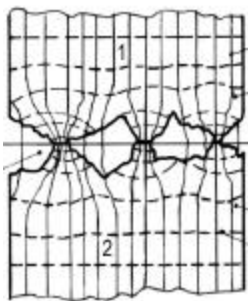


Programa de cálculo de la temperatura en ruedas de ferrocarril durante la frenada

Liviu Sevastian Bocî
Secretario General Académico
Universidad "Aurel Vlaicu" de Arad, Rumania.
cancelar.uav@inext.ro



RESUMEN

Durante la frenada de parada desde altas velocidades mediante el freno con zapatas, las superficies de rodadura de las ruedas soportan regímenes térmicos que generan esfuerzos que afectan la seguridad de marcha.

En este trabajo se presenta un programa de cálculo en el lenguaje Turbo Pascal que calcula, en función del tiempo, entre otros parámetros, la temperatura de la superficie de fricción de la rueda ($x_R = 0$) y la temperatura de la rueda a distintas distancias. ($x_R = 5; 10; 15$ mm).

Resultados obtenidos con este programa han permitido observar que a la misma carga por rueda el aumento de la velocidad inicial de la frenada conduce a un incremento de la temperatura.

PALABRAS CLAVE

Freno con zapatas, temperatura, programa de cálculo.

ABSTRACT

During high speed braking, by means of the sabot brake, the running wheels (especially their running surfaces) are subjected to thermal duty-cycles, which give raise to stresses the can be harmful for traffic safety.

The present paper introduces a computer program, written in Turbo Pascal which, computes parameters, such as the temperature of the wheel friction surface ($x_R = 0$) and the temperature at spots located at various distances from this surface ($x_R = 5; 10; 15$ mm).

It is shown that for the same wheel load, the increase of the starting braking speed leads to an increase in the wheel temperature.

KEYWORDS

Sabot brake, temperature, computation programme.

INTRODUCCIÓN

El continuo aumento de la velocidad de marcha de los vehículos ferroviarios ha representado un reto para los científicos. Los ensayos experimentales efectuados en ferrocarriles a alta velocidad han demostrado que el freno con zapatas necesita distancias de frenada muy grandes y por lo tanto para mantener la misma distancia entre señales, es decir el mismo espacio de frenada, se requiere desarrollar nuevos sistemas de freno y al mismo tiempo perfeccionar el freno con zapatas aumentando su desempeño.

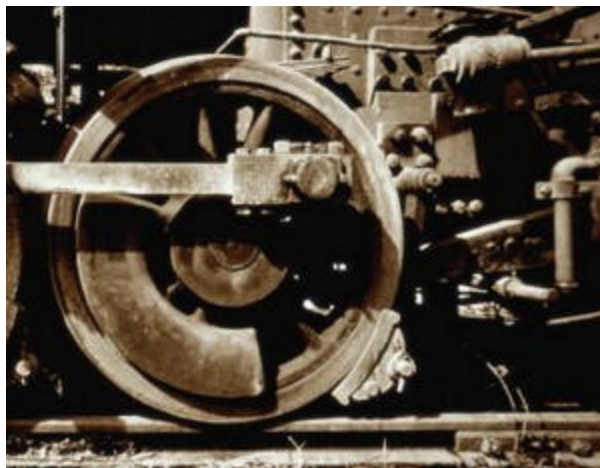
La mejora de la eficacia del freno con zapatas se ha logrado por los siguientes métodos:

- La utilización de zapatas de una construcción especial;^{5,7,9}
- La optimización de los tiempos de frenada;
- El montaje de dispositivos antibloqueo en cada vehículo.

El perfeccionamiento del freno con zapatas se ha realizado mediante la introducción de controles eléctricos y distribuidores modernos que aseguran unas mejores características de frenada.

La principal desventaja del freno con zapatas es la gran cantidad de calor producido por fricción, mismo que no puede ser disipado por los elementos del acoplamiento de fricción.

En este trabajo se presenta un programa (no comercial) de cálculo, elaborado en el lenguaje TURBO PASCAL (Windows 98), que después de



Freno de ferrocarril primitivo. La bajas velocidades establecían menos requisitos al diseño.



El uso de trenes de gran velocidad TGV se incrementa a nivel mundial gracias a su mejoramiento tecnológico.

introducir como datos iniciales la carga por rueda, G_R [daN]; el factor de masa γ [no dimensional]; la velocidad del principio de frenada V [km/h]; la longitud de la zapata [m]; el ancho de la zapata [m]; la desaceleración [m/s²]; el coeficiente de conductividad térmica de los dos elementos del acoplamiento de fricción λ_R, λ_K [W/(m°C)]; la densidad de los dos materiales ρ_R, ρ_K [kg/m³]; el calor específico c_R, c_K [J/(kg °C)] calcula, entre otros parámetros, la temperatura de la superficie de fricción de la rueda ($x_R = 0$) y la temperatura de la rueda a distintas distancias ($x_R = 5; 10; 15$ mm).

MODOS DE TRANSMISIÓN DEL CALOR EN LOS ELEMENTOS DEL ACOPLAMIENTO DE FRICCIÓN RUEDA-ZAPATA DE FRENO

Después de un análisis, mediante el microscopio, de las superficies de fricción de los elementos del acoplamiento del freno con zapatas que están en contacto directo, se ha constatado que están formadas por “micro picos” y “micro valles” (ver la figura 1).



Fig. 1. Aspecto microscópico de la superficie de fricción de los elementos del acoplamiento del freno con zapatas.

Asimismo, se puede observar que la superficie efectiva de contacto (S_e) de los dos elementos es sólo una parte de la superficie nominal, la cual es determinada por la suma de las “micro picos” en contacto:

$$S_e = S_1 + S_2 + \dots + S_n = \sum_{i=1}^n S_i \quad (1)$$

En la figura 2 se ha representado la zona de contacto de los dos cuerpos sólidos, distintos desde el punto del material y propiedades físico-mecánicas, poniendo en evidencia las líneas de flujo térmico.

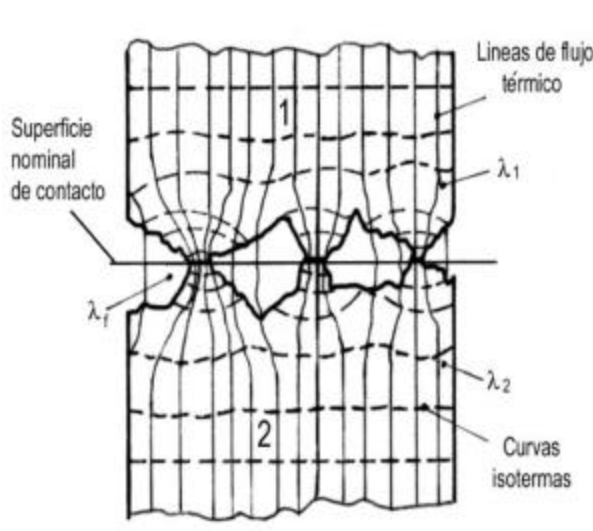


Fig. 2. Zona de contacto de los dos cuerpos sólidos poniendo en evidencia las líneas de flujo térmico.

La transmisión de calor entre dos cuerpos sólidos de materiales distintos ($\lambda_1 \neq \lambda_2$ -los coeficientes de conductividad térmica de los dos cuerpos sólidos) tiene lugar mediante un mecanismo combinado, es decir:

- La conducción entre las zonas de contacto real;
- La conducción por el fluido (aire) de los intersticios;
- La convección y la radiación por el mismo fluido (aire).

Considerando que la superficie de contacto efectiva es inferior que la nominal, la transmisión de calor se lleva a cabo en forma casi total, a través de las “micro montañas” de las dos superficies de fricción. Los intersticios entre las zonas de contacto tienen formas más o menos reguladas (en estos hay aire).

Debido a las dimensiones reducidas de los intersticios y a la gran presión de contacto, el efecto de la convección en el aire que está entre estos intersticios puede ignorarse. Asimismo, la existencia de una diferencia pequeña de temperatura entre las dos superficies de fricción produce una radiación térmica también despreciable.

Puede decirse entonces que en el caso de la frenada de parada de los vehículos ferroviarios equipados con freno de zapatas, el principal fenómeno de transmisión de calor que tiene lugar entre la rueda de rodadura y las zapatas de freno es la conducción.

FÓRMULAS UTILIZADAS PARA CALCULAR LA TEMPERATURA MEDIANTE EL PROGRAMA

En la frenada de parada de vehículos ferroviarios provistos de freno con zapatas, la variación de la temperatura en puntos situados a una distancia x_R (vea la figura 3) de la superficie de fricción de la rueda, en función de la temperatura ambiente (ΔT), para un tiempo inferior a la duración de frenada ($t < t_b$) está dada por la relación:^{2, 3, 8, 13, 14, 16, 17}

$$\Delta T(t < t_b, 0) = \frac{q_a}{1 + \frac{1}{f_{F_0}} \cdot \frac{\sqrt{I_K \cdot r_K \cdot c_K}}{\sqrt{I_R \cdot r_R \cdot c_R}}} \cdot \left\{ \frac{2 \cdot \sqrt{t} \cdot e^{-\frac{x_R^2}{4 \cdot a_R \cdot t}}}{\sqrt{p} \cdot \sqrt{I_R \cdot r_R \cdot c_R}} \cdot \left[1 - \frac{2}{3} \cdot \frac{t}{t_b} \cdot \left(1 + \frac{x_R^2}{4 \cdot a_R \cdot t} \right) \right] - \frac{x_R}{I_R} \cdot \left[1 - \Phi \left(\frac{x_R}{\sqrt{4 \cdot a_R \cdot t}} \right) \right] \cdot \left[1 - \frac{t}{t_b} \cdot \left(1 + \frac{2}{3} \cdot \frac{x_R^2}{4 \cdot a_R \cdot t} \right) \right] \right\} \quad [^{\circ}C] \quad (2)$$

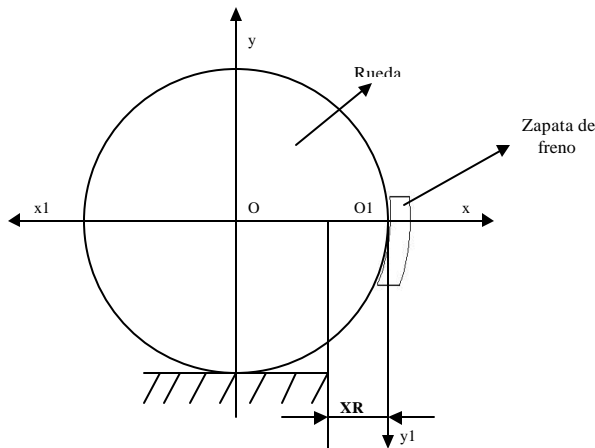


Fig. 3. Esquemática de la rueda con la zapata aplicada para poner en evidencia la distancia x_R

Durante el enfriamiento ($t > t_b$) la correspondiente variación de la temperatura será dada por la ecuación (3).

El valor del flujo térmico específico que aparece al principio de la frenada (q_a) es dado por la relación:

$$q_a = \frac{(1 + \gamma) \cdot G_R \cdot v^2}{g \cdot S_{oR} \cdot t_b} \quad [\text{W/m}^2] \quad (4)$$

donde: $(1 + \gamma)$ es el factor de masa (experimental), v la velocidad [m/s], g la aceleración gravitacional [m/s^2], t_b la duración de la frenada [s], G_R la carga por rueda [daN] y S_{oR} la superficie de fricción de la rueda [m^2].

El coeficiente de Fourier necesario para determinar el factor de corrección de la temperatura viene dado por la relación:

$$F_{o(K,R)} = \frac{a_{K,R} \cdot t_b}{b_{K,R}} \quad (5)$$

donde: $a = \frac{\lambda}{\rho \cdot c}$ es el coeficiente de difusividad térmica [m^2/s], ρ es la densidad del material de los elementos del acoplamiento de fricción (ρ_R - para rueda, ρ_K - para zapata), λ el coeficiente de conductividad térmica (λ_R - para rueda, λ_K - para zapata), c - calor específico del cuerpo (c_R - para rueda, c_K - para zapata).

PROGRAMA DE CÁLCULO

La interpretación de los resultados

El programa de cálculo de las temperaturas en puntos situados en rueda a la distancia x_R desde la superficie de fricción de los elementos del acoplamiento de fricción del freno con zapatas, en el caso de la frenada de parada, ha sido elaborado en el lenguaje TURBO PASCAL conteniendo las siguientes instrucciones:^{2,3,6}

INTRODATEINITIALE (la introducción de los datos iniciales)

CALCULEPREG (cálculos preparatorios)

CALCULTEMP (cálculo de la temperatura)

GRAFICA (gráfica)

RESULTATE (resultados)

$$\Delta T(t < t_b, 0) = \frac{q_a}{1 + \frac{1}{f_{F_o}} \cdot \frac{\sqrt{l_K \cdot r_K \cdot c_K}}{\sqrt{l_R \cdot r_R \cdot c_R}}} \cdot \left\{ \frac{2}{\sqrt{p} \cdot \sqrt{l_R \cdot r_R \cdot c_R}} \cdot \left[\sqrt{t} \cdot e^{-\frac{x_R^2}{4a_R t}} \cdot \left[1 - \frac{2}{3} \cdot \frac{t}{t_b} \cdot \left(1 + \frac{x_R^2}{4a_R t} \right) \right] - \frac{2}{3} \cdot \sqrt{t - t_b} \cdot e^{-\frac{x_R^2}{4a_R (t - t_b)}} \cdot \left[1 - \frac{t}{t_b} \cdot \left(1 + \frac{x_R^2}{4a_R t} \right) \right] \right] \cdot \frac{x_R}{l_R} \cdot \left[\Phi \left(\frac{x_R}{\sqrt{4a_R (t - t_b)}} \right) - \Phi \left(\frac{x_R}{\sqrt{4a_R t}} \right) \right] \cdot \left[1 - \frac{t}{t_b} \cdot \left(1 + \frac{2}{3} \cdot \frac{x_R^2}{4a_R t} \right) \right] \right\} \quad [^\circ\text{C}] \quad (3)$$

Los datos iniciales necesarios para calcular la temperatura (también la representación gráfica de la variación de temperatura):

- La carga por rueda G_R [daN];
- El factor de masa γ [no dimensional];
- La velocidad del principio de frenada V [km/h];
- La latitud de la zapata [m];
- El grueso de la zapata [m];
- La desaceleración [m/s²];
- El coeficiente de conductividad para los dos elementos del acoplamiento de fricción λ_R, λ_K [W/(m°C)];
- La densidad de los dos materiales ρ_R, ρ_K [kg/m³];
- El calor específico c_R, c_K [J/(kg °C)].

Los principales resultados de este programa son:

- La duración de la frenada t_b [s];
- La superficie de fricción S [m²];
- El flujo térmico q [W/m²];
- Las constantes de material de los dos elementos del acoplamiento de fricción:

$$\sqrt{\lambda_R \cdot \rho_R \cdot c_R} \quad \sqrt{\lambda_K \cdot \rho_K \cdot c_K}$$

- La difusividad térmica de los dos elementos: a_R, a_K [m²/h];
- El coeficiente de Fourier F_o , no dimensional;
- El factor de corrección f_{Fo} no dimensional;
- La temperatura [°C].

El programa calcula y presenta en forma sintética (tablas) los resultados enumerados, también mediante el procedimiento GRAFICA representa la variación de la temperatura en puntos situados a una distancia x_R desde la superficie de fricción de la rueda en función del tiempo (la duración de frenada).

A continuación, a manera de ejemplo, se analiza un caso mediante el programa, en coordenadas temperatura ($f(x)$ sobre las figuras) – tiempo (x sobre las figuras). En este análisis ha representado la variación de la temperatura en puntos situados a una distancia x_R ($x_R = 0; 5; 10; 15$ mm) de la superficie de fricción de la rueda se han considerado la velocidad del principio de la frenada: $V = 160; 200$ km/h, dos cargas por rueda: $G_R = 7000; 9000$ daN en las figuras 4 a 7 y cuatro desaceleraciones ($a = 0,8; 1,0; 1,2; 1,3$ m/s²) - las figuras 8 a 13, para una carga de 10000 daN.

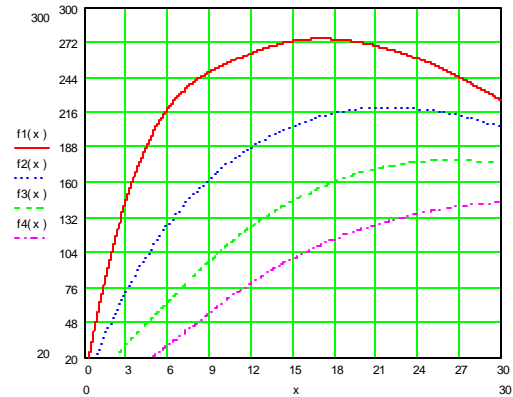


Fig. 4. La variación de la temperatura de la rueda ($f_1(x) \rightarrow x_R = 0 \dots f_4(x) \rightarrow x_R = 15$ mm) para $G_R = 7000$ daN, $a = 1,3$ m/s², $V = 160$ km/h vs el tiempo (la duración de la frenada - x en las figuras).

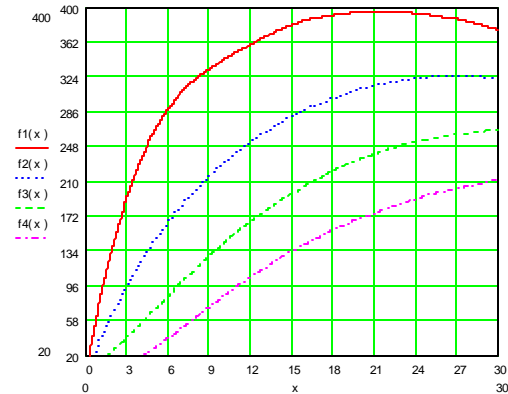


Fig. 5. La variación de la temperatura de la rueda ($f_1(x) \rightarrow x_R = 0 \dots f_4(x) \rightarrow x_R = 15$ mm) para $G_R = 7000$ daN, $a = 1,3$ m/s², $V = 200$ km/h vs el tiempo (la duración de la frenada - x en las figuras).

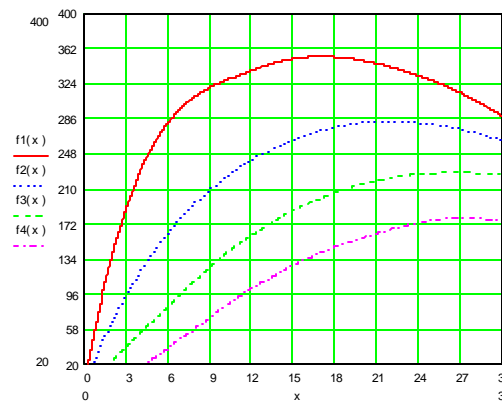


Fig. 6. La variación de la temperatura de la rueda ($f_1(x) \rightarrow x_R = 0 \dots f_4(x) \rightarrow x_R = 15$ mm) para $G_R = 9000$ daN, $a = 1,3$ m/s², $V = 160$ km/h vs el tiempo (la duración de la frenada - x en las figuras).

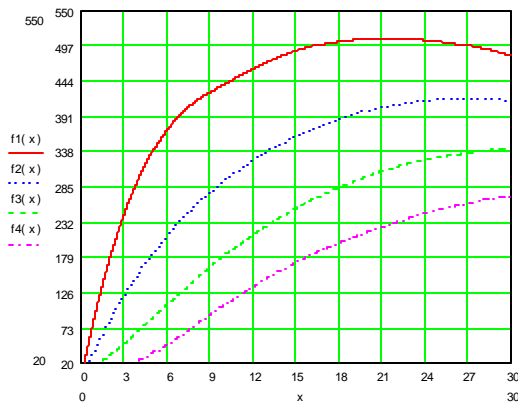


Fig. 7. La variación de la temperatura de la rueda ($f_1(x) \rightarrow x_R = 0 \dots f_4(x) \rightarrow x_R = 15 \text{ mm}$) para $G_R = 9000 \text{ daN}$, $a = 1,3 \text{ m/s}^2$, $V = 200 \text{ km/h}$ vs el tiempo (la duración de la frenada - x en las figuras).

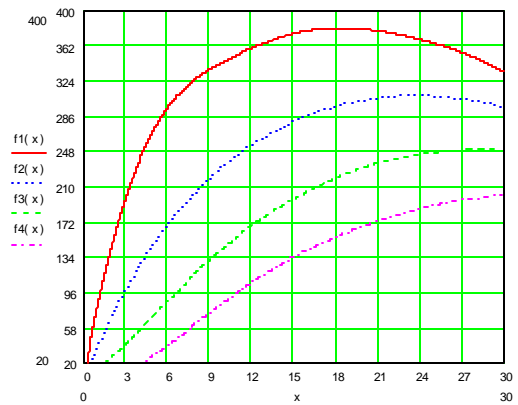


Fig. 10. La variación de la temperatura de la rueda ($f_1(x) \rightarrow x_R = 0 \dots f_4(x) \rightarrow x_R = 15 \text{ mm}$) para $G_R = 10000 \text{ daN}$, $a = 1,2 \text{ m/s}^2$, $V = 160 \text{ km/h}$ vs el tiempo (la duración de la frenada - x en las figuras).

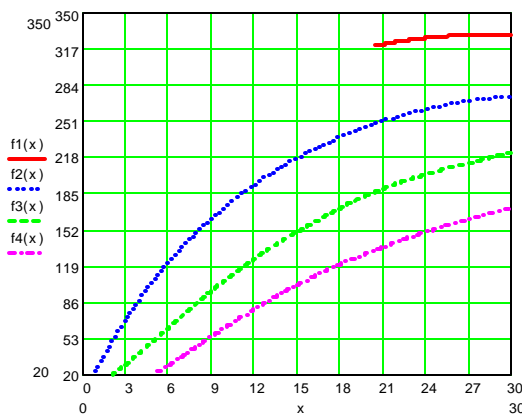


Fig. 8. La variación de la temperatura de la rueda ($f_1(x) \rightarrow x_R = 0 \dots f_4(x) \rightarrow x_R = 15 \text{ mm}$) para $G_R = 10000 \text{ daN}$, $a = 0,8 \text{ m/s}^2$, $V = 160 \text{ km/h}$ vs el tiempo (la duración de la frenada - x en las figuras).

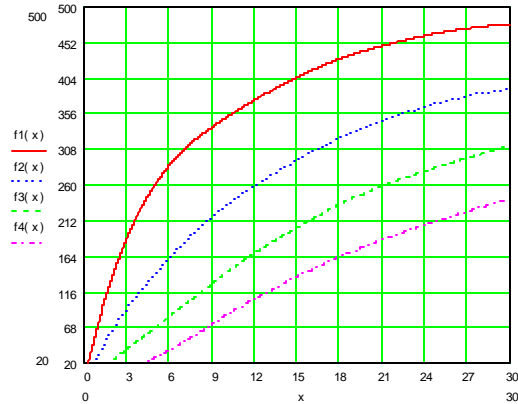


Fig. 11. La variación de la temperatura de la rueda ($f_1(x) \rightarrow x_R = 0 \dots f_4(x) \rightarrow x_R = 15 \text{ mm}$) para $G_R = 10000 \text{ daN}$, $a = 0,8 \text{ m/s}^2$, $V = 200 \text{ km/h}$ vs el tiempo (la duración de la frenada - x en las figuras).

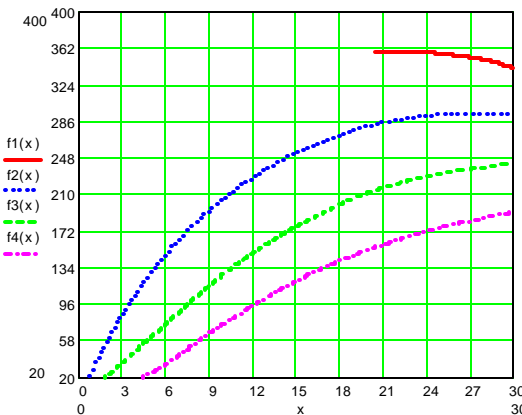


Fig. 9. La variación de la temperatura de la rueda ($f_1(x) \rightarrow x_R = 0 \dots f_4(x) \rightarrow x_R = 15 \text{ mm}$) para $G_R = 10000 \text{ daN}$, $a = 1,0 \text{ m/s}^2$, $V = 160 \text{ km/h}$ vs el tiempo (la duración de la frenada - x en las figuras).

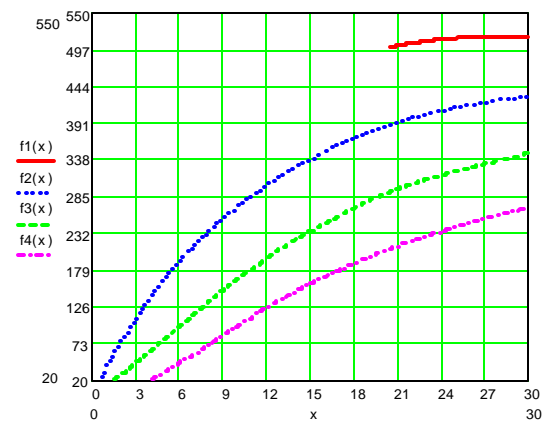


Fig. 12. La variación de la temperatura de la rueda ($f_1(x) \rightarrow x_R = 0 \dots f_4(x) \rightarrow x_R = 15 \text{ mm}$) para $G_R = 10000 \text{ daN}$, $a = 1,0 \text{ m/s}^2$, $V = 200 \text{ km/h}$ vs el tiempo (la duración de la frenada - x en las figuras).

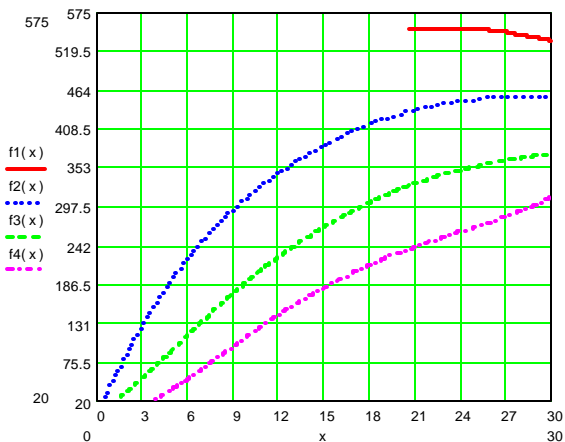


Fig. 13. La variación de la temperatura de la rueda ($f_1(x) \rightarrow x_R = 0 \dots f_4(x) \rightarrow x_R = 15 \text{ mm}$) para $G_R = 10000 \text{ daN}$, $a = 1,2 \text{ m/s}^2$, $V = 200 \text{ km/h}$ vs el tiempo (la duración de la frenada - x en las figuras).

DISCUSIÓN Y CONCLUSIONES

El programa de cálculo presentado en este trabajo pone en evidencia, mediante el método iterativo, la temperatura de la corona de la rueda de rodadura, estableciendo la variación de este parámetro vs el tiempo (la duración de frenada).

Del análisis de los diagramas presentados en las figuras 3 a 12 resultan las siguientes conclusiones:

- A la misma carga por rueda, un incremento de la velocidad del principio de la frenada (desde 160 km/h hasta 200 km/h) produce un incremento de la temperatura en el interior de la rueda (especialmente en la corona) alcanzando valores de aproximadamente 267°C a una distancia $x_R = 10 \text{ mm}$ de la superficie de fricción de los elementos del acoplamiento de fricción.
- Para valores $x_R > 0$ se observa una disminución de la temperatura de la rueda, pero hay que remarcar los valores de la temperatura. Por ejemplo, se obtiene el valor de aproximadamente 250°C a un régimen caracterizado por: $G_R = 9000 \text{ daN}$, $a = 1,3 \text{ m/s}^2$, $V = 200 \text{ km/h}$, $x_R = 15 \text{ mm}$, valor que será transmitido por conducción en el disco de la rueda conduciendo, en él más desfavorable caso, a una rotación de la rueda sobre el eje.
- A la misma velocidad de principio de frenada y la misma carga por rueda, la disminución de la desaceleración, por ejemplo desde $a = 1,2 \text{ m/s}^2$

hasta $a = 0,8 \text{ m/s}^2$ conduce a una disminución de la temperatura desde aproximadamente 310°C hasta 270°C , pero, al mismo tiempo, requiere una mayor distancia de frenada.

- Asimismo, al aumento de la velocidad de principio de frenada (por ejemplo, desde $V = 160 \text{ km/h}$ hasta $V = 200 \text{ km/h}$), a la misma desaceleración ($a = 1,0 \text{ m/s}^2$) y a la distancia $x_R = 15 \text{ mm}$, produce un aumento de la temperatura de la rueda desde 190°C hasta 270°C , considerando una carga por rueda $G_R = 10000 \text{ daN}$.

BIBLIOGRAFÍA

1. Adamsen, J. "Heating and cooling of Friction Brakes" Seminar on Braking, London 1986.
2. Bocîi, L.S. "Contribuciones a la frenada de los vagones de viajeros de alta velocidad" Tesis doctoral, Timisoara 1997.
3. Bocîi, L.S. Dungan, M. C. "Sistemas de frenada sobre los vehículos ferroviarios de velocidades grandes y muy grandes" Sesión de Comunicaciones Científicas de la Universidad "Aurel Vlaicu" Arad, mayo 1994.
4. Bocîi, L.S., Lammert, F., Dungan, M. A. "Materiales utilizados para los acoplamientos de fricción del sistema de frenada mecánico de los vehículos ferroviarios de alta velocidad" Sesión de Comunicaciones Científicas de la Universidad "Aurel Vlaicu" Arad, mayo 1994.
5. Bocîi, L.S., Vadillo, E.G. Dungan, M.C. Sandner, C. "Determinación de las temperaturas de las ruedas de los vehículos ferroviarios a alta velocidad aplicados a la frenada de parada mediante el freno con las zapatas" Analele Universităţii "Constantin Brâncuşi" Târgu-Jiu seria B nr. 1 / 1994.
6. Boiteux, M. "Recherches en vue de l'optimisation de la regeneration de l'adhérence en freinage" Revue Générale de Chemins de Fer, februarie 1993.
8. Fall, S. Mager, G. "Les semelles de frein en fonte grise phosphoreuse" Revue Générale de Chemins de Fer, mai 1989.
7. Ehlers, H.R. "Die thermische Berechnung der Klotzbremse" Sonderdruck aus Archiv für Eisenbahntechnik, Folge 18.

9. Gârbea , D. “Posibilidades de simulación por análisis con elementos finitos del calentamiento de las ruedas de los vehículos ferroviarios rodando en el régimen de frenada”. Revista de Transporte y Telecomunicaciones nr. 4 / 1980.
10. Gârbea, D. “La utilización del método por elementos finitos para el estudio de los problemas térmicos transitorios” Revista de Transporte y Telecomunicaciones nr. 1 / 1983.
11. Gunnar, D. “Stresses an Cracks in Brake Discs” Transactions of Machine Elements Division, Lund Technical University, Sweden, 1976.
12. Hasselgruber, H. “Zur Berechnung der Wärmespannungen in der Bremsstrommeln von Kraftfahrzeugen beim Haltbremsvorgang” A.T. Z nr. 2 / 1954.
13. Hasselgruber, H. “Temperaturberechnungen für mechanische Reibkupplungen” Wieweg 1959.
14. Raison, J. “Les materiaux de freinage” Revue Générale des Chemins de Fer , iulie / august 1991.
15. Sauthoff, F. Schmidt, E. “Die Schiebenbremse für Schienenfahrzeuge und ihre Bremsbeläge” Glasers Annalen , aprilie 1959.
16. Taschinger, H “Kunststoffbelagbremsen unter besonderer Berücksichtigung der Scheibenbremse” Eisenbahntechnische Rundschau 153 , Heft 12.
17. Zăgănescu, I. Gheorghiu, O. Dungan, M.C. “El estudio de las causas de la rotación de las llantas de las ruedas de las locomotoras eléctricas de 5100 KW exportadas por las Empresas Electroputere Craiova, a los Ferrocarriles Serbios” Timisoara 1973;
18. Bocîi, L. S. (coordonator) “High-Speed Railway Vehicles. Theoretical, Practical and Social Aspects”, Editura Mirton Timiºoara, 2002, ISBN: 973-585-729-4, pag. 4 -11.
19. Bocîi, L. S. Velescu, I. Bele, I “Dispositifs pour la mesure de la capacité de freinage pour les wagons équipés de frein á disque” Buletinul tiinþific al Universitãþii, Politehnica” din Timiºoara secþiunea Mecanica, TOM 44(59), pag. 127-130, 2000
20. Bocîi, L. S. Bele, I “Influenþa forþei de apãsare asupra uzãrii elementelor cuplei de frecare ale frânei cu disc” Analele Universitãþii “Aurel Vlaicu” din Arad, Fascicola Mecanica, Seria: Material Rulant, Rezistenþa Materialelor, Fizicã, noiembrie 2002, pag. 63 - 68, ISSN: 1582 - 3407.



Ingenierias

EN LINEA

[Http://www.uanl.mx/publicaciones/ingenierias/](http://www.uanl.mx/publicaciones/ingenierias/)
