

# 13

## FRENOS

### 1. INTRODUCCIÓN

---

La función de un freno es desacelerar un eje introduciéndole un par resistente que se opone a su giro. Existe una gran variedad de tipos de frenos, clasificados como los embragues en función de su método de accionamiento y principio básico de operación:

- a) El método de accionamiento se refiere a cómo se aplica en el freno la fuerza de frenado: así, el accionamiento puede ser mecánico, neumático, hidráulico, eléctrico...
- b) El principio básico de operación se refiere a cómo se aplica el par resistente en el eje: según esta clasificación, los frenos pueden ser de mecánicos, eléctricos, magnéticos... Los frenos mecánicos utilizan el rozamiento como mecanismo de frenado, es decir el par resistente es un par de rozamiento; este tipo de frenos pueden ser de cinta, de zapata o de disco, y son los que se estudian en este libro.

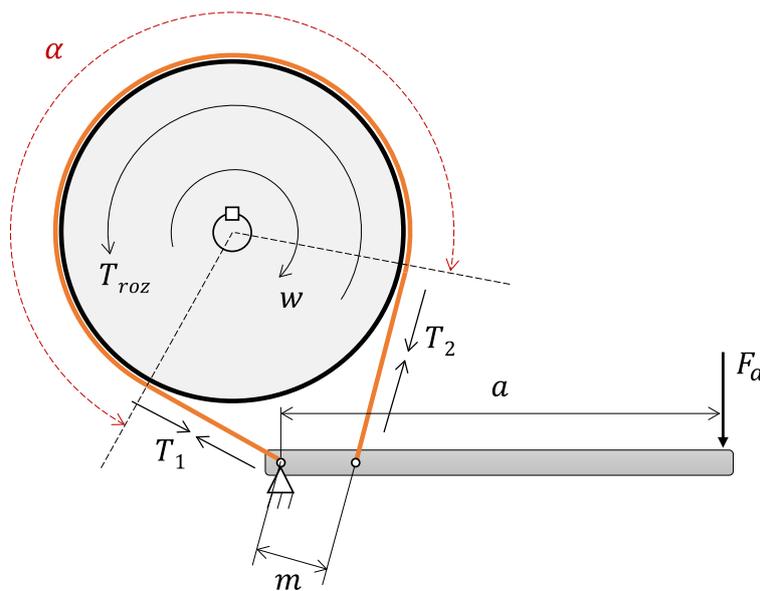
Como se observa, un freno y un embrague mecánicos son muy similares: mientras que el embrague transmite movimiento entre dos ejes giratorios mediante el par de rozamiento que se desarrolla al poner en contacto ambos ejes, el freno desacelera un eje giratorio mediante el par de rozamiento que se desarrolla al poner en contacto dicho eje con un elemento fijo (cinta, zapata o disco).

## 2. FRENOS DE CINTA

Los frenos de fricción de cinta emplean una cinta, accionada mediante una palanca, para introducir un par de rozamiento en un disco solidario al eje. Este par resistente se opone al giro del eje, provocando su frenado. Este tipo de freno es muy utilizado en máquinas simples. Antiguamente la cinta era de cuero, hoy en día generalmente es de caucho, similar a las correas de transmisión. Existen dos tipos de freno de cinta: simple y diferencial.

### 2.1 FRENO DE CINTA SIMPLE

Un freno de cinta es simple cuando un extremo de la cinta se une a la articulación de la palanca de accionamiento, según se observa en la Figura 1. Cuando se acciona la palanca con una fuerza  $F_a$ , la cinta se tensa contra el disco, introduciendo un par de rozamiento  $T_{roz}$  que se opone al giro del disco, frenando dicho disco y por consiguiente el eje al que es solidario.



*Figura 1. Freno de cinta simple.*

Los extremos o ramales de la cinta, que se unen a la palanca, están sometidos a tensiones  $T_1$  y  $T_2$ . La tensión es mayor en el ramal del cual “tira” el disco en su movimiento de giro, tal y como se ilustra en la Figura 1; a esta tensión se le denomina  $T_1$ , siendo por tanto  $T_1 > T_2$ . Al igual que se hacía con las correas, la relación entre  $T_1$  y  $T_2$  se obtiene planteando el equilibrio de fuerzas en un diferencial de cinta. El desarrollo es por tanto el mismo, con dos diferencias: por un lado, la cinta del freno no soporta fuerza centrífuga ya que no gira como lo hacía la correa; por otro lado, la cinta no va encajada en una garganta de ángulo  $\theta$ . Considerando estas dos distinciones con respecto a las correas, se modifica la ecuación

fundamental de la correa y se llega a la siguiente relación entre las fuerzas en los ramales  $T_1$  y  $T_2$ :

$$\frac{T_1}{T_2} = e^{\mu\alpha} \quad (1)$$

Donde  $\mu$  es el coeficiente de fricción en el contacto disco-cinta y  $\alpha$  es el ángulo de disco que abarca la cinta.

La distribución de presiones es variable a lo largo del contacto. Se demuestra que la presión máxima  $p_{\max}$  aparece en el punto donde el ramal de mayor tensión ( $T_1$ ) se separa del disco, cumpliéndose la siguiente relación:

$$T_1 = b \cdot r \cdot p_{\max} \quad (2)$$

Donde  $b$  es el ancho de la superficie de contacto cinta-disco, y  $r$  es el radio del disco. El valor de  $p_{\max}$  es un dato de diseño que debe proporcionar el fabricante, ya que es la presión máxima que puede soportar la cinta en condiciones óptimas de funcionamiento.

Analizadas las tensiones en los ramales y la presión máxima de contacto, se plantea el equilibrio de momentos en el disco (ver Figura 1):

$$T_{roz} = (T_1 - T_2) \cdot r \quad (3)$$

El equilibrio de momentos de la palanca con respecto de la articulación es distinto para cada uno de los posibles sentidos de giro del eje. Así, para el sentido de giro de la Figura 1, el equilibrio es:

$$F_a \cdot a = T_2 \cdot m \quad (4)$$

Si el sentido de giro del eje es en sentido contrario al indicado en la Figura 1, según se ha explicado  $T_1$  y  $T_2$  se intercambian y por tanto el equilibrio de la palanca sería en este caso:

$$F_a \cdot a = T_1 \cdot m \quad (5)$$

Como se observa, las fórmulas presentadas relacionan la fuerza  $F_a$  ejercida en la palanca con el par resistente (de frenado)  $T_{roz}$  que se desarrolla en el eje.

## 2.2 FRENO DE CINTA DIFERENCIAL

Un freno de cinta es diferencial cuando ningún extremo de la cinta se une a la articulación de la palanca de accionamiento (ver Figura 2).

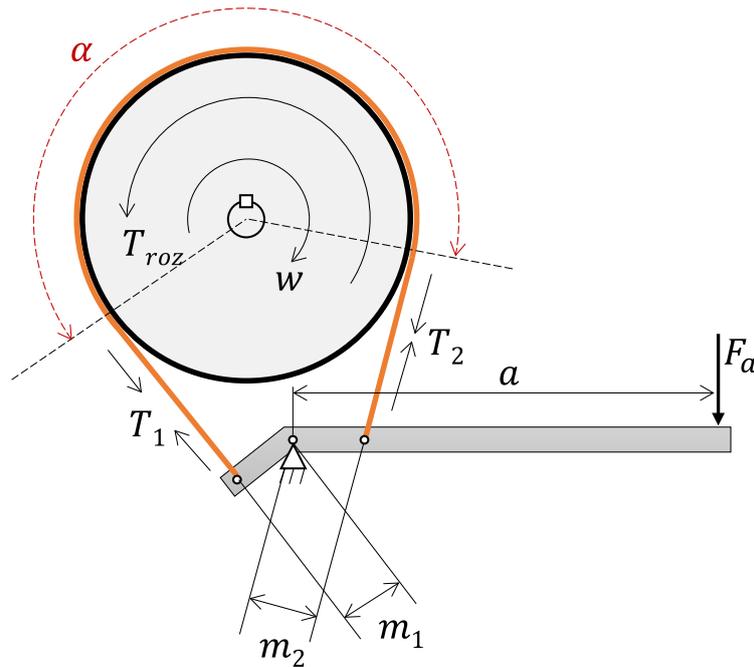


Figura 2. Freno de cinta diferencial.

Las fórmulas son idénticas a las empleadas para frenos de cinta simple:

$$\frac{T_1}{T_2} = e^{\mu\alpha} \quad (6a)$$

$$T_1 = b \cdot r \cdot p_{max} \quad (6b)$$

$$T_{roz} = (T_1 - T_2) \cdot r \quad (6c)$$

La diferencia está en el equilibrio de momentos de la palanca; al no coincidir ningún extremo de la cinta con la articulación de la palanca, esta vez ambos términos  $T_1$  y  $T_2$  intervienen en dicho equilibrio. Nuevamente, la expresión del equilibrio de la palanca varía en función del sentido de giro del eje, ya que  $T_1$  y  $T_2$  aparecen en un extremo u otro de la cinta según sea el caso. Así, para el sentido de giro del eje de la Figura 2:

$$F_a \cdot a = T_2 \cdot m_2 - T_1 \cdot m_1 \quad (7)$$

Y para el sentido de giro contrario al de la Figura 2, al intercambiarse  $T_1$  y  $T_2$ :

$$F_a \cdot a = T_1 \cdot m_2 - T_2 \cdot m_1 \quad (8)$$

Si se compara un freno de cinta simple con uno diferencial en igualdad de dimensiones geométricas y condiciones de funcionamiento (es decir, suponiendo misma  $T_1$ ,  $T_2$ ,  $\mu$ ,  $\alpha$ ,  $p_{max}$ ,  $r$ , y siendo  $m$  de la Figura 1 igual a  $m_2$  de la Figura 2), se obtiene que para desarrollar un determinado valor  $T_{roz}$  en el eje, es necesario aplicar una fuerza  $F_a$  menor en el freno diferencial que en el simple. Matemáticamente, esto se explica porque en la fórmula del

equilibrio de momentos de la palanca del freno diferencial aparece un término restando (término que no existía en el freno simple), con lo que  $F_a$  tiene un valor más bajo. A este fenómeno se le denomina “autoactuación”. El freno diferencial es autoactuante porque se necesita ejercer una fuerza  $F_a$  más pequeña que en el freno simple para desarrollar un determinado par de rozamiento  $T_{roz}$ ; es decir, es como si autoactuara de tal manera que  $T_{roz}$  se consigue aplicando externamente una fuerza  $F_a$  menor.

Volviendo a la ecuación de equilibrio de momentos de la palanca en el freno de cinta diferencial, puede darse el caso en que el resultado de la resta dé un valor negativo. Esto implicaría que se necesita ejercer una fuerza  $F_a$  negativa (es decir, hacia arriba) para desarrollar un determinado par de rozamiento  $T_{roz}$ . Evidentemente esto es ilógico; lo que sucede en la práctica es que el freno actúa (frena) sólo sin que haya que aplicar ninguna fuerza  $F_a$  en la palanca ( $F_a=0$ ). A este fenómeno se le denomina “autobloqueaje”, ya que el freno actúa solo y acabará bloqueando (frenando totalmente) el eje sin que se le haya aplicado externamente ninguna fuerza  $F_a$ .

El fenómeno de autobloqueaje se entiende mejor en frenos como el de la Figura 3: en él, si el eje gira en sentido horario hay que ejercer una fuerza en la palanca, empujándola contra el disco, para frenar el eje; sin embargo, si el eje gira en sentido antihorario, el eje se frenará sólo sin que haya que ejercer ninguna fuerza sobre la palanca (autobloqueaje). El de la Figura 3 es por tanto un freno autoblocante en uno de los sentidos de giro del eje. Este fenómeno tiene su aplicación particular como sistema de no retorno, es decir cuando por el motivo que sea nos interese impedir el giro libre de un eje en una de sus direcciones de giro.

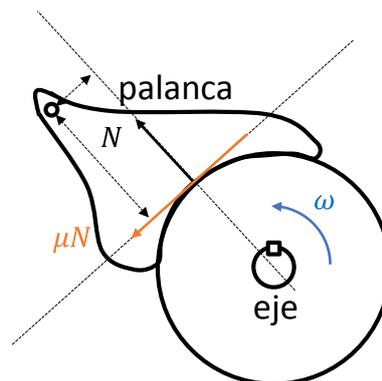


Figura 3. Freno autoblocante.

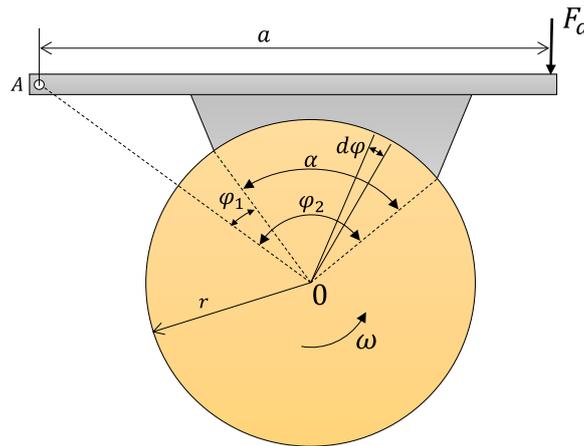
### 3. FRENOS DE ZAPATA

Los frenos de fricción de zapata emplean una zapata, accionada mediante una palanca, para introducir un par de rozamiento en un disco solidario al eje. Este par resistente se opone al

giro del eje, provocando su frenado. Los frenos de zapata pueden ser exteriores o interiores.

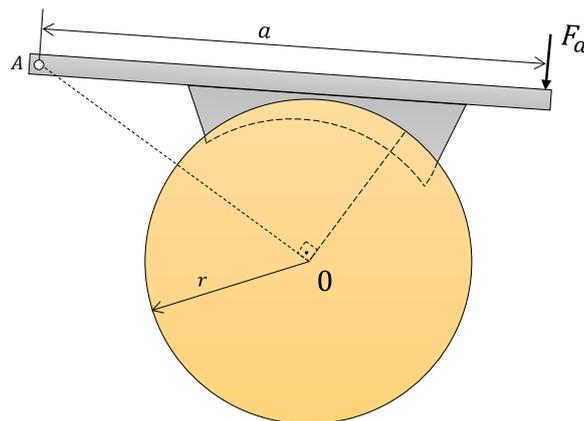
### 3.1 FRENO DE ZAPATA EXTERIOR

Se dice que un freno de zapata es exterior cuando la zapata actúa en el exterior del disco (ver Figura 4). De acuerdo a la figura, cuando se acciona la palanca con una fuerza  $F_a$ , la zapata contacta con el disco introduciendo un par de rozamiento  $T_{roz}$  que frena el disco, y por tanto el eje al que es solidario.



**Figura 4. Parámetros del freno de zapata exterior.**

Se demuestra que la distribución de presiones en el contacto sigue una forma senoidal ( $p/\sin\varphi = \text{constante}$ ), tomando como punto de partida ( $\varphi = 0^\circ$ ) la recta que une la articulación de la palanca (punto A de la figura) y el centro del eje (punto O de la Figura 5).

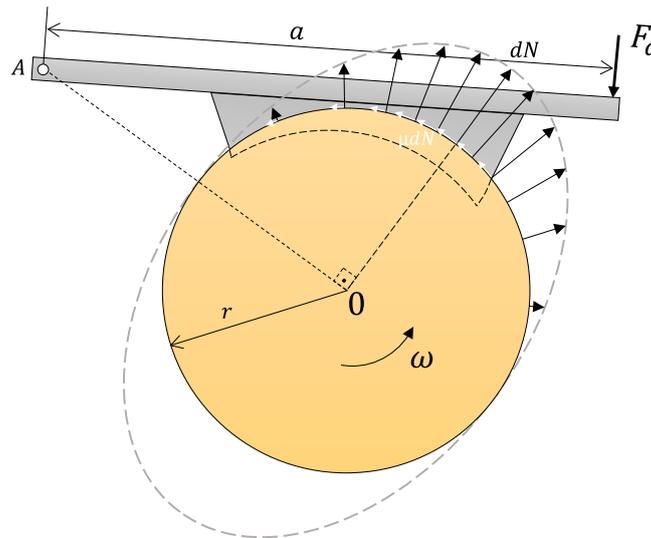


**Figura 5. Interferencia senoidal entre zapata y tambor**

Así, la presión máxima aparece en el punto de contacto disco-zapata en el que el valor de  $\sin\varphi$  es máximo (en el caso de la Figura 5,  $\varphi = 90^\circ$ ), y la presión  $p$  de cualquier punto se puede calcular como:

$$p = p_{max} \cdot \frac{\sin\varphi}{(\sin\varphi)_{max}} \quad (9)$$

Estas presiones en la superficie de contacto crean fuerzas normales  $dN$ , que a su vez dan lugar a fuerzas de rozamiento  $\mu dN$ . En la Figura 6 se indican estas fuerzas, en concreto las que soporta la zapata; el disco soporta las mismas fuerzas pero en sentido contrario, según la ley de acción-reacción.



**Figura 6. Distribución de fuerzas normales y de rozamiento en el contacto**

Son precisamente estas fuerzas de rozamiento  $\mu dN$  (de sentido contrario a las de la Figura 6) las que se oponen al giro del disco, desarrollando un par de rozamiento que frena el disco y por tanto el eje solidario a él. El valor de este par de frenado es:

$$\begin{aligned} T_{roz} &= \int r \cdot \mu \cdot p \cdot dA = \int r \cdot \mu \cdot p_{max} \cdot \frac{\sin\varphi}{(\sin\varphi)_{max}} \cdot b \cdot r \cdot d\varphi \\ &= \frac{\mu \cdot b \cdot p_{max}}{(\sin\varphi)_{max}} \cdot \int r^2 \cdot \sin\varphi \cdot d\varphi \\ &= \frac{\mu \cdot b \cdot r^2 \cdot p_{max}}{(\sin\varphi)_{max}} \cdot (\cos\varphi_1 - \cos\varphi_2) \end{aligned} \quad (10)$$

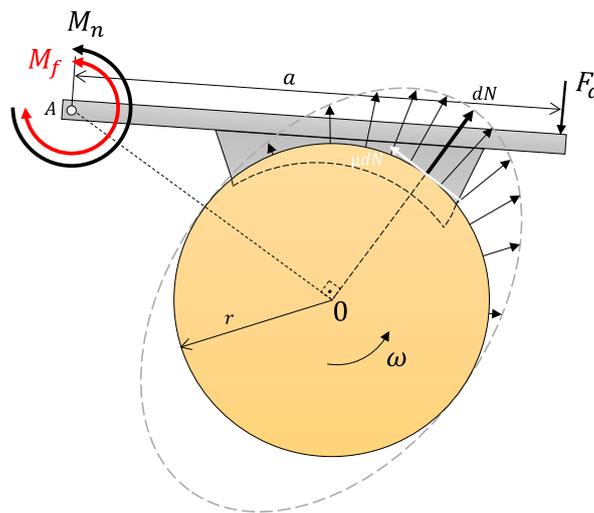
Donde  $r$  es el radio del disco,  $\mu$  el coeficiente de fricción,  $b$  el ancho de la superficie de contacto zapata-disco (generalmente igual al ancho de la zapata), y  $\varphi_1$  y  $\varphi_2$  son los ángulo  $\varphi$  donde comienza y termina, respectivamente, la zapata. Evidentemente,  $(\sin\varphi)_{max}$  debe corresponder a un ángulo  $\varphi$  comprendido entre  $\varphi_1$  y  $\varphi_2$ , ángulo para el cual se dará la presión máxima de contacto según se ha comentado anteriormente. Según lo explicado, este valor  $p_{max}$  debe ser un dato de diseño proporcionado por el fabricante.

A continuación se analiza la palanca de accionamiento para estimar la fuerza  $F_a$  que hay que

aplicar sobre la misma para desarrollar un determinado par de rozamiento  $T_{roz}$  en el disco, y por tanto en el eje. En la palanca actúan, además de  $F_a$ , las fuerzas normales  $dN$  y las fuerzas de rozamiento  $\mu dN$  ilustradas en la Figura 7.

Al plantear el equilibrio respecto a la articulación de la palanca, además del momento generado por la fuerza  $F_a$ , se observa que la fuerza normal (la resultante de todas las fuerzas diferenciales  $dN$ ) crea un momento  $M_n$  y la fuerza de fricción (la resultante de todas las fuerzas diferenciales  $\mu dN$ ) crea un momento  $M_f$ . Así, el equilibrio de momentos resultante es:

$$F_a \cdot a = M_n \pm M_f \quad (11)$$



**Figura 7. Momentos  $M_n$  y  $M_f$**

Las fórmulas de  $M_n$  y  $M_f$  se muestran más adelante. De la expresión (11) se deduce que, si como en la Figura 7 la fuerza de accionamiento  $F_a$  genera un momento  $F_a \cdot a$  horario,  $M_n$  será antihorario y  $M_f$  podrá ser antihorario u horario, en función de lo cual se le sumará o restará a  $M_n$ , respectivamente; de ahí el operador  $\pm$  de la fórmula. Esto se debe a que, al cambiar el sentido de giro del eje, la fuerza de fricción  $\mu dN$  cambia de sentido y pasará de ser antihorario a horario y por tanto de sumarse a restarse, o viceversa. Para el ejemplo de la Figura 4, para el sentido de giro del eje indicado en la figura la fórmula será  $F_a \cdot a = M_n + M_f$  ( $F_a \cdot a$  horario,  $M_n$  y  $M_f$  antihorarios); sin embargo, si el eje girara en sentido contrario, la fórmula sería  $F_a \cdot a = M_n - M_f$  ( $F_a \cdot a$  horario,  $M_n$  antihorario y  $M_f$  horario).

Siguiendo el razonamiento empleado con los frenos de cinta, se observa que para un sentido de giro del eje, el freno de zapata es autoactuante (cuando  $F_a \cdot a = M_n - M_f$ ), y para el otro sentido de giro no (cuando  $F_a \cdot a = M_n + M_f$ ); es decir, para desarrollar un determinado par de rozamiento  $T_{roz}$  se necesita ejercer una fuerza  $F_a$  menor en un sentido de giro que en

el otro. Nuevamente, en el sentido de giro autoactuante el freno puede llegar a ser autoblocante si se cumple que  $M_f > M_n$ , y por tanto  $F_a < 0$ ; en este caso, al igual que en los frenos de cinta, el freno se activaría solo y frenaría el eje sin que existiera ninguna fuerza  $F_a$  externa.

Para finalizar se proporcionan las fórmulas de  $M_n$  y  $M_f$ , cuya demostración matemática queda fuera del alcance de este libro:

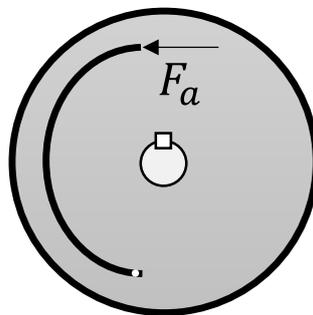
$$M_f = \frac{\mu \cdot b \cdot r \cdot p_{max}}{4 \cdot (\sin\varphi)_{max}} \cdot [r_1 \cdot (\cos 2\varphi_2 - \cos 2\varphi_1) - 4 \cdot r \cdot (\cos\varphi_2 - \cos\varphi_1)] \quad (12a)$$

$$M_n = \frac{b \cdot r \cdot r_1 \cdot p_{max}}{4 \cdot (\sin\varphi)_{max}} \cdot (2\alpha - \sin 2\varphi_2 + \sin 2\varphi_1) \quad (12b)$$

Es importante puntualizar que a la hora de utilizar estas expresiones en la fórmula de equilibrio de momentos de la palanca, debe utilizarse el valor absoluto de sus resultados. Es decir, en la ecuación (11), los valores de  $M_n$  y  $M_f$  siempre deben ser positivos. Para saber si  $M_n$  y  $M_f$  se suman o se restan, basta con observar si son horarios o antihorarios, según lo explicado.

### 3.2 FRENO DE ZAPATA INTERIOR

Se dice que un freno de zapata es interior cuando la zapata actúa en el interior del disco (ver Figura 8). Evidentemente el disco debe ser una especie de cubo, hueco en su interior, al que comúnmente se denomina tambor; es por ello que habitualmente a los frenos de zapata interior se les denomina frenos de tambor. Al igual que en los frenos exteriores, cuando se acciona la palanca con una fuerza  $F_a$  la zapata contacta con el disco, introduciendo un par de rozamiento  $T_{roz}$  que frena el tambor y por tanto el eje al que éste es solidario.



**Figura 8. Freno de zapata interior (freno de tambor).**

Por lo demás, todo lo explicado para los frenos de zapata exterior es totalmente aplicable a los frenos de tambor. Las expresiones son exactamente las mismas:

$$p = p_{max} \cdot \frac{\sin\varphi}{(\sin\varphi)_{max}} \quad (13a)$$

$$T_{roz} = \int r \cdot \mu \cdot p \cdot dA = \frac{\mu \cdot b \cdot r^2 \cdot p_{max}}{(\sin\varphi)_{max}} \cdot (\cos\varphi_1 - \cos\varphi_2) \quad (13b)$$

$$F_a \cdot a = M_n \pm M_f \quad (13c)$$

$$M_f = \frac{\mu \cdot b \cdot r \cdot p_{max}}{4 \cdot (\sin\varphi)_{max}} \cdot [r_1 \cdot (\cos 2\varphi_2 - \cos 2\varphi_1) - 4 \cdot r \cdot (\cos\varphi_2 - \cos\varphi_1)] \quad (13d)$$

$$M_n = \frac{b \cdot r \cdot r_1 \cdot p_{max}}{4 \cdot (\sin\varphi)_{max}} \cdot (2\alpha - \sin 2\varphi_2 + \sin 2\varphi_1) \quad (13e)$$

Al igual que los frenos exteriores, los frenos de tambor son autoactuante en un sentido de giro (cuando  $F_a \cdot a = M_n - M_f$ ) y no autoactuante en el otro sentido (cuando  $F_a \cdot a = M_n + M_f$ ). En el sentido de giro autoactuante pueden además ser autoblocante (si  $M_f > M_n$ , y por tanto  $F_a < 0$ ).

Los frenos de tambor suelen contar con dos zapatas, ambas accionadas con la misma fuerza  $F_a$ . En función de dónde están articuladas las palancas de accionamiento, se clasifican como freno simplex y dúplex.

Estas dos configuraciones se ilustran esquemáticamente en la Figura 9. La Figura 10 muestra el freno de tambor simplex de la rueda de un automóvil.

En el freno de tambor simplex, en cualquier sentido de giro del eje, una zapata es autoactuante y la otra no; en cambio, en el freno dúplex en un sentido de giro las dos zapatas son autoactuantes, y en el otro sentido de giro ninguna de ellas lo es. La Tabla 1 resume estos conceptos.

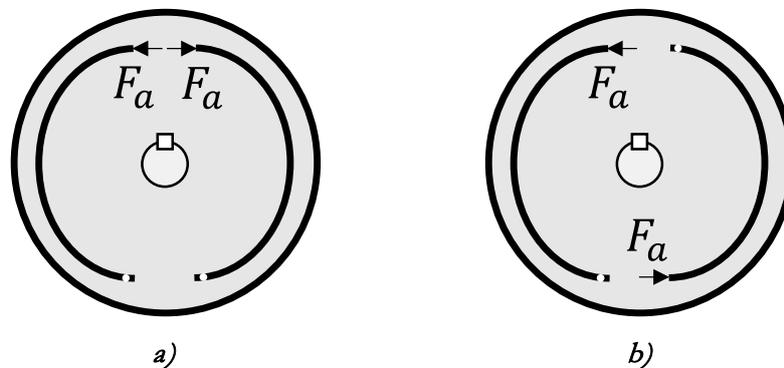


Figura 9. Freno de tambor: a) simplex b) dúplex.



*Figura 10. Freno de tambor simplex.*

SIMPLEX	Zapata izquierda	Zapata derecha
Giro horario del eje	$F_a \cdot a = M_n + M_f$ (NO AUTOACT)	$F_a \cdot a = M_n - M_f$ (AUTOACT)
Giro antihorario del eje	$F_a \cdot a = M_n - M_f$ (AUTOACT)	$F_a \cdot a = M_n + M_f$ (NO AUTOACT)

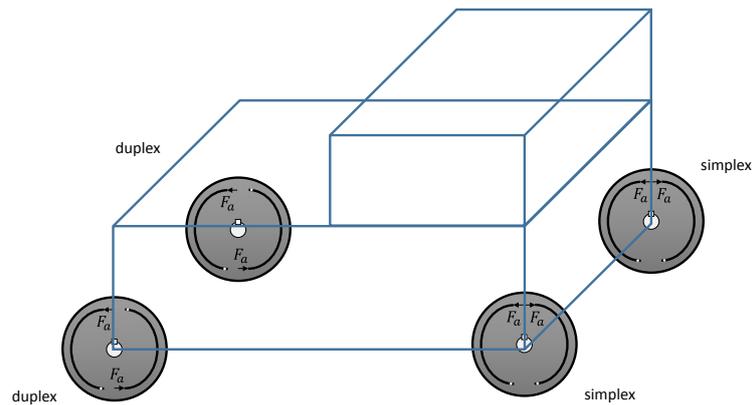
a)

DUPLEX	Zapata izquierda	Zapata derecha
Giro horario del eje	$F_a \cdot a = M_n + M_f$ (NO AUTOACT)	$F_a \cdot a = M_n + M_f$ (NO AUTOACT)
Giro antihorario del eje	$F_a \cdot a = M_n - M_f$ (AUTOACT)	$F_a \cdot a = M_n - M_f$ (AUTOACT)

b)

*Tabla 1. Ecuaciones de equilibrio para los frenos de la Figura 6: a) freno simplex (Figura 6a) b) freno dúplex (Figura 6b).*

Aunque se está imponiendo el uso de frenos de disco, los frenos de tambor han sido históricamente muy empleados en el sector de la automoción. Cuando los cuatro frenos (uno en cada rueda) de un automóvil son de tambor, lo habitual es disponer frenos de tipo duplex en las ruedas delanteras y de tipo simplex en las traseras (ver Figura 11).

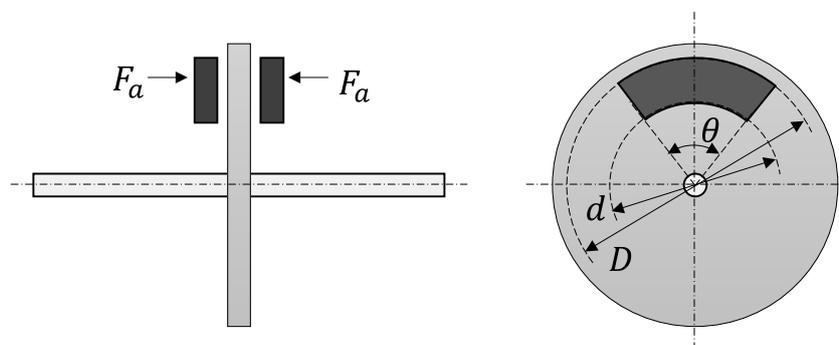


**Figura 11. Combinación habitual de zapatas en un automóvil.**

De esta forma, cuando el automóvil avanza marcha adelante, hay 6 zapatas autoactuantes (4 de las ruedas delanteras y 2 de las ruedas traseras) y 2 zapatas no autoactuantes (de las ruedas traseras); con el automóvil marcha atrás, hay 6 zapatas no autoactuantes (4 de las ruedas delanteras y 2 de las ruedas traseras) y 2 zapatas autoactuantes (de las ruedas traseras). Con esta configuración se consigue que, para una misma fuerza de actuación  $F_a$ , en marcha adelante el automóvil frene más que en marcha atrás, lo cual es necesario ya que la velocidad del automóvil es mayor cuando marcha hacia delante que hacia atrás. Además, al disponer los frenos dúplex en las ruedas delanteras, en marcha adelante las ruedas delanteras frenan más que las traseras al ser las 4 zapatas delanteras autoactuantes (por 2 zapatas autoactuantes en las ruedas traseras), tal y como se requiere en los automóviles por motivos de adherencia al asfalto.

## 4. FRENOS DE DISCO

Los frenos de fricción de disco emplean pastillas, accionadas axialmente al eje, para introducir un par de rozamiento en un disco solidario al eje. Este par resistente se opone al giro del eje, provocando su frenado. La Figura 12 ilustra este tipo de frenos.



**Figura 12. Freno de disco.**

En comparación al freno de tambor, la principal ventaja de los frenos de disco es su facilidad de ventilación. Como se verá más adelante, este aspecto es muy importante, ya que la fricción genera calor (es habitual ver frenos de automóvil o motocicleta “al rojo vivo”), y si ese calor no se evacua adecuadamente, puede deteriorar el freno y reducir su capacidad de frenado. Los automóviles (ver Figura 13) disponen de un conducto que recoge el aire que entra por el frontal del automóvil y lo conduce a través del freno de disco, de forma que este aire expulsa el calor generado; en los frenos de tambor es más difícil evacuar este calor, ya que se genera en el interior del tambor.



**Figura 13. Freno de disco de un automóvil.**

El cálculo del par de rozamiento es idéntico al utilizado para embragues de disco; la única diferencia es que en los embragues dicho par era un par de transmisión, mientras que en los frenos de disco se trata de un par de frenado. Al igual que en los embragues, cuando el freno es nuevo se puede asumir la hipótesis de presión uniforme. Cuando el freno está usado, la situación se ajusta más a un desgaste uniforme en el contacto. El par de rozamiento desarrollado por el freno es:

a) según la hipótesis de presión uniforme es:

$$T_{roz} = \frac{\theta}{24} \cdot \mu \cdot p \cdot (D^3 - d^3) = \mu \cdot \frac{F_a}{3} \cdot \frac{D^3 - d^3}{D^2 - d^2} \quad (14)$$

b) según la hipótesis de desgaste uniforme:

$$T_{roz} = \frac{\theta}{16} \cdot \mu \cdot p_{max} \cdot d \cdot (D^2 - d^2) = \mu \cdot \frac{F_a}{4} \cdot (D + d) \quad (15)$$

Donde  $\theta$  es el ángulo de contacto de la pastilla según la Figura 12. El valor del par de rozamiento calculado con estas expresiones corresponde a una única cara de rozamiento (una pastilla). Normalmente se colocan dos pastillas (ver Figura 12), dispuestos uno a cada lado del disco. Con esta disposición se consiguen dos beneficios: por un lado, la fuerza axial resultante introducida en el eje es nula (las fuerzas de accionamiento  $F_a$  de las pastillas se

anulan entre sí); por otro lado, el par de rozamiento total desarrollado es el doble al haber dos superficies de contacto en lugar de una.

Por último, cabe destacar que los frenos de disco no tienen características de autoactuación o autobloqueo.

## 5. ASPECTOS A CONSIDERAR EN EL DISEÑO DE FRENOS

El aspecto básico a la hora de diseñar o seleccionar un freno es el par de rozamiento  $T_{roz}$  que es capaz de desarrollar dicho freno. Cuanto mayor es  $T_{roz}$ , menor será el tiempo de frenado (tiempo necesario para que el eje pase de una velocidad de giro inicial  $w_0$  a una velocidad final  $w_f$ ). En la Figura 14, si se aplica en el eje un par de frenado  $T_{roz} > T'_{roz}$ , el tiempo de frenado se reduce, es decir  $t_{frenado} < t'_{frenado}$ . La relación entre el par de rozamiento desarrollado y el tiempo de frenado resultante es (en ausencia de par actuante):

$$T_{roz} = \frac{I \cdot (w_0 - w_f)}{t_{frenado}} \quad (16)$$

Donde  $I$  es la inercia equivalente del eje. El concepto de la inercia equivalente ha sido explicado anteriormente en el Tema 12.

De acuerdo a lo explicado, durante el proceso de frenado se genera un calor debido al rozamiento. Su valor es igual a la pérdida de energía cinética experimentada por el eje:

$$W_{roz} = \Delta E_{cinética} = \frac{1}{2} \cdot I \cdot (w_0^2 - w_f^2) \quad (17)$$

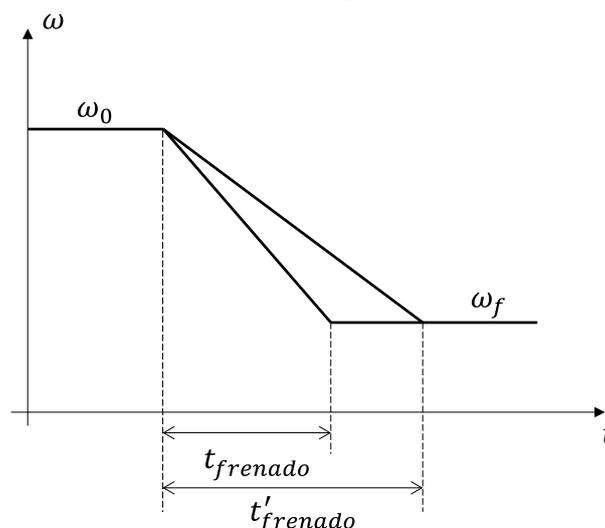


Figura 14. Tiempo de frenado en función del par de frenado aplicado.

Como se observa en la fórmula, la magnitud de calor generado sólo depende de los valores de la velocidad inicial  $w_0$  y final  $w_f$  del eje, y no del par que haya causado ese frenado ( $T_{roz}$ ) ni del tiempo que haya sido necesario para el frenado ( $t_{frenado}$ ). No obstante, cuanto menor es el tiempo de frenado  $t_{frenado}$ , más “de golpe” se generará ese calor y más difícil será evacuarlo.

En definitiva, cuanto mayor es el par desarrollado menor es el tiempo de frenado, pero el calor se genera en menos tiempo, lo que provoca un mayor calentamiento del freno. En consecuencia, un diseño óptimo debe mantener un compromiso entre estos dos factores, es decir no interesa que un freno tenga una capacidad de frenado ni excesivamente alta ni excesivamente baja.

	<b>FORRO TEJIDO</b>	<b>FORRO MOLDEADO</b>	<b>BLOQUE RÍGIDO</b>
<b>Resistencia a compresión (en MPa)</b>	70-100	70-125	70-100
<b>Resistencia a tracción (en MPa)</b>	17-21	27-35	21-27
<b>Temperatura máx. (en °C)</b>	200-260	260	400
<b>Velocidad máx (en m/s)</b>	38	25	38
<b>Presión máx. (en kPa)</b>	340-690	690	1000
<b>Coefficiente de fricción</b>	0,45	0,47	0,40-0,45

*Tabla 2. Valores típicos de propiedades de contacto en frenos.*

En cuanto al material de fricción, cuyas propiedades se detallan en los catálogos de fabricantes, debe tener unas propiedades similares a los empleados en embragues: capacidad de resistir altas temperaturas sin perder sus propiedades, alta conductividad y disipabilidad de calor, alta resistencia al desgaste, alta resiliencia, buen comportamiento ante condiciones ambientales adversas como la humedad, etcétera. La Tabla 2 indica valores típicos de las propiedades más importantes de los materiales de fricción usados en frenos: tensión de rotura (a compresión y tracción), máxima temperatura, máxima velocidad de deslizamiento, máxima presión y coeficiente de fricción.