del neumático (m)

**a:** alto de la cámara del neumático (mm)

**r:** diámetro del aro de la llanta (plg)

Entonces resolviendo la ecuación 3.4, con los datos de la rueda de esta página, tenemos:

$$\text{rd: } 0,47275 \text{ m ;}$$

- **Gravedad:**  $9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$  <sup>9</sup>

<sup>1</sup> <http://www.inicia.es/de/vuelo/PBV/PBV11.html>

<sup>2</sup> Francisco APARICIO IZQUIERDO, Vicente DIAZ LOPEZ, Carlos VERA ALVAREZ; (1995) Teoría de los vehículos automóviles, Universidad Politécnica de Madrid, Madrid. Pag 182

<sup>3</sup> Datos de la carrocería del fabricante INMAY

<sup>4</sup> Datos de la carrocería del fabricante INMAY

<sup>5</sup> Datos de la carrocería del fabricante INMAY

<sup>6</sup> Francisco APARICIO IZQUIERDO, Vicente DIAZ LOPEZ, Carlos VERA ALVAREZ; (1995) Teoría de los vehículos automóviles, Universidad Politécnica de Madrid, Madrid. Pág. 50

<sup>7</sup> Ficha técnica Chasis OF- 1721. AUTECH.

<sup>8</sup> Apuntes del 1er Seminario de Graduación de Ingeniería Mecánica Automotriz (2005), Ing. Pablo Cebreiro, Facultad de ingeniería Mecánica de la Universidad de Buenos Aires.

<sup>9</sup> <http://www.inicia.es/de/vuelo/PBV/PBV11.html>

- **Pendiente (J)** : 0 %, 5 %, 10 %, 15 %, 20 %, 25 %, 30 %

### 3.3.4 Cálculo de la velocidad máxima del Bus

La relación del diferencial que da el fabricante es de 9:37, es decir  $37/9 = 4,11$ . Sin embargo estos diferenciales no son utilizados por los conductores, ya que ellos buscan mayor velocidad y para ello utilizan un diferencial 8:39<sup>1</sup>, **es decir  $39/8 = 4,875$** . Para nuestro estudio emplearemos esta última relación.

$$V_{\text{máx}} = \eta_{\text{rueda}} \times pr \quad (\text{Ec. 3.5})$$

Donde:

**$V_{\text{máx}}$** : Velocidad máxima del bus (Km/h)

**$\eta_{\text{rueda}}$** : Velocidad de la rueda ( $\frac{\text{rev}}{\text{s}}$ )

**$pr$** : perímetro de la rueda (m)

$$\eta_{\text{rueda}} = (1.1 \eta_{\text{Nominal}}) / (\phi.\text{dif}) \quad (\text{Ec. 3.6})$$

Donde:

**$1.1 \eta_{\text{Nominal}}$** : Velocidad máxima del motor. (rev/s)

**$\phi.\text{dif}$** : Relación del diferencial.

Desarrollando la Ec. 3.6 tenemos:

$$1.1 \eta_{\text{Nominal}} = 2860 \text{ rpm} / 60 = \underline{47.67 \text{ rev/s}}$$

**Relación del Diferencial:** 4.875

$$\eta_{\text{rueda}} = 47.67 \text{ rev/s} / 4.875 = \underline{9.78 \text{ rev/s}}$$

De la Ec. 3.5 tenemos:

$$\underline{\text{Perímetro de rueda:}} \quad 2\pi \times \text{radio dinámico; } 2\pi \times 0.47275\text{m} = \underline{2.97\text{m}}$$

$$\underline{\text{Velocidad Máxima}} = 9.78 \text{ rev/s} \times 2.97 \text{ m} = 29.05 \text{ m/s} = \underline{104.57 \text{ Km/h}}$$

A continuación procedemos a realizar las curvas de resistencia al avance según la ecuación 3.1. Utilizamos los datos de las páginas anteriores (Cx – Masa – Densidad del aire – gravedad – fr). Vamos a realizar 7 curvas ya que vamos a considerar 7 pendientes (0%, 5%, 10%, 15%, 20%, 25% y 30%)

---

<sup>1</sup> AUTECH.

Tabla 3.2 Equivalencia de las pendientes en radianes

<b>Pendiente (%)</b>	<b>Angulo (rad)</b>
0	0
5	0.049958396
10	0.099668652
15	0.148889948
20	0.19739556
25	0.244978663
30	0.291456794

Los datos de velocidad que vamos a considerar son los siguientes:

Tabla 3.3 Valores de velocidad utilizados para los cálculos

<b>Velocidad (Km/h)</b>	<b>Velocidad (m/s)</b>
0	0
10	2.78
20	5.56
30	8.33
40	11.11
50	13.89
60	16.67
70	19.44
80	22.22
90	25.00
100	27.78
104.57	29.05

Luego de hacer los cálculos utilizando la ecuación 3.1, 3.2, 1.1 y 3.3 obtuvimos los siguientes datos.

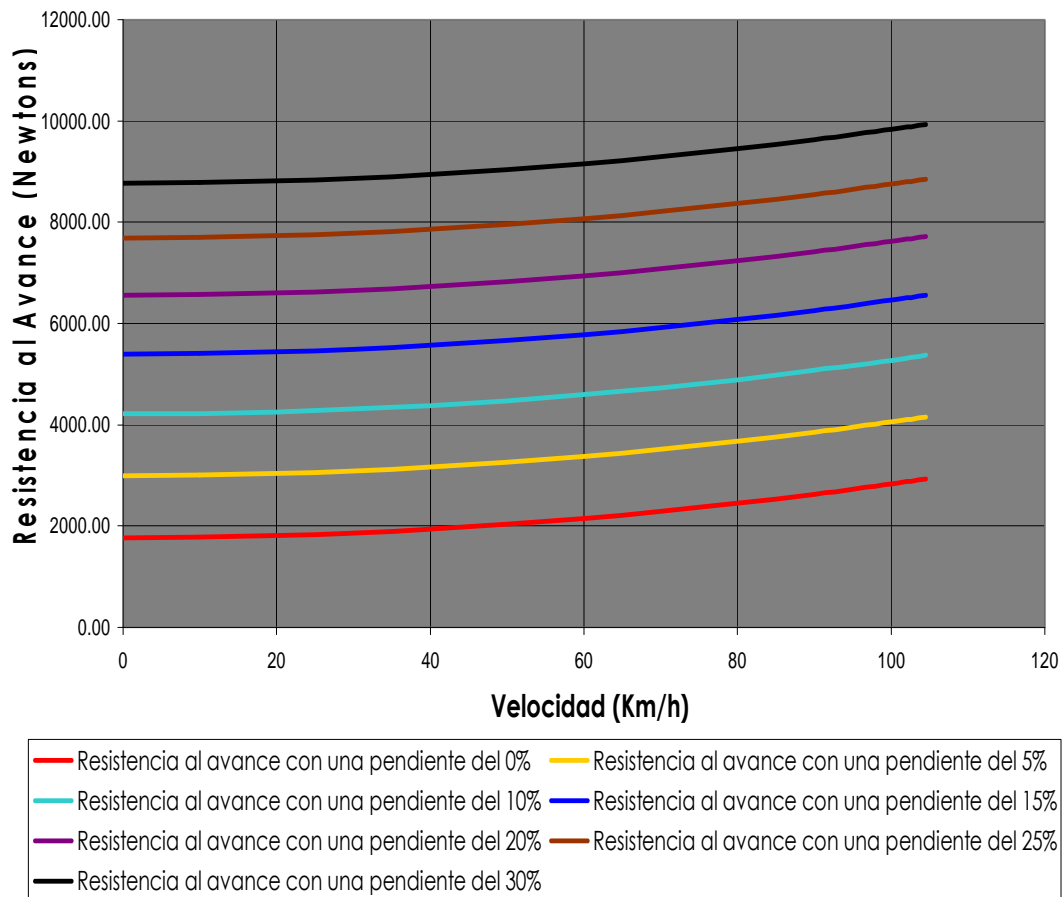
Tabla 3.4 Datos de Resistencia al avance del Bus Tipo

<b>Fuerza (0%)</b>	<b>Fuerza (5%)</b>	<b>Fuerza (10%)</b>	<b>Fuerza (15%)</b>	<b>Fuerza (20%)</b>	<b>Fuerza (25%)</b>	<b>Fuerza (30%)</b>
1771.53	2998.01	4210.99	5401.78	6562.48	7686.12	8766.89
1782.44	3008.92	4221.90	5412.70	6573.39	7697.03	8777.80
1815.17	3041.66	4254.63	5445.43	6606.13	7729.77	8810.54
1869.73	3096.21	4309.18	5499.98	6660.68	7784.32	8865.09
1946.11	3172.59	4385.56	5576.36	6737.06	7860.70	8941.47
2044.30	3270.79	4483.76	5674.56	6835.26	7958.90	9039.67
2164.33	3390.81	4603.78	5794.58	6955.28	8078.92	9159.69
2306.17	3532.65	4745.62	5936.42	7097.12	8220.76	9301.53
2469.83	3696.32	4909.29	6100.09	7260.79	8384.43	9465.20
2655.32	3881.81	5094.78	6285.58	7446.27	8569.92	9650.68
2862.63	4089.11	5302.09	6492.89	7653.58	8777.22	9857.99
2964.64	4191.12	5404.09	6594.89	7755.59	8879.23	9960.00



Con los datos de la tabla 3.4 procedemos a realizar el gráfico 3.1

**Gráfico 3.1 Curvas de Resistencia al avance**



**3.4 Potencia al Avance:** La potencia al avance resulta de la fórmula:

$$P: F \times V \quad (\text{Ec. 3.7})$$

Donde:

**P:** Potencia

**F:** Resistencia al avance

**V:** Velocidad.

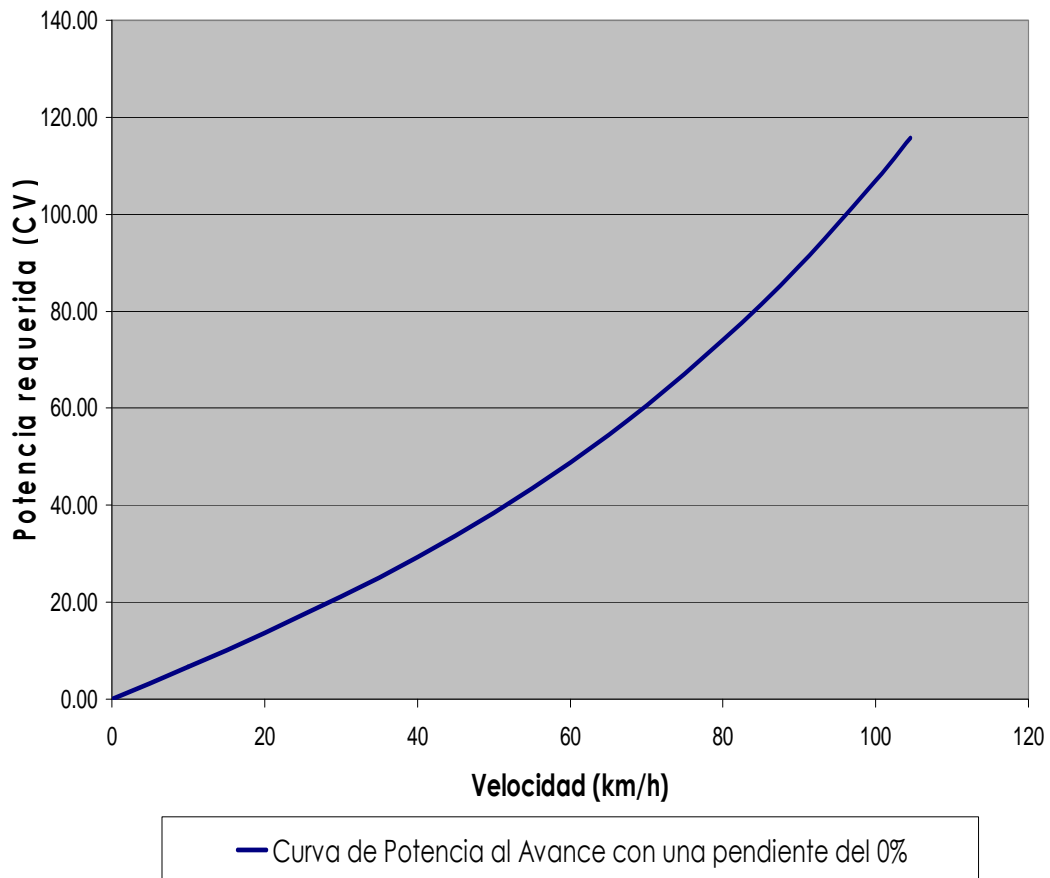
Se podrían obtener tantas curvas de potencia al avance como número de pendientes con las que se calcularon las resistencias al avance, pero únicamente vamos a obtener la potencia al avance y su gráfico con la pendiente del 0%.

TABLA 3.5 (Datos para la curva de Potencia al avance)

Velocidad (Km/h)	Velocidad (m/s)	Fuerza (0%) (Newtons)	Potencia al Avance (0%) (Nm/s=W)	Potencia al Avance (0%) (W/736) (CV)
0	0	1771.53	0.00	0.00
10	2.78	1782.44	4951.22	6.73
20	5.56	1815.17	10084.30	13.70
30	8.33	1869.73	15581.07	21.17
40	11.11	1946.11	21623.40	29.38
50	13.89	2044.30	28393.12	38.58
60	16.67	2164.33	36072.10	49.01
70	19.44	2306.17	44842.18	60.93
80	22.22	2469.83	54885.20	74.57
90	25.00	2655.32	66383.03	90.19
100	27.78	2862.63	79517.51	108.04
104.57	29.05	2964.64	86114.44	117.00

Con la Tabla 3.5 podemos realizar el gráfico de la Potencia al Avance.

Gráfico 3.2. Curva de Potencia al Avance con una pendiente del 0%



**3.5 Análisis de la Caja de Cambios:** En esta parte se va a estudiar la caja de cambios con las distintas relaciones de transmisión y se va a determinar el comportamiento de ésta en función del motor y las cargas que tenga que vencer.

**3.5.1 Diagrama del diente de sierra:** El diagrama diente de sierra es un gráfico que nos indica la relación que existe entre las distintas relaciones de transmisión total (relación de caja multiplicada por la relación del diferencial), limitadas por dos líneas que representan las revoluciones máximas del motor ( $1,1 \eta_{\text{nominal}}$ ) (Límite Superior) y las revoluciones a las cuales se obtiene el par motor máximo (Límite Inferior). Es decir realizar un estudio de las fuerzas que produce el motor en conjunto con la caja de cambios y transmisión.

El arco tangente de cada relación equivale a un ángulo en grados, ya que no es más que la pendiente de la recta que nos sirve para el gráfico. En el eje de las (x) vamos a representar la velocidad en Km/h, mientras que en el eje de las (y) vamos a representar la velocidad de giro del motor (rpm).

Vamos a realizar dos gráficos del diagrama diente de sierra, en el primero tenemos como punto de partida la relación total en directa y el segundo es la representación real de las relaciones de transmisión que nos indica la características de la caja de cambios utilizada.

**Gráfico del primer diagrama:**

- Tomamos como punto de partida la relación total de la directa (es decir la relación del diferencial) : **4.875:1**
- Sacamos el ángulo:  $\text{Arctg } 4.875 = \mathbf{78.41^\circ}$
- Graficamos las líneas horizontales límite que son las rpm máximas y las del par motor máximo.
- Trazamos una línea (1) con el ángulo calculado desde el origen hasta que corte con el límite superior.
- A continuación trazamos una perpendicular desde el punto de corte de la línea 1 con el límite inferior hasta el límite superior (a).
- Trazamos una línea (2) desde el punto a hasta el origen.
- Trazamos una perpendicular desde el punto de corte de la línea 2 con el límite inferior hasta el límite superior (b)
- Utilizando el mismo procedimiento graficamos tantas líneas como número de relaciones tenga la caja de cambios.

**Nota:** Las relaciones obtenidas por un diagrama diente de sierra puro (ideal), forman parte de una progresión geométrica.

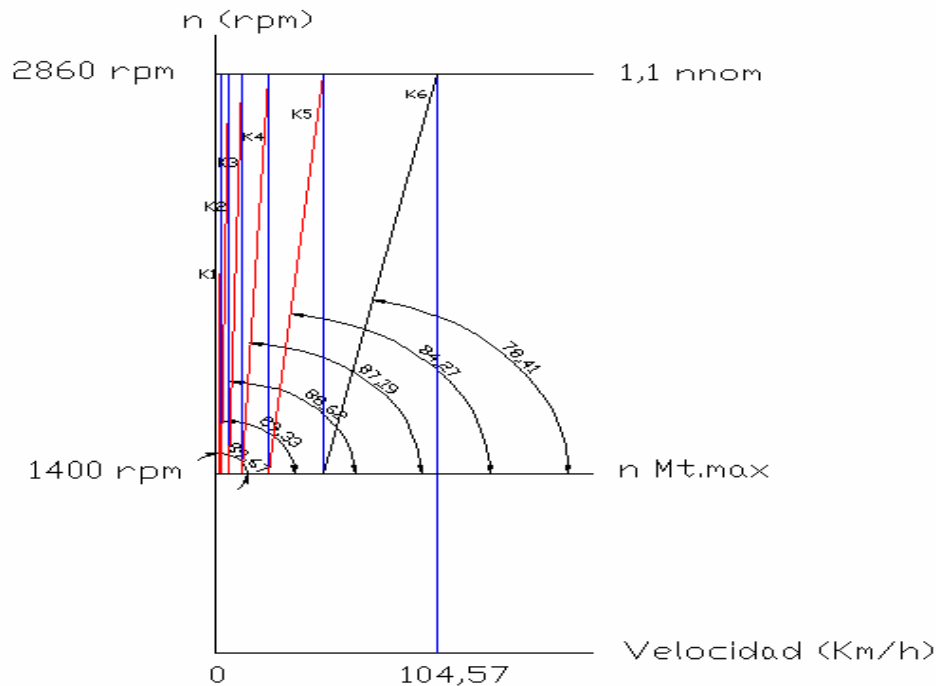


Gráfico 3.3 Diagrama Teórico Diente de Sierra.

**Gráfico del segundo diagrama:**

- Tomamos las relaciones totales reales del autobús (descritas en el capítulo 1)
- Cada una de las relaciones las transformamos en pendientes mediante el arco tangente.
- Los límites para el gráfico son los mismos que en el gráfico 3.3, es decir, el límite superior dado por  $1,1 \eta_{nom}$  (2.860 rpm) y el límite inferior dado por las revoluciones a las cuales se obtiene el mayor torque (1.400 rpm)
- Vamos graficando cada una de las relaciones tomando en cuenta los límites.
- Si las relaciones se cortan entre los límites el rango de cada marcha disminuye.

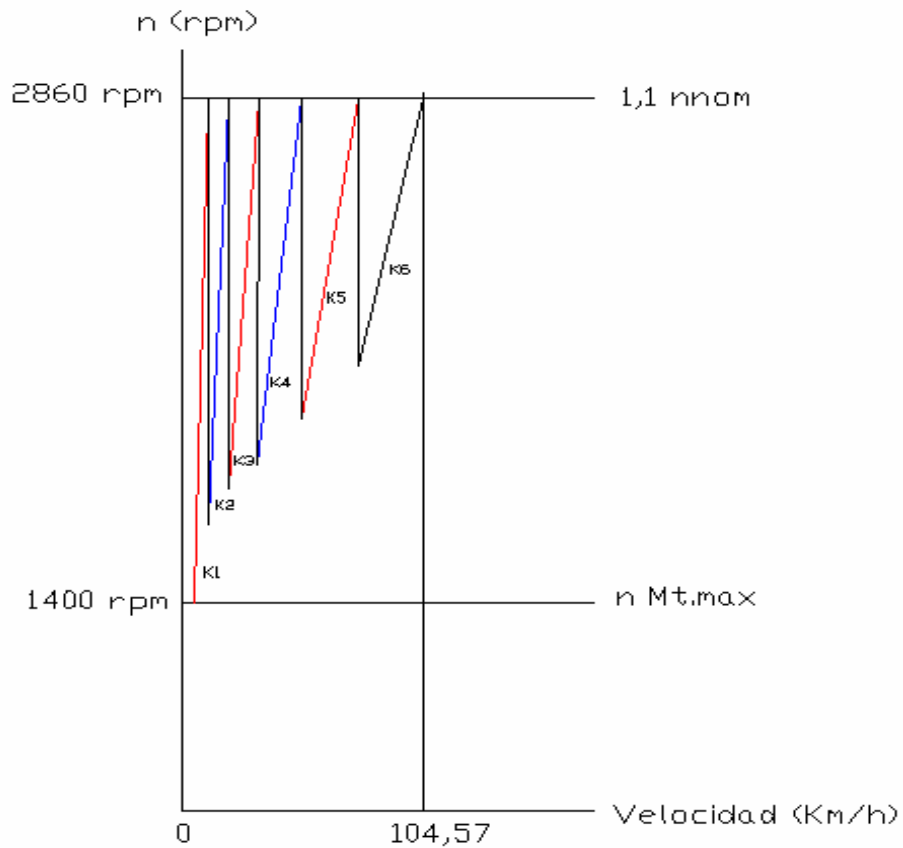


Gráfico 3.4 Diagrama Real Diente de Sierra.

**3.5.2 Cubrimiento en las distintas velocidades:** El cubrimiento de las marchas de un vehículo, en este caso del bus tipo, se lo realiza por una superposición de las curvas de la fuerza que se obtiene en la llanta del vehículo en cada una de las marchas versus las curvas de las resistencias al avance en cada una de las pendientes. Entonces el cubrimiento es un análisis del desempeño que va a tener el vehículo en unas condiciones establecidas (en nuestro caso la normativa del Municipio da las características y especificaciones técnicas y de seguridad para las unidades de transporte urbano estandarizadas (bus tipo) de la ciudad de Cuenca).

El gráfico de las curvas de resistencia al avance según la pendiente, se lo realizó previamente (Gráfico 3.1). Para el gráfico de las curvas de las fuerzas de tracción que se producen en la llanta, vamos a utilizar la fórmula siguiente:

$$F_t = \frac{M_t \cdot \eta_{mec} \cdot \xi}{r_d} \quad (\text{Ec. 3.8})$$

Donde:

- Ft** = Fuerza de Tracción en el neumático (N).  
**Mt** = Momento torsor (Par motor) en cada revolución (Nm).  
 **$\eta_{mec}$**  = Cada marcha tiene un rendimiento mecánico diferente.  
 **$\xi$**  = Relación total de transmisión.  
**rd** = radio dinámico del neumático (m).

En total vamos a realizar 6 curvas, ya que la caja del chasis Mercedes Benz es una MB G60 de 6 velocidades. La variable que nos permite la construcción de las curvas en cada relación es la velocidad del motor, hemos decidido darle 6 valores, 700-1000-1500-2000-2500-2860 rpm.

Con los datos de la Tabla 1.1 tenemos el dato de las relaciones de transmisión ( $\varphi$ ) de cada marcha. Para sacar la relación total de transmisión ( $\xi$ ) tenemos que multiplicar  $\varphi$  de la marcha por la  $\varphi$  del diferencial.

Tabla 3.6 Datos de las relaciones de transmisión y rendimiento mecánico de cada marcha.

<b>Marcha</b>	<b><math>\varphi^1</math></b>	<b><math>\xi</math></b>	<b><math>\eta_{mecánico}^2</math></b>
Primera	9.20	44.850	0.6375
Segunda	5.23	25.496	0.68
Tercera	3.15	15.356	0.7225
Cuarta	2.03	9.896	0.7225
Quinta	1.37	6.679	0.7225
Directa	1.00	4.875	0.765

Con los datos de la tabla 3.6, procedemos a resolver la ecuación 3.8 y obtenemos los siguientes resultados:

Tabla 3.7 Cuadro de las fuerzas de tracción que se producen en el neumático en las distintas relaciones de la caja de cambios según la velocidad del motor.

RPM	Mt (Nm) <sup>3</sup>	Primera (N)	Segunda (N)	Tercera (N)	Cuarta (N)	Quinta (N)	Sexta (N)
700	250	15119.98	9168.40	5867.21	3781.09	2551.77	1972.17
1000	450	27215.96	16503.13	10560.97	6805.96	4593.19	3549.91
1400	660	39916.74	24204.58	15489.43	9982.08	6736.67	5206.53
2000	653	39493.38	23947.87	15325.15	9876.21	6665.22	5151.31
2500	590	35683.14	21637.43	13846.61	8923.37	6022.18	4654.32
2860	505	30542.35	18520.17	11851.76	7637.80	5154.58	3983.79

<sup>1</sup> Ficha técnica Chasis OF- 1721. AUTEC.

<sup>2</sup> Francisco APARICIO IZQUIERDO, Vicente DIAZ LOPEZ, Carlos VERA ALVAREZ; (1995) Teoría de los vehículos automóviles, Universidad Politécnica de Madrid, Madrid. Pag. 230.

<sup>3</sup> Fig. 1.1

Para calcular la velocidad que se produce en el neumático en cada relación de transmisión, tenemos que resolver la siguiente ecuación:

$$Vn: (\eta_{Mot} \cdot \xi \cdot pr \cdot 3,6) / 60 \quad (Ec 3.9)$$

Donde:

**Vn:** Velocidad del neumático (Km/h)

**nMot:** Velocidad del motor (rpm)

**ξ:** Relación total de transmisión <sup>1</sup>

**pr:** perímetro de la rueda (m) <sup>2</sup>

Si resolvemos la ecuación 3.9, tenemos los siguientes resultados:

Tabla 3.8 Velocidades del neumático según la velocidad del motor y la relación de la caja de cambios.

RPM	Mt (Nm) <sup>3</sup>	Velocidad 1	Velocidad 2	Velocidad 3	Velocidad 4	Velocidad 5	Velocidad 6
700	250	2.78	4.89	8.12	12.61	18.68	25.59
1000	450	3.97	6.99	11.61	18.01	26.69	36.56
1400	660	5.56	9.79	16.25	25.21	37.36	51.18
2000	653	7.95	13.98	23.21	36.02	53.37	73.12
2500	590	9.93	17.48	29.01	45.02	66.71	91.40
2860	505	11.36	19.99	33.19	51.51	76.32	104.56

Ahora con los datos de las tablas 3.7 y 3.8 graficamos las curvas de fuerza de tracción, pero sobreponemos este gráfico en el gráfico 3.1 y de esta manera tenemos el diagrama de cubrimiento del Bus Tipo (Chasis Mercedes Benz con carrocería INMAY).

<sup>1</sup> Tabla 3.5

<sup>2</sup> Calculado anteriormente para encontrar la velocidad máxima del bus.

<sup>3</sup> Fig. 1.1

### 3.5.3 Gráfico de las curvas de cubrimiento

Gráfico de las curvas de Cubrimiento

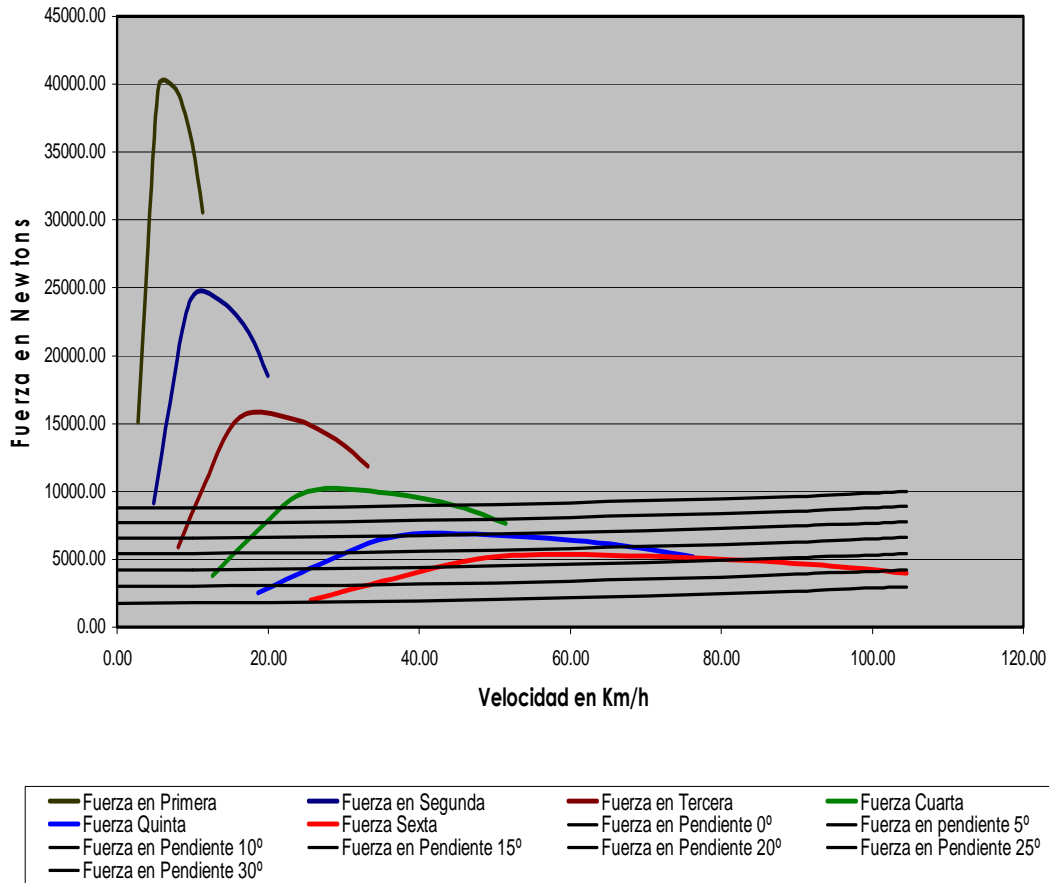


Gráfico 3.5 Gráfico de las curvas de Cubrimiento

### 3.6 Conclusiones

- Las prestaciones mecánicas de los buses tipo son superiores a las necesarias, ya que el bus genera una fuerza en el neumático que fácilmente es capaz de vencer la pendiente máxima.
- La velocidad máxima que puede alcanzar un bus tipo está por encima de los límites que existen en la ciudad.

### Conclusiones y Recomendaciones.

- Los buses que circulan por nuestra ciudad poseen una fuerza motriz bastante elevada, lo que les permite vencer las fuerzas resistentes.
- Se debería revisar el valor de la pendiente máxima a superar en nuestra ciudad.
- La zona del bastidor, soporte y piso del Bus Tipo son las que deben tener mayor control, ya que ahí se produce la mayor concentración de esfuerzos.



- La unión del chasis a la carrocería no debe realizarse mediante suelda, sino utilizando uniones empernadas, ya que la soldadura afecta el tratamiento térmico del bastidor y disminuye su resistencia.
- Los estudios de los buses deberían ser completos: análisis estructural, rendimiento mecánico, normas anticontaminación, comportamiento dinámico y seguridad activa y pasiva.
- Debería existir un diseño estandarizado para que las empresas que construyen las carrocerías cumplan un solo modelo de bus tipo.
- Los controles que se realizan en los buses deberían ser más rigurosos y frecuentes de tal forma que los pasajeros puedan viajar seguros; estos controles deberían abarcar todos los sistemas que componen un Bus Tipo, es decir suspensión, frenos, dirección, escape, alimentación, etc.
- Los cursos de graduación en el extranjero son una buena forma de que el estudiante profundice en conocimientos y tenga una visión más amplia de la realidad de la carrera escogida.

**Bibliografía:****Referencias Bibliográficas:**

APARICIO IZQUIERDO Francisco, DIAZ LOPEZ Vicente, VERA ALVAREZ Carlos; (1995) Teoría de los vehículos automóviles, Universidad Politécnica de Madrid, Madrid.

MERRITT FREDERICK. (1984) Manual del Ingeniero Civil, Tomo II, Editorial Mcgraw-Hill, México.

MOSCA Tipler, (2005) Física para la Ciencia y la Tecnología, 5ta Edición, Editorial Reverte, Barcelona.

PANTIGOSO LOZA HENRY (2003), Aplicaciones Teórico Practico del SAP 2000, Editorial Megabyte, Lima-Perú.

SINGER Pytel, (2004) Resistencia de Materiales, traducción de Raimundo Gaspar Torret y Angel Gutiérrez Vázquez, 4ta Edición, Editorial Culturales, S.A México.

TOALONGO PAIDA Manuel, (2004) Métodos y Técnicas de investigación, Editorial Prole –Láser, Cuenca.

UNIVERSIDAD AUTONOMA DE MÉXICO (1978) Diseño y construcción de estructuras metálicas, 2da Edición, Editorial Instituto de Ingeniería, México.

Williams y Harris (1973) Diseño de estructuras Metálicas, 7ª edición, Editorial Continental S.A, México.

ZIENKIEWICZ O.c. (1995) El Método de los Elementos Finitos, Editorial reverte, S.A, México.

**Referencias Electrónicas:**

Ilustre Municipalidad de Cuenca, Internet, <<http://www.municipalidadcuenca.gov.ec/contenido.php?id=178>>, Acceso: 10 Diciembre 2005.

Mercedes Benz, (2004) Datos del Motor Mercedes Benz OM-366 LA, Internet. < <http://www.loscolectivos.com.ar/tango.htm> >, Acceso: 3 Febrero 2005.

Banco Mundial, (1997) Densidad, Internet <[http://www.red-de-autoridades.org/capacitacion/Capitulo6/6\\_3\\_4.htm](http://www.red-de-autoridades.org/capacitacion/Capitulo6/6_3_4.htm)>, Acceso: 3 Marzo 2006.

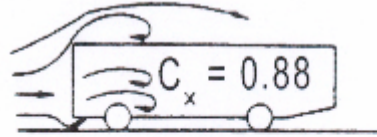
UNE, (2001) Perfiles comerciales, Internet. <  
<http://www.grupovelasco.com/wgvelasco/L1/Prontuario/Comercial> >, Acceso:  
10 Diciembre 2006.

Pablo Cebreiro (2005), Apuntes del 1er Seminario de Graduación de Ingeniería Mecánica Automotriz, Facultad de ingeniería Mecánica de la Universidad de Buenos Aires.

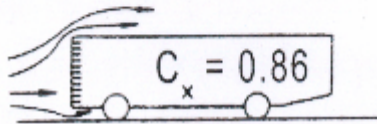
## Anexo 1

### Influencia de la parte delantera de un autocar sobre $C_x$

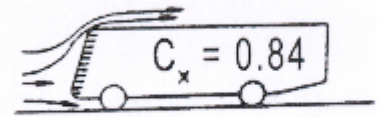
1. Delantera con bordes angulares



2. Delantera con bordes redondeados



3. Delantera aerodinámica



**Anexo 2****Coefficiente de resistencia a la rodadura (fr) de los neumáticos**

TIPO DE VEHICULO	Superficie		
	Hormigón o Asfalto	Dureza Media	Arena
Turismo	0.015	0.08	0.3
Camiones	0.012	0.06	0.25
Tractores	0.02	0.04	0.2

### Anexo 3

#### Promedio de rendimiento mecánico

En cuanto al rendimiento, pueden considerarse los siguientes valores orientativos:

Relación de transmisión en directa ( $\xi_1^1 = 1$ ):  $\eta = 0.9$

Otras relaciones:  $\eta \cong 0.85$

Relaciones de muy alta reducción:  $\eta \cong 0.75$  a  $0.80$

## Anexo 4

### Condiciones normalizadas de cálculo de motores

Por otra parte, la presión, temperatura y humedad influyen en el rendimiento del motor y, por tanto, en los valores de su respuesta en un régimen dado. Lo más usual es que las curvas características sean determinadas en condiciones normalizadas con los siguientes valores:

$$T_o = 288.5^\circ \text{ K} \quad (15.5^\circ \text{ C})$$

$$P_o = 101.32 \text{ Kpa} \quad (76 \text{ cm Hg})$$

**Anexo 5****Rendimiento de un motor en la altura**

$$\text{Gasolina: } H = \frac{H_o(P_a - P_v)}{P_o \sqrt{\frac{T_o}{T_a}}}$$

$$\text{Diesel: } H = H_o \frac{(P_a - P_v)}{P_o \left( \frac{T_o}{T_a} \right)}$$

En estas expresiones:

**P<sub>a</sub>** = Presión Atmosférica

**P<sub>v</sub>** = Presión de vapor (representa el efecto de la humedad)

**T<sub>a</sub>** = Temperatura ambiente

**H<sub>o</sub>** = Potencia en condiciones normalizadas