

# Fricción en las coronas de molinos de caña

A. Rodríguez Poveda\*, C. Rodríguez Martínez\*, E. Álvarez García\*\*

\*- Departamento Mecánica y Diseño, Universidad de Oriente, Santiago de Cuba.

\*\*-Departamento de Energía., Universidad Central de las Villas, Santa Clara. Cuba.

( Recibido el 5 de mayo de 1997; aceptado el 19 de junio de 1997 )

## Resumen

En los molinos de caña de azúcar un elemento poco estudiado desde el punto de vista tribológico son las coronas dentadas, caracterizadas por condiciones no usuales de explotación en los engranes. Con el empleo de una máquina de ensayo de rodillos y con la utilización de las invariantes tribológicas como criterios de modelación se logró la siguiente ecuación de regresión del coeficiente de fricción  $f = 17.96 - 45.96 V_r + 0.26 q V_d$ , quedando establecida la relación entre la velocidad sumatoria de rodamiento, la carga lineal y la velocidad de deslizamiento con la fricción.

## 1. Introducción

Los molinos de caña de azúcar constituyen las instalaciones de mayor gasto energético en un ingenio azucarero; motivo por el cual el Grupo de Tribología de la Universidad de Oriente desarrolla una línea de investigación en esta problemática. El consumo de energía mecánica entregada sin tener en cuenta el gasto energético en la transmisión mecánica por engranes [1].

Las coronas dentadas constituyen el último eslabón de la transmisión de energía a los molinos; un análisis tribológico y en específico de consumo de energía queda plenamente justificado si se conoce que en Cuba hay instalada más de 3 000 coronas. En dependencia del grueso del colchón de caña y bagazo que pasa entre las mazas de los molinos, las coronas trabajan variando su distancia entre centro; al flotar la maza superior; esto provoca que el perfil de los dientes sea de forma especial.

Las condiciones de trabajo de las coronas varían en un amplio rango, la carga se considera entre medianas y altas ( $N = 40 \div 400$  Kw) y las velocidades se pueden caracterizar lentas ( $n = 2 - 6$  r.p.m.), lo que hace que existan 17 perfiles diferentes de dientes desde el punto de vista de las dimensiones.

En las transmisiones por engranajes con bajas velocidades de contacto no es apreciable el incremento de la temperatura en la zona de contacto y la fórmula empírica desarrollada por Dowson – Higginsin predice con alta exactitud el espesor de la película lubricante [2]; la cual se expresa a continuación:

$$H_o = \frac{2.65 G^{0.54} U^{0.7}}{W^{0.13}} \quad (1)$$

Conocido el espesor de película lubricante y el acabado superficial de los dientes se puede determinar el *coeficiente de espesor* de película  $\lambda$ , a partir del cual se define el régimen de lubricación.

$$\lambda = \frac{h_o}{(R_{a1}^2 + R_{a2}^2)} \quad (2)$$

el régimen de lubricación queda definido según las siguientes recomendaciones [3]

$\lambda > 5$  Régimen lubricación Hidrodinámico  
 $3 < \lambda < 5$  Régimen lubricación Mixto  
 $\lambda < 1$  Régimen lubricación Límite

*Seleccionar un perfil de diente del tipo A y una corona sometida a las siguientes condiciones:*

$N = 100$  Kw  
 $n_1 = 3.6$  r.p.m.  
 $n_2 = 5$  r.p.m.  
 $q = 1360$  N/mm  
 $q = 930$  N/mm  
 $\sigma_H = 900$  Mpa  
 $\sigma_H = 745$  Mpa  
 $V_r = 0.10$  m/s  
 $V_r = 0.138$  m/s  
 $V_d = 0.078$  m/s

$$\begin{aligned}
 V_d &= 0.108 \text{ m/s} \\
 \infty &= 0.02 \text{ mm}^2/\text{N} \\
 Ra_1 &= Ra_2 = 12.5 \text{ } \mu\text{m} \\
 E &= 2.10^5 \text{ Mpa} \\
 \text{Aceite Guijo } v_{100} &= 90 \text{ mm}^2/\text{s} \\
 \mu_{50} &= 0.5 \text{ N-s/m}^2
 \end{aligned}$$

Se obtiene según (1) y (2):

$$\begin{aligned}
 H_{01} &= 0.44 \text{ } \mu\text{m} \\
 h_{02} &= 0.55 \text{ } \mu\text{m} \\
 \lambda_1 &= 0.025 \\
 \lambda_2 &= 0.031
 \end{aligned}$$

Lo que define un régimen de lubricación límite o semiseco en los dientes de la coronas; por lo tanto la determinación del coeficiente de fricción solo es posible por la vía experimental.

#### Criterios de Modelación.

Para la determinación experimental del coeficiente de fricción de una instalación de rodillos se hace necesario aplicar la modelación física.

El coeficiente de fricción se puede expresar en forma de parámetros adimensionales [4] en dependencia de las condiciones de explotación y su geometría según:

$$f = Q^a \sigma^b F^c M^d T^e \quad (3)$$

donde:

$$Q = \frac{q}{\mu \cdot V_r} \quad (4)$$

Invariante de capacidad de carga de la película lubricante

$$\sigma = \frac{\sigma_H}{HB} \quad (5)$$

Invariante del estado tensional

$$F = \frac{\mu V_d}{Q} \quad (6)$$

Invariante friccional

$$M = \alpha E \quad (7)$$

Invariante de materiales

$$T = \frac{\lambda}{\beta V_d^2} \quad (8)$$

Invariante térmica

A partir de las invariantes tribológicas aplicadas al modelo y al prototipo se obtiene:

$$f_p = \alpha_f f_m \quad (9)$$

donde:

$f_p$  y  $f_m$  – Coeficiente de fricción del prototipo (corona) y del modelo (rodillos) respectivamente.

$$\alpha_f = \alpha_w \cdot \alpha_\sigma \cdot \alpha_F \cdot \alpha_M \cdot \alpha_T \quad (10)$$

## 2. Experimentos

Para la realización de los experimentos se dispone de una instalación de rodillos existentes en el laboratorio de Tribología de la Universidad de las Villas. Figura 1.

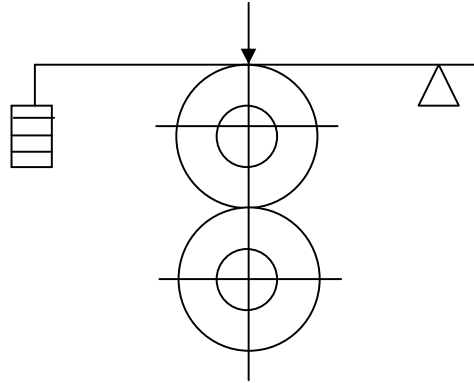


Fig. 1 Esquema de instalación experimental

Los rodillos  $d = 100 \text{ mm}$  y  $b = 13 \text{ mm}$  se fabricaron a partir del mismo tipo de acero de las coronas con  $HB = 190$ ; la superficie de contacto de los rodillos no se elaboró mecánicamente como se hace con las coronas; como lubricante se utilizó el aceite Guijo B de base asfáltica coincidiendo con el que se emplea en la práctica industrial.

Las condiciones del experimento fueron:

Carga normal

$$F_n = 1890 \text{ y } 2340 \text{ N}$$

Carga lineal

$$q = 145 \text{ y } 180 \text{ N/mm}$$

Velocidad sumatoria de rodadura

$$V_r = 0.392 \text{ y } 0.413 \text{ m/s}$$

Velocidad de deslizamiento

$$V_d = 0.0108 \text{ y } 0.0315 \text{ m/s}$$

### 3. Resultados Experimentales

En la Tabla 1 se da la matriz del experimento y los resultados experimentales del coeficiente de fricción.

**Tabla 1.-** Matriz del experimento y resultados experimentales

$V_r$ (m/s)	$QV_d$ (N/mm)(m/s)	$f_1$	$f_2$	$f_3$
+ 0.413	( - + ) 4.56	0.159	0.168	0.201
- 0.392	( + - ) 1.94	0.356	0.396	0.375
- 0.392	( - - ) 1.56	0.417	0.466	0.466
+ 0.413	( + + ) 5.67	0.590	0.520	0.520

El procesamiento estadístico se ejecutó con el programa de computación profesional “3D” obteniéndose la siguiente ecuación de regresión:

$$f_m = 17.96 - 45.97 V_r + 0.26 q V_d \quad (11)$$

El coeficiente de escala  $\alpha f$  para cada uno de los experimentos es;

$$\begin{aligned} \alpha f_1 &= 1.47 \\ \alpha f_2 &= 0.99 \\ \alpha f_3 &= 0.91 \\ \alpha f_4 &= 1.59 \end{aligned}$$

La magnitud del coeficiente de fricción obtenido experimentalmente varía de acuerdo a la influencia de las siguientes variables:

- El coeficiente de fricción disminuye con el aumento de la velocidad sumatoria de rodadura ( $V_r$ )
- El coeficiente de fricción aumenta con el incremento de la velocidad de deslizamiento ( $vd$ ) y de la carga lineal ( $q$ ).
- Según Rayko [5] para la lubricación con aceite y altas velocidades el coeficiente de fricción obtenido experimentalmente en rodillos puede llegar a valores de

$f = 0,05 - 0,07$ ; para bajas velocidades y adecuada lubricación (el coeficiente de fricción puede aumentar hasta  $f = 0,10$ ) y para insuficiente lubricación el coeficiente de lubricación puede aumentar hasta  $f = 0,4 - 0,5$ .

### 6. Conclusiones

- ♦ En las coronas dentadas de los molinos de caña debido a las altas cargas y velocidades lentas por lo general existe el régimen de lubricación límite, característico de alto coeficiente de fricción e intenso desgaste.
- ♦ La magnitud del coeficiente de fricción de deslizamiento obtenido experimentalmente se corresponde con el momento de inicio del engranaje, situación más crítica desde el punto de vista friccional de aquí los altos valores obtenidos; sin embargo en la literatura se reporta valores similares en el caso de la lubricación insuficiente, situación observada en las coronas de los ingenios azucareros.
- ♦ La metodología desarrollada en el trabajo, aunque precise de mejoras se considera acertada y permite el estudio de las coronas dentadas, del perfil del diente complejo; a través de la tradicional instalación de rodillos como una primera aproximación.

### Nomenclatura

$$G = \alpha E$$

$$U = \frac{\eta V_R}{E \rho_R}$$

$$W = \frac{q}{E \rho_R}$$

$$H_0 = h_0 \rho_r$$

G - Parámetro del material.

U - Parámetro friccional.

W- Parámetro de carga.

$H_0$ - Espesor de película adimensional.

$\eta$  - Viscosidad absoluta.

$\alpha$  - Coeficiente viscosidad-presión

$\rho_r$ - Radio de curvatura reducido.

E – Módulo de elasticidad.

q – Carga lineal.

$V_d$ - Velocidad de deslizamiento.

$V_R$ - Velocidad sumatoria rodadura

$\lambda$  - Coeficiente de transferencia de calor y Coeficiente de espesor de película.

$\sigma_H$ - Tensión de contacto.

## Referencias

1. Rodríguez M, - Lafargue P, - Triboenergética Industrial. Tercera Conferencia Iberoamericana de Ingeniería Mecánica. CIDIM / 97. La Habana. Cuba.
2. Finkin, E. F.: A critical examination of the elastohydrodynamic criterion for scoring of gear, Journal of lubrication Technology, July 1974, pp 418.
3. Manual de Tribotecnica, Tomo II, Editorial Machinostrenia, Moscú, 1980. (En Ruso)
4. Drosdov, Y. N., Cálculo al desgaste en transmisiones dentadas, Besnik Machinoestrenia, No. 9, 1985, pp 53. (En Ruso).
5. Rayko, G. Lubricación de transmisiones dentadas, Moscú, 1972. (En Ruso).

---

## Friction in the gears of sugar cane mills

### Abstract

In the sugar cane mills an element not well studied from the point of view tribological are the gear transmissions, characterized by not usual conditions of work. Using a test machine of rollers and with the utilization of the tribological constant as criteria of model - mathematical was achieved the following regression equation of the friction coefficient  $f = 17.96 - 45.96 V_r + 0.26 q V_d$ , being established the relationship between the bearing speed, the linear load and the sleeve speed with the friction.