

T-16.

TESIS PROFESIONAL

DISEÑO CONCEPTUAL DE UN AUTOMOVIL  
DE MINIMO CONSUMO DE ENERGIA

José Eduardo Vallado Moreno  
Ingeniero Mecánico Electricista

DIRECTOR  
Ing. Miguel Toral Garibay



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.

## INTRODUCCION

A consecuencia del mundo de cambios a que actualmente se enfrenta el automóvil, se plantea cada vez más insistentemente la necesidad de redefinir los parámetros que determinan el desarrollo de los automóviles.

Este estudio se encuentra constituido en dos etapas; la primera de ellas nos permite conocer todas las características que definen los autos nacionales, mientras que la segunda se avoca a la determinación de los parámetros de un automóvil familiar para México. Igualmente se tratan en la tesis las bases teóricas que rigen el consumo de energía y espacio de un automóvil.

El objetivo de este análisis es sentar las bases del diseño de un automóvil capaz de cumplir con las necesidades de transportación en México haciendo uso de los recursos de fabricación disponibles en el país.

# INDICE

Introducción

Antecedentes

I Bases teóricas

II Espacio

III Energía

Conclusiones

Anexo A

## Antecedentes

A partir de la década de los años treinta, se reconoció en el automóvil la solución a la necesidad de transporte personal a nivel mundial, creándose así una gran industria que hoy en día figura entre las principales del mundo. Asimismo, a su alrededor ha surgido una red de carreteras y servicios que ha cambiado la faz de la Tierra en menor número de años que cualquier otro tipo de transporte.

Se estima que para el año de 1980, la población mundial de automóviles será de cerca de 30 millones de vehículos. Es evidente que los recursos naturales que se utilizan y utilizarán en su producción serán cuantiosos, como también lo serán los combustibles que requerirá su movimiento, es decir, su función.

Las recientes crisis energéticas sufridas principalmente por los países superdesarrollados (los mayores productores de automóviles) han generado una especial preocupación por las limitadas fuentes de energía con que se cuenta actualmente, principalmente en el ramo de la propulsión automotriz, señalando la necesidad de optimizar su uso y desarrollar fuentes alternas. El impacto que esto ha tenido en el automóvil es evidente. De pronto, es imperativo diseñar nuevos modelos eficientes para substituir a aquéllos de consumo elevado y, a la vez, incrementar el rendimiento de toda la línea.

En cierta forma, el automóvil debe volver al desempeño de su función básica únicamente: transportar, dejando a un lado muchas otras facetas que se le han impuesto con los años.

Tradicionalmente, los fabricantes europeos de automóviles han enfrentado la constante e imperiosa necesidad de reducir el consumo de combustible de sus productos, así como los gastos de operación, debido a las limitaciones energéticas que afectan esos países. Por otro lado, el trazo de sus ciudades impone condiciones especiales al tamaño de los vehículos. Por ello, en dichos países se han desarrollado impuestos a la tenencia del automóvil basados en la dimensión de su planta motriz y del vehículo.

Por el contrario, los productores norteamericanos han respondido a las necesidades de su mercado con automóviles grandes, potentes, capaces de recorrer largas distancias con la mayor comodidad, mínimo esfuerzo y un bajo costo inicial. Sin limitaciones en espacio, y contando con el abastecimiento de combustible barato, los autos americanos durante años no requirieron de eficiencia en su operación. Su desarrollo se centró más bien en proporcionar comodidades a sus ocupantes.

La crisis energética de 1956, propiciada por la situación de Suez, trajo como consecuencia la proliferación de las primeras generaciones de modelos económicos entre todos los fabricantes. De este hecho surgieron los primeros automóviles "subcompactos" en los Estados Unidos, con el fin de contrarrestar la naciente demanda por vehículos europeos.

Al igual que lo que sucedería a raíz del problema de 1973, al estabilizarse nuevamente el suministro de combustible, el público volvió a los populares autos grandes, por lo menos en los países donde existían.

Es un hecho que el automóvil estará con nosotros por lo menos hasta finalizar el siglo XX y será finalmente sustituido por una eficiente transportación masiva. Por tanto, existe el compromiso de renovar el concepto actual del automóvil para lograr conciliar los antagónicos aspectos de confort, seguridad y economía en una nueva solución.

Se ha demostrado en varias ocasiones que la mayoría de las medidas requeridas para enfrentar las reducciones en consumo y emisiones contaminantes redundan en un incremento de costos de fabricación y, en ocasiones, en un aumento de la energía requerida para los procesos de fabricación. En base a esto, debemos acostumbrarnos a pensar en el rendimiento de un automóvil no en kilómetros por litro, sino en kilómetro por barril de petróleo crudo. Este concepto coloca en una situación difícil a varios combustibles alternos a la gasolina tales como el siesel o el combustóleo, ya que el producirlos involucra una mayor cantidad de energía. No obstante, debemos recordar que son un subproducto en la obtención de este combustible y que su uso implica un mejor aprovechamiento de los recursos de que disponemos.

Este mismo argumento hace dudar de la gran eficiencia y nula contaminación de la propulsión eléctrica, pues en la mayoría de los casos, la energía eléctrica se genera en plantas termoeléctricas alimentadas a su vez por combustibles fósiles. Además, debido a las pérdidas en transmisión y conversión de energía, se ha demostrado que un auto eléctrico solamente recibe el 30% de la energía generada.

Durante años se ha especulado con soluciones fabulosas para aumentar el rendimiento de los motores de combustión interna, externa y de los motores eléctricos, las cuales, en el mejor de los casos, se han desechado debido a las complicaciones que presentaban.

Por lo tanto, el camino a seguir a corto y mediano plazo consiste en adecuar, redefinir el automóvil a las necesidades reales del usuario. A partir de 1978, los Estados Unidos, que cuentan con la mayor parte de la población de automotores del mundo, han reglamentado el consumo de combustible. Como consecuencia, se ha iniciado una gradual reducción del peso y dimensiones de los vehículos, incorporando soluciones técnicas innovadoras para conservar las dimensiones interiores y prestaciones de los modelos reemplazados. Por su parte, los automóviles europeos están comenzando a proliferar en el campo de mayores dimensiones y un nivel de equipo más completo, debido a la mayor eficiencia que los ha caracterizado. Se estima que las tendencias de diseño europea y norteamericana se interceptarán cerca de 1985, con lo que los automóviles "mundiales" serán comunes.

México, en su posición de ensamblador de automóviles, se encuentra supeditado a vehículos diseñados para otros mercados y condiciones que las propias. La peculiar geografía del país presenta características únicas que con una conjunción de las de Europa y Norteamérica. La mayor parte de las zonas urbanas de México se remontan a trazas de la época colonial, aunadas a suburbios modernos y vialidades congestionadas. En contraste a lo anterior, la extensión territorial del país hace que los centros

de población e industriales se encuentren alejados entre sí.

En México, la producción de automóviles como una industria nacional, se inicia realmente con la promulgación del Decreto de la Industria Automotriz en 1962, el cual implantaba la necesidad de desarrollar e integrar la industria automotriz nacional. Durante el año de 1978, la industria produjo 321 000 unidades, marcando un récord en la historia de este ramo en México. Para 1982, se espera un crecimiento del 30%, del cual se estima que un 40% corresponderá a la producción de automóviles populares. No obstante que estos volúmenes de producción son insignificantes comparados con los de los países productores de origen, sí representan una importante base para la industria local, la cual actualmente opera al 95% de su capacidad instalada.

Existe, por tanto, la necesidad de contar con un automóvil que responda a los requerimientos del país y que a la vez sea eficiente para permitir aprovechar en otros usos más productivos los recursos petroleros recientemente desarrollados, como también los demás materiales con que se cuenta.

El propósito de este estudio es sentar las bases del proyecto de un automóvil propio para México, factible de producirse con los recursos y tecnología disponibles en el período de 1980 a 1985. Es nuestro punto de vista que existe en el país una base firme sobre la cual fincar el diseño y producción de los componentes y producto final de un automóvil.

Las justificaciones técnicas que respaldan todas y cada una de las características preliminares de este automóvil se exponen en detalle en los tres capítulos de esta tesis.

## CAPITULO I

Bases del diseño

Se ha visto que la transportación individual tal como la conocemos estará con nosotros por lo menos hasta fines de este siglo. Por ello existe la necesidad imperativa de "reinventar el automóvil" como ha sido expuesto recientemente.

Debemos considerar al automóvil como el cuerpo libre que es, sujeto a todas las acciones y leyes de la física. Partiendo del más simple diagrama de cuerpo libre y suponiendo que la fuerza  $F$

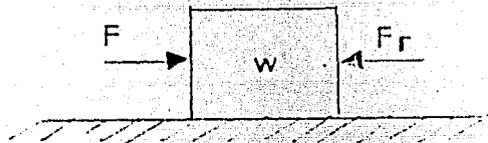


FIGURA 1. DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE

actúa sobre el cuerpo  $W$ , éste solamente podrá iniciar su movimiento cuando la fuerza  $F$  sea mayor que la resistencia  $Fr$ .

Análogamente, un automóvil siempre estará produciendo fuerzas resistivas, las cuales deberá vencer a fin de acelerar su movimiento y mantenerlo. Además, para poder efectuar cualquier cambio en su movimiento deberá vencer la inercia propia de sus masas.

Si recordamos que la potencia se expresa con el trabajo efectuado por unidad de tiempo, y que el trabajo a su vez es el producto de la fuerza por la distancia, podemos ver la importancia que tendrán en el consumo energético y en las presta-

ciones del vehículo todas y cada una de las fuerzas que a continuación analizaremos.

#### a) Fuerzas de inercia

De la segunda ley de Newton sabemos que para cualquier cambio de velocidad que experimenta un cuerpo en movimiento, se presenta una fuerza  $F$  que estará dada por:

$$F_i = m \frac{dv}{dt} \quad (1)$$

donde:  $F_i$  = fuerza de inercia

$m$  = masa del cuerpo

$$\frac{dv}{dt} = \frac{dx^2}{dt^2} = \text{aceleración}$$

De manera análoga, para un sistema rotacional, se presentará un momento dado por:

$$M_i = I \frac{d\omega}{dt} \quad (2)$$

donde:  $M_i$  = momento debido a la inercia

$I$  = momento de inercia del cuerpo

$$\frac{d\omega}{dt} = \text{aceleración} = \frac{d^2\theta}{dt^2}$$

Consideremos a un automóvil como un conjunto de partes en movimiento. Básicamente se tratará de un cuerpo en movimiento lineal constituido por la carrocería y por un conjunto de piezas en movimiento rotativo tales como las ruedas, transmisión, etcétera.

Para simplificar los cálculos de la fuerza total de inercia del vehículo en conjunto, deberemos transformar los elementos rotativos en una masa equivalente que pueda sumarse a la masa en movimiento traslacional.

Para tal efecto, podemos obtener un momento total de las masas en movimiento rotativo, si efectuamos una sumatoria de la siguiente forma:

$$M_{it} = \sum M_j^0 = \sum I \alpha_j \quad (3)$$

donde  $M$  = momento de la parte

$j$  = relación de reducción

$I$  = momento de inercia de la parte

$\alpha$  = aceleración angular de la parte

La ecuación (3) nos define el momento total alrededor del eje motriz, tomando en cuenta la relación de reducción entre la parte en cuestión y el eje motriz de la siguiente forma:

$$\omega = \omega_d j \quad (4)$$

y

$$\alpha = \alpha_d j \quad (5)$$

donde  $\omega$  = velocidad angular de la parte

$\omega_d$  = velocidad angular del eje motriz

$\alpha$  = aceleración angular de la parte

$\alpha_d$  = aceleración angular del eje motriz

$j$  = relación de reducción

por lo que podemos expresar la ecuación (3) en términos de la aceleración angular  $\alpha$ , resultando:

$$M_i = \alpha_d \sum I \varphi^2 \quad (6)$$

Si recordamos que una masa equivalente  $m_e$ , aplicada a un radio  $r$ , tiene un efecto equivalente en la inercia de un cuerpo en movimiento traslacional, que la suma de los momentos de inercia de varias partes en movimiento rotativo, podemos hacer:

$$M_i = m_e r^2 \alpha_d \quad (7)$$

o bien: 
$$M_i = \alpha_d \sum I \varphi^2 \quad (8)$$

si despejamos  $m_e$  :

$$m_e = \frac{\sum I \varphi^2}{r^2} \quad (9)$$

Se acostumbra expresar a la suma de la masa del vehículo y su masa equivalente como una masa total denominada masa efectiva, de acuerdo con la siguiente relación:

$$m' = m + m_e \quad (10)$$

donde  $m'$  = masa efectiva.

De la expresión (10) es evidente que la masa efectiva será mayor, para todos los casos prácticos, que la masa  $m$  del vehículo, es decir:

$$m' > m \quad (11)$$

por lo que podemos suponer un factor adimensional  $\gamma'$ , que nos indique qué tanto contribuye la masa rotativa a la masa efectiva. En forma analítica, la ecuación (10) se reduce a:

$$m' = m + m_e = m \gamma' \quad (12)$$

es decir:

$$m' = m \gamma' \quad (12)$$

En la ecuación (1) se vio que la fuerza necesaria para vencer las resistencias debidas a las fuerzas de inercia estaba dada por:

$$F_i = m \frac{dv}{dt} = m a \quad (1)$$

para el movimiento traslacional, y:

$$M_i = I \frac{d\omega}{dt} \quad (2)$$

para el momento necesario para vencer las fuerzas de inercia en movimiento rotativo.

Hemos visto que la ecuación (2) puede expresarse en términos de una masa equivalente  $m_e$ , aplicada a un radio  $r$ , como se expresa en la ecuación (9);

$$m_e = \frac{\sum I \rho^2}{r^2} \quad (9)$$

por otro lado, vimos que la suma de la masa equivalente  $m_e$  y la masa vehicular resulta en una masa efectiva  $m'$ . Como la masa equivalente y la masa vehicular, y por lo tanto la masa efectiva, en mueven en el mismo sentido y experimentan la misma aceleración, podemos reescribir la ecuación (1) para la fuerza total necesaria para vencer las fuerzas de inercia como:

$$F_i = (m_e + m) \frac{dv}{dt} \quad (13)$$

sustituyendo (12) en (13), resulta:

$$F_i = m' \frac{dv}{dt} = m' a \quad (14)$$

Se acostumbra llamar a la fuerza  $F_i$  con el nombre de resis-

tencia debida a las fuerzas inerciales, ya que será esta fuerza  $F_i$  la que se oponga a éstas, como se puede apreciar en el siguiente diagrama de cuerpo libre.

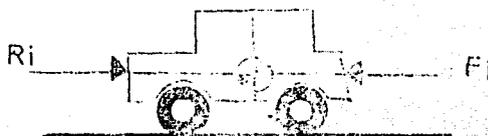


FIGURA 2  
DIAGRAMA DE FUERZAS

A fin de mantener el equilibrio, se requiere que:

$$F_i = R_i \quad (15)$$

Siempre y cuando tanto  $F_i$  como  $R_i$  estén referidas al mismo punto de acción, en este caso, el centro de gravedad.

De acuerdo con esto, podemos decir, si sustituimos (15) en (14):

$$R_i = m \gamma a \quad (16)$$

Experimentalmente se han calculado ciertos valores representativos para  $\gamma$ , debido a la dificultad que impone el calcular algunos valores del momento de inercia que aparece en la ecuación (9), particularmente los de partes que cuentan con movimiento plano, es decir, movimiento rotativo asociado a movimiento traslacional, como es el caso de bielas, deslizaderas, etcétera.

Sin embargo, puede obtenerse un valor confiable de  $\gamma$  para cualquier relación de reducción por medio de la siguiente

ecuación obtenida experimentalmente:

$$\sigma^1 = 1 + (0.04 + 0.0025)^2 \quad (17)$$

Los resultados obtenidos con esta ecuación tienen una amplia gama de aplicación, ya que la relación de reducción está generalmente en función del peso y potencia de un vehículo. Cabe hacer notar que a mayor reducción, mayor será el valor de  $\sigma^1$ , con lo que la fuerza necesaria para vencer la inercia de un vehículo será mucho mayor. No obstante, como se muestra en la tabla I, el aumento que puede provocar un valor alto de solamente es considerable en las marchas que cuentan con la mayor desmultiplicación.

Tabla I. Valores aproximados del factor de masa ( $\sigma^1$ )

Vehículo	MARCHA			
	Alta	Segunda	Primera	Baja
Automóvil grande	1.09	1.14	1.30	
Automóvil pequeño	1.11	1.20	1.50	2.40
Camión	1.09	1.20	1.60	2.50

Consideremos ahora el caso en el que un automóvil se mueve sobre una cuesta, es decir que asciende por un plano inclinado.

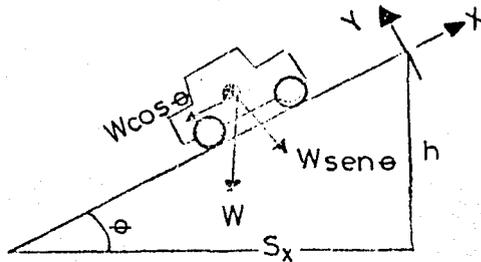


FIGURA 2  
DIAGRAMA DE FUERZAS

De acuerdo con el diagrama de fuerzas de la figura 3, la fuerza necesaria para vencer la pendiente está dada por:

$$F_p = W \operatorname{sen} \Theta \quad (18)$$

y como:

$$W \operatorname{sen} \Theta = m \operatorname{sen} \Theta a_x \quad (19)$$

podemos escribir

$$F_p = m' a_x \operatorname{sen} \Theta$$

donde  $m'$  = masa efectiva del vehículo

$a_x$  = aceleración en la dirección del plano inclinado

En la construcción de caminos es común representar la pendiente como un porcentaje de la tangente del ángulo, o sea:

$$G = \frac{h (100)}{S_x} = 100 \tan \Theta \quad (20)$$

Para valores pequeños de  $\Theta$ , podemos hacer que:

$$\operatorname{sen} \Theta \approx \tan \Theta \quad (21)$$

por lo que podemos expresar la ecuación (18) como:

$$F_p = R_p = W \tan \Theta \quad (22)$$

o, simplificando e incluyendo la ecuación (20):

$$R_p = \frac{WG}{100} \quad (23)$$

donde  $R_p = F_p$  y representa la fuerza resistiva que ofrece la pendiente al avance del automóvil.

La ecuación (23) es una forma simplificada de la ecuación (18), que induce un error en proporción al ángulo. Las pendientes máximas que se presentan en supercarreteras son de alrededor de 6% ( $3.5^\circ$ ), mientras que los caminos montañosos más pendientes raramente exceden una pendiente de 32% ( $18^\circ$ ). Por lo tanto, si evaluamos las ecuaciones (18) y (23) para una pendiente de 32% podemos obtener el valor del error.

$$R_p = W \text{ sen } (18^\circ) = 0.3090 W \quad (18)$$

$$R_p = \frac{W (32)}{100} = 0.32 W \quad (23)$$

$$\text{Error} = \frac{0.32 \times 100}{0.3090} = 3.5\%$$

Como puede verse, el error es prácticamente despreciable, por lo que el uso de cualquiera de estas dos ecuaciones es indistinto. No obstante, se encuentra más fácil memorizar la ecuación (23).

En este punto podemos encontrar una relación entre las fuerzas de inercia y las fuerzas de ascensión. En efecto, si igualamos las ecuaciones (16) y (23), obtendremos lo siguiente:

$$\delta_{ma} = \frac{WG}{100} \quad (24)$$

y si recordamos que  $W = mg$ , resulta:

$$\delta ma = \frac{mgG}{100} \quad (25)$$

despejando para la aceleración:

$$a = \frac{gG}{100\delta} \quad (26)$$

Esta relación nos permite conocer la aceleración que podrá tener el automóvil al subir una pendiente G, o bien conocer esta pendiente en términos de la aceleración, si conocemos la aceleración del vehículo en terreno plano, es decir:

$$a_p = a - \frac{gG}{100\delta} \quad (27)$$

donde

- $a_p$  = aceleración en la pendiente
- $g$  = aceleración debida a la gravedad
- $a$  = aceleración en terreno plano

#### b) Fuerzas resistivas

En el punto anterior se hizo una revisión de las fuerzas que se oponen a la puesta en movimiento de un automóvil, o bien a su aceleración. Estas fuerzas inerciales, como puede verse en sus ecuaciones descriptivas, involucran un movimiento acelerado, y serían válidas como las únicas resistencias al movimiento que se presentan en un automóvil idealizado, es decir, un automóvil en el que no existiera fricción de ninguna clase.

Por el contrario, sabemos que la fricción se manifiesta en un

automóvil en diversas formas, como pueden ser: resistencia del aire debido a la fricción de éste sobre la superficie del automóvil; fricción entre las llantas y el piso, así como diversos órganos mecánicos en los que la fricción aparece inevitablemente, como por ejemplo en la transmisión y rodamientos.

Debido a su importancia enumeraremos aquí las fuerzas resistivas, pasando a continuación a analizar cada una de ellas:

- 1- Resistencia al rodamiento
- 2- Resistencia al aire
- 3- Resistencia en el tren motriz.

#### 1- Resistencia al rodamiento

La resistencia al rodamiento, como su nombre lo indica, es una fuerza que aparece desde el momento en que un automóvil inicia su movimiento. Algunos casos, hacen de la fuerza de rodamiento la más importante de las fuerzas resistivas, debido no solamente a su magnitud, sino al hecho de que esta fuerza se convierte en calor dentro del neumático, motivo que contribuye a elevar su temperatura, con la consiguiente pérdida de adherencia y deterioro del material.

A fin de poder comprender cabalmente la resistencia al rodamiento, empecemos por analizar la resistencia que presenta el rodamiento de una rueda rígida.

Al ponerse en movimiento una rueda rígida, se hará presente una fuerza contraria friccionante dada por:

$$F = W \mu_0 \quad (28)$$

donde  $W$  = peso de la rueda normal a la superficie

$\mu_0$  = coeficiente dinámico de fricción

Veamos ahora lo que sucede si esta misma rueda se mueve a lo largo de un terreno plástico. La figura 4 muestra un diagrama de fuerzas de rodamiento.

El peso  $W$  de la rueda actúa normalmente sobre la deformación causada en el punto o centro de presión, por medio de la fuerza  $N$ . La rueda es impulsada por la fuerza  $P$  aplicada en el centro geométrico de la rueda.

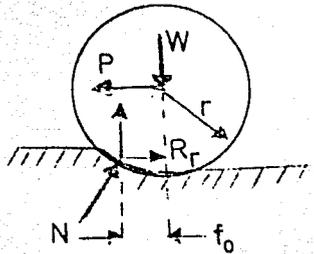


FIGURA 4

DIAGRAMA DE FUERZAS DE RODAMIENTO

La fuerza  $N$ , a su vez, puede descomponerse en dos vectores; el primero de ellos actuará verticalmente para contrarrestar el peso  $W$  de la rueda, mientras que un segundo vector horizontal se opondrá al movimiento. Esta última componente horizontal es denominada resistencia al rodamiento ( $R_r$ ). Fácilmente puede verse que existirá movimiento solamente si:

$$P > R_r \quad (29)$$

Si despreciamos la altura de la deformación, debido a su magni-

tud infinitesimal comparada con el radio  $r$ , la ecuación del equilibrio para el sistema mostrado en la figura 3, será:

$$P = R_r = \frac{W f_o}{r} \quad (30)$$

donde  $f_o$  = coeficiente de fricción de rodamiento, cuyas dimensiones son de longitud.

El coeficiente  $f_o$  está en función del material y representa la palanca teórica que existe entre el punto de acción de la reacción del terreno y el eje de la rueda. Debido a la complejidad que implica su medición, no existen datos confiables.

La rueda rígida hace contacto con la superficie sobre la que rueda a lo largo de una línea de grosor despreciable. Si vemos ahora lo que sucede cuando una rueda flexible, tal como una rueda de hule, hace contacto con el terreno, veremos que su contacto es por medio de una superficie, no ya una línea, debido a la elasticidad del material. Se ha demostrado que para una rueda flexible, la ecuación (30) se transforma en:

$$R_r = W f \quad (31)$$

en donde  $f$  es un factor adimensional, llamado coeficiente de resistencia al rodamiento e involucra un cálculo complejo en función de radio de rodamiento, así como de las propiedades elásticas de la rueda en sí y del terreno sobre el que rueda.

Más adelante se nombrarán algunos de los factores que influyen en la resistencia al rodamiento, pero antes es importante conocer otra característica del movimiento de una rueda flexible, conocida como deslizamiento.

Sabemos que para que exista movimiento rotativo en una rueda, se requiere de una elevada fuerza friccionante estática. Como para todo cuerpo, existen en una rueda dos coeficientes friccionantes: el estático y el dinámico. El primero se presentará siempre y cuando no exista deslizamiento entre el terreno y la rueda, y como dijimos, de su presencia depende el giro de la rueda. Expresado analíticamente, podemos garantizar que existe un movimiento rotativo exclusivamente si:

$$P_{\text{máx}} \leq W \mu_0 \quad (32)$$

donde:  $P_{\text{máx}}$  = fuerza máxima que puede impulsar a la rueda

$W$  = peso de la rueda

$\mu_0$  = coeficiente estático de fricción.

En el caso de un par transmitido por la rueda, la ecuación (33) queda:

$$M_{\text{máx}} \leq r W \mu_0 \quad (33)$$

donde:  $M_{\text{máx}}$  = momento o par máximo transmisible

$r$  = radio de rodamiento

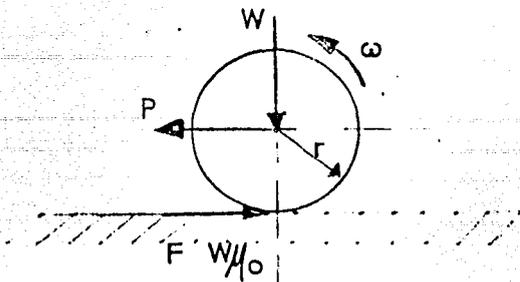


FIGURA 5

DIAGRAMA DE FUERZAS EN UNA RUEDA

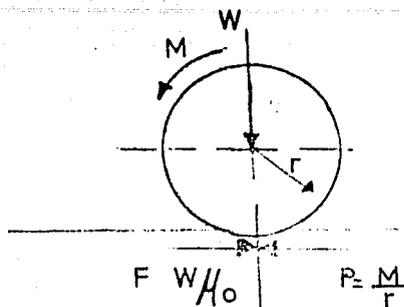


FIGURA 6. DIAGRAMA DE FUERZAS EN UNA RUEDA.

El coeficiente dinámico de fricción  $\mu_d$ , tiene un valor por abajo de  $\mu_0$ , por lo que el par, o fuerza, que puede transmitir una rueda en movimiento traslacional será necesariamente menor que en movimiento rotativo. Tal es el caso que se presenta cuando  $P_{\max}$  o  $N_{\max}$  exceden los valores definidos por las relaciones (32) y (33) respectivamente.

Contrariamente a lo esperado, se ha demostrado que el coeficiente estático de fricción llega a su máximo cuando existe un deslizamiento parcial de la rueda sobre el piso. Este deslizamiento se define de la siguiente manera:

$$s = \left( \frac{v - r\omega}{v} \right) \times 100 \quad (34)$$

donde  $s$  = deslizamiento en porciento comparado con la rotación

$v$  = velocidad relativa del centro de la rueda con respecto a la superficie.

$\omega$  = velocidad angular de la rueda

$r$  = radio de rodamiento

Si recordamos que la velocidad tangencial es igual teóricamente a la velocidad relativa de la rueda, definida por:

$$v_t = r \omega \quad (35)$$

podemos visualizar más fácilmente el significado de la expresión (34). Igualmente, podemos observar dos casos para el des-

lizamiento:

- a) Cuando la velocidad  $v$  es mayor que la velocidad de rotación, haciendo que el deslizamiento tienda al 100%. Este es el caso de un vehículo que mantiene su movimiento con las ruedas bloqueadas ( $\omega \rightarrow 0$ ), como en el frenado.
- b) Cuando la velocidad de traslación  $V$  es menor que la velocidad de rotación  $\omega$ . Tal es el caso de un vehículo en el que el porcentaje aplicado a la rueda al acelerar es mayor que el producto  $\omega/v$ .

En la figura 7, se da una idea gráfica de la variación del coeficiente de adhesión, demostrándose asimismo, la reducción del coeficiente de fricción al aumentar el deslizamiento más allá de un cierto límite señalado por el punto N.

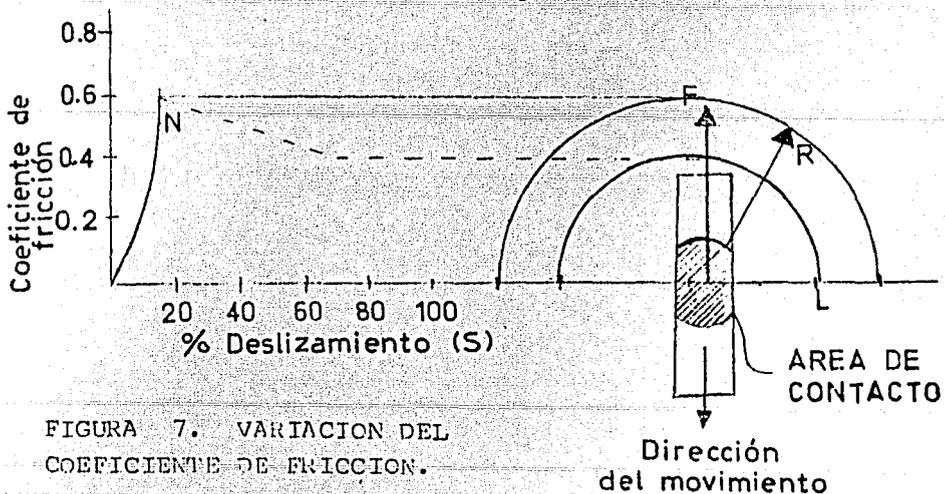


FIGURA 7. VARIACION DEL COEFICIENTE DE FRICCIÓN.

En la parte derecha de la figura 7 se muestra el área de contacto de una rueda elástica sometida a la acción de una fuerza de frenado  $F$  y una fuerza lateral  $L$  simultáneamente. La fuer-

za resultante su muestra como R. Se han graficado dos círculos cuya radio muestra la magnitud de los coeficientes de fricción estático y dinámico. El círculo exterior muestra la máxima fuerza transferible mientras la rueda se mantenga girando. El círculo interior muestra la máxima fuerza transferible cuando existe deslizamiento. De la figura es obvio, que al existir deslizamiento, la fuerza resultante R disminuirá de magnitud, a costa ya sea de  $F$  ó  $S$ , por lo que la rueda podrá transmitir solamente esfuerzo ya sea de frenado o lateral. Es conveniente tomar en cuenta que el máximo valor del coeficiente estático de fricción ( $\mu_0$ ) se alcanza para un deslizamiento comprendido entre 10 y 20%, dependiendo del material y construcción de la rueda. La tabla 2, da valores útiles de  $\mu_0$  y  $\mu_d$ .

Volvamos pues, a analizar las fuerzas resistivas, no sin antes recordar que el deslizamiento se produce gracias a la deformación plástica del neumático.

Tabla 2. Valores aproximados de coeficientes de adhesión		
Superficie	$\mu_0$	$\mu_d$
Asfalto o concreto (seco)	0.8 - 0.9	0.75
(mojado) concreto	0.8	0.7
(mojado) asfalto	0.5 - 0.7	0.45 - 0.6
Grava	0.6	0.55
Terracería seca	0.68	0.65
Terracería mojada	0.55	0.4 - 0.5
Nieve	0.2	0.15
Hielo o escarcha	0.1	0.07

En la ecuación (31) se planteó que la resistencia al rodamiento era directamente proporcional al factor de resistencia al rodamiento y al peso ejercido en el centro de la rueda.

$$R_r = Wf \quad (31)$$

Igualmente se mencionó que  $f$  era una función de los materiales y el radio de rodamiento. Se analizan aquí otros factores que intervienen en el cálculo de la resistencia al rodamiento, como son los siguientes que se presentan en neumáticos:

- 1) Se efectúa un trabajo debido a la flexión del cuerpo de la llanta al pasar sobre el área de contacto.
- 2) Al penetrar o comprimir el terreno, también se efectúa trabajo.
- 3) Como se mencionaba, el deslizamiento causa un trabajo friccionante.
- 4) La fricción que se presenta por el movimiento del aire en el interior de la llanta y el rozamiento del aire con las caras exteriores de la rueda.

La importancia que representa cada uno de los factores varía, siendo considerable para los dos primeros y prácticamente insignificante para los dos restantes.

Para un vehículo dado, la resistencia al rodamiento estará dada por la suma de las resistencias de cada rueda, es decir:

$$R_r = \sum R_{r_i} \quad (36)$$

Sin embargo, y debido a que la resistencia al rodamiento varía con el peso que actúa sobre la rueda podemos derivar una forma adicional de la ecuación (36) de acuerdo con la resistencia al

rodamiento en cada eje:

$$R_r = R_{r_d} + R_{r_t} \quad (37)$$

donde:  $R_{r_d}$  = resistencia al rodamiento del eje delantero.

$R_{r_t}$  = resistencia al rodamiento del eje trasero.

Sin embargo, la ecuación (37) acepta una mayor simplificación si tomamos en cuenta que el peso del automóvil se reparte proporcionalmente sobre los ejes delantero y trasero, por lo que podemos decir que la resistencia al rodamiento es proporcional al peso total multiplicado por el coeficiente de resistencia al rodamiento:

$$R_r = W f \quad (38)$$

Obsérvese que esta ecuación es idéntica a la ecuación (31), si en esta última se considera a  $W$  como el peso total del vehículo. Si tomamos en cuenta que el vehículo puede encontrarse en un plano inclinado, la ecuación (38) deberá incluir solamente la componente normal del peso, o sea:

$$R_r = W \cos \theta f \quad (39)$$

En la mayor parte de las situaciones, tal y como se explicó al tratar la resistencia que presenta una pendiente, el error inducido por desprestigiar el ángulo es insignificante. Lo mismo sucede si se toma en cuenta el peso estático en lugar del peso dinámico del vehículo, excepto por consideraciones especiales donde se requiere mayor precisión.

Si el vehículo se desplaza a lo largo de una trayectoria curva, la ecuación (38), deberá modificarse a fin de introducir el efecto que pueda tener la fuerza lateral  $L$  que actúa sobre la rueda. Consideremos el siguiente diagrama:

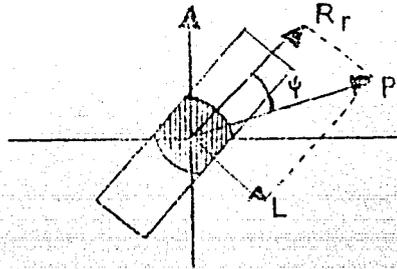


FIGURA 8  
DIAGRAMA DE FUERZAS EN UNA  
RUEDA QUE CURVA

La fuerza motriz  $P$  es la resultante de la suma vectorial de la resistencia al rodamiento  $R_r$  y la fuerza lateral  $L$ , ejercida sobre la rueda. Si denotamos como  $\psi$  al ángulo que existe entre la fuerza motriz  $P$  y la resistencia al rodamiento, podemos decir que:

$$P = \frac{R_r}{\cos \psi} \quad (40)$$

donde:  $\psi$  = ángulo de deriva

Para que exista movimiento rotativo en la rueda sin deslizamiento, se requiere que la fuerza lateral esté dentro de los límites de fricción; si recordamos la ecuación de la adherencia, esto se puede expresar como:

$$L \leq \mu W \quad (41)$$

o, en términos de

$$R \tan \psi \leq \mu W \quad (42)$$

Si introducimos la ecuación (38) en (42) resulta:

$$Rf = Wf \quad (38)$$

$$Wf \tan\psi \leq \mu W \quad (39)$$

$$f \tan\psi \leq \mu$$

donde podemos despejar  $\psi$  para obtener el máximo ángulo que permite a la rueda rodar:

$$\psi \leq \arctan \frac{\mu}{f} \quad (40)$$

Diversas variables afectan el valor que puede tener el coeficiente de rodamiento. A continuación se resumen las principales.

a) El estado de la superficie

Una superficie prácticamente lisa ofrece el menor coeficiente de resistencia al rodamiento, en tanto que una superficie rugosa lo duplica. Igualmente una superficie mojada da un valor mayor de  $f$ .

b) La elasticidad del terreno y el neumático

Según las condiciones, se pueden dar tres casos:

- 1- La rueda, rígida, se desplaza sobre un terreno plástico, por lo que la resistencia se deberá exclusivamente a la penetración.
- 2- La rueda y el terreno se deforman, por lo que el trabajo, y por tanto la resistencia, se derivarán de la flexión de la llanta y la penetración en el terreno.
- 3- La rueda flexible rueda sobre un terreno rígido como por ejemplo concreto, asfalto, por lo que la resistencia se presentará debido únicamente a la deformación de la rueda.

Como puede esperarse,  $f$  será mayor en el segundo caso, mientras que el último seguramente proporcionará el menor valor.

### c) La presión de inflado

La figura 9 muestra gráficamente los resultados que se obtienen al variar la presión de inflado en función del tipo de superficie.

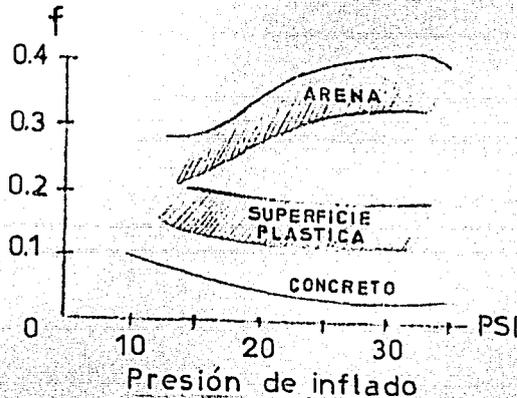


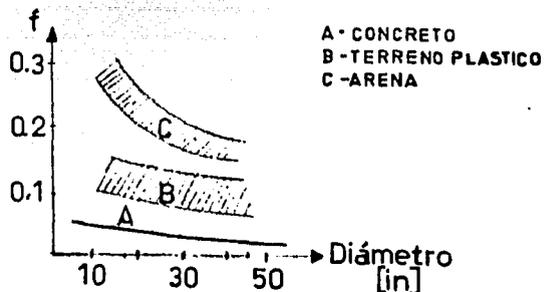
FIGURA 9. VARIACION DEL FACTOR DE RESISTENCIA AL RODAMIENTO

Para las presiones normales de inflado, se puede ver que el coeficiente de rodamiento se mantiene prácticamente constante para el concreto y las superficies medianamente plásticas. Sin embargo, al aumentar la presión de inflado en una llanta que rueda sobre arena (caso 1, inciso b), el coeficiente de rodamiento aumenta considerablemente.

### d) Radio de rodadura

La figura 10 muestra el comportamiento del coeficiente  $f$  al variar la rodada de una rueda sobre diversos terrenos. Puede

FIGURA 10. VARIACION DEL FACTOR DE RESISTENCIA AL RODAMIENTO



apreciarse que el coeficiente de rodamiento parece ser inversamente proporcional al radio de rodada, particularmente para las superficies B y C.

e) Velocidad de movimiento

Se ha demostrado que la velocidad incrementa la magnitud del coeficiente de rodamiento, especialmente cuando se combina con bajas presiones de inflado, de una manera directamente proporcional. La justificación a este comportamiento se encuentra en la flexión creciente del neumático.

f) La presencia de fuerzas motrices

Al transmitir una fuerza o par motriz, el coeficiente de resistencia al rodamiento se incrementa en consecuencia del mayor deslizamiento y, por tanto, trabajo friccional.

g) Carga radial

Aunque un tanto difícil de cuantificar, se ha verificado que la carga aplicada radialmente en una rueda tiende a aumentar el valor de  $f$ , nuevamente debido a la mayor flexión del cuerpo del neumático.

h) Temperatura

Al presentarse un aumento de temperatura, la elasticidad del hule (en un neumático) se incrementa facilitando la flexión; en consecuencia, el coeficiente de rodamiento disminuye.

i) Construcción de la llanta

El tipo de construcción, calidad y clase de hule, así como la profundidad del dibujo son factores propios del neumático que se reflejan en el coeficiente  $f$ . Las llantas de construcción radial, así como aquellas con una profundidad del dibujo reducida, muestran un coeficiente de rodamiento menor.

Para concluir el estudio de la resistencia al rodamiento, analicemos aquí la forma en que se puede llegar a encontrar un valor de  $f$  representativo que nos ayude en el cálculo de la resistencia al rodamiento.

Debido a la naturaleza del coeficiente de resistencia al rodamiento es difícil fijarle un valor determinado, pues como ya dijimos, es dependiente de un gran número de variables.

No obstante, ciertas ecuaciones empíricas se han desarrollado para neumáticos que ruedan sobre concreto en función de la carga radial, velocidad y presión de inflado. La mayor precisión que puede obtenerse en un laboratorio tiene la particularidad de estar determinada para un neumático que rueda sobre un cilindro de acero. Debido a esto, se requiere un factor de corrección para trabajar con concreto. Este factor está en función de la velocidad y la presión del inflado. La ecuación que rige el factor  $f$  para superficies de concreto en función de este coeficiente básico es:

$$f = f_0 + 3.24 f_s \left( \frac{v}{100} \right)^{2.5} \quad (41)$$

donde:  $f_0$  = coeficiente de rodamiento para concreto

$f$  = coeficiente básico de rodamiento

$f_s$  = factor de velocidad

$v$  = velocidad en millas por hora

Los factores  $f_0$  y  $f_s$  se obtienen de la figura 1

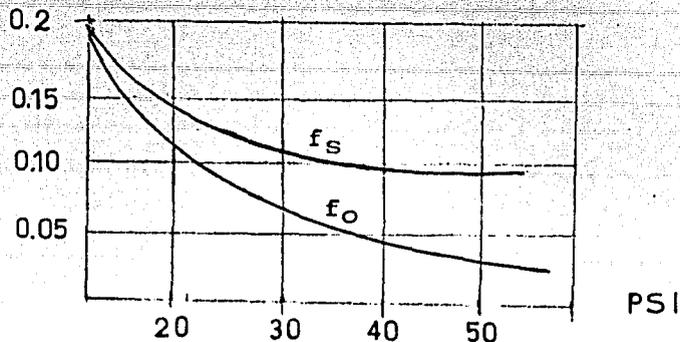


FIGURA 11

A fin de facilitar los cálculos, podemos encontrar una forma más sencilla de la ecuación (41), evaluada para las condiciones más usuales de operación, en una presión de inflado alrededor de 26PSI y una velocidad de hasta 150 KPH. Esta forma es:

$$f = 0.01 \left( 1 + \frac{v}{160} \right) \quad (42)$$

donde  $v$  = Velocidad en KPH

Tipo de vehículo	Superficie		
	Concreto	Dureza media	Arena
Automóvil	0.015	0.08	0.30
Camión pesado	0.012	0.06	0.25
Tractores	0.02	0.04	0.20

\* Las unidades de  $f$  son kilogramos por kilogramo de peso

## 2.- Resistencia aerodinámica.

Cualquier cuerpo que se desplaza dentro de un fluido, encuentra una resistencia que se opone a su avance. De acuerdo a las leyes de la mecánica de fluidos, la resistencia en cuestión viene dada por:

$$F = \frac{C_a \rho A v_r^2}{2g} \quad (43)$$

donde:  $F$  = Resistencia aerodinámica

$\rho$  = Densidad del fluido

$A$  = Area transversal del cuerpo

$v_r$  = velocidad relativa del cuerpo respecto al fluido.

$C_a$  = Constante de proporcionalidad

Para el caso del aire, sabemos que se comporta de acuerdo con la ley de los gases perfectos, por lo que su densidad varía de acuerdo con la presión y la temperatura, de acuerdo a la siguiente relación:

$$\rho = \frac{144 P}{R T} \quad (44)$$

Al introducir los valores de la constante del aire y efectuar las simplificaciones correspondientes, la ecuación (44) se puede reducir a:

$$\rho = \frac{0.4616 P_b}{273 + t} \quad (45)$$

donde:  $\rho$  = Densidad del aire en  $\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$

$P_b$  = Presión barométrica en mm Hg

$t$  = Temperatura ambiente en °C

Es importante tomar en consideración el cambio de densidad del aire de acuerdo con la presión barométrica, en virtud de que ésta varía considerablemente entre la Ciudad de México y el nivel del mar. A fin de contar con un punto de referencia, se ha tomado como base la resistencia aerodinámica al nivel del mar, pues es aquí donde será máxima. Los parámetros que se utilizan en mediciones en túneles de viento, son:

a) Temperatura ambiente del aire de 15.5°C

b) Presión barométrica de 760 mm Hg

Bajo estas condiciones, la densidad del aire resulta de:

$$\rho = 1.2224 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Introduciendo este valor en la ecuación (42) resulta:

$$F = R_a = \frac{1.224 \Lambda C_a V_r^2}{2g} \quad (46)$$

donde:  $R_a$  = Resistencia aerodinámica en kg

$C_a$  = Constante de proporcionalidad

$\Lambda$  = Area transversal del cuerpo en  $\text{m}^2$

$V_r$  = Velocidad relativa en  $\frac{\text{m}}{\text{seg}}$

La resistencia aerodinámica puede descomponerse en cuatro factores principales:

1. Resistencia al arrastre. Es ésta la mayor componente de la resistencia total, debida a la forma en que la forma o el perfil del cuerpo interfieren el movimiento de la masa de aire.
2. Resistencia inducida. Es la resistencia que se debe al vacío provocado tras del cuerpo cuando éste penetra en el fluido, creando una presión negativa que se opone a su movimiento.
3. Resistencia de la película. Aunque de menor importancia, esta resistencia es debida al gradiente de velocidades que se presenta entre la película de fluido adherida al cuerpo y las siguientes capas que resbalan sobre ellas, en la región de flujo laminar.

4. Resistencias parásitas. Son aquéllas debidas a los diversos flujos de aire que circulan dentro de un cuerpo, como es el caso, en un automóvil de los flujos de ventilación y refrigeración. Aprovechados cuidadosamente, estos flujos pueden inclusive llegar a disminuir la resistencia aerodinámica en función de la configuración de sus tomas y descargas, así como su localización.

Usualmente el valor del coeficiente de resistencia aerodinámica se mide en la etapa de proyecto sobre modelos a escala, y representa un valor particular para cada automóvil, ya que su efecto se debe a múltiples factores. Estas mediciones se efectúan en túneles de viento como el mostrado en la figura 12, vista de planta de un túnel de viento. El aire se hace pasar sobre el automóvil por medio de un ventilador axial que se encuentra en la parte posterior del túnel. Una balanza, así como varios transductores de presión colocados sobre el vehículo, arrojan los datos que permiten conocer la distribución de presiones.

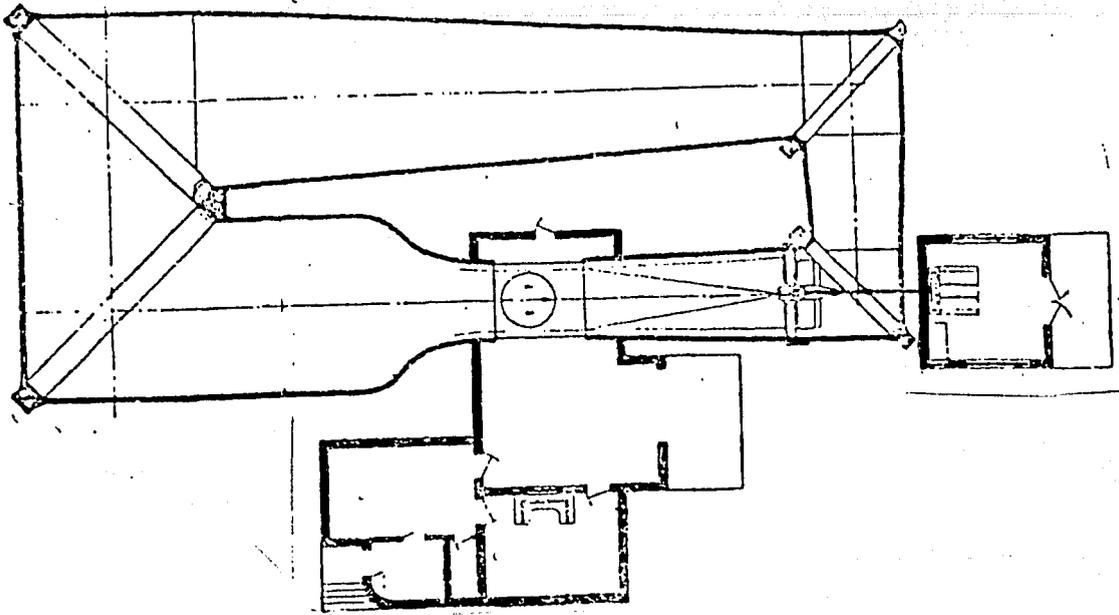


FIGURA 11

VISTA DE PLANTA DE UN TUNEL DE VIENTO

Para facilitar el cálculo de la resistencia aerodinámica, se acostumbra utilizar un coeficiente de resistencia aerodinámica que incluye los datos de densidad del aire y gravedad, definido de la siguiente manera:

$$C_x = \frac{C_a \rho}{2g} \quad (47)$$

Para el sistema métrico resulta:

$$C_x = 0.0623 C_a \quad (47)$$

si introducimos este valor en la ecuación (46), resulta:

$$R_a = 0.0623 C_x A \left( \frac{V_r^2}{12.96} \right) \quad (48)$$

donde:  $C_x$  = Coeficiente de resistencia aerodinámica

$V_r$  = Velocidad relativa en KPH

Algunos valores típicos de  $C_x$  se muestran en la tabla 4, valores del coeficiente de resistencia aerodinámica:

TABLA 4. COEFICIENTE DE RESISTENCIA AERODINAMICA

Auto de pasajeros	0.3 - 0.5
Convertibles	0.5 - 0.6
Auto de competencia	0.2 - 0.3
Autobus	0.6 - 0.7
Camiones	0.8 - 1.0

Si efectuamos un análisis de la ecuación (48) podemos dividirla en dos efectos principales: el término  $C_x A$  y la velocidad.

El primero de ellos es a su vez una función del coeficiente propio de resistencia aerodinámica y del área frontal del automóvil. Cualquier disminución del coeficiente  $C_x$  acarreará una disminución proporcional de la resistencia. Lo mismo puede decirse del área frontal. Sin embargo, existen posibles interrelaciones entre ambas, dado que un pequeño aumento en el área frontal, para mejorar el flujo, puede reducir considerablemente el coeficiente aerodinámico. A principios de siglo, cuando los estudios de la aerodinámica se centraban en la aviación, era común el aplicar restos mismos conceptos en automóviles. Sin embargo, poco a poco, la tecnología automotriz descubrió que no todo lo que funcionaba en aviones podía aplicarse en automóviles. Se crearon las primeras formas ideales de automóviles, como la mostrada en la figura 13, automóvil aerodinámico ideal (1932). Este automóvil, representativo de lo que se consideraba como deseable desde el punto de vista aerodinámico en aquella época no dista mucho de la forma desarrollada por los laboratorios de Pinninfarina en 1978 como la ideal para un automóvil, mostrada en la figura 12, idealización del auto aerodinámico (1978).

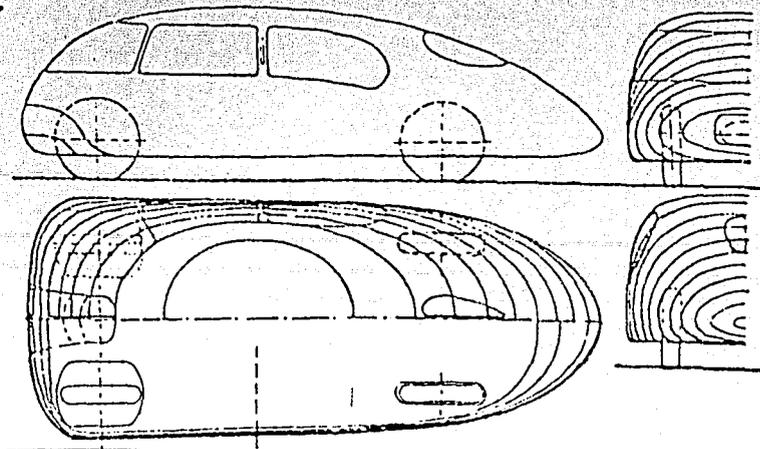


Figura 13

AUTOMOVIL AERODINAMICO IDEAL

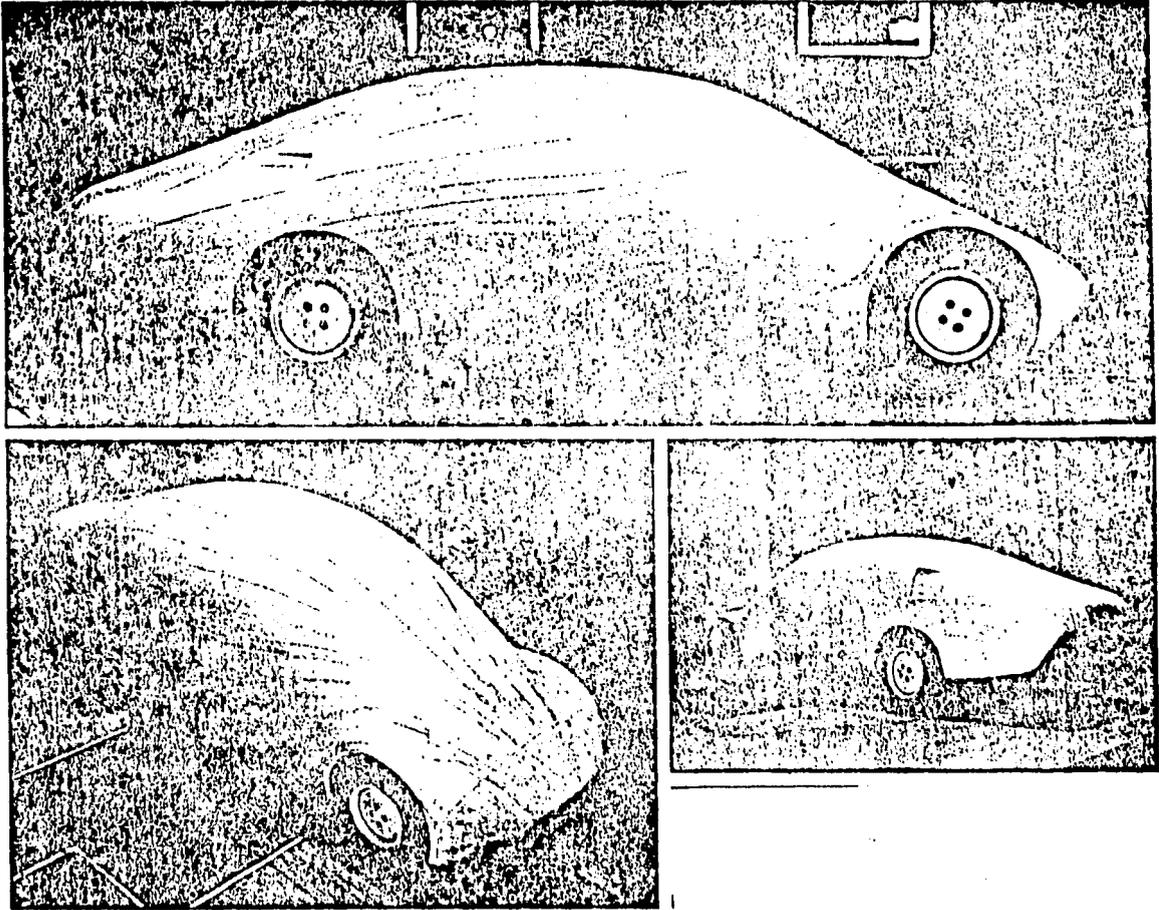


FIGURA 13  
IDEALIZACION DEL AUTOMOVIL AERODINAMICO (1978)

No obstante que la segunda forma ha dado como producto un automóvil factible de producirse, ambas presentan serios inconvenientes en el acomodo de los órganos mecánicos y los pasajeros, por lo que se debieron de desarrollar formas más sencillas de producir.

Actualmente, se ha puesto de manifiesto la posibilidad de producir carrocerías eficientes en espacio que también lo son en el aspecto aerodinámico.

El segundo término de la ecuación ( 48 ) indica la forma en que la velocidad a que se desplaza el vehículo incrementa la resistencia. Es importante tener presente que la resistencia aerodinámica se incrementa con el cuadrado de la velocidad.

### 3.- Resistencia del tren motriz.

Como se mencionó anteriormente, las pérdidas o resistencias se deben básicamente a la fricción, fricción entre órganos mecánicos, el aire, el suelo. Cualquier planta motriz de las comúnmente usadas en automóviles requiere de una transmisión para poder hacer llegar la fuerza motriz a las ruedas en la magnitud que se requiera. Por tanto se cuenta con engranes, embragues, rodamientos y una serie de dispositivos y máquinas que consumen energía por medio de fricción.

En el caso de una transmisión común, la fricción se manifiesta de dos formas:

1. Fricción entre las superficies en contacto de engranes rodamientos, baleros, juntas y embrague. La magnitud de esta fuerza dependerá de la calidad de las superficies y de su lubricación.
2. La fricción que se presenta en el lubricante al ser impulsado por los diversos engranes y que se manifiesta como calor. Igualmente existe un consumo debido al efecto de "bombear" el lubricante.

A causa de la dificultad que representa medir y evaluar cada una de estas pérdidas, se acostumbra representar a las pérdidas en el tren motriz en base a eficiencias en la transmisión de potencia. Estas mediciones pueden llevarse a cabo en un dinamómetro o bien por medio de ensayos en carretera, en los que se hace rodar al automóvil en punto muerto y con el motor desconectado, o bien remolcando al automóvil con otro de tal forma que la resistencia que opone la transmisión se encuentra por medio de la relación:

$$R_t = \frac{M_t}{r} \quad (49)$$

donde:  $M_t$  = Par necesario en el eje motriz para vencer la resistencia

$r$  = Radio de la rueda

Experimentalmente también se han encontrado algunos valores típicos de eficiencias, los cuales se enuncian en la tabla 5, valores de eficiencias típicas de elementos del tren motriz. Si tomamos en cuenta a la eficiencia total como:

$$\eta_t = \eta_e \times \eta_j \times \eta_r \times \eta_t \quad (50)$$

podemos obtener los siguientes valores:

TABLA 5 . EFICIENCIAS TÍPICAS DE  
ELEMENTOS DEL TREN MOTRIZ

Elemento	Símbolo	Eficiencia %
Embrague	$\eta_e$	99
Juntas	$\eta_j$	98 - 99
Rodamientos y baleros	$\eta_r$	98 - 99
Transmisión (manual)	$\eta_t$	
a) en directa		98
b) en baja		95

En baja:

$$\eta_t = 0.99 \times 0.98 \times 0.98 \times 0.95 = 0.903$$

$$\eta_t = 90.3 \%$$

En directa:

$$\eta_t = 0.99 \times 0.98 \times 0.98 \times 0.98 = 0.931$$

$$\eta_t = 93.1 \%$$

Estos valores aplican a promedios generalizados de varios automóviles, y no representan en ningún momento un comportamiento particular.

Para aclarar un poco el entendimiento de las diversas resistencias y de las fuerzas inerciales, se han resumido en el cuadro I, fuerzas resistivas, las características más sobresalientes de cada una de ellas.

### Energía

Hasta este punto se ha tratado exclusivamente en términos de fuerza. A fin de conocer la energía que deberemos suministrar para lograr el movimiento de un automóvil, debemos trabajar en términos de trabajo y potencia.

CUADRO I. Fuerzas Resistivas

Fuerza	Ecuación	Comentarios
Inercia de las masas en movimiento traslacional	$F_i = mdv/dt$	Es la fuerza que se requiere para acelerar un automóvil y depende de la magnitud de la aceleración y la masa.
Inercia de las masas en movimiento rotativo	$M_i = Idw/dt$	Nos indica el momento que se requiere para acelerar a una masa en movimiento rotativo, siendo éste directamente proporcional a la aceleración angular y al momento de inercia de la masa.
Inercia del vehículo en conjunto	$R_i = m a$	En esta ecuación es un coeficiente que incluye el efecto de las masas rotativas en la masa total. Debido a su naturaleza, estas fuerzas se presentarán siempre que exista un cambio en la velocidad del automóvil.
Resistencia a la pendiente	$R_p = \frac{W G}{100}$	La fuerza que ofrece una pendiente al movimiento de un automóvil está en función de su peso y la inclinación de la pendiente.
Resistencia al rodamiento	$R_r = Wf$	Esta resistencia está en función del peso del vehículo y del coeficiente de resistencia al rodamiento el cual aumenta al aumentar la velocidad
Resistencia aerodinámica	$R_a = 0.12 C_x A \frac{(1.6vr)^2}{10}$	La resistencia que presenta el aire a un automóvil en movimiento está en función del cuadrado de la velocidad y linealmente del área frontal y un coeficiente de resistencia aerodinámica $C_x$ propio para cada diseño.
Resistencia en el tren motriz	$R_t = \frac{Mt}{R}$	Es la resistencia que se presenta debido a la fricción presente en el tren motriz. Se utiliza en ocasiones en forma de eficiencias de los componentes.

Sabemos que si una fuerza  $F$  se desplace a lo largo de una trayectoria  $s$ , se dice que se ha efectuado un trabajo descrito por:

$$W = F \cdot s \quad ( 51 )$$

Al hacer tender a cero la distancia, obtendremos:

$$\int dW = F \int ds \quad ( 52 )$$

que nos indica el trabajo realizado por una fuerza constante que se mueve a lo largo de una diferencial de espacio  $ds$ . Ahora bien, si recordamos que:

$$F = m \cdot a = m \frac{d^2s}{dt^2} \quad ( 53 )$$

$$y \quad F = m \cdot a = m \frac{dv}{dt} \quad ( 54 )$$

podemos expresar la ecuación ( 52 ) de la siguiente forma si sustituimos a la ecuación ( 54 ):

$$W = \int m \frac{dv}{dt} ds \quad ( 55 )$$

que puede reagruparse como:

$$W = m \int \frac{ds}{dt} dv \quad ( 56 )$$

pero  $v = \frac{ds}{dt}$ , por lo que:

$$W = m \int v dv \quad ( 57 )$$

Si efectuamos la integración de esta expresión entre dos límites  $v_1$  y  $v_2$ , obtenemos:

$$W = m \int_{v_1}^{v_2} v dv = \frac{mv_2^2}{2} - \frac{mv_1^2}{2}$$

osea:

$$W = \frac{mv_2^2}{2} - \frac{mv_1^2}{2} \quad ( 58 )$$

Podemos identificar al término  $\frac{mv^2}{2}$  como la energía cinética de un cuerpo, por lo que se puede concluir que el trabajo necesario para acelerar un cuerpo es equivalente al cambio de energía cinética que se presenta.

De esta forma podemos cuantificar la energía que se requiere para acelerar un vehículo. Si ahora aplicamos el equivalente mecánico del calor, podemos conocer el calor que habrá de suministrar el combustible para ejecutar el trabajo descrito por la ecuación ( 58 ). Conocido el calor necesario, podemos determinar la cantidad de combustible teórica que se requerirá, de acuerdo con la siguiente relación:

$$G = \frac{W}{J P_{ci}} \quad ( 58 )$$

donde: G = Cantidad de combustible

W = Trabajo desarrollado

J = Equivalente mecánico del calor

P<sub>ci</sub> = Poder calorífico inferior del combustible

Para un automóvil que acelera desde el reposo, la ecuación ( 58 ) puede simplificarse a:

$$G = 0.1645 \frac{W v^2}{P_{ci}} \quad ( 59 )$$

donde: G = Masa de en kg

W = Peso del vehículo en kg

v = Velocidad final en KPH.

P<sub>ci</sub> = Poder calorífico inferior del combustible en  $\frac{kcal}{kg}$ . Un valor típico para gasolina de 80 octanos es 10 000  $\frac{kcal}{kg}$

Si deseamos conocer la masa de combustible necesaria para acelerar un automóvil del cual se conoce su eficiencia de transmisión de energía, es decir la eficiencia térmica del motor y la eficiencia mecánica del tren motriz, debemos introducir este valor en la ecuación ( 59 ), resultando:

$$G = 0.1645 \frac{W v^2}{\eta_t P_{ci}} \quad ( 60 )$$

donde  $\eta_t$  = Eficiencia global del tren motriz .

$$\eta_t = \eta_{\text{térmica}} \times \eta_{\text{mecánica}}$$

Las ecuaciones (58) y (59) tienen aplicación directa para las fuerzas inerciales, por lo que debemos incluir el factor de masa a fin de tomar en cuenta la inercia de las partes en rotación,

Si la velocidad final es relativamente alta, y se requiere de precisión en el cálculo, deberán tomarse en cuenta las diversas resistencias al movimiento. Sin embargo, hemos encontrado que la mayor parte de estas resistencias están en función de la velocidad lo que dificulta su cálculo. Es necesario hacer hincapié en que de cualquier forma las ecuaciones planteadas solamente contemplan un consumo calculado que seguramente diferirá del que se presente en condiciones reales de operación.

Analicemos ahora la energía requerida para vencer las resistencias que se oponen al movimiento. Partiendo nuevamente de la ecuación ( 51 ):

$$W = F \cdot s \quad ( 51 )$$

En esta ecuación se ha considerado a la fuerza constante, lo cual concuerda con la fuerza resistiva total que enfrenta un vehículo que se desplaza en el espacio a una velocidad constante, por lo que podemos decir que el trabajo estará dado por:

$$W = F \int ds \quad (61)$$

o bien, integrando:

$$W = F (s_2 - s_1) \quad (62)$$

Análogamente al procedimiento anterior, podemos determinar una expresión para el combustible utilizado, sin olvidar que  $F$  es la resultante de todas las resistencias y  $\eta$  es la eficiencia global del vehículo.

$$G = 2.341 \frac{F \Delta s}{\eta P_{ci}} \quad (63)$$

donde:  $F$  = Fuerza resultante en kg

$\Delta s$  = Distancia recorrida en km

Al analizar el caso de un automóvil que no conserva una velocidad constante, deberemos considerar que  $F$  varía a lo largo de la distancia, por lo que en la práctica se deberá tomar en cuenta un valor medio de la resistencia, o bien proceder a una integración gráfica, evaluando a cada velocidad la resistencia total que se presenta. Para el primer caso, esto resulta:

$$G = 2.341 \frac{\bar{F} \Delta s}{\eta P_{ci}} \quad (64)$$

donde  $\bar{F}$  representa una fuerza promedio en kg a lo largo de  $\Delta s$ .

Ahora bien, si podemos estimar un valor adecuado para  $F$  en un intervalo determinado en el que se presenta además un cambio de

velocidad, podemos deducir al consumo de combustible como la suma de las ecuaciones ( 60 ) y ( 64 ):

$$G = \frac{1}{\sqrt{P_{ci}}} \left[ 0.1645 Wv^2 + 2.341 \bar{F} \Delta s \right] \quad ( 65 )$$

Una forma adecuada de determinar la potencia que se requiere obtener del motor de un automóvil puede obtenerse a partir de la definición de potencia como el trabajo efectuado por unidad de tiempo, es decir:

$$P = \frac{dW}{dt} \quad ( 66 )$$

De la definición de trabajo tenemos:

$$\int dW = F \int ds \quad ( 67 )$$

por lo que podemos reescribir la ecuación ( 66 ) como:

$$P = F \int \frac{ds}{dt} \quad ( 67 )$$

pero sabemos que  $\frac{ds}{dt} = v$ , por lo que:

$$P = F \cdot v \quad ( 68 )$$

La ecuación (68) nos permite conocer la potencia necesaria que requiere el automóvil para vencer las fuerzas resistivas que se manifiestan a una velocidad dada, por lo que F estará dada por :

$$F = \sum_{i=1}^{\infty} R_i \quad ( 69 )$$

donde:  $R_i$  = resistencias al movimiento en kg

Para el sistema métrico, la ecuación ( 68 ) puede simplificarse a:

$$P = \frac{F \cdot v}{367} \quad ( 70 )$$

donde: P = potencia en kilowatts

v velocidad en KPH

A fin de obtener la potencia en HP, se ha efectuado la conversión, quedando la ecuación (70) como:

$$P = \frac{F v}{273.67} \quad \text{HP}$$

A fin de conocer el consumo de combustible que requiere desarrollar una potencia dada, podemos derivar la siguiente expresión para el calor requerido. De la ecuación (68) tenemos:

$$P = F v \quad (68)$$

Aplicando el equivalente mecánico del calor, se puede conocer el calor que se produce por unidad de tiempo, es decir:

$$Q = \frac{F v}{J} \quad (71)$$

por lo que el consumo de combustible estará dado por:

$$G = \frac{F v}{J P_{ci}} \quad (72)$$

o bien:

$$G = \frac{P}{J P_{ci}}$$

Introduciendo la eficiencia global del tren motriz, podemos definir el consumo como:

$$G = \frac{F v}{\eta J P_{ci}} \quad (73)$$

ó

$$G = \frac{P}{\eta J P_{ci}}$$

Para el sistema métrico podemos simplificar la ecuación (73) de

la siguiente forma:

$$G = \frac{F v}{118.6 \eta P_{ci}} \quad (74)$$

ó bien:

$$G = \frac{P}{12094 \eta P_{ci}}$$

donde:

F = fuerza resultante en Kg

v = velocidad del autmóvil en KPH

P<sub>ci</sub> = poder calorífico del combustible  
en Kcal/Kg

P = potencia en KW

si se conoce la potencia en caballos de fuerza (HP), la ecuación (73) resulta:

$$G = \frac{HP}{9018.5 \eta P_{ci}}$$

Es importante recordar la expresión de la potencia para una rueda ya que puede presentarse el caso en que su utilización facilite los cálculos. Partiendo de su definición tenemos:

$$P = \frac{dW}{dt} \quad (66)$$

Recordamos que trabajo para un sistema rotativo, es:

$$dW = T d\theta \quad (75)$$

por lo que introduciendo la ecuación (75) en la ecuación (66) podemos obtener:

$$P = T \frac{d\theta}{dt} \quad (76)$$

y como  $d\theta/dt = \omega$ :

$$P = T \omega \quad (77)$$

Donde T = para aplicado o producido

$\omega$  = velocidad angular

La educación (77) puede aplicarse sobre cualquiera de las ecuaciones derivadas anteriormente para sistemas traslacionales. Es conveniente notar la importancia que tiene la velocidad angular en la potencia desarrollada o requerida, ya que permite comprender el por qué varía la potencia requerida por un automóvil que viaja a velocidad constante pero que efectúa un cambio de marcha, con lo que las partes que se encuentran en movimiento relativo sufren un cambio en su velocidad angular.

Anteriormente hemos hablado de una fuerza promedio  $\bar{F}$  que nos permite hacer un cálculo aproximado del trabajo y potencia cuando existe una variación de velocidad y, por consiguiente, de las diversas fuerzas resistivas. Trataremos a continuación la forma de cuantificar la potencia requerida para vencer cada una de estas fuerzas en el entendimiento de que esto permitirá elaborar un cálculo más exacto.

Fuerzas inerciales. La importancia que representan las fuerzas inerciales en la determinación de la potencia que deberá tener un automóvil, es considerable debido a que hasta cierto grado, estas fuerzas nos definen las características de aceleración del vehículo.

Consideremos un automóvil que se desplaza originalmente a una velocidad  $V_0$ , y que incrementa su velocidad a un valor  $V_1$  en un tiempo  $t$ , según el gráfico en la figura 15, cambio de velocidad.

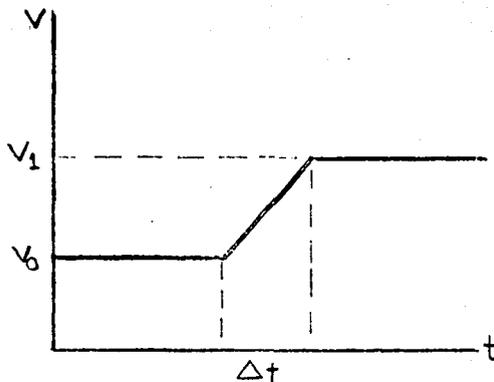


FIGURA 11. CAMBIO DE VELOCIDAD.

Si recordamos la expresión de la potencia descrita en la ecuación (68) y la ecuación que rige a la resistencia que presentan las fuerzas de inercia (16):

$$P = F v \quad (68)$$

y

$$R_i = m \gamma a \quad (16)$$

entonces, combinando las dos ecuaciones, podremos decir que:

$$P_i = (m \gamma a) v \quad (78)$$

Por medio de esta expresión podemos conocer la potencia que se requiere para vencer las fuerzas de inercia. Es importante mencionar que esta potencia está en función de la masa del automóvil y la aceleración que experimenta aplicada a una velocidad instantánea  $v$ . Por consiguiente, si no existe una aceleración o un cambio en la magnitud de  $\gamma$  no se presentará esta resistencia. De esto podemos concluir que la expresión (68) determina la aceleración máxima que podrá tener un automóvil en función de su potencia sin tomar en cuenta las demás resistencias al movimiento. Más adelante se encontrará la expresión que toma en consideración a todas las pérdidas y resistencias al movimiento.

Con el propósito de facilitar los cálculos, podemos intercambiar el valor de la aceleración  $a$  en la ecuación (76) como una diferencia de velocidades dividida entre un período de tiempo, es decir:

$$P_i = \left( m \frac{\delta \Delta v}{t} \right) v \quad (79)$$

Los paréntesis en la ecuación solamente indican que existe una diferencia entre el cambio de velocidad  $\Delta v$  y la velocidad de aplicación  $v$ , que es una velocidad instantánea. En la mayor parte de las aplicaciones, sin embargo, la velocidad instantánea  $v$  puede aproximarse a la velocidad promedio del intervalo  $\Delta v$ , es decir si

$$v = \frac{(v_1 + v_0)}{2} \quad (80)$$

y si la aceleración  $a$  es:

$$a = \frac{v_1 - v_0}{t} \quad (81)$$

podemos sustituir estos valores en la ecuación (79) y obtener:

$$P_i = m \delta \left( \frac{v_1^2 - v_0^2}{2 t} \right) \quad (82)$$

Para el sistema métrico, sustituyendo las unidades más comunes, la ecuación (82) resulta:

$$P_i = \frac{W \delta (v_1^2 - v_0^2)}{25920 t} \quad (83)$$

donde  $P_i$  = potencia en KW

$v_1$  = velocidad final en kilómetros por hora

$v_0$  = velocidad inicial en kilómetros por hora

$t$  = tiempo de aceleración en segundos

$\delta$  = factor de masa (adimensional)

Si se desea obtener la potencia en caballos de fuerza:

$$P_i = \frac{W \gamma (v_1^2 - v_0^2)}{19335 t} \quad (84)$$

Debemos hacer notar que al aumentar la diferencia de velocidades, es decir, abarcar un rango mayor, la ecuación (82) pierde precisión, debido en gran parte a que la velocidad no crece en una forma lineal para un vehículo que se enfrenta a diversas resistencias dependientes de la velocidad. La potencia que resulta de la ecuación (83) está evaluada para la velocidad promedio del intervalo escogido, por lo que se minimiza el error si se evalúan períodos más pequeños, en los que como se analizará posteriormente, cambia también el valor de la fuerza aplicada.

Puede obtenerse el tiempo de aceleración que se obtendrá con una potencia disponible, si despejamos esta variable de la ecuación (83):

$$t = \frac{(v_1^2 - v_0^2) W}{25928 P_d} \quad (84)$$

donde:  $P_d$  = potencia disponible en KW

Este tiempo es el requerido para acelerar un automóvil ideal en el que la única resistencia que se presenta es la debida a la inercia, y la potencia de su motor es constante.

Resistencia a la pendiente. A fin de evitar repetir el procedimiento seguido para la de la expresión que rige la potencia, se harán aquí solamente las consideraciones básicas, refiriéndose a los análisis anteriores si es que se desea más detalle.

Partiendo de la ecuación (23) que nos da la resistencia que

ofrece una pendiente:

$$R_p = \frac{WG}{100} \quad (23)$$

y la ecuación (68):

$$P = F v \quad (68)$$

podemos decir que la potencia que se requiere para vencer una pendiente está dada por:

$$P_p = \frac{WG \cdot v}{100} \quad (85)$$

simplificando para el sistema métrico queda:

$$P_p = \frac{WG v}{36709} \quad (86)$$

donde: P = potencia desarrollada en KW

W = peso del vehículo en kg

G = pendiente expresada en por ciento

v = velocidad del automóvil en KPH

Es importante indicar que la potencia es una función de la velocidad, pero además será proporcional al peso del vehículo y la pendiente del camino. Para el caso práctico, en donde se debe ascender una pendiente conocida a velocidad fija, la potencia estará en función exclusivamente del peso del vehículo.

La velocidad con que un automóvil de potencia conocida puede vencer una pendiente estará dada por una expresión de la ecuación (86):

$$v = \frac{36709 P_d}{W G} \quad (87)$$

donde  $P_d$  = potencia disponible en KW

Si conocemos la potencia disponible del automóvil y la potencia necesaria para vencer la pendiente, podemos obtener la aceleración que experimentará el vehículo si suponemos que la diferencia entre estas potencias se transformará en potencia inercial. Analíticamente podemos expresarlo por:

$$P_d = P_p + P_i \quad (88)$$

donde:  $P_d$  = potencia disponible en KW

$P_p$  = potencia para vencer la pendiente en KW

$P_i$  = potencia para vencer las fuerzas inerciales en KW

Si despejamos la potencia necesaria para vencer las fuerzas de inercia queda:

$$P_i = P_d - P_p \quad (89)$$

Incluyendo los valores de  $P_i$  y  $P_p$  encontrados con anterioridad en esta ecuación, podemos escribir:

$$m \gamma^l a \cdot v = P_d - \frac{W G v}{100} \quad (90)$$

despejando para la aceleración:

$$a = \frac{100 P_d - W G v}{100 m \gamma^l v} \quad (91)$$

Para el sistema métrico resulta:

$$a = \frac{10197 P_d - 0.277 W G v}{27.77 m \gamma^l v} \quad (92)$$

donde:  $P_d$  = potencia disponible en KW

$\gamma^l$  = factor de masa

Analizando el numerador de la ecuación (92) podemos concluir que existirá aceleración positiva siempre y cuando el término

de la derecha sea menor que la potencia disponible. En caso de ser idénticos determinarán la velocidad máxima de ascensión.

### Resistencia al rodamiento

Como se expuso al hacer su análisis, la resistencia al rodamiento puede definirse por la expresión:

$$R_r = W_f \quad (38)$$

Por consiguiente, la potencia requerida para vencerla a una velocidad dada será

$$P_r = W_f v \quad (93)$$

Recordando que  $f$  puede aproximarse por la ecuación:

$$f = 0.01 \left( 1 + \frac{v}{160} \right) \quad (42)$$

podemos introducir este valor en la ecuación (93) y obtendremos:

$$P_r = \frac{W v}{36709} \left( 1 + \frac{v}{160} \right) \quad (94)$$

sonde:  $P_r$  = potencia en KW

$W$  = peso del automóvil en kg

$v$  = velocidad el automóvil en KPH

### Resistencia aerodinámica

La ecuación ( 46 ) define la magnitud de la fuerza necesaria para vencer la resistencia que se opone al movimiento de un automóvil en el aire:

$$R_a = 0.0623 C_x A v_r^2 \quad (46)$$

Si esta fuerza la multiplicamos por la velocidad absoluta del vehículo, la cual para la mayor parte de los propósitos es idéntica a la velocidad relativa de éste en el aire, obtendremos la potencia que se requiere desarrollar para continuar el movimiento:

$$P_a = \frac{C_x A v^3}{76355} \quad ( 95 )$$

donde:  $P_a$  = Potencia expresada en kW

$C_x$  = Coeficiente de resistencia aerodinámica

$A$  = Area frontal en  $m^2$

$v$  = Velocidad absoluta del vehículo en  $\frac{km}{h}$

En el capítulo II, donde se determinará la potencia que requerimos para este automóvil se lleva a cabo el cálculo de cada una de las potencias aquí determinadas.

## II El aspecto espacio

En la sección anterior estudiamos los diversos factores que determinan los requerimientos de energía de un automóvil, concluyendo que al disminuir la masa de éste, así como su resistencia aerodinámica, podríamos obtener importantes disminuciones en su consumo energético. En un plano general, podríamos asegurar que un automóvil de reducidas dimensiones será de gran ayuda para lograr este propósito, ya que su peso se verá reducido, así como también su área frontal.

Sin embargo, no hay que perder de vista el hecho de que el habitáculo de pasajeros de un vehículo, deberá estar dimensionado en función de ciertas magnitudes mínimas que garanticen la comodidad y la habitabilidad del mismo. Por tanto, su tamaño dependerá en gran medida, del número de ocupantes que se desee alojar, y en segundo término, del nivel de comodidad que se pretenda conferirle, el cual generalmente se asocia con amplias dimensiones.

En esta sección se proponen las diversas opciones de acomodo de pasajeros que afectarán las dimensiones básicas del vehículo en estudio, partiendo de dos puntos: el primero, un estudio comparativo basado en los vehículos ofrecidos por la industria automotriz nacional en los años modelo 1978 y 1979, y el segundo, un estudio antropomórfico.

### 1 Análisis comparativo

Se ha incluido este análisis comparativo de los automóviles tipo sedán producidos en México en los años modelo 1978 y 1979, a fin de poder obtener una serie de datos y parámetros que ayuden a de-

finir y clarificar la imagen del automóvil que requiere México. El conocimiento de las características de los ofrecimientos de la industria automotriz nacional permitirá lograr un automóvil que cumpla con los requisitos de su función en la forma más satisfactoria posible, mejorando las características que se consideran intrínsecas de cada una de las diferentes clases de tamaño de los autos nacionales, así como buscar soluciones en espacio y energía no ofrecidas por la industria.

La tabla 6 muestra las dimensiones interiores y exteriores más significativas de los vehículos nacionales del año modelo 1978, así como de aquellos vehículos que fueron lanzados como modelos nuevos en 1979, a fin de comparar las tendencias de diseño de cada uno de los tipos de vehículos. Se han excluido los vehículos de carácter deportivo, ya que por sus características se les supone fuera de la consecución de eficiencia en espacio y energía.

Los datos expuestos en la tabla 6 están basados sobre las especificaciones que año con año ha venido publicando el Grupo de Intercambio de Información de la Industria Automotriz (GIIA), complementados con datos obtenidos de las Pruebas del Gobierno Federal y publicaciones especializadas.

#### a) Dimensiones exteriores

En la tabla 6 se han incluido tres dimensiones básicas: longitud, ancho y altura totales del vehículos. Estas dimensiones se encuentran definidas de acuerdo a la norma SAE J1110a de la siguiente manera:

Longitud total. Es la dimensión máxima medida longitudinalmente entre el punto extremo anterior y el punto extremo posterior, incluyendo defensas, topes y protecciones, así como ganchos de remolque

**A PARTIR DE  
ESTA PAGINA**

**FALLA  
DE  
ORIGEN**

TABLA 6. DIMENSIONES Y PARAMETROS

	COMPARTIMIENTO DELANTERO				COMPARTIMIENTO TRASERO				VOLUMEN HABITACUL (M <sup>3</sup> )	VOLUMEN CAJUELA (M <sup>3</sup> )	VOLUMEN TOTAL (M <sup>3</sup> )	LONGITUD (M)	ANCHO (M)	ALTURA (M)	DISTANCIA ENTRE EJES (M)	LONG. INT. LONG. EXT.	ALT. INT. ALT. EXT.	AREA (M <sup>2</sup> )	PESO (TON)	INDICE DE OCUPACION	EFICIENCIA O INDICE ENERGETIC	EFICIENCIA RELATIVA (%)	ANCHO EXT.	
	P	H	A	TOTAL	P	H	A	TOTAL																
I A A 1978	0.990	1.285	1.060	1.348	0.820	1.285	1.000	1.053	2.401	0.198	2.599	4.120	1.580	1.40	2.430	0.430	0.73	6.509	0.945	39.92	42.27	58.70	0.1	
IA A 1979	1.030	1.315	0.975	1.320	0.805	1.340	0.930	1.003	2.323	0.238	2.561	4.080	1.600	1.390	2.400	0.471	0.665	5.528	0.910	39.23	43.10	59.85	0.1	
I B A	1.075	1.395	0.940	1.409	0.830	1.345	0.885	0.987	0.987	0.296	2.692	4.157	1.790	1.330	2.440	0.458	0.728	7.440	1.325	36.17	27.30	37.91	0.1	
I C A	1.220	1.290	1.068	1.608	0.867	1.210	1.054	1.105	2.713	0.270	2.983	3.506	1.525	1.400	2.434	0.595	0.758	5.346	0.775	55.81	72.01	100	0.1	
I C B	1.220	1.290	1.068	1.681	0.900	1.290	0.950	1.102	2.783	0.420	3.204	4.348	1.616	1.440	2.440	0.487	0.703	7.026	0.900	45.58	50.64	70.30	0.1	
I C C	1.220	1.290	1.069	1.682	0.900	1.290	0.950	1.102	2.784	0.420	3.204	4.380	1.636	1.440	2.440	0.494	0.701	7.155	0.990	44.71	45.16	62.71	0.1	
I D A	0.926	1.360	0.952	1.211	0.862	1.355	0.920	1.074	2.285	0.200	2.485	4.010	1.606	1.438	2.400	0.445	0.654	6.440	0.890	38.58	43.35	60.19	0.1	
I D B	1.079	1.308	0.955	1.361	0.851	1.272	0.902	0.987	2.348	0.350	2.699	3.860	1.610	1.410	2.400	0.508	0.662	5.214	0.805	43.43	53.95	74.92	0.1	
I D C	1.041	1.165	0.965	1.170	0.874	1.222	0.863	0.921	2.091	0.210	2.301	4.060	1.550	1.500	2.390	0.471	0.634	6.293	0.820	36.56	44.59	61.92	0.1	
IIB B 2P	1.040	1.395	0.910	1.320	0.99	1.350	0.860	1.149	2.459	0.314	2.733	4.590	1.803	1.325	2.743	0.442	0.567	8.275	1.255	33.53	24.63	34.20	0.1	
IIB B 4P	1.060	1.395	0.890	1.316	0.950	1.390	0.870	1.148	2.464	0.314	2.778	4.590	1.803	1.325	2.743	0.437	0.705	8.275	1.480	33.57	23.97	33.28	0.1	
IIE A 2P	1.072	1.417	0.952	1.446	1.072	1.371	0.952	1.399	2.845	0.400	3.245	4.978	1.831	1.348	2.750	0.402	0.715	9.114	1.478	35.60	22.11	23.49	33.05	0.1
IIE A 4P	1.074	1.417	0.995	1.514	1.074	1.417	0.995	1.514	3.028	0.400	3.428	5.080	1.826	1.391	2.850	0.402	0.715	9.276	1.489	36.95	23.81	23.85	33.79	0.1
IIF A 2P	1.062	1.441	0.975	1.492	0.953	1.422	0.953	1.291	2.783	0.460	3.243	4.879	1.785	1.349	2.670	0.412	0.714	8.611	1.430	27.93	19.53	27.12	0.1	
IIF A 4P	1.062	1.440	0.975	1.492	0.953	1.441	0.953	1.308	2.800	0.460	3.260	4.879	1.765	1.349	2.670	0.412	0.714	8.611	1.460	28.07	19.62	27.24	0.1	
IIG A 2P	1.086	1.442	0.962	1.506	0.892	1.416	0.951	1.208	2.714	0.469	3.183	4.895	1.816	1.354	2.745	0.404	0.710	8.888	1.434	35.80	21.55	23.81	33.66	0.1
IIG A 4P	1.086	1.455	0.983	1.554	0.965	1.450	0.957	1.339	2.893	0.469	3.362	4.895	1.816	1.376	2.745	0.418	0.704	8.989	1.458	37.82	25.33	25.33	35.72	0.1
IIG B 4P	1.059	1.430	0.998	1.519	0.894	1.440	0.942	1.212	2.731	0.359	3.090	4.996	1.834	1.361	2.319	0.391	0.712	9.157	1.475	33.84	22.92	31.82	0.1	
IIB C	1.035	1.460	0.930	1.405	0.915	1.480	0.870	1.179	2.583	0.307	2.890	4.384	1.955	1.338	2.540	0.444	0.672	8.570	1.530	33.72	22.04	30.60	0.1	
IIE B	1.072	1.417	0.960	1.456	0.982	1.371	0.917	1.234	2.692	0.400	3.092	4.978	1.831	1.348	2.750	0.402	0.715	9.114	1.467	33.92	23.12	32.16	0.1	
IIIGC 2P	1.072	1.544	0.975	1.613	0.957	1.494	0.966	1.381	2.994	0.510	3.504	5.387	1.930	1.406	2.945	0.376	0.690	10.39	1.720	33.70	19.59	27.20	0.1	
IIIGC 4P	1.072	1.544	0.992	1.641	1.015	1.544	0.970	1.520	3.161	0.540	3.701	5.387	1.930	1.422	2.945	0.337	0.689	10.39	1.735	35.60	20.51	23.48	0.1	
IIIEC 2P	1.072	1.402	0.949	1.435	0.855	1.422	0.919	1.131	2.556	0.400	2.965	5.185	1.866	1.353	2.650	0.375	0.690	9.677	1.614	30.64	18.98	26.35	0.1	
IIIEC 4P	1.072	1.402	0.995	1.505	0.929	1.402	0.952	1.239	2.744	0.400	3.144	5.242	1.849	1.404	2.850	0.383	0.693	9.692	1.654	32.43	19.48	27.05	0.1	
IIIF 4P 1978	1.062	1.557	0.947	1.565	0.894	1.544	0.909	1.254	2.819	0.620	3.439	5.644	2.019	1.379	3.070	0.346	0.672	11.36	1.907	30.19	15.83	21.98	0.1	
IIIF 2P 1979	1.069	1.567	0.965	1.616	1.023	1.554	0.947	1.514	3.130	0.663	3.793	5.309	1.969	1.384	2.903	0.395	0.728	10.45	1.776	36.28	20.42	29.35	0.1	
IIIF 4P 1978	1.062	1.557	0.963	1.592	0.965	1.559	0.940	1.414	3.006	0.620	3.626	5.644	2.019	1.379	3.070	0.359	0.689	11.39	1.929	31.83	16.50	22.91	0.1	
IIIF 2P 1979	1.069	1.572	0.965	1.621	1.029	1.567	0.947	1.526	3.147	0.663	3.810	5.309	1.969	1.384	2.903	0.395	0.690	10.45	1.799	36.44	20.25	28.13	0.1	
TIPO I	1.088	1.293	1.008	1.418	0.854	1.289	0.939	1.022	2.447	0.289	2.841	4.050	1.615	1.416	2.419	0.479	0.875	6.540	0.928	43.89	47.29	55.57	0.1	
TIPO II	1.066	1.424	0.959	1.455	0.956	1.412	0.930	1.255	2.710	0.397	3.107	4.885	1.827	1.355	2.729	0.413	0.697	8.924	1.487	34.81	23.41	32.50	0.1	

si se incluyen en el equipo de la unidad básica.

Ancho total. Es la máxima dimensión medida entre los puntos más anchos del vehículo, excluyendo espejos retrovisores, loderas flexibles, lámparas laterales, pero incluyendo las defensas.

Altura total. La dimensión medida verticalmente desde el pnto más alto del vehículo hasta el suelo.

#### b) Dimensiones interiores

Las dimensiones interiores de un vehículo se encuentran también descritas por la norma SAE J 1110a; sin embargo están basadas en lecturas tomadas con ayuda de un maniquí antropomórfico descrito en la norma SAE 826b, el cual será definido someramente a continuación.

Norma SAE J 826b. La norma está basada en un dispositivo de medición en dos y tres dimensiones que es utilizado en la definición y dimensionamiento del arreglo de asientos de un vehículo.

Los dispositivos descritos por esta norma auxilian en la medición de las dimensiones del compartimiento de pasajeros de un automóvil en función del perfil de un asiento sometido a carga, y no de un contorno libre, como punto de referencia para la definición del espacio de un asiento. Los dispositivos descritos en esta norma están enfocados a aplicaciones que conciernan al espacio de acomodo de un ocupante exclusivamente, y no deberán tomarse como instrumentos que midan o indiquen las necesidades de un ocupante o su comodidad.

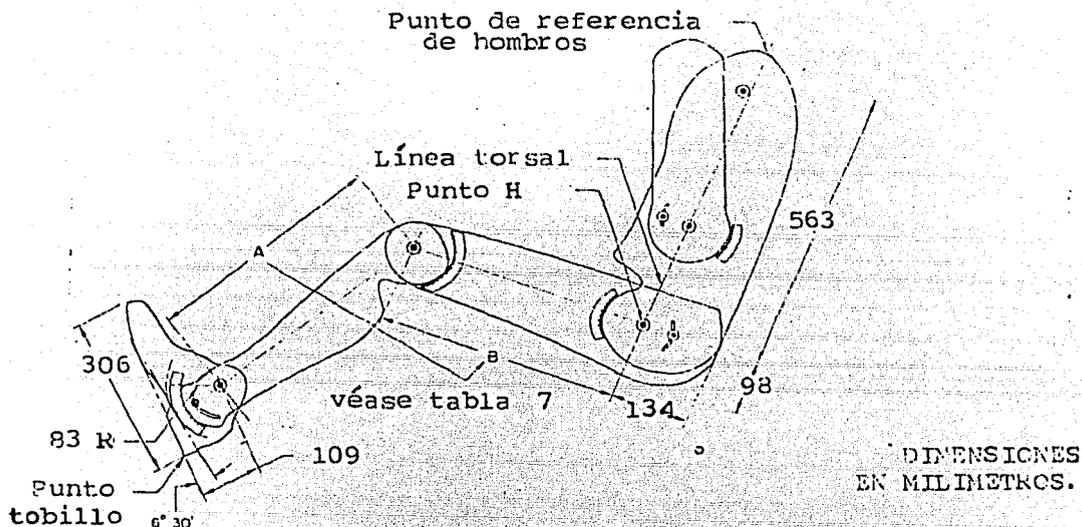


FIGURA 16. PLANTILLA BIDIMENSIONAL

### Definiciones

**Punto H.** Es el centro del pivote entre el torso y la cadera ( para los dispositivos bi y tridimensionales). Véase figura 16, plantilla bidimensional.

**Punto de referencia de hombros.** Es una referencia localizada a lo largo de la línea central del torso en la plantilla de dos dimensiones debajo de la cual se encuentra la posición en la que se localizarían los hombros de la mayoría de los ocupantes del vehículo.

Línea torsal. Es la línea que conecta, en la plantilla bidimensional, al punto de referencia de hombros con el punto H.

Plantilla de dos dimensiones ( figura 16 )

Esta plantilla se utiliza como una ayuda para representar los datos obtenidos dimensionalmente con la máquina tridimensional SAE J 826b, expuesta en la figura 17. Describe el espacio del compartimiento de pasajeros y la posición de éstos para propósitos de comparación, así como durante el diseño y desarrollo de un vehículo nuevo.

a) Descripción. La plantilla de dos dimensiones se construye para representar el perfil de un adulto de sexo masculino, calzado y corresponde al perfil y contorno de la máquina tridimensional. Contiene segmentos individuales para torso, muslo, pierna inferior y pie, provistos de pivotes bloqueables que pueden ser usados para fijar relaciones angulares entre los segmentos. Se incluye una barra de referencia vertical para orientar la plantilla en ese sentido.

Los segmentos de pierna inferior y de muslo se encuentran disponibles en longitudes equivalentes al 10, 20 y 95 percentil ( véase tabla 7, longitudes de los segmentos de pierna y muslo ). La norma indica el uso de los segmentos correspondientes al 95 percentil.

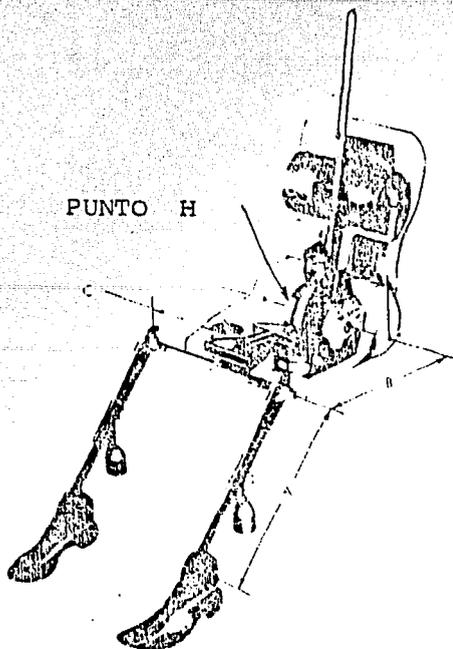
TABLA 7. LONGITUDES DE LOS SEGMENTOS DE PIERNA Y MUSLO

Elemento	10 percentil	50 percentil	95 percentil
PIERNA INFERIOR	391 mm	417 mm	460 mm
MUSLO	406 mm	432 mm	455 mm

Máquina tridimensional de punto H ( figura 17 )

Esta máquina se utiliza para comprobar las relaciones del punto P contra las estructuras de la carrocería, asientos, controles, etcétera, en función de sus especificaciones de diseño.

a) Descripción. Los paños de respaldo y asiento de la máquina tridimensional de punto H son representativos de los contornos de un adulto de sexo masculino; simulan el torso y espalda humana y se encuentran unidos mecánicamente en el punto H. Su construcción es de plástico reforzado y metal. Una regla deslizable graduada pivota desde el punto P para medir el espacio disponible verticalmente en el compartimiento; se instala un cuadrante en esta regla para medir el ángulo de inclinación del asiento. Una barra ajustable en los muslos establece el centro de éstos. Los segmentos de pierna, también ajustables, se conectan al ensamble en la barra T de las rodillas que es una extensión lateral de la barra de muslos.



Se cuenta con cuadrantes para medir la angularidad entre pierna y muslo. Sobre la porción inferior de la máquina se depositan pesas para representar la penetración equivalente a un hombre de 76 kg.

- Compartimiento delantero ( figura 18 )

Las dimensiones se obtienen de acuerdo a la norma Sae J 1110a, según las siguientes definiciones:

a) Espacio máximo para piernas ( L34 ). Es la distancia a lo largo de una línea diagonal que va desde el centro del pivote del tobillo hasta el punto H, más una constante de 10" ( 254 mm ).

La posición de los pies del maniquí es de acuerdo a SAE J 926b párrafo 5.3.7.1.

b) Altura del asiento al techo ( H61 ). Es la distancia desde el punto H hasta el toldo interior, más una constante de 4" ( 101,6 mm ), medida a lo largo de una línea inclinada 3° atrás de la vertical.

c) Espacio para hombros ( W3 ). Es la distancia lateral entre las superficies vestidas de la carrocería, medida a través de un punto localizado sobre la línea torsal del maniquí y 10" ( 254 mm ) arriba del punto H.

- Compartimiento trasero ( figura 19 )

a) Espacio mínimo para piernas ( L51 ). Es la distancia a lo largo de una línea diagonal que va desde el centro del pivote del tobillo hasta el punto H, más una constante de 10" ( 254 mm ).

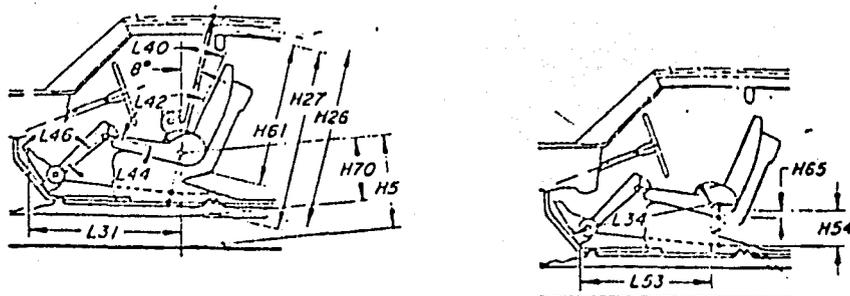


FIGURA 18. DEFINICION DE DIMENSIONES DEL COMPARTIMIENTO DELANTERO

b) Altura de asiento a techo ( H63 ). Es la distancia desde el punto H hasta el toldo interior, más una constante de 4" ( 101.6 mm ) medida a lo largo de una línea inclinada  $3/4$  hacia atrás de la vertical.

c) Espacio para hombros ( H74 ). Es la distancia lateral entre las superficies vestidas de la carrocería, medida a través de un punto localizado sobre la línea torsal del maniquí y 10" ( 254 mm ) arriba del punto H.

Observaciones: Las dimensiones antes descritas están tomadas de lecturas obtenidas con la ayuda de la máquina tridimensional de punto H, la cual se localiza sobre los asientos a 15" ( 381 mm ) hacia afuera de la línea central del vehículo, o bien en el centro del asiento, cuando sea el caso de asientos de cubo. El ángulo del asiento, si es ajustable, se fija en 25° con respecto a la vertical.

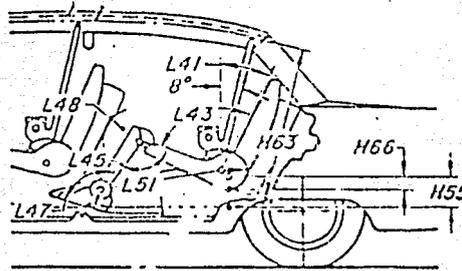


FIGURA 19. DEFINICION DE DIMENSIONES DEL COMPARTIMIENTO TRASERO .

c) Otras dimensiones

1. Volumen del compartimiento de equipaje. ( V<sub>1</sub> ). Es el volumen útil del compartimiento de equipaje excluyendo obstrucciones, rueda de repuesto y demás dispositivos y artículos.

2. Peso. Es el peso del vehículo vacío pero con niveles llenos ( gasolina, aceite, agua ).

Este estudio comparativo se centra en la determinación de la eficiencia de cada uno de los vehículos analizados para transportar o contener el mayor volumen posible interior dentro de la menor área y con el menor peso.

Con las dimensiones exteriores de los vehículos se ha obtenido el área que ocupan. Este parámetro reviste una primordial importancia en la utilización del automóvil. Debemos considerar que el área ocupada por un automóvil es un área improductiva, y que además el automóvil requiere de caminos y carreteras que ocupan una porción importante de terreno que de otra forma serviría para propósitos más productivos como por ejemplo la agricultura.

Al finalizar 1979 existían en México 4 223 667 vehículos en circulación. Si suponemos un área promedio de  $10\text{m}^2$  por vehículo, podemos calcular el área que ocuparían éstos si se colocaran defensa con defensa y costado con costado, lo cual representa solamente una condición utópica. Al efectuar los cálculos resulta que estos vehículos ocuparían un área equivalente a  $42\,236\,670\text{ m}^2$ , que corresponde a un terreno cuadrado de casi 6.5 km de lado. Además como ya mencionamos, debemos recordar que el área ocupada realmente por un automóvil sobre una calle o carretera es más significativa, pues representa una superficie utilizada realmente para moverse y permitir la circulación. Las condiciones de tránsito en el mundo, particularmente en las grandes ciudades presentan cada momento mayores dificultades, por lo que se deberá buscar minimizar la ocupación.

En esta situación, si consideramos una avenida de un kilómetro de longitud y doce metros de ancho, y sobre ella acomodamos el mayor número de los automóviles de mayor y menor longitud en México, colocándolos defensa contra defensa, obtendríamos, respecti-

vamente, 178 y 295 automóviles por kilómetro. Si ahora consideramos el ancho, en los doce metros de calzada cabrían casi seis autos grandes y casi 8 autos pequeños. Por lo tanto, en esa avenida tendríamos 1068 y 2280 autos grandes y pequeños respectivamente. Tomando cuatro pasajeros por auto pequeño y cinco por auto grande, obtendríamos que los autos grandes alojarían a 5340 pasajeros contra 9120 pasajeros en los menores, es decir una diferencia de 70% en favor del auto pequeño.

Aparte de estas consideraciones tal vez un poco utópicas se sabe que un automóvil de menor longitud y ancho es particularmente maniobrable en condiciones urbanas, por lo que se deberá tender a minimizar estas dimensiones para el automóvil en estudio.

A fin de poder cuantificar en alguna forma lo anteriormente expuesto, se ha definido un parámetro llamado índice de ocupación, el cual se define por:

$$I_{oc} = \frac{\text{Volumen interior}}{\text{Area exterior}} \times 100 \quad (96)$$

donde el volumen interior está dado por la suma de los volúmenes del compartimiento delantero de pasajeros, compartimiento trasero de pasajeros y compartimiento de equipaje. El volumen del compartimiento de pasajeros está dado por la siguiente relación:

$$V_d = L34 \times H61 \times W3 \quad (97)$$

$$V_t = L51 \times H63 \times W4 \quad (98)$$

donde :  $V_d$  = volumen del compartimiento delantero de pasajeros  
 $V_t$  = volumen del compartimiento trasero de pasajeros  
 las demás dimensiones corresponden a la descripción dada en la sección de dimensiones interiores y sus unidades

El índice de ocupación nos permite conocer la relación que existe, para propósitos de comparación, entre el volumen ocupado por el vehículo y el área ocupada por el mismo. De esta forma, se percibe que aquél con un mayor número será tanto más eficiente.

Esto puede deberse a dos causas: primero, que el automóvil requiera un área reducida y sus dimensiones interiores sean las comunes, o bien, que sus dimensiones interiores sean especialmente generosas. De ninguna manera deberá entenderse esto como valores absolutos de comodidad o de ocupación, ya que puede darse el caso de que por ejemplo, un automóvil amplio para cuatro pasajeros resulte reducido al acomodar seis; en este caso aunque el volumen interior es considerable, se estará desperdiciando espacio si se diseña para contener cuatro ocupantes cómodamente sentados.

Por otro lado el índice de ocupación nos es de utilidad para conocer la eficiencia de un vehículo en espacio y energía al involucrar el peso del automóvil, creando con esto un parámetro denominado Eficiencia. Llevando a cabo consideraciones similares a las que se tomaron para fijar el índice de ocupación, basaremos la eficiencia en la habilidad de un automóvil de transportar el máximo volumen en la mínima área y con el menor peso posible. Por tanto, la eficiencia quedará definida por:

$$E_f = \frac{I_{oc}}{W} \quad (99)$$

donde:  $I_{oc}$  = Índice de ocupación

$W$  = Peso del vehículo en toneladas

Al igual que con el índice de ocupación, un vehículo será más eficiente cuando su número de eficiencia sea mayor. Esto puede comprenderse más fácilmente si pensamos en el índice de ocupación como una constante; entonces la única variable será el peso del vehículo en cuestión. Cualquier decremento del peso hará que la eficiencia resulte mayor, lo cual se justifica ampliamente con las conclusiones obtenidas acerca del consumo energético de un automóvil en función de su masa en movimiento.

El estudio que aquí se presenta estará basado primordialmente en la variación de la eficiencia contra cada una de las principales dimensiones de un vehículo, como son longitud, ancho, altura y distancia entre ejes, las cuales definen en cierta forma la configuración y dimensiones que pueden obtenerse del habitáculo de pasajeros.

Más adelante se discutirá en detalle la forma en que varía la eficiencia contra cada una de las dimensiones arriba mencionadas en base a una serie de gráficas. Estas gráficas muestran las curvas o funciones que satisfacen el comportamiento de las variables en cuestión en base a una regresión matemática por medio del método de ajuste por mínimos cuadrados de los datos obtenidos en la tabla 6. Estas funciones se obtuvieron por medio de una subrutina de computadora, muestreando polinomios desde segundo hasta quinto grado, y conteniendo los datos de 32 automóviles de fabricación nacional.

Curva I. Eficiencia contra longitud. El polinomio resultante que define el comportamiento de la eficiencia contra la longitud total de los automóviles fabricados en el país, es de la forma:

$$Y = 400.74 - 139.42X + 12.72X^2$$

Estos resultados se obtuvieron al efectuar una regresión por medio del método de mínimos cuadrados, resultando el menor error con el polinomio arriba indicado de segundo grado. En la gráfica aparecen los puntos muestreados representados por el símbolo (\*) y la curva resultante.

Como puede observarse claramente, cualquier incremento en longitud hace disminuir la eficiencia del vehículo. Esto puede explicarse para este caso así como para las demás dimensiones exteriores, como un resultado de la búsqueda de espacio en un automóvil pequeño, la cual no es necesaria al diseñar un automóvil mayor, ya que se dispone desde un principio de mayor espacio. Además, cabe esperar que los órganos mecánicos de un auto mayor serán tanto mayores como mayor sea su masa, es decir, que un automóvil pequeño requiere de órganos menos solicitados, por lo que sus dimensiones disminuyen, reduciendo la intrusión en el compartimiento de pasajeros.

Por otro lado, la mayoría de los automóviles del tipo I son diseños europeos relativamente recientes, los cuales reflejan en algunos casos el estado del arte en el diseño y construcción de automóviles pequeños. Es importante notar que en la gráfica I varios automóviles quedan por arriba de la curva característica,

NUM	X	Y	NUM	X	Y	NUM	X	Y
1	0.3506000E+01	0.7200000E+02	2	0.3860000E+01	0.5395000E+02	3	0.4010000E+01	0.4335000E+02
4	0.4066000E+01	0.4459000E+02	5	0.4080000E+01	0.4109999E+02	6	0.4120000E+01	0.4237000E+02
7	0.4157000E+01	0.2730000E+02	8	0.4340000E+01	0.5364000E+02	9	0.4340000E+01	0.4516000E+02
10	0.4384000E+01	0.2206000E+02	11	0.4590000E+01	0.2461000E+02	12	0.4590000E+01	0.2117000E+02
13	0.4479000E+01	0.1953000E+02	14	0.4870000E+01	0.1962000E+02	15	0.4870000E+01	0.2420000E+02
16	0.4895000E+01	0.2331000E+02	17	0.4895000E+01	0.2633000E+02	18	0.4895000E+01	0.2512000E+02
19	0.4978000E+01	0.2411000E+02	20	0.4978000E+01	0.2349000E+02	21	0.4978000E+01	0.2312000E+02
22	0.4996000E+01	0.2292000E+02	23	0.5080000E+01	0.2481000E+02	24	0.5080000E+01	0.2336000E+02
25	0.5186000E+01	0.1890000E+02	26	0.5242000E+01	0.1948000E+02	27	0.5309000E+01	0.2042000E+02
28	0.5209000E+01	0.2020000E+02	29	0.5387000E+01	0.1959000E+02	30	0.5387000E+01	0.2051000E+02
31	0.5644000E+01	0.1533000E+02	32	0.5644000E+01	0.1553000E+02			

EL ORDEN DE LA ECUACION ES 2

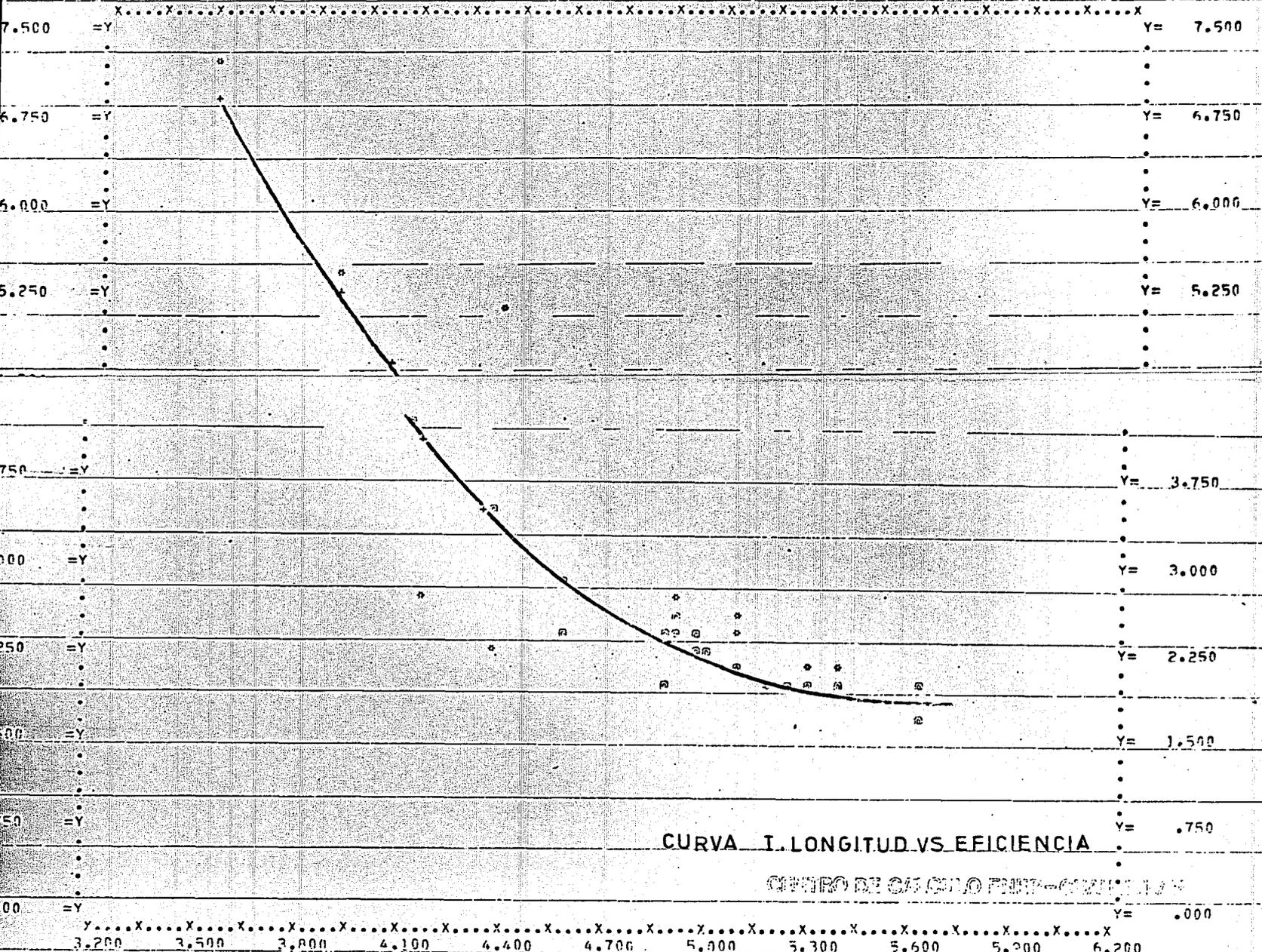
CENTRO DE CALCULO ENEP-CUATILLAS

COEFICIENTES DE LA ECUACION DE GRADO 2

1	=	0.40074652E+03	* X	**	0
2	=	-0.13942340E+03	* X	**	1
3	=	0.12729755E+02	* X	**	2

SUMA DE ERRORES -0.5834030E-02 SUMA DE ERRORES CUADRADO 0.8685912E+03 VALOR DE SIGMA 0.2995142E+02

TITULO ESCALA XMIN= 3.50600 XMAX= 5.64400 YMIN= 1.58300 YMAX= 7.20100 64 PUNTOS GRAFICADOS (N = PUNTOS COINCIDENTES)



CURVA T. LONGITUD VS EFICIENCIA

CENTRO DE CALCULO ENEP-CUATILLAS

ESCALA 1 X POR 10 A LA POTENCIA

0, Y POR 10 A LA POTENCIA

lo que significa que sus prestaciones en cuanto a espacio y energía son superiores al promedio. Igualmente significativo es el hecho de que el automóvil típico de la clase I, es decir aquél constituido por las dimensiones promedio de todos los autos tipo I, se encuentra por encima de la curva. De particular interés son los diseños más modernos de la clase I los cuales se comparan favorablemente e incluso superan en ocasiones las dimensiones interiores de los autos tipo II y III, salvo en espacio para hombros, el cual es una de las pocas magnitudes que crece al incrementarse el ancho exterior.

Es en el grupo tipo I donde se encuentra el automóvil más eficiente de todos los fabricados en México, obteniendo una eficiencia de 72.01; y lo que es más notable es que es este auto el que menores dimensiones exteriores posee. Esto demuestra en cierta magnitud los puntos antes mencionados acerca de la búsqueda de espacio, ya que dicho automóvil cuenta con soluciones un tanto radicales como la presencia de la rueda de repuesto en el compartimiento motor, suspensiones independientes en las cuatro ruedas por barras de torsión, evitando así la penetración al habitáculo de espacio que se destinaría a alojar un muelle helicoidal. No obstante, el volumen de su cajuela se encuentra un tanto cuanto limitado, siendo ésta otra de las magnitudes que crece con el tamaño del vehículo.

Existen alternativas dentro del grupo I no tan extremas las cuales gozan a su vez de buenas eficiencias relativas, entendiéndose como eficiencia relativa el cociente de la eficiencia del auto en cuestión contra el más eficiente. Tal es el caso de dos autos, ambos de origen europeo, uno de los cuales es considerado actualmente como el diseño a seguir. Estos vehí-

culos, aunque difieren por cerca de 50 centímetros en longitud, cuentan con eficiencias muy similares, siendo el segundo y tercer lugar en la escala de eficiencia expuesta en la tabla I. Ambos automóviles cuentan con tracción delantera, aunque el mayor de ellos no se beneficia de un motor transversal, lo cual permitiría reducir su longitud sin sacrificar las dimensiones interiores ni el volumen del compartimiento de equipaje, que en este caso supera al de varios automóviles del tipo II.

Por otro lado, el segundo lugar en eficiencia señala lo que algunos estudiosos de la industria automotriz suponen que será el diseño a seguir en cuanto a dimensiones y prestaciones. Es uno de los vehículos de diseño más avanzado en México, ya que incorpora soluciones que hasta hace unos años se consideraban propias de automóviles exóticos, como son el motor de aluminio, la posición transversal del mismo, etcétera.

Para no ahondar más en las características propias del diseño de cada uno de los automóviles estudiados, podemos concluir que aunque existe una evidente mejoría de la eficiencia al disminuir la longitud, se disminuyen igualmente algunos parámetros importantes como son la longitud interior, el volumen del compartimiento de equipaje, que vienen a limitar sensiblemente el factor de utilización del vehículo. Una solución a este problema es la incorporación de carrocerías "dos volúmenes" con lo que se da mayor flexibilidad al espacio destinado a la carga. De hecho, existen en México cinco automóviles de este tipo, siendo dos de ellos los más eficientes, lo que automáticamente hace tomar en consideración el estudio de esta tendencia de diseño la cual cada día se utiliza más extensamente en el mundo.

Como puede deducirse al observar las longitudes de los vehículos nacionales, se cubre en una forma relativamente continua toda la gama de longitudes desde la menor, 3.5 metros hasta la mayor, que es de 5.644 metros. Por tanto, no existe una categoría de longitud en la cual no exista una solución específica, aunque se presentan algunos "escalones" al cambiar de tipo de automóvil.

Un factor interesante a tomar en cuenta al tratar la forma en que la longitud de un automóvil influye en su utilización del espacio, es la distancia entre ejes, ya que en cierto modo, viene a determinar la amplitud interior del auto en cuestión. Esto se debe en gran parte al hecho de que los pasarruedas reducen considerablemente las posibilidades de recorrer el asiento posterior hacia la parte trasera del automóvil, ya que al hacerlo, éstos tomarían una porción importante del ancho disponible tanto a nivel de las caderas como en el espacio para hombros.

Al utilizar tracción delantera se obtienen las ventajas de un paquete tren motriz más compacto, lo que permite adelantar su posición en el vehículo, con lo cual se gana espacio para piernas. Además, se elimina el túnel de la transmisión y árbol cardán, dando por resultado una utilización más completa del espacio disponible. Como resultado, la distancia entre ejes puede incrementarse lo necesario, ya que existe una relativa independencia entre los dos ejes.

La relación distancia entre ejes/longitud varía de alrededor de 0.7 para los automóviles más eficientes hasta 0.55 para los de menor eficiencia. Creemos que es éste uno de los parámetros

en los que deberá tenderse al límite superior, es decir una relación no menor de 0.7, a fin de maximizar el espacio interior. Consecuentemente, se vislumbra una tendencia a minimizar los volados, utilizar tracción delantera y evitar los volúmenes muertos como los causados por defensas demasiado protuberantes.

En un plano general, podría considerarse un poco prematuro el fijar una longitud con los datos hasta ahora recopilados; basta decir que deberá cuidarse la relación distancia entre ejes/longitud, el tamaño del compartimiento motor y de los volados delantero y trasero. De hecho, la longitud podrá ser precisada con los datos que aporte el análisis antropomórfico como necesarios para la habitabilidad, y con las dimensiones que se pretendan superar sobre las marcas ofrecidas, teniendo como objetivo procurar el nivel de confort de un automóvil tipo III en el espacio de un automóvil tipo I.

Curva II. Eficiencia contra ancho. El polinomio resultante que define el comportamiento de la eficiencia contra el ancho de los automóviles en estudio, es de la forma:

$$Y = 819.88 - 812.45X + 205.9X^2$$

0.1525000E+01	0.7200000E+02	2	0.1550000E+01	0.4450000E+02	3	0.1500000E+01	0.4226000E+02
0.1500000E+01	0.4300000E+02	5	0.1600000E+01	0.4335000E+02	6	0.1610000E+01	0.5395000E+02
0.1610000E+01	0.5264000E+02	8	0.1630000E+01	0.4515001E+02	9	0.1750000E+01	0.1953000E+02
0.1765000E+01	0.1962000E+02	11	0.1790000E+01	0.2730000E+02	12	0.1803000E+01	0.2463000E+02
0.1803000E+01	0.2397000E+02	14	0.1816000E+01	0.2496000E+02	15	0.1816000E+01	0.2382000E+02
0.1816000E+01	0.2633001E+02	17	0.1816000E+01	0.2512000E+02	18	0.1826000E+01	0.2481000E+02
0.1826000E+01	0.2386000E+02	20	0.1831000E+01	0.2312000E+02	21	0.1831000E+01	0.2411000E+02
0.1831000E+01	0.2349000E+02	23	0.1834000E+01	0.2292000E+02	24	0.1849000E+01	0.1948000E+02
0.1866000E+01	0.1898000E+02	26	0.1930000E+01	0.1959000E+02	27	0.1930000E+01	0.2051000E+02
0.1955000E+01	0.2204000E+02	29	0.1969000E+01	0.2064200E+02	30	0.1969000E+01	0.2025000E+02
0.2019000E+01	0.1583000E+02	32	0.2019000E+01	0.1650000E+02			

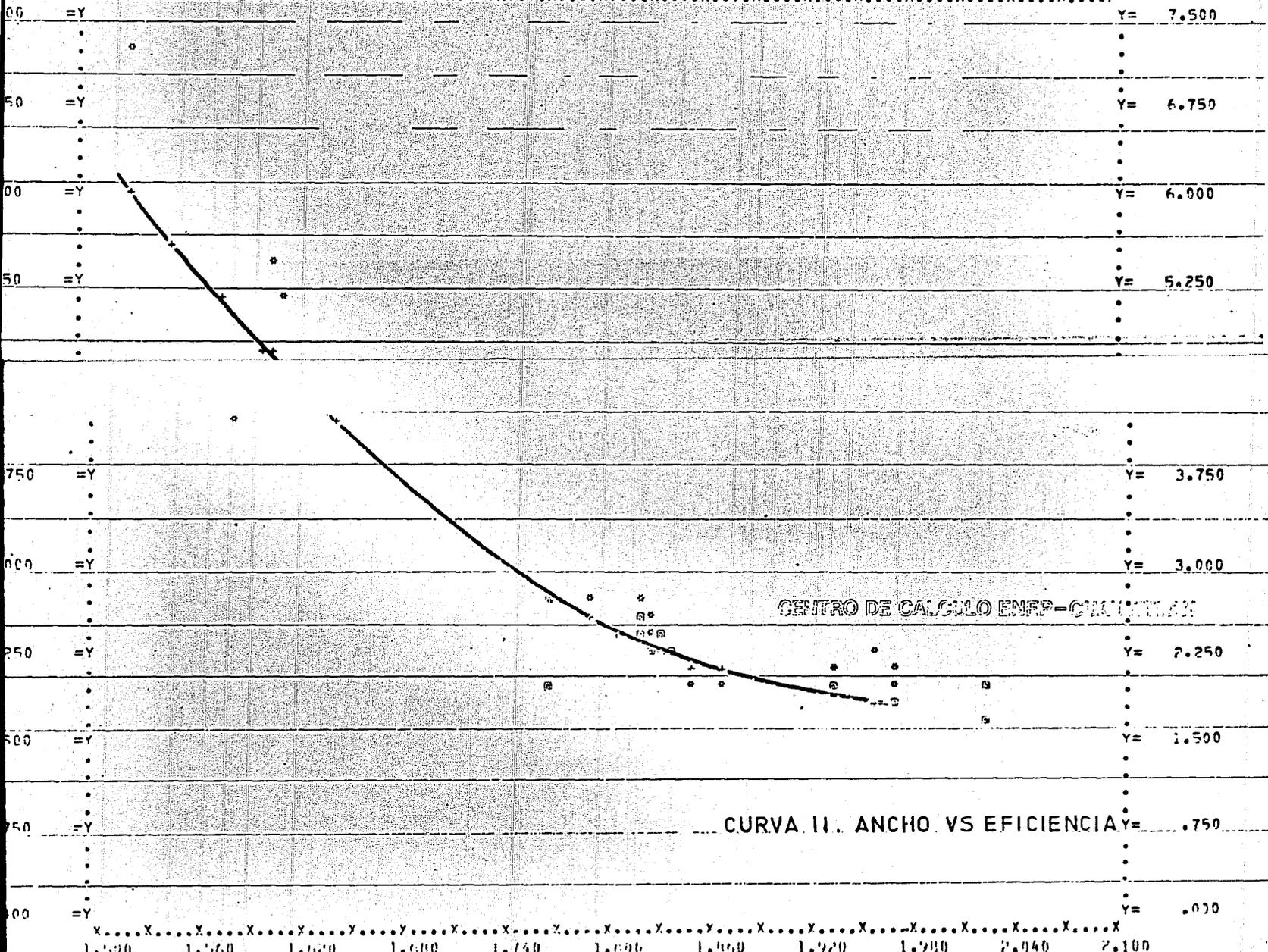
EL ORDEN DE LA ECUACION ES 2

COEFICIENTES DE LA ECUACION DE GRADO 2

=	0.81988883E+03	* X **	0
=	-0.81245482E+03	* X **	1
=	0.20593992E+03	* X **	2

SUMA DE ERROR -0.4056931E-02 SUMA DE ERROR CUADRADO 0.6597862E+03 VALOR DE SIGMA 0.2275125E+02

ESCALA XMIN= 1.52500 XMAX= 2.01000 YMIN= 1.50300 YMAX= 7.20100 64 PUNTOS GRAFICADOS (R = PUNTOS COINCIDENTES)



CENTRO DE CALCULO ENFP - YAGUAJAY

CURVA II. ANCHO VS EFICIENCIA

Al observar la gráfica, podemos distinguir los puntos que corresponden a los datos representados por el símbolo (\*). Es evidente que la gráfica descrita por el polinomio se ajusta adecuadamente a los puntos, lo que hace concluir que tenemos una herramienta confiable para trabajar en esta regresión.

La tendencia de la eficiencia es a disminuir al aumentar el ancho del vehículo, lo cual puede deberse entre otras condiciones, a las mismas razones expuestas al analizar la longitud de estos vehículos, en resumen, es imperativo maximizar el espacio en un auto pequeño debido a lo escaso de sus dimensiones, mientras que un automóvil concebido con dimensiones generosas puede no ser tan eficiente ya que se asegura automáticamente que las dimensiones interiores serán adecuadas.

No obstante, el ancho interior de un automóvil es uno de los parámetros más importantes, ya que vendrá a definir el número de ocupantes del vehículo, es decir dos o tres personas acomodadas transversalmente. En la segunda parte de este estudio afinaremos y fijaremos el ancho interior requerido del vehículo al conocer el espacio mínimo transversal que requiere un ser humano. Aquí hemos de definir el campo en que debemos trabajar para lograr una eficiencia superior a lo ofrecido por la industria automotriz nacional.

Si bien la eficiencia disminuye con el aumento del ancho de un auto, es evidente, como pueden verse en la tabla I, que el espacio para hombros aumenta en razón casi directamente proporcio-

nal al ancho del automóvil. Nos encontramos ante una de las dimensiones que solamente pueden incrementarse al incrementar las dimensiones del automóvil. Existe una diferencia de 13 centímetros en el espacio para hombros entre el automóvil tipo I típico es el del tipo II, es decir un incremento del 10% en el espacio interior del auto mayor. Sin embargo, el ancho exterior se incrementa en 21 centímetros para lograr este 10% de ganancia en el espacio para hombros, lo que hace investigar una relación entre el ancho interior contra el ancho exterior. Este cociente se ha incluido dentro de los datos expuestos en la tabla 6, dimensiones y parámetros, a fin de poder comparar fácilmente dos diseños.

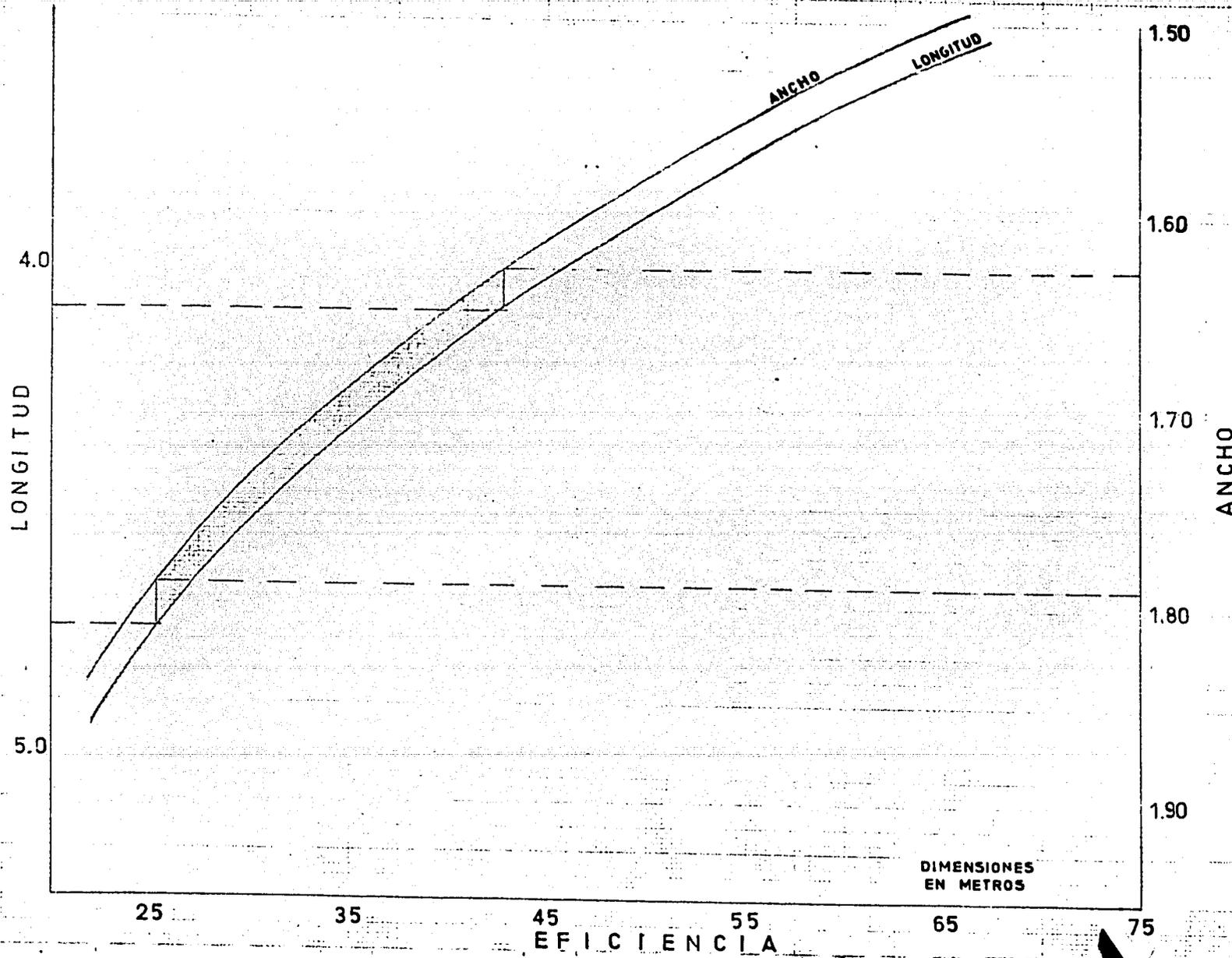
Al analizar en la tabla estos datos, podemos observar que varían desde 0.751 hasta 0.845 sin ser privativo de una categoría un número determinado, en otras palabras, encontramos valores altos en todas las categorías, aunque tienden a aparecer en autos de diseño reciente y en particular en los de tipo I, lo cual se supone es natural de autos de esta clase.

Un punto de partida para la selección del ancho de nuestro automóvil es el hecho de que al contemplar los datos de la tabla I, es evidente que no existe una solución en el mercado nacional que tenga un ancho comprendido entre 1.63 y 1.79 metros, lo que ocasiona una discontinuidad importante precisamente entre los autos angostos y los de ancho mediano; pensamos que es en esta zona en la que se puede trabajar con resultados óptimos ya que por observación es el paso entre los autos de 2 pasajeros y los de 3 pasajeros en línea, lo que vendrá a determinar el número de ocupantes del vehículo.

Como una ayuda gráfica se ha construido la figura 20, Tendencias de diseño, en la que se han representado simultáneamente las curvas que definen a la longitud y el ancho contra la eficiencia (curvas I y II respectivamente). Esta gráfica nos relaciona la longitud contra el ancho de cualquier automóvil típico basada en las regresiones efectuadas sobre los autos nacionales. Por tanto, para el campo en que deseamos trabajar de ancho (1.63 a 1.79 m), se puede obtener la longitud que le correspondería de la siguiente manera: sobre la escala de la derecha, se ha representado el ancho del vehículo; al trazar una línea horizontal desde el ancho deseado hasta cortar la curva de la extrema izquierda, que corresponde a la relación ancho/eficiencia, se obtiene un punto sobre esta curva; ahora se traza una vertical a eficiencia constante hasta cortar la curva de la extrema derecha, que corresponde a la relación longitud/eficiencia, y llevando una horizontal hasta la escala de la izquierda se obtiene la longitud correspondiente.

Para el campo requerido, se obtienen longitudes de 4.10 a 4.75 metros para el menor y mayor ancho respectivamente.

Por tanto, la zona de solución es aquella que se encuentra sombreada en la figura 30. Tendencias de diseño, entre las dos curvas. Hay que hacer notar que esta zona es la que correspondería a automóviles que fueran fabricados dentro de la tendencia de diseño resultante de las regresiones matemáticas. Cualquier solución que se busque deberá estar por consiguiente, en una zona de mayor eficiencia, la cual es en la gráfica la zona inferior del extremo izquierdo, o sea la que se encuentra por debajo de las curvas características, y en la que cualquier punto representará un vehículo más eficiente que el promedio.



Para el espacio de solución seleccionado, corresponden eficiencias de 25.5 a 43, para el auto de mayores y menores dimensiones respectivamente, que para el segundo caso representa un buen punto de partida. Por lo visto, lo ideal en el diseño de un automóvil eficiente en la utilización de espacio es disminuir la longitud mas no sacrificar el ancho; existen en México dos automóviles que podrían apegarse a este criterio, ambos del mismo fabricante, pero que sufren de algunas limitaciones que hace que su eficiencia caiga. Básicamente uno de ellos se basa en un automóvil mayor al cual se le ha seccionado la parte trasera; de esta forma se gana eficiencia a costa de espacio de equipaje, el cual es escaso, pero se presenta una severa intromisión de los pasaruedas en el espacio destinado al asiento trasero, el cual debe recorrerse hacia adelante lo más posible a fin de no perder espacio para cañeras y hombros. Este posicionamiento del asiento trasero disminuye considerablemente el espacio para piernas; de haberse contado con un motor más corto que el instalado, se podría haber recorrido todo el habitáculo hacia adelante, resultando en una bastante buena utilización del espacio.

El segundo caso representa una rareza en el diseño del automóvil tradicional norteamericano, adaptando las dimensiones de un automóvil europeo a las necesidades del pueblo norteamericano. En general, los autos europeos y japoneses cuentan con un ancho mínimo ya que las ciudades de estos países cuentan con calles angostas y además, en algunos casos se imponen impuestos en función del ancho del vehículo. Es por esto que el auto en cuestión cuenta con una longitud reducida, pero a la vez presenta un ancho considerable para un auto tipo II, acercándose e incluso rebasando en ocasiones a vehículos

tipo III. Este automóvil fue diseñado en torno a un motor rotativo tipo Wankel que se caracteriza por sus reducidas dimensiones, por lo que al adaptársele un motor convencional, se tuvieron que efectuar ciertos compromisos y ajustes en detrimento de la habitabilidad del compartimiento de pasajeros. Sin embargo, aun en estas condiciones, el espacio del asiento delantero es abundante, gracias en gran parte a un considerable ancho interior; no es éste el caso del asiento trasero donde se aplican las mismas limitaciones que mencionábamos para el caso anterior. El compartimiento de equipaje se ve afectado desfavorablemente por un piso demasiado alto, necesario para albergar la rueda de repuesto y el tanque de combustible. Todas estas razones, aunadas a un peso bruto vehicular elevado contribuyen a disminuir notablemente la eficiencia de dos automóviles cuyo concepto dimensional, en principio, parecía correcto. Cabe destacar que ambos vehículos cuentan con una distancia entre ejes corta, así como una relación distancia entre ejes/longitud baja.

Curva III. El polinomio que define el comportamiento de la eficiencia contra la altura exterior del automóvil, está dado por: -

$$Y = 76.43X^2 - 36.43X - 66.26$$

Es evidente que cualquier incremento en la altura del vehículo acarrea un incremento en la eficiencia de éste. La causa principal de este comportamiento es el hecho de que al incrementar la altura exterior, se puede ganar espacio entre asiento y techo, y además espacio para piernas, ya que al elevar la posición de los asientos, la distancia entre el punto P1 y el pivote del tobi-

1	0.1325000E+01	0.2463000E+02	2	0.1325000E+01	0.2397000E+02	3	0.1330000E+01	0.2730000E+02
4	0.1330000E+01	0.2204000E+02	5	0.1340000E+01	0.2411000E+02	6	0.1340000E+01	0.2349000E+02
7	0.1340000E+01	0.2312000E+02	8	0.1340000E+01	0.1953000E+02	9	0.1340000E+01	0.1452000E+02
10	0.1350000E+01	0.2435000E+02	11	0.1340000E+01	0.2496000E+02	12	0.1350000E+01	0.2141000E+02
13	0.1361000E+01	0.2242000E+02	14	0.1364000E+01	0.2633001E+02	15	0.1364000E+01	0.2512000E+02
16	0.1379000E+01	0.1583000E+02	17	0.1379000E+01	0.1650000E+02	18	0.1384000E+01	0.2042000E+02
19	0.1384000E+01	0.2025000E+02	20	0.1390000E+01	0.4309999E+02	21	0.1391000E+01	0.2481000E+02
22	0.1391000E+01	0.2386000E+02	23	0.1400000E+01	0.7200999E+02	24	0.1404000E+01	0.1948000E+02
25	0.1405000E+01	0.4226999E+02	26	0.1406000E+01	0.1959000E+02	27	0.1410000E+01	0.5395000E+02
28	0.1422000E+01	0.2051000E+02	29	0.1435000E+01	0.5064000E+02	30	0.1439000E+01	0.4335000E+02
31	0.1440000E+01	0.4516001E+02	32	0.1500000E+01	0.4459000E+02			

EL ORDEN DE LA ECUACION ES 2

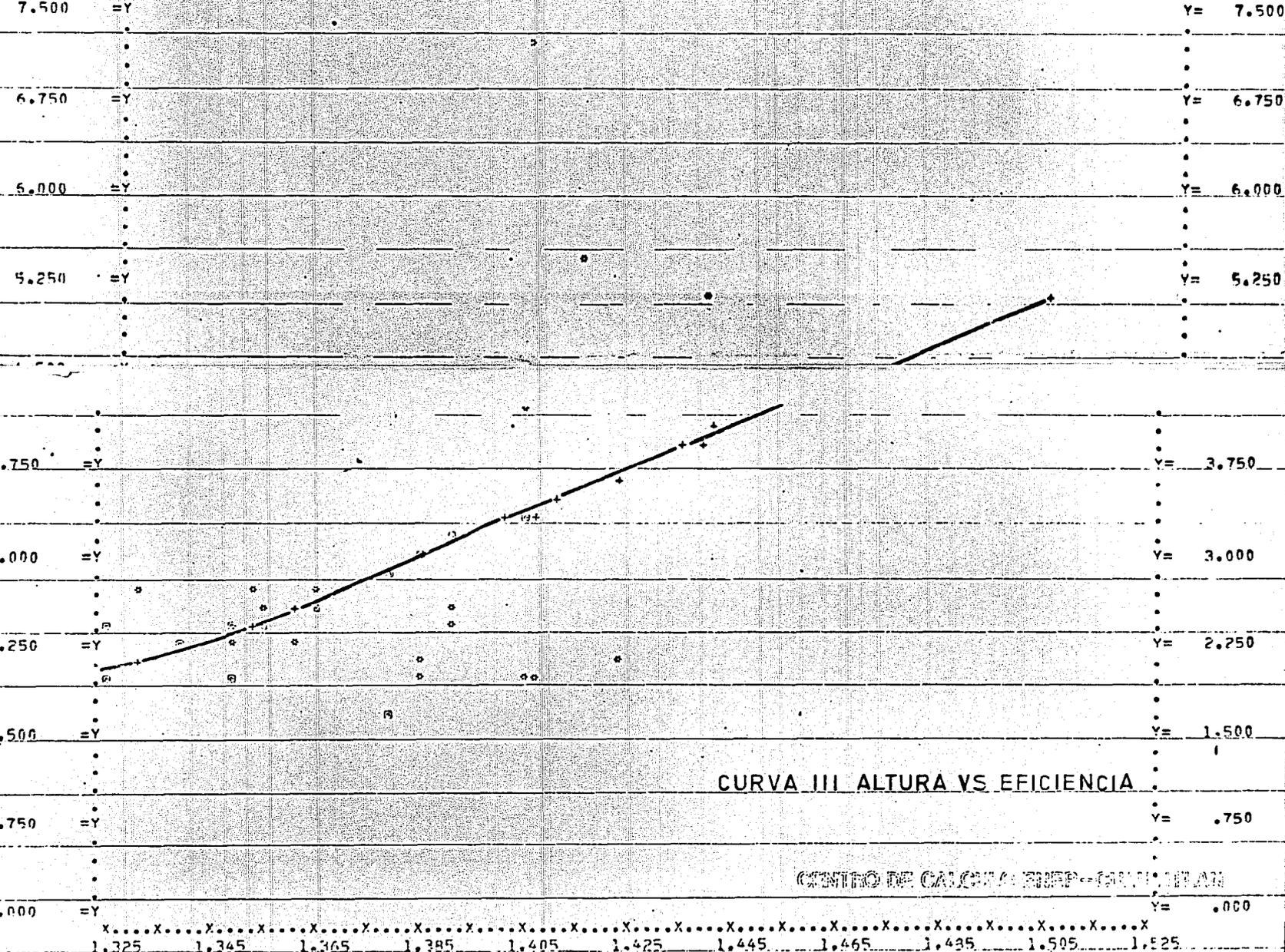
COEFICIENTES DE LA ECUACION DE GRADO 2

1	=	-0.66266704E+02 * X **	0
2	=	-0.36433625E+02 * X **	1
3	=	0.76476851E+02 * Y **	2

CENTRO DE CALCULO ENEP - GRAN PUNTA

SUMA DE ERRORES 0.1029968E+03 SUMA DE ERRORES CUADRADO 0.3763986E+04 VALOR DE SIGMA 0.1297926E+03

LIMITES ESCALA XMIN= 1.3250 XMAX= 1.5000 YMIN= 1.5830 YMAX= 7.2010 64 PUNTOS GRAFICADOS (2 = PUNTOS COINCIDE)



CURVA III ALTURA VS EFICIENCIA

CENTRO DE CALCULO ENEP - GRAN PUNTA

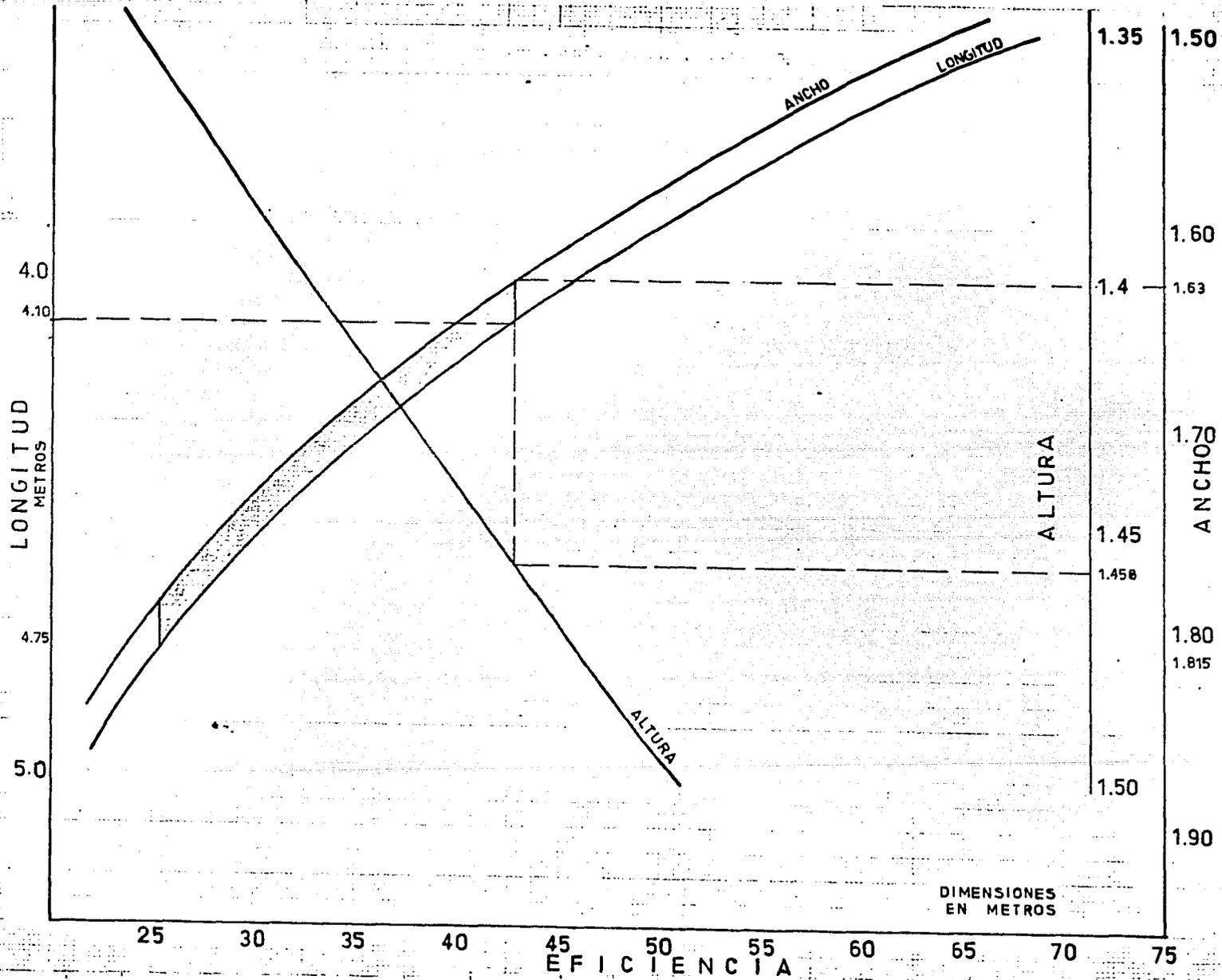
ESCALA : X POR 10 A LA POTENCIA 0, Y POR 10 A LA POTENCIA 1

llo es mayor. Creemos que la altura es uno de los medios más fáciles de incrementar la eficiencia y por tanto, el espacio interior de un automóvil, pues como se ha visto, se maximizan dos dimensiones importantes al crecer este parámetro. No obstante, existen límites en la altura que son importantes para el rendimiento y comportamiento del vehículo, particularmente la altura del centro de gravedad y el incremento en área frontal.

La figura 30a. Tendencias globales de diseño muestra la curva que define a la altura contra la eficiencia sobre las curvas de longitud y ancho, que habían sido construidas anteriormente en la figura 30, Tendencias de diseño. La zona sombreada dentro de las dos curvas (longitud y ancho) muestra el espacio de soluciones originalmente determinado. La curva de altura corta este espacio creando dos regiones y, definiendo la altura de cualquier automóvil de esta zona que se construyera con las tendencias imperantes en los autos nacionales.

Al igual que en el análisis ancho vs. longitud, podemos ahora encontrar la altura que corresponde a los límites de nuestro espacio de solución. En la escala que se encuentra dentro de la figura 30a. Tendencias globales de diseño, en el extremo derecho, está representada la altura en forma descendente: trazando una horizontal desde la altura deseada hasta cortar la curva, y llevando una vertical desde este punto hasta la escala inferior se obtiene la eficiencia.

Para las eficiencias calculadas gráficamente en el análisis anterior, resultan alturas de 1.458 metros y 1.36 metros para el vehículo más corto y más largo respectivamente.



DIMENSIONES EN METROS

TABLA 7 DIMENSIONES CALCULADAS

Dimensión	Auto 1	Auto 2
Longitud	4.10m	4.75m
Ancho	1.63m	1.79m
Altura	1.458m	1.36m
Area	6.68m <sup>2</sup>	8.50m <sup>2</sup>
Eficiencia	43	25.5
Longitud interior	2.43m	2.32m
Ancho interior	1.369m	1.503m
Altura asiento/techo	1.10m	1.03m
Distancia entre ejes	2.87m	3.325m
Area frontal	2.13m <sup>2</sup>	2.43m <sup>2</sup>

La tabla 7 muestra las dimensiones obtenidas gráficamente y aquéllas que pueden ser calculadas fácilmente para construir una imagen dimensional de los extremos del espacio de soluciones determinado. Se ha llamado auto 1 al que presenta la menor área y auto 2 al de mayor área. Las dimensiones interiores se han calculado en ambos casos por medio de los coeficientes de medida interior/externo más favorables, lo que representa el automóvil que podría construirse tomando lo mejor de cada automóvil ofrecido en el mercado nacional.

Como era de esperarse, el automóvil 1, brilla en cuanto a maniobrabilidad, consumo energético y costo, mientras que al automóvil 2, sobresale en características opuestas, como son la habitabilidad, volumen del compartimiento de pasajeros, etcétera, planteando la disyuntiva más difícil de resolver en este diseño: espacio o energía.

Cualquier reducción en el espacio nos mejorará sensiblemente el consumo energético, pero nos restringirá la capacidad del vehículo así como el nivel de confort para el número de pasajeros contra los que debemos diseñar, que en este caso se trata de la familia típica mexicana cuyo promedio de integrantes es de 5.1 miembros por familia, lo cual nos convierte nuestro auto automáticamente en un 5/6 pasajeros.

Por otro lado, sabemos que el automóvil grande consume una cantidad de energía que no guarda proporción con el nivel de confort que provee, lo cual escapa del diseño de un vehículo para el futuro inmediato, el cual se verá caracterizado por constantes reducciones en el aprovisionamiento de combustible y elevados precios, resultantes de la disminución de las reservas de petróleo que por el momento es el combustible más rentable y explotable. Por tanto, cualquier parámetro que evite minimizar el consumo energético requiere un análisis exhaustivo en cuanto a su relación costo/beneficio y a su repercusión a nivel social.

Todos los factores arriba mencionados se vuelven especialmente importantes al tomar en cuenta que el factor de utilización del vehículo es relativamente bajo, ya que en un gran porcentaje de su vida será ocupado solamente por uno o tal vez dos pasajeros, lo cual hecha por tierra la eficiencia de diseño expresada en

digamos, pasajeros por kg-km por litro, que es un indicador de material y energético. Es muy importante en este punto considerar también el impacto que tienen las dimensiones sobre el peso proyectado del vehículo, ya que dependerá de ello en gran parte el consumo energético en circulación urbana primordialmente, así como el consumo de materiales, los cuales también se enfrentan a escaseces y continuas escaladas de precio.

Sabemos que existen actualmente centenares de materiales extraligeros y de alta resistencia en fase de investigación o desarrollo, los cuales nos prometen la alternativa de poder ofrecer autos de tamaño convencional con pesos vehiculares reducidos. Sin embargo, es el pensar de varias organizaciones, que el consumo energético de un automóvil no debe medirse exclusivamente como en rendimiento de combustible del vehículo, sino como un total de la energía que se requirió para construir ese vehículo desde la materia prima, aunada al consumo propio del auto. Es evidente que este acercamiento resulta efectivo, ya que no tiene caso diseñar un vehículo de excelente rendimiento si para su construcción se requiere de una cantidad desmesurada de energía para procesar sus materiales, para manufacturarlo y para darle servicio. Es por esto que muchos materiales prometedores en principio no justifican su uso, siendo éste también el caso de aquellos que se derivan del petróleo, ya que simplemente se le está dando una distinta disposición.

Para concluir este análisis comparativo, basta decir que hemos encontrado un espacio de soluciones en el cual creemos no existe ningún ofrecimiento en el mercado nacional. Al fijarse estos límites nos quedan dimensiones interiores que dependen directamente del tamaño del automóvil. Básicamente, hemos observado que el ancho del vehículo es uno de los parámetros decisivos para fijar la habitabilidad de un vehículo, y es precisamente en esta magnitud en la que se detectó un amplio margen sin solución. En el estudio antropomórfico que a continuación se llevará a cabo se determinará el por qué existe este "escalón" en el ancho, y si es justificada su presencia. A partir de los datos y conclusiones que se deriven, se dimensionará el compartimiento de pasajeros de nuestro vehículo, pudiendo entonces delimitar las dimensiones exteriores.

### Análisis antropomórfico.

En la sección anterior determinamos el rango de las dimensiones en que deseamos obtener la solución que supone esta tesis. Existe, como ya dijimos, un "escalón" en los anchos de los vehículos, el cual tiene como límite inferior aquellos autos en los que tres personas pueden viajar en un asiento bajo circunstancias poco favorables, y por el otro lado, a los autos que permiten que estos tres pasajeros viajen cómodamente en un asiento.

Además, hemos podido concluir que la longitud de un vehículo no crece proporcionalmente con el espacio interior, específicamente el espacio para piernas que es la medida que más pudiera depender de la longitud exterior.

En esta sección nos ocuparemos por adecuar un habitáculo modelo a los requerimientos de un ser humano. Para ellos se ha seleccionado como punto de partida uno de los estudios más completos que sobre el tema de "ingeniería humana" se han publicado. Nos referimos a la obra de Henry Dreyfus The measure of human factors in design.

En principio parecerá absurdo el tomar como base una obra que está realizada sobre el estudio de la población de los Estados Unidos de Norteamérica; sin embargo, no sabemos de ningún estudio de este tipo que se haya llevado a cabo para la población de México. Además el estudio en cuestión data de 1967, por lo que los datos expuestos en él pueden no ser los adecuados para la población norteamericana actual, pero sí se aproximan un poco más a la población de México.

De cualquier forma, habrá que tener presente que los investigadores de factores humanos dividen a la población en un sistema de percentiles, tomando a la población adulta, es decir el 100%, y repartiéndola en 100 grupos porcentuales llamados percentiles. El percentil 1 representa al físico más pequeño posible y el percentil 100 al mayor.

No obstante, para propósitos de diseño, no es realmente necesario, ni práctico, trabajar con datos de los cien percentiles, ya que en principio, los percentiles superiores o inferiores corresponden a gente extremadamente rara. Normalmente, se desprecian los cinco primeros y últimos percentiles para fines de diseño, lo que nos deja con datos de los percentiles 5 al 95, es decir, que representan al 90% de la población.

Las tablas que figuras que se usarán en este estudio están basadas en el adulto norteamericano promedio. Es nuestro punto de vista que al diseñar con el percentil 50 de la población cubierta por este estudio estaremos en una buena posición respecto al mexicano promedio de 1985, con lo cual no incurriremos en un error al considerar una población estática, sin crecimiento físico.

Los factores humanos son menos predecibles de lo que pudiera pensarse con este rígido análisis estadístico. Cualquier figura es una representación estática, pero el ser humano y los productos que se diseñan para él son móviles, dinámicos, razón por la que deberán ser estudiados más en detalle con utensilios tridimensionales en futuras fases de cualquier proyecto.

La figura 31, Datos antropomórficos, representa las medidas de los percentiles 2.5, 50 y 97.5 de un humano de pie. Como repetimos, el diseño se hará contra el 50 percentil. Para este fin se elaboró una plantilla en acrílico a escala 1:10, la cual servirá como modelo en la elaboración de las vistas.

La figura 32 Dimensiones de diseño, muestra las dimensiones recomendadas para una persona sentada en un vehículo. Debemos aclarar que la posición de manejo expuesta en esta figura resulta un tanto inadecuada, ya que estudios recientes modifican la inclinación de la columna de dirección que en el diagrama aparece demasiado vertical. Debe entenderse que este croquis pretende acomodar cualquier tipo de vehículo, sea un auto o un camión, por lo que deberá tomarse solamente como una guía y en ningún momento como valores absolutos.

Algunas limitaciones importantes a la postura de una persona que deberán respetarse son:

- 1- Los ángulos entre cadera, rodilla y tobillo deberán en todo momento ser mayores a 90°.
- 2- No es recomendable limitar el ángulo visual propio del percentil en que se trabaje.
- 3- El espacio entre asiento y asiento (centro a centro) recomendado es de 475 mm.

Con esta colección de datos, se procederá a construir con ayuda de la plantilla antes descrita, una figura en la que se muestre el espacio requerido por el ser humano dentro de un automóvil.

**ANTHROPOMETRIC DATA — STANDING ADULT MALE**

ACCOMMODATING 95% OF U.S. ADULT MALE POPULATION

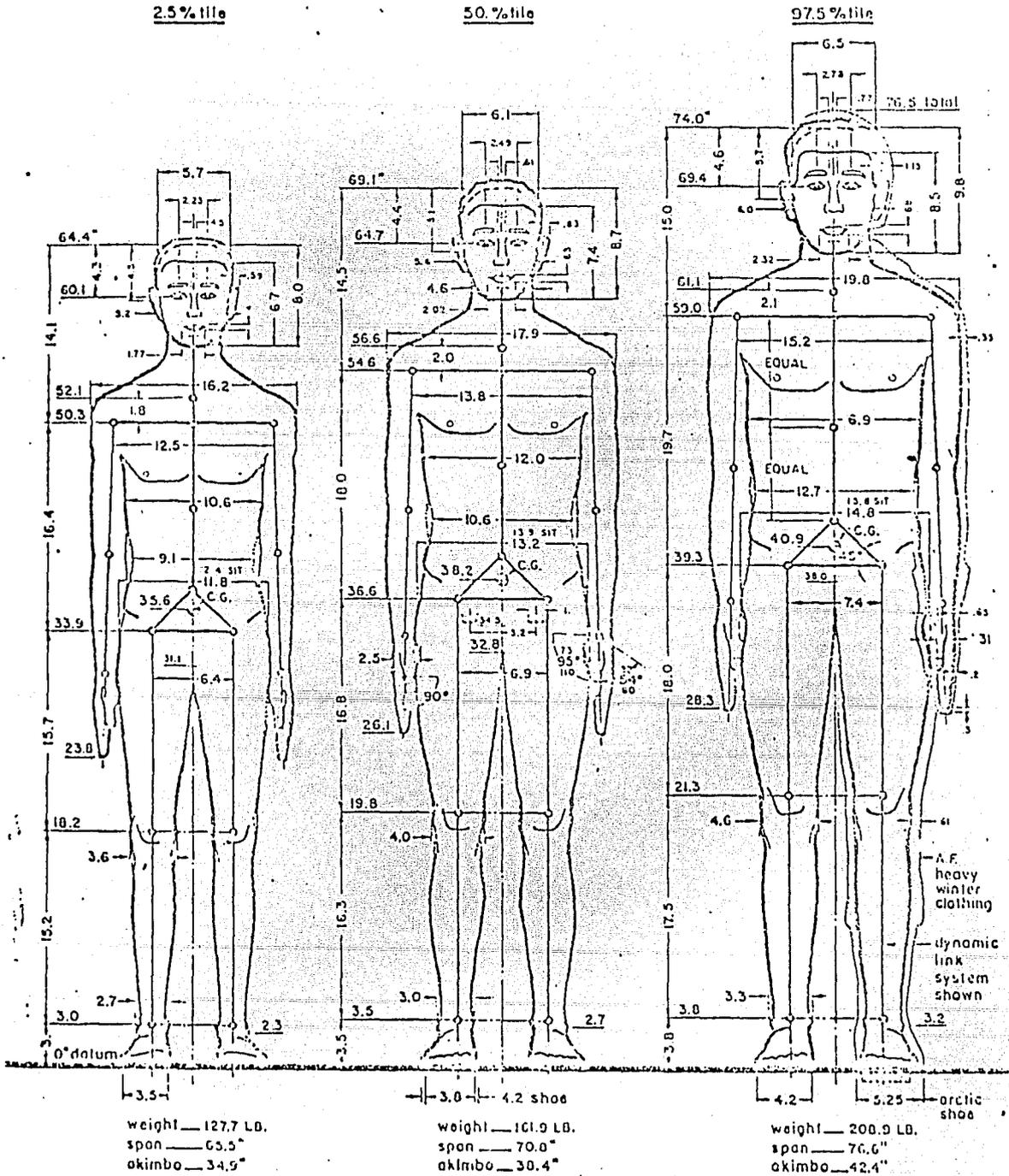


FIGURA 31  
DATOS ANTROPOMORFICOS



La figura 33, habitáculo básico, muestra la posición de los asientos delantero y trasero en vista lateral que resulta al aplicar los parámetros que se muestran en la figura 32, dimensiones de diseño.

Como puede observarse, se han respetado las alturas mínimas de asiento a piso, y se ha obtenido un ángulo del respaldo de  $23^\circ$  con respecto a la vertical, el cual se encuentra dentro de los límites usados por los automóviles nacionales. No obstante, en el asiento trasero, el cual fue localizado sobre las mismas bases que el delantero, se presentan ángulos menores de  $90^\circ$  entre la pantofrilla y el muslo, lo cual no es aceptable. La figura 33, habitáculo básico, muestra el asiento delantero en su posición más extrema hacia atrás.

Si recordamos la definición de las dimensiones interiores de un vehículo de acuerdo a la norma SAE J 826b, las dimensiones con que contamos, resultan:

#### COMPARTIMIENTO DELANTERO

$$\text{Espacio para piernas} = 755 + 254 = 1009 \text{ mm}$$

$$\text{Altura asiento techo} = 900 + 101.6 = 1001.6 \text{ mm}$$

#### COMPARTIMIENTO TRASERO

$$\text{Espacio para piernas} = 580 + 254 = 834 \text{ mm}$$

$$\text{Altura asiento techo} = 900 + 101.6 = 1001.6 \text{ mm}$$

Estas medidas se obtuvieron con la ayuda de la plantilla anteriormente descrita suponiendo una penetración de aproximadamente 30 mm en el asiento.

En lo que respecta al ancho, hemos preferido esperar a tener una idea definitiva de la longitudes interiores antes de proceder a posicionar a los pasajeros en planta.

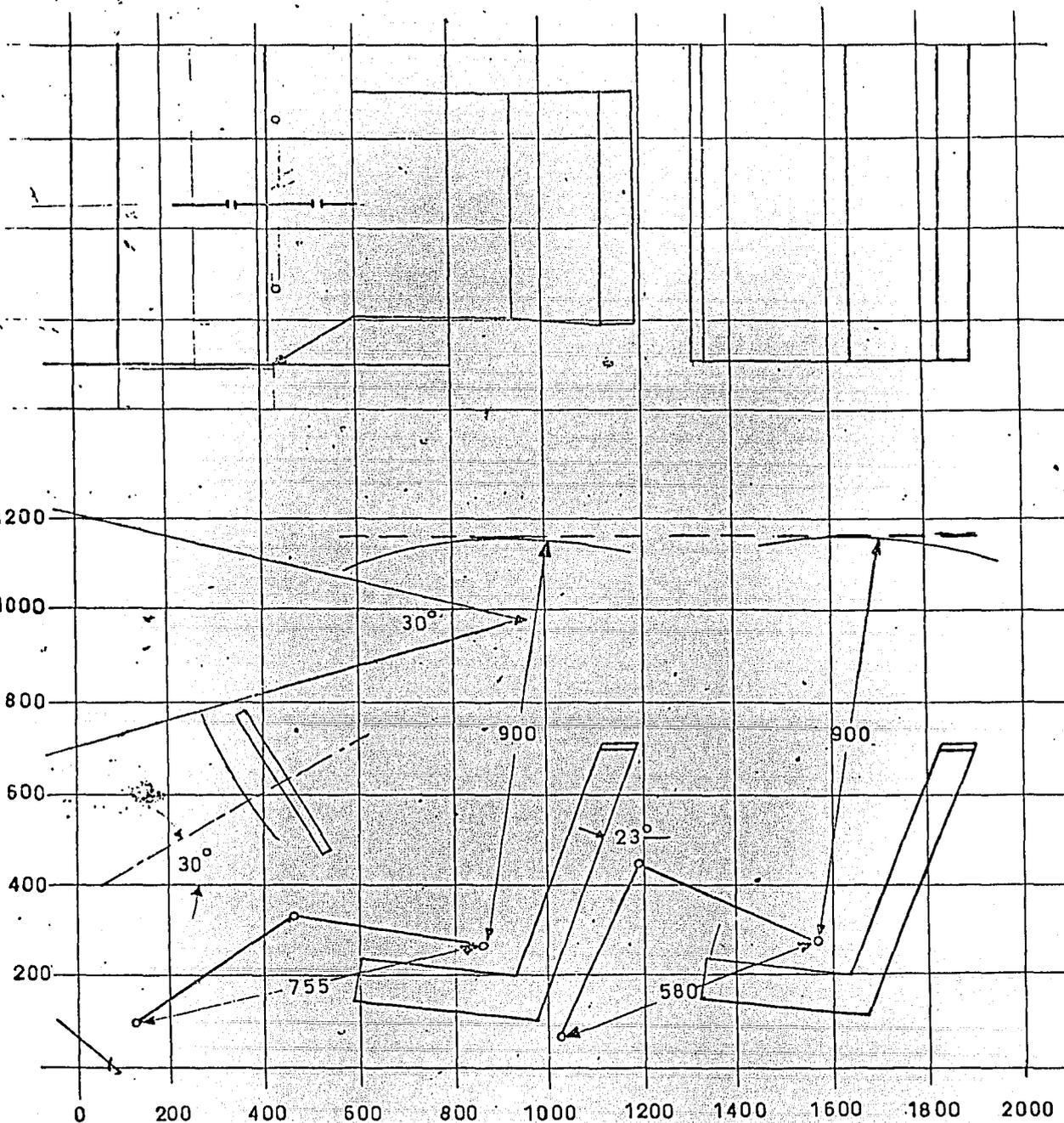


FIGURA 33  
 HABITACULO BASICO

Este resultado escasamente alcanza a los autos de tipo I más ajustados en sus medidas interiores, por lo que no representa de ninguna forma el objetivo propuesto, incluso cuando el asiento delantero parezca cumplir con los objetivos. Por tanto, debemos buscar otra solución, la cual se investiga en la figura 34 objetivo de diseño. Aquí se han aumentado 10 centímetros a la separación entre asiento trasero y delantero y se ha incrementado la altura de los asientos en 30 mm. Nos parece, que aun cuando el incremento en longitud exterior fuera proporcional, el nivel de confort que se obtiene lo justifica.

Al analizar la figura, podemos apreciar el dramático incremento en el espacio destinado al asiento trasero que se obtiene con el incremento de distancia entre éste y el asiento delantero. Ahora todas las articulaciones de las extremidades inferiores presentan ángulos superiores a los 90°, y las medidas interiores se han convertido en las siguientes:

#### COMPARTIMIENTO DELANTERO

$$\text{Espacio para piernas} = 810 + 254 = 1064 \text{ mm}$$

$$\text{Altura asiento techo} = 890 + 101.6 = 991.6 \text{ mm}$$

#### COMPARTIMIENTO TRASERO

$$\text{Espacio para piernas} = 715 + 254 = 969 \text{ mm}$$

$$\text{Altura asiento techo} = 890 + 101.6 = 991.6 \text{ mm}$$

Es evidente que aunque se pierden cerca de 10 mm de altura asiento techo, la ganancia en espacio para piernas fácilmente compensa esta disminución.

Estas dimensiones se comparan favorablemente con la de la mayoría de los automóviles tipo II y III, aunque el espacio para piernas delantero requiere algo más de búsqueda, para ganar cerca de

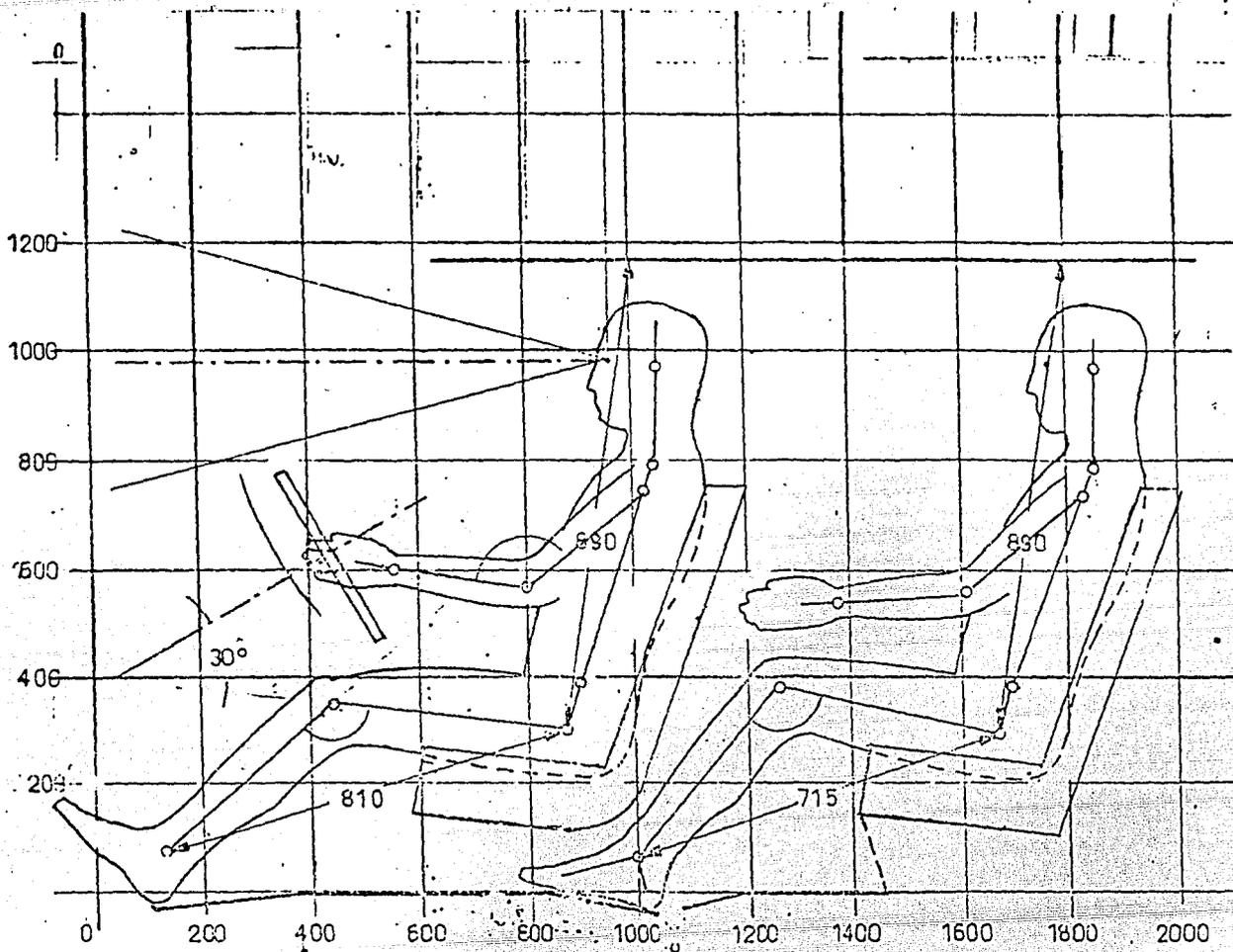


FIGURA 34  
 OBJETIVO DE DISEÑO

50 mm con lo que nos encontraríamos con dimensiones interiores en estos dos parámetros, idénticas a las del auto típico III. Se considera que las figuras 33 y 34 representan los extremos inferior y superior de lo que deberá perseguirse en este proyecto. Se empezará a trabajar con aquel que proporciona mayores dimensiones interiores tratando de adecuarlo a las medidas exteriores que nos hemos fijado como límite, particularmente buscando una longitud reducida, así como minimizar el ancho requerido, e investigando la factibilidad del acomodo de 4/5 ó 5/6 pasajeros en lo que respecta al incremento necesario en el ancho del automóvil. Para tal efecto, un cálculo preliminar basado en los datos expuestos en la obra de referencia nos permitirá conocer los requerimientos que en este renglón debemos cumplir. Sabemos que una persona requiere de 475mm de espacio transversal, por lo que:

$$\text{Ancho interior} = 3 \times 475 = 1425 \text{ mm}$$

Al aplicar un factor convencional de ancho interior contra ancho exterior de 0.8, resulta:

$$\text{Ancho exterior} = \frac{1425}{0.8} = 1781.2 \text{ mm}$$

Puede apreciarse que esta dimensión escapa del campo de soluciones en que se ha pretendido trabajar, por lo que es imperativo encontrar una solución más aceptable. A continuación se procede a analizar la figura 34, objetivo de diseño, en planta a fin de localizar la posición de los pasajeros en un vehículo de dos ocupantes en el frente y tres en el asiento trasero, con lo cual cumplimos el objetivo de un auto familiar.

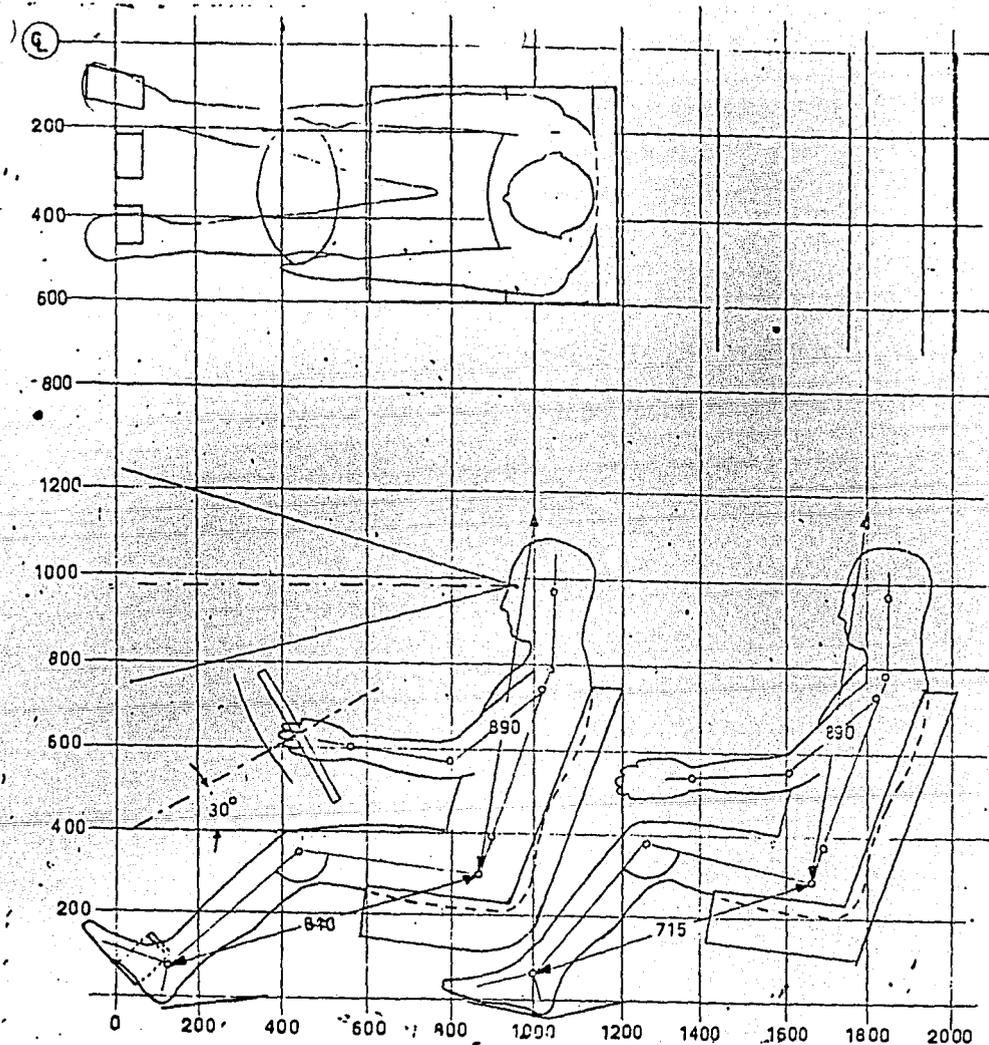
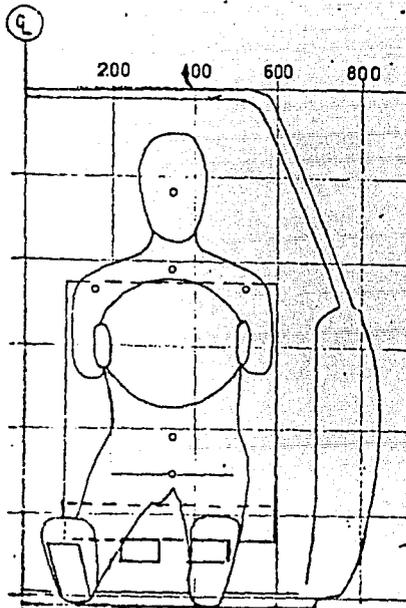


FIGURA 34a  
OBJETIVOS DE DISEÑO

En la figura 34a Objetivos de diseño, se han representado y obtenido las vistas frontas y de planta correspondientes a la figura 34. Para la construcción de estas vistas se tomó en cuenta un ancho interior de por lo menos 1400 mm, lo cual nos permite acomodar 3 pasajeros en relativo confort, ya que solamente se pierden 25 mm, según el cálculo efectuado anteriormente, sobre el espacio mínimo ideal.

De esta forma, se garantiza una ocupación de 5 pasajeros como mínimo dependiendo del arreglo del asiento delantero y la posición de la palanca de velocidades. Para este vehículo se ha considerado asientos tipo individual para los dos pasajeros delanteros, ya que ello permite mayor espacio para los brazos del conductor, y además asegura un óptimo posicionamiento del cuerpo sobre el asiento. En el lado negativo, este arreglo resta un pasajero al automóvil, ya que se desperdicia el área comprendida entre los dos asientos delanteros.

Como se ve en la figura, es posible en el ancho arriba mencionado posicionar perfectamente al conductor, y al mismo tiempo acomodar tres personas en el asiento posterior. Para efectos del cálculo del ancho exterior, el cual deseamos mantener menor de 1700 mm, se ha dibujado en la figura la silueta de la puerta, a la cual se le ha conferido un grosor de 150 mm, el cual consideramos como mínimo para cumplir con los objetivos de seguridad, pues deberá ésta contar con una viga interior de refuerzo contra impactos laterales, como la que se ha incorporado en numerosos automóviles.

De esta forma se obtiene una dimensión exterior de 1700 mm, que es el límite que nos hemos establecido.

En base a la figura 34a, Objetivos de diseño y con el objeto de determinar la factibilidad de contener el habitáculo ya definido dentro de una carrocería eficiente, se ha elaborado la figura 35, Bases del diseño. Los factores principales que se toman en cuenta en orden de importancia fueron:

1.- Determinación de la posición de las ruedas. Para el peso que creemos tendrá este automóvil, el cual es de 900 kg, se determinó que un neumático tamaño 155 SK 15 es el indicado de acuerdo al Tire Manual que publican las casas llanteras. Este neumático tiene un diámetro exterior de 0.62 m. Ahora bien, uno de los factores que contribuyen más significativamente al confort de un automóvil es una suspensión flexible y de carrera generosa que evite los golpes de ésta sobre la carrocería. Para tal efecto se ha considerado una carrera en el bote de 110 mm como objetivo de diseño. Con estos parámetros se dibujó en la figura el perfil del pasarueda trasero, considerando a la suspensión al máximo de su deflexión y un claro mínimo de 30 mm en las superficies verticales y de 50 mm en las horizontales. El resultado es la posición mostrada en la figura, la cual libra perfectamente el asiento trasero, y en la que se ha considerado también el espacio destinado al amortiguador. Se ha presupuesto una suspensión de brazos longitudinales y barras de torsión transversales, ya que es la que ocupa el menor espacio. Igualmente hasta este momento se ha partido de la idea que el vehículo será de tracción delantera, por las mismas razones de espacio, ya que se puede aprovechar la ventaja de un piso plano.

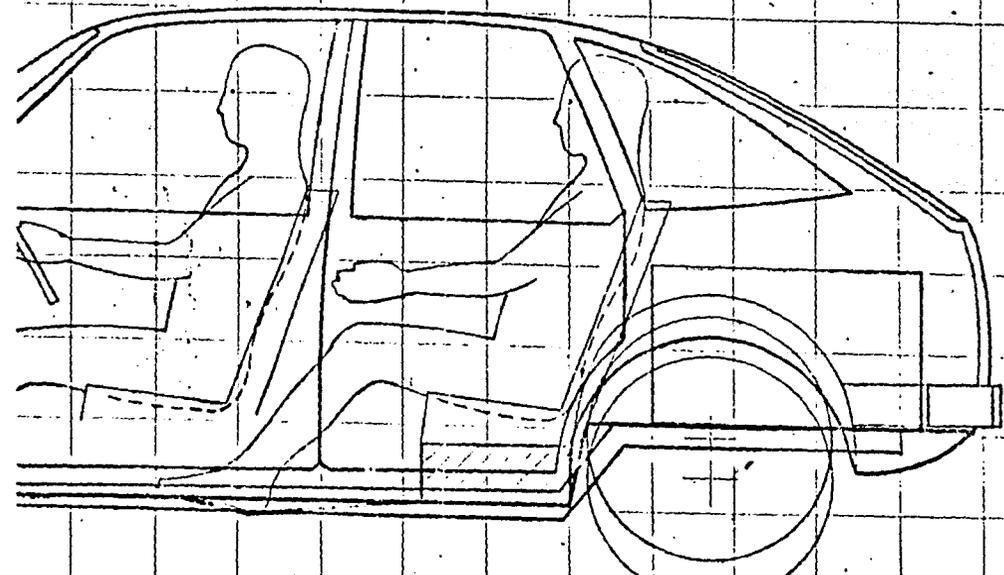
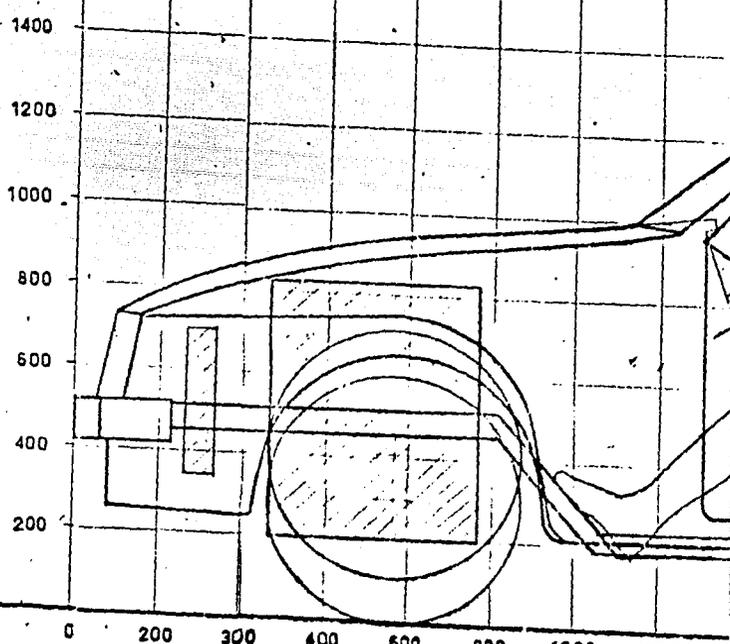
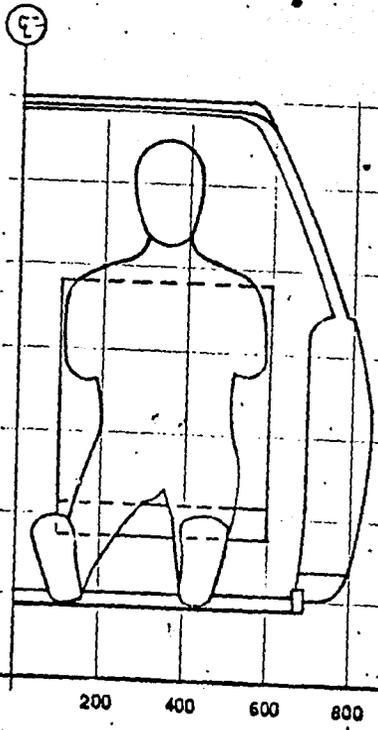
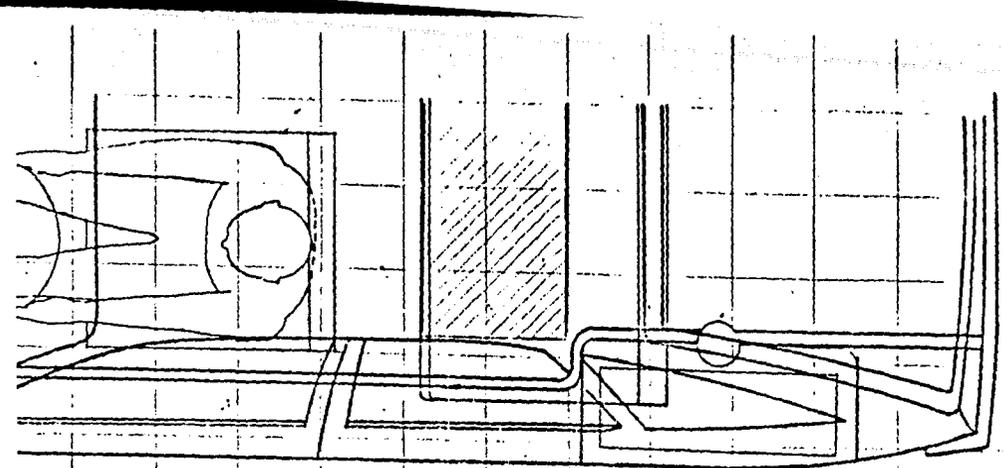
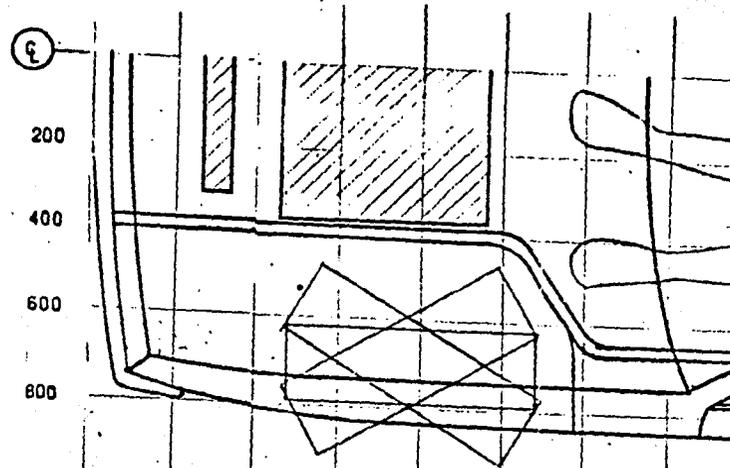


FIG. 35  
BASES D

1600 1800 2000 2200 2400 2600 3000 3200 3400 3600 3800 4000 4200  
35  
DISEÑO

De manera similar se posicionó la rueda delantera, teniendo cuidado de no quitar espacio para pieranas , y localizándola también en planta en las posiciones de máximo ángulo de dirección. De esta forma se logró una distancia entre ejes de 2570 mm, la cual está ligeramente por encima de la media del tipo I, pero que garantiza respetar las dimensiones del habitáculo.

Una vez efectuada la localización de las ruedas se determinó la posición del tren motriz, el cual se colocó transversalmente. Las dimensiones que se tomaron en consideración corresponden a un motor de cuatro cilindros típico acoplado a un transeje. El radiador se colocó en el extremo delantero y sus dimensiones corresponden a las típicas de motores de 4 cilindros en esta disposición.

2.- Seguridad. Estudios recientes en materia de accidentes automovilísticos en los Estados Unidos y Europa han arrojado patrones que definen la fatalidad de los accidentes. Se ha demostrado que un 35% de las muertas ocurren en accidentes frontales, seguidas de los impactos laterales con 31%. En volcaduras solamente se presenta un 11% y en impactos traseros un 2%. Esto lleva como consecuencia que en muchos de los vehículos experimentales de seguridad se ponga énfasis en la distribución y absorción de energía de la parte delantera del automóvil. Recientemente se ha creado en Francia un automóvil de seguridad basado en el auto más pequeño que se produce en México el cual es capaz de cumplir con los siguientes requerimientos:

- 1.- Impacto frontal contra barrera de 30° a 64 KPH
- 2.- Impacto lateral por un vehículo similar a 48 KPH
- 3.- Volcadura a 48 KPH
- 4.- Impacto trasero por una masa de 1099 kg a 35 KPH

Estas especificaciones son superiores a las FMVSS ( Federal Motor Vehicle Safety Standards ) norteamericanas por un 15%, lo que demuestra que es posible fabricar autos pequeños seguros. Resultados similares se han logrado en Alemania en vehículos basados en el segundo más eficiente de nuestro estudio. Sin embargo, en ambos casos ha sido necesario incrementar el peso y la longitud de la parte frontal. Este último incremento es con el objeto de ganar espacio en el cual se pueda absorber energía de deformación.

Para el caso que nos ocupa, se ha dispuesto también cumplir con los requisitos FMVSS para defensas, las cuales deben de soportar un impacto frontal de 8KPH sin sufrir daño la carrocería ni las luces y demás órganos mecánicos. Además se estipula una altura mínima de  $435 \pm 38$  mm para la defensa delantera y de  $437 \pm 38$  mm para la trasera. Los requerimientos para la defensa trasera son de impacto a 4 KPH sin sufrir daño la carrocería.

A fin de tener una estructura rígida sobre la cual distribuir la carga de un impacto y sobre la cual también se montarán las defensas, se ha dispuesto, contra lo que es costumbre en autos pequeños, disponer de un bastidor. Este se encuentra mostrado en la figura 35 y va desde el montante de la defensa delantera hasta la defensa trasera, y corre alrededor de la línea 700 en vista de planta. Este bastidor, está constituido por un perfil tipo C de acero de alta resistencia, y puede contar con agujeros en las partes menos solicitadas para aligerarlo. Estaría soldado a la carrocería autoportante a fin de evitar ruidos, dar una mayor robustez y minimizar el peso. A este bastidor se unirían el motor y las defensas, las cuales actúan como travesaño.

Existen más de 200 mm entre el radiador y la defensa delantera, la cual estaría constituida por un canal de aluminio respaldado por un panel de material plástico, o espuma de poliuretano, a fin de absorber la energía que supone la colisión a 8 EPM. Más allá de este límite será el frente de la carrocería el que cederá para absorber el impacto y minimizar las deceleraciones de los ocupantes. El compartimiento de pasajeros se encuentra a 1100 mm de la defensa delantera y a 800 mm de la trasera.

Para impactos laterales se propone utilizar una barra de lámina de acero de alta resistencia dentro de las puertas como las usadas actualmente, con la salvedad de estar fija a la bisagra superior de la puerta por un lado, y a la cerradura por el otro, con lo que se convierte en un elemento más de la carrocería en caso de colisión, completando así una jaula alrededor de los ocupantes. De esta forma, el interior de la puerta no requiere funciones de resistencia, y puede construirse de un material plástico para bajar el peso.

En lo que se refiere a vuelcos, los pilares del techo están diseñados con dimensiones abundantes que garantizan una resistencia suficiente, de acuerdo con la observación de varios automóviles de masa similar.

El tanque de combustible se localiza debajo del asiento trasero. Contiene 55 litros y se halla protegido por el bastidor. En caso de choque trasero, el tanque dista 1000 mm de la defensa trasera. Debido a la protección con que se cuenta, este depósito pudiera ser de un material plástico moldeado. Tanques similares se han utilizado ya y representan ahorros en peso de alrededor de 40%.

3.- Aerodinámica. La figura 35 muestra una carrocería que envuelve efectivamente a los órganos mecánicos y el habitáculo de pasajeros, y que está diseñada siguiendo los parámetros de un auto tipo BLMC 1800 de Pinninfarina, el cual tiene un coeficiente  $C_x$  de 0.30. Como mencionamos en el capítulo anterior, es difícil predecir el coeficiente que tendrá una forma. Sin embargo se ha tratado de incorporar todos los factores que se sabe ayudan a reducir la resistencia. Tal es el caso de la forma del cofre y del techo, la cual presenta una concavidad que evita que el flujo de aire se desprenda ocasionando arrastre superficial. La parte trasera se diseñó para contener una cajuela de por lo menos  $400 \text{ dm}^3$ . En la figura se ha representado una maleta de las utilizadas para mediciones. Se trata de la de mayor tamaño ( maleta A  $660 \times 230 \times 410 \text{ mm}$  ) y se pueden colocar cuatro de ellas longitudinalmente, dejando espacio adicional para otras piezas más pequeñas. El volumen resultante de la cajuela es de  $415 \text{ dm}^3$ , por arriba de objetivo en un 3.7%.

La parte trasera del vehículo sigue la tendencia de la trasera truncada descubierta por el profesor Kamm, y que da el mismo resultado que una cola larga en lo que se refiere a arrastre o resistencia aerodinámica.

Estamos seguros que cuidando los detalles y con el estudio de modelos en el túnel de viento este automóvil podría lograr un coeficiente  $C_x$  de 0.35.

El frente del vehículo tiene una inclinación hacia atrás de  $5^\circ$  para mejorar la penetración. Nuevamente aquí se ha respetado un parámetro de seguridad FMVSS sobre la altura de las lámparas delanteras que deben encontrarse a 600 mm del piso. Por abajo de la defensa se encuentra un deflector de aire que disminuye

el flujo de éste por debajo del vehículo, donde la superficie no es homogénea y presenta un mayor coeficiente de resistencia aerodinámica.

A fin de contar con una menor área frontal se ha creado un compartimiento superior curvado hacia el centro, pero que en todo momento cumple con los requisitos de habitabilidad. De esta forma el área frontal se ha fijado en  $2.04 \text{ m}^2$ .

Peso. Se fijó un límite de 900 kg para este vehículo a fin de lograr una solución eficiente y no algo convencional. Algunos vehículos tipo I con áreas similares a este proyecto tienen pesos de alrededor de 900 a 1000 kg, por lo que parece fácil lograr el objetivo. No obstante debemos recordar que este automóvil incorpora varias características de seguridad que seguramente incrementan su peso en relación a los automóviles actuales.

En base al desarrollo que tendrá la industria petroquímica en México en los próximos años, y también a los nuevos descubrimientos de materiales plásticos reforzados que se vienen efectuando, tenemos confianza en que varias partes importantes de este vehículo podrían ser construidas con materiales de ese tipo. Por otro lado, los aceros de alta resistencia ganan cada día más campo en aplicaciones automotrices, así como el aluminio y lámina galvanizada para aplicaciones que antes se cubrían con piezas de fundición. Actualmente se funden en México motores y culatas en aluminio, por lo que se puede aprovechar este material en todo el tren motriz, si es que el costo lo permite. Las partes que a continuación se enumeran podrían ser fabricadas con materiales plásticos reforzados ya sea con fibra de vidrio, o bien con fibras de carbón:

Deflector de aire delantero  
Guarda faros  
Cubierta de faros ( policarbonato )  
Refuerzo de defensas  
Cofre o refuerzo interior de cofre  
Paneles interiores de puertas  
Tablero de instrumentos  
Bastidores de asientos  
Tanque de combustible  
Cristal de sexta ventana ( policarbonato )  
Elevadores de cristales ( tipo cinta )  
Quinta puerta  
Deflector trasero

Un análisis más exhaustivo de los pesos y esfuerzos de varias partes de la carrocería y del motor seguramente arrojará más ideas para disminuir peso y costo.

Por lo pronto podemos estar seguros que nuestro objetivo es alcanzable y que por tanto se tendrá una solución en dimensiones excepcional, así como también para lo que se relaciona con el peso vehicular.

### Cálculo de la eficiencia

Hemos visto que la carrocería diseñada respeta las dimensiones del habitáculo anteriormente delimitado, por lo tanto, las dimensiones interiores son:



derar que este proyecto sí representa una solución única en México, pues si observamos la tabla 6a. Dimensiones y parámetros y comparamos sus dimensiones interiores con las de los dos autos más eficientes, podremos observar que el volumen interior de nuestro proyecto es un 9.7% y 21.39% mayor respectivamente. Además, la dimensión de la cajuela es bastante superior que cualquiera de ellos, así como el espacio para hombros, aunque lo es a costa de ancho exterior. De cualquier forma estos datos representan solamente el concepto de diseño; posiblemente se pueda incrementar otro poco el espacio interior, o bien disminuir el tamaño de las defensas o el peso, con lo cual seguramente se puedan lograr eficiencias de cerca de 70.

Repetimos, no se ha diseñado un minicoche de mínimo consumo, se ha diseñado un auto que cumpla con las necesidades de una familia mexicana con el mínimo consumo. Seguramente, si hacemos un proyecto en el que se sacrifiquen las dimensiones interiores, o bien se diseñe para solamente cuatro pasajeros, o bien para dos, obtendríamos consumos muy reducidos, pero también seguramente la versatilidad y la satisfacción serían muy reducidas.

La figura 30b. Resultado del diseño muestra que todas las dimensiones de nuestro proyecto caen precisamente dentro de la zona de máxima eficiencia de las curvas características.

Si comparamos el volumen interior con el de los demás autos analizados, es evidente que no se compete con los tipo J, sin más bien con los de tipo II, lo cual fue una primicia del diseño y demuestra que algo se ha logrado. Esperemos a analizar el consumo de este automóvil antes de concluir esta tesis.

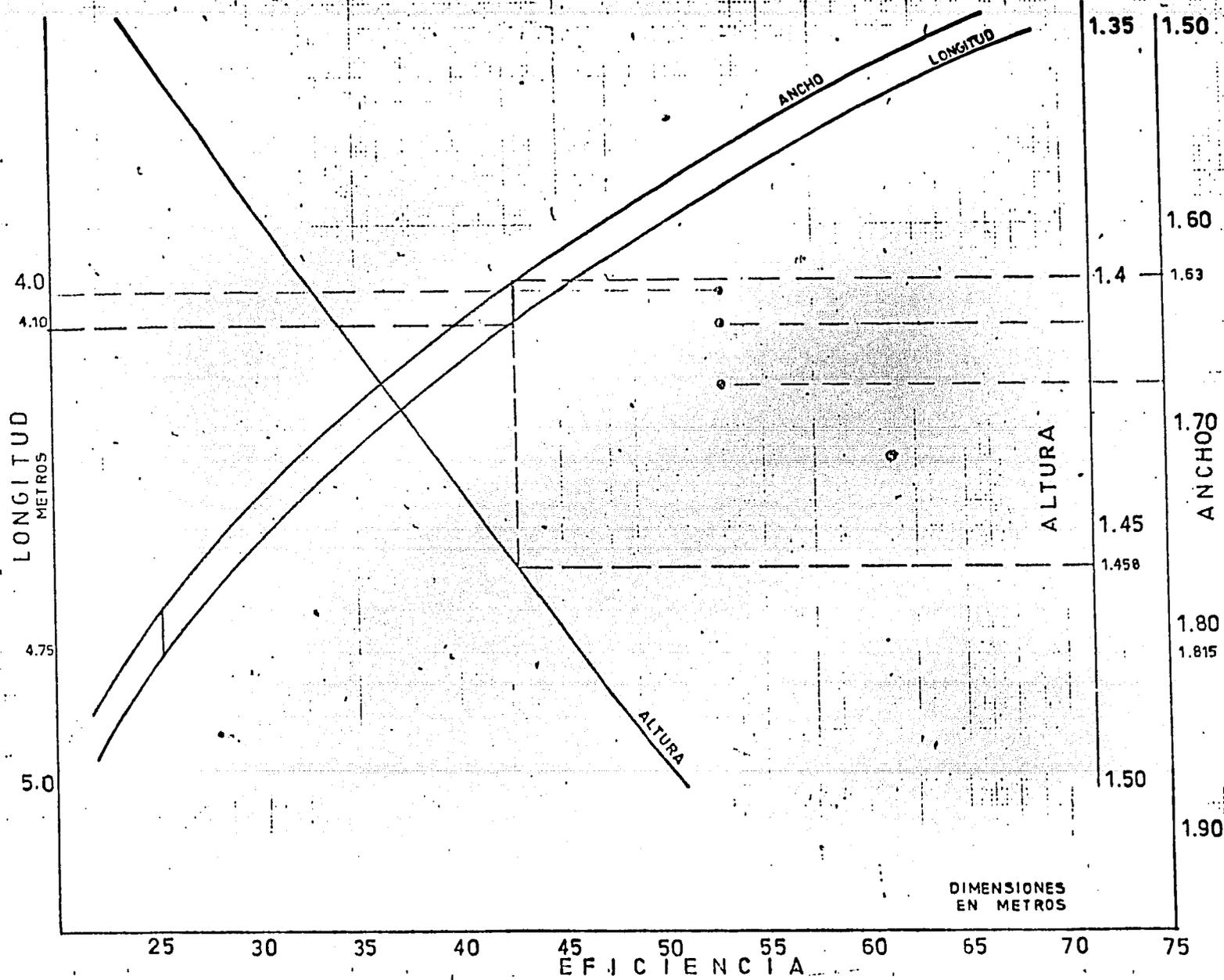


FIGURA 30b. RESULTADOS DEL DISEÑO

TABLA 6a DIMENSIONES Y PARAMETROS

	COMPARTIMIENTO DELANTERO				COMPARTIMIENTO TRASERO				VOLUMEN HABITACULO (M <sup>3</sup> )	VOLUMEN CAJUELA (M <sup>3</sup> )	VOLUMEN TOTAL (M <sup>3</sup> )	LONGITUD (M)	ANCHO (M)	ALTURA (M)	DISTANCIA ENTREJEES (M)	LONG. INT. (M)	LONG. EXT. (M)	ALT. INT. (M)	ALT. EXT. (M)	AREA (M <sup>2</sup> )	PESO (TON)	INDICE DE OCUPACION	EFICIENCIA O INDICE ENERGETICO	EFICIENCIA RELATIVA (%)
	P	H	A	TOTAL	P	H	A	TOTAL																
I A A 1978	0.990	1.285	1.060	1.348	0.820	1.285	1.000	1.053	2.401	0.198	2.599	4.120	1.580	1.405	2.430	0.430	0.733	5.509	0.945	39.92	42.27	58.70		
I A A 1979	1.030	1.315	0.975	1.320	0.805	1.340	0.930	1.003	2.323	0.238	2.561	4.080	1.600	1.390	2.400	0.471	0.565	5.528	0.910	39.23	43.10	59.85		
I B A	1.075	1.395	0.940	1.409	0.830	1.345	0.805	0.987	0.987	0.296	2.692	4.157	1.790	1.330	2.440	0.458	0.728	7.440	1.325	36.17	27.30	37.91		
I C A	1.220	1.290	1.068	1.608	0.667	1.210	1.054	1.105	2.713	0.270	2.983	3.505	1.525	1.400	2.434	0.595	0.753	5.346	0.775	55.81	72.01	100		
I C B	1.220	1.290	1.068	1.681	0.900	1.290	0.950	1.102	2.783	0.420	3.204	4.348	1.616	1.440	2.440	0.487	0.703	7.026	0.900	45.58	50.54	70.30		
I C C	1.220	1.290	1.069	1.682	0.900	1.290	0.950	1.102	2.784	0.420	3.204	4.380	1.636	1.440	2.440	0.484	0.701	7.155	0.990	44.71	45.16	62.71		
I D A	0.926	1.360	0.952	1.211	0.862	1.355	0.920	1.074	2.285	0.203	2.485	4.010	1.506	1.438	2.400	0.445	0.554	5.440	0.890	38.58	43.35	60.19		
I D B	1.079	1.308	0.955	1.361	0.851	1.272	0.902	0.937	2.348	0.350	2.699	3.860	1.610	1.410	2.400	0.508	0.552	5.214	0.805	43.43	53.95	74.92		
I D C	1.041	1.165	0.965	1.170	0.874	1.222	0.863	0.921	2.091	0.216	2.301	4.060	1.550	1.500	2.390	0.471	0.634	5.293	0.820	36.56	44.59	51.92		
IIP B 2P	1.040	1.395	0.910	1.320	0.99	1.350	0.860	1.149	2.469	0.314	2.783	4.590	1.803	1.325	2.743	0.442	0.667	3.275	1.365	33.53	24.63	34.20		
IIP B 4P	1.060	1.395	0.890	1.316	0.950	1.390	0.870	1.148	2.454	0.314	2.778	4.590	1.803	1.325	2.743	0.437	0.705	3.275	1.400	33.57	23.97	33.28		
IIE A 2P	1.072	1.417	0.952	1.446	1.072	1.371	0.952	1.399	2.845	0.400	3.245	4.978	1.831	1.348	2.750	0.402	0.715	9.114	1.522	35.60	22.11	33.05		
IIE A 4P	1.074	1.417	0.995	1.514	1.074	1.417	0.995	1.514	3.028	0.400	3.428	5.080	1.826	1.391	2.850	0.402	0.715	9.276	1.522	35.95	23.88	33.79		
IIF A 2P	1.062	1.441	0.975	1.492	0.953	1.422	0.953	1.291	2.783	0.460	3.243	4.879	1.765	1.349	2.670	0.412	0.714	8.611	1.430	27.93	19.53	27.12		
IIF A 4P	1.062	1.440	0.975	1.492	0.953	1.441	0.953	1.308	2.800	0.460	3.260	4.379	1.765	1.349	2.670	0.412	0.714	8.611	1.460	28.07	19.62	27.24		
IIG A 2P	1.085	1.442	0.962	1.506	0.892	1.416	0.961	1.208	2.714	0.469	3.183	4.895	1.815	1.354	2.745	0.404	0.710	8.338	1.434	35.80	23.98	33.85		
IIG A 4P	1.086	1.456	0.983	1.554	0.965	1.450	0.957	1.339	2.893	0.469	3.362	4.895	1.816	1.376	2.745	0.418	0.704	8.839	1.436	37.82	25.33	35.72		
IIG B 4P	1.059	1.438	0.998	1.519	0.834	1.440	0.942	1.212	2.731	0.368	3.099	4.996	1.834	1.351	2.319	0.391	0.712	9.157	1.475	33.84	22.92	31.82		
IIB C	1.035	1.460	0.930	1.405	0.915	1.480	0.870	1.178	2.583	0.307	2.890	4.384	1.955	1.339	2.540	0.444	0.572	8.570	1.135	33.72	22.04	30.60		
IIE B	1.072	1.417	0.960	1.458	0.982	1.371	0.917	1.234	2.692	0.400	3.092	4.978	1.831	1.348	2.750	0.402	0.715	9.114	1.522	33.92	23.12	32.10		
IIIGC 2P	1.072	1.544	0.975	1.613	0.957	1.494	0.966	1.381	2.994	0.510	3.504	5.387	1.930	1.405	2.945	0.376	0.690	10.39	1.720	33.70	19.55	27.20		
IIIGC 4P	1.072	1.544	0.992	1.641	1.015	1.544	0.970	1.520	3.161	0.540	3.701	5.387	1.930	1.422	2.945	0.397	0.689	10.39	1.735	35.60	20.51	28.48		
IIIEC 2P	1.079	1.402	0.949	1.435	0.865	1.422	0.919	1.131	2.566	0.300	2.866	5.13	1.866	1.353	2.850	0.375	0.690	9.677	1.614	30.54	13.93	26.35		
IIIEC 4P	1.079	1.402	0.995	1.505	0.929	1.402	0.952	1.239	2.744	0.400	3.144	5.24	1.849	1.404	2.850	0.383	0.693	9.692	1.664	32.43	19.48	27.05		
IIIF 4P 1978	1.062	1.557	0.947	1.565	0.894	1.544	0.909	1.254	2.819	0.620	3.439	5.644	2.019	1.379	3.070	0.346	0.672	11.36	1.907	30.19	15.83	21.93		
IIIF 2P 1979	1.069	1.567	0.965	1.616	1.029	1.554	0.947	1.51	3.130	0.663	3.793	5.309	1.969	1.384	2.903	0.395	0.728	10.45	1.776	35.28	20.42	28.35		
IIIF 4P 1978	1.062	1.557	0.963	1.592	0.965	1.559	0.940	1.414	3.006	0.620	3.626	5.544	2.019	1.379	3.070	0.359	0.669	11.39	1.929	31.83	15.50	22.91		
IIIF 2P 1979	1.069	1.572	0.965	1.621	1.029	1.567	0.947	1.525	3.147	0.663	3.810	5.309	1.969	1.384	2.903	0.395	0.590	10.45	1.799	35.44	20.25	28.13		
TIPO I	1.088	1.293	1.008	1.418	0.854	1.289	0.939	1.022	2.441	0.289	2.841	4.050	1.615	1.416	2.419	0.479	0.875	6.540	0.928	43.89	47.29	55.57		
TIPO II	1.066	1.424	0.959	1.455	0.956	1.412	0.930	1.255	2.710	0.397	3.107	4.885	1.827	1.355	2.729	0.413	0.697	8.924	1.487	34.81	23.41	32.50		
TIPO III	1.067	1.556	0.967	1.605	0.981	1.543	0.938	1.419	3.025	0.602	3.627	5.446	1.972	1.392	2.942	0.376	0.684	10.73	1.811	33.77	18.54	25.88		
TESIS	1.064	1.4	0.991	1.487	0.960	1.490	0.981	1.262	2.860	0.415	3.275	4.030	1.680	1.380	2.521	0.400	0.705	6.780	0.930	47.57	52.85	72.40		

## CAPITULO III

## ENERGIA

En forma similar al capítulo anterior, en el que se determinaron los requerimientos de espacio de nuestro proyecto, aquí procederemos a analizar los requerimientos de energía que se presentan al imprimirle movimiento.

Primeramente, se hará un análisis somero del consumo de combustible de los automóviles de fabricación nacional contra los parámetros más importantes que afectan el consumo, es decir: masa, resistencia aerodinámica, etcétera. Para el caso de la resistencia aerodinámica, nuestro estudio se deberá limitar a encontrar alguna relación representativa entre el consumo de combustible y el área frontal, pues se desconocen los coeficientes aerodinámicos ( $C_x$ ) de los autos en cuestión,

En segundo lugar, se llevará a cabo la determinación de las necesidades de potencia, en base a una gráfica de fuerzas resistivas aproximadas en función de la masa y tamaño estimados.

Estos dos puntos de partido nos permitirán conocer las características básicas de la planta motriz de este proyecto.

## I La energía en los autos de fabricación nacional

La tabla 8, Parámetros de energía y consumo muestra, entre otros parámetros, el consumo de combustible para los vehículos descritos anteriormente en la tabla 6, Dimensiones y Parámetros. La economía de combustible se ha determinado de acuerdo con las pruebas efectuadas por el Gobierno Federal para autorizar los modelos 1979, por lo que no se cuenta con datos de los modelos 1978. Se han incluido los consumos de ciudad y carretera, así como un promedio aritmético entre ambos que se ha denominado como consumo combinado.

Las figuras 36, Consumo combustible ciudad vs. masa y 37, Consumo combustible carretera vs. área frontal, muestran en forma gráfica los resultados de consumo de gasolina para las dos condiciones arriba descritas, es decir, consumo urbano y de carretera; como se vio en el capítulo I, donde se determinan las fuerzas resistivas que afectan el movimiento de un automóvil, la masa de un vehículo juega un importante papel en los requerimientos energéticos propios del manejo en ciudad, debido a las constantes aceleraciones y cambios de movimiento, donde aparece en primer término la resistencia debida a las fuerzas inerciales; por esto la figura 36 muestra el comportamiento de estos dos parámetros.

De manera análoga, la figura 37 compara el rendimiento de combustible contra el área frontal del vehículo, ya que es ésta la única magnitud conocida de las fuerzas aerodinámicas.

Del capítulo I sabemos que la resistencia aerodinámica es proporcional al área y al cubo de la velocidad. Además un coeficiente denominado coeficiente aerodinámico influye directamente en esta fuerza. Como se mencionó ahí, este coeficiente se estima únicamente en forma experimental en laboratorios, por lo que es algo

TABLA 8  
PARAMETROS DE ENERGIA Y CONSUMO

	PESO TON	AREA FRONTAL M <sup>2</sup>	POTENCIA NETA HP	CILIN- DRADA CC	POTENCIA ESPECIFICA HP/LT	KPL CIUDAD	KPL CARR.	KPL COMBIN.	Ø KPL-TON	PESO/ POTENCIA KG/HP	Ø KPL-M	Ø
I A A	0.910	2.00	64	1565	40.69	11.10	15.40	11.95	10.87	14.21	30.00	0.7
I B A	1.325	2.142	121	4228	28.61	6.26	8.9	7.59	10.05	10.95	19.06	0.65
I C A	0.775	1.921	56	1289	43.44	11.20	16.60	13.90	10.77	13.83	31.89	0.7
I C B	0.900	2.087	55	1289	43.44	10.90	16.10	13.50	12.15	16.07	33.50	0.79
I C C	0.990	2.094	80	1647	48.57	10.30	17.20	13.75	13.75	12.37	36.01	0.54
I D A	0.890	2.078	44	1584	27.77	9.80	14.10	11.92	10.60	20.22	29.29	1.14
I D B	0.805	2.043	63	1588	39.67	9.40	15.20	12.30	9.90	12.77	31.05	0.77
I D C	0.820	2.092	44	1584	27.77	9.50	13.70	11.60	9.51	18.63	28.56	1.17
II B B 2	1.365	2.150	121	4228	28.61	6.16	10.60	8.38	11.43	11.28	22.79	0.59
II B B 4	1.400	2.150	121	4228	28.61	6.16	10.60	8.38	11.73	11.57	22.79	0.59
III E A 2	1.476 1.515	2.221	107 191	3682 5899	28.66 32.38	5.40 4.70	11.50 7.80	8.95 6.25	13.32 9.67	13.79 7.93	26.25 17.82	0.62 0.50
III E A 4	1.489 1.548	2.285	107 191	3682 5899	28.66 32.38	5.40 4.70	11.50 7.80	8.95 6.25	13.32 9.67	13.91 8.10	26.27 17.32	0.62 0.50
II F A 2	1.430	2.142	138	4942	27.92	6.10	9.70	7.90	11.29	10.32	20.77	0.55
II F A 4	1.460	2.142	138	4942	27.92	6.10	9.70	7.90	11.29	10.32	20.77	0.55
II G A 2	1.434 1.503	2.212	114 198	4087 5736	27.82 31.51	5.20 5.10	9.20 8.50	7.20 6.00	10.32 10.22	12.57 7.59	20.35 18.50	0.73 0.44
II G A 4	1.436 1.505	2.249	114 198	4087 5736	27.82 31.51	5.20 5.10	9.20 8.50	7.20 6.80	10.33 10.23	12.59 7.60	20.38 19.10	0.73 0.44
II B C	1.530	2.354	149	4622	32.23	5.78	11.10	7.96	12.86	10.25	26.12	0.50
II E B	1.476	2.221	107	3682	29.06	6.40	11.50	8.95	13.21	13.79	25.54	0.62
III G C 2	1.720	2.442	198	5736	34.51	4.40	8.70	6.55	11.26	8.68	21.24	0.46
III G C 4	1.735	2.470	198	5736	34.51	4.40	8.70	6.55	11.36	8.76	21.48	0.46
III E C 2	1.614	2.272	191	5899	32.38	4.70	8.00	6.35	10.24	8.45	18.17	0.49
III E C 4	1.664	2.336	191	5899	32.38	4.70	8.00	6.35	10.55	8.71	18.68	0.49
III F B 2	1.776	2.452	162	5766	28.09	5.35	7.10	6.62	11.76	10.96	17.40	0.55
III F B 4	1.779	2.452	162	5766	28.09	5.35	7.10	6.62	11.91	11.10	17.40	0.55
TIPO I	0.925	2.057	66	1846	37.52	9.81	14.65	12.06	10.93	14.88	30.04	0.82
TIPO II	1.469	2.212	142	4675	30.13	5.67	9.80	7.70	10.52	10.34	19.04	0.57
TIPO III	1.718	2.404	183	5800	31.66	4.81	7.90	6.50	11.18	9.44	19.06	0.58

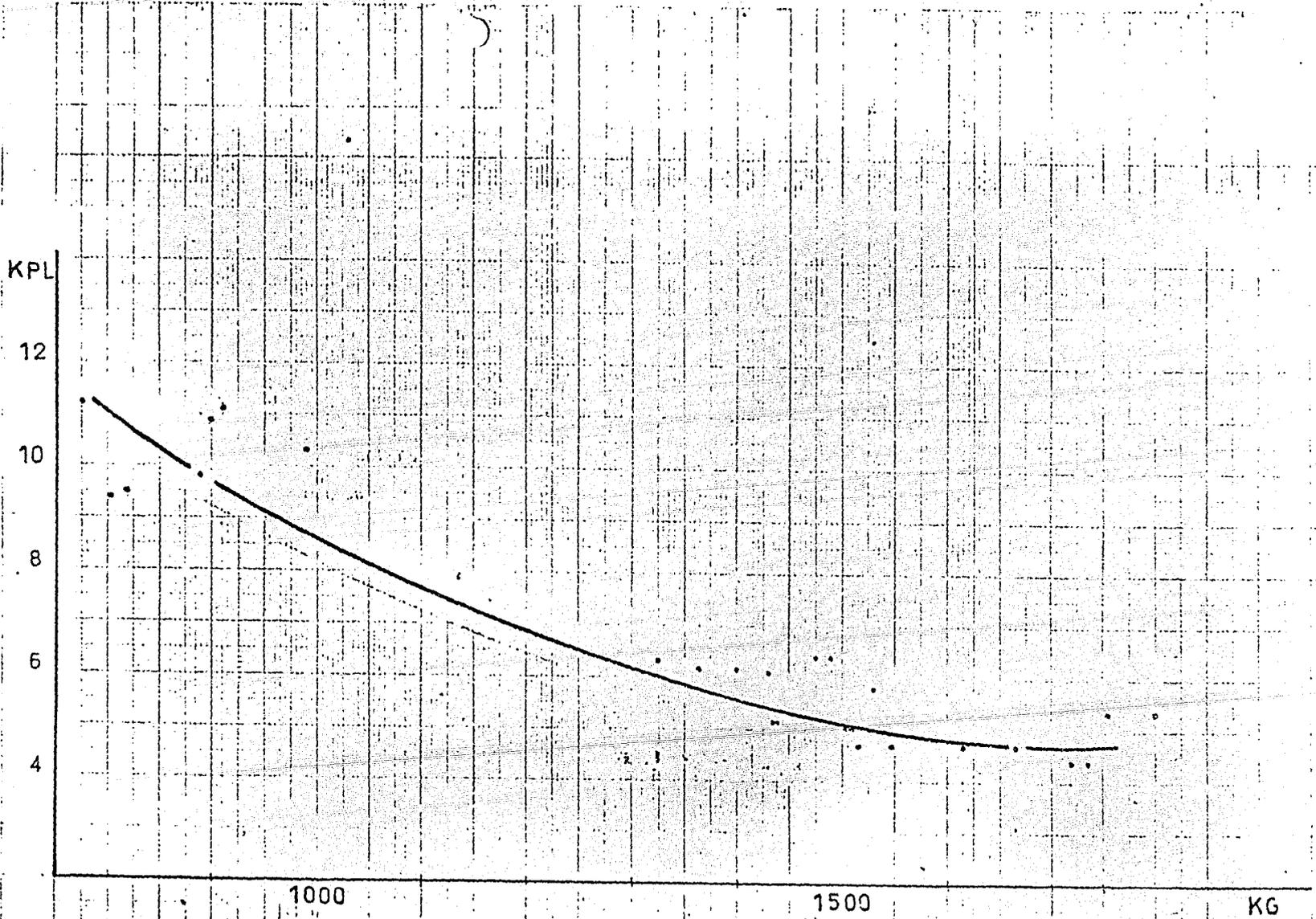


FIGURA 37. CONSUMO COMBUSTIBLE CIUDAD VS MASA

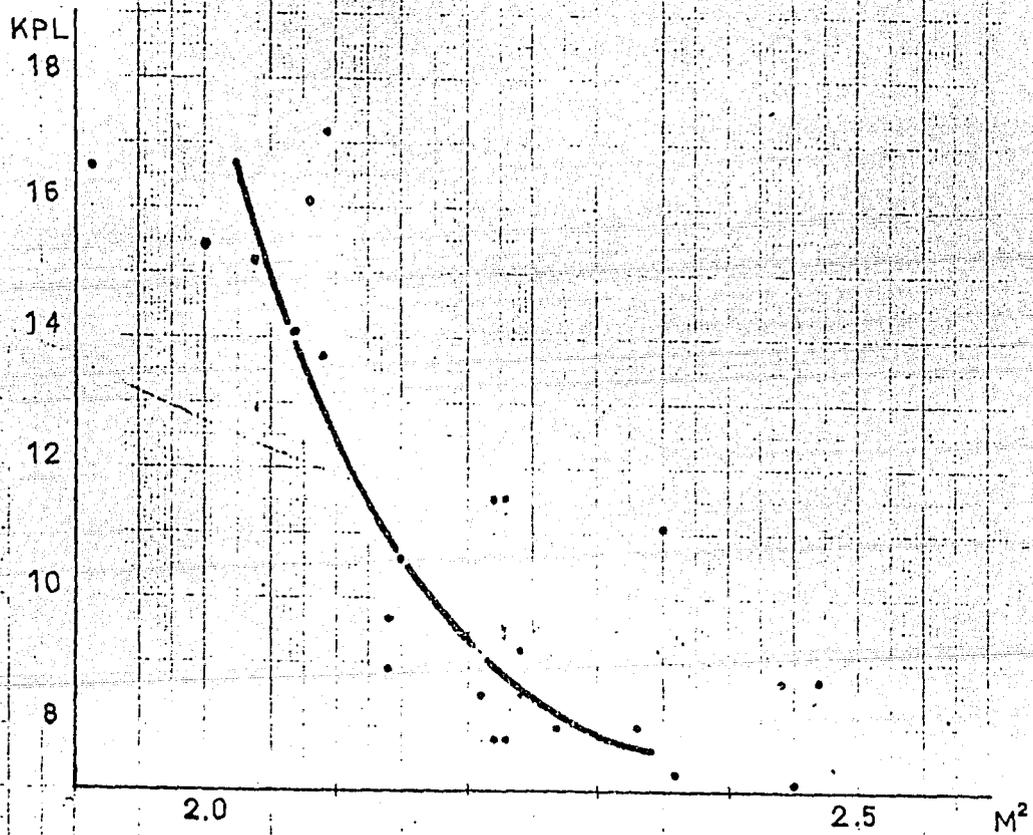


FIGURA 38. CONSUMO COMBUSTIBLE CARRETERA VS AREA FRONTAL

difícil poder evaluarlo de acuerdo a la forma del cuerpo.

Al analizar la figura 37, de consumo urbano contra masa del auto, se comprueban las conclusiones del capítulo I, de que una mayor masa se refleja en un mayor consumo de combustible, ya que tanto la resistencia inercial como de rodamiento dependen de ella. La línea trazada sobre este mapa de consumos representa solamente una aproximación gráfica del comportamiento de estas dos variables, cuyo propósito es ayudar a definir qué vehículos obtienen rendimientos fuera de lo normal para su masa o dimensiones.

Es importante notar que no existe un patrón muy definido en el consumo a igualdad de peso. Lo único que se presenta es la tendencia esperada de aumento de consumo a mayor masa. Sin embargo, destacan algunos vehículos cuyo rendimiento es muy superior al de vehículos equivalentes en peso. Más adelante nos avocaremos a encontrar qué características influyen para conseguir este comportamiento.

Algo que también salta a la vista en esta figura es el hecho de que existe un "escalón" en los pesos brutos vehiculares de los autos en estudio que va desde los 990 kg como límite inferior hasta los 1325 kg como límite superior, lo cual constituye una diferencia de 335 kg, misma que representa un 34% del límite inferior. Una situación similar se presentó al estudiar el ancho de estos automóviles en el capítulo II.

Es interesante constatar que todos los automóviles que tienen peso inferior a los 990 kg corresponden a diseños europeos, o bien asiático, mientras que la totalidad de los autos con peso por encima de los 1325 kg son de diseño norteamericano. Consideramos que esta diferencia en pesos no se justifica en términos ni de espacio ni de confort como lo demuestra el siguiente cuadro comparativo entre los dos autos que definen este escalón, y que curiosamente, también definen el escalón de anchos.

CUADRO 9 COMPARACIONES DE ESPACIO		
AUTO		
Tipo	I	I
Peso (kg)	990	1325
Longitud (m)	4.380	4.157
Ancho (m)	1.636	1.790
Altura (m)	1.440	1.330
Espacio Piernas delantero (m)	1.220	1.075
Espacio Piernas trasero (m)	0.900	0.830
Espacio Hombros delantero (m)	1.290	1.395
Espacio Hombros trasero (m)	1.290	1.345
Altura asiento techo del. (m)	1.069	0.940
Altura asiento techo tras. (m)	0.950	0.885

CUADRO 9 (cont.)

	I C C	I B A :
Volumen Interior (m <sup>3</sup> )	1.102	0.987
Area (m <sup>2</sup> )	7.165	7.441
Volumen cajuela (m <sup>3</sup> )	0.420	0.296
Cilindrada c.c.	1647	4228
Potencia HP	80	121
Consumo urbano (KPL)	10.3	6.28
Consumo carretera (KPL)	17.2	8.90
Relación peso/Potencia (kg/HP)	12.375	10.95
Eficiencia	45.16	27.30
Indice de ocupación	44.71	36.17
Area frontal (m <sup>2</sup> )	2.094	2.142

Como puede deducirse, ambos autos, aunque ocupan un área similar, difieren grandemente en la utilización del espacio, tal como lo demuestra una diferencia de 12% en volumen interior a favor del auto más ligero, y de 24% en términos del índice de ocupación, el cual resulta también favorable en el auto pequeño.

Ahora bien, si el espacio no está bien aprovechado en el auto americano, peor aún es la situación en cuanto a peso y consumos. La diferencia en masa es de 34% como se mencionó anteriormente, siendo ambos autos similares en cuanto a dimensiones interiores y exteriores.

Cabe aquí recordar que el auto más liviano aprovecha su menor masa para utilizar ruedas, llantas, frenos y órganos mecánicos en general de menores dimensiones, y por tanto menos pesados. Además se beneficia de un tren motriz de tracción delantera, eliminando el árbol cardán, extensiones de caja de velocidades, y aligerando considerablemente el eje trasero que en este caso ya no cumple con funciones tractivas.

De todo esto se derivan unos requerimientos energéticos menores que pueden ser cumplidos con un motor de 4 cilindros que representa solamente un 39% de la cilindrada del motor de 6 cilindros del otro automóvil. No obstante, su potencia es equivalente al 66% de la del motor mayor. Por ello, tanto el sistema de enfriamiento como otros muchos sistemas pueden construirse en forma más ligera, lo cual, a fin de cuentas se reflejará en todos los componentes del vehículo.

Al analizar los datos de rendimiento de combustible, podemos deducir que un diferencial de masa entre estos dos autos de 34% acarrea una diferencia en el consumo de combustible en ciudad del 64%; algo similar sucede cuando comparamos las áreas frontales, que difieren en un .2%, pero que sin embargo conllevan un incremento en el consumo de 93%.

En ningún momento se pretende aquí comparar las ventajas o desventajas entre dos automóviles en particular; entiéndase que solamente se comparan dos autos que definen los extremos de dos tendencias de diseño históricamente opuestas.

Debido a que como hemos visto, los incrementos tanto en peso como en área frontal no guardan relación directa con los consumos de combustible, necesitamos contar con algún instrumento o parámetro que nos ayude a cuantificar la eficiencia en el consumo, el cual además, nos permitiría conocer, en cierta medida, la eficiencia global en cuanto a energía del vehículo, es decir, que la eficiencia global se puede definir como un producto de todas las eficiencias térmicas y mecánicas de los componentes involucrados en la transformación y transferencia de la energía calorífica del combustible a energía cinética.

Si hablamos de eficiencia, tenemos que hablar de una comparación entre la energía suministrada y la energía entregada. Sabemos que todos los automóviles en estudio utilizan gasolina como combustible, por lo que contamos con una medida de poder calorífico uniforme al evaluar los litros consumidos para mover el vehículo un número de kilómetros dado.

Ahora bien, consideremos en principio que el automóvil más eficiente, aparte de las consideraciones de espacio, será aquél que consuma la menor cantidad de combustible dadas sus características de peso y dimensiones. Además, las prestaciones en cuanto a aceleración y capacidad de ascenso no deberán sacrificarse en el proceso de la obtención de un excelente rendimiento de combustible.

Por otro lado sabemos que una gran parte de las fuerzas resistivas que se oponen al avance de un automóvil están en función de su masa, al menos parcialmente.

Tomando en cuenta las razones expuestas anteriormente, si podemos encontrar un parámetro que nos mida el trabajo entregado por unidad de combustible, tendremos un parámetro útil para determinar la eficiencia energética de un auto. Si partimos de la base de que un vehículo será más eficiente en términos de energía cuanto mayor sea el producto de su masa por su consumo de combustible, tendremos:

$$\emptyset = KPL \times W \quad (100)$$

donde:  $\emptyset$  = Eficiencia global de conversión de energía dada en  $\frac{\text{km} \times \text{ton}}{\text{lt}}$

KPL = Consumo de combustible combinado en kilómetros por litro

W = Peso del automóvil en toneladas.

Si analizamos las unidades de la ecuación (100) nos encontraremos que el denominador es el producto de una fuerza por una distancia, es decir, trabajo. Si introdujéramos en la ecuación (100) el equivalente mecánico del calor y el poder calorífico del combustible, tendríamos, en efecto, un cociente entre la energía suministrada y la energía entregada. Sin embargo, como tanto el contenido calorífico del combustible y el equivalente mecánico del calor son constantes, podemos eliminarlos.

En la práctica, la ecuación (100) nos determina la distancia que podríamos mover una tonelada del automóvil en estudio con un litro de combustible. Esto nos permite establecer un rendimiento relativo entre varios automóviles sin condenar como ineficientes a aquellos que tienen un consumo elevado.

Para el caso que venimos analizando, es decir el automóvil de 990 kg contra el de 1325 kg, este producto  $\phi$  resulta de 13.61 KPL-ton y 10.05 KPL-ton respectivamente, lo cual permite visualizar el por qué los aumentos en masa y área frontal no guardan proporción es este caso con los incrementos en consumo. Existe una diferencia de 36% entre estos coeficientes lo que se acerca más a las realidades encontradas de diferenciales de rendimiento.

Lo que esto significa es que si suponemos por un momento que ambos automóviles tuvieran una masa igual a una tonelada, el de diseño europeo rendiría 13.61 KPL, mientras que el otro solamente daría 10.05 KPL. Si introducimos las diferencias encontradas arriba como un producto con los incrementos de masa y área frontal, resulta:

$$\begin{aligned} \text{Inerciales} &= \Delta W(\%) \times \phi \\ &= 1.39 \times 1.35 = 1.87 \end{aligned}$$

es decir, una diferencial de 87% que se compara con un incremento en consumo de 64% en circunstancias urbanas.

$$\begin{aligned} \text{Aerodinámicas} &= \Delta A_f(\%) \times \phi \\ &= 1.02 \times 1.35 = 1.377 \end{aligned}$$

en este caso, aún existe una discrepancia importante entre el 37 % teórico que debiera incrementarse el consumo en carretera y el 93 % que en realidad aumenta.

Las diferencias que se presentan se deben en gran parte, sobretudo en carretera, a que el producto  $\phi$  por definición se basa en el consumo de combustible combinado. Para efectos de una mayor precisión, calcularemos ahora el parámetro  $\phi$

basados en el consumo de ciudad y carretera ( $\phi_u$  y  $\phi_c$  respectivamente) a fin de seguir investigando su importancia.

El cuadro 10, hace unã comparaci3n de los factores  $\phi$ , para estos dos autos:

C U A D R O 10 COMPARACION DE FACTORES $\phi_c$ y $\phi_u$				
	RENAULT 12 TS	$\Delta \%$	VAM GREMLIN	
$\phi_c$	0.99 X 17.2 = 17.02	44	1.325 X 8.9 = 11.792	
$\phi_u$	0.99 X 10.3 = 10.197	22.5	1.325 X 6.28 = 8.321	

Al introducir estos valores corregidos en los cãlculos anteriores, resulta:

$$\begin{aligned} \text{Inerciales} &= \Delta W(\%) \times \phi_u \\ &= 1.35 \times 1.225 = 1.65 \end{aligned}$$

lo cual se compara favorablemente con un incremento en consumo urbano de 64%.

$$\begin{aligned} \text{Aerodinãmicas} &= \Delta A_f(\%) \times \phi_c \\ &= 1.02 \times 1.44 = 1.46\% \end{aligned}$$

en este caso aũn estamos lejos de encontrar una verdadera relaci3n entre los incrementos de ãrea frontal vs. consumo de combustible. Sin embargo, esto significa que el coeficiente  $C_x$  del auto europeo es mejor que el del auto mayor, lo que podrã ayudar a explicar esta discrepancia en los valores te3ricos y reales.

Las limitaciones impuestas en estos cãlculos pueden ser verdaderamente la causa tambi3n de las diferencias entre estos valores te3ricos, como se expuso anteriormente. Estas limitaciones son por ejemplo el hecho de que se ignora la resistencia aerodinãmica y de rodamiento en condiciones urbanas; que se desprecie el efecto de las fuerzas inerciales y de rodamien-

to en carretera.

No obstante, algunas conclusiones interesantes se pueden extraer de este análisis. Al calcular el factor  $\theta$  urbano, se ve que éste se asemeja más entre los dos autos que venimos analizando, lo que haría pensar que el automóvil más liviano pierde eficiencia en condiciones urbanas, comparada con su eficiencia en carretera. Esto puede deberse a que como se mencionó en el capítulo J, la inercia de sus partes en movimiento rotativo es mayor comparada con su masa total, lo que redundaría en que éstas requieran una mayor energía de los requerimientos totales. Además, al disponer de menor potencia, es más difícil poner en movimiento su masa, hasta cierto grado, lo que hace inferir alguna relación entre los consumos y la relación peso/potencia, así como con la eficiencia global  $\theta$ .

Para investigar esto, se ha incluido en la table B, Parámetros de energía y consumo los valores de la relación peso/potencia en kg/HP neto y se han modificado las figuras 37 y 38 de consumos, para incluir los parámetros  $\theta$  y la relación peso/potencia de aquellos automóviles que se apartan más de la tendencia general.

En la figura 37, Consumo combustible ciudad, podemos apreciar que, en efecto, los automóviles que logran un bajo consumo en ciudad se caracterizan por una relación peso/potencia más bien alta, o por encima del promedio de su clase, y por valores medios de  $\theta_u$ .

Una posible explicación de este comportamiento, en forma general, puede ser el hecho de que al tener un auto una relación peso/potencia mayor, se le está exigiendo más a su motor, el cual operará más tiempo en condiciones de acelerador abierto, lo cual mejora notablemente la eficiencia volumétrica de un motor, así como otros factores.

De la misma manera que para el consumo en ciudad utilizamos la relación peso/potencia, en el análisis del consumo en carretera haremos uso de un factor arbitrario denominado  $\psi$  que estará definido por:

$$\psi = A_f \cdot X \cdot KPL_C \quad (101)$$

donde:  $\psi$  = Eficiencia aerodinámica

$A_f$  = Área frontal en  $m^2$

$KPL_C$  = Rendimiento de combustible en carretera

En cierta forma, y de acuerdo con su definición,  $\psi$  es un parámetro de la eficiencia aerodinámica de un automóvil que nos permite hasta cierto punto, inferir el valor del coeficiente aerodinámico  $C_x$  en forma comparativa. No debemos perder de vista que las cargas inerciales y de resistencia al rodamiento sí constituyen una buena parte de los requerimientos de potencia de un automóvil que viaje a velocidad constante menor de 100 kilómetros por hora.

En la gráfica 38a, Consumo combustible carretera, se hace un mapeo de los autos sobresalientes, indicando los valores de  $\psi$  y de  $\psi$  combinado, ya que este último nos permite evaluar los efectos tanto aerodinámicos como inerciales.

Como puede apreciarse, nuevamente los vehículos que destacaban en el análisis anterior ocupan aquí también lugares predominantes.

Es especialmente significativo que el auto con mayor área frontal logra un buen consumo para su clase, especialmente cuando se le compara con su competidor, el cual tiene un área menor pero obtiene un mayor consumo (23% para una diferencia en área frontal de 1.0%).

Igualmente significativo es el que este automóvil fue el que realmente inició el movimiento hacia autos de menores dimensiones y peso dentro de la industria automotriz norteamericana.

Aunque como mencionábamos en el capítulo I, es virtualmente imposible estimar el coeficiente aerodinámico de un automóvil por su forma, sabemos que entre aquellos que obtienen rendimientos de combustible excepcionales, se encuentran algunos en los que se ha estudiado particularmente la reducción de las fuerzas aerodinámicas, como lo demuestra el caso anterior, y el del auto de mejor rendimiento.

Por más que mejore la aerodinámica de un vehículo, es difícil lograr un incremento excepcional del rendimiento promedio total de combustible en un automóvil de turismo, ya que estudios recientes han demostrado que una disminución en el coeficiente  $C_x$  del 10% ( un logro importante ) se refleja en una disminución del consumo de energía de 2% en condiciones generales de uso. Sin embargo, al partir de una forma de carrocería eficiente e ir refinándola progresivamente, aunado a reducciones en el área frontal se pueden lograr muy buenas prestaciones en el renglón de la aerodinámica, que pueden compararse con las que se derivan de una reducción en peso.

En principio hemos relacionado al peso o masa del automóvil solamente con el consumo en ciudad. Debemos enfatizar, como lo hemos hecho, que existe una fuerza resistiva importante, la resistencia al rodamiento, que depende tanto de la velocidad como del peso, y que se presenta desde el mismo momento en que el automóvil inicia su movimiento. Igualmente depen-

dientes del peso son las necesidades de combustible que imponen las aceleraciones, los ascensos, equipos auxiliares, etcétera; y todas ellas están también presentes en el manejo en carretera.

En un sentido genérico, y en base a lo expuesto por los análisis de las gráficas de consumo contra peso y área frontal, podemos concluir, reforzando las conclusiones teóricas, que aquellos vehículos que requieren una relativa menor cantidad de energía para lograr su propósito ( la transportación ) reúnen las siguientes características:

- Relación peso/potencia elevada
- Un buen factor de conversión de energía ( $\emptyset$ )
- Area frontal reducida
- Alto factor de eficiencia aerodinámica ( $\gamma$ )

Cuando hablamos de autos con bajo consumo de energía nos referimos a aquellos que se sitúan en la parte más alta del rango de consumos. No obstante, no debemos ignorar el hecho de que algunos automóviles cuentan con un magnífico factor de conversión de energía, pero su área frontal y peso elevados se conjugan para disminuir su consumo real, o por el contrario, aunque reúnen un bajo peso y área frontal, no son tan eficientes en su transmisión de energía como pudieran serlo, como lo demuestran las pobres calificaciones que en este sentido obtiene el automóvil más eficiente del estudio de espacio del capítulo anterior.

Para aclarar este punto analicemos el caso de este automóvil comparándolo contra el de mayores dimensiones y masa.

CUADRO 11. COMPARATIVO		
	J C A	III F B
Peso (kg)	775	1799
Area frontal ( m <sup>2</sup> )	1.921	2.452
Consumo ciudad KPL	11.2	5.35
Consumo carretera KPL	16.6	7.1
∅ KPL-ton	10.77	11.91
∩ KPL-m <sup>2</sup>	31.88	17.40

Una diferencia en masas de 132% acarrea una diferencia en consumos de ciudad del 109%. Análogamente un aumento en área frontal del 28% trae consigo un decremento en el rendimiento del 58%. Obviamente, el comportamiento tampoco es lineal en este caso debido a la eficiencia propia del conjunto. Por un momento examinemos el significado del término "factor de conversión de energía". Si suponemos que ambos autos tuvieran un peso idéntico de una tonelada, su consumo estaría dado por el cociente del factor de conversión de energía entre la masa, que en este caso es unitaria, es decir:

Masa (ton)	0.775	1.799	
Consumo combinado (KPL)	10.77	11.91	( con peso de 1 ton

En estos términos el auto que parecía menos eficiente (el mayor y más pesado) resulta tener un mejor rendimiento, lo cual nos lleva a la conclusión lógica de que su diseño fue más desarrollado y refinado, ya que se presentaban serias limitaciones tales como su gran peso, área frontal, etcétera,

mientras que en el automóvil menor se confiaba en su bajo peso y dimensiones para lograr un bajo consumo energético sin necesidad de un extenso y costoso desarrollo en este renglón.

Sin embargo, dadas las realidades energéticas y de espacio, si pudiéramos perfeccionar un auto de bajo peso y área frontal para lograr un rendimiento o eficiencia equivalente al del mejor de los autos aquí analizados, obtendríamos fácilmente un rendimiento energético excepcional. A modo de ejemplo, y como una meta alcanzable, tomemos el valor más alto de  $\phi$  de los vehículos en estudio y supongamos un vehículo con peso de 900 kg ( lo que representa nuestro objetivo). Al efectuar las operaciones pertinentes nos resulta un consumo de combustible combinado de:

$$\text{Consumo} = \frac{\phi}{W} = \frac{13.61}{0.90} = 15.12 \text{ KPL}$$

el cual es superior a cualquiera de los encontrados en este estudio. Es definitivo que este rendimiento es un objetivo que puede lograrse ya que el valor de  $\phi$  corresponde a un automóvil de producción, el cual fue desarrollado hace ya varios años. Por lo tanto, la tecnología, sobre todo en el campo de motores y aerodinámica se ha perfeccionado desde entonces debido, en gran parte, a las necesidades de bajo consumo y contaminación sin detrimento de las aceleraciones y velocidad máxima de los vehículos.

Entrando ahora un poco más en el terreno de motores de combustión interna, y siguiendo en la búsqueda de las características que favorecen la optimización del rendimiento de combustible, analicemos dos puntos de bastante utilidad.

El primero de ellos involucra al automóvil en conjunto y lo semeja con una máquina térmica ( que en efecto lo es ) por medio de un parámetro similar al consumo específico de combustible de un motor como veremos enseguida. El segundo parámetro se refiere al motor propiamente y se conoce como potencia específica, siendo ésta una medida de la potencia que desarrolla un motor por unidad de desplazamiento.

Veamos primero lo que denominaremos consumo específico de combustible vehicular. Si recordamos los principios termodinámicos de una máquina de combustión interna, nos encontraremos que el consumo específico de combustible está dado por:

$$C = \frac{Q}{P \times t} \quad (102)$$

donde: C = consumo específico de combustible, generalmente expresado en  $\frac{\text{Kcal}}{\text{CV} \cdot \text{hr}}$

P = potencia al freno en CV

Q = calor suministrado por el combustible en Kcal

t = tiempo en horas

Ahora bien, si efectuamos una analogía con los datos que tenemos disponibles, y sustituyendo al calor suministrado por el consumo en litros de combustible ( ya que todos estos autos utilizan la misma gasolina ) podemos plantear la siguiente relación:

$$\dot{Q} = \frac{v}{HP \times KPL} \quad (103)$$

donde:  $\dot{Q}$  = Consumo específico de combustible vehicular expresado en  $\frac{lt}{HP-hr}$ .

$v$  = Velocidad de la prueba. Se considera un valor de 60km/hr para el ciclo combinado.

HP = Potencia neta al freno

KPL = Consumo combinado de combustible

En la tabla 8 se incluye el valor del consumo específico de combustible vehicular ( $\dot{Q}$ ) para fines de comparación. De estos datos se observa que este consumo es menor para aquellos automóviles con peso y potencia superiores a los del promedio en su clase. Algo similar se observó en la relación peso/potencia, que también favorecía esta condición, y en la determinación de la eficiencia global de conversión de energía ( $\emptyset$ ). En cierta forma esto nos indica y reafirma que las conclusiones a que habíamos llegado previamente en cuanto a las características que se presentan en los autos eficientes son válidas, y que seguramente el contar con una máquina potente y eficiente asegura un buen rendimiento. Los límites máximo y mínimo de este consumo son respectivamente 0.117 y 0.0445  $\frac{lt}{HP-hr}$  con una media de toda la muestra de 0.0631  $\frac{lt}{HP-hr}$ .

Es interesante notar que el automóvil que obtiene el mejor consumo lo hace precisamente al utilizar el motor más potente, lo cual aritméticamente era de esperarse. Sin embargo, al utilizar el motor de seis cilindros su consumo específico se incrementa en un 65% mientras que el rendimiento de gasolina de incrementa solamente en un 5%. Como

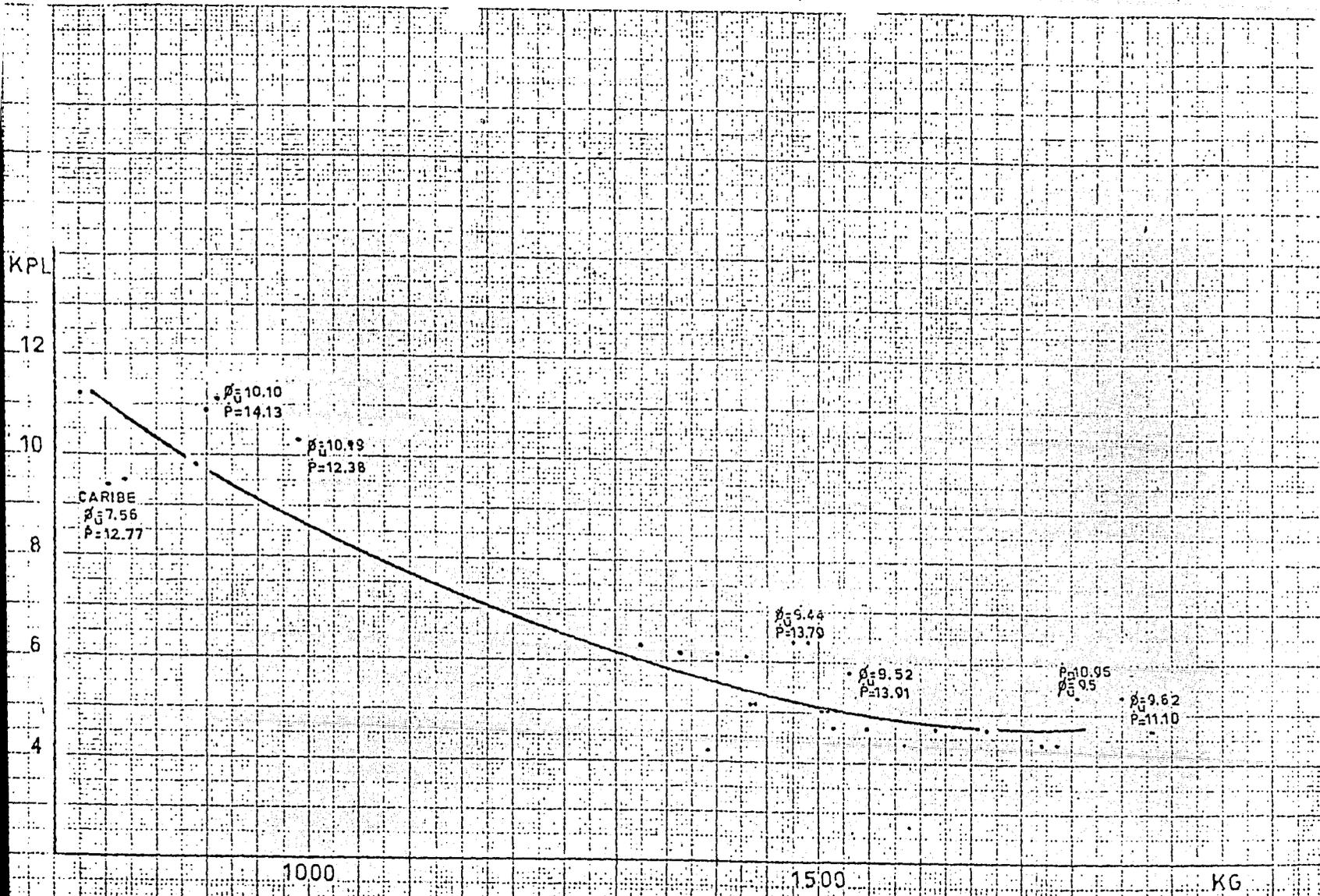


FIGURA 37a. CONSUMO COMBUSTIBLE CIUDAD VS MASA

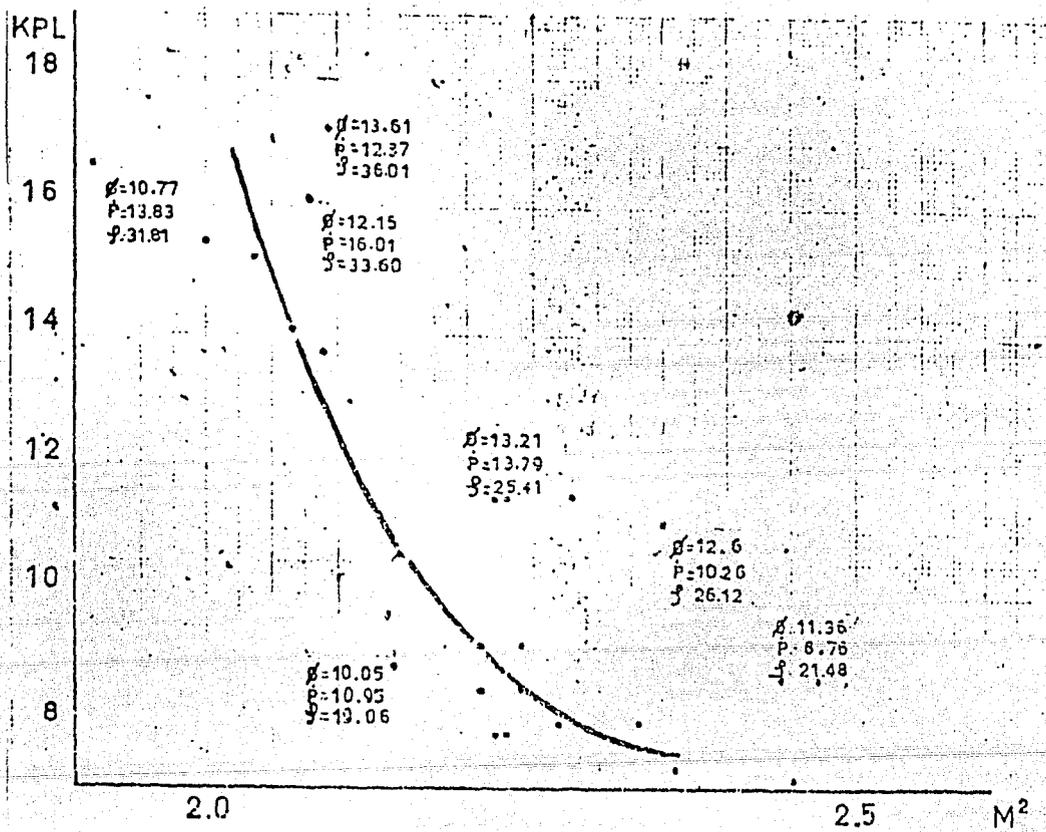


FIGURA 38a CONSUMO COMBUSTIBLE CARRETERA VS AREA FRONTAL

se trata del mismo automóvil, y existe una diferencia en pesos solamente del 2%, definitivamente el motor de ocho cilindros que equipa a la versión más económica en consumo específico de combustible, reporta una mayor eficiencia, lo cual es característico de los motores de mayor potencia. Este punto nos liga con el segundo parámetro que vamos a investigar, la potencia específica, y que es una medida de la eficiencia de un motor de combustión interna.

La potencia específica de un motor se define como la potencia en caballos de fuerza que desarrolla la unidad de desplazamiento, es decir:

$$\dot{P} = \frac{HP}{D} \quad (104)$$

donde:  $\dot{P}$  = Potencia específica en  $\frac{HP}{lt}$   
 HP = Potencia neta al freno  
 D = Desplazamiento en litros

Al efectuar el cálculo de este parámetro para cada uno de los automóviles en estudio se encontró que oscila entre 27.77 y 48.57  $\frac{HP}{lt}$ . La diferencia como puede verse, es notable. Esto significa que si tuviéramos el mismo desplazamiento en ambos motores ( lo que en la realidad es bastante aproximado), el motor con mayor potencia específica nos entregaría un 75% más de potencia. Hablando de motores con desplazamientos cercanos a los 1500 cc, esto puede representar una diferencia en cuanto a aceleraciones y velocidad tope muy importante, así como en consumo de combustible, que tiende a ser menor en el motor más eficiente.

Esto nos lleva al punto por el que iniciamos este análisis, es decir, buscar una causa para el incremento tan drástico de consumo específico que se presenta en un mismo automóvil al ser equipado con motores de seis y ocho cilindros. Si analizamos los datos de este vehículo, veremos que el motor de seis cilindros tiene un desplazamiento de 4097 cc y desarrolla una potencia de 114 HP mientras que el de ocho cilindros tiene 5736 cc y 198 HP (el motor más potente en México). La potencia específica es de 27.92 y 34.51  $\frac{\text{HP}}{\text{CC}}$ . Estos resultados reflejan el hecho de que el motor menos potente es menos eficiente, pues requiere más desplazamiento para lograr la misma potencia, y el desplazamiento va íntimamente ligado con el consumo, ya que para llenar un cilindro se requiere aire y combustible. En este caso parecería que debiera ser el motor mayor el que consumiera más combustible, pero definitivamente al tener que desarrollar ambos motores la misma potencia, digamos al mantener 100 km/hr en carretera, éste estará menos esforzado, en cuanto a que la apertura de su acelerador será menor y funcionará a un menor número de revoluciones, por lo que el volumen de mezcla aire/combustible que utilice será menor, aún con su mayor desplazamiento. Esto no contradice al enunciado que habíamos hecho anteriormente sobre que los automóviles con relación peso/potencia alta obtenían un mejor consumo, ya que puede verse que son esos vehículos los que también tienen la mayor potencia específica.

Hasta cierto grado, sorprende el papel tan inferior que ha ocupado en el rendimiento energético el auto más eficiente en espacio. No obstante, su consumo sí es bajo, pero lo es solamente en función de sus características, y no de sofisticación en el diseño. Este punto lo habíamos tratado ya anteriormente, y sólo viene a colación el hecho de que cada parámetro sigue repitiendo la misma tendencia. En la misma posición se encuentra el automóvil de mayor potencia específica, que también cuenta con el mayor coeficiente  $\delta$  y  $\gamma$ . Aun cuando su consumo específico es muy por abajo de la media, lo que demuestra una buena eficiencia, éste está por encima del de varios motores de mayor desplazamiento y número de cilindros. Si lo analizamos solamente dentro de su clase, es decir el tipo I, sí se encuentra a la cabeza con el menor consumo tanto específico como vehicular global, así como con la mayor potencia específica. Precisamente este automóvil comparte la carrocería con otro auto del tipo I, el cual está equipado con un motor de menor cilindrada, potencia y potencia específica. Nuevamente, como vimos en el ejemplo anterior, la diferencia en pesos de los vehículos difiere solamente en un bajo porcentaje ( 10% ) y sin embargo los consumos y consumo específico se incrementan notablemente ( alrededor de 10 a 20% ) lo que demuestra que una mayor potencia específica es realmente una característica común de los autos eficientes en energía.

En todos estos cálculos de consumo específico vehicular se ha tomado en cuenta la eficiencia global del automóvil, como ya se ha mencionado.

En resumen, antes de pasar a determinar las necesidades de potencia de nuestro proyecto, las propiedades que debemos buscar para optimizar el aprovechamiento del combustible en un vehículo son:

- 1.- Alta potencia específica del motor
- 2.- Relación peso/potencia elevada
- 3.- Area frontal reducida
- 4.- Bajo coeficiente de resistencia aerodinámica

Estas características son solamente aquellas que pueden planearse desde la etapa de diseño. Algunas otras son solamente peculiaridades que se han encontrado en aquellos vehículos que cumplen con las condiciones arriba descritas y las cuales solamente se pueden cuantificar sobre un prototipo. Básicamente podemos hablar de:

- 1.- Buen factor de conversión de energía ( $\emptyset$ )
- 2.- Alto factor de eficiencia aerodinámica ( $\zeta$ )
- 3.- Bajo consumo específico de combustible vehicular

Es evidente que la mayoría de estos factores que hemos determinado como deseables y esperados favorecen a los autos pequeños, en los que es posible obtener una relación peso/potencia elevada sin tener que incrementar el peso o sacrificar la potencia, en los que también es posible contar con una área frontal reducida y que además contarán con un menor peso. Sin embargo, algunos estudiosos de la aerodinámica arguyen que es más difícil lograr un forma limpia aerodinámicamente en un auto pequeño. Aun así existen autos tipo T con coeficientes  $C_x$  del orden de 0.27.

## Determinación de los requerimientos de potencia

Los factores que determinan los requerimientos totales de potencia de un automóvil, o de cualquier vehículo, son básicamente dos: la potencia necesaria para vencer las diversas resistencias que se oponen a su avance y la potencia suficiente que permita lograr la aceleración, velocidad máxima y capacidad de ascensión consideradas como metas del proyecto. Es muy importante recalcar la importancia que tiene la capacidad de ascensión de un automóvil, ya que lo más deseable será que éste pueda negociar las pendientes encontradas en las carreteras sin necesidad de sacrificar su velocidad crucero, y aún mejor, si las limitaciones lo permiten, que se cuente con potencia para permitir acelerar en la pendiente. En el capítulo I analizamos más en detalle cada una de las fuerzas que se oponen al movimiento así como la potencia que se deriva de cada una de ellas, y también derivamos expresiones para determinar en cierta forma el consumo energético.

A fin de poder efectuar un análisis preliminar de los requerimientos de potencia del automóvil en proyecto, empezaremos por analizar aquí los parámetros más importantes que se presentan en las diversas potencias derivadas de las fuerzas resistivas.

Para facilitar la lectura, el cuadro 9 presenta en forma condensada todas las ecuaciones que rigen estas potencias.

Al observar las ecuaciones contenidas en el cuadro, podemos detectar que el peso del automóvil interviene en tres de ellas. Su importancia, como lo hemos venido mencionando, es considerable, pues será el peso el que determine no solamente los requerimientos energéticos

## C U A D R O 9

## POTENCIAS RESULTANTES DE LAS FUERZAS RESISTIVAS

FUERZA RESISTIVA	POTENCIA
Fuerzas inerciales	$P_i = \frac{W G^2 (v_1^2 - v_0^2)}{25928 t}$
Resistencia al rodamiento	$P_r = \frac{Wv}{36709} \left( 1 + \frac{v}{160} \right)$
Resistencia a la pendiente	$P_p = \frac{W G v}{36709}$
Resistencia aerodinámica	$P_a = \frac{C_x A v^3}{76355}$
Las unidades son las siguientes:	
$P = \text{kw}$	$G = \%$
$v = \frac{\text{km}}{\text{hr}}$	$A = \text{m}^2$
$W = \text{kg}$	$C_x = \frac{\text{kg-sec}^2}{\text{m}^4}$

prestaciones del vehículo en cuanto a aceleración y velocidad de ascenso.

Otro parámetro importante que se presenta lo constituye la velocidad cruceo y máxima que se desean conferir. En cierta forma, podemos decir que la velocidad determinará la forma en que se comporten los requerimientos de potencia, pues se encuentra representada en todas las ecuaciones elevada a diversas potencias. En particular es interesante notar que la potencia requerida para vencer las fuerzas aerodinámicas aumenta con el cubo de la velocidad, siendo este requerimiento el único en el que no interviene el peso del vehículo.

De acuerdo a los estimados del capítulo I, estamos hablando de un automóvil con las siguientes características:

Longitud	4.03	m
Ancho	1.68	m
Altura	1.39	m
Area	6.77	m <sup>2</sup>
Area frontal	2.04	m <sup>2</sup>
Peso en vacío	900	kg
Pasajeros	5	

Dos parámetros importantes para la determinación de la potencia son el peso vehicular a plena carga y el coeficiente  $C_x$ . Este último se ha estimado y fijado como objetivo en 0.35. Por lo que respecta al peso vehicular a plena carga, lo podemos obtener de la siguiente manera:

Peso vehicular en vacío	900 kg
Pasajeros= 5 x 70kg =	350 kg
Fluidos y equipaje	80 kg

Es interesante observar que el peso vehicular a plena carga se encuentra al nivel del peso en vacío de la mayoría de los autos tipo II. Esto resulta en una disminución considerable de los requerimientos de potencia sobre un automóvil tipo II, que tendría el nivel equivalente de espacio interior y confort.

Ahora bien, hemos mencionado que el factor que utilizaremos como base para determinar la potencia requerida, es la capacidad de ascensión. Sabemos que las autopistas tienen valores de pendiente de máximo 6%. Por otro lado, la mayor parte de las carreteras de este tipo tienen límites de velocidad que oscilan entre 90 y 110 KPH, según el terreno. Generalmente los ascensos son zonas sinuosas, en los que la velocidad tope es de 90 KPH. Por tanto, un parámetro adecuado en las prestaciones de nuestro vehículo puede ser el hecho de vencer pendientes de 6% a plena carga y a una velocidad de 90 KPH.

Para tal efecto, deberemos empezar por calcular la suma de todas las potencias resistivas. Además se deberá elaborar una gráfica de potencia resistiva contra velocidad que nos permita evaluar la potencia requerida en cualquier circunstancia. En primer lugar, y tomando como base la ecuación de potencia requerida para vencer pendientes del cuadro 9, podemos calcularla de la siguiente manera:

$$P_d = \frac{1330 \times 6 \times 90}{36709} = 19.56 \text{ kW}$$

o bien:  $P_d = 26.18 \text{ HP}$

La figura 39 muestra la forma en que se comportan cada una de las potencias resistivas contra la velocidad. Estas gráficas se han obtenido haciendo uso de las ecuaciones mostradas en el cuadro y evaluándolas a distintas velocidades. Así también se ha incluido la forma en que varía la potencia requerida para vencer la pendiente de 6%. La gráfica 39a muestra, por propósitos de cálculo, la resultante de la potencia aerodinámica y la de resistencia al rodamiento, que son las que actúan cuando el vehículo se desplaza sobre terreno plano y que determinarán también la velocidad máxima de éste.

Es de esta gráfica donde se obtienen los siguientes valores:

Potencia aerodinámica	6.68 kW	@	90 KPH
	8.95 HP		

Potencia al rodamiento	4.59 kW	@	90 KPH
	6.15		

Los totales son:	11.79 kW	@	90 KPH
	15.79 HP		

Sumando este valor al encontrado para la pendiente, obtenemos la potencia total requerida:

$$P_t = 19.56 + 11.79 = 31.35 \text{ kW}$$

$$= 41.97 \text{ HP}$$

Introduciendo el valor de la eficiencia del tren motriz, el cual se obtiene de la tabla 5 del capítulo I, resulta:

KW

VALORES DE POTENCIA  
DEBIDOS A LAS RESISTENCIAS

RESISTENCIA TOTAL  
 $R_t = R_r + R_o + R_p$

50

40

30

20

RESISTENCIA  
PENDIENTE

RESISTENCIA  
AERODINAMICA

RESISTENCIA AL  
RODAMIENTO

20

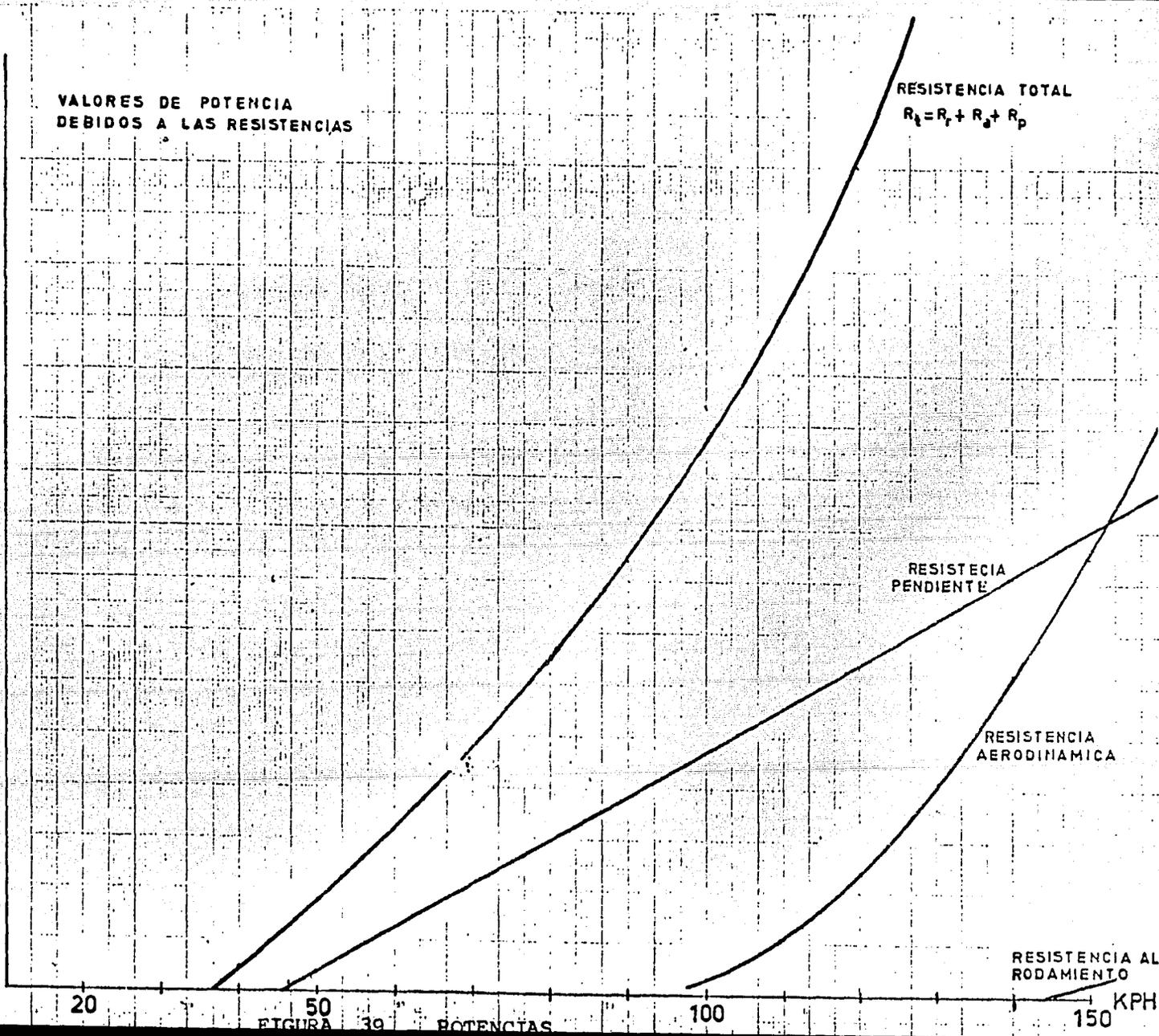
50

100

150

KPH

FIGURA 39 POTENCIAS



$$P_t = \frac{31.35}{0.98} = 31.98 \text{ kW}$$

$$= 42.85 \text{ Hp}$$

Este valor es equivalente a la potencia que el motor necesita entregar a las revoluciones por minuto correspondiente a esta velocidad de avance, y no representa la potencia máxima del mismo. Ahora bien, el objetivo es que se pueda entregar esta potencia en directa, con el objeto de evitar el constante cambio de marchas.

La figura representa las curvas de potencia y par motor típicas de un motor de cuatro cilindros. En cierta forma, estas curvas son típicas para cualquier motor, independien-

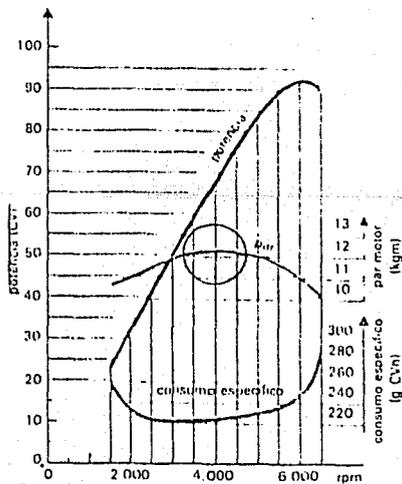


FIGURA 40  
CURVAS CARACTERISTICAS

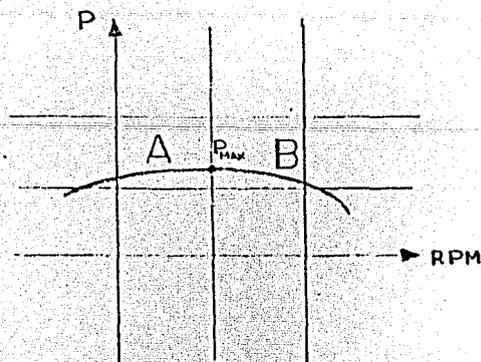


FIGURA 41  
CURVA DE PAR

temente del número de cilindros y nivel de potencia.

Como información adicional, el cuadro 12 muestra las principales características de los motores de 4 y 6 cilindros fabricados en México. Se han incluido ambos tipos de motores por ser los que pensamos podrían en un momento dado satisfacer los re-

CUADRO 12. CARACTERISTICAS DE MOTORES DE 4 Y 6 CILINDROS

Motor	TIPO Y NUMERO DE CILINDROS	DIAMETRO	CARRERA	DESPLA- ZAMIENTO	POTENCIA	P A R	POTENCIA ESPECIFICA
		MM	MM	CC	HP / RPM	KGM / RPM	HP / LT
Renault	I-4	73	77	1289	56.3/5250	9.7/3000	43.67
Datsun	I-4	78	82	1565	64 /5000	11.2/2800	40.89
VW	B-4	85.5	69	1584	44 /4000	10.6/2600	27.77
VW	I-4	79.5	80	1588	63 /5400	10.3/ N.D.	39.67
Renault	I-4	79	84	1647	76 /5500	11.8/3300	46.16
Chrysler	I-6	86	104	3685	120 /3600	27.1/2000	32.56
G.M.	I-6	98.4	89.7	4090	114 /4000	25.3/2000	27.87
VAM	I-6	95.2	98.9	4228	130 /3900	30.2/1800	30.74

Como puede verse, la potencia máxima se presenta en los motores de cuatro cilindros en el rango comprendido entre 4000 y 5400 RPM. El par máximo entre 2600 y 3300 RPM. Para los motores de 6 cilindros ( todos ellos de baja potencia específica ) estos valores son: potencia 3600 a 4000 RPM; par 1800 a 2000 RPM. Es evidente que los motores de seis cilindros tienen un mayor par y una menor velocidad de régimen. En cierta forma esto se debe al tipo de vehículo que se diseñó alrededor de ellos, y que definitivamente difieren en forma, categoría y rendimiento.

Se sabe que cuando las relaciones par máximo/par a potencia máxima y régimen de potencia máxima/régimen de par máximo son altas, el motor de un vehículo ofrecerá una mayor agilidad y flexibilidad. Es decir, si la curva de par es plana en la zona de par máximo, pero decrece al aumentar las revoluciones,

el motor podrá operar fácilmente en la zona plana para la mayor parte de las condiciones de carga, sin sacrificar por ello la potencia máxima o su régimen, ya que ésta está garantizada, en cierta forma, por el aumento en régimen. En general, los motores con mayor potencia específica, tienden a perder flexibilidad, debido a que sus curvas de par y potencia se desplazan hacia velocidades de giro superiores y se acercan más entre sí, reduciendo, en efecto, la banda útil de operación del motor. Repetimos, este no es el caso de todos los motores de alto rendimiento, pues existen varios de ellos con una excelente agilidad que se suma al resto de sus características deseables. Por esto, pensamos que nuestro proyecto puede hacer uso de un motor de cuatro cilindros, aprovechando con ello su menor costo de fabricación y peso sobre un motor de seis cilindros, no obstante la posible pérdida de flexibilidad, la cual deberá ser minimizada cuidando que la curva de par del motor cumpla con las características deseadas.

La figura 32 muestra un detalle de la curva de par de un motor, la que se ha dividido en dos zonas. En la zona A el par y por tanto la potencia son crecientes con el aumento de régimen, por lo que cualquier disminución de la carga hará que el motor acelere y viceversa, cualquier aumento de carga hará que el motor pierda par y potencia, disminuyendo su velocidad. Por el contrario, la zona B define un rango de operación en el que al operar nuestro motor ligeramente por encima del régimen de par máximo, el par aumentará al disminuir la velocidad de giro, lo cual corrige automáticamente cualquier aumento de carga que lo haya producido, manteniendo la estabilidad de marcha.

KW

30

20

10

20

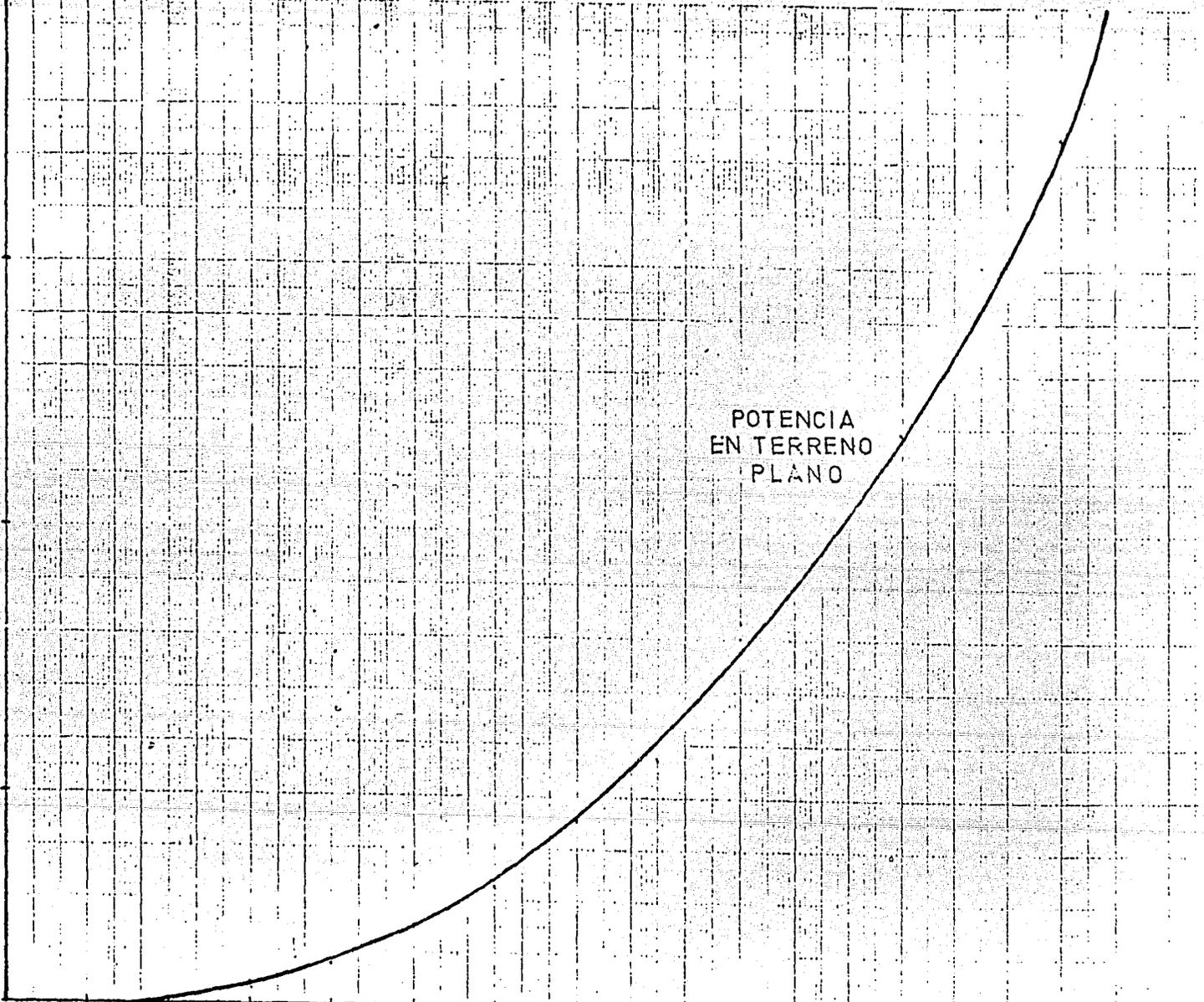
50

100

150

KPI

POTENCIA  
EN TERRENO  
PLANO



Todo esto viene al caso de determinar las características de par del motor de nuestro proyecto. Debemos conocer la velocidad a que girará nuestro motor a velocidad crucero. De acuerdo a lo que se ha visto, el par máximo para un motor de 4 cilindros puede fijarse alrededor de 2600 - 3300 RPM. Ahora bien, si recordamos la expresión del par:

$$T = \frac{P}{\omega} \quad (105)$$

y conocemos el valor de la potencia y las RPM a que se encontrará el motor, estaremos en posición de conocer el par necesario.

Al tomar en cuenta todos los factores de conversión involucrados y efectuando las simplificaciones pertinentes, la ecuación (105) se transforma en:

$$T = \frac{973.74 P}{\text{RPM}} \quad (106)$$

donde: T = Par motor en kg-m

P = Potencia desarrollada en kW

RPM = Velocidad de giro

La determinación del régimen que se tendrá a velocidad crucero generalmente envuelve una compleja serie de cálculos acerca de aceleración, velocidad tope, vibración, ruido y desgaste del motor, llegándose generalmente al mejor compromiso entre estos factores. Sin embargo, la experiencia ha dictado, sobre todo en motores pequeños, que la velocidad crucero tenga como resultado un régimen motor de alrededor de 3000 - 3500 RPM.

En algunas ocasiones se utilizan transmisiones de cinco velocidades en las cuales cuarta es directa y quinta sobremarcha para poder reducir el régimen cuando no se requiera potencia. La tendencia general refleja y refuerza la teoría expuesta anteriormente, en que la velocidad crucero se escoge por encima del punto de par máximo del motor. Si pudiéramos lograr una curva "plana", el par máximo sería muy similar al que se presente digamos, 500 RPM hacia abajo y arriba de este punto. Por lo tanto, pensamos que una velocidad de 90KPH, podría asociarse fácilmente con un régimen de 3000 RPM, lo que nos permitiría obtener el máximo para alrededor de 2800 RPM. En principio esto pudiera parecer un poco bajo para un motor pequeño de alto rendimiento como es el que se requiere aquí para lograr excelentes prestaciones y rendimiento de combustible. Sin embargo, creemos que es un objetivo alcanzable con la tecnología actual. Más adelante estudiaremos la sobrealimentación, lo cual permitiría alcanzar este comportamiento fácilmente.

En principio, podemos calcular el par necesario como:

$$T = \frac{973.74 \times 31.98}{3000} = 10.38 \text{ kg-m}$$

Este valor, que sería inferior al par máximo se encuentra por debajo de casi todos los motores de 4 cilindros nacionales, lo cual indica que estamos trabajando dentro de parámetros reales. En principio, y solamente como un dato preliminar, podríamos suponer al par máximo un 5% por arriba de la cifra anteriormente encontrada, lo que nos daría un valor de par máximo de:

$$T_{\text{máx}} = 10.38 \times 1.05 = 10.89 \text{ kg-m}$$

Recordando de la termodinámica, el par en un motor de combustión interna es proporcional a la presión media efectiva de los gases y al desplazamiento del motor. El efecto de convexidad de la curva de par se debe al aumento de la presión media efectiva y no directamente al régimen. Este aumento se debe, en otras cosas, al incremento de la eficiencia volumétrica, lo que indica que ésta es máxima cuando el par también lo es. De lo anterior se deriva que existen dos maneras de incrementar el par de un motor: aumentando la presión media efectiva y aumentando el desplazamiento. Para el caso que nos ocupa, tratamos de mantener el desplazamiento en el valor más bajo posible, por lo que deberemos avocarnos a mejorar la presión media efectiva. Existen varios caminos para lograr que la presión se incremente, el primero de ellos, como lo hemos visto, sería incrementando a su vez la eficiencia volumétrica. Esto puede lograrse con un cuidadoso estudio de flujo desde el carburador hasta la salida del tubo de escape, trazando cuidadosamente los múltiples de admisión y escape y minimizando las resistencias dentro del sistema. Sin embargo, existen limitaciones importantes en el renglón del ruido que trae consigo, generalmente, el mejorar la "respiración" de una máquina.

De esta manera, y de acuerdo a los valores comparativos de los motores de cuatro cilindros nacionales, creemos que el desplazamiento de nuestro motor podría estar cercano a los 1600 - 1700 cc.

Si hablamos de un motor de alto rendimiento, ya que como hemos visto, son éstos los que consiguen minimizar el consumo de combustible, nos ubicaremos inmediatamente en valores de potencia específica de 30 a 35 kW/lt. Si para propósitos de proyecto, fijamos el desplazamiento en 1700 cc, la potencia máxima del motor estaría dada por:

$$P = 1.7 \times 30 = 51 \text{ kW}$$

como límite inferior y:

$$P = 1.7 \times 35 = 59.5 \text{ kW}$$

como límite superior.

Dado que el desplazamiento del motor es el mismo, el peso de éste sería idéntico, por lo que el incremento en potencia es deseable, aunque en prototipos debieran ensayarse ambos estados del motor para determinar cuál ofrece el mejor rendimiento.

Partiendo de la base que preferimos la mayor potencia, es decir 59.5 kW ( 79 HP ), podemos calcular la relación peso/potencia:

$$\frac{W}{P} = \frac{900}{79} = 11.39 \frac{\text{kg}}{\text{HP}}$$

Se ha hecho uso del peso en vacío del automóvil, ya que de esta manera se ha calculado para los vehículos anteriormente analizados. La potencia se ha expresado en este caso en HP por el mismo motivo, y debido al extenso uso que esta unidad tiene en el campo de la industria automotriz nacional.

Este valor es un término medio entre el auto de 4 cilindros más potente y el del auto tipo I de seis cilindros, lo cual

desde el principio de este estudio se fijó como objetivo, y demuestra que se han cumplido hasta ahora las prealsas del diseño.

Creemos, dadas las características del vehículo, que sus valores de  $\emptyset$  y  $\gamma$  estarán muy cercanos a los del automóvil que obtuvo las cifras más altas en estos dos aspectos, por lo que podemos determinar inicialmente los rendimientos de gasolina en ciudad y carretera partiendo de los datos de este automóvil, que son:

$$\begin{aligned}\emptyset &= 11.61 \frac{\text{KPL-ton}}{\text{ton}} \\ &= 36.01 \text{ KPL-m}^2\end{aligned}$$

por lo que resultan los consumos de combustible de:

$$\text{KPL} = \frac{13.61}{0.9} = 15.12 \text{ KPL en el ciclo combinado}$$

$$\text{KPL} = \frac{36.01}{2.04} = 17.65 \text{ KPL en carretera.}$$

Repetimos, estos datos son estimaciones, basadas en parámetros similares, y que además deberán fijarse como objetivos en la realización del proyecto. Como puede verse, el valor del consumo de combustible en el ciclo combinado es menor que el de cualquier automóvil de los representados en la tabla en un 9%, lo que indica el camino a seguir.

Hasta este momento, hemos basado nuestro estudio en los motores Otto de cuatro tiempos, debido en gran parte a su gran uso y a la factibilidad de producirlos y perfeccionarlos con un relativo bajo costo y facilidad.

Debemos explorar, no obstante, la posibilidad de utilizar motores distintos al Otto, ya que el no hacerlo sería tanto como desechar posibilidades de mejorar la eficiencia.

### Motores de combustión interna

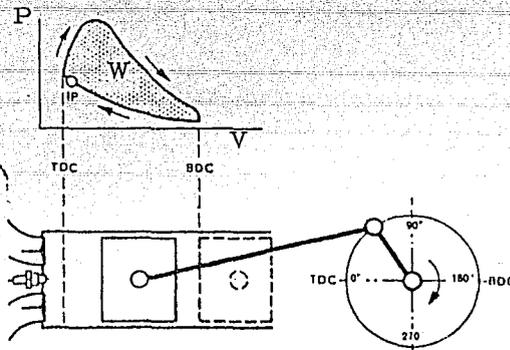
Se define como motor de combustión interna a aquella máquina térmica que entrega trabajo mecánico a partir de la combustión de combustible en una o más cámaras de trabajo cuyo volumen varía con el movimiento de los pistones o rotores. Salvo las turbinas de gas, todas las máquinas de combustión interna llevan a cabo una combustión discontinua.

Para propulsión automotriz se han utilizado principalmente motores de los siguientes tipos:

- . Motores de ciclo Otto
- . Motores de ciclo Diesel

Ambos en las modalidades de motores reciprocantes y rotativos.

Empecemos por analizar las generalidades de las máquinas de combustión interna. El método de operación común de todos estos motores es el siguiente: Una mezcla combustible de aire-combustible se enciende dentro de un cilindro de trabajo ( o cámara de combustión en general ) y es quemada. El calor de la combustión libe-



rado incrementa la presión de los gases previamente comprimidos ( según diagrama indicador de la figura 42 ). Esta presión de combustión, que siempre es mayor que la presión de compresión, entrega energía mecánica por medio de un pistón y cigüenal como se ve en el diagrama. Después de cada carrera de trabajo, los gases quemados son expelidos y reemplazados por una mezcla fresca.

La potencia de un motor de combustión interna varía directamente con la velocidad de rotación.

El trabajo que actúa sobre el pistón está dado, como hemos dicho, por el producto de la presión por el desplazamiento. La potencia al freno de un motor no es igual a la potencia desarrollada en los cilindros debido a que existen pérdidas de fricción intrínsecas.

En cierta forma esta descripción se aplica tanto al ciclo diesel como al Otto, en que difieren solamente en la forma que se realiza la combustión. En el motor Otto, la combustión se desarrolla a volumen constante y por medio de una fuente externa de calor, mientras que en el ciclo diesel ésta se realiza por compresión a altas presiones e inyección de combustible, el cual arde a presión constante en el aire caliente.

A mayor compresión mejor es la eficiencia térmica de un motor de combustión interna, así como su potencia y consumo específicos. La tabla 10 relaciona las mejoras en potencia y consumo que se presentan al aumentar la relación de compresión.

TABLA 12  
RELACION DE COMPRESION

Aumento en la relación de compresión	4 a 5	4 a 6	4 a 7	4 a 8
Incremento en potencia	9%	17%	24%	30%
Decremento en consumo	15%	22%	26%	29%

Esto se debe al menor volumen de espacio de combustión y que trae como consecuencia:

- Durante la carrera de escape el cilindro se evacúa más efectivamente; la mezcla nueva, tiene por tanto, menos gases residuales.
- Durante la carrera de compresión el combustible y las partículas de aire se encuentra más densamente comprimidas, se calientan más, y se mejora la atomización, permitiendo una mejor y más rápida combustión.
- Durante la carrera motriz, la reducción en la presión de los gases calientes así como su temperatura es mayor; el escape más frío disipa menos calor a la atmósfera.
- El menor volumen de espacio de combustión tienen a su vez un menor superficie de enfriamiento, por lo que las pérdidas de calor a través de las paredes del motor son menores.

Los límites máximo y mínimo de las relaciones de compresión de los motores de gasolina están determinados por los requerimientos de operación libre de detonación y la óptima eficiencia mecánica respectivamente. Recordemos que la detonación se asocia con un bajo octanaje de la gasolina.

Para motores del tipo diesel, los límites máximo y mínimo de relación de compresión están dados por la condición de mínima

esfuerzo que pueden soportar los componentes de motor sin necesidad de crear un diseño caro y pesado.

La tabla 13 muestra las principales características de los motores de ciclo Otto y diesel, en forma comparativa:

TABLA 13  
COMPARACION ENTRE CICLOS OTTO Y DIESEL.

Característica	Motor Otto	Motor Diesel
Consumo de combustible	100%	70%
Relación de compresión	6 - 11	14 - 22
Temperatura final de combustión	400 - 600°C	700 - 900°C
Presión máxima de combustión	40 - 60 bar	65 - 90 bar
Par a baja velocidad	bajo	alto
Eficiencia	20 - 28	23 - 28

De los datos expuestos podemos inferir que el motor diesel presenta importantes ventajas sobre el motor Otto en términos de una mejor economía de combustible como resultado de una mejor eficiencia térmica debida a la mayor relación de compresión. Por el otro lado, los motores diesel presentan desventajas comparados con los motores Otto en las siguientes áreas: los motores de combustión por compresión son más pesados debido a la menor velocidad de giro con que operan para evitar el retraso en ignición. La operación con un exceso de aire de hasta 40% requiere de mayores dimensiones del cilindro para obtener la misma potencia. La potencia específica de los motores diesel es aproximadamente un 25% inferior a la de los motores de tipo Otto.

No obstante sus limitaciones, el motor diesel ha ido ganando terreno sobre el motor de gasolina en todo tipo de instalaciones, inclusive en automóviles económicos de baja cilindrada. Para el proyecto en cuestión parece ser atractivo un motor diesel turbocargado, según la tendencia de diseño en boga en estos días.

Se entiende por turbocargador a aquél mecanismo consistente en una turbina movida por los gases de escape del motor acoplada a un compresor centrífugo que alimenta al motor, ya sea con aire o bien con mezcla aire-combustible según sea el caso.

Los motores turbocargados de baja cilindrada tienen potencias específicas del orden de 22 a 24 kW/lt ( 29 a 32 HP/lt ). Por lo tanto se podría diseñar desde un principio el bloque de motor para aceptar la mayor compresión de la operación diesel, y obtener una potencia, para el desplazamiento de 1700 cc, de:

$$\begin{aligned} P &= 1.700 \times 23 = 39.1 \text{ kW} \\ &= 52.39 \text{ HP} \end{aligned}$$

Esta potencia, aunque es baja, permitiría al automóvil moverse con cierta agilidad, lo que lo haría especialmente útil y productivo en condiciones urbanas, además, la adición de un turbocargador podría incrementar la potencia a altas revoluciones que es uno de los puntos débiles del motor diesel, conservando el abundante par a baja velocidad característico.

La conclusión que podemos obtener ahora es que el motor de nuestro proyecto sería un cuatro cilindros en línea de alrededor de 1700 cc con capacidad para acomodar versiones tanto de gasolina como de diesel.

## Conclusiones

Por medio de esta tesis hemos planteado las bases que rigen el diseño del concepto de un automóvil. No se pretende diseñar todas y cada una de las piezas que lo integren ni siquiera de sus características, ya que esto representaría un trabajo de varios años y millones de hora-hombre. Solamente pretendemos conferir una clara idea de la situación del automóvil en este mundo cambiante. Por otro lado, quisimos demostrar que existe una alternativa racional al automóvil grande que cumpla con todos los requisitos de una familia mexicana, y no la de una familia norteamericana o europea, al tiempo que permite conservar los recursos.

Falta en esta tesis, como lo dijéremos en repetidas ocasiones el diseño más profundo de la planta motriz, de la transmisión, de la suspensión, siquiera de la carrocería, su diseño estructural. No obstante, y dado el grado de complejidad a que ha llegado el automóvil en estos días, tal análisis se lleva a cabo con modelos matemáticos, computadoras analógicas, así como miles de horas de desarrollo con prototipos, hasta lograr un producto que satisface las demandas planteadas en el diseño conceptual.

En principio, creemos haber logrado algo importante y que lo constituye un auto pequeño de bajo consumo, amplias dimensiones interiores, seguridad y factibilidad de fabricación en México, aprovechando, claro está, la tecnología disponible por parte de los fabricantes de autopartes en México. El problema tradicional de México ha sido los bajo volúmenes de producción que impiden amortizar el costo del herramental en una forma adecuada. Por este

mismo motivo se ha mantenido como un imposible el estampar la lámina de carrocería en México, debido al alto costo de los troqueles y al bajo volumen. No obstante, la industria terminal automotriz está experimentando un auge nunca antes esperado, el cual seguramente traerá como consecuencia la factibilidad de fabricar un automóvil mexicano, si existe la suficiente necesidad de hacerlo.

Se ha podido lograr un diseño que se coloca en el tercer lugar de eficiencia, detrás de dos miniautos, los cuales confieren un nivel de confort menor, debido en parte solamente a sus menores dimensiones interiores. No dudamos que con un desarrollo cuidadoso se pueda lograr que este proyecto logre un consumo de combustible menor que cualquiera de estos dos automóviles, como lo pudimos determinar en el capítulo III.

Queda aquí pues, concluido este estudio.

A N E X O A

Debido a que el presente trabajo busca una solución al problema de transporte individual en México, solamente se han analizado aquellos vehículos que se fabrican en México. Podemos asegurar que los 32 vehículos que hemos estudiado en los capítulos II y III representan en buena medida las tendencias de diseño en boga en el mundo, excepto posiblemente las más radicales.

En este anexo pretendemos lograr conferir una imagen acerca de la situación histórica de los automóviles en el mundo, por medio del análisis de las características de varios automóviles americanos y europeos desde la década de 1950.

Con la implantación de los estándares de dimensiones por SAE en 1949, se obtienen los primeros datos que darían la base para futuras comparaciones. De entonces a la fecha, este método ha sido empleado por todos los fabricantes de automóviles para desarrollar datos oficiales de sus modelos.

La tabla A-1 muestra las dimensiones y parámetros de los autos "estándar", es decir, los sedanos 4 puertas de mayor ventas de los tres principales fabricantes norteamericanos desde 1949 hasta 1979. Se han llevado los datos en períodos de 5 años, excepto en aquellas épocas que revisten por algún motivo un mayor interés.

Al principiar 1949, solamente un fabricante contaba con modelos nuevos después de la Segunda Guerra Mundial. No es de extrañar por tanto, que sea precisamente este modelo el que acuse una mayor eficiencia, con un valor de 28.99, el cual se compara muy fa-

vorablemente con los autos que hemos revisado. A propósito, podemos observar que en 1949 los tres automóviles analizados caían dentro del grupo II, y sus pesos oscilaban en una tonelada y media lo cual también es típico del grupo II actual. Para fines comparativos la tabla A-2 muestra los autos más grandes de estos mismos fabricantes en esos años.

Para 1955, a consecuencia de la bonanza de la postguerra, los "tres grandes" contaban con líneas nuevas de modelos haciendo resaltar el estilo "más largo, más ancho, más bajo" que habría de continuar en Estados Unidos hasta mediados de la década de los setenta. En 1960, la tendencia a automóviles mayores se sigue manifestando en dos de estas líneas, la tercera empieza a enfrentar al creciente número de autos importados en Norteamérica con menores dimensiones, y es seguido por otra marca en 1965.

El peso, como se muestra en las gráficas se ha venido incrementando en un promedio del 15% desde 1949 hasta 1970. Como consecuencia la eficiencia ha caído desde promedios de 25 hasta promedios de 18. A principios de los setenta resurge en Estados Unidos la preferencia por el automóvil pequeño europeo. Sin embargo, el automóvil grande no se ve afectado por esta tendencia y continúa haciéndose más grande y más pesado. La eficiencia llega a valores de 13 y el peso a más de 2 toneladas. Sin embargo, en 1977, empieza el rediseño de los automóviles de este tipo debido a las legislaciones sobre consumo de combustible que se avecinan. El primero de estos "autos grandes pequeños" pierde 350 kg de masa y reduce sus dimensiones entre un 15 y 40%. La eficiencia sube 4 puntos a casi 20. Al llegar a 1979, toda la línea de autos estándar se ha rediseñado y la eficiencia promedio es de cerca de 20.

Es importante observar que durante estos años los automóviles han mantenido prácticamente el mismo espacio interior, no obstante el dramático cambio de sus dimensiones exteriores. Únicamente el volumen de la cajuela disminuye notablemente.

La tabla A2 muestra las dimensiones de los autos compactos norteamericanos que surgen con mayor énfasis a partir de principios de la década de los sesenta, con la finalidad de enfrentar a los autos europeos. Se ha seguido la evolución de cada modelo. A fines de los sesentas, los autos compactos de principios de la década han ganado en promedio 300kg de peso y sus dimensiones se han incrementado cerca de un 10%. Por lo tanto estos automóviles ya no compiten favorablemente con los eficientes diseños europeos, y se hace necesario crear los subcompactos, caracterizados por ser automóviles tipo I, con pesos de menos de una tonelada. No obstante, la eficiencia de estos vehículos es solamente de alrededor de 26, lo que no representa de ninguna manera un logro. Para el año de 1977, o a más tardar 1978, los tres principales fabricantes cuentan con eficientes modelos de reducidas dimensiones, los cuales logran eficiencias de 34 a 45, que son importantes.

En 1979, a principios de año, se lanza el primer modelo 1980 por parte del mayor productor del mundo, el cual, manteniendo las dimensiones del auto compacto que reemplaza, obtiene una eficiencia de casi 39, que representa un incremento de 20% y marca la pauta del diseño de los futuros auto norteamericanos, aunque aún queda por debajo del auto europeo, aunque cabe mencionar que tiene un ancho interior generoso que no se encuentra más que en autos europeos de lujo, los cuales tienen eficiencias más bajas, como puede observarse en la tabla A3, que muestra las dimensiones de algunos

automóviles europeos. Se ha conservado el grupo de precio, aunque no necesariamente se refleja en el tipo de automóvil. Para los utilitarios, podemos constatar que la eficiencia se mantiene por encima de valores de 50, excepto en aquellos modelos recientes que se han "americanizado" para venderlos en ese país. Es muy importante ver que el vehículo que comenzó el diseño de "dos volúmenes" tracción delantera, motor transversal, que hoy en día se ha hecho universal tiene una eficiencia de casi 70, lo cual para el año de 1959 en que fue lanzado al mercado representaba, y aún representa un logro excepcional. Sin embargo, como vimos en nuestro análisis existen ya diseños con eficiencias en el orden de 70, lo que demuestra un progreso en el diseño.

TABLA A1. DIMENSIONES DE AUTOS ESTANDAR

AÑO	TIPO	NO. PUERTAS	COMPARTIMENTO DELANTERO				COMPARTIMENTO TRASERO				VOLUMEN M <sup>3</sup> INTERIOR	VOLUMEN M <sup>2</sup> CAJUELA	VOLUMEN M <sup>3</sup> TOTAL	LONGITUD M	ANCHO M	ALTURA M	AREA M <sup>2</sup>	PESO TON	INDICE DE OCUPACION	EFICIENCIA	DISTANCIA M
			P	H	A	T	P	H	A	T											
49	II	4	1.082	1.324	1.015	1.521	1.082	1.348	0.957	1.395	2.916	0.444	3.360	4.99	1.88	1.53	9.38	1.470	35.80	24.36	2.9
49	II	4	1.079	1.440	1.000	1.553	1.066	1.384	0.957	1.421	2.965	0.538	3.553	5.17	1.95	1.61	9.56	1.602	37.15	23.19	3.0
49	II	4	1.090	1.450	1.020	1.602	1.117	1.457	1.010	1.580	3.190	0.648	3.847	4.99	1.84	1.605	9.18	1.445	41.90	28.99	2.8
52	II	4	1.079	1.357	1.020	1.537	1.087	1.370	0.960	1.430	2.970	0.444	3.420	5.02	1.87	1.610	9.38	1.552	36.46	23.49	2.9
52	II	4	1.066	1.430	1.041	1.586	1.072	1.394	1.018	1.548	3.136	0.693	3.829	5.25	1.88	1.550	9.87	1.632	32.75	23.77	3.1
52	II	4	1.099	1.462	1.000	1.540	1.102	1.389	0.960	1.460	3.010	0.767	3.777	5.02	1.87	1.550	9.58	1.554	40.26	25.91	2.9
55	II	4	1.092	1.447	1.000	1.580	1.087	1.447	0.944	1.484	3.064	0.573	3.737	4.93	1.88	1.500	9.36	1.550	39.42	25.75	2.9
55	III	4	1.092	1.483	1.021	1.653	1.079	1.440	0.949	1.414	3.125	0.957	4.080	5.93	1.89	1.520	11.01	1.663	37.06	22.29	3.0
55	II	4	1.092	1.447	1.013	1.605	1.100	1.442	0.970	1.538	3.145	0.775	3.919	5.04	1.92	1.540	9.67	1.590	40.49	25.47	2.9
60	III	4	1.074	1.536	0.972	1.603	1.070	1.500	0.975	1.564	3.158	0.849	4.017	5.25	2.05	1.397	10.96	1.769	36.63	20.70	3.0
60	III	4	1.084	1.534	0.972	1.615	1.094	1.513	0.947	1.356	2.973	0.995	3.968	5.29	1.98	1.391	10.47	1.810	37.88	20.92	2.9
60	III	4	1.120	1.521	0.967	1.647	1.110	1.540	0.950	1.623	3.271	0.962	4.233	5.42	2.07	1.397	11.21	1.771	37.73	21.30	3.0
65	III	4	1.065	1.582	0.980	1.657	1.059	1.559	0.930	1.617	3.275	0.518	3.793	5.41	2.02	1.397	10.92	1.735	34.71	20.00	3.0
65	III	4	1.066	1.524	0.982	1.591	1.060	1.524	0.977	1.438	3.080	0.484	3.563	5.39	2.00	1.430	10.78	1.625	33.10	18.13	3.0
65	III	4	1.061	1.524	0.977	1.579	1.021	1.521	0.957	1.500	3.080	0.540	3.620	5.32	1.96	1.410	10.44	1.738	34.55	19.94	3.0
70	III	4	1.070	1.583	0.965	1.634	0.955	1.557	0.955	1.420	3.054	0.521	3.575	5.43	2.02	1.397	11.08	1.797	32.26	17.95	3.0
70	III	4	1.061	1.663	0.965	1.643	0.993	1.592	0.944	1.490	3.135	0.625	3.760	5.58	2.01	1.507	11.22	1.811	33.49	18.49	3.0
70	III	4	1.061	1.574	0.983	1.649	0.972	1.569	0.952	1.451	3.101	0.509	3.610	5.43	2.02	1.394	10.96	1.776	32.91	18.53	3.0
75	III	4	1.075	1.620	0.983	1.717	0.983	1.620	0.965	1.530	3.266	0.535	3.801	5.65	2.01	1.384	11.35	2.179	33.47	15.36	3.0
75	III	4	1.056	1.562	0.900	1.595	0.970	1.564	0.939	1.454	3.016	0.513	3.534	5.73	2.02	1.366	11.57	2.210	30.53	13.81	3.0
75	III	4	1.064	1.557	0.962	1.593	0.965	1.559	0.957	1.470	3.030	0.620	3.625	5.18	2.01	1.391	11.43	2.225	31.71	14.25	3.0
77	III	4	1.076	1.544	1.000	1.661	0.990	1.544	0.970	1.482	3.140	0.572	3.716	5.38	1.93	1.422	10.38	1.843	35.78	19.41	2.9
77	III	4	1.069	1.562	0.932	1.635	0.934	1.564	0.960	1.436	3.075	0.577	3.652	5.73	2.02	1.389	11.57	2.147	31.15	14.50	3.0
77	III	4	1.064	1.557	0.962	1.593	0.965	1.559	0.950	1.470	3.030	0.620	3.625	5.18	2.01	1.391	11.43	2.225	31.71	14.25	3.0
79	III	4	1.076	1.544	1.000	1.661	0.990	1.544	0.970	1.482	3.140	0.572	3.716	5.38	1.93	1.422	10.38	1.869	35.78	19.14	2.9
79	III	4	1.074	1.545	0.980	1.630	0.970	1.545	0.949	1.410	3.056	0.603	3.659	5.59	1.95	1.384	10.90	1.806	33.56	18.58	3.0
79	III	4	1.069	1.567	0.957	1.603	1.032	1.567	0.944	1.525	3.128	0.663	3.791	5.30	1.96	1.380	10.38	1.870	36.52	19.53	2.9

ABELA A2 . DIMENSIONES DE AUTOS P. LUJO

AÑO	TIPO	No. PUERTAS	COMPARTIMIENTO DELANTERO				COMPARTIMIENTO TRASERO				VOLUMEN M <sup>3</sup> INTERIOR	VOLUMEN M <sup>2</sup> CAJUELA	VOLUMEN M <sup>3</sup> TOTAL	LONGITUD M	ANCHO M	ALTURA M	AREA M <sup>2</sup>	PESO TON	INDICE DE OCUPACION	EFICIENCIA	INSTANCIA
			P	H	A	T	P	H	A	T											
49	III	4	1.092	1.432	1.000	1.563	1.125	1.427	0.949	1.523	3.087	0.504	3.591	5.74	2.03	1.73	11.65	1.73	30.82	16.32	3.
49	III	4	1.092	1.440	0.990	1.556	1.107	1.379	0.942	1.433	2.994	0.679	3.673	5.38	1.90	1.64	10.22	1.64	35.93	19.13	3.
49	III	4	1.087	1.485	1.000	1.614	1.104	1.445	0.949	1.513	3.127	0.758	3.885	5.60	1.98	1.59	11.13	1.59	34.89	18.05	3.
52	III	4	1.041	1.475	1.008	1.547	1.244	1.424	0.990	1.753	3.301	0.787	4.088	6.00	2.03	1.62	12.18	1.62	33.55	17.10	3.
52	III	4	1.092	1.422	1.003	1.557	1.000	1.430	0.915	1.309	2.857	0.690	3.557	5.84	2.05	1.72	11.97	2.05	29.71	14.43	3.
52	III	4	1.076	1.460	0.980	1.539	1.057	1.452	0.942	1.500	3.039	0.767	3.806	5.44	1.96	1.59	10.66	1.95	35.71	18.27	3.
55	III	4	1.043	1.506	0.955	1.562	1.193	1.483	0.990	1.751	3.314	0.795	4.109	6.02	2.02	1.62	12.16	2.07	33.79	16.27	3.
55	III	4	1.115	1.480	0.980	1.617	1.219	1.480	0.939	1.694	3.311	0.948	4.259	5.69	2.00	1.55	11.38	1.99	37.42	18.80	3.
55	III	4	1.066	1.460	1.031	1.604	1.122	1.452	0.980	1.596	3.201	0.767	3.968	5.47	1.97	1.59	10.77	2.14	36.82	17.20	3.
60	III	4	1.097	1.516	0.949	1.578	1.155	1.501	0.924	1.601	3.180	0.997	4.179	5.71	2.03	1.42	11.59	2.20	36.05	16.38	3.
60	III	4	1.092	1.625	0.993	1.762	1.084	1.574	0.962	1.641	3.403	0.900	4.303	5.74	2.04	1.44	11.70	2.36	36.74	15.51	3.
60	III	4	1.082	1.582	1.008	1.725	1.089	1.610	0.977	1.712	3.438	0.826	4.264	5.77	2.03	1.44	11.71	2.28	36.40	15.94	3.
65	III	4	1.041	1.572	0.977	1.598	1.143	1.544	0.970	1.711	3.316	0.484	3.791	5.77	2.02	1.41	11.65	2.35	32.55	13.83	3.
65	III	4	1.056	1.625	0.972	1.667	1.087	1.574	0.982	1.680	3.345	0.504	3.825	5.78	2.03	1.44	11.73	2.57	32.83	12.76	3.
65	III	4	1.043	1.506	0.972	1.526	1.071	1.508	0.975	1.574	3.101	0.438	3.539	5.49	1.99	1.37	10.92	2.53	32.39	12.79	3.
70	III	4	1.069	1.521	1.010	1.642	1.122	1.521	0.972	1.658	3.300	0.435	3.753	5.80	2.02	1.43	11.71	2.411	32.04	13.28	3.
70	III	4	1.061	1.592	0.957	1.616	1.054	1.592	0.944	1.584	3.209	0.504	3.704	5.83	2.00	1.41	11.66	2.215	31.77	14.34	3.
70	III	4	1.064	1.569	0.990	1.652	1.064	1.564	0.972	1.617	3.270	0.513	3.783	5.71	2.02	1.41	11.53	2.43	32.86	13.47	2.
75	III	4	1.064	1.569	0.995	1.661	1.018	1.617	0.970	1.860	3.257	0.480	3.707	5.85	2.02	1.37	11.81	2.55	31.37	12.29	3.
75	III	4	1.055	1.544	0.967	1.581	1.063	1.521	0.939	1.402	2.813	0.555	3.563	5.90	2.02	1.38	11.91	2.47	29.96	12.11	3.
75	III	4	1.066	1.554	0.975	1.615	1.056	1.521	0.967	1.523	3.155	0.547	3.685	5.91	2.03	1.40	11.99	2.58	30.72	11.90	3.
79	III	4	1.069	1.511	0.988	1.595	1.018	1.508	0.955	1.466	3.061	0.555	3.616	5.61	1.94	1.40	10.88	2.09	33.23	15.89	3.
79	III	4	1.074	1.529	0.980	1.609	0.970	1.526	0.949	1.404	3.014	0.603	3.617	5.62	1.95	1.38	10.95	1.89	33.00	17.40	3.
79	III	4	1.066	1.554	0.967	1.601	1.066	1.551	0.980	1.620	3.222	0.623	3.845	5.91	2.02	1.40	11.93	2.368	32.20	13.60	3.

TABLA A3. DIMENSIONES DE AUTOS COMPACTOS

AÑO	TIPO	No. PUERTAS	COMPARTIMIENTO DELANTERO				COMPARTIMIENTO TRASERO				VOLUMEN M <sup>3</sup> EXTERIOR	VOLUMEN M <sup>2</sup> CAJUELA	VOLUMEN M <sup>3</sup> TOTAL	LONGITUD M	ANCHO M	ALTURA M	AREA M <sup>2</sup>	PESO TCN	INDICE DE OCUPACION	EFICIENCIA	DISTANCIA
			P	H	A	T	P	H	A	T											
60	I	4	1.066	1.384	0.955	1.408	0.901	1.363	0.939	1.153	2.562	0.261	2.823	4.57	1.69	1.30	7.72	1.078	36.55	33.90	2.
65	I	4	1.043	1.339	0.946	1.347	0.914	1.379	0.924	1.164	2.538	0.198	2.736	4.665	1.77	1.30	8.23	1.132	33.21	29.34	2.
65	II	4	1.023	1.407	0.940	1.424	0.967	1.407	0.949	1.291	2.716	0.363	3.084	4.64	1.77	1.40	8.21	1.198	37.55	31.34	2.
70	II	4	1.043	1.435	0.980	1.474	0.900	1.432	0.944	1.224	2.698	0.387	3.085	4.81	1.83	1.36	8.80	1.380	35.06	25.41	2.
75	II	4	1.059	1.437	0.998	1.518	0.896	1.440	0.929	1.198	2.717	0.385	3.102	4.99	1.83	1.33	9.13	1.718	33.97	19.77	2.
75	I	4	1.104	1.303	0.958	1.378	0.767	1.300	0.965	0.962	2.340	0.246	2.586	4.45	1.66	1.31	7.38	1.280	35.01	27.35	2.
78	I	4	1.054	1.264	0.972	1.294	0.850	1.254	0.949	1.011	2.306	0.273	2.579	4.13	1.59	1.32	6.47	1.080	39.86	36.91	2.
80	I	4	1.062	1.427	0.970	1.470	0.878	1.427	0.947	1.186	2.650	0.353	3.010	4.48	1.73	1.34	7.75	1.291	38.83	30.00	2.
55	II	4	1.092	1.308	1.028	1.568	0.990	1.264	1.000	1.175	2.643	0.498	3.141	4.52	1.86	1.48	8.43	1.233	37.25	30.21	2.
60	II	4	1.066	1.430	0.960	1.514	1.026	1.483	0.920	1.399	2.914	0.790	3.704	4.81	1.83	1.45	8.81	1.379	42.01	30.46	2.
65	II	4	1.046	1.351	0.982	1.420	0.939	1.391	0.959	1.226	2.646	0.339	2.985	4.50	1.73	1.38	8.05	1.133	37.06	31.33	2.
70	II	4	1.097	1.354	0.922	1.369	0.901	1.353	0.883	1.076	2.445	0.314	2.759	4.70	1.80	1.33	8.47	1.320	32.56	24.06	2.
70	I	2	1.059	1.354	0.932	1.375	0.741	1.346	0.924	0.922	2.290	0.230	2.578	4.20	1.79	1.33	7.51	1.320	34.32	26.00	2.
60	II	4	1.092	1.404	0.985	1.510	1.041	1.399	0.947	1.379	2.839	0.671	3.560	4.60	1.79	1.38	8.23	1.099	43.23	39.34	2.
65	II	4	1.061	1.407	0.970	1.448	0.914	1.397	0.942	1.202	2.650	0.345	2.995	4.61	1.81	1.38	8.34	1.145	35.90	31.35	2.
70	II	4	1.076	1.473	0.965	1.561	0.858	1.473	0.957	1.209	2.770	0.345	3.115	4.68	1.85	1.38	8.65	1.385	35.98	25.98	2.
75	II	4	1.031	1.379	0.960	1.364	0.919	1.384	0.932	1.185	2.550	0.370	2.920	4.74	1.79	1.34	8.48	1.531	34.43	22.44	2.
75	I	2	1.046	1.333	0.947	1.320	0.765	1.282	0.906	0.893	2.213	0.178	2.391	4.29	1.76	1.28	7.55	1.280	31.67	24.74	2.
78	I	2	1.000	1.254	0.944	1.135	0.863	1.257	0.927	1.005	2.195	0.215	2.414	3.70	1.55	1.32	5.75	0.935	41.93	44.91	2.
60	II	4	1.082	1.371	0.960	1.424	1.026	1.433	0.922	1.402	2.826	0.688	3.514	4.66	1.78	1.35	8.33	1.237	42.18	34.10	2.
65	II	4	1.033	1.376	0.965	1.317	0.886	1.331	0.914	1.115	2.524	0.399	2.925	4.78	1.78	1.35	8.50	1.247	34.33	27.57	2.
70	II	4	1.055	1.407	0.975	1.447	0.878	1.409	0.947	1.171	2.618	0.410	3.028	4.78	1.80	1.37	8.64	1.331	35.02	26.31	2.
75	II	4	1.079	1.417	0.993	1.521	0.923	1.412	0.952	1.223	2.770	0.410	3.180	5.11	1.84	1.39	9.40	1.639	33.92	20.02	2.
78	I	4	1.061	1.513	0.972	1.354	0.833	1.303	0.948	1.057	2.390	0.390	2.780	4.14	1.68	1.35	6.95	1.148	39.99	34.90	2.

TABLA A4. DIMENSIONES DE AUTOS EUROPEOS.

AÑO	TIPO	No. PUERTAS	COMPARTIMIENTO DELANTERO				COMPARTIMIENTO TRASERO				VOLUMEN M <sup>3</sup> INTERIOR	VOLUMEN M <sup>2</sup> CAJUELA	VOLUMEN M <sup>3</sup> TOTAL	LONGITUD M	ANCHO M	ALTURA M	AREA M <sup>2</sup>	PESO KG	INDICE DE OCUPACION	EFICIENCIA	DISTANCIA
			P	H	A	T	P	H	A	T											
62	I	4	1.069	1.163	0.972	1.203	0.840	1.163	0.932	0.910	2.118	0.272	2.390	3.98	1.52	1.39	6.04	0.670	39.52	58.96	2.
68	I	2	0.891	1.140	0.962	0.977	0.807	1.140	0.911	0.838	1.815	0.088	1.903	3.05	1.40	1.34	4.29	0.634	44.28	69.84	2.
70	I	4	1.021	1.351	0.975	1.344	0.861	1.330	0.927	1.061	2.406	0.263	2.669	4.02	1.64	1.417	6.59	0.855	40.48	47.35	2.
71	I	2	1.021	1.115	0.962	1.095	0.795	1.158	0.901	0.829	1.924	0.102	2.026	3.56	1.42	1.34	5.05	0.790	40.08	56.54	2.
71	I	4	0.967	1.292	0.914	1.141	0.835	1.259	0.944	0.992	2.134	0.229	2.363	3.99	1.57	1.36	6.26	0.903	37.72	41.77	2.
71	I	4	0.988	1.160	0.949	1.087	0.833	1.135	0.914	0.864	1.951	0.297	2.248	3.99	1.53	1.41	6.10	0.677	36.83	54.41	2.
75	I	4	0.995	1.244	0.960	1.188	0.840	1.249	0.937	0.983	2.171	0.266	2.437	3.97	1.56	1.36	6.19	0.875	39.35	44.97	2.
76	I	4	1.028	1.262	0.962	1.248	0.878	1.247	0.942	1.031	2.279	0.229	2.508	3.85	1.57	1.34	6.07	0.880	41.26	51.57	2.
76	I	4	0.990	1.221	0.937	1.132	0.777	1.221	0.899	0.852	1.985	0.133	2.118	3.75	1.50	1.29	5.64	0.854	37.56	43.98	2.
79	I	2	1.031	1.295	0.943	1.259	0.754	1.330	0.914	0.916	2.175	0.214	2.389	3.98	1.71	1.28	6.80	0.885	35.11	39.67	2.
68	I	4	1.075	1.325	0.944	1.344	0.960	1.320	0.901	1.141	2.486	0.283	2.769	4.23	1.64	1.35	6.93	0.981	39.92	40.69	2.
68	II	4	0.894	1.313	1.028	1.211	1.010	1.295	0.929	1.215	2.426	0.317	2.743	4.87	1.80	1.47	8.76	1.301	31.79	24.05	3.
70	I	4	1.000	1.366	0.998	1.363	0.863	1.330	0.955	1.096	2.459	0.297	2.756	4.48	1.69	1.419	7.57	1.178	36.40	30.90	2.
70	I	4	1.033	1.341	0.960	1.329	1.031	1.315	0.891	1.207	2.537	0.320	2.857	4.52	1.63	1.48	7.36	1.175	38.78	33.01	2.
70	I	4	0.916	1.282	0.952	1.117	0.904	1.270	0.934	1.072	2.190	0.283	2.473	4.45	1.57	1.37	2.98	1.147	35.40	30.86	2.
70	I	4	1.069	1.287	0.965	1.327	0.843	1.262	0.914	0.972	2.299	0.178	2.477	4.53	1.68	1.36	7.61	1.320	32.55	24.66	2.
71	II	4	1.036	1.389	0.960	1.381	0.995	1.389	0.934	1.290	2.672	0.382	3.054	4.64	1.73	1.43	8.02	1.359	38.07	28.02	2.
73	I	4	0.937	1.318	0.937	1.151	0.838	1.305	0.929	1.015	2.173	0.334	2.504	4.12	1.60	1.34	6.59	1.080	37.98	37.14	2.
62	II	4	1.122	1.399	0.988	1.550	1.074	1.397	0.932	1.398	2.949	0.804	3.753	4.88	1.80	1.45	8.78	1.340	42.72	31.88	2.
70	II	4	1.033	1.414	0.993	1.450	0.927	1.409	0.937	1.223	2.674	0.351	3.025	4.68	1.77	1.44	8.28	1.362	36.52	26.81	2.
75	II	4	1.064	1.402	0.993	1.481	0.967	1.384	0.937	1.254	2.735	0.501	3.236	5.13	1.80	1.40	9.55	1.877	33.85	18.03	2.