

Análisis técnico de semirremolque cisterna de 39 000 Lt para la transportación de petróleo crudo

C. Novo Soto, A. Muñoz Martínez, L. Otero Pereiro, M. Fernández Salgado

Departamento de Mecánica Aplicada

Facultad de Ingeniería Mecánica.

Instituto Superior Politécnico "José Antonio Echeverría"

Calle 127 s/n, CUJAE, Marianao, Ciudad de la Habana, Cuba.

E-mail: novo@mecanica.ispjae.edu.cu

(Recibido el 5 de mayo de 1999, aceptado el 22 de noviembre de 1999)

Resumen

En el trabajo se muestra la metodología y se determinan la velocidad máxima y la pendiente a que puede desplazarse un semirremolque cisterna de 39 000 L de capacidad sin rompeolas. Para ello se obtienen las reacciones en los neumáticos a través de un modelo, aplicando el Método de los Elementos Finitos, para verificar si los mismos resisten las cargas actuantes durante el frenaje y definir la velocidad máxima a la cual puede desplazarse el semirremolque, se complementa el análisis con la determinación de la velocidad máxima que puede desarrollar al entrar en una curva y la máxima pendiente que puede vencer el semirremolque.

Palabras claves: semirremolque cisterna, MEF, tensiones mecánicas, velocidad, pendiente

1. Introducción

En el presente trabajo se aborda la determinación de la velocidad y pendiente máximas a que puede desplazarse el semirremolque cisterna de 39 000 Lt adquirido por la empresa CUPET para la transportación de petróleo crudo.

Para dar cumplimiento al objetivo antes señalado resulta imprescindible calcular la posición del centro de gravedad del semirremolque, tanto en movimiento uniforme como durante el frenaje, para las características técnicas del equipo y del combustible a transportar que se relacionan a continuación.

2. Características técnicas

Radio de la cisterna,	$R = 1 \text{ m}$
Largo de la cisterna,	$l = 12,350 \text{ m}$
Tara del semirremolque	$P_T = 8,12 \text{ t}$
Densidad promedio del combustible	$\rho = 0,9858 \text{ g/cm}^3$
Capacidad de la cisterna,	$V = \pi R^2 l = 38,80 \text{ m}^3$
$V_5 = 1,94 \text{ m}^3$	$V_{95} = 36,86 \text{ m}^3$
$V_4 = 1,55 \text{ m}^3$	$V_{96} = 37,25 \text{ m}^3$
$V_3 = 1,16 \text{ m}^3$	$V_{97} = 37,64 \text{ m}^3$
Peso del combustible	$P_C = \rho g V$

	$P_{c_{95}} = 36,34 \text{ t}$
	$P_{c_{96}} = 36,72 \text{ t}$
	$P_{c_{97}} = 37,10 \text{ t}$
Peso del sistema	$P_S = P_C + P_T$
	$P_{s_{95}} = 44,46 \text{ t}$
	$P_{s_{96}} = 44,84 \text{ t}$
	$P_{s_{97}} = 45,22 \text{ t}$
Masa del sistema	m_s
	$m_{s_{95}} = 44 460 \text{ kg}$
	$m_{s_{96}} = 44 480 \text{ kg}$
	$m_{s_{97}} = 45 220 \text{ kg}$

3. Centro de gravedad

Centro de gravedad del sistema en movimiento uniforme.

Dado que en este caso la altura del combustible se mantiene constante a lo largo de toda la cisterna se determinará el centro de gravedad[1] a través del área de a sección transversal de la misma para el % de capacidad utilizado, como se muestra en la Fig.1.

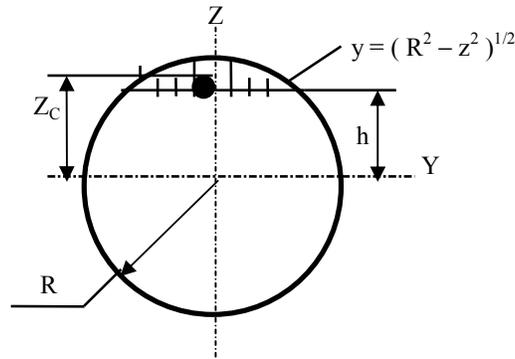


Figura 1.-Determinación del centro de gravedad de un segmento circular de combustible.

Integrando:

$$A = 2 \int_h^R \int_0^{(R^2 - z^2)^{1/2}} dy dz$$

$$A = R^2 \cos^{-1} \frac{h}{R} - h \sqrt{R^2 - h^2}$$

$$\% \pi R^2 = (R^2 \cos^{-1} \frac{h}{R} - h \sqrt{R^2 - h^2}) 100$$

$$\% = \left(\cos^{-1} \frac{h}{R} - \frac{h}{R} \sqrt{1 - \left(\frac{h}{R}\right)^2} \right) \frac{100}{\pi} \quad (1)$$

De donde para:

$$\text{el 3\% del área total} \Rightarrow \frac{h}{R} = 0,8623$$

$$\text{el 4\% del área total} \Rightarrow \frac{h}{R} = 0,833$$

$$\text{el 5\% del área total} \Rightarrow \frac{h}{R} = 0,8055$$

Para la obtención del centro de gravedad:

$$Z_c = \frac{\int z dA}{\int dA} = \frac{2}{3} \frac{(R^2 - h^2)^{3/2}}{A} \quad (2)$$

De forma tal que:

$$Z_{C3\%} = 918,57 \text{ mm}$$

$$Z_{C4\%} = 900,07 \text{ mm}$$

$$Z_{C5\%} = 884,10 \text{ mm}$$

y las coordenadas del centro de gravedad para completar el 100% de las áreas serán:

$$Z_{C97\%} = -28,41 \text{ mm}$$

$$Z_{C96\%} = -37,43 \text{ mm}$$

$$Z_{C95\%} = -46,48 \text{ mm}$$

Con estos valores de los centros de gravedad del combustible para la utilización de diferentes capacidades en movimiento uniforme y conociendo las

coordenadas del centro de gravedad del sistema “ Z_S ” para dichas condiciones (con un 96% de capacidad, se determinó que el valor sería aproximadamente de -190 mm, que se corresponde con los 2,19 m medidos desde el pavimento en la dirección vertical) se pueden obtener las coordenadas Z_1 , (Fig. No. 4), para el semirremolque al 95%, 96% y 97% de capacidad de la cisterna, obteniendo primeramente la coordenada invariable “ Z_T ” para la tara del semirremolque, como se muestra a continuación, empleando la expresión:

$$P_T Z_T + P_C Z_C = P_S Z_S \quad (3)$$

donde:

P_T : Tara del semirremolque.

Z_T : Centro de gravedad para la tara del semirremolque.

P_C : Peso del combustible.

Z_C : Centro de gravedad del combustible.

P_S : Peso del sistema.

Z_S : Centro de gravedad del sistema.

Sustituyendo los valores en la ecuación (3) para una utilización del 96% de la capacidad:

$$8,12 Z_{T_{96}} + 36,72 (-37,43) = 44,84 (-190)$$

de donde:

$$Z_{T_{96}} = -880 \text{ mm}$$

$$\text{y por tanto : } Z_{1_{96}} = 920 \text{ mm}$$

De forma similar se obtienen:

$$Z_{S_{95}} = -198,70 \text{ mm y}$$

$$Z_{1_{95}} = 911,30 \text{ mm}$$

$$Z_{S_{97}} = -181,32 \text{ mm y}$$

$$Z_{1_{97}} = 928,68 \text{ mm}$$

Así se han obtenido los centros de gravedad del sistema para el 95, 96 y 97% de la capacidad de la cisterna, y las correspondientes coordenadas Z_1 que aparecen referidas en la Fig.4. Por supuesto las coordenadas longitudinales X_S para diferentes capacidades no se han calculado, pues siempre coincidirán con la mitad de la longitud de la cisterna.

Seguidamente se determinan los centros de gravedad del sistema para las capacidades seleccionadas durante el frenaje.

4. Centro de gravedad del sistema durante el frenaje

Durante el frenaje el centro de gravedad del sistema cambia su posición debido al movimiento del líquido en la cisterna, a continuación se determina la nueva posición del centro de gravedad del combustible, según aparece en la Fig.2.

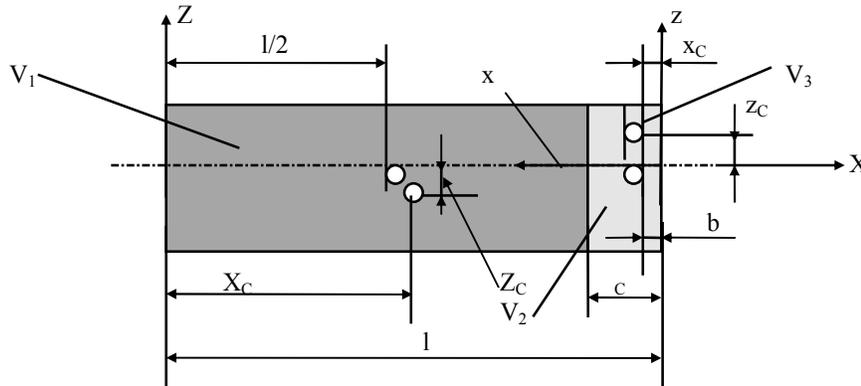


Figura 2.-Posición del centro de gravedad del combustible durante el frenaje.

Para determinar las coordenadas del combustible ($X_C, 0, Z_C$) durante el frenaje es necesario obtener las coordenadas del centro de gravedad de cada volumen componente, es decir $V_1 + V_2 - V_3$, donde $V_1 + V_2$ coincide con la capacidad total de la cisterna y V_3 es el

volumen libre de combustible en la cisterna durante el frenaje.

Se comienza con la determinación de las coordenadas del centro de gravedad del volumen libre V_3 , ver Fig.3.

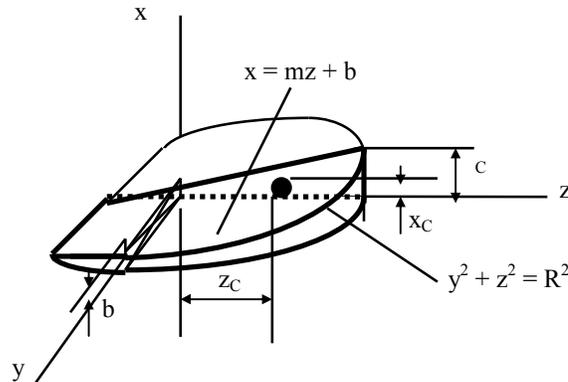


Figura 3.- Centro de gravedad del volumen libre V_3 .

Debido a que las coordenadas del centro de gravedad se obtienen a través de las expresiones:

$$x_c = \frac{\iiint x dx dy dz}{V} \quad (4)$$

$$y_c = 0$$

$$z_c = \frac{\iiint z dx dy dz}{V} \quad (5)$$

resulta imprescindible calcular el volumen, el que en este caso, de acuerdo a la Fig.3, vendrá dado por la ecuación:

$$V_3 = 2 \int_{\frac{b}{m}}^R \int_0^{\sqrt{R^2-z^2}} \int_0^{mz+b} dz dy dx \quad (6)$$

$$\text{como para } z = R \Rightarrow x = mR + b = c \quad (7)$$

$$V_3 = 2 \int_{\frac{b}{m}}^R \int_0^{\sqrt{R^2-z^2}} \int_0^c dz dy dx \quad (8)$$

de donde integrando se obtiene el intercepto b del plano $x = mR + b$ con el plano xy para los distintos volúmenes V_3 :

$$V_3 = \frac{(b^2 + 2m^2R^2)\sqrt{m^2R^2 - b^2}}{3m^2} + \frac{\pi R^2}{2} b + bR^2 \operatorname{sen}^{-1} \frac{b}{mR}$$

donde m es la pendiente que forma el plano $x = mz + b$ con el plano yz y cuya magnitud se obtiene por la relación [2] $\frac{g}{a}$, siendo a la aceleración de frenaje y g la aceleración de la gravedad.

Finalmente integrando las expresiones (4) y (5) se determinarán las coordenadas del centro de gravedad del volumen libre V_3 ,

$$(x_c, y_c, z_c)$$

Analizando la Fig.2 se obtienen las coordenadas del centro de gravedad del combustible durante el frenaje:

$$X_c^f = \frac{\pi R^2 \left[\frac{(l-c)^2}{2} + c \left(l - \frac{c}{2} \right) \right] - V_3 (l - x_c)}{V_1 + V_2 - V_3} \quad (10)$$

$$Y_c^f = 0 \quad (11)$$

$$Z_c^f = \frac{-V_3 z_c}{V_1 + V_2 - V_3} \quad (12)$$

Así con las ecuaciones (12), (11) y (12) utilizando la aceleración de frenaje a y sustituyendo en la ecuación (3),

$$P_T Z_T^f + P_C Z_C^f = P_S Z_S^f$$

se obtienen las coordenadas de los centros de gravedad del sistema para diferentes capacidades de la cisterna durante el frenaje:

$$(X_S^f, 0, Z_S^f)$$

las que se muestran a continuación en la Tabla 1, para las capacidades de 95%, 96% y 97%, con una aceleración de frenaje de $a = 5,49 \text{ m/s}^2$, cuya aceleración es el resultado de considerar que el semirremolque frena en 45 m a partir de una velocidad máxima de 80 km/h y cuyo valor de aceleración de frenaje se encuentra en el rango de aceleraciones que establece la ley N° 60 del Código de Vialidad y Tránsito[3] en su artículo 169 inciso 8. Con este valor de aceleración de frenaje, sabiendo que la pendiente m

viene dada por la relación $\frac{g}{a}$,

se obtiene:

$$m = 1,78.$$

Tabla 1.- Coordenadas del centro de gravedad del sistema durante el frenaje.

Capacidad útil	95%	96%	97%
$V_3 \times 10^{-9} \text{ [mm}^3\text{]}$	1,94	1,55	1,16
$b \text{ [mm]}$	417,53	214,82	-17,08
$c \text{ [mm]}$	2 197,53	1 994,82	1 762,92
$x_c \text{ [mm]}$	653,65	590,41	519,03
$z_c \text{ [mm]}$	499,88	542,69	592,77
$X_c^f \text{ [mm]}$	5 884,20	5 942,40	6 000,40
$Z_c^f \text{ [mm]}$	-26,30	-22,60	-18,30
$X_S^f \text{ [mm]}$	5 937,00	5 985,00	6 032,00
$Z_S^f \text{ [mm]}$	-182,00	-178,00	-173,00
$X_1^f \text{ [mm]}$	5 037,00	5 085,00	5 132,00
$Z_1^f \text{ [mm]}$	928,00	932,00	937,00

Conocidas las coordenadas de los centros de gravedad del sistema en el movimiento uniforme y durante el frenaje se pasa a estudiar el equilibrio dinámico del sistema con el objetivo de determinar las reacciones en

las suspensiones y poder conocer si los neumáticos pueden soportar la magnitud de las fuerzas actuantes, tanto en el semirremolque como en la cuña.

5. Análisis del equilibrio dinámico del semirremolque cisterna

Para analizar el equilibrio dinámico del semirremolque se considera que el mismo está constituido por la cisterna, la estructura soporte, la espiga tractora, los 3 trenes traseros y el sistema de suspensión y como de hecho ya se conocen las coordenadas del centro de gravedad del sistema para cuando la cisterna transporta combustible en movimiento uniforme y durante el frenaje para las capacidades seleccionadas, ver resultados de la ecuación (3) y Tabla 1, respectivamente, se considera el peso del sistema y las fuerzas de inercia concentradas en el centro de gravedad. El objetivo del estudio del equilibrio dinámico es determinar las reacciones en los apoyos, tanto en la cisterna como en la espiga tractora y de esta forma obtener la velocidad máxima que puede desarrollar el sistema que permite el frenaje, según las restricciones del Código del Tránsito, sin sobrepasar las cargas máximas que resisten los neumáticos.

Para cumplimentar el objetivo antes señalado se supone que la estructura soporte está constituida por una “viga equivalente” de sección transversal rectangular de 70 x 490 mm (sección que multiplicada por la longitud de la cisterna y el peso específico del acero da aproximadamente 3 t, si a este peso se le suma el peso de cada puente trasero de aproximadamente 1 t y el de la cisterna de aluminio con un espesor de 10 mm se obtiene aproximadamente el valor de 8,12 t, correspondiente a la tara del semirremolque).

Considerando además que la viga equivalente se encuentra apoyada en 3 “suspensiones traseras equivalentes” de constante elástica [4, 5, 6] 4000 N/mm y una “suspensión delantera equivalente” de 8000 N/mm (de forma tal que si el peso del sistema se multiplica por el coeficiente dinámico 2 y el 60% de esta carga es soportada en los puentes traseros, una carga de aproximadamente 10 t será soportada en la suspensión provocando un desplazamiento vertical de aproximadamente 50 mm).

Todo lo anterior permite simular el sistema de la forma como se muestra en la Fig.4.

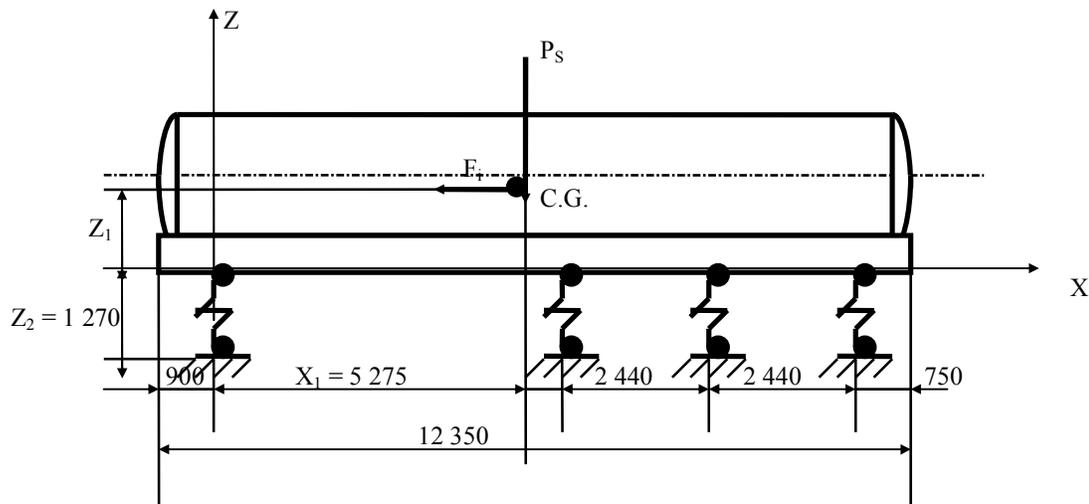


Figura 4.-Simulación del sistema semirremolque cisterna.

Para comprobar la resistencia de la viga equivalente, que simula la estructura soporte del sistema, se modeló la viga de acero aplicando el Método de los Elementos Finitos [7] y utilizando hexaedros, suspendida en 2 resortes delanteros de constante elástica de 4 000 N/mm y 6 resortes traseros de 2 000 N/mm cada uno, así

mismo se distribuyó uniformemente el peso del combustible a una capacidad de 97% y factor dinámico 2, el peso de la cisterna y el de la estructura soporte, en tanto se concentraron los pesos de los trenes traseros, mostrado en la Fig. 5.

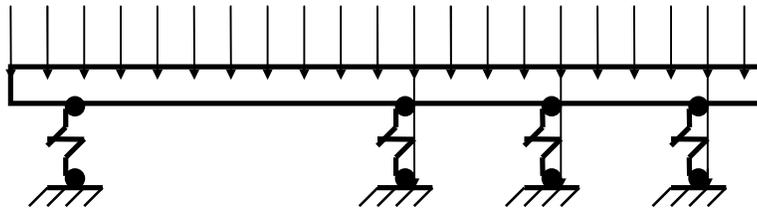


Figura 5.-Modelo para evaluar la resistencia de la viga equivalente.

Como resultado de la aplicación del equilibrio de fuerzas al modelo para evaluar la resistencia de la viga equivalente se obtuvo que el esfuerzo equivalente máximo de Mises[8], aplicando el Método de los Elementos Finitos, fue de aproximadamente 186 MPa en la zona de la espiga tractora, como se muestra en la

Fig.6, dando un coeficiente de seguridad de 1.3, lo que ratifica la posibilidad de utilizar la viga equivalente seleccionada para simular la estructura soporte. Los ficheros geométrico VIGA y de cargas VIGAS para modelar la viga equivalente se encuentran en poder de los autores.

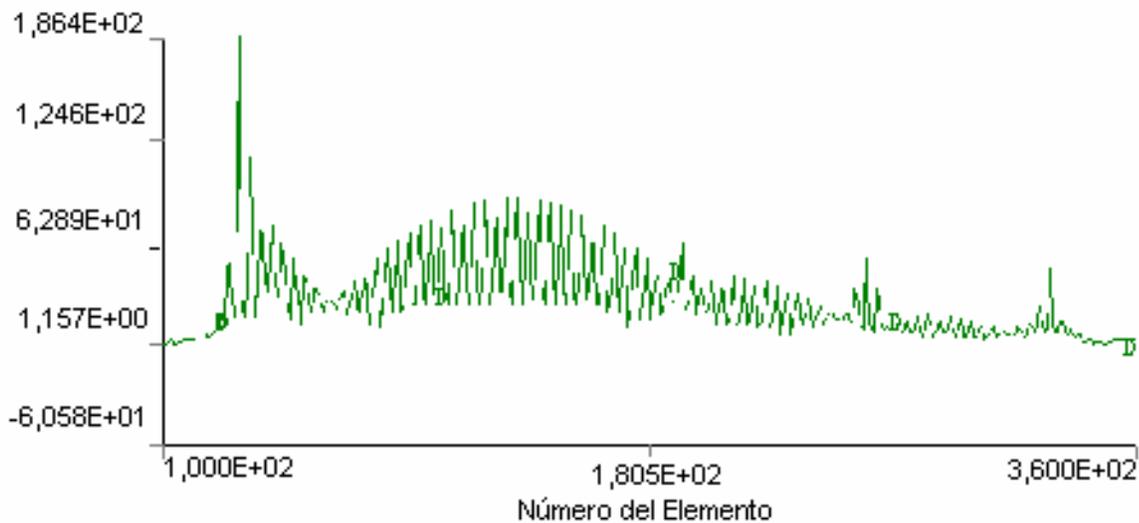


Figura 6.- Tensiones en la viga equivalente.

Comprobada la resistencia de la viga equivalente se pasa nuevamente a la simulación del sistema semirremolque cisterna de la Fig.4, el cual es analizado por el Método de los Elementos Finitos durante el frenado para la utilización de las capacidades de 95%, 96% y 97% de la cisterna, bajo estas condiciones se considera la viga equivalente de acero constituida por elementos lineales de sección transversal 70 x 490 mm y las cargas y fuerzas de inercia se suponen actuando en el centro de gravedad del sistema; así mismo se toma como aceleración de frenaje $a=5,49 \text{ m/s}^2$ (cuya selección se justificó al determinar los centros de gravedad del sistema durante el frenaje), el coeficiente de fricción⁹ μ es de 0,6 (en el rango de 0,6 a 0,8, según criterio de expertos) y las reacciones que se toman para obtener las fuerzas de fricción son las que actúan durante el movimiento uniforme del sistema (R_{t1} , R_{t2} ,

R_{t3}), de tal forma que el esquema de equilibrio del sistema, durante el frenaje, es el mostrado en la Fig.7, donde:

- $P_d = k_d P_S$ siendo $k_d = 2$ el coef. dinámico.
- $F_i = m_{S9\%} a$ la fuerza de inercia.
- $M_i = F_i Z_1^f$ el par de inercia
- $F_f = \mu R_{t1}$ la fuerza de fricción en los puentes traseros.
- R_{t1}^f las reacciones en los puentes traseros durante el frenaje.
- R_{dx}, R_{dz} las reacciones delanteras en la zona de la espiga tractora.
- $F_f Z_2$ momento que se genera al desplazar la fuerza de fricción.
- X_1, X_1^f, Z_1, Z_1^f coordenadas del centro de gravedad del sistema durante el movimiento uniforme y el frenaje, respectivamente.

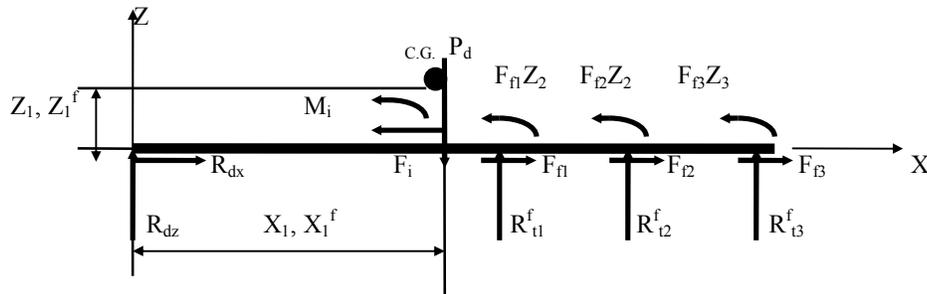


Figura 7.-Esquema de equilibrio del sistema durante el frenaje.

A partir de este esquema y aplicando el Método de los Elementos Finitos se obtienen las magnitudes de reacciones que se muestran en la Tabla 2, para las

diferentes capacidades empleadas en la cisterna, adicionalmente se muestran otros valores de interés.

Tabla 2.-Valores de las reacciones en los apoyos del sistema durante el frenaje para diferentes capacidades de la cisterna.

Capacidad útil	95%	96%	97%
P_d [N]	872 305	879 761	887 216
m_s [kg]	44 460	44 840	45 220
X_1 [mm]	5 275	5 275	5 275
Z_1 [mm]	911	920	928,68
$R_{t1} \times 10^{-4}$ [N]	27,83	28,06	28,30
$R_{t2} \times 10^{-4}$ [N]	18,35	18,51	18,66
$R_{t3} \times 10^{-4}$ [N]	5,37	5,42	5,46
F_{f1} [N]	166 980	168 360	169 800
F_{f2} [N]	110 100	111 060	111 960
F_{f3} [N]	32 220	32 520	32 760
$F_{f1} Z_2$ [N mm]	212 064 600	213 817 200	215 646 000
$F_{f2} Z_2$ [N mm]	139 827 000	141 056 200	142 189 200
$F_{f3} Z_2$ [N mm]	40 919 400	41 300 400	41 605 200
X_1^f [mm]	5 037	5 085	5 132
Z_1^f [mm]	928,00	932,00	937,00
F_i [N]	244 085	246 172	248 258
M_i [N mm]	226 510 880	229 432 304	232 617 746
$R_{dx} \times 10^{-4}$ [N]	--,--	--,--	--,--
$R_{dz} \times 10^{-4}$ [N]	35,68	35,99	36,29
$R_{t1}^f \times 10^{-4}$ [N]	27,83	28,06	28,30
$R_{t2}^f \times 10^{-4}$ [N]	18,35	18,51	18,66
$R_{t3}^f \times 10^{-4}$ [N]	5,37	5,42	5,46

El fichero geométrico PAILA y los de cargas para las capacidades de 95%, PSF5C, 96%, PSF4C y 97%, PSF3C para determinar las reacciones durante el frenaje están en poder de los autores.

Conociendo que el neumático que utiliza el semirremolque cisterna es del tipo 11 x 24,5 con capacidad nominal de 14 t por eje (4 neumáticos por eje) y que los neumáticos que lleva la cuña son del tipo 11 x 22,5 con capacidad nominal de 11,2 t por eje (4

neumáticos por eje), observando las reacciones en los apoyos que surgen durante el frenaje, que aparecen en la Tabla 2 se arriba a la conclusión que la velocidad máxima a que debe desplazarse el semirremolque es de 80 km/h, ya que de frenar en 45 m generaría una reacción máxima de aproximadamente 28 t en el primer puente trasero, cuya magnitud es asimilable por los neumáticos usados, pues si bien la carga nominal por eje es de 14 t , ellas pueden soportar por momentos el doble

de su carga nominal; similarmente ocurre en el apoyo delantero, donde la reacción máxima es de aproximadamente 42 t, sin embargo la cuña dispone de 2 ejes por lo que por momentos puede soportar una reacción de 45 t.

6. Análisis del vuelco lateral

Para determinar la velocidad máxima del semirremolque al entrar en una curva se considerarán las condiciones extremas de peligrosidad, es decir:

Utilización de la capacidad de la cisterna al 97%.

Ausencia de pendiente en la curva.

Radio mínimo de la curva, 100 m.

A partir de estas condiciones y analizando el equilibrio del sistema, como se muestra en la Fig.8, en el instante del vuelco lateral inminente, se tendrá que la condición física para el vuelco vendrá dada por la expresión:

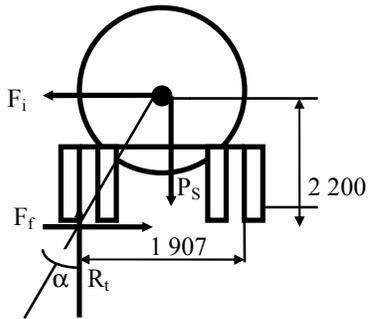


Figura 8.-Esquema de equilibrio en el instante del vuelco lateral inminente.

$$\tan \alpha = \frac{F_i}{P_s} \quad (13)$$

donde:

$$F_i = m_{s97} \frac{V^2}{r} \quad \text{es la fuerza de inercia, } v \text{ la velocidad}$$

y r el radio de la curva.

$$P_s \quad \text{el peso del sistema.}$$

Por lo tanto en este caso:

$$\tan \alpha = \frac{m_{s97} V^2}{P_{s97} r} = \frac{1907}{2 \times 2200} \quad (14)$$

Sustituyendo los valores de:

$$m_{s97} = 45220 \text{ kg}$$

$$P_{s97} = 443608 \text{ N}$$

$$r = 100 \text{ m}$$

en la ecuación (13) se tendrá:

$$V = 20,6 \text{ m/s} = 74 \text{ km/h}$$

7. Determinación de la pendiente

Para la determinación de la pendiente se consideran las condiciones más desfavorables, que consisten en suponer que el semirremolque, con la capacidad máxima de combustible, 97%, debe iniciar el movimiento por la pendiente; ello implica que las fuerzas de fricción, F_E , que se generan en los ejes motrices de la cuña tienen que vencer a todas las componentes de carga, P_D , P_E , P_T , en la dirección del eje h , como se muestra en la Fig. 9, por lo que la condición de equilibrio en la dirección del eje h viene expresada por la ecuación:

$$F_E = (P_D + P_E + P_T) \text{sen } \theta \quad (15)$$

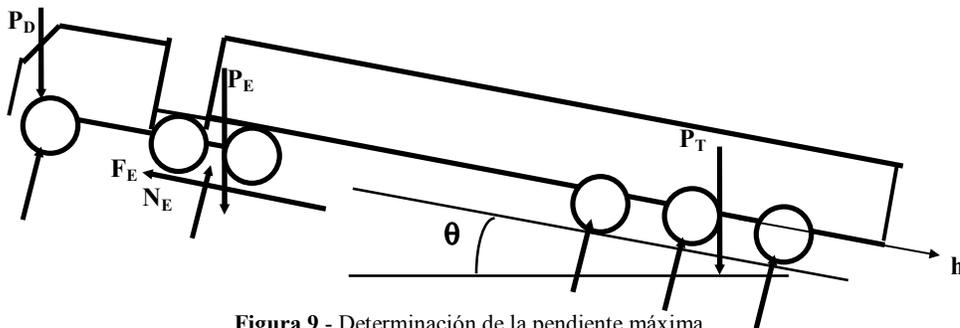


Figura 9.- Determinación de la pendiente máxima.

Si se supone que el peso de la cuña es de aproximadamente 10 t, que los ejes motrices soportan el 60% y que del peso total del semirremolque de aproximadamente 45 t el 40% descansa en la zona de la espiga tractora, entonces:

$$\begin{aligned} P_D &= 0,4 (10) = 4 \text{ t} \\ P_E &= 0,6 (10) + 0,4 (45) = 24 \text{ t} \\ P_T &= 0,6 (45) = 27 \text{ t} \\ F_E &= \mu N_E = \mu P_E \cos \theta \end{aligned} \quad (16)$$

y sustituyendo las ecuaciones (16) en la ecuación (15) se obtiene:

$$\tan \theta = \frac{24}{55} \mu \quad (17)$$

si se toma el valor menor del rango del coeficiente de fricción entre neumático y pavimento, $\mu = 0,6$ y se sustituye en la expresión (17) se tiene que:

$$\theta = \left(\tan^{-1} \frac{24}{55} \right) 0,6$$

es decir $\theta \approx 14,7^\circ$

8. Conclusiones

De todo el trabajo desarrollado se arriban a las siguientes conclusiones:

- La máxima velocidad recomendada es de 80 km/h, para garantizar el frenaje adecuado, a partir de la resistencia de los neumáticos empleados en el semirremolque.
- La velocidad máxima permisible en curvas sin peralte y con un radio mínimo de 100 m es de 74 km/h.
- La pendiente máxima que podrá vencer el semirremolque, para las condiciones más desfavorables expresadas en el contenido del

trabajo es de aproximadamente 15° , considerando que el semirremolque es arrastrado por una cuña que pesa aproximadamente 10 t y que de hecho es capaz de generar una fuerza tractiva superior a la suma de todas las fuerzas resistivas. Aún cuando no se tuvo en cuenta la fuerza de inercia en la arrancada, cabe señalar que la existencia de la misma reducirá la pendiente en dependencia de la aceleración que desarrolle la cuña.

Bibliografía

1. Pisarenko, G.S., Manual de resistencia de materiales, Editorial MIR, Moscú, 1985.
2. Shames, I.H., La Mecánica de los Fluidos, Editorial Mc Graw Hill, México, 1978.
3. Ley No 60, Código de Vialidad y Tránsito, Combinado Poligráfico Granma, Cuba, 1988.
4. Oberg, E., Jones F.D., Manual Universal de la Técnica Mecánica, 14^{va} Edición, Tomo I, Editorial Edición Revolucionaria, La Habana, 1967.
5. Kent, Mechanical Engineers' Handbook, 12^{ma} Edición, volumen 1, Editorial Edición Revolucionaria, La Habana, 1964.
6. Bernaldo de Quirós, A., Cálculo rápido de muelles y resortes, 1^{ra} Edición, Editorial Labor España, 1969.
7. Mac. Neal - Schwendler Corporation, Manual de Usuario MSC/pal2, 3^{ra} Edición, USA., 1987.
8. Feodosiev, V.I., Resistencia de los Materiales, Editorial MIR, Moscú, 1985.
9. Díaz García, E., Machado Thondike, R., Inspección Técnica de las características superficiales del pavimento y la señalización en la Vía Blanca, C. de la Habana, Cuba, 1997.

Technical analysis of semitrailer cistern of 39 000 Lt for the transportation of raw petroleum

Abstract

In the work is shown the methodology and determined the maximal speed and slope for a semitrailer cistern of 39 000 Lt of capacity without breakwater. Reactions in the tires are determined by a model, applying the Method of Finite Elements, in order to verify the resistance to loads during the breaking and define the maximal speed to the semitrailer, the analysis is supplemented with the determination of the maximal speed that could develop in a curve and the maxim slope.

Key words: semitrailer cistern, FEM, mechanic tensions, speed, slope.