Año LI. Madrid 11 de Junio de 1903. Núm. 1446

REVISTA DE OBRAS PÚBLICAS

FUNDADA Y SOSTENIDA POR EL CUERPO NACIONAL DE INGENIEROS DE CAMINOS, CANALES Y PUERTOS

Redactor-Presidente.... Excmo. Sr. D. Eduardo López Navarro, Inspector general del Cuerpo.
Redactores........................ Los Sres. Presidentes de las Comisiones regionales de Ingenieros.
D. Antonio Sonier, Profesor de la Escuela de Caminos.
D. Enrique Latre, Ingeniero de Caminos (Sección de Información).
D. Manuel Maluquer, Ingeniero de Caminos del mismo Cuerpo, *Secretario*.
Colaboradores........ ..... Todos los Ingenieros de Caminos, Canales y Puertos.

SE PUBLICA LOS JUEVES

Redacción y Administración: Puerta del Sol, 9, pral.

LOS VAGONES TUBULARES

SISTEMA GOODFELLOW Y CUSHMAN

(CONTINUACIÓN)

Obsérvese que el momento sobre los apoyos A y D (figura 23) no es nulo, á causa de su posición, y su valor depende de la carga y de la componente vertical de la fuerza según las lineas $A\ E$ y $D\ E$ del tirante, puesto que debiendo estar el tirante en equilibrio en los punto A y D, las componentes horizontales son iguales y de signo contrario á las igualmente aplicadas en A y D de los tirantes $A\ B_1$ y $D\ C_1$. Esta condición de equilibrio en los puntos A y D permitirá determinar en ellos los momentos flectores.

Designando por D y d los diámetros exterior é interior del tubo, el primero de los cuales es 73 mm., así como el espesor es de 5 mm., el momento de inercia de la sección considerada aisladamente con relación á su propio eje neutro es:

$$J = 0{,}049\ (D^4 - d^4) = 619618\,,$$

y el momento resistente

$$J_1 = \frac{619618}{0{,}5\ D} = 17211.$$

Considerando al contrario el sistema de los dos tubos unidos á una distancia invariable de 18 centímetros entre sus ejes, y

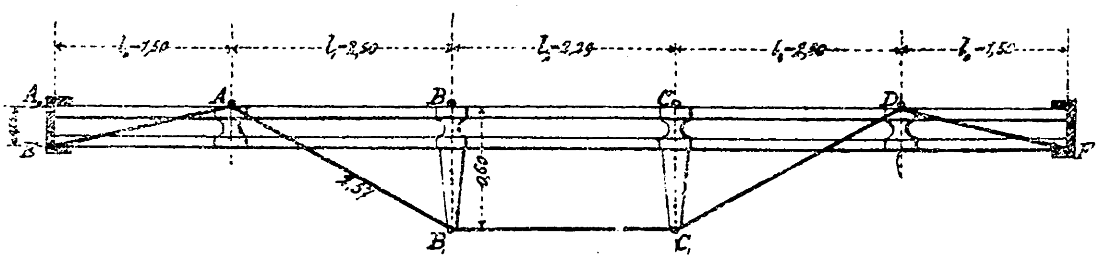


Fig. 23.

llamando Ω la superficie de la sección transversal de un tubo y δ la semidistancia entre los centros de ambos, el momento de inercia de la sección entera con relación al eje es

$$I = 2\,(J + \Omega\,\delta^2) = 1854\,0836$$

y el momento resistente

$$I_1 = 146567.$$

Establecido lo anterior, llamemos M_1, M_2, M_3 y M_4 los momentos flectores del larguero respectivamente, en A, B, C y D; l_1, l_2 y l_3 las distancias entre los apoyos.

Sea p la carga por metro corriente de larguero (800 kgs.); la teoría de las vigas da:

$$M_1\,l_1 + 2\,M_2\,(l_1 + l_2) + M_3\,l_2 = -\frac{1}{4}\,(p\,l_1^3 + p\,l_2^3);$$

y á causa de la simétrica colocación de los apoyos y de la uniformidad de la carga $M_2 = M_3$, luego

$$M_1\,l_1 + M_2\,(2\,l_1 + 3\,l_2) = -\frac{p}{4}\,(l_1^3 + l_2^3);$$

y haciendo las sustituciones

$$l_1 = 2{,}50\,;\ l_2 = 2{,}29\,;\ p = 800,$$

resulta

$$2{,}50\ M_1 + 11{,}87\ M_2 = -200\ (\overline{2{,}50}^3 + \overline{2{,}29}^3);$$

de donde

$$M_2 = -(465 + 0{,}21\ M_1) \qquad (1).$$

También se puede determinar el valor de las reacciones sobre los apoyos centrales de función de M_1.

Llamándolas R_1, R_2, R_3 y R_4, y observando que por razón de simetría $R_1 = R_4$ y $R_2 = R_3$, la fórmula de las vigas continuas da

$$R_2 = R_3 = \frac{1}{2}\,(p\,l_2 + p\,l_1) + \frac{M_2}{l_2} + \frac{M_1}{l_1} - M_2\left(\frac{1}{l_2} + \frac{1}{l_1}\right);$$

y sustituyendo los valores numéricos

$$R_2 = 1916 + \frac{M_2}{2{,}29} + \frac{M_1}{2{,}50} = 0{,}837\ M_2.$$

Reemplazando M_2 por su valor en función de M_1 sacado de (1), se tiene:

$$R_2 = 2102 + 0{,}484\ M_1 \qquad (2).$$

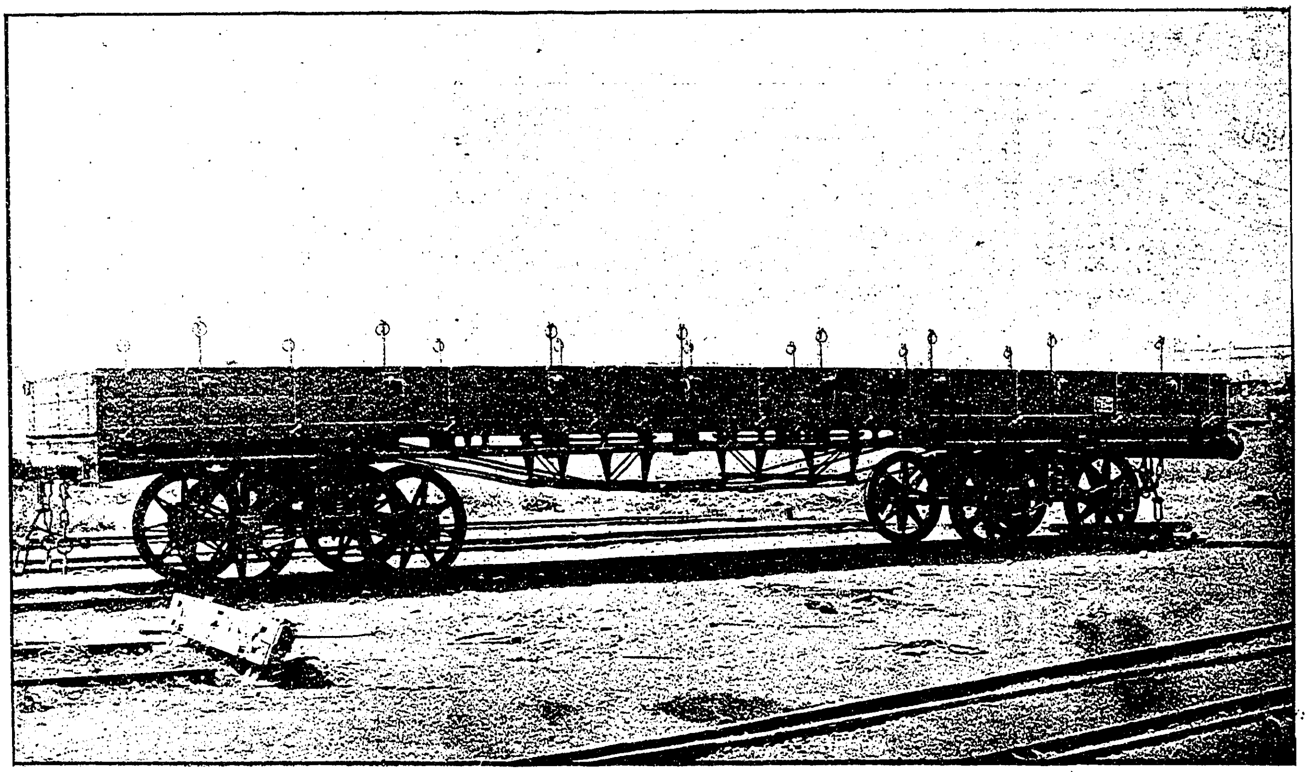
Llamemos ahora T_0 la componente horizontal del tirante en A.

$$T_0 = R_2 \times \frac{2{,}50}{0{,}60} = 4{,}16\ R_2,$$

poniendo en lugar de R_2 su valor (2).

$$T_0 = 8.744 + 2.013\ M_1. \qquad (3)$$

Vagón del Estado belga.



Tara: 12.840 kg. Longitud: 12 metros. Carga: 30 toneladas.

y la componente vertical V_0 del tirante en E, es

$$V_0 = T_0 \frac{A_0 E}{A_0 A} = 0{,}0733\ T_0.$$

ó en función de M_1

$$V_0 = 641 + 0{,}1475\ M_1 \qquad (4).$$

Ahora bien; el valor del momento M_1 es

$$M_1 = V_0 \times A_0 A - \frac{\overline{A_0 A}^2}{2} p = 1{,}5\ V_0 - \frac{\overline{150}^2}{2} \cdot 800,$$

y haciendo operaciones,

$$M_1 = 78{,}3 \text{ kgmt.}$$

Sustituyendo este valor en (1), (2), (3) y (4),

$$\begin{aligned} M_2 &= 481 \text{ kgmet.} \\ R_2 &= 2.140 \text{ kg.} \\ T_0 &= 8.901 \text{ »} \\ V_0 &= 652 \text{ »} \end{aligned}$$

De donde se deduce que los esfuerzos unitarios máximos son:

a) Para los tirantes en los trozos $A\ B_1$ y $D\ C_1$, siendo su diámetro de 32 mm., á lo que corresponde una sección transversal de 804 mm.²

$$K = 2.140 \times \frac{2{,}75}{0{,}60} \times \frac{1}{804} = 11{,}40 \text{ kg. por mm.}^2$$

b) Para las manguetas $B\ B_1$ y $C\ C_1$, cuya sección mínima es de 600 mm.²

$$K_c = \frac{2.140}{600} = 3{,}56 \text{ kg. por mm.}^2$$

c) Para los dos tubos, admitiendo la sección transversal de 2.136 mm.², y siendo el momento flector máximo $M_2 = 481$, y el momento resistente $I_1 = 146.567$:

$$\text{Flexión: } K_f = \frac{481.000}{146.568} = 3{,}28 \text{ kg. por mm.}^2$$

$$\text{Compresión: } K_p = \frac{T_0}{\Omega} = \frac{8901}{2136} = 4{,}15 \text{ kg. por mm.}^2$$

Por tanto, el esfuerzo total por unidad máximo de los tubos, es de 7,43 kg. por mm.²

Teniendo presente que los materiales empleados en la construcción del bastidor son el acero en los tubos y tirantes, y la fundición maleable en las manguetas, se ve por el cálculo anterior que, bajo la carga estática de 30 toneladas, las piezas calculadas trabajan moderadamente, ó sea á menos de $^1/_4$ de la carga de ruptura, y $^4/_{10}$ del límite de elasticidad.

Queda, pues, un gran margen para los esfuerzos imprevistos debidos, sea á la repartición no uniforme de la carga, sea á los choques, sacudimientos, etc., inherentes á la velocidad y á los defectos de la vía, pudiendo admitirse como seguro que jamás, aun en la hipótesis más desfavorable, las partes serán sometidas á esfuerzos que pasen el límite de elasticidad, y resulta probado que, bajo el punto de vista estático, el bastidor no llegará al límite de ruptura sino bajo una carga cuatro veces mayor que la normal, ó sea 120 toneladas.

He aquí un ejemplo muy convincente de los admirables resultados á que puede llegarse en el arte de construir, eligiendo acertadamente los materiales y dándole formas apropiadas.

Ello también nos pone de relieve que con reforzar ligeramente los tubos y tirantes se les daría á los bastidores condiciones sobradas para soportar, en las más desfavorables circunstancias, objetos de gran peso y reducidas dimensiones.

IV

Resistencia dinámica y resistencia á la compresión de los largueros tubulares.

A continuación transcribimos interesantes consideraciones y cálculos tomados de los estudios sobre los vagones tubulares, hechos por el Ingeniero Mr. Lucien Anspach, profesor de mecánica de la Escuela politécnica de Bruselas.

Durante las espantosas inundaciones que asolaron la Pensilvania en Junio de 1889, centenares de vagones fueron levantados de los carriles y arrastrados por las aguas del río Junietta. Estos vagones, rodados sobre las rocas que forman el lecho del río, fueron casi todos enteramente destruídos, y los únicos que después de ser acarreados por las olas cuatro millas y media pudieron ser reparados y utilizados de nuevo, fueron los vagones Goodfellow y Cushman, según testimonio de *Railway Engineer*, de Octubre de 1890.

La superioridad del sistema tubular se manifestaría en un accidente ordinario, descarrilamiento ó choque, de la misma manera que en la catástrofe del río Junietta, debido á que la resistencia dinámica de este sistema es muchísimo mayor que la de los vagones ordinarios, para convencerse de lo cual basta recordar los principios fundamentales de la resistencia de los materiales.

En el momento de la colisión de dos trenes, los largueros de cada vehículo se encuentran sometidos á cargas longitudinales más ó menos excéntricas. Antes de romperse, empiezan á flexar bajo la acción de las cargas excesivas que le son aplicadas. Trátese de un larguero tubular ú ordinario, la flexión se producirá generalmente en el plano de maxima flexibilidad, ó sea en el plano horizontal, y el larguero bajo la acción del choque longitudinal desarrollará un trabajo de presión unido al de flexión ya mencionado.

Prescindiendo por ahora del primero de dichos esfuerzos, comparemos, desde el punto de vista de la flexión, un larguero en doble ⊤ y un larguero tubular.

Se sabe que, á igualdad de las demás condiciones, la resistencia dinámica á la flexión es proporcional al cuadrado de la relación $\frac{k}{v}$ del radio de giración k de la sección transversal á la distancia v de las fibras extremas á las centrales.

Para los tubos empleados en la construcción de los vagones Goodfellow y Cushman, siendo el diámetro interior igual á los 0,86 del diámetro exterior, la relación $\frac{k^2}{v^2}$ alcanza el valor de *cuarenta y tres centésimas*; en tanto que para un larguero en doble ⊤, cuya alma tenga por altura diez veces su espesor, y cuyas tablas tengan el mismo espesor que su alma y un ancho de cinco veces el espesor, la relación $\frac{k^2}{v^2}$ no es más que de *noventa y tres milésimas*. Por tanto, á igualdad de las otras condiciones, la resistencia del tipo tubular es cuatro veces la del tipo en doble ⊤.

Puede objetarse á lo que precede que no ha sido tenido en cuenta más que el trabajo de flexión y no el de presión. Pero si se observa que la tensión resultante directamente del esfuerzo longitudinal P es $\frac{P}{S}$, siendo S la sección de la pieza, y que la tensión suplementaria debida á la excentricidad de este esfuerzo es $\frac{P}{S} \times \frac{a\,v^2}{k^2}$, siendo a el brazo de palanca del esfuerzo con relación al centro de la sección, brazo de palanca que en el caso de un choque violento adquirirá generalmente valores considebles, se comprende que el esfuerzo directo de la presión es, comparativamente, pequeño y que no puede introducir alteración de importancia en la consecuencia á que hemos llegado para la flexión.

Nótese también que la flexibilidad misma de los largueros tubulares en el sentido horizontal, produce el efecto de hacer el trabajo del choque más suave, pues gracias á esa flexibilidad los largueros desarrollarán cierto número de kilográmetros para resistir al choque, transmitiendo los esfuerzos muy disminuídos á los topes de los otros vagones.

He aquí la conclusión importante á que llegamos: no sola-

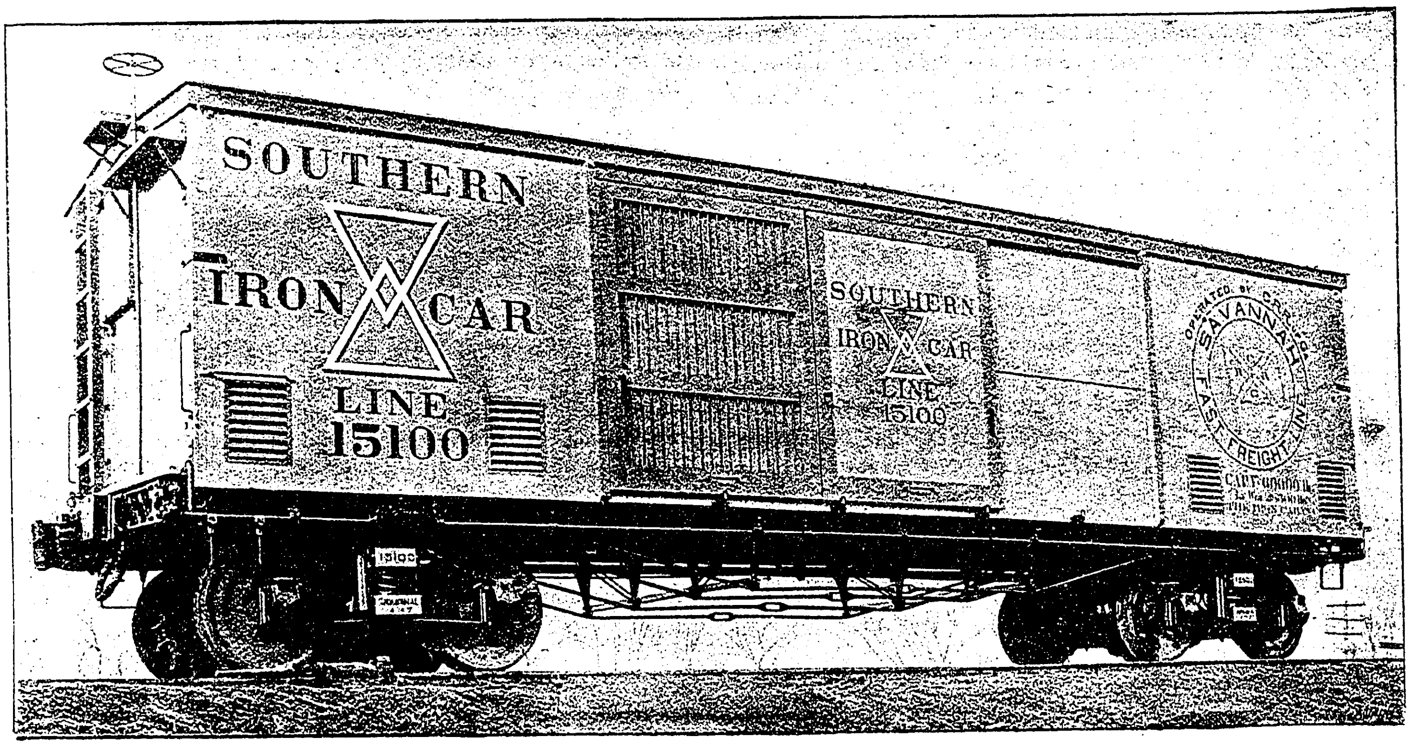
Vagón del Estado ruso.

Tara: 11.600 kg. — Via rusa. — Carga: 30 toneladas.

mente el vagón tubular está dispuesto de modo que favorece su propia conservación en caso de accidente, sino que por su cualidad de mitigar un choque de cierto número de kilográmetros disminuye notablemente la fatiga *de los otros vagones* al disminuir los esfuerzos transmitidos de tope en tope.

En las condiciones ordinarias de trabajo, aun en los casos más desfavorables, los esfuerzos de compresión á que pueden desarrollando cada una un esfuerzo de 10 toneladas. En estas condiciones, demasiado excepcionales, el esfuerzo total transmitido á los tubos no pasará de 2,5 kg. por mm. cuadrado.

Estando los tubos unidos de trecho en trecho al resto del bastidor, vamos á hacer una hipótesis muy desfavorable desde el punto de vista de la rigidez, cual es prescindir de la continuidad y considerar cada tubo como formado de un cierto número de

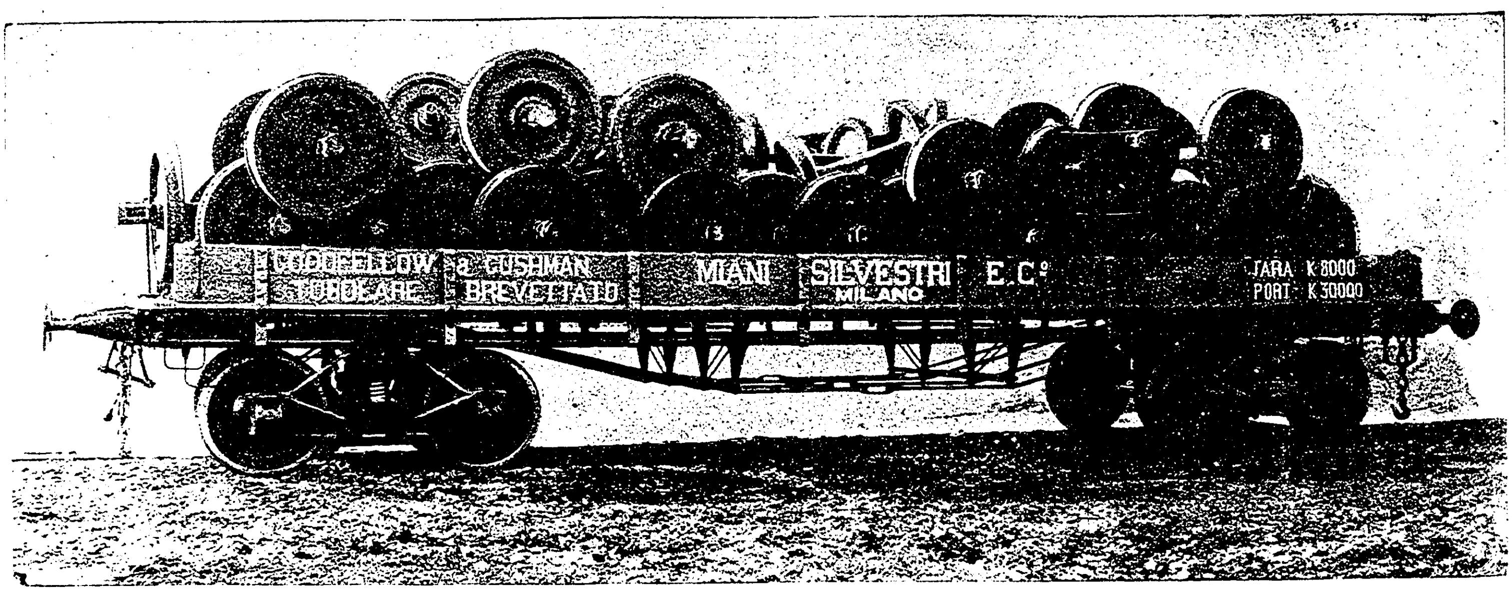


estar sometidos los largueros son bien distintos, y es fácil poner de manifiesto sus sobradas condiciones de rigidez para resistirlos.

El bastidor del vagón de 30 toneladas posee 8 tubos de cerca de 12 metros de longitud, 73 milímetros de diámetro exterior y 5 milímetros de espesor.

trozos independientes entre sí y articulados en los diferentes puntos de enlace; y en esta hipótesis, vamos á averiguar la longitud máxima que los trozos podrán alcanzar sin experimentar flexión bajo las compresiones á que los suponemos sometidos por el empuje de las dos locomotoras.

La fórmula que hay que aplicar á una pieza sometida á com-



La sección de cada uno de estos tubos es de $\frac{\pi}{4}(70^2 - 60^2)$ mm. cuadrados, que en números redondos (por defecto) son 1.000 mm. cuadrados. Correspondiendo á los 8 tubos más de 8.000 mm. cuadrados y pudiendo resistir, á razón de 10 kg. por mm. cuadrado, más de 80 toneladas.

Supongamos que un vagón se encuentra á la cola de un tren y empujado por dos locomotoras enganchadas á continuación y

presión longitudinal y articulada en sus extremos es

$$P \leqq \frac{\pi^2 E I}{L^2},$$

donde se expresa la relación que debe existir entre el esfuerzo longitudinal P, el módulo de elasticidad E, el momento de inercia I y la longitud L, para que la pieza no flexe por efecto de la fuerza P.—(*Continuará.*)

JOSÉ CEBADA Y RUIZ.