

## **GIẢI PHÁP CÂN BẰNG HỆ THỐNG LÀM SẠCH SƠ BỘ TRONG MÁY GẶT ĐẬP LIÊN HỢP MINI DẠNG TREO**

**Lê Văn Bích, Đỗ Đình Thi, Lưu Văn Chiến, Hoàng Xuân Anh**

*Khoa Cơ Điện, Đại học Nông nghiệp Hà Nội*

*Email\*: lvc@hua.edu.vn*

Ngày gửi bài: 25.12.2013

Ngày chấp nhận: 28.03.2014

### TÓM TẮT

Phần lớn các máy gặt đập liên hợp mini không có hệ thống làm sạch hoặc có thì cũng ở dạng rất đơn giản. Hệ thống làm sạch áp dụng cho máy gặt đập liên hợp mini phải gọn, nhẹ mà vẫn đảm bảo tính năng làm việc của máy

Lực quán tính phát sinh trong quá trình làm việc của hệ thống sàng là rất lớn, gây rung động cho toàn hệ thống, giảm chất lượng làm việc của máy. Lực quán tính này cần phải được cân bằng. Trong bài báo này, chúng tôi đề xuất một giải pháp cân bằng hệ thống làm sạch, tính toán các thông số cơ bản của cơ cấu cân bằng đề xuất, đáp ứng được yêu cầu của việc bố trí trong không gian hạn chế của máy gặt đập liên hợp mini.

Từ khóa: Cơ cấu cân bằng, GĐLH mini, máy gặt đập liên hợp, sàng làm sạch sơ.

### **Solution for Balancing Cleaning Sieve System In The Mini Harvester Climbing**

#### ABSTRACT

Most mini combines do not have cleaning system or if any in the very simple form. Cleaning system used for mini combine harvesters should be compact but still ensuring machine operation features.

Inertial forces that arise during the system operation are very large, causing vibrations to the whole system and reducing the quality of the work. Thus, inertial forces need to be balanced. In this paper, we proposed a balancing solution for cleaning system and calculated the basic parameters of the proposed structural balancing to meet the requirements of the installation in the limited space of the mini combine.

Keywords: mini combine, structural balancing, cleaning system

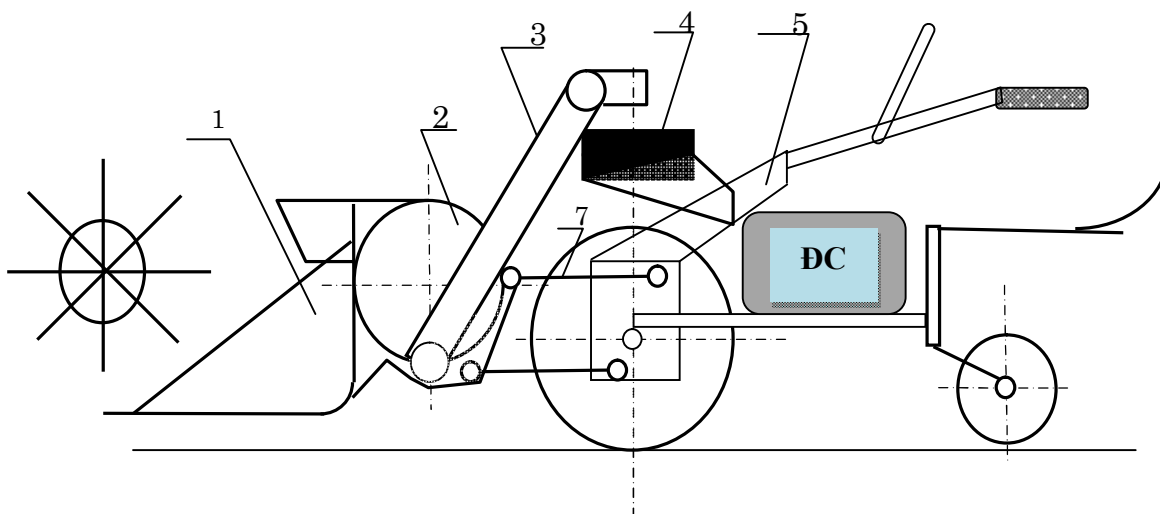
#### 1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Máy gặt đập liên hợp (GĐLH) dùng để thu hoạch lúa theo phương pháp một giai đoạn, nghĩa là nó thực hiện tất cả các công việc của giai đoạn thu hoạch chỉ trong một lần đi của máy. Các công việc chính của giai đoạn thu hoạch bao gồm: cắt lúa (gặt); đập lúa (tách hạt khỏi bông); làm sạch sơ bộ; đóng bao.

Máy gặt đập liên hợp đã và đang được sử dụng rộng rãi trên thế giới và ở Việt Nam là loại máy GĐLH cỡ lớn. Loại máy này có cấu tạo phức tạp, giá thành thường rất cao. Mặt khác, để máy làm việc có hiệu quả cao, cần phải hội đủ các điều kiện về kích thước lô thửa, đường sá, tình trạng mặt đồng...

Trên thế giới cũng như ở Việt Nam, không phải nơi nào cũng hội đủ các điều kiện trên. Đặc biệt là ở miền Bắc Việt Nam, vùng đồng bằng, thửa ruộng còn rất manh mún; vùng trung du và miền núi không thể dồn điền đổi thửa được. Để đáp ứng việc cơ giới hóa khâu thu hoạch ở những nơi này, cùng với việc sản xuất máy cỡ lớn, người ta còn cho ra những mẫu máy gặt đập liên hợp cỡ nhỏ (thường được gọi là máy GĐLH mini). Máy GĐLH cỡ nhỏ có bề rộng làm việc (bề rộng phần gặt) khoảng 1-1,3 mét.

Một máy GĐLH tiêu biểu thường có các bộ phận chính sau: bộ phận cắt; băng tải nghiêng; bộ phận đập; hệ thống làm sạch hạt; hệ thống



Hình 1.

Ghi chú: 1. Phần gặt; 2. Phần đập; 3. Băng tải nghiêng; 4. Hệ thống làm sạch sơ; 5. Hệ thống động lực

điều chỉnh chiều cao cắt. Ngoài ra, nó còn có các bộ phận phụ trợ khác như thùng chứa hạt tạm thời, các hệ thống điều chỉnh tự động, hệ thống hỗ trợ người điều khiển... máy GDLH mini thường không có các bộ phận này. Phần lớn các máy GDLH mini không có hệ thống làm sạch sơ hoặc có thì cũng ở dạng rất đơn giản, không có hệ thống cân bằng. Trong khuôn khổ đề tài cấp Bộ mã số 01C-01/04-2013-2 (thuộc Sở KHCN Hà Nội) máy GDLH mini (Hình 1) được thiết kế với một hệ thống làm sạch sơ bộ đầy đủ (thường chỉ sử dụng ở các máy GDLH cỡ trung và cỡ lớn). Bộ phận làm sạch được thiết kế đủ năng lực làm việc theo chất lượng tiêu chuẩn bao gồm sàng hai lớp, quạt ly tâm tạo ra dòng khí phẳng, loại bỏ các tạp chất nhẹ.

Trong quá trình làm việc sàng luôn dao động qua lại, lực quán tính mà nó gây ra là nguyên nhân chính làm toàn hệ thống máy rung lắc, đặc biệt là với máy mini có khối lượng nhỏ. Điều đó dẫn tới máy chuyển động mất ổn định, ảnh hưởng tới hệ thống dao cắt: làm sai lệch đường cắt, khó cắt cây, cắt cây thành nhiều đoạn ngắn, mà các đoạn này thường không được lọc bỏ bởi hệ thống làm sạch, dẫn tới sản phẩm lẫn nhiều tạp chất. Lực quán tính này cần phải được cân bằng. Tuy nhiên, do không gian bố trí

các bộ phận trên máy GDLH mini rất hạn chế nên cần phải có giải pháp và cơ cấu cân bằng thích hợp để loại bỏ một phần hoặc toàn bộ lực quán tính này.

## 2. CÁCH TIẾP CẬN, PHƯƠNG PHÁP VÀ ĐỐI TƯỢNG NGHIÊN CỨU

### 2.1. Cách tiếp cận

- Tìm hiểu hệ thống cân bằng sàng làm sạch sơ bộ có trên một số mẫu máy phổ biến, phân tích ưu nhược điểm, lựa chọn kết cấu phù hợp để tham khảo.

- Thu thập xử lý thông tin qua sách báo, tạp chí, Internet...

- Tham khảo ý kiến chuyên gia.

### 2.2. Phương pháp và phương tiện nghiên cứu

- Nghiên cứu phân tích động học, động lực học hệ thống dao động sàng.

- Thí nghiệm sơ bộ trên mô hình để đánh giá tính năng cân bằng của hệ thống.

### 2.3. Phạm vi, đối tượng nghiên cứu

Các loại máy GDLH nói chung và các máy đang được sử dụng phổ biến ở đồng bằng Bắc bộ.

### 3. KẾT QUẢ NGHIÊN CỨU

#### 3.1. Cơ cấu dao động sàng và lực quán tính phát sinh

Sơ đồ động học của cơ cấu sàng phẳng được trình bày trên hình 2. Trên đó sàng được treo trên những tay treo đàn hồi có chiều dài  $l_1$ ; bề mặt sàng nghiêng với phương ngang một góc  $\alpha$ , để hạt trên sàng không chuyển động khi sàng đứng yên thì góc nghiêng  $\alpha$  cần phải nhỏ hơn góc ma sát  $\varphi$  của hạt với bề mặt sàng. Sàng được chuyển động nhờ cơ cấu biên tay quay hoặc cam lệch tâm có bán kính tay quay  $r$  và chiều dài biên  $l$ . Phương nối giữa tâm quay (điểm O) và khớp nối giữa biên và sàng (điểm B) làm với phương ngang một góc  $\varepsilon$  và vuông góc với tay treo ở vị trí trung tâm của dao động.

Từ sơ đồ cơ cấu sàng nhận thấy rằng sàng sẽ có chuyển động song phẳng. Vì  $l_1$  và  $l$  lớn hơn bán kính tay quay  $r$  rất nhiều lần, góc lắc nhỏ nên có thể coi mọi điểm của sàng có chuyển động dao động điều hoà trên phương Ox. Phương Ox được gọi là phương dao động và góc  $\beta$  được gọi là góc phương dao động hay góc dao động.

Coi sàng có chuyển động dao động điều hoà theo phương Ox, xét tại một điểm bất kỳ khi tay quay  $r$  làm với phương dao động một góc  $\omega t$ , phương trình dao động của sàng được viết dưới dạng:

$$x = -r \cos \omega t;$$

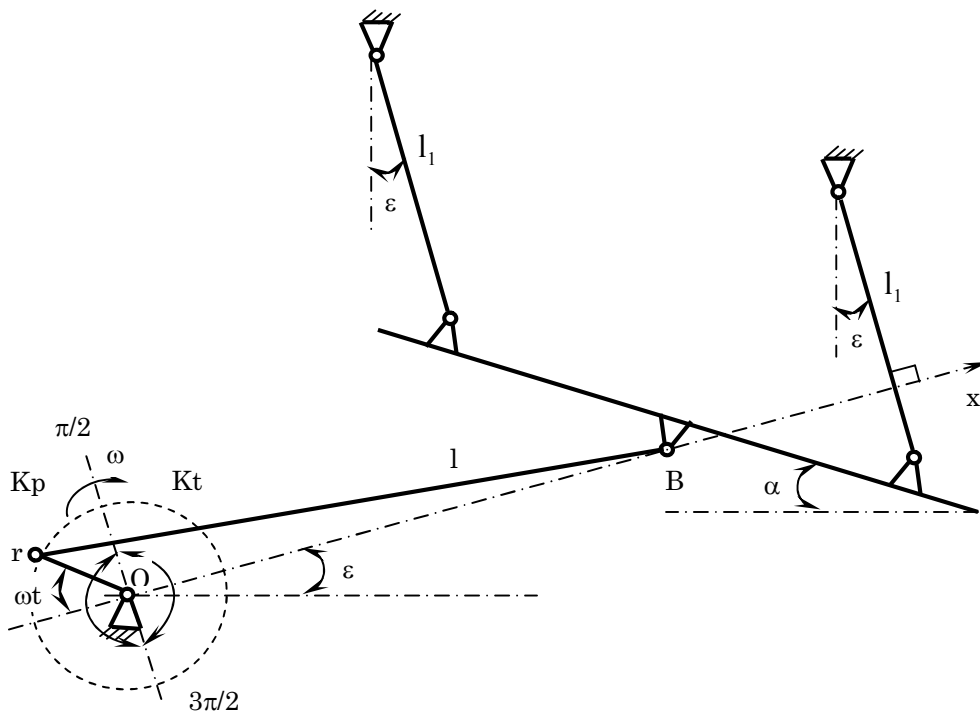
$$V_x = \dot{x} = r \omega \sin \omega t;$$

$$J_x = \dot{v} = r \omega^2 \cos \omega t \quad (1)$$

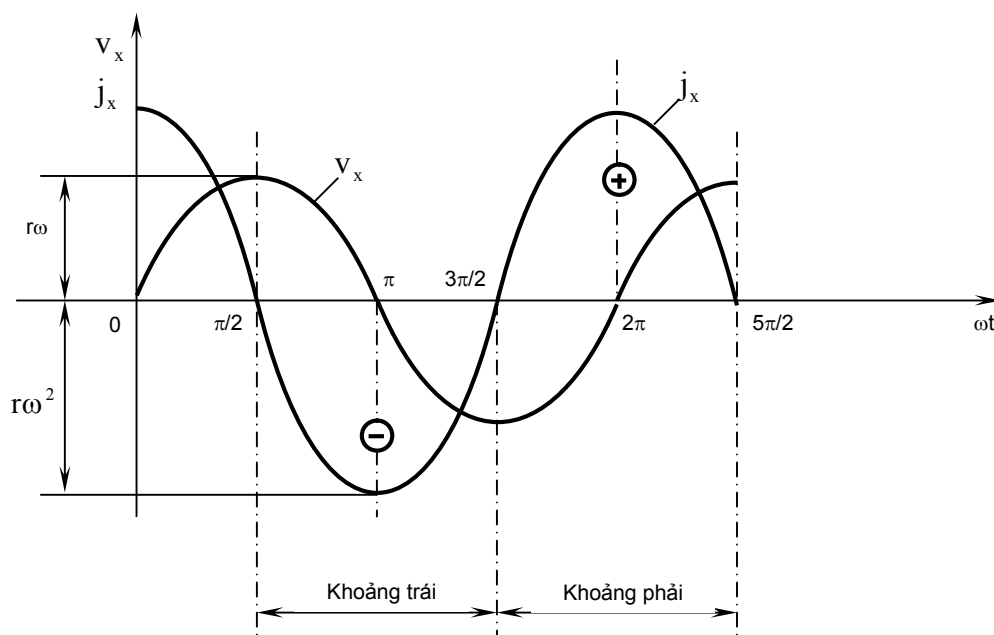
Trong đó:  $r$  là bán kính tay quay;  $\omega$  là vận tốc góc của tay quay.

Đồ thị vận tốc và gia tốc sàng phụ thuộc vào  $\omega t$  được thể hiện trên hình 3. Từ đồ thị cho thấy, sau nửa vòng quay của tay quay gia tốc đổi dấu, do đó lực quán tính ly tâm cũng đổi hướng và trị số. Gia tốc và lực quán tính ly tâm có trị số cực đại tại các vị trí biên của dao động của sàng (cận phải và cận trái).

Từ  $\pi/2$  đến  $3\pi/2$  (khoảng trái), gia tốc sàng hướng ngược với Ox  $\implies$  lực quán tính sẽ hướng theo Ox; Từ  $3\pi/2$  đến  $5\pi/2$  (khoảng phải) gia tốc sàng hướng theo Ox  $\implies$  lực quán tính sẽ hướng ngược với Ox.



Hình 2. Sơ đồ động học của cơ cấu sàng



**Hình 3. Đồ thị vận tốc và gia tốc sàng**

Chuyển động có gia tốc của sàng gây ra lực quán tính làm dao động toàn cơ cấu máy. Giá trị của nó được xác định theo công thức:

$$Q = m_1 J_x = m_1 r \omega^2 \cos \omega t \quad (2)$$

Trong đó:  $m_1$  là khối lượng phần chuyển động của sàng.

Trong kỹ thuật, việc cân bằng triệt để lực quán tính này rất phức tạp. Tại các điểm đầu và cuối hành trình của sàng, xuất hiện các gia tốc cực đại  $Q_{max} = m_1 J_{xmax} = m_1 r \omega^2$  (3) có chiều ngược nhau. Các lực quán tính cực đại này là nguyên nhân chính gây ra dao động cho toàn hệ thống máy. Để đơn giản cho kết cấu máy mà vẫn đảm bảo triệt tiêu được đáng kể lực quán tính này người ta thường quan tâm cân bằng các giá trị cực đại của nó xuất hiện ở các biên của hành trình của sàng.

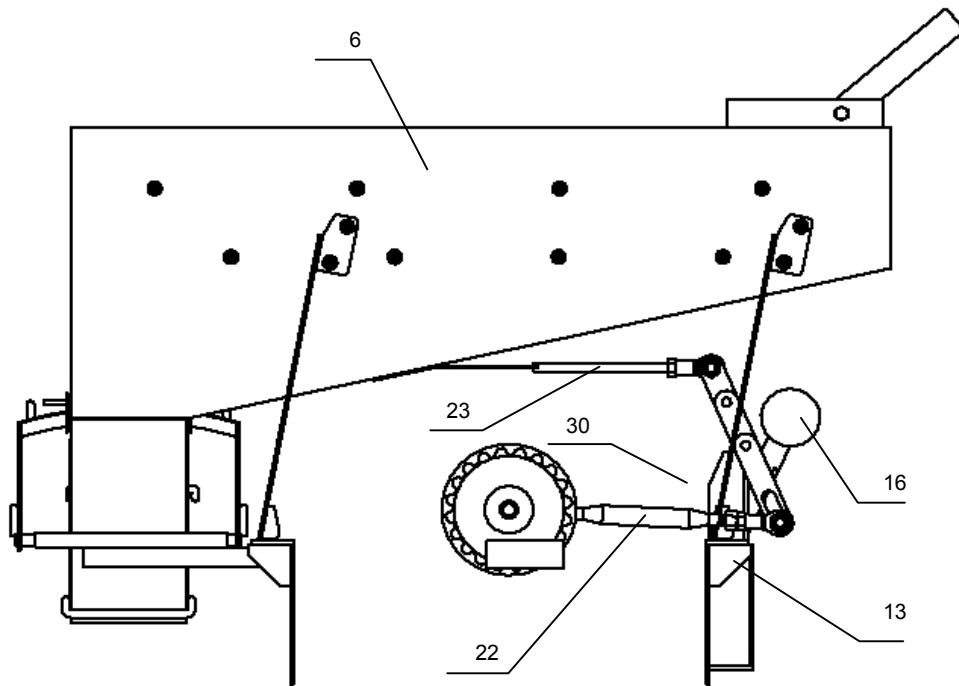
### 3.2. Giải pháp và cơ cấu dao động sàng

Để loại bỏ lực quán tính do sàng gây ra khi làm việc, chúng tôi đề xuất một cơ cấu cân bằng đặc biệt chống rung động cho sàng với khối lượng vật cân bằng nhỏ, có thể bố trí trong không gian hẹp. Giải pháp cơ cấu cân bằng cho sàng như sau (Hình 5a, 5b, 6).

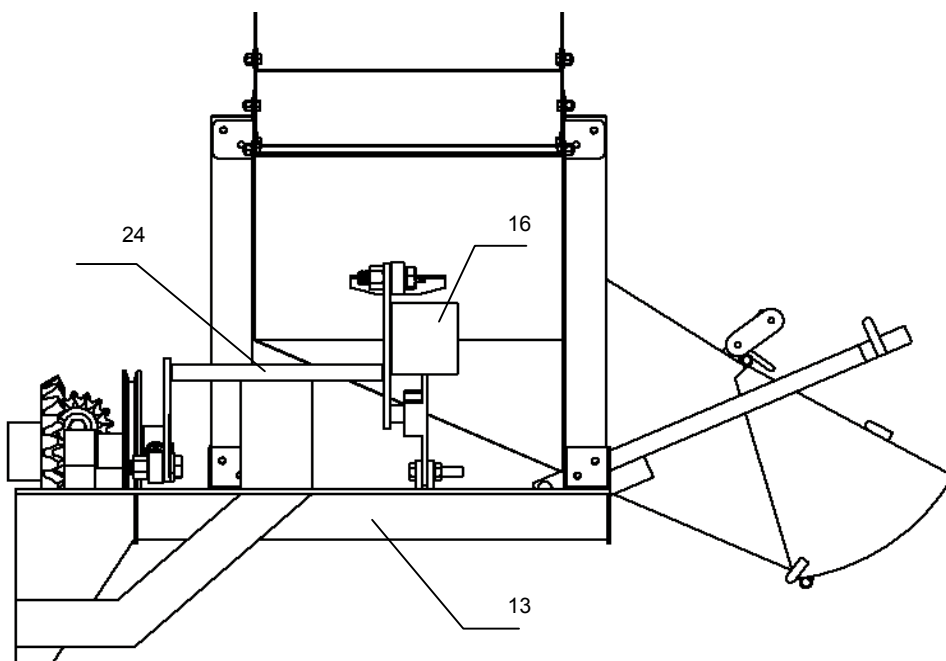
Cơ cấu biên tay quay với tay biên 22 (Hình 5a) được nối khớp bản lề 31 với tay lắc 30, tay

lắc này được nối cứng với trục lắc 24 (Hình 5b). Trục lắc chuyển động qua lại trong khớp bản lề 27 (Hình 6) và được lắp cứng với các tay quay  $r$  và  $r_1$  (Hình 6). Đầu trên của tay quay  $r$  được nối với thanh liên kết với sàng 23 (Hình 5a) bằng một khớp cầu 32. Đầu dưới của tay quay  $r_1$  liên kết với tay quay  $r_3$  bằng một khớp cầu và một khớp trượt 25 (là khớp tổ hợp có trong cơ cấu Cu-lít) (Hình 6). Đầu dưới của tay quay  $r_3$  lắp khớp bản lề với thanh đỡ 13, đầu trên lắp cứng với trọng vật 16.

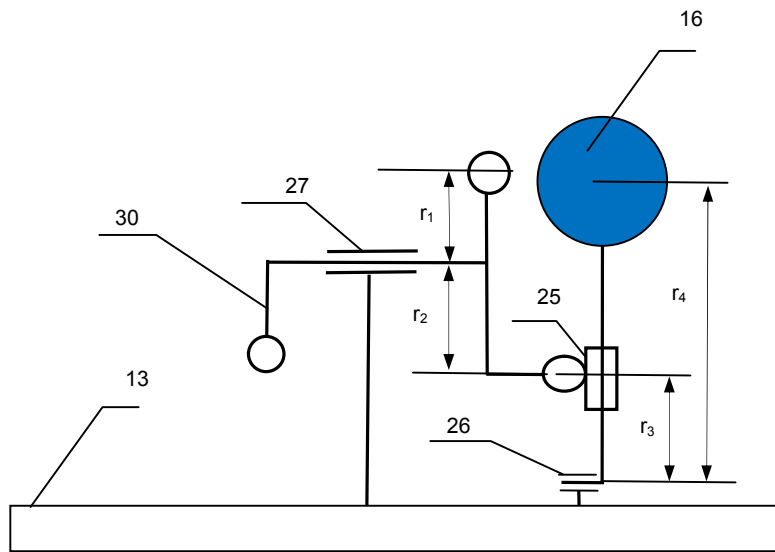
- Hoạt động của cơ cấu như sau: Khi tay quay của cơ cấu biên tay quay quay tròn, đầu tay biên 22 sẽ chuyển động qua lại, tay lắc 30 cũng dao động qua lại. Thông qua trục lắc 24, các tay quay  $r_1$  và  $r_2$  cũng dao động qua lại. Tay quay  $r_1$  dẫn động cho sàng qua thanh liên kết 23 làm hệ thống sàng dao động qua lại. Đầu dưới tay quay  $r_2$  dao động qua lại, thông qua cơ cấu Cu-lít làm tay quay  $r_4$  cùng với trọng vật 16 dao động qua lại. Với cơ cấu trên, hệ thống sàng và trọng vật có dao động ngược nhau do vậy có khả năng triệt tiêu lực quán tính cho nhau. Điều đặc biệt ở đây là: bán kính tay quay  $r_4$  lớn hơn nhiều so với bán kính tay quay  $r_1$  nên khối lượng của vật cân bằng (trọng vật) cũng nhỏ hơn nhiều so với khối lượng cần cân bằng (phần sàng dao động).



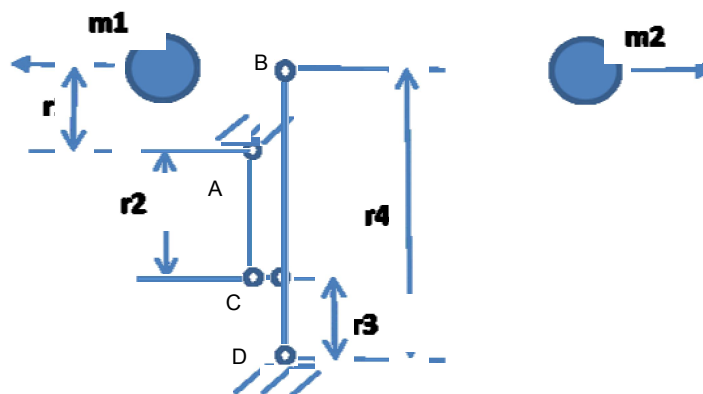
Hình 5a.



Hình 5b.



Hình 6.



Hình 7.

Quy luật chuyển động của trọng vật và sàng là như nhau, vì vậy ta chỉ cần quan tâm đến các giá trị lực quán tính cực đại của chúng tại các điểm nút dao động.

Trong cơ cấu trên, độ dài của khâu  $r_1$  được thiết kế bằng độ dài của tay lắc 30;  $H = r_2 + r_3$  là khoảng hở cho phép đặt các khâu này (tùy thuộc vào kết cấu máy cụ thể). Việc tính toán chuyển động của khâu  $r_4$  thông qua cơ cấu Cu-lít 25 là khá phức tạp. Do biên độ dao động của sàng tương đối nhỏ nên trong tính toán coi  $r_3$  không

đổi và  $r_3 = H - r_2$ . Sơ đồ tính thay thế được thể hiện trên hình 7. Trên sơ đồ,  $m_1$  là khối lượng phần chuyển động của sàng;  $m_2$  là khối lượng trọng vật cần thiết để cân bằng sàng. Các thanh lắc  $r_1$  và  $r_2$  nằm trên cùng một khâu nên có cùng vận tốc góc. Thanh lắc  $r_3$  nằm trên khâu thanh lắc  $r_4$ .

Như đã phân tích ở trên, do được dẫn động bởi cùng một cơ cấu biên tay quay nên quy luật chuyển động của trọng vật và sàng là như nhau. Các điểm C, B có quy luật chuyển động giống với

**Bảng kết quả tính toán khối lượng cân bằng  $m_2$** 

$r_1$ (mm)	$r_4$ (mm)	$r_3/r_2$	$m_1$ (kg)	$m_2$ (kg)
80	370	1,2	17	4,41
80	370	1,1	17	4,04
80	370	1	17	3,68
80	370	0,9	17	3,31
80	370	0,8	17	2,94
80	370	0,7	17	2,57
80	370	0,6	17	2,21
80	370	0,5	17	1,84

một điểm trên sàng, chỉ khác là chúng có hành trình khác nhau tùy thuộc vào tỷ lệ giữa các bán kính tay lắc. Sàng có hành trình chuyển động là  $S = 2r$ , lực quán tính phát sinh là:

$$Q = m_1 J_x = m_1 r \omega^2 \cos \omega t$$

và lực quán tính cực đại là:

$$Q_{max} = m_1 J_{x_{max}} = m_1 r \omega^2 = m_1 (S/2) \omega^2$$

Trọng vật có khối lượng  $m_2$  đặt tại điểm B, có hành trình chuyển động là  $S_B$  sẽ phát sinh lực quán tính là:

$$P = m_2 (S_B/2) \omega^2 \cos \omega t$$

và lực quán tính cực đại là:

$$P_{max} = m_2 (S_B/2) \omega^2$$

Lực quán tính do hệ thống sàng gây ra được cân bằng khi  $Q_{max} = P_{max}$ . Từ đó có:

$$m_1 (S/2) \omega^2 = m_2 (S_B/2) \omega^2$$

$$m_1 / m_2 = S_B / S \quad (4)$$

Trên sơ đồ tính (Hình 7), gọi hành trình của điểm C là  $S_C$  ta có quan hệ sau:

$$\frac{S}{S_C} = \frac{r_1}{r_2} \rightarrow S_C = S \frac{r_2}{r_1}; \quad \frac{S_B}{S_C} = \frac{r_4}{r_3} \rightarrow S_B = S_C \frac{r_4}{r_3}$$

Từ đó có:

$$S_B = S \frac{r_2 r_4}{r_1 r_3}$$

$$\text{Thay vào biểu thức (4) có } \frac{m_1}{m_2} = \frac{r_2 r_4}{r_1 r_3} \rightarrow$$

$$\text{Từ đó rút ra: } m_2 = m_1 \frac{r_1 r_3}{r_2 r_4} \quad (5)$$

Biểu thức (5) cho phép xác định khối lượng trọng vật để cân bằng lực quán tính do sàng gây ra. Cũng có thể rút ra các dẫn xuất từ biểu thức này để xác định các giá trị khác của cơ cấu cân bằng tùy theo yêu cầu thiết kế. Dưới đây là kết

quả tính toán khối lượng cân bằng khi biết trước các giá trị  $m_1$ ;  $r_1$ ;  $r_4$  và tỷ số  $r_3/r_2$ .

Các giá trị cho trước đo đạc được trên kết cấu thử nghiệm:  $m_1 = 17\text{kg}$ ;  $r_1 = 80\text{mm}$ ;  $r_4 = 370\text{mm}$ ; tỷ số  $r_3/r_2$  thay đổi trong khoảng từ 0,5 đến 1,2.

Các số liệu tính toán được ở bảng trên cho thấy:

- Với cơ cấu cân bằng đề xuất, khối lượng cần thiết của vật cân bằng nhỏ hơn nhiều so với khối lượng của vật cân cân bằng.

- Tỷ lệ của các tay lắc  $r_3/r_2$  càng nhỏ thì khối lượng vật cân bằng càng nhỏ.

- Kết quả thử nghiệm với các phương án cho thấy hiện tượng rung lắc toàn máy giảm đi một cách rõ rệt, đảm bảo yêu cầu cho hoạt động của máy.

#### 4. KẾT LUẬN

Lực quán tính phát sinh trong quá trình làm việc của hệ thống sàng là rất lớn, gây rung động cho toàn hệ thống, giảm chất lượng làm việc của máy. Lực quán tính này cần phải được cân bằng. Cơ cấu cân bằng đề xuất đáp ứng được yêu cầu của việc bố trí trong không gian hạn chế của máy GDLH mini.

Với cơ cấu cân bằng đề xuất, khối lượng cần thiết của vật cân bằng nhỏ hơn nhiều so với khối lượng của vật cân cân bằng, từ đó làm giảm áp lực lên các khâu, khớp, góp phần làm giảm khối lượng của toàn hệ thống máy.

Công thức (5) cho phép xác định được khối lượng cần thiết của vật cân bằng khi đã biết trước các thông số khác của cơ cấu. Các dẫn xuất rút ra từ công thức (5) cho phép tùy biến

Giải pháp cân bằng hệ thống làm sạch sơ bộ trong máy gặt đập liên hợp mini dạng treo

tính toán xác định các thông số khác của hệ thống theo mục đích của người thiết kế.

#### TÀI LIỆU THAM KHẢO

C.B. Melnicop (1957). Bài tập thiết kế máy nông nghiệp. Nhà xuất bản Moscova.

Công ty Meiwa, Kubota – Nhật Bản (1998). Sổ tay người sử dụng máy gặt đập liên hợp.

Nguyễn Bằng, Đoàn Văn Điện (1990). Lý thuyết tính toán máy nông nghiệp. Nhà xuất bản Giáo dục, Hà Nội.

Phạm Xuân Vượng (1999). Máy thu hoạch nông nghiệp. Nhà xuất bản Giáo dục, Hà Nội.