

Análisis y solución de la avería en molino de planta de plástico mixto.

R. Goytisol Espinosa, L. Castellanos González, V. Carrera Martínez, J. G. Noa Águila, A. Quiñones Cherta, A. Fernández Cañizares*.

Facultad de Mecánica. Universidad de Cienfuegos.

*Facultad de Humanidades. Universidad de Cienfuegos

E-mail: ragoyti@fmec.ucf.edu.cu

(Recibido el 4 de Noviembre de 2004, aceptado 10 de Febrero de 2005).

Resumen.

En el Trabajo se realizó una investigación para esclarecer las causas de la avería del molino de la Planta de Plástico Mixto de Cienfuegos por fractura de uno de los tornillos de sujeción de las cuchillas del molino. La investigación arrojó que la unión roscada de la cuchilla con el rotor está diseñada de tal manera que si la pretensión no es la adecuada, se produce la inclinación de la superficie de asiento de la cabeza del tornillo, lo que provoca tensiones suplementarias de flexión sobre éste que conducen inevitablemente a la fractura de los mismos. Se determinó el torque de apriete que garantiza que no aparezcan tensiones de flexión suplementarias y se realizaron un conjunto de modificaciones para elevar la resistencia a la fatiga de la unión.

Palabras claves: Plástico, uniones roscadas pretensadas, tensiones de flexión en tornillos.

1. Introducción.

En el año 2002 se instaló la Planta Recuperadora de Plástico Mixto en Cienfuegos, fabricada por la firma MAYPER. Al ponerla en explotación se produjo la avería del Molino Triturador, por fractura de uno de los tornillos de sujeción de una de las cuchillas. En la Fig. 1 se muestra una vista de la disposición de las cuchillas en el rotor y de los tornillos de sujeción. La avería produjo la detención del Molino y de la Planta. En la Fig. 2 se muestra el estado en que quedó la cuchilla y en las figuras 3 y 4 se muestran el tornillo fracturado y las dos mitades del mismo unidas donde se aprecia claramente la deformación por flexión.

Una avería similar se había producido unos días antes en la Planta de la provincia Granma, también recién adquirida.

La Facultad de Mecánica de la Universidad de Cienfuegos desarrolló la investigación para esclarecer las causas de la avería con vistas a establecer la reclamación correspondiente a la Firma suministradora y aportar las soluciones necesarias para poner en explotación la Planta.



Fig. 1 Vista de una Cuchilla del Molino Molino y de sus tornillos de sujeción.



Fig. 2 Estado de la cuchilla después de la fractura del tornillo.



Fig. 3 Sección del tornillo fracturado deformación plástica de la arandela.



Fig. 4. Deformación plástica por flexión del tornillo fracturado.

2. Desarrollo.

Los datos empleados como base para el estudio de problema son los siguientes:

2.1 Datos del motor.

Marca: HYUNDAI

Potencia: $N_m = 22 \text{ kW}$

Velocidad de giro: $n_m = 1\,770 \text{ rpm}$

2.2 Datos de la transmisión.

Tipo: Correas trapezoidales

Diámetro medio de la polea mayor, $D_2 = 78,8 \text{ cm}$

Diámetro medio de la polea menor, $D_1 = 14,0 \text{ cm}$

Relación de transmisión, $i_c = 5,63$

2.3 Datos de los tornillos y las arandelas.

Tipo de tornillo: Cabeza cilíndrica con hexágono interior (UNE 17056)

Diámetro de la rosca: M16

Diámetro de la cabeza: $D_c = 2,4 \text{ cm}$

Altura de la cabeza: $h_c = 1,6 \text{ cm}$

Longitud de la rosca: $l = 5,25 \text{ cm}$

Diámetro de la raíz de la rosca: $d_1 = 1,355 \text{ cm}$

Diámetro medio de la rosca: $d_2 = 1,47 \text{ cm}$

Paso: $S = 0,2 \text{ cm}$

Area de la raíz de la rosca: $A_1 = 1,44 \text{ cm}^2$

Arandela plana: $32 \times 18 \times 4 \text{ mm}$

Arandela de presión: $26,2 \times 17 \times 3,5 \text{ mm}$

2.4 Material de los tornillos.

Dureza superficial media: $HB = 185$. Se corresponde con el acero para pernos, tornillería y espárragos grado SAE 2 para el cual: $\sigma_u = 4\,500 \text{ kgf/cm}^2$ y $HB < 241 \text{ max}$, utilizado en la tornillería española. Se corresponde también con el acero GOST, grado 35 empleado en tornillería con: $\sigma_u = 5\,400 \text{ kgf/cm}^2$, $\sigma_f = 3\,200 \text{ kgf/cm}^2$ y $E = 2 \times 10^6 \text{ kgf/cm}^2$, según la referencia⁷.

2.5 Dimensiones de la cuchilla.

En la Figura 5 se muestra un esquema con las dimensiones fundamentales de las cuchillas del molino. Se pesó la cuchilla obteniéndose $W = 7,5 \text{ kgf}$.

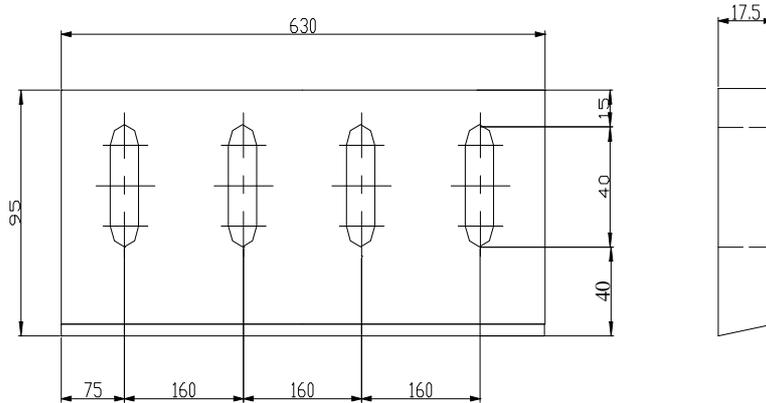


Fig. 5 Dimensiones fundamentales de las cuchillas.

2.6 Potencia en el árbol del rotor de las cuchillas.

La potencia en el árbol del rotor de las cuchillas se calculó por la expresión:

$$N_c = N_m \cdot \eta_c = 22 \cdot 0.96 = 21.12 \text{ kN}$$

Donde: $N_m = 22 \text{ kW}$, potencia del motor, $\eta_c = 0.96$, rendimiento de las correas

2.7 Torque en el árbol del rotor de las cuchillas.

El torque se calculó por la expresión:

$$M_{t_c} = 9732 \cdot \frac{N_c(\text{kW})}{n_c(\text{rpm})} = 97320 \cdot \frac{21.12}{314.4} = 6540 \text{ kgf} - \text{cm}$$

Donde: $n_c = n_m / i_c = 1770 / 5.63 = 314.4 \text{ rpm}$, velocidad de giro del rotor

$n_m = 1770 \text{ rpm}$, velocidad de giro del motor

$i_c = 5.63$, relación de transmisión de las correas

2.8 Carga nominal sobre las cuchillas.

En la Fig. 6 se muestra un esquema del rotor de las cuchillas con una de las cuchillas móviles en su posición de trabajo con relación a una de las cuchillas fijas y la posición de la carga nominal sobre la cuchilla móvil P_c , generada durante el corte del plástico así como uno de los tornillos de tope de la cuchilla.

Se considerará como carga nominal la que se produce para el torque nominal M_{t_c} . El radio del centro de masa de la cuchilla en su posición de trabajo $R_{c.m.}$, se calculó sobre las base de relaciones geométricas.

$$P_c = \frac{M_{t_c}}{B} = \frac{6540}{16} \cong 410 \text{ kgf}$$

$$R_{c.m.} \cong 9.4 \text{ cm}$$

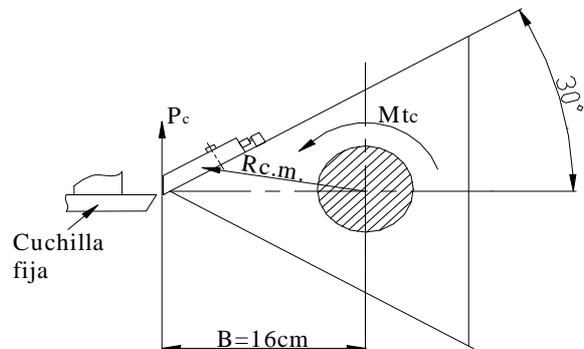


Fig. 6 Esquema del rotor de las cuchillas.

2.9 Coeficiente de carga dinámica sobre la cuchilla.

Para determinar la carga de trabajo real sobre las cuchillas y los tornillos del rotor es preciso poder estimar o calcular las cargas dinámicas que se generan en el caso de un molino que trabaje en las condiciones de este molino triturador de plástico. Según Reshetov⁸ para el caso de acoplamiento con grandes masas rotatorias y cargas de choque como son: molinos, laminadores.

$$k_{din} = 2.5 \text{ a } 3 \text{ y más}$$

Según datos de AFBMA (Anti-friction Bearing Manufacturers Association)⁹, para el cálculo de los cojinetes de rotores en máquinas con choques moderados.

$$k_{din} = 1.5 \text{ a } 3$$

Según Pisarenko [6] el coeficiente de carga dinámica durante el impacto torsional se puede obtener por la expresión:

$$k_{din} = 1 + \sqrt{1 + \frac{T}{U} \cdot \frac{1}{1 + k_m \cdot \frac{m_0}{m}}}$$

Donde:

T - Energía cinética del cuerpo que golpea en el instante del impacto (Joules).

U - Energía potencial elástica de deformación del cuerpo golpeado bajo la acción estática del cuerpo que golpea (Joules).

m_0 - masa del cuerpo golpeado., m - masa del cuerpo que golpea

k_m - coeficiente de reducción de la masa del cuerpo golpeado en el punto de impacto. Si la masa del cuerpo golpeado $m_0 \ll m$, que es el caso del molino de plástico analizado, según ⁵, se puede utilizar la ecuación:

$$k_{din} = \sqrt{1 + \frac{T}{U}}$$

2.10 Energía cinética del cuerpo que golpea.

La energía cinética del cuerpo que golpea (la cuchilla) en el instante del impacto se puede calcular como sigue:

Energía potencial elástica de deformación del cuerpo golpeado.

En el caso del cizallamiento, la energía potencial elástica de deformación se calcula por la expresión:

$$Q = P_c = 410 \text{kgf} = 4022 \text{N}$$

$$U = k \frac{Q^2 \cdot l}{2 \cdot G \cdot A}$$

$$I_0 = m_c \cdot (R_{cm})^2 = \frac{7.5 \cdot (0.094)^2}{9.81} = 0.00676 \text{kg} \cdot \text{m}^2$$

$$w_c = \frac{\pi \cdot n_c}{30} = \frac{\pi \cdot 314.4}{30} = 32.9 \text{ rad/s}$$

$$T = \frac{1}{2} \cdot I_0 \cdot \omega^2 = \frac{1}{2} \cdot 0.00676 \cdot (32.9)^2$$

Donde:

carga estática de cizallamiento.

k - Coeficiente que depende del tipo de sección transversal del cuerpo cizallado.

Suponiendo que la energía de deformación se absorbe durante el cizallamiento de una lámina de plástico vinílico con $E = 0,035 \times 10^{10} \text{ kgf/m}^2$ y $\mu = 0,35$ ⁶. El módulo de elasticidad para el cizallamiento del plástico será:

$$G = \frac{E}{2 \cdot (1 + \mu)} = \frac{0.035 \cdot 10^{10}}{2 \cdot (1 + 0.35)} = 0.013 \cdot 10^{10} \frac{\text{kgf}}{\text{m}^2} = 0.1275 \cdot 10^{10} \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

Se supondrá un ancho de la lámina de plástico igual a la longitud de la cuchilla $b = 0,63 \text{ m}$ y el espesor $h = 0,5 \text{ mm} = 0,0005 \text{ m}$, con área en la sección:

$$A = b \cdot h = 0.63 \cdot 0.0005 = 3.15 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

y la longitud $l = 2 \text{ mm} = 0,002 \text{ m}$, que es la holgura entre las cuchillas móvil y fija. Para sección transversal rectangular $k = 6/5 = 1.2$ ³, de donde se obtiene:

$$U = k \frac{Q^2 \cdot l}{2 \cdot G \cdot A} = \frac{1.2 \cdot (4022)^2 \cdot 0.002}{2 \cdot 0.1275 \cdot 10^{10} \cdot 3.15 \cdot 10^{-4}} = 0.048 \text{ J}$$

Coefficiente de carga dinámica sobre la cuchilla.

El coeficiente de carga dinámica calculado será por lo tanto:

$$k_{din} = 1 + \sqrt{1 + \frac{3.66}{0.048}} = 9.8 \cong 10$$

Se tomará un valor medio entre el mínimo posible $k_{din \text{ min}} = 1$ y el máximo calculado $k_{din \text{ max}} = 10$, o sea:

La carga dinámica sobre la cuchilla será.

$$k_{din} = 5.5$$

$$P_d = k_{din} \cdot P_c = 5.5 \cdot 410 = 2255 \text{kgf}$$

$$P_N = P_d \cdot \cos 30^\circ = 2255 \cdot \cos 30^\circ = 1953 \text{kgf}$$

$$P_Q = P_d \cdot \text{sen} 30^\circ = 2255 \cdot \text{sen} 30^\circ = 1128 \text{kgf}$$

Cálculo de la carga sobre el tornillo.

En la Fig. 7 se muestra un esquema de las cargas sobre la cuchilla, la fuerza de los tornillos de sujeción se designará por los tornillos de sujeción P' y las reacciones en los tornillos de tope por R_x y R_y .

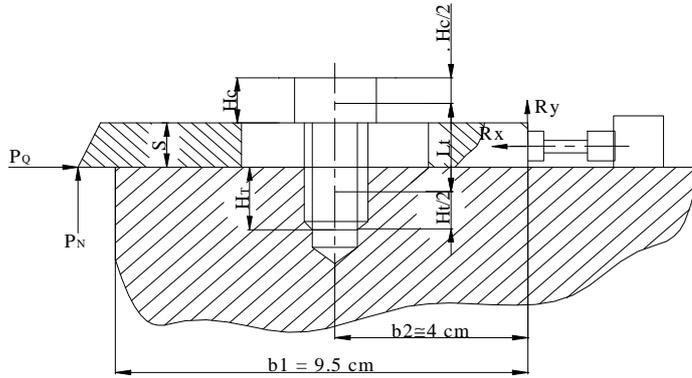


Fig. 7 Esquema de las cargas sobre la cuchilla.

Del equilibrio del sistema se tiene que:

$$\sum M_0 = P \cdot b_2 - P_n \cdot b_1 = 0$$

$$P' = \frac{P_n \cdot b_1}{b_2} = \frac{1953 \cdot 9.5}{4.0} = 4638.4 \text{ kgf}$$

La carga sobre un tornillo será:

$$P = \frac{P'}{4} = \frac{4638.4}{4} = 1160 \text{ kgf}$$

Compresión residual y carga total sobre el tornillo.

La unión analizada tiene que ser pretensada. Para las uniones pretensadas se recomienda en [2] una compresión residual de:

$$V' \cong (0.2 \text{ a } 1.8) \cdot P$$

Donde los valores mayores son para uniones herméticas. El caso analizado se trata de una unión de fuerza y se tomará el menor valor $V' = 0,2 \times 1\ 160 = 232 \text{ kgf}$

La carga total sobre el tornillo será:

$$P_T = V' + P = 232 + 1\ 160 = 1\ 392 \text{ kgf}$$

Diámetro requerido bajo cargas estáticas.

Para $d = 16 \text{ mm}$ se recomienda:

$$[\sigma]_t = \frac{\sigma_f}{4} = \frac{3200}{4} = 800 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

La condición de resistencia será:

$$\sigma_{eq} = 1.3 \cdot \frac{P_T}{A_1} \leq [\sigma]_t$$

$$A_1 \geq \frac{1.3 \cdot P_T}{[\sigma]_t} = \frac{1.3 \cdot 1292}{800} = 2.1 \text{ cm}^2$$

El tornillo M16 x 2, tiene $A_1=1.44 \text{ cm}^2$, por lo que la reserva de resistencia es insuficiente. Pudiera resultar mejor haber empleado tornillos M18.

Constante de rigidez del tornillo.

La constante de rigidez del tornillo se calcula por la expresión siguiente, Donde: E_T , módulo de elasticidad del material del tornillo., A_1 , área de la raíz de la rosca.

L_T , longitud del tornillo desde la mitad de la altura de la cabeza hasta la mitad de la longitud roscada.

$$C_T = \frac{E_T \cdot A_1}{L_T} \quad L_T = 4,7 \text{ cm}$$

$$M16 - C_T = \frac{2 \cdot 10^6 \cdot 1.44}{4.7} = 0.613 \cdot 10^6 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}}$$

Para rosca

Área de compresión de las piezas.

Esta área está reducida por la existencia de la ranura para la corrección del desgaste de la cuchilla. Esta será igual entonces al área de la sección del cono medio de compresión menos el área de la ranura en la zona del cono.

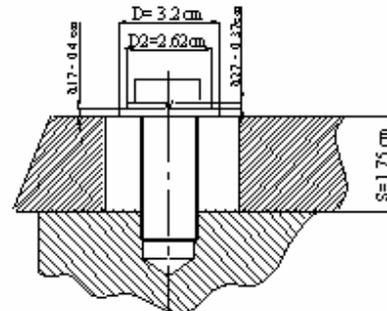


Fig. 8 a) Área de compresión de las piezas.

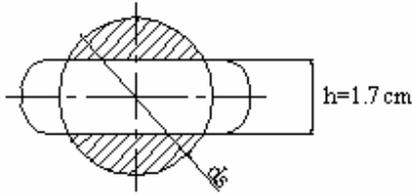


Fig. 8 b) Área de compresión de las piezas.

$$d_s = D + \frac{1}{2} \cdot S = 3.2 + \frac{1}{2} \cdot 1.75 = 4.08 \text{ cm}$$

$$A_s = \frac{\pi \cdot d_s^2}{4} - A_{\text{ranura}} = \frac{\pi \cdot (4.08)^2}{4} - 4.08 \cdot 1.7$$

$$A_s = 6.14 \text{ cm}^2$$

En estas expresiones d_s , es el diámetro del cono medio de compresión y A_s el área de compresión de las piezas.

Constante de rigidez de las piezas y pretensión requerida.

La pretensión requerida en la unión V, se calculó como:

$$V = V_0 + \frac{C_p}{C_p + C_T} \cdot P$$

$$\frac{1}{C_p} = \frac{1}{C_{p1}} + \frac{1}{C_{p2}} + \frac{1}{C_{p3}} = \frac{S}{E \cdot A_s} + \frac{a_1}{E \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4}} + \frac{a_1}{E \cdot \frac{\pi \cdot D_2^2}{4}}$$

$$\frac{1}{C_p} = \frac{1}{2 \cdot 10^6} \cdot \left(\frac{1.75}{6.14} + \frac{0.4 \cdot 4}{\pi \cdot (3.2)^2} + \frac{0.35 \cdot 4}{\pi \cdot (2.62)^2} \right)$$

$$C_p = 5 \cdot 10^6 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}}$$

$$V = 232 + \frac{5 \cdot 10^6}{5 \cdot 10^6 + 0.613 \cdot 10^6} \cdot 1160 = 1265 \text{ kgf}$$

Torque de apriete requerido.

El torque de apriete requerido se puede calcular en función de la pretensión inicial y del diámetro del tornillo por la expresión siguiente [9]:

$$M_t = C \cdot d \cdot V \cong 0.2 \cdot d \cdot V$$

$$M_{16} - M_t = 0.2 \cdot 1.6 \cdot 1265 \cong 405 \text{ kgf} \cdot \text{cm}$$

Este torque de apriete calculado se corresponde con gran exactitud con las recomendaciones generales dadas por M. I. Ivanov [4].

Tensiones en el tornillo en ausencia de apriete inicial.

Si la pretensión insuficiente la cuchilla se inclinará tal como se muestra en la Fig. 9 Esta inclinación provocará tensiones de flexión suplementarias en el tornillo las cuales serán calculadas a continuación.

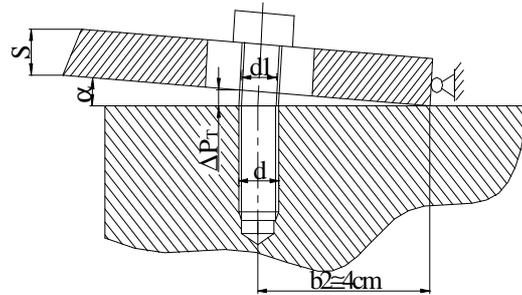


Fig. 9 Posición inclinada de la cuchilla con pretensión insuficiente.

De acuerdo con la Figura. 9 la tangente del ángulo de inclinación será:

$$\tan \alpha \cong \alpha = \frac{\Delta L_r}{b_2} = \frac{1292 \cdot 4.7}{2 \cdot 10^6 \cdot 1.44 \cdot 4} = 0.00053 \text{ rad}$$

$$\sigma_{flex} = \frac{1}{2} \cdot \alpha \cdot E \cdot \left(\frac{d}{d_1} \right)^3 \cdot \left(\frac{d}{S} \right) = \frac{1}{2} \cdot 0.00053 \cdot 2 \cdot 10^6 \cdot \left(\frac{1.6}{1.33} \right)^3 \cdot \left(\frac{1.6}{1.75} \right) = 844 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

En ausencia de apriete la tensión de tracción será:

$$\sigma_{trac} = \frac{P}{A_1} = \frac{1160}{1.44} = 806 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

La tensión resultante es la suma de la tensión de tracción y de flexión:

$$\sigma_{res} = \sigma_{trac} + \sigma_{flex} = 1650 \text{ kgf/cm}^2$$

Tensión máxima producto de la concentración de tensiones en el tornillo.

La tensión en la zona roscada de los tornillos es mayor que la nominal producto del efecto de concentración de tensiones en la rosca. Según la literatura técnica^{1,2,9} el factor de concentración de tensiones varía en el rango $k_\sigma = 2,3$ a $4,8$. Los mayores valores para $d > 24\text{mm}$. En el caso analizado basta un $k_\sigma = 2$ para que las tensiones de trabajo excedan la fluencia:

$$\sigma_{max} = k_\sigma \cdot \sigma_{res} = 2 \cdot 1650 = 3300 \text{ kgf/cm}^2 \geq \sigma_f = 3200 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

Tensiones de flexión y resultante si hay fluencia.

Si existe fluencia, la deformación en el tornillo será del orden del 0.2 % de la longitud, lo que provocará un alargamiento mucho mayor en el mismo y por lo tanto una inclinación mucho mayor de la cuchilla incrementándose consecuentemente las tensiones de flexión sobre el tornillo y por lo tanto también la tensión resultante. Como se aprecia de los cálculos realizados a continuación las tensiones en estas condiciones excederán la resistencia máxima del acero provocando la fractura del tornillo.

$$\Delta l_T = 0,2 \times 4,7 / 100 = 0,094 \text{ cm ,}$$

$$\alpha = \Delta l_T / b_2 = 0,094 / 4 = 0,0235$$

$$\sigma_{\text{flex}} = \frac{1}{2} \times 0,0235 \times 2 \times 10^6 \times (1,6 / 1,33)^3 \times (1,6 / 1,75) = 3\,820 \text{ kgf/cm}^2$$

$$\sigma_{\text{res}} = \sigma_{\text{trac.}} + \sigma_{\text{flex}} = 3\,200 + 3\,820 = 7\,020 \text{ kgf/cm}^2 > \sigma_u = 5\,400 \text{ kgf/cm}^2$$

Factor de seguridad a la fatiga con apriete inicial insuficiente.

La tensión máxima del ciclo será la suma de la tensión de tracción mas la de flexión. La tensión mínima es cero, ya que se considerará el caso mas crítico de ausencia de pretensión y el ciclo de tensiones será intermitente. Las tensiones media y amplitud del ciclo en el caso del ciclo intermitente son iguales entre sí e iguales a la mitad de la máxima. O sea:

$$\sigma_{\text{máx}} = \sigma_{\text{trac}} + \sigma_{\text{flex}} = 1650 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

$$\sigma_a = \sigma_m = \frac{\sigma_{\text{máx}}}{2} = 825 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

El factor de seguridad a la fatiga se calcula por la clásica expresión de Serensen^{1,2,3}. Donde los límites de fatiga $\sigma_{-1} = 0,43 \sigma_u$ y $\sigma_0 = 0,6 \sigma_u$ se calcularon en función de la resistencia máxima del material del tornillo² y como factor de concentración de tensiones se tomó un valor medio para roscas laminadas, $k_\sigma = 2,6$

$$\psi_\sigma = \frac{2 \cdot \sigma_{-1} - \sigma_0}{\sigma_0} = \frac{2 \cdot 2322 - 3240}{3240} = 0.43$$

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{k_\sigma \cdot \sigma_a + \psi_\sigma \cdot \sigma_m}$$

El tornillo falla por fatiga en estas condiciones.

Factor de seguridad a la fatiga de la unión con apriete inicial adecuado.

En este caso el ciclo de carga es alterno y la carga sobre el tornillo varía desde la carga máxima sobre el tornillo $P_T = 1\,392 \text{ kgf}$ hasta el valor de la pretensión inicial $V = 1\,265 \text{ kgf}$. La $\sigma_{\text{máx}} = 966,7 \text{ kgf/cm}^2$, la $\sigma_{\text{mín}} = 878,5 \text{ kgf/cm}^2$, la $\sigma_a = 44,1 \text{ kgf/cm}^2$, la $\sigma_m = 922,6 \text{ kgf/cm}^2$ y el factor de seguridad $n_\sigma = 4,54$

3. Conclusiones.

1. La unión roscada de la cuchilla con el rotor está diseñada con una reserva de resistencia insuficiente, los cálculos sugieren emplear tornillo M18.
2. Dada la forma en que la carga actúa sobre la cuchilla, si la pretensión inicial de la unión no es la adecuada, se produce la separación de la cuchilla de la superficie del rotor y por lo tanto la inclinación de la superficie de asiento de la cabeza del tornillo, lo que conduce a la aparición de tensiones suplementarias de flexión sobre éste, las cuales provocan un alargamiento mayor del tornillo y esto a su vez genera mayor inclinación de la cuchilla y consecuentemente mayores tensiones de flexión, proceso este que conduce inevitablemente a la fractura de los tornillos.
3. La situación de la unión es tal que en condiciones de apriete insuficiente si la fractura no se produjera por las tensiones suplementarias de flexión se produciría por fatiga después de un número limitado de ciclos de carga pues el factor de seguridad a la fatiga de la unión es inferior a la unidad.
4. La constante de rigidez de las piezas es baja debido a que el área de compresión de ésta se ve reducida por la presencia de la ranura, para el ajuste de la posición de la cuchilla, producto del desgaste.
5. El torque de apriete que garantiza que no se separe la cuchilla de la superficie del rotor y por lo tanto no aparezcan tensiones de flexión suplementarias es $M_T = 405 \text{ kgf/cm}^2$.
6. El factor de seguridad a la fatiga de la unión con este torque de apriete es adecuado igual a $n_\sigma = 5.6$.
7. Las soluciones del problema que se utilizaron fueron las siguientes:
 - Apretar la unión roscada con el torque de apriete $M_T = 405 \text{ kgf/cm}^2$.
 - Eliminar las arandelas de presión, que hacen que las piezas sean más elásticas y por lo tanto reducen aun más su constante de rigidez y por ende la resistencia a la fatiga. En lugar de éstas se recomendaron arandelas planas deformables que garantizan que la unión no se afloje bajo carga, deformando la misma sobre uno de las caras hexagonales de la cabeza del tornillo e

introduciendo su pata en la ranura de la cuchilla.

- Para elevar la rigidez de las piezas se utilizaron además arandelas planas de gran diámetro con vistas a aumentar el área de compresión de las piezas y elevar aun más la reserva de resistencia a la fatiga.

4. Bibliografía.

1. Birger I.A. Cálculo de Resistencia de Piezas de Máquinas./ I.A Birger, B.F. Shorr, R.M. Shneiderovich.--Moscú: Editorial Mashinostroenie,1966.—616 p
2. Dobrovolski V. Elementos de Máquinas./ V. Dobrovolski. -- Moscú: Editorial MIR, 1970.-- 692 p.
3. Feodosiev, V.I. Resistencia de Materiales / V.I. Feodosiev.—Moscú: Editorial MIR, 1985.—583p.
4. Ivanov M.N. Elementos de Máquinas./ M. N. Ivanov. --Moscú: Editorial Vischaya Schkola, 1991.-- 383 p.
5. Mirolubov I. et. al. Problemas de Resistencia de Materiales./ I. Mirolubov et. al.—Moscú: Editorial MIR, 1990.—500 p.
6. Pisarenko G.S. Manual de Resistencia de Materiales./ G. S. Pisarenko. -- Moscú: Editorial MIR, 1979.-- 694 p.
7. Promsyrimport. Rusia. Metallurgist's Handbook. Part I. (Catálogo industrial).
8. Reshetov, D. Elementos de Máquinas / D. Reshetov.—La Habana: Editorial Pueblo y Educación, 1985.—830 p.
9. Shigley J.E., Mischke Ch. R. Diseño en Ingeniería Mecánica./ J.E. Shigley, Ch. R. Mischke. 5ª. Edición. España: Editorial Mc Graw Hill, 1997.— 883 p

Analysis and solution of failure in a the Mixed Plastic Plant mill used in raw materials recovery.

Abstract.

This paper was carried out to clarify the causes of the failure of a mixed plastic plant mill due to the fracture of one of the subsection screws of the mill knives. The investigation showed that the threaded knives joints with the rotor is designed in such a way that if the pretension is not the appropriate one, it is produced an inclination of the leading face of the screws. This causes supplementary flexion stress which produce inevitably the fracture. The torque needed to keep the pieces properly joint was determined in order to guarantee the absence of supplementary flexion stress. A group of modifications were also carried to elevate the resistance to the fatigue of the union.

Key words: Plastic mill, threaded joints, initial stress, flexion stress.