

Comparación teórico-experimental de los sistemas de freno Cantilever y V-Brake empleados en bicicletas

Martinez Kraemer, D.⁽¹⁾; Russo, D.⁽¹⁾

⁽¹⁾INTI-Mecánica

Introducción

La eficiencia de un sistema de freno utilizado en bicicletas depende de: geometría y rigidez de palancas y balancines; material y área de contacto de las zapatas; coeficiente de rozamiento y paralelismo entre zapatas y llanta; longitud y disposición de cables de freno; y rozamiento entre cables y fundas.

En este estudio, se pretende comparar, a partir de la geometría de sus palancas y balancines, los sistemas de freno más empleados en bicicletas, denominados Cantilever y V-Brake, con el objeto de determinar la carga teórica promedio que se transmite a la zapata de freno, a partir de aplicar una carga normalizada sobre la palanca de freno.

Asimismo, para verificar los resultados teóricos, se efectuaron ensayos de frenado en seco, evaluando la capacidad de frenado tanto cuando se emplean los sistemas delantero-trasero en forma simultánea, como así también cuando sólo se aplica el sistema de freno trasero.

Metodología / Descripción Experimental

Para efectuar la comparación de los sistemas Cantilever y V-Brake, se emplearon 7 bicicletas por clase de freno, de distintos orígenes y tipos.

Para las determinaciones dimensionales se utilizó un calibre digital NSK y para aplicar la carga normalizada F_p de 180N un dinamómetro Chatillon

Los ensayos de frenado en seco se realizaron según IRAM 40020, y las distancias de frenado se midieron mediante un dispositivo diseñado al efecto, denominado Frenómetro (ver Fig. 1). Dicho equipo registra la velocidad de desplazamiento al momento en que fueron aplicados los frenos, y mide la distancia recorrida, hasta que la bicicleta se detiene.



Fig. 1: Equipo de medición para ensayos de frenado

Amplificación originada por la palanca de freno

La forma de la palanca de freno, produce una amplificación de la fuerza F_p aplicada a la misma, caracterizada por un factor f_1 que la transforma en la fuerza aplicada al cable F_c .

En la Fig. 2 se muestra la geometría típica de una palanca de freno y las variables involucradas.

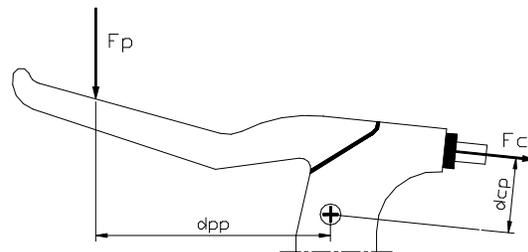


Fig. 2: Geometría típica de una palanca de freno.

Las variables son: la fuerza aplicada a la palanca F_p ; la distancia d_{pp} entre F_p y el pivote; la fuerza aplicada al cable de freno F_c ; y la distancia d_{cp} entre F_c y el pivote. En consecuencia, el factor de amplificación de fuerza f_1 generado por la palanca resulta:

$$F_c = (d_{pp}/d_{cp}) * F_p = f_1 * F_p \quad (1)$$

Modelo teórico del sistema de freno V-Brake

Por la configuración del sistema V-Brake, puede aceptarse, que la geometría de los balancines y las rectas de acción tanto de la fuerza aplicada al cable de freno F_c como a las zapatas de freno F_z , medidas en N, no varían con la magnitud de la fuerza aplicada a la palanca de freno F_p .

En la Fig. 3 se observa la geometría típica y las variables que intervienen en la formulación de un modelo teórico de un sistema de freno V-Brake.

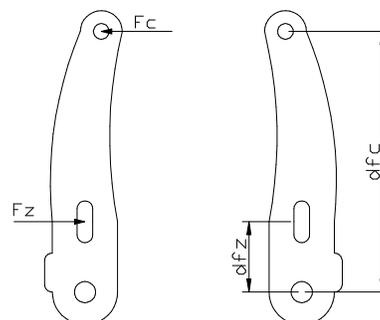


Fig. 3: Modelo de Sistema de freno V-Brake

Las variables del sistema son: la fuerza aplicada al cable de freno F_c , la fuerza aplicada a la zapata de freno F_z , las distancias entre la recta de acción de F_z respecto del pivote del balancín indicada como dfz , y aquella entre la recta de acción de la fuerza F_c y el citado pivote dfc .

El sistema V-Brake produce una amplificación de la fuerza F_c , representada por un factor f_2 , tal que:
 $F_z = (dfc/dfz)*F_c = f_2*F_c$ (2)

Modelo teórico del sistema Cantilever

Por la configuración geométrica del sistema Cantilever, a diferencia de lo que ocurre con el sistema V-Brake, resulta evidente que la misma depende de la magnitud de la fuerza aplicada a la palanca de freno F_p , la cual, al modificar el valor del ángulo Y formado por el cable de freno respecto del balancín, produce cambios significativos sobre la longitud de palanca (lp) y la componente de la fuerza aplicada al cable de freno que se dirige al balancín (F_{cY}), modificando la fuerza transmitida a la zapata F_z .

En la Fig. 4 se observa la geometría típica y las variables que intervienen en la formulación de un modelo teórico de un sistema de freno Cantilever.

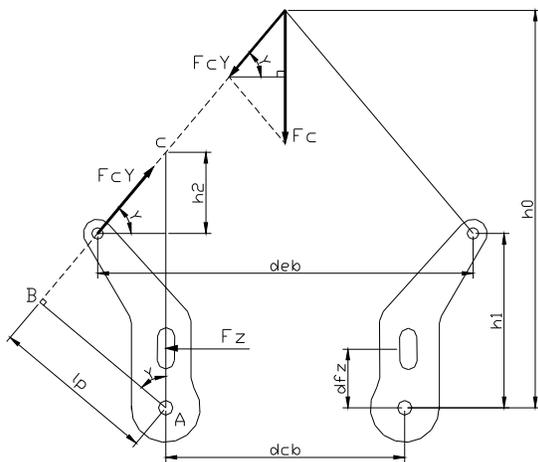


Fig. 4: Modelo de Sistema de freno Cantilever

El sistema Cantilever produce una amplificación de la fuerza F_c , representada por un factor f_2 , tal que:
 $F_z = [lp/(2*\text{sen}Y*dfz)]*F_c = f_2*F_c$ (3)

Resultados

En la tabla I se indican las magnitudes promedio de los factores de amplificación, según se trate de sistemas Cantilever o V-Brake (El factor f_1 es producido por la forma de la palanca, el f_2 por la geometría del sistema de freno, y el factor total $f_t=f_1*f_2$ es el aportado en conjunto por el tipo de palanca y configuración de freno).

Tabla I : Valores promedio de los factores de amplificación.

Factor	Sistema Cantilever	Sistema V-Brake
f_1	3,10	2,20
f_2	1,18	3,75
f_t	3,66	8,25

Para los sistemas de freno V-Brake, se presentan en la tabla II los valores promedio teóricos, para las variables dfz , dfc , F_c y F_z .

Tabla II: Valores promedio de las variables de un sistema V-Brake

dfz (mm)	dfc (mm)	F_c (N)	F_z (N)
26,8	100,6	396	1485

Para los sistemas de freno Cantilever, se presentan en la tabla III los valores promedio teóricos para las variables Y , lp , dfz , F_{cY} , y F_z .

Tabla III: Valores promedio de las variables de un sistema Cantilever.

Y (°)	lp (mm)	dfz (mm)	F_{cY} (N)	F_z (N)
49,5	45,5	25,4	367	659

En la Tabla IV se indican, las distancias límites de frenado según IRAM 40020 (A partir de una velocidad inicial de 25km/h), y los valores promedio experimentales con su desvío estándar $\sigma\%$, de las distancias de frenado para ambos tipos de sistemas, cuando se emplearon los frenos delantero-trasero, y sólo trasero.

Tabla IV: Distancias límites, comparación de distancias de frenado y desvío estándar para sistemas Cantilever vs V-Brake

Sistemas de freno empleados	Distancias límites de frenado (m)	Distancia y $\sigma\%$ con sistema Cantilever (m)	Distancia y $\sigma\%$ con sistema V-Brake (m)
Delantero y trasero	7	11,2 ± 29%	5,9 ± 21%
Sólo trasero	15	31,5 ± 33%	11,8 ± 22%

Conclusiones

La fuerza teórica que se transmite a la zapata F_z , en los sistemas V-Brake respecto de los Cantilever es 2,25 veces mayor en promedio.

El aumento del ángulo Y formado por el cable de freno con el balancín en los sistemas Cantilever, afecta negativamente sobre la fuerza que finalmente se transmite a la zapata de freno en dos sentidos, 1) produciendo una disminución de la componente de F_c que actúa sobre el balancín, 2) reduciendo la longitud de palanca lp .

En los ensayos experimentales realizados, las distancias de frenado obtenidas en bicicletas con sistemas Cantilever resultaron 1,9 a 2,7 veces mayores a las alcanzadas en aquellas dotadas de sistemas V-Brake, incluso con mayor dispersión.

Las distancias de frenado de bicicletas con sistema Cantilever cuando se emplean los dos sistemas de freno, son similares a las distancias de frenado de bicicletas con sistemas V-Brake cuando con ellas sólo se emplea el sistema de freno trasero.

Las bicicletas con sistemas de freno Cantilever no cumplen los requisitos del ensayo de frenado de la norma IRAM 40020, mientras las dotadas de sistemas de freno V-Brake si cumplen.

Para mayor información contactarse con: Daniel Martinez Krahmer - mkrahmer@inti.gov.ar