

Modificaciones a un transportador apilador de sacos de azúcar

F. Aguilar Parés, M. Sánchez Noa.

Departamento de Mecánica Aplicada.

Instituto Superior Politécnico *José Antonio Echeverría*.

Calle 114 esq. 127, Marianao 15, Ciudad de la Habana, Cuba

Teléfono: (537) 20 2267 Fax: (537) 27 1208

E – mail: aguilar@mecanica.ispjae.edu.cu.

(Ponencia recibida para ser presentada en el 2º Congreso Cubano de Ingeniería Mecánica, ISPJAE, Ciudad de la Habana, Septiembre 2000)

Resumen

El transportador apilador que se construye actualmente en el país para satisfacer las demandas de los centrales azucareros en el almacenamiento de sacos de azúcar, presenta dificultades técnicas que no permiten una buena comercialización del equipo.

En el artículo se logra con la misma capacidad y longitud de transportación, así como con la misma solución técnica para variar el ángulo de inclinación en el rango deseado, soluciones que permiten, disminuir el peso total del equipo en un 20 %, se cambia la solución estructural y se disminuye el espesor de los perfiles, se eliminan los problemas de estabilidad, se cambia la ubicación del sistema motriz de la zona de descarga a un punto cercano a la zona de carga, etc.

Aprovechando la instalación óleo-hidráulica para cambiar el ángulo de inclinación, se le añade un circuito que permite fácilmente cambiar el sentido de giro de la tambora motriz.

Se presenta también el procedimiento para comprobar la potencia del motor. De dicho procedimiento se explica como hacer el gráfico de carga, el cual limita la capacidad de carga en función del ángulo de inclinación.

Palabras claves: transportador de banda, estructura, estabilidad, accionamiento óleo - hidráulico.

1. Introducción

El transportador apilador es un equipo que se emplea para entongar sacos de azúcar en los almacenes de los centrales azucareros.

En los tiempos actuales, se ha planteado modernizar el equipo pues presenta algunas dificultades técnicas que no permiten una buena comercialización del mismo.

En la figura 1, se muestra un esquema general del transportador apilador en el que se destacan tres partes fundamentales:

La cuna, que gira alrededor del punto O_1 , y que contiene en sí a un transportador de banda con todos sus elementos: banda, rodillos, sistema de atesado y sistema motriz.

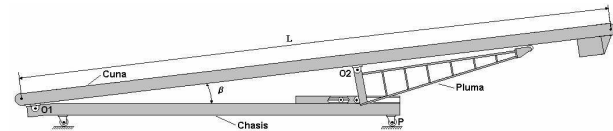


Figura 1. Esquema general de un transportador apilador

1. La pluma, que gira alrededor del punto O_2 , y que consiste en un elemento estructural que sirve como palanca para elevar la cuna.
2. El chasis que es el que sostiene las dos partes anteriores y es donde está ubicado el sistema de rodaje y el sistema motriz óleo - hidráulico, que hace girar la pluma.

Las principales deficiencias técnicas son:

- Las partes estructurales son en general muy voluminosas lo que hace aumentar el peso del equipo.
- Hay posiciones en que el equipo pierde la estabilidad y tiende a volcar alrededor del punto P.
- En determinadas condiciones de carga el motor se recalienta.
- El transportador sólo se mueve en un sentido, por lo que el equipo no sirve para desentongar los sacos almacenados.

A continuación se explicarán los principales elementos que se desarrollaron con vistas a mejorar el funcionamiento del equipo.

2. Análisis del sistema estructural

Este análisis tiene como objetivo variar la solución estructural para valorar la disminución del peso de la estructura sobre la base de que la estructura resista y cumpla con los requisitos de rigidez establecidos. Para ello se hizo un modelo físico matemático empleando el programa MSC/pal2, [1], que permite hacer análisis tensional y deformacional de los cuerpos.

En la figura 2, se muestra la solución final de una sección de la estructura, en la que se señalan las cotas principales.

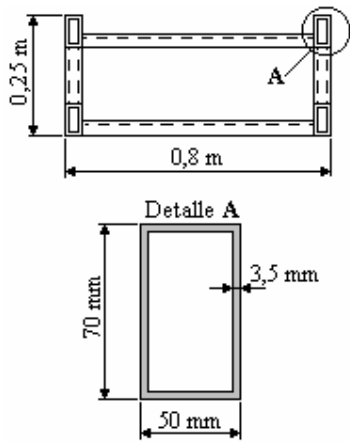


Figura 2. Sección de una parte de la estructura.

En la figura 3 se visualiza el modelo geométrico de la estructura de la cuna, hecha con el sub-programa PAL2.

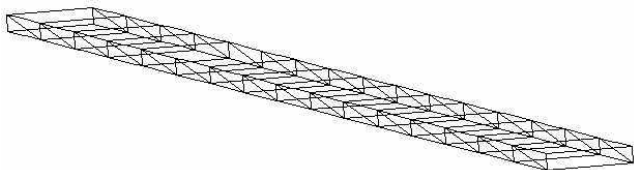


Figura 3. Modelo geométrico de la cuna

Al modelo geométrico se le aplicaron 6 casos de carga, mostrados en la tabla 1

Los tres primeros casos corresponden a la cuna en su posición horizontal, y el resto para la máxima inclinación. Todos los casos se analizan a la máxima capacidad, los casos I y IV corresponden al régimen estable, el II y el V cuando se inicia la transportación mientras el III y el VI ocurren en el período final.

Tabla 1.- Casos de carga

Gsm = 100 kg [kg/m]		qs = 113,11	
	I		IV
	II		V
	III		VI

Los valores significativos de tensiones y deformaciones se reflejan en la tabla 2. El valor entre paréntesis en los desplazamientos representan nodos, mientras que en los esfuerzos representan barras. Ambas referencias se reflejan en la figura 3.

Tabla 2.- Resultados significativos del análisis estructural de la cuna

Caso N°	Desplazamiento máx. [mm]		Esfuerzo máximo [Mpa]	% seg
	Arriba	Abajo		
I	15,715 (84)	57,063 (127)	121,8 (34)	48,7
II	16,114 (84)	57,716 (127)	122,9 (34)	49,2
III	5,160 (84)	19,853 (127)	42,29 (34)	16,9
IV	13,774 (84)	49,664 (127)	106,4 (34)	42,6
V	14,098 (84)	50,499 (127)	104,5 (34)	41,8
VI	5,959 (84)	21,998 (127)	46,71 (34)	18,7

De la tabla 2 se observa que el caso II es el más peligroso pues se obtienen los esfuerzos máximos mayores, coincidiendo con los mayores desplazamientos.

De aquí se concluye que la solución constructiva resiste las cargas a las que está sometida, teniendo un coeficiente de seguridad como mínimo superior a 2. La rigidez se considera adecuada porque la deformación no afecta el funcionamiento del transportador. La pendiente entre apoyos es de 1 %.

El peso de la solución estructural de la cuna propuesta es de 600 kg, valor que se halló corriendo el modelo geométrico sin cargas externas. Por otro lado la solución original tiene un peso de 749 kg, por lo que se puede concluir que hubo una disminución del peso estructural de la cuna del 20 %.

3. Análisis de la estabilidad del equipo

Según el sistema de fuerzas que actúan sobre el equipo y la disposición de sus apoyos, el equipo sólo podría volcarse alrededor del punto P. En la medida que R_1 disminuya su valor, habrá mayor posibilidad de vuelco ante condiciones imprevistas. El sistema de fuerzas está formado por:

- $G_c = 749$ kg (peso de la cuna)
- $G_p = 145$ kg (peso de la pluma)
- $G_{ch} = 599$ kg (peso de la base)
- $G_{sm} = 100$ kg (peso del sistema motriz)
- $q_s = 113,64$ kg/m (peso lineal de los sacos)

El peso lineal de los sacos se obtuvo considerando que la capacidad máxima del equipo se obtiene cuando sobre el equipo hay colocados 12 bultos, pesando cada uno 250 lb (113,64 kg). Como la longitud del equipo es de 12 metros, q_s numéricamente coincide con el peso de un bulto.

En la figura 4 se ha representado la posición más peligrosa para que el equipo vuelque, que es cuando el equipo está terminando su trabajo y sólo hay sacos en la parte superior.

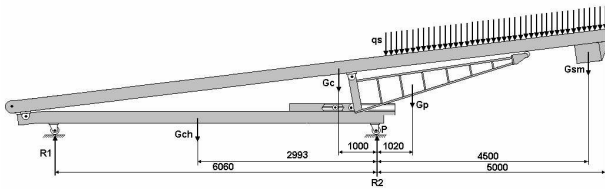


Figura 4. Fuerzas actuantes sobre el transportador apilador original

Aplicando las ecuaciones de la estática se obtiene:

$$R_1 = 86,37 \text{ kg}$$

$$R_2 = 2075,83 \text{ kg}$$

Nótese que el valor de R_1 indica que el equipo no vuelca, pero cualquier sobrecarga imprevista en esa posición puede ocasionar la pérdida de estabilidad.

En este aspecto se proponen dos soluciones:

Eliminar el sistema motriz del extremo, pensando aprovechar el circuito hidráulico existente y mover la tambora motriz mediante un motor hidráulico rotatorio, y colocarlo cercano a la tambora de cola.

Aumentar la separación entre ruedas 1 metro.

Las soluciones anteriores se muestran en la figura 5. En este caso $G_c = 600$ kg.

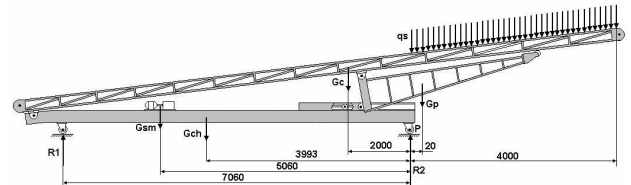


Figura 5. Fuerzas actuantes sobre el transportador apilador ajustado.

Para dicho sistema de fuerzas se obtiene:

$$R_1 = 451,28 \text{ kg}$$

$$R_2 = 1447,28 \text{ kg}$$

De aquí se concluye que la posibilidad de que haya vuelco disminuye en más de 5 veces.

4. Análisis de las sobrecargas

Partiendo del esquema mostrado en la anexo 1, donde β varía de 8 a 35 grados, y conociendo que la cantidad de bultos máximo sobre la banda, en un instante dado, es de 12 bultos moviéndose a 0.4 m/s, se determina según el procedimiento descrito en [2] la siguiente expresión:

$$W_0 = 14652 \cdot \text{sen} \beta + 661 \cdot \text{cos} \beta \quad [\text{N}] \quad (1)$$

Calculándose la potencia por:

$$N = \frac{W_0 \cdot v}{1000 \cdot \eta} \dots [\text{kW}] \quad (2)$$

Considerando $\eta = 0,87$, se obtiene:

$$\text{Para } \beta_{\min} = 8^\circ: \quad N_{\min} = 1,55 [\text{kW}]$$

$$\text{Para } \beta_{\max} = 35^\circ: \quad N_{\max} = 5,4 [\text{kW}]$$

Por otro lado el motor instalado en el equipo es de 3 kW, concluyéndose que las sobrecargas ocurren cuando se sobrepasa un determinado ángulo con la capacidad máxima de transportación.

Para evitar dicho problema el equipo debe tener una señalización que indique la carga máxima en función del ángulo de inclinación. Para ello primero se determina cual será el mayor ángulo para que al transportar la carga máxima, o sea 12 sacos, se obtenga una potencia de 3 kW, que es la nominal del motor eléctrico.

A partir de las expresiones (1) y (2) se obtiene $\beta = 23,5^\circ$. Posteriormente y por encima de $\beta = 23,5^\circ$ se valora cual será la cantidad de sacos a transportar para que la potencia se mantenga constante en 3 kW, o en otras

palabras que $W_0 = \text{constante}$. Para ello de [3] se sabe que:

$$W_0 = f(W_{3-4}) \quad [\text{kg}] \quad (3)$$

$$W_{3-4} = L[(q + q_b)\text{sen}\beta + (q + q_b + q_{rc})w'\text{cos}\beta] \quad [\text{kg}] \quad (4)$$

Conociendo que:

$q_b = 52,78 \quad [\text{N/m}]$ (peso lineal de la banda)

$q_{rc} = 166,77 \quad [\text{N/m}]$ (peso lineal de los rodillos en la rama cargada)

$w' = 0,035$ (factor de resistencia al movimiento)

$L = 12 \quad [\text{m}]$ (longitud de transportación)

Se despeja q del conjunto de expresiones de (1) a (4) :

$$q = \frac{6530 + 63,27.\text{sen}\beta - 145,77.\text{cos}\beta}{13,3.\text{sen}\beta + 0,46.\text{cos}\beta} \quad [\text{N/m}] \quad (5)$$

La expresión (5) indica que para mantener constante W_0 , en la medida que β aumenta, q deba disminuir.

En base a los análisis anteriores se hizo la tabla 3 y posteriormente el gráfico de carga mostrado en la figura 6.

Tabla 3.- Resultados de la expresión (5)

β [°]	q [N/m]	sacos
25	1063,7	11
30	912,82	9
35	804,81	8

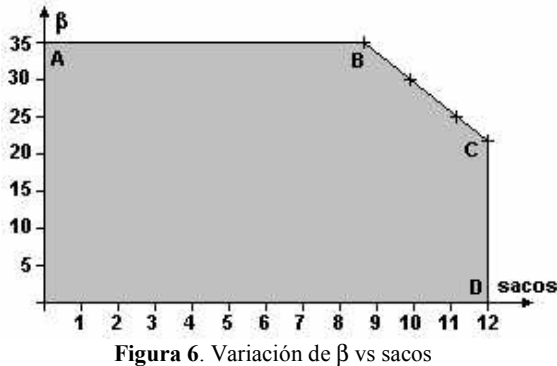


Figura 6. Variación de β vs sacos

La posibilidad de transportar una determinada cantidad de sacos a una elevación dada se hallan en la zona obscurecida. El tramo BC representa un consumo de potencia constante e igual a 3 kW. Cualquier combinación en la zona obscurecida dará un consumo de potencia menor a 3 kW.

5. Análisis del empleo de un circuito óleo-hidráulico integral

El objetivo de este análisis es valorar si con el empleo de un sólo motor eléctrico se puede accionar tanto el mecanismo para elevar la cuna como el de hacer rotar la tambora motriz del transportador de banda.

El equipo dispone para elevar la cuna de un mecanismo accionado por un cilindro hidráulico. El circuito se muestra en la figura 7.

El extremo del vástago del cilindro, se acopla a un mecanismo que hace girar la pluma alrededor del punto O_2 , empujando la cuna hacia arriba.

Las posiciones extremas del mecanismo se muestran en la figura 8.

Si se denomina A al extremo superior de la cuna y haciendo un análisis cinemático del mecanismo, se obtiene:

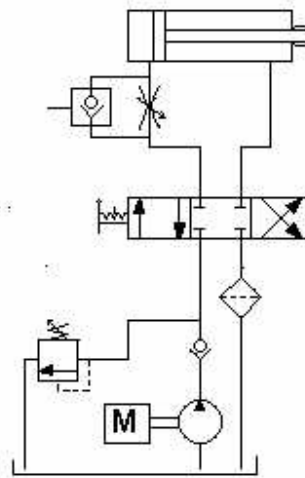


Figura 7. Circuito oleo-hidráulico original

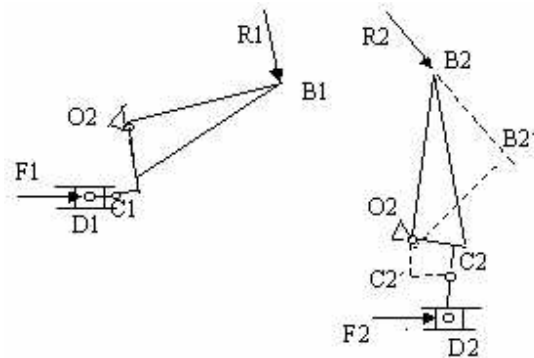


Figura 8. Posiciones extremas de la pluma.

Para la posición de β_{\min} : $v_{\text{vástago}} = v_{D1} = v_{C1} = 0,136.v_{A1}$

Para la posición de β_{\max} : $v_{\text{vástago}} = v_{D2}$

$v_{C2} = 0$ (por ser $v_{D2} = -v_{D2}/C2$)

$v_{A2} = 0$

O sea que para una velocidad dada del vástago, la velocidad del extremo superior de la cuna varía desde $V_{\text{vástago}} / 0,136$ hasta cero.

Por otro lado se calculan los valores de la reacción entre la cuna y la pluma, R_{cp} . En la posición de β_{max} , R_{cp} es ligeramente superior a cuando la cuna se halla a β_{min} .

$$R_{cp1} = 507,37 \text{ kg} \quad R_{cp2} = 531,14 \text{ kg}$$

Sin embargo las fuerzas que surgen en el vástago es casi el doble la obtenida en la posición de β_{max} con respecto a la de β_{min}

$$F_{1\text{vástago}} = 3285,22 \text{ kg} \quad F_{2\text{vástago}} = 6108,11 \text{ kg}$$

Si la velocidad del vástago es constante, el consumo de potencia irá aumentando con la elevación de la cuna hasta β_{max} .

$$N_{2\text{max}} = \frac{F_{2\text{vástago}} \cdot v_{\text{vástago}}}{\eta} \quad (6)$$

Donde η es la eficiencia total de la bomba hidráulica. Asumiendo $\eta = 0,8$ y teniendo presente que la potencia será suministrada por el mismo motor que se usa para mover la carga, o sea 3 kW, hace que la velocidad del vástago sea: $v_{\text{vástago}} = 0,04 \text{ m/s}$, mientras que la velocidad del extremo de la cuna: $v_{A1} = v_{\text{vástago}} / 0,136 = 0,294 \text{ m/s}$, la cual se considera aceptable

El cilindro hidráulico instalado tiene los siguientes parámetros:

$$\begin{aligned} D &= 90 \text{ mm (diámetro del pistón)} \\ d &= 40 \text{ mm (diámetro del vástago)} \\ L &= 800 \text{ mm (carrera del vástago)} \end{aligned}$$

Luego la presión máxima que se genera está dado por:

$$p_{\text{max}} = \frac{F_{2\text{vástago}}}{\pi D^2} = 96 \text{ kg/cm}^2$$

Y el gasto para obtener una $v_{\text{vástago}} = 0,04 \text{ m/s}$ es:

$$Q = v_{\text{vástago}} \cdot \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4} = 204,2 \text{ cm}^3/\text{s}$$

La relación con el gasto de la bomba está dado por:

$$Q = Q_b \cdot \eta_v = \frac{q_b \cdot n}{60} \cdot \eta_v \quad (7)$$

Si se considera $\eta_v = 0,85$ y se recuerda que el motor instalado tiene una $n = 870 \text{ rpm}$, se determina el desplazamiento volumétrico de la bomba, q_b

$$q_b = 16,56 \text{ cm}^3/\text{rpm}$$

Luego la bomba seleccionada debe cumplir hasta ahora con:

$$\begin{aligned} p &\Rightarrow p_{\text{max}} 96 \text{ kg/cm}^2 \\ q &\leq q_b = 16,56 \text{ cm}^3/\text{rev} \end{aligned}$$

Sin embargo por ser la misma bomba la que hará funcionar al otro circuito hay que determinar la presión máxima que se genera en el mismo.

Si se conoce que el diámetro de la tambora motriz es de 250 mm, el momento a vencer estará dado por

$$M_{\text{max}} = \frac{W_{\text{omax}} \cdot D_t}{2} \quad (8)$$

De la expresión (1) se obtiene:

$$W_{\text{omax}} = W_o]_{\beta = 32,5} = 657,72 \text{ kg.}$$

Por lo que $M_{\text{max}} = 82,22 \text{ kg-m}$

La velocidad angular del eje de la tambora, conociendo que la velocidad de transportación es $v = 0,4 \text{ m/s}$

$$n = \frac{60 \cdot v}{\pi \cdot D_t} = 30,57 \text{ rpm}$$

Si el gasto que llega de la bomba es de $Q = 204,2 \text{ cm}^3/\text{s}$ el desplazamiento volumétrico del motor hidráulico rotatorio, q_m , es de :

$$q_m = \frac{60 \cdot Q \cdot \eta}{n} \quad (9)$$

Considerando $\eta = 0,85$ se tiene $q_m = 340,66 \text{ cm}^3/\text{rev}$. Entonces la presión máxima que se genera es:

$$p_{\text{max}} = \frac{2\pi M_{\text{max}}}{q_m} = 152 \text{ kg/cm}^2$$

Por lo tanto la bomba seleccionada definitivamente debe cumplir que:

$$\begin{aligned} P &\geq 152 \text{ kg/cm}^2 \\ q &\leq 16,56 \text{ cm}^3/\text{rev} \end{aligned}$$

El circuito óleo - hidráulico propuesto se muestra en la figura 9. Nótese que con respecto al circuito de la figura 7, se le han añadido una válvula distribuidora 5/3 y un motor hidráulico rotatorio de doble sentido.

Todos los elementos del circuito se seleccionan en base a un gasto de $202,2 \text{ cm}^3/\text{s}$, los elementos del

circuito para mover la carga deben soportar una presión mayor que 152 kg/cm^2 , mientras que los del circuito para elevar la cuna deben ser mayor que a 96 kg/cm^2 . Todos los elementos pueden seleccionarse en [4]

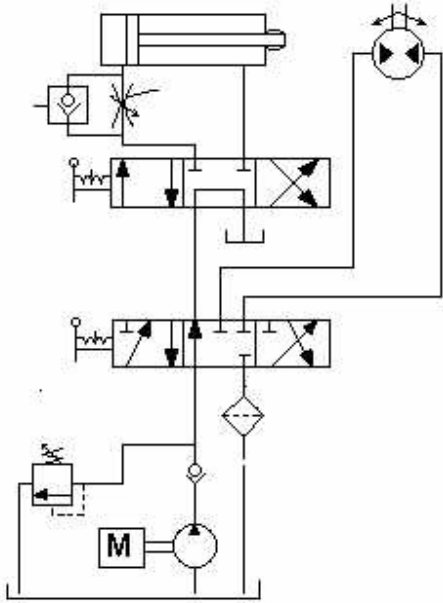


Figura 9. Circuito oleo-hidráulico propuesto.

6. Conclusiones

Las principales conclusiones son:

- Con la solución constructiva mostrada en la figura 1, se reduce el peso estructural de la cuna en un 20 %.
- Cambiando de ubicación el sistema motriz y ampliando la separación entre ruedas 1 m, se reduce la posibilidad de vuelco en cinco veces.
- A plena capacidad de transportación, el motor se recalienta cuando el ángulo de inclinación es superior a 23,5 grados. Se recomienda guiarse por el gráfico de carga mostrado en la figura 6.
- Con el circuito mostrado en la figura 9 se puede hacer reversible al transportador apilador.

7. Bibliografía

1. Macneal-Schwendler Corporation. MSC/pal 2 versión 3.0, 1987, USA.
2. Aguilar F. Equipos de Transporte Continúo. Editorial Pueblo y Educación, 1987, Cuba.
3. Colijn H. Mechanical Conveyors for Bulk Solids. Editorial Elsevier, 1985, Holanda.
4. Mannesmann Rexthor. Catálogo General, 1992, Alemania.

Modifications to a decker transporter of sugar sacks.

Abstract:

The decker transporter that is built at the moment in the country to satisfy the demands of the sugar power stations in the storage of sugar sacks, presents technical difficulties that do not allow a good commercialization of the equipment.

In the developed work it is achieved that with the same capacity and transportation longitude, as well as with the same technical solution to vary the angle of inclination in the wanted range, diminish the total weight of the equipment in 20%, with the employment of a professional program, the structural solution is changed and the thickness of the profiles is decreased, eliminate the problems of stability. The location of the motive system in the discharge area is changed to a point near the load area., achieve movement in both senses

In the work also appears the procedure to check the power of the motor. Of such procedure it is explained how to make the load graph, which limits the load capacity in function of the angle of inclination.

Key words: Band transporter, structures, stability, load graph, hydraulic drive.