

ESTUDIO DE UNA LOCOMOTORA

(Determinar los caracteres jenerales que deben tener las locomotoras que sirven el espreso de Talcahuano, para que puedan mantener su itinerario, aun en verano, con los trenes mas pesados, sirviendo de base la pendiente media de Santiago a Talca).

(Continuacion)

Ahora, para tomar en cuenta el tiempo perdido al detener el convoi, nos basaremos en que los discos están colocados a 600 m de la estacion, i que podremos suponer recorridos esos 600 m a una velocidad media de 30 km por hora, ya que ella varia de 60 km a 0. En realidad, en la práctica, las cosas pasan de otra manera, mas favorable para nuestro cálculo. Los maquinistas no hacen caso del disco, i, como están seguros de poder detener el tren en 200 m, sólo disminuyen la velocidad cuando están a veces, casi dentro del recinto de la estacion. Es un recurso peligroso de que se valen para ganar tiempo.

En las condiciones espuestas, se recorren los 600 m en

$$\frac{600}{8,34} = 72''$$

Por consiguiente, para tomar en cuenta las paradillas, debemos restar por cada una al trayecto

$$1700 + 600 = 2300 \text{ m}$$

i al tiempo

$$186 + 72 = 258'' = 4' 18''$$

Hai once paradillas: el trayecto que hai que restar es

$$2300 \times 11 = 25\ 300 \text{ m}$$

i el tiempo

$$(4' 18'') \times 11 = 47'$$

De aquí resulta que se recorren

$$\begin{array}{r} 250\ 000 \\ -25\ 300 \\ \hline 224\ 700\ \text{m} \end{array}$$

en

$$\begin{array}{r} 4^{\text{h}}\ 21' \text{ (páj. 9)} \\ -47' \\ \hline 3^{\text{h}}\ 34' \end{array}$$

La velocidad de marcha es $\frac{224,7}{3,57} = 62,2$ km por hora velocidad que se ha tomado igual a 63 km por la resistencia de las curvas (páj. 108).

§ 4. — *Composicion del tren*

El *espresc* hace un servicio mui variable. Desde la partida en Santiago, se arma el **tren** con un número de coches variable segun el servicio, i, en el trayecto, se van dejando (**Rancagua, Talca i Curicó**) segun el número de pasajeros.

La composicion del tren en los viajes de servicio mas recargado es la siguiente:

(Los pesos están en toneladas de 1016 kg, pero creo que no vale la pena tomar en cuenta los 16 kg, cuando hai una incertidumbre mucho mas considerable en otros factores).

Ténder. — Lleva 5 T de carbon i 2500 galones imperiales de agua o en litros 11.350.

Refrijeros.

Equipaje. — Hai una variedad bastante grande en carros de equipaje. Para tomar un caso desfavorable, se ha elegido uno de los carros mas pesados del servicio que es el representado en el esquema adjunto.

Pullman — El peso muerto es de 24 T. Se han agregado 4 T, estimando el número de pasajeros en treinta con un peso medio de 70 kg, llevando cada uno 70 kg de equipaje lo que no es exajerado, porque algunos pasajeros llevan varias maletas i aun siempre se llevan cajones con licores que son bastante pesados.

Coché de 1.ª clase. — Hai una gran variedad de coches de 1.ª clase. Los hai de 18, 22 i hasta 26 T de peso bruto. He elegido el de 22 T, estimando el número de pasajeros en cincuenta con un peso medio de 70 kg i en 1,5 T el equipaje. He tomado el de 22, porque no es probable, ni seria razonable que se armase una vez el *espreso* con los coches mas pesados. En los viajes con mayor recargo de servicio se llevan hasta tres carros de 1.ª, pero siempre se deja uno en Rancagua en donde se toma a la vuelta.

Coché de 2.ª clase. — Existe tambien una gran variedad de coches de 2.ª, pero un tipo

medio como peso es el de 18 T de peso bruto al cual se han añadido 5 T como peso de pasajeros i equipaje. El espreso sólo lleva un coche de 2.^a

Para calcular una locomotora que haga el servicio del espreso, debería tomarse en cuenta un probable aumento del tráfico en cierto número de años venidero. Sin embargo, para los cálculos que siguen, no se ha tomado ningun aumento, porque desde hace cuatro años, se nota mas bien una disminucion en el tráfico del espreso que tiende a irse al nocturno que por eso hace ahora un servicio deficiente.

§ 5. — *Presion de la caldera*

La presion de la caldera en marcha será de 160 libras por pulgada cuadrada o sea de

$$\frac{160}{14,223} = 11,24 \text{ kg/cm}^2.$$

§ 6. — *Características diversas del equipo remolcado*

Deben considerarse como datos de la cuestion propuesta las características del equipo en servicio como clases de lubricante, métodos de lubricacion, diámetros de los ejes de los carros, perfiles de las llantas, superficie de la seccion transversal espuesta al viento, etc., etc. Todos estos datos se irán esponiendo mas bien a medida que se vayan necesitando.

§ 7. — *Condiciones de alimentacion de la locomotora*

Igualmente deben considerarse como datos las condiciones de alimentacion de la locomotora, ya que ella va a prestar servicios en una rejion dada: están fijas la calidad del agua i del carbon con que se la alimenta. El carbon es un elemento principal determinante de un tipo de locomotora. Estos datos tambien se insertan en los correspondientes capítulos en que son necesarios.

CAPÍTULO II

CÁLCULO DEL PESO ADHERENTE

§ 1. — *Esfuerzo de traccion*

Para calcular el peso adherente, es necesario calcular primero, el esfuerzo de traccion que se necesita ejercer en la barra de traccion de la locomotora para vencer todas las resistencias i dar al tren, incluso el ténder, la velocidad pedida.

Ese esfuerzo es igual a las resistencias, i estas resistencias se dividen en resistencias del tren i resistencias de la locomotora. Parece entónces, a primera vista, que el problema no tiene solucion matemática sino por aproximaciones, porque la locomotora no la conocemos i por consiguiente ignoramos sus resistencias que no son despreciables.

La dificultad se salva aceptando *a priori* ciertas características principales que se pueden adoptar por comparacion, deduciéndolas de locomotoras en actual servicio que deben realizar condiciones análogas de velocidad i peso de tren remolcado.

§ 2.— Resistencia del tren remolcado

a) Permanentes

1. *Resistencia al rodado.*—Suponiendo una rodadura sin resbalamiento, la resistencia al rodado proviene de la deformacion que sufre tanto el riel como la rueda, deformacion que produce una superficie de contacto en la cual actúan las reacciones debidas al peso de la rueda i que la hacen equilibrio.

Estando la rueda en reposo, esas reacciones se reparten uniformemente a derecha e izquierda del plano vertical que pasa por el eje de la rueda. En movimiento es lójico, suponer que haya un exceso de parte de las reacciones que están del lado hácia el cual va a andar la rueda.

La resultante R de esas reacciones pasará un poco al lado del centro de la rueda, a una distancia δ i la fuerza resistente X en la llanta de la rueda deberá hacer equilibrio a esa resultante.

$$X \times \frac{D}{2} = R \times \delta$$

$$X = 2 R \frac{\delta}{D} \quad (1)$$

Las esperiencias de Coueombe hechas con cargas inferiores a las que figuran en los trenes actuales, dan a X el siguiente valor

$$X = f \times \frac{P}{D} \quad (2)$$

es decir, que la resistencia de rodadura es proporcional al peso e inversamente proporcional al diámetro.

De la fórmula teórica (1) se deduce que como las dimensiones de la superficie de contacto aumentan con P i con D , X debe aumentar mas rápidamente que P i disminuir con ménos rapidez que con la que D aumenta. En efecto, si crece P , X crece por dos

razones por el aumento de P i por el aumento de δ debido al aumento de la superficie contacto. Si D , X disminuye por ese aumento pero crece por el aumento de δ .

Ademas el coeficiente de frotamiento f deberia variar con la velocidad. Fuera de la inexactitud de la fórmula experimental (2) hai que observar que, prácticamente, la mayor resistencia a la rodadura no vendrá de las circunstancias apuntadas sino del aplastamiento de las rugosidades del riel i de la llanta. Se ve entónces que esta resistencia es casi una incógnita hasta ahora, pero se puede decir que, si no es despreciable, es pequeña i que se la puede disminuir no sobrecargando los ejes i aumentando los diámetros tanto como se pueda.

Es probable que en el equipo de nuestros ferrocarriles esta resistencia recibe un aumento anormal sobre todo en las locomotoras francesas debido a que se torcan las ruedas cuando tienen una verdadera zanja en la llanta lo que hace aumentar la resistencia de las rugosidades. Ello se debe a la mala calidad del acero empleado. A este respecto las locomotoras Borsig han dado mucho mejor resultado.

2. *R. de resbalamiento por conicidad de la llanta.* — Hai aquí dos causas de resbalamiento: una debida a que el contacto se hace en una superficie i no en una línea i que, por consiguiente, unos puntos de contacto se encuentran a una mayor distancia del eje de rotacion que otros, i, como todos deben llevar la misma velocidad angular, al obligarlos a todos, por el hecho del contacto, a hacer un mismo trayecto, resulta que unos deben resbalar.

Supongamos que la carga P se reparte en la superficie de contacto segun una lei lineal decreciente desde el medio a los extremos. (fig....). Esa carga debe ser equivalente a la carga uniformemente repartida $\frac{P}{2a}$. Por consiguiente la carga elemental c b en el centro vale $\frac{P}{a}$ i la carga elemental a la distancia x valdría y :

$$y : \frac{P}{a} = (a - x) : a$$

$$y = \frac{P}{a^2} (a - x)$$

i la carga que actúa en un espacio dx será

$$\frac{P}{a^2} (a - x) dx$$

Siendo $\frac{1}{n}$ la conicidad de la llanta el diámetro del punto x será, llamando D el diámetro del punto central b

$$D + \frac{2x}{n}$$

Luego, el punto a la distancia x de b hará un camino mas largo que el de b en

$$\frac{2 \pi x}{n}$$

por cada vuelta de rueda, lo que dá un trabajo por frotamiento de

$$f \times \frac{P(a-x)}{a^2} dx \times \frac{2 \pi x}{n}$$

Si D está espresado en metros, i la velocidad V del tren lo está en kilómetros por hora, el número de vueltas por segundo es

$$\frac{V}{3,6 \pi D}$$

$$\begin{aligned} T &= 2 \int_0^a \frac{2 V f P (a-x) x dx}{3,6 D a^2 n} \\ &= \frac{4 V f P}{3,6 D a^2 n} \left(\int_0^a a x dx - \int_0^a x^2 dx \right) \\ &= \frac{4 V f P}{3,6 D a^2 n} \left(\frac{1}{2} a^3 - \frac{1}{3} a^3 \right) \\ &= \frac{4 V f P}{3,6 D a^2 n} \times \frac{1}{6} a^3 = \frac{V}{3,6} \frac{2 f \times P a}{3 D n} \end{aligned}$$

$\frac{V}{3,6}$ es el camino recorrido. Por consiguiente el esfuerzo es

$$Y = \frac{2 f P a}{3 D n} \quad (3)$$

que es el valor de la resistencia por resbalamiento debido a la conocida de la llanta.

$$\text{Tomando } f = \frac{1}{7} \quad a = 0.01 \quad D = 1^m,00$$

$n=20$ elijiendo para esto el tipo normal medio de nuestro equipo entre la gran variedad de ruedas que existen i, haciendo el cálculo de la resistencia por tonelada, resulta:

$$Y = \frac{2 \times 1000 \times 0.01}{3 \times 7 \times 20} = 0,0475 \text{ kg.}$$

Se ve que es una resistencia bastante pequeña.

Pero hai otra causa mas que añade otra resistencia por resbalamiento: los movimientos oscilatorios transversales a la vía del equipo. Debido a ellas las llantas ruedan sobre diámetros distintos i hai un resbalamiento de rodadura.

Si llamamos d el desplazamiento transversal del eje con respecto a la posición media sucederá que una rueda rodará con el diámetro medio

$$D + \frac{2d}{n}$$

a otra con el diámetro

$$D - \frac{2d}{n}$$

Por consiguiente, el resbalamiento por vuelta de rueda será

$$\pi \times \frac{4d}{n}$$

El trabajo de rozamiento por segundo será

$$P f \times \frac{4d}{n D} \times \frac{V}{3,6}$$

i la resistencia por vencer

$$Z = \frac{4 f \times P \times d}{n D} \quad (4)$$

Si buscamos la resistencia por tonelada

$$P = 1000 \text{ kg.} \quad f = \frac{1}{7} \quad d = 0,03$$

$$n = 20 \quad D = 1^m 00$$

i resulta

$$Z = \frac{4 \times 1000 \times 0,003}{7 \times 20} = 0,86 \text{ kg.}$$

Se ve que esta resistencia es mucho mayor que la anterior i que mui fácilmente puede pasar de 1 kg por tonelada.

3. *Frotamiento del eje en el cojinete.* — Los cojinetes o broncees están hechos de metal blanco en la mayor parte del equipo. Los muñones de los ejes son de acero.

El lubricante usado es aceite mineral al cual se exigen las siguientes cualidades segun se desprende de las especificaciones para las propuestas de aceite para coches i carros aprobadas por decreto de la Direccion Jeneral número 1,410 de 14 de Abril de 1905.

«1.º Debe ser aceite mineral exento de toda sustancia estraña (agua, materias en suspension, aceites i grasas vejetales o animales i resina). Espuesto al aire en capas delgadas, no debe resinificarse ni ponerse pegajoso.

«2.º El peso específico debe estar comprendido entre 0.095 i 0.925 a 20° c.

«3.º La viscosidad, determinada en el viscosímetro de Engler, i tomando el agua a 20° c. por unidad debe estar comprendido entre las siguientes cifras:

A 20° c.	90 i 165
A 50° c.	10 i 16

«4.º El punto de inflamacion, determinado en aparato abierto, será a lo ménos de 170° c.

«5.º A la temperatura de 5° c. bajo cero, el aceite debe permanecer líquido.

«6.º 5 cm³ de aceite mezclado íntimamente con 95 cm³ de éter de petróleo (peso específico 0.65 a 0.66 i punto de ebullicion de 40 a 70° c.) deben dar una solucion trasparente, sin precipitado, despues de media hora de reposo.

«7.º La lei en ácidos orgánicos, calculados en anhídrido sulfúrico, no debe pasar de 0,10%.

«8.º No debe contener ácidos minerales.

Ahora bien, en página 176 se da un cuadro en que se puede ver como han llamado las condiciones impuestas los aceites ruso, de Pensilvania i de New York presentados a las propuestas. Ademas se apuntan los índices de friccion.

Se ve que el aceite de New York apuntado en último lugar queda untuoso a 5° c. bajo cero; que la primera muestra de aceite ruso presentan indicios de residuo en la mezcla de éter. Pero en jeneral, los aceites son bastante satisfactorios.

Hace dos años los lubricantes eran de mala clase i era mui comun ver los ejes caldeados. Hoi, a pesar del tipo, absurdo para nuestro clima, de cajas graseras empleado, se ha conseguido, merced al uso de buenos lubricantes, disminuir en un 30% de 1905 a 1906 el número de ejes caldeados. Es fácil ver el progreso, porque diariamente se envia a la oficina respectiva el estado de los ejes en marcha.

El sistema de cajas graseras actualmente en uso copiado de Estados Unidos en donde es racional debido a que la lubricacion por capilaridad falla por el frio, tiene aqui sus inconvenientes sin tener su razon de ser como en Estados Unidos, ya que nuestro clima no impide el sistema de lubricacion por capilaridad. Se encuentran ya en el Labo-

ratorio Químico de la Maestranza los modelos de las nuevas cajas graseras, i la implantación de la reforma significaría un ahorro de \$ 300 000 anuales a la Empresa.

Hoy la lubricación es aun deficiente, debido a que el sistema mismo es inadecuado i a que, por un mal servicio de conservación, son muchas las cajas que andan en servicio sin sus cierres, de donde resulta que el polvo levantado por la marcha se introduce en los cojinetes i forma una mezcla que está muy lejos de ser un lubricante i que no puede ménos que caldear los ejes.

Agua	Materias en suspensión	Aceite i grasas vegetales i animales	Resinas	Peso específico a 20° c.	VISCOSIDADES			Puntos de inflamación	Puntos de enfriamiento	MEZCLA CON ÉTER DE PETRÓLEO		Acidez en $\frac{1}{100}$ de SO_3	Acidos minerales	Indices de fricción	CLASE
					20°	50°	100°			Solución	Residuo				
0.000	0.000	0.000	0.000	0.9144	106.2	12.5	-	223	a - 5° líquido	clara	indic.	0.032	0.090	0.279	de New York
0.000	0.000	0.000	0.000	0.9184	98.8	10.0	-	178	"	"	no hai	0.034	0.000	0.240	de Pensilvania.
0.000	0.000	0.000	0.000	0.9214	106.5	12.1	-	178	"	"	"	0.041	0.000	0.280	de Pensilvania.
0.000	0.000	0.000	0.000	0.9029	115.4	11.25	-	179	"	"	indic.	0.044	0.000	0.272	ruso.
0.000	0.000	0.000	0.000	0.9195	128.6	10.42	-	217	untoso	"	no hai	0.018	0.000	0.244	de New York

Con buenos lubricantes i un sistema racional de cajas graseras el coeficiente de frotamiento puede descender a $\frac{1}{1000}$ como lo han demostrado las esperiencias de Denton (Special experiments cylinders and journal lubricants 1890). En las condiciones actuales de servicio, creo que se puede tomar como valor del coeficiente $\frac{1}{90}$ valor que irá mejorándose a medida que un control bien llevado vaya indicando claramente la eficacia de las innovaciones.

Llamando P el peso de la rueda, f el coeficiente de frotamiento, d el diámetro del muñon del eje, D el de la rueda, resulta que la resistencia en la llanta de la rueda debida al rozamiento en el muñon es:

$$U = \frac{P \cdot f \cdot d}{D} \quad (5)$$

Para nuestro equipo tomando el tipo medio se tiene un muñon de 4" x 8" con su cojinete de 4 1/4" x 8" es decir:

$$d = 4'' = 0.1016$$

$$D = 37\frac{1}{2} = 0.95248$$

$$f = \frac{1}{90}$$

haciendo el cálculo por tonelada

$$P = 1000 \text{ kg.}$$

$$U = \frac{1000 \cdot 0.1016}{190 \cdot 0.95248} = 1.20 \text{ kg.}$$

4. *Resistencia del aire.*—Esta resistencia adquiere una importancia preponderante en los trenes de gran velocidad como es el caso que nos ocupa.

Sólo la experiencia directa puede dar cifras en esta cuestión porque la teoría no podría tomar en cuenta las circunstancias tan complejas de la práctica: variación de la densidad del aire con la temperatura i la presión; dirección oblicua del viento que causa un aumento de las resistencias de resbalamiento; mayor o menor separación de los coches que hace aumentar en una proporción desconocida la sección opuesta al viento; acción de las masas jiratorias que ejecutan un verdadero trabajo de ventiladores, etc.

Desgraciadamente las experiencias o adolecen de falta de precisión o son incompletas o han sido hechas en condiciones muy distintas de las que se encuentran en la práctica.

En primer lugar deberíamos tomar la velocidad relativa del viento con respecto al tren. Para el espreso de Santiago a Talcahuano la dirección jeneral del viento tiende a aumentar su velocidad con la del tren, en el trayecto mas desfavorable es decir de Talca a Santiago (subiendo) ya que la dirección mas o ménos constante del viento es al S. O. Las velocidades máximas de los vientos observados segun los datos del «Anuario del Observatorio Astronómico Nacional» es de 60 m por segundo, pero con duración limitada a una hora. Creo que puede tomarse para los cálculos, en las fórmulas experimentales hechas por experiencias verificadas con la atmósfera en calma, la velocidad del tren aumentada en 20 km es decir, admitiendo una velocidad relativa del viento de 80 km o sea una velocidad propia del viento de 550 m por segundo.

La mayor sección transversal del equipo existente puede estimarse en 100 pies cuadrados.

Las experiencias mas modernas hechas en Norte América dan para grandes velocidades la siguiente fórmula:

$$V = 3 + \frac{V}{6}$$

que da la resistencia en lb por toneladas de 2000 lb, estando V espresado en millas por hora.

Expresando V en kilos por tonelada de 1 000 kg i V en kilómetros por hora, la fórmula anterior queda

$$V = \frac{3 + \frac{V}{6 \times 1,6}}{0,907} 0,45$$

$$= 1,49 + 0,052 V. \quad (6)$$

Para 63 km se tiene

$$V = 1,49 + 0,052 \times 63 = 1,49 + 3,28$$

$$= 4,77 \text{ kg}$$

La fórmula de Meyer daría

$$V = 0,0001 V^2 = 4 \text{ kg} \quad (6')$$

Segun las esperiencias hechas en las líneas de los ferrocarriles belgas i franceses por los señores Vuillemin, Guébhari i Dieudonné, esperiencias bastante completas i exactas se ha obtenido para trenes que marchan hasta con velocidades de 65 km por hora.

$$V = 0,08 V + \frac{0,004 S V^2}{P} \quad (6'')$$

en que

S es la mayor sección transversal del equipo opuesta al viento

P el peso total del tren.

Para nuestro caso:

$$S = 100 \text{ pies cuadrados} = 9,3 \text{ m}^2$$

$$P = 256 \text{ t.}$$

Resulta

$$V = 0,08 \times 63 + \frac{0,04 \times 9,3 \times 4000}{256}$$

$$= 5,05 + 0,58$$

$$= 5,63 \text{ kg.}$$

Las experiencias de de D. L. Barnes para grandes velocidades han dado, para trenes 40 millas por hora (64 km), una resistencia de 10 lb por tonelada de 2 000 lb, o sea

$$\frac{10 \times 0,45}{0,907} = 5,00 \text{ kg} \quad (6'')$$

Se ve una concordancia notable entre estas experiencias i las de la Baldwin Locomotive C.^{if} dadas en primer lugar.

Parece mas lójico dar mas valor a las experiencias de Dieudonné (fórmula 6''). pues ellas han sido hechas con precision i para diferentes clases de trenes i de métodos de lubricacion.

5. *Resistencia de los defectos de la via, eclisas, etc.*—El rodado de un tren a gran velocidad hace nacer un sin número de pequeñas resistencias cuyo valor es imposible de encontrar aisladamente pero cuyo conjunto se puede suponer proporcional al peso i a la velocidad. Seria esta una sesta resistencia global i permanente que podriamos espresar por la fórmula

$$W = m. \times P \times V. \quad (7)$$

Esta resistencia es despreciable en una via bien conservada. Estimamos que la seccion de Santiago a Talca se encuentra en condiciones de poder despreciar ese término.

b) *Accidentales*

1. *Resistencia de las pendientes.*—Para nuestro estudio, la resistencia de las pendientes pasa a ser una resistencia permanente, porque, debido a que se obtienen resultados prácticamente exactos tomando la pendiente media de un trazado en vez del sistema de pendientes i contrapendientes reales, hemos considerado, de acuerdo con el programa, una pendiente uniforme, constante de 1,65 por mil.

La existencia de una pendiente modifica el término P que entra en todas las fórmulas anteriores: el peso normal a la via, i agrega una nueva resistencia a la traccion: la componente del peso paralela a la via.

La modificacion del término P es despreciable para pendientes tan pequeñas como la de que se trata, porque, aun tomando las pendientes máximas usadas en las líneas de adherencia, la diferencia entre la unidad i el coseno de α es ménos que 0,001.

En cambio, la componente $P \text{ sen } \alpha$ tiene una importancia capital. Si espresamos la pendiente en milímetros por metro tendremos; (páj. 9)

$$\text{tg } \alpha = \frac{1}{1000}$$

i , sin error sensible, dado el pequeño valor de a ,

$$\text{sen } a = \frac{i}{1000}$$

Por consiguiente, la componente paralela a la via de un peso P toneladas será en kilos

$$1000 P \times \frac{i}{1000} = P i \quad (8)$$

Para nuestro caso, tendremos por las pendientes una resistencia adicional de 1.65 kg por tonelada.

§ 3. — Resistencias de la locomotora

Las resistencias de la locomotora pueden clasificarse en dos grupos distintos:

- 1.º Resistencias de su mecanismo.
- 2.º Resistencias análogas a las analizadas en los coches.

1.º Estas resistencias son causadas por el movimiento de las piezas destinadas a transformar el trabajo térmico del vapor en un movimiento de rotación de las ruedas motrices. Se producen una serie de reacciones de inercia de todas esas piezas armadas de movimientos rápidos de diferente naturaleza, reacciones que, si no modifican el movimiento normal del centro de gravedad de la locomotora, pueden crear rotaciones de ciertas partes de su organismo en torno de ejes determinados.

Si elejimos un sistema de tres ejes rectangulares que pasen por el centro de gravedad de la locomotora, uno XX paralelo a los rieles, otro YY horizontal i transversal a la via i un tercero ZZ vertical i perpendicular a los anteriores, los movimientos perturbadores a que se acaba de aludir se pueden clasificar en cinco clases.

- 1.º Movimiento rectilíneo alternativo segun XX .
- 2.º Movimiento oscilatorio segun un eje paralelo a XX .
- 3.º Movimiento oscilatorio segun un eje paralelo a YY , llamado movimiento de galope.
- 4.º Movimiento de rotación segun un eje paralelo a ZZ llamado movimiento de lacet.
- 5.º Movimiento rectilíneo segun ZZ .

En la práctica, todos estos movimientos coexisten o se sobreponen parcialmente i, para resolver el problema, es necesario hacer una serie de hipótesis que tienden a simplificarlo, imaginar una regularidad matemática en las irregularidades que producen las perturbaciones, suponer idénticas, condiciones que varían constantemente.

Por consiguiente, son las consideraciones prácticas las que dominan aquí la teoría,

esas consideraciones están traducidas en fórmulas experimentales que daremos mas adelante.

2.º Las resistencias similares a las analizadas en los coches se ven aumentadas en la locomotora por varias razones:

a) Es el primer vehículo que recibe la acción de las fuerzas exteriores (resistencia W , fórmula (7) páj. 34).

b) Los muñones tienen mayor diámetro (resistencia V , fórmula (5) páj.)

c) Las ruedas reciben mayor peso.

d) Los ejes van acoplados, obligando las bielas a las ruedas a tener una misma velocidad angular i una rigidez que aumenta las resistencias en curva.

Los ferrocarriles del Este frances han dado como resistencia por tonelada de locomotora para trenes de pasajeros 8 kilos.

La fórmula alemana toma en cuenta el número X de ejes acoplados

$$R = 4 \sqrt{x} + 0.002 v^2 \quad (9)$$

Por las condiciones del servicio que se piden a la locomotora en estudio se puede ver que a priori convendrá el tipo con dos ejes acoplados:

$$\begin{aligned} R &= 4 \sqrt{2} + 0.002 \times 63^2 \\ &= 5,66 + 7,7 \\ &= 13,36 \text{ kg.} \end{aligned}$$

§ 4. — Resistencia total

La obtendremos sumando las resistencias parciales.

Para el tren remolcado, ellas son

X	fórmula (2)	páj. 21	posiblemente no despreciable
Y	» (3)	» 24	0,047 kg
Z	» (4)	» 25	1 »
U	» (5)	» 30	1,2 »
W	» (7)	» 34	despreciable.

$$X + Y + Z + U + W = 2.247 \text{ kg}$$

que podremos igualar a 2.5 kg para tomar en cuenta a X .

Dieudonné ha dado, para trenes de pasajeros marchando con velocidades inferiores a 65 km i superiores a 50 km.

$$r = 1.80 + 0.08 V + \frac{0.006 V^2 S}{P} \quad (10)$$

en que el término que depende de la naturaleza del equipo sería para nuestro caso 2.5

$$\begin{aligned} r &= 2.5 + 0.08 \times 63 + \frac{0.006 \times 63^2 \times 9.3}{256} \\ &= 2.5 + 5.04 + 0.83 \\ &= 8.37 \text{ kg.} \end{aligned}$$

Las numerosas experiencias de Wyndham Harding en los ferrocarriles ingleses aplicadas con su modificación al equipo de la Empresa da:

$$\begin{aligned} r &= 2.5 + 0.094 V + 0.00484 S \frac{V^2}{P} \quad (11) \\ &= 2.5 + 0.094 \times 63 + 0.00484 \times 9.3 \times \frac{63^2}{256} \\ &= 2.5 + 5.925 + 0.676 \\ &= 9.101 \text{ kg.} \end{aligned}$$

Naturalmente, en esta cuestión, la única manera lógica para obtener resultados más o menos exactos, es aplicar las fórmulas obtenidas por la experiencia directa con el equipo que se trata de remolcar. A falta de estas experiencias, sólo queda aprovechar las experiencias hechas en otros países, modificando racionalmente los términos de manera a adaptar la fórmula al equipo de la Empresa. El verdadero resultado no puede ser dado sino por la experiencia directa; la modificación racional de las fórmulas dará un término medio aproximado de las cifras.

El señor Squire ocupado en la confección de material nuevo para la Empresa me ha dicho que, por lo que ha observado en el servicio a su cargo, estima la resistencia de partida del tren en el equipo chileno en 12 lb por tonelada, es decir 5,35 kg, disminuyendo hasta 3 lb por tonelada, es decir 3 kg a la velocidad de 9 millas por hora, o sea 15 km, que es la velocidad de máximo aprovechamiento, i aumentando en seguida por la resistencia debida a la velocidad.

La fórmula de resistencias totales que más se acerca a este dato, que puede considerarse como la única experiencia de que se dispone, es la de George Meyer

$$r = 2.5 + 0.001 V^2 \quad (12)$$

que para

$$\begin{aligned} V &= 15 \text{ da} \\ r &= 2,5 + 0,001 \times 225 \\ &= 2,725 \text{ kg.} \end{aligned}$$

Se ve que mas bien concordaria con este dato la fórmula

$$r = 2,5 + 0,002 V^2 \quad (13)$$

que daría para 15 km

$$\begin{aligned} r &= 2,5 + 0,003 \times 225 \\ &= 2,95 \text{ kg} \end{aligned}$$

i que a 63 km daría

$$\begin{aligned} r &= 2,5 + 0,002 \times 400 \\ &= 2,5 + 8 = 10,5. \end{aligned}$$

Por lo que respecta al aumento de resistencia debido a la velocidad creo que la concordancia de las fórmulas de Dieudonné i de Wyndham Harding ((10) i (11) páj. 39), siendo las primeras bastante detalladas i exactas, i las segundas sacadas de numerosas esperiencias. hace que se pueda tomarlas como un término medio bastante aproximado de lo que pasará en el equipo de la Empresa. Además, el resultado de estas fórmulas puede decirse que está de acuerdo con el obtenido de la fórmula (13) páj. 40 que traduce la observacion del señor Squire ya que, si bien es cierto que dicha fórmula da 8 kg como resistencia del viento (2 km mas que la de Wyndham Harding), no hai duda que, para grandes velocidades la fórmula que para 15 km queda bien tallada, dé resultados exactos. Ya las antiguas esperiencias de Newton habian hecho ver la necesidad de una distinta proporcionalidad a V para las grandes i pequeñas velocidades.

Por consiguiente, creo que a 63 km puede estimarse la resistencia de viento en 6 k por tonelada.

Se deduce que llamando T el peso del tren i L el de la locomotora la resistencia total a la traccion será:

$$R = T(2,5 + 6 + i) + L(4\sqrt{x} + 0,002 V^2 + i) \quad (14)$$

Introduciendo

$$T = 210^4 \quad i = 1,65 \text{ kg} \quad x = 2 \quad V = 63 \text{ km}$$

resulta

$$\begin{aligned} R &= 210 (2,5 + 6 + 1,65) + L (4 \sqrt{2} + 0,002 \times 63^2 + 1,65) \\ &= 2130 + 15 L \end{aligned}$$

§ 5. — *Valor del peso adherente*

Esta resistencia es la que debe ser vencida por el esfuerzo de tracción. Ahora bien, el esfuerzo de tracción no es más que una fracción n de la adherencia i teniendo en cuenta que el peso adherente es una fracción m del peso total tendremos la ecuación

$$1000 m n f. L = 2130 + 15 L \quad (15)$$

Con cierto grado de aproximación, se puede admitir el valor de m sacado de la fórmula

$$m = \frac{x + 0,2}{x'}$$

en que

x es el número de ejes motores

x' el número total de ejes.

$$m = \frac{2 + 0,2}{4} = 0,55 \quad (16)$$

A la velocidad de 63 km por hora, se puede tomar

$$n = 0,7 \quad (17)$$

(Flamache et Huberti—Traité des Chemins de fer—tomo IV, páj. 327).

En cuanto al valor de f , los americanos usan valores bastante elevados. Las experiencias publicadas por Burnham, Williams & C.º de Philadelphia dan como valores del coeficiente de adherencia $\frac{1}{4}$, $\frac{1}{5}$ i $\frac{9}{40}$. Sin embargo, como lo aconseja Flamache en la obra citada páj. 325, sería prudente tomar $\frac{1}{7}$ como valor de dicho coeficiente para líneas de fuerte pendiente cuyo trazado atraviere largos cortes o túneles húmedos. La línea del Sur no se encuentra en tan malas condiciones hasta Talca, pero parece que no sería conveniente contar con $\frac{1}{6}$ a causa de las fuertes pendientes. Adoptando $\frac{1}{7}$ se tiene un valor seguro.

Introduciendo en la fórmula (15) los valores (16) i (17) i $f = \frac{1}{7}$ resulta:

$$1\ 000 \times 0,55 \times 0,7 \times \frac{1}{7} \times L = 2130 + 15 L$$

$$40 L = 2130$$

$$L = 53 \text{ toneladas.}$$

El peso adherente será de

$$53 \times 0,55 = 30 \text{ toneladas}$$

Se compondrá la locomotora de dos ejes acoplados de 15 toneladas de peso cada uno i un boguie con dos ejes de 11,5 toneladas cada uno.

CAPÍTULO III

DIÁMETRO DE LAS RUEDAS MOTRICES

Le Chatelier ha dado una regla sacada de la práctica, las ruedas deben dar entre 2,5 a 3 vueltas por segundo. Con la velocidad de 63 km por hora el diámetro de las ruedas motrices resulta de la ecuación:

$$3\pi \times D \times 3600 = 63000$$

$$D = 1.85 \text{ m}$$

Podría argumentarse que, habiendo tomado la cifra límite (3), en la vía real la locomotora dará más de 3 vueltas de rueda por segundo. En realidad, la fórmula de Le Chatelier, aun con el coeficiente 3, conduce para grandes velocidades a diámetros exagerados que darían ruedas de pesos enormes que, animadas de un movimiento rápido de rotación, pueden causar fácilmente ruptura de bielas por una detención brusca. Es más racional permitir un aumento de velocidad angular para grandes velocidades i determinar el diámetro por la fórmula recomendada por Flamache en el tomo IV páj. 332 de la obra citada.

$$D = 1 + 0.11 V \quad (18)$$

en la que debe introducirse la velocidad real práctica es decir la que deberá tomar forzosamente el espreso en las bajadas para ganar el tiempo perdido en las subidas. Siendo la velocidad en una pendiente uniforme de 63 km., podría admitirse una velocidad de 80 km

para la vía real e introduciendo este valor en la fórmula (18) resulta

$$D = 1 + 0.11 \times 80 = 1.88 \text{ m}$$

resultando casi idéntico al obtenido primeramente. A 80 km este diámetro obliga a la rueda a dar

$$n \times \pi \times 1.88 \times 3600 = 80000$$

$$n = 3,75 \text{ vueltas por segundo, i se pueden}$$

admitir en la práctica hasta 4,5 vueltas.

En definitiva tomaremos un diámetro

$$D = 72'' = 1,8288 \text{ m.}$$

CAPÍTULO IV

VOLÚMEN DE LOS CILINDROS

Conociendo el peso de la locomotora, conocemos la resistencia total a la tracción en kilogramo del tren entero con su locomotora, medida en las llantas de las ruedas motrices de ésta. Sea R esa resistencia. El trabajo de ella por vuelta de rueda será $R \pi D$, i este trabajo deberá ser igual al trabajo útil de tracción en los cilindros es decir alrededor del 90% del trabajo indicado por los diagramas para las cuatro carreras de émbolo que resultan por vuelta de rueda en los dos cilindros. El 10% perdido, represente los frotamientos inherentes a la máquina mirada como motor.

Llamando

p_m la presión media indicada en el émbolo

d el diámetro del émbolo

t la carrera del mismo,

se tendrá

$$\begin{aligned} \eta D R &= 0,90 \frac{\pi d^2}{4} p_m \times 4. l \\ &= 0,90 p_m d^2 l. \end{aligned} \quad (19)$$

Se ha observado que esta presión media indicada es aproximadamente el 72% de la presión p efectiva de la caldera, es decir

$$p_m = 0,72 p$$

Introduciendo en la ecuacion (19), se tiene:

$$d^2 l = \frac{R D}{0.65 p.}$$

pero, tratándose de máquinas de gran velocidad, el coeficiente numérico de la fórmula debe tomarse igual a 0.40, segun puede verse en el gráfico que se dibuja en pág. 47, el que se ha deducido de resultados obtenidos en la práctica actual de un gran número de experiencias hechas con indicadores de presión en condiciones de trabajo que pueden considerarse como un término medio de las circunstancias más comunes de trabajo.

La ecuacion (19) queda pues, en la forma

$$d^2 l = \frac{R D}{0.40 p.} \quad (20)$$

En esta fórmula, es necesario tomar en cuenta el desgaste de la llanta de las ruedas de las locomotoras que hace disminuir D , i el desgaste del cilindro que hace aumentar d .

En cuanto a la primera observacion, se da un perfil de llanta de locomotora usado en la Maestranza, i cabe observar que en las locomotoras francesas es racional tomar en cuenta este desgaste, porque es bastante considerable. En las locomotoras alemanas Borsig, el acero usado es de tan buena clase que, en casi tres años de uso, no ha habido necesidad de tornejar las ruedas. Por otro lado, el desgaste del cilindro es limitada por el uso de buenos lubricantes.

Se dan a continuacion las especificaciones para las propuestas de aceite para cilindros aprobadas por decreto de la Direccion Jeneral número 1,410 de 14 de Abril de 1905.

«1.º Debe ser aceite mineral, exento de toda sustancia estraña (agua materias en suspension aceites i grasas animales o vejetales i resina). Espuesto al aire en capas delgadas no debe resinificarse ni ponerse pegajoso.

«2.º El peso específico estará comprendido entre 0.895 i 940.

«3.º La viscosidad determinada en el viscosímetro de Eugler i tomando el agua a 20° c. como unidad debe estar comprendida entre las cifras que siguen:

$$a \ 100^{\circ} \ c. \quad 2.5 \ i \ 4.$$

«4.º El punto de inflamacion determinado en el aparato de Pensky-Martens, debe ser a lo ménos de 250° c.

«5.º A la temperatura de 10° c sobre cero el aceite debe permanecer líquido.

«6.º 5 centímetros cúbicos de aceite, mezclados intimamente con 95 centímetros cúbicos de éter de petróleo (peso específico 0.65 a 0.66 i punto de ebullicion de 40 a 70° c) deben dar una solucion transparente sin precipitado despues de una hora de reposo.

«7.º La lei en ácidos orgánicos, calculadas en anhídridos sulfúrico, no debe subir de 0.05 %.

«8.º No debe contener ácidos minerales en ninguna proporción».

En el cuadro adjunto se da el resultado de los análisis de los aceites presentados a propuesta i según él se ve que llenan suficientemente las condiciones impuestas. Solo la primera muestra de aceite de Pensilvania tiene un peso específico a 20° c inferior al impuesto.

En la fórmula (20), podemos introducir $D=1,85$ i podemos calcular R por la fórmula (14), aprovechando el valor de L encontrado en la página.

$$R=2130 + 15.53$$

$$=2925 \text{ kg.}$$

Introduciendo en (20)

$$p = 11,25 \text{ kg/cm}^2.$$

$$d^2 l = \frac{2925 \times 483}{0,40 \times 11,25} = 1190 \text{ cm.}^3$$

ACEITE PARA CILINDROS

Agua	Materias en suspension	Aceite i grasas vegetales i animales	Resinas	Peso específico a 20° C	Viscosidad a 100°	Punto de inflamacion	Punto de enfriamiento	MEZCLA CON ÉTER DE PETRÓLEO		Acidez en % de SO ³	Acidos minerales	Indices de friccion	NOMBRES
								Solucion	Residuo				
0.000	0.000	0.000	0.000	0.890	3.2	252	a 10° c. liquido	clara	no hai	0.007	0.000	0.306	Pensilvania
0.000	0.000	0.000	0.000	0.898	3.46	252	"	"	"	0.007	0.000	0.312	Pensilvania
0.000	0.000	0.000	0.000	0.917	4	275	"	"	"	0.009	0.000	0.345	Americano
0.000	0.000	0.000	0.000	0.905	3.92	274	"	"	"	0.008	0.000	0.301	New York

CAPÍTULO V

CARRERA I DIÁMETRO DEL ÉMBOLO

Bastará fijar una relacion conveniente entre d i l para tener esos elementos. La condicion impuesta por el motor es el volúmen del cilindro. El mecánico puede realizar ese volúmen con distintas combinaciones de d i l . Conviene, para un mismo valor del volúmen, disminuir d i aumentar l para disminuir la presion sobre los diversos elementos de la locomotora i poder construir así las piezas mas livianas.

Por otro lado, para las locomotoras de gran velocidad es decir con gran diámetro el aumento de l queda limitado por la velocidad media del émbolo que no puede pasar de ciertos límites. Consideraciones prácticas conducen a la fórmula

$$\frac{l}{D} = \frac{40}{V + 60}$$

de donde

$$l = \frac{1.83 \times 40}{63 + 60} = 597 \text{ mm.}$$

La velocidad media del émbolo resulta, siendo n el número de vueltas de la rueda por segundo,

$$\begin{aligned} v_m &= 2 \pi n = 2 \times 0.597 \times 3.75 \text{ (páj 45)} \\ &= 4.48 \text{ m.} \end{aligned}$$

K. Clark admite como máximo 900' por minuto o sea

$$\frac{900}{3.22 \times 60} = 4.95 \text{ m por segundo.}$$

Sin embargo, no hai gran inconveniente en aumentar esta velocidad, i así, las casas constructoras adoptan una sola carrera para las locomotoras destinadas a hacer el servicio en grandes líneas, sin fijarse en limitaciones de velocidad. Así la Baldwin Locomotive ha tomado $l=0.712$ para muchas de sus Compounds; en las americanas de dos ejes motores con ruedas de diámetros inferiores a 2 m, $l=0.660$ m. Por esto, i, siendo de este tipo la locomotora de nuestro estudio, he adoptado

$$l=600 \text{ mm}$$

lo que da una velocidad

$$v_m = 2 \times 0,660 \times 3,75 = 4,95 \text{ m}$$

el límite impuesto por Clark, advirtiendo que hemos llegado a él calculando v_m con la velocidad de 80 km que tomará el expreso en las bajadas.

En la página 53, se dibuja un cuadro gráfico de velocidades en que se ve que la velocidad del émbolo de una máquina que marcha a 10 millas por hora o sea 16 km con ruedas motrices de 72" de diámetro (1,829 m) siendo la carrera del émbolo de 20" (0,6604), es 202,5 pies por minuto. La velocidad del émbolo en metros por segundo de una máquina que ande a 80 km por hora será

$$\frac{202,5 \times 0,305,80}{60 \times 16} = 5,05 \text{ m}$$

Experiencias hechas en Estados Unidos demuestran que la velocidad mas económica es de 1100 pies por minuto o sea

$$\frac{1100 \times 0,305}{60} = 5,50 \text{ m}$$

lo que justifica la dimension adoptada.

Diámetro del émbolo. — Introduciendo en la ecuacion (20) escrita en la forma de la página el valor de $l = 660$, se tiene

$$d = \sqrt{\frac{119000}{66}} = 43 \text{ cms}$$

En definitiva se tomarán

$$d = 17" = 0,4318 \text{ m}$$

CAPÍTULO VI

PARRILLAS

§ 1. — *Carbones*

La superficie de parrillas depende de la clase de combustible que se ha de emplear. Es ésta seguramente la causa principal del fracaso en la mantencion de los itinerarios, del hecho frecuente de locomotoras que no pueden remolcar sus trenes. Diseñada una locomotora para una clase de combustible, no puede dar sino resultados mediocres si se la emplea en otras condiciones. La Empresa de los Ferrocarriles del Estado en años de aprovisionamiento normal puede elegir el carbon de mejor clase entre los proponentes pero, en años de escasez, se ha visto obligada a aceptar carbones que dejaban hasta un 30% de piedra, de pizarra en las parrillas. Naturalmente, en tales condiciones de alimentacion, el fracaso de la caldera es completo.

(Continúa)

LEONARDO LIRA.

CLASE	Peso específico	Agua higroscópica %	Materias volátiles %	Carbon fijo %	Ceniza %	Suma	COKE		Azufre	ANÁLISIS DE LA CENIZA				Poder calorífico según calorímetro de Chompsón
							%	Aspecto		Si O ₂ %	Fe ₂ O ₃ i Al ₂ O ₃ %	Ca O %	Mg O %	
Lebu.	1.290	3.020	37.893	53.637	5.450	100.00	59.087	hinchado	1.175	4.160	0.370	indicios	indicios	7126.75
Lota.	1.285	4.977	36.223	57.865	0.935	100.00	58.800	»	0.405	0.163	0.526	0.000	0.000	7977.75
Schwager.	1.300	1.746	35.701	47.377	15.176	100.00	62.553	»	0.450	9.670	3.135	6594.95
Santa Ana «Penco».	1.280	13.820	40.079	42.641	3.460	100.00	46.101	arenoso	0.5234	0.530	0.620	6768.3
Cerro Verde.	1.300	4.426	38.974	48.720	7.880	100.00	56.600	»	3.158	...	3.600
Penco.	1.283	12.734	41.674	35.102	7.490	100.00	35.102	»	0.442	2.765	2.390	1.625	...	6600
Ríos de Curanilahue.	1.300	3.195	40.205	54.670	1.930	100.00	56.600	hinchado	0.368	0.405	0.400	7945
Cementerio de Coronel	1.295	3.254	36.996	56.009	3.741	100.00	39.750	»	0.812	2.448	0.474	indicios	...	7765
Quilachanquin.	1.296	2.700	32.460	60.790	4.050	100.00	64.840	»	7871.3
Submarino.	1.290	2.844	37.236	54.005	5.915	100.00	59.920	»	1.709	1.715	1.167	1.167	...	7700
Huimpil.	1.562	2.210	3.490	72.500	21.900	100.00	94.400	pulveralento	0.3096	17.710	0.000	0.000	0.187	5494

