

NGHIÊN CỨU THIẾT KẾ HOÀN THIỆN MÁY ÉP VIÊN PHÂN BÓN

Research on Improving Design of a Fertilizer Pellet Machine

Đỗ Hữu Quyết, Bùi Việt Đức

Viện Phát triển Công nghệ Cơ Điện, Trường Đại học Nông nghiệp Hà Nội

Địa chỉ email tác giả liên lạc: *dhquyet@hva.edu.vn*

Ngày gửi đăng: 28.03.2011; Ngày chấp nhận: 27.07.2011

TÓM TẮT

Với mục đích thiết kế máy ép viên có khả năng tạo ra viên phân có hình dạng thuận tiện cho sự làm việc của các máy bón phân viên nén, nhóm nghiên cứu thuộc Viện Phát triển Công nghệ Cơ Điện, Trường Đại học Nông nghiệp Hà Nội đã thiết kế, chế tạo một mẫu máy ép viên kiểu chày cối. Các kết quả thử nghiệm mẫu máy trong điều kiện sản xuất đã cho thấy nguyên lý làm việc của máy là hợp lý, các bộ phận chính có khả năng làm việc. Viên phân do máy tạo ra có hình dạng gần như hình cầu, có kích thước và độ chặt đáp ứng yêu cầu nông học, rất thuận tiện cho sự làm việc của các máy bón phân viên nén dúi sâu. Tuy nhiên, độ tin cậy và năng suất của máy còn thấp.

Bài báo này trình bày một số kết quả thiết kế hoàn thiện mẫu máy ép viên nói trên theo hướng nâng cao độ tin cậy và năng suất của máy, làm cơ sở cho việc chế tạo một mẫu máy mới có khả năng thương mại hoá, góp phần giải quyết khâu cơ giới hoá bón phân viên nén dúi sâu cho lúa và một số cây trồng nông nghiệp khác.

Từ khóa: Máy ép, phân bón, phân viên nén.

SUMMARY

To design a fertilizer pellet machine producing suitable pellet shapes for fertilizer spreader, a research group of Institute for Engineering Development, Hanoi University of Agriculture has designed and manufactured a model of fertilizer pellet machine (mortar-pestle principle). Testing results in actual working conditions showed that the machine working principle and main part designs are reasonable. The produced pellets have approximately spherical shape with size and compression degree met agronomic requirements. The pellets are suitable for working of the fertilizer spreader to bury them into the soil. However, the productivity and reliability of the machine are still low.

This article presents some research results on improving design of the fertilizer pellet machine to increase productivity and reliability of the machine. The results will be a basis for manufacturing a new commercial possibility machine and contribute to mechanization of spreading fertilizer for rice and some other crops.

Key words: Fertilizer, fertilizer pellet, fertilizer pellet machine.

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Trong quá trình canh tác cây lúa và nhiều cây trồng khác (ngô, cói,...), bón phân viên nén dúi sâu là một biện pháp kỹ thuật

có hiệu quả cao nhờ giảm lượng phân bón, tăng năng suất cây trồng và giảm thiểu tác động đến ô nhiễm môi trường (Nguyễn Tất Cảnh, 2006). Biện pháp bón phân viên nén

dúi sâu đã được Bộ Nông nghiệp và PTNT công nhận là tiến bộ kỹ thuật (Bộ Nông nghiệp và PTNT, 2005) và được nông dân trên nhiều địa phương thừa nhận là có nhiều ưu điểm. Tuy nhiên, phương pháp này vẫn chưa được ứng dụng rộng rãi trong thực tiễn sản xuất, người nông dân vẫn phải làm bằng tay, vất vả, năng suất thấp. Nguyên nhân chủ yếu là các máy bón phân viên nén chưa được sản xuất chấp nhận do chất lượng làm việc thấp.

Để phục vụ cơ giới hóa khâu bón phân viên nén dúi sâu, nhóm nghiên cứu thuộc Viện Phát triển Công nghệ Cơ Điện, Trường Đại học Nông nghiệp Hà Nội đã thiết kế, chế tạo một mẫu máy ép viên phân thể hệ mới (mẫu máy cơ sở) rất thuận tiện cho sự làm việc của máy bón phân (Đỗ Hữu Quyết, 2008). Các kết quả thử nghiệm cho thấy nguyên lý làm việc và các thông số cơ bản của máy là hợp lý. Mẫu máy có năng suất lý thuyết 12.000 viên/giờ. Viên phân do máy tạo ra có dạng gần hình cầu, gồm phần thân hình trụ và hai đầu dẹt cầu, có kích thước đường kính x chiều cao $D \times H = 15 \times 15 \text{ mm}$ (Hình 1).

Tuy nhiên qua thử nghiệm trong điều kiện sản xuất, mẫu máy có một số nhược

điểm như độ tin cậy chưa cao và năng suất máy còn thấp.

Để máy đáp ứng được yêu cầu của sản xuất, có khả năng thương mại, cần tính toán thiết kế lại để máy được hoàn thiện hơn, khắc phục các nhược điểm đã nêu.

2. ĐỐI TƯỢNG VÀ PHƯƠNG PHÁP NGHIÊN CỨU

2.1. Đối tượng nghiên cứu

Máy ép viên kiểu chày cối ép trực đứng. Nguyên liệu dùng để ép là hỗn hợp đạm, lân, kali và một lượng nhỏ chất phụ gia với các tỷ lệ phối trộn khác nhau.

2.2. Phương pháp nghiên cứu

Kết hợp nghiên cứu lý thuyết và nghiên cứu thực nghiệm. Nghiên cứu lý thuyết được dùng để xác định các thông số của các bộ phận chính của máy. Nghiên cứu thực nghiệm được dùng để xác định các thông số cơ lý cần thiết của đối tượng nghiên cứu và kiểm nghiệm các kết quả tính toán lý thuyết.

Nghiên cứu này đã sử dụng các phần mềm cơ khí chuyên dụng (AutoCAD, Inventor, ANSYS,...).



Hình 1. Máy ép viên thể hệ mới và viên phân nén

a) Máy ép viên chuẩn bị chạy thử; b) Viên đạm nén; c) Viên N,P,K nén

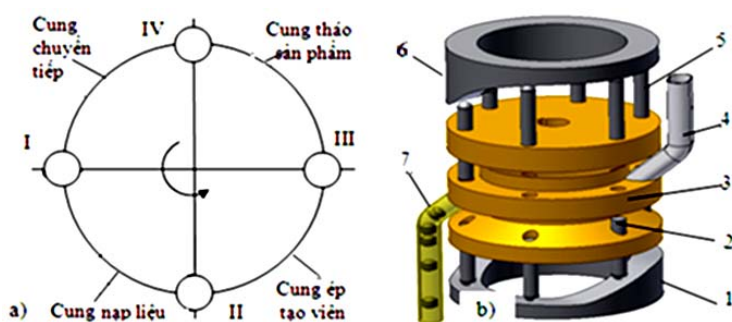
3. KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN

3.1. Kết cấu và nguyên lý làm việc của máy ép viên kiểu chày cối ép

Sơ đồ nguyên lý và sơ đồ cấu tạo của máy ép viên kiểu chày cối, điều khiển nhờ mặt cam không gian cho ở hình 2. Máy gồm có hai vành cam lắp cố định trên khung và một trống quay. Trên trống bố trí các chày trên, các chày dưới cùng vành cối và các vành đỡ chày. Khi trống quay, các chày chuyển động quay theo trống, đồng thời chuyển động lên xuống nhờ các mặt cam tương ứng. Sau một vòng quay của trống, máy thực hiện được 1 chu kỳ, bao gồm các pha thao tác: nạp liệu, ép tạo viên, tháo sản phẩm và chuyển tiếp. Mỗi thao tác được thực hiện tại một cung tương ứng trên máy. Biểu đồ chu kỳ của máy thể hiện qua hành trình khai triển của các chày (Hình 3). Trên biểu đồ này, trục tung thể hiện chuyển vị của các đầu chày ép theo phương thẳng đứng, trục hoành thể hiện chuyển vị của các chày trong chuyển động quay theo trống, đo bằng chiều

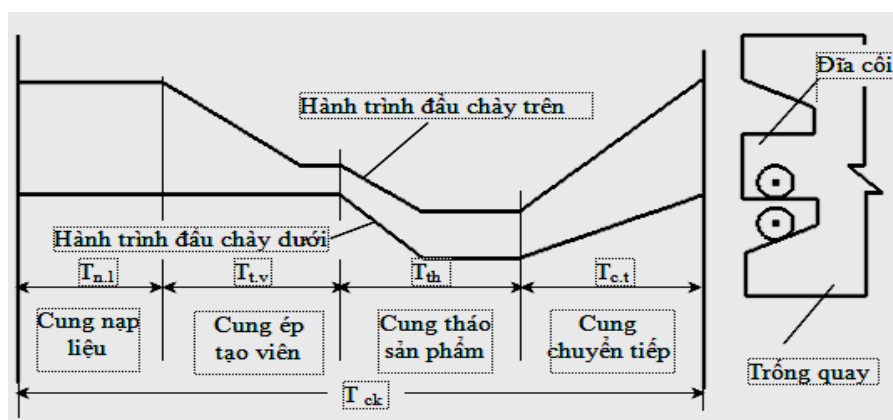
dài cung quỹ đạo của chày trong mặt trụ đi qua tâm các chày ép.

Máy hoạt động như sau: Tại cung nạp liệu, chày trên được nâng lên đến vị trí cao nhất, còn chày dưới chặn không cho nguyên liệu thoát ra khỏi lỗ cối. Khi trống quay, vành cối quét qua mặt dưới họng nạp liệu, hỗn hợp nguyên liệu chảy theo ống nạp liệu lấp đầy các lỗ trên vành cối nhờ trọng lượng bản thân. Lượng nguyên liệu nạp vào lỗ cối được điều chỉnh nhờ cơ cấu định lượng. Trên cung ép tạo viên, chày dưới giữ nguyên độ cao trong khi chày trên hạ xuống. Quá trình ép thực sự xảy ra khi đầu dưới của chày trên bắt đầu chạm vào khối hỗn hợp phân trong lỗ cối. Tại cung tháo sản phẩm, trước tiên chày dưới hạ xuống vị trí thấp nhất, sau đó chày trên hạ xuống để đẩy viên phân đã được tạo ra trong lỗ cối xuống phía dưới. Viên phân sẽ được dẫn ra ngoài theo máng dẫn nhờ bộ phận đỡ liệu. Trên cung chuyển tiếp, chày dưới và chày trên được nâng lên đến vị trí cao nhất để chuẩn bị cho thao tác nạp liệu của chu kỳ tiếp theo.



Hình 2. Sơ đồ nguyên lý làm việc (a) và sơ đồ cấu tạo (b) của máy ép viên phân

- 1- Vành cam dưới, 2- Chày dưới,
- 3- Vành cối, 4- Ống nạp liệu,
- 5- Chày trên, 6- Vành cam trên,
- 7- Ống thoát sản phẩm



Hình 3. Hành trình khai triển của các chày trong một chu kỳ

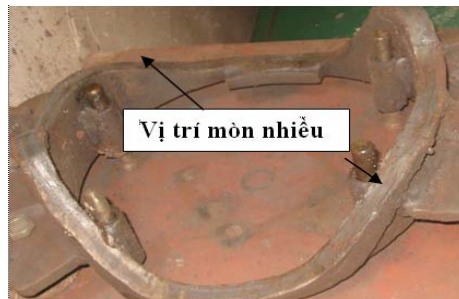
3.2. Hiện tượng mài mòn cơ học các bề mặt làm việc và biện pháp khắc phục

Trên mẫu máy cơ sở, hành trình của các chày ép được thực hiện nhờ cơ cấu cam trụ cần đẩy. Ưu điểm nổi trội của cơ cấu cam là quy luật chuyển động của các chày được thực hiện rất chặt chẽ, chính xác đảm bảo sự phối hợp nhịp nhàng giữa các chày tại các pha làm việc. Tuy nhiên do giữa mặt cam và các đuôi chày ép có ma sát trượt và chịu lực ép lớn nên các bề mặt tiếp xúc của cam và chày ép bị mòn nhanh làm giảm độ tin cậy và tuổi thọ của máy (Hình 4). Bằng cách chọn vật liệu chế tạo kết hợp với nhiệt luyện mặt cam và đuôi chày ép, có thể giảm được tốc độ mài mòn cơ học của chúng. Tuy nhiên, các thử nghiệm thăm dò theo hướng này cho thấy hiệu quả giảm cường độ mài mòn các bề mặt làm việc không cao do lực ép quá lớn và rất khó cải thiện điều kiện bôi trơn, nhất là mặt cam trên và đuôi chày ép trên.

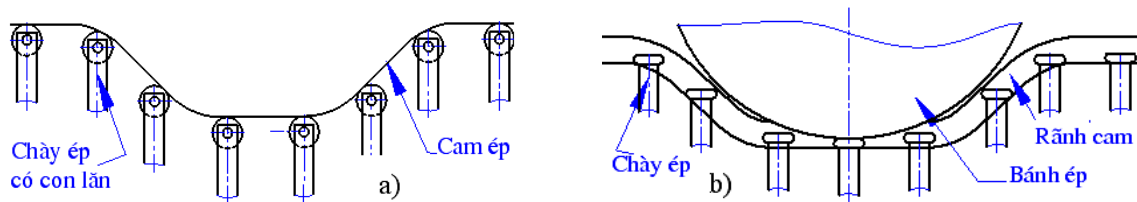
Phương án có hiệu quả để giảm cường độ mài mòn các mặt cam và các đuôi chày ép là chuyển ma sát trượt thành ma sát lăn nhờ hai giải pháp kết cấu: chuyển cần đẩy mũi nhọn thành cần đẩy con lăn (Hình 5a) hoặc thay một phần mặt cam bằng bánh ép (Hình 5b).

Bằng các giải pháp trên, không những giảm được cường độ mài mòn các bề mặt làm việc mà còn giảm đáng kể chi phí năng lượng cho máy hoạt động. Giải pháp sử dụng cần đẩy con lăn thay cho cần đẩy mũi nhọn cho phép chuyển ma sát trượt thành ma sát lăn một cách tích cực, tuy nhiên máy có kích thước công kênh và kết cấu phức tạp. Vì vậy với máy ép viên cỡ nhỏ, quy mô hộ gia đình không nên chọn giải pháp này. Bằng cách thay một phần mặt cam bằng bánh ép tại các vị trí nguy hiểm, có thể chuyển phần lớn ma sát trượt thành ma sát lăn, trong khi vẫn giữ nguyên kết cấu cần đẩy nên không ảnh hưởng lớn đến kết cấu và kích thước chung của máy. Tại vùng tiếp xúc vẫn có hiện tượng trượt giữa chày ép và mặt bánh ép nhưng độ trượt này rất nhỏ nên hiện tượng mài mòn chày và mặt bánh ép sẽ không đáng kể. Các phần cam còn lại chịu lực ép rất nhỏ nên cam và đuôi chày ép hầu như không bị mài mòn.

Từ những phân tích trên, giải pháp giảm cường độ mài mòn cơ học bề mặt tiếp xúc giữa cam và chày ép được chọn là sử dụng bánh ép thay cho mặt cam ép tại pha ép viên.



Hình 4. Hiện tượng mòn bề mặt cam



Hình 5. Giải pháp dùng cần đẩy con lăn (a) và dùng bánh ép (b)

3.3. Xây dựng biểu đồ chu kỳ của máy

3.3.1. Biểu đồ chu kỳ sơ bộ

Biểu đồ chu kỳ đóng vai trò quan trọng đối với các máy hoạt động theo chu kỳ, thể hiện quy luật hoạt động và là cơ sở cho việc thiết kế máy. Trong quá trình làm việc của máy ép viên, các chày có chuyển động tịnh tiến và tham gia đồng thời 2 chuyển động: vừa quay theo trục vừa dịch chuyển lên xuống theo phương thẳng đứng so với trục. Để thuận tiện cho tính toán thiết kế máy, ta dựng biểu đồ chu kỳ của máy ép viên qua hành trình khai triển của các chày trong một chu kỳ. Để xây dựng hành trình khai triển của các chày cần xác định chuyển vị thẳng đứng và chiều dài cung ứng với các pha thao tác trong một chu kỳ làm việc của máy.

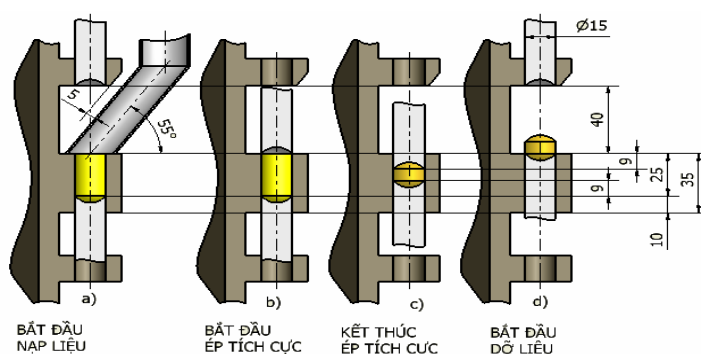
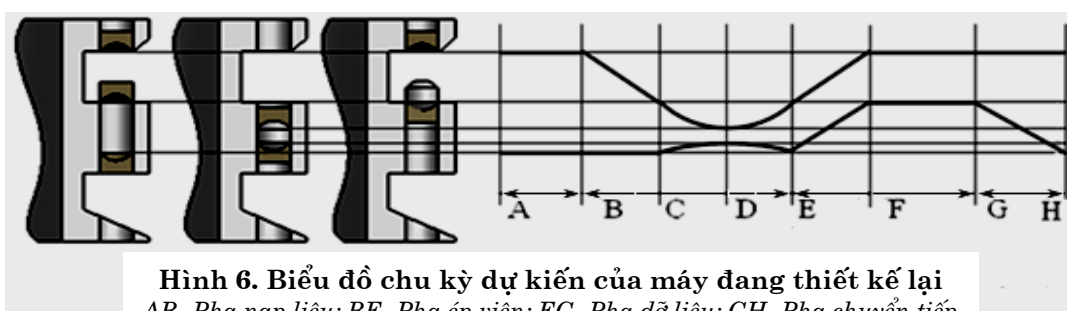
Khi thay một phần cam trụ bằng cung của bánh ép tại pha ép viên và chọn đường dỡ liệu qua mặt trên vành cối, vẽ được biểu đồ chu kỳ dự kiến (Hình 6).

Sự khác biệt giữa biểu đồ cũ (Hình 3) và biểu đồ thiết kế lại (Hình 6) là: trên biểu đồ cũ, toàn bộ hành trình nâng hạ chày được thực hiện nhờ các mặt cam cố định, trong khi

đó ở biểu đồ thiết kế lại, tại pha ép tích cực (giai đoạn CE), chày trên và chày dưới được nâng hạ nhờ bánh ép, còn tại các pha còn lại chày vẫn được nâng hạ nhờ cam trụ cố định. Ngoài ra cách dỡ liệu cũng có thay đổi: trên biểu đồ cũ, viên phân sau khi được tạo thành trong lỗ cối sẽ được chày trên đẩy xuống phía dưới vành cối rồi thoát khỏi máy, còn ở biểu đồ thiết kế lại, viên phân được chày dưới đưa lên phía trên vành cối rồi thoát ra ngoài. Việc chọn bề mặt dỡ liệu nằm phía trên vành cối ép cho phép tạo ra hành trình của các chày ép trên và chày ép dưới tương đương nhau, giúp cho việc thiết kế cam, chày ép và hệ lò xo đóng khớp cho các chày được dễ dàng hơn.

3.3.2. Xác định chuyển vị thẳng đứng và chiều dài cung tương ứng với các pha thao tác

Chuyển vị thẳng đứng của các chày trong các pha thao tác phụ thuộc chủ yếu vào chiều cao vành cối, khoảng cách an toàn giữa đầu dưới của chày trên đến ống nạp liệu và hệ số nén khối nguyên liệu để tạo thành viên phân (Hình 7).



Hình 7. Cơ sở chọn chuyển vị thẳng đứng của các chày ép trên và chày ép dưới

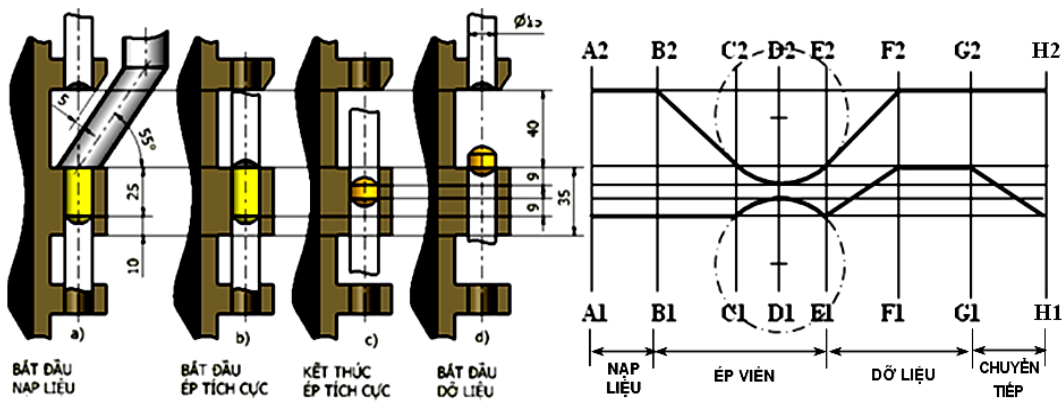
Chiều cao vành cối phụ thuộc độ nhô của đầu trên chày dưới trong lỗ cối ở pha nạp liệu và thể tích khối nguyên liệu cần nạp vào trong lỗ cối để sau khi nén lại ta được viên phân có kích thước mong muốn.

Căn cứ theo kết quả thử nghiệm khi ép viên với tỷ lệ các thành phần hợp thành khác nhau, ta thấy việc ép viên N,P,K là trường hợp khó khăn nhất do độ linh động của khối nguyên liệu kém nhất và độ ‘xốp’ của khối nguyên liệu là cao nhất. Khi này, chiều cao cột nguyên liệu trong lỗ cối (tính từ mặt trên chày dưới đến mặt trên vành cối) có trị số 25 mm sẽ cho viên phân có kích thước mong muốn. Chọn chiều cao ngập của đầu chày dưới trong lỗ cối 10 mm, chiều cao vành cối sẽ bằng 35 mm (Hình 7a).

Chiều cao từ mặt trên vành cối đến mặt dưới chày trên ở vị trí nạp liệu, cũng chính là vị trí cao nhất của chày trên, được chọn theo điều kiện đảm bảo hỗn hợp nguyên liệu đưa vào ép có thể chảy tự do theo ống nạp liệu vào lỗ cối và có một khoảng cách an toàn không gây va chạm giữa chày và ống. Để nguyên liệu chảy được trong ống, góc nghiêng của ống nạp liệu so với mặt vành cối phải lớn hơn góc ma sát nghỉ giữa khối nguyên liệu và vật liệu ống nạp liệu. Từ các kết quả đo trong phòng thí nghiệm, đã xác định được hệ số ma sát giữa khối nguyên liệu với bề mặt thép, chất dẻo khoảng 31°. Thực tế theo các kết quả thử nghiệm trên máy cơ sở, với góc nghiêng của ống nạp liệu

45° các loại hỗn hợp nguyên liệu ép đều có thể tự chảy vào lỗ cối. Chọn góc nghiêng của ống nạp liệu 55° khe hở giữa vành đỡ chày trên và ống nạp liệu tối thiểu 5 mm, bề rộng ống nạp liệu 25 mm, bằng phương pháp vẽ ta xác định được chiều cao giữa mặt dưới vành đỡ chày trên và mặt trên vành cối là 40 mm (Hình 7a). Trong pha ép tạo viên, ban đầu chày trên hạ xuống hết hành trình tự do từ vị trí cao nhất đến khi chạm vào mặt trên vành cối trong khi chày dưới vẫn giữ nguyên độ cao (Hình 7b). Sau đó là giai đoạn ép tích cực: chày trên đi xuống còn chày dưới đi lên những khoảng bằng nhau (Hình 7c). Từ hình vẽ ta xác định được hành trình tự do của chày trên là 40 mm, ở giai đoạn ép tích cực, chày trên đi xuống 9 mm, đồng thời chày dưới đi lên một đoạn 9 mm.

Để chuẩn bị cho thao tác dỡ liệu, sau pha ép viên, chày trên sẽ được nâng lên đến vị trí cao nhất còn chày dưới nâng lên đồng thời đội viên phân lên sao cho mặt trên của chày dưới đúng bằng độ cao mặt trên vành cối (Hình 7d). Việc để cho đầu chày dưới nhô cao hơn hoặc thấp hơn mặt trên vành cối đều gây khó khăn cho sự làm việc của bộ phận dỡ liệu. Sau khi viên phân được đưa ra khỏi máy, chày trên vẫn giữ nguyên độ cao, còn chày dưới hạ xuống vị trí thấp nhất chuẩn bị cho thao tác nạp liệu của chu kỳ mới. Biểu đồ chu kỳ với hành trình theo phương thẳng đứng của các chày đã chọn, có dạng như trên hình 8.



Hình 8. Biểu đồ chu kỳ đã xác định hành trình theo phương thẳng đứng của các chày

Để nhận được biểu đồ chu kỳ đầy đủ của máy ta còn phải xác định độ dài cần thiết của các cung thao tác trong một chu kỳ ép, ứng với chiều dài đoạn AH (Hình 8). Có thể chia một chu kỳ ép ra các giai đoạn hay các pha thao tác sau:

AB: pha nạp liệu;

BE: pha ép viên;

EG: pha dỡ liệu;

GH: pha chuyển tiếp, đưa hệ chày trở về vị trí bắt đầu pha nạp liệu của chu kỳ kế tiếp.

Trong các pha trên, chỉ trong giai đoạn CE các chày được tựa trên các bánh ép, còn trong các giai đoạn còn lại các chày được điều khiển bởi các mặt cam tương ứng.

Chiều dài cung nạp liệu được xác định nhờ thực nghiệm trong phòng thí nghiệm và được kiểm chứng trên máy mẫu. Với vận tốc chuyển động của trống không quá 15 vòng/phút, đường kính trống không quá 400 mm, để đảm bảo khả năng nạp đầy lỗ cối ứng với tất cả các loại nguyên liệu đưa vào ép khác nhau, chiều dài cung nạp liệu LAB không được nhỏ hơn 80 mm. Sơ bộ chọn LAB = 80 mm.

Trong các giai đoạn BC, EF, GH, các chày được nâng hạ nhờ các mặt cam tương ứng. Điều kiện để cam đẩy cho chày ép chuyển động được là góc “nâng” của cam phải không lớn hơn góc áp lực giới hạn.

Sơ đồ tính toán góc nâng giới hạn của mặt cam trên trong các giai đoạn này hoàn toàn giống như cơ cấu cam đẩy mũi nhọn hoặc tính toán theo ma sát trên rãnh trượt khi bỏ qua ma sát giữa cam và đuôi chày (Юдин В. А., Петрокас Л. В. 1967) (Hình 9).

Khi cơ cấu cam làm việc, tại điểm tiếp xúc A của chày xuất hiện lực toàn phần Ptp do cam tác dụng lên chày, có phương vuông góc với bề mặt cam tại điểm tiếp xúc. Phân tích Ptp thành các lực Pt và Pn. Lực ngang Pt cản trở sự quay của trống và lực dọc Pn làm chày chuyển động theo phương dọc trục.

Gọi góc nâng của mặt cam là λ , đó cũng chính là góc áp lực trong cơ cấu cam đang xét, ta có:

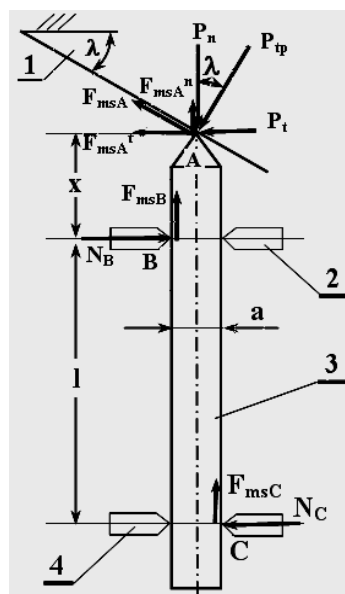
$$\begin{aligned} P_t &= P_{tp} \cdot \sin \lambda, \\ P_n &= P_{tp} \cdot \cos \lambda. \end{aligned} \quad (1)$$

Khi đuôi chày trượt trên mặt cam, tại điểm tiếp xúc A giữa chày và mặt cam sẽ xuất hiện lực ma sát FmsA, có phương tiếp tuyến với mặt cam và ngược chiều chuyển động của chày. Ký hiệu f là hệ số ma sát giữa các bề mặt làm việc của cơ cấu, ta có các công thức sau:

$$\begin{aligned} F_{msA} &= P_{tp} \cdot f; \\ F_{msAt} &= F_{msA} \cdot \cos \lambda = P_n \cdot f; \\ F_{msAn} &= F_{msA} \cdot \sin \lambda = P_t \cdot f. \end{aligned} \quad (2)$$

Khi chày trượt theo phương dọc trục, tại các gối đỡ B và C sẽ xuất hiện các lực ma sát. Gọi phản lực pháp tuyến tại B và C là NB và NC, ta có công thức:

$$\begin{aligned} F_{msB} &= N_B \cdot f; \\ F_{msC} &= N_C \cdot f. \end{aligned} \quad (3)$$



Hình 9. Sơ đồ xác định góc nâng giới hạn của cam

1- Cam, 2, 3- Vòng đỡ chày, 3- Chày

Lập các phương trình cân bằng hình chiếu của các lực theo phương ngang và phương trình cân bằng mô men của các lực lấy với điểm A, ta được hệ phương trình:

$$\begin{aligned} \text{NB} \cdot (\text{Pt} + \text{FmsAt}) \cdot \text{NC} &= 0; \\ (\text{Pt} + \text{FmsAt}) \cdot x - (\text{Pn} - \text{FmsAn}) \cdot a/2 + \\ &+ \text{FmsC} \cdot a - \text{NC} \cdot l = 0 \end{aligned} \quad (4)$$

Trong đó:

- l- khoảng cách giữa các vành đỡ chày;
- x- khoảng cách từ vành đỡ trên đến mặt cam;
- a- đường kính chày;

Vì trị số của a rất nhỏ so với x và l nên có thể bỏ qua, khi này phương trình 3 có dạng:

$$\begin{aligned} \text{NB} \cdot (\text{Pt} + \text{FmsAt}) - \text{NC} &= 0; \\ (\text{Pt} + \text{FmsAt}) \cdot x - \text{NC} \cdot l &= 0 \end{aligned} \quad (5)$$

Phương trình cân bằng hình chiếu của các lực theo phương chuyển động của chày có dạng:

$$\text{Pn} = \text{FmsB} + \text{FmsC} + \text{FmsAn} \quad (6)$$

Giải các phương trình (1), (2), (3), (5), (6) và rút gọn ta được:

$$\text{tg} \lambda = \frac{1 - f^2 \cdot l - 2 \cdot x \cdot f^2}{2 \cdot f \cdot l + 2 \cdot f \cdot x};$$

Hay

$$\lambda_{\text{gh}} = \arctg \frac{1 - f^2 \cdot l - 2 \cdot x \cdot f^2}{2 \cdot f \cdot (l + x)}; \quad (7)$$

Chọn các kích thước x = 50 mm, l = 140 mm, với hệ số ma sát giữa chày và rãnh trượt f = 0,3, thay vào (7) xác định được góc nâng giới hạn cho mặt cam là 46,1°.

Để đảm bảo điều kiện chày không bị tự hãm, góc nâng của cam không được lớn hơn

góc nâng giới hạn này. Ta chọn góc nghiêng cho tất cả các pha nâng hạ đều bằng 45°.

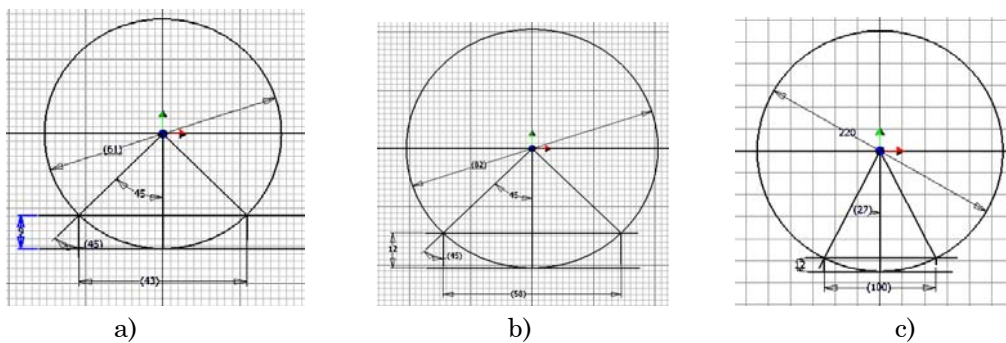
Căn cứ hành trình theo độ cao (Hình 7), ta có IBC = IEF = 40mm; lGA = 25 mm.

Chiều dài cung CE được xác định theo kích thước đường kính bánh ép, góc áp lực lớn nhất khi chày tiếp xúc với bánh ép có chú ý đến hiện tượng đẩy trống sau khi ép xong gây ra chuyển động giật cục của trống.

Bằng phương pháp vẽ, ứng với chiều cao dịch chuyển của chày 9 mm, với góc áp lực lớn nhất khi chày tiếp xúc với bánh ép là 45°, ta xác định được đường kính nhỏ nhất của bánh ép $D_{b.e.min} = 61$ mm, tương ứng với chiều dài cung khai triển ICE⁶¹ = 43 mm (Hình 10a).

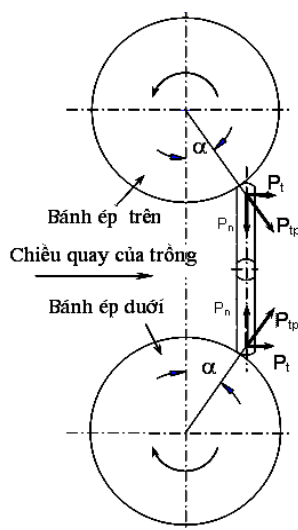
Trong thực tế, khi chọn hành trình các chày theo chiều cao, cần chọn lớn hơn trị số tính toán để đảm bảo độ chặt của viên phân. Giả định hành trình theo chiều cao của các chày trong giai đoạn ép tích cực là 12 mm, ứng với góc áp lực 45°, ta có đường kính bánh ép $D_{b.e} = 82$ mm và chiều dài cung ép tích cực khai triển là ICE⁸² = 58 mm (Hình 10b).

Các thử nghiệm không tải tiến hành trên máy ép với bánh ép là ổ bi đỡ mã hiệu 311, có đường kính ngoài 120 mm, bề rộng 29 mm, cho thấy các chày dịch chuyển ổn định, không có hiện tượng tự hãm chày trong rãnh trượt và trống quay đều. Tuy nhiên khi thử nghiệm có tải, có hiện tượng trống chuyển động không đều. Nguyên nhân của hiện tượng này là do sau khi ép tạo viên phân, lực đàn hồi của lò xo nén thông qua bề mặt bánh ép tạo ra lực ngang đẩy cho trống quay đi theo chiều chuyển động.



Hình 10. Sơ đồ xác định đường kính bánh ép

Xét hệ bánh ép và chày tiếp xúc nhau (Hình 11), lúc này viên phân vừa được ép qua vị trí ép mạnh nhất, các chày đang trong hành trình dời xa nhau (chày trên đi lên, chày dưới đi xuống) nhưng lò xo của cơ cấu an toàn vẫn luôn bị nén, các mặt đối cầu của các chày vẫn tiếp xúc với viên phân. Trên các chày có tác dụng của lực toàn phần P_{tp} có phương dọc theo bán kính nối từ tâm bánh ép đến điểm tiếp xúc giữa bánh ép và đầu chày ép. Phân tích P_{tp} thành hai thành phần: P_t theo phương vuông góc với trục chày ép và tiếp tuyến với mặt trụ đi qua tâm các chày. P_n dọc theo trục chày.



Hình 11. Sơ đồ xác định lực đẩy ngang trên trống

Ta có:

$$P_t = P_{tp} \cdot \sin \alpha$$

$$P_n = P_{tp} \cdot \cos \alpha;$$

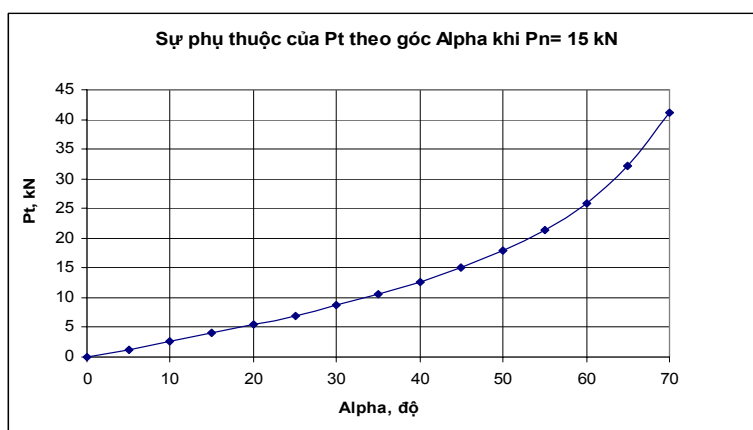
$$P_t = P_n \cdot \tan \alpha;$$

Thành phần P_n gây nén các chày, còn thành phần P_t có tác dụng đẩy trống ép theo chiều quay của nó. Thành phần P_t xuất hiện làm cho trống quay không đều và phát sinh hiện tượng rung động của trống ép.

Góc α thay đổi trong giới hạn từ 0 đến một trị số nào đó phụ thuộc đường kính bánh ép, hành trình ép trong giai đoạn ép tích cực và mức độ biến dạng của lò xo của cơ cấu an toàn. Giả sử rằng các chày luôn bị ép trong quá trình các chày dời xa nhau cho đến khi các chày không tiếp xúc với bánh ép, lúc đó góc α chỉ phụ thuộc đường kính bánh ép và hành trình của các chày trong pha ép tích cực và biến thiên trong khoảng $[0, \alpha_{max}]$.

Từ quan hệ giữa các lực, có thể thấy khi góc α càng lớn thì thành phần P_t càng lớn. Đồ thị biến đổi của lực P_t theo góc α khi $\alpha_{max} = 45^\circ$ với lực $P_n = 15 \text{ kN} = \text{Const}$ thể hiện trên hình 12.

Từ đồ thị trên hình 12, ta thấy lực P_t phụ thuộc P_n theo quy luật hàm số tang, nghĩa là khi góc α còn nhỏ, quan hệ giữa chúng có dạng gần tuyến tính, nhưng với giá trị α lớn, P_t tăng nhanh hơn P_n nhiều. Cụ thể theo đồ thị hình 12, khi góc $\alpha = 45^\circ$, lực $P_t = P_n$. Khi $\alpha = 64^\circ$, lực P_t lớn gấp đôi lực P_n , còn khi $\alpha = 70^\circ$ thì P_t gần gấp ba P_n .



Hình 12. Đồ thị biến thiên của P_t theo góc α

Vì vậy, khi chọn đường kính bánh ép $D_{b.ép} = 120 \text{ mm}$, với hành trình ép của các chày 12mm, góc áp lực lớn nhất tại điểm chày bắt đầu tiếp xúc với bánh ép đạt khoảng 37° , hoàn toàn thoả mãn điều kiện tự hãm của chày ép, nhưng xuất hiện hiện tượng trống quay không đều do lực Pt có giá trị lớn. Hiện tượng trống quay không đều sẽ bị hạn chế nếu chọn góc α đủ nhỏ, bố trí 2 bánh ép đối xứng trên trống và chọn số chày ép hợp lý hơn.

Từ thực nghiệm rút ra nhận xét, để giảm hiện tượng chuyển động không đều của trống, ta chọn bánh ép có đường kính 200 mm. Khi này góc áp lực tại điểm bắt đầu tiếp xúc giữa chày và bánh ép là 27° , chiều dài cung ép tích cực khai triển là 100 mm (Hình 10c). Chiều dài cung khai triển ứng với pha dỡ liệu được xác định bằng thực nghiệm. Thực tế thử nghiệm mẫu máy trong điều kiện sản xuất cho thấy, chiều dài cung dỡ liệu chủ yếu phụ thuộc kích thước cơ cấu gạt phân của bộ phận dỡ liệu. Ta chọn $LFG = 60 \text{ mm}$.

Như vậy với các thông số đã chọn, ta có chiều dài khai triển cần thiết tương ứng với một chu kỳ ép sẽ là:

$$L_{ck} = LAB + LBC + LCE + L_{EF} + LFG + LGH = 80 + 40 + 100 + 40 + 60 + 25 = 345 \text{ mm}$$

3.3.3. Biểu đồ chu kỳ chính xác của máy

Từ các kết quả tính toán, ta xây dựng được biểu đồ chu kỳ thể hiện qua hành trình chính xác của các chày ép (Hình 13).

3.4. Xác định năng suất lý thuyết của máy

Năng suất lý thuyết của máy trong 1 giờ xác định theo công thức:

$$W_h^v = 60.Z.p.n; \text{ (viên/giờ)}$$

Trong đó:

Z- số chày ép;

p- số chu kỳ ép sau 1 vòng quay của trống;

n- số vòng quay của trống trong một phút.

Để tăng năng suất của máy ép viên, có thể tăng số vòng quay của trống n, tăng số chu kỳ ép p hoặc tăng số chày ép Z. Các thông số này không thể chọn một cách tùy tiện mà chúng có mối quan hệ với nhau thông qua thông số đường kính trống.

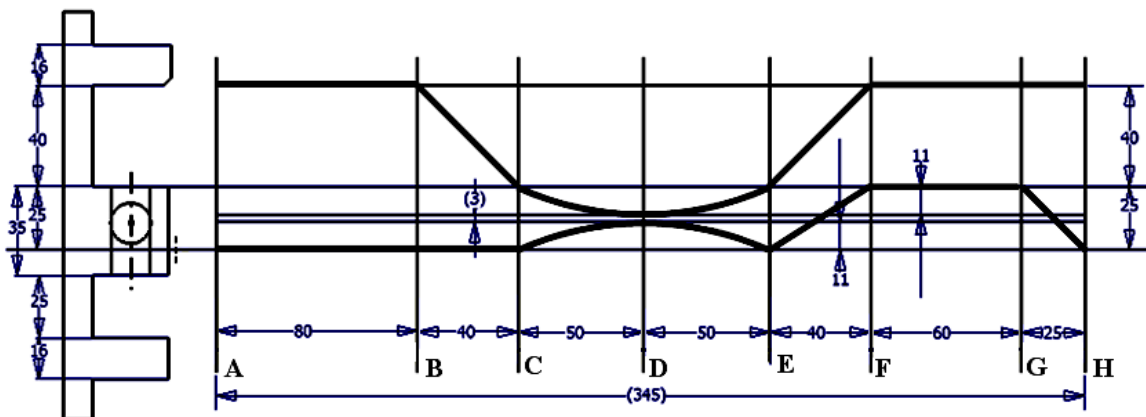
Số chu kỳ ép

Khi các thông số khác không đổi, nếu tăng số chu kỳ ép sẽ tăng được năng suất máy. Từ các nhận xét khi thử nghiệm, nhận thấy nên chọn số chu kỳ ép $p = 2$. Nhờ đó, kết hợp với cách chọn số chày lẻ, ta còn có thể khắc phục được hiện tượng trống quay không đều bằng cách bố trí các pha làm việc của hai cặp bánh ép lệch nhau.

Đường kính trống, số vòng quay của trống trong một phút

Chọn số vòng quay của trống 15 vòng/phút. Với số chu kỳ ép $p = 2$, chu vi của hình trụ đi qua tâm các chày ép phải thoả mãn bất đẳng thức:

$$L \geq 2. L_{ck} = 2. 345 = 690 \text{ mm.}$$



Hình 13. Biểu đồ chu kỳ với hành trình triển khai đầy đủ của các chày ép

Đường kính mặt trụ phân bố chày trên trống, gọi là đường kính trống D_t , phải không nhỏ hơn đường kính tối thiểu D_{min} :

$$D_t \geq D_{min} = 690/\pi = 220 \text{ mm.}$$

Chọn đường kính trống 260 mm, với số chu kỳ ép $p=2$, có chiều dài khai triển thực tế cho mỗi chu kỳ là 408 mm, trong khi chiều dài khai triển cần thiết cho một chu kỳ chỉ cần 345 mm. Nói cách khác, nếu chọn đường kính trống $D_t = 260$ mm, có thể tăng thời gian dành cho các khâu xung yếu so với thời gian tính toán với hệ số dự trữ là 18%.

Số chày ép

Số cặp chày cối ép phân bố trên trống phụ thuộc kết cấu vành cối và đường kính trống. Các vành cối có ép bạc inox để tránh ăn mòn hóa học, đường kính ngoài 30 mm, khoảng cách giữa hai mép lỗ khoan liên tiếp trên vành trống không nhỏ hơn 5 mm để đảm bảo độ bền. Bằng phương pháp vẽ, với trống đường kính 260 mm, ta có thể bố trí 21 chày, khi này khoảng cách giữa hai mép lỗ lắp bạc là 8,9 mm, thoả mãn điều kiện bền của vành cối.

Với các thông số đã chọn, xác định được năng suất lý thuyết của máy:

$$Wh_v = 60.21.2.15 = 37800 \text{ viên/giờ.}$$

Tương ứng với viên phân thông dụng bón cho lúa (khối lượng 4 g/viên), năng suất máy tính theo khối lượng sẽ là 151 kg/giờ. So với năng suất của mẫu máy cơ sở (12.000 viên/giờ), năng suất của máy thiết kế lại sẽ tăng được hơn 3 lần.

3.5. Chế tạo và thử nghiệm máy

Để kiểm chứng sơ bộ các kết quả tính toán và giải pháp đề xuất trước khi chế tạo mẫu máy mới, nhóm nghiên cứu đã chế tạo các bộ phận làm việc cần thiết và lắp ngay trên mẫu máy cơ sở (Hình 14). Do việc chế tạo cụm trống tốn rất nhiều công sức và thời gian nên nghiên cứu đã sử dụng lại vành trống cũ của máy cơ sở, thiết kế lại hệ thống cam có khả năng thay đổi chiều dài các đoạn cung cam, hệ thống bánh ép và hệ thống truyền động. Với các thay đổi như vậy trên

mẫu máy kiểm chứng có thể đánh giá khả năng làm việc của bộ phận ép mới thiết kế, xác định được chiều dài cần thiết của các cung cam tương ứng với các pha thao tác, đặc biệt kiểm chứng khả năng đong đầy lỗ cối khi nâng cao số vòng quay của trống.



Hình 14. Mẫu máy kiểm chứng

Mẫu máy kiểm chứng có các thông số kỹ thuật như sau:

Số chày ép: 10. Số vòng quay của trống thay đổi được trong khoảng 10 - 17,5 vòng/phút nhờ thay đổi các bánh đai, với các trị số cụ thể: 10; 12,5; 15,2 và 17,5 vòng/phút.

Sau 1 vòng quay của trống, máy thực hiện được 1 chu kỳ ép.

Từ các kết quả thử nghiệm mẫu máy kiểm chứng, có thể rút ra các nhận xét sau:

Ở tất cả các chế độ quay của trống, hệ thống cam và bánh ép đều làm việc ổn định, nhịp nhàng. Khả năng hạn chế hiện tượng quay không đều của trống chưa kiểm chứng được vì chỉ lắp được 1 bánh ép do số chày ép là chẵn. Qua nhận xét cảm quan, ở chế độ số vòng quay của trống 10 vòng/phút, chỉ cần 1 dây đai loại B với độ căng vừa phải đã đủ khả năng truyền tải trong khi trên máy cơ sở phải dùng 2 đai cùng loại và căng đai với lực căng lớn. Điều đó cho phép rút ra kết luận là hệ thống ép kiểu cam- bánh ép kết hợp có khả năng làm việc và giảm được chi phí năng lượng cho máy nhờ chuyển phần lớn ma sát trượt thành ma sát lăn tại vùng tiếp xúc giữa đuôi chày ép và bánh ép.

Ở các chế độ số vòng quay của trống dưới 15,2 vòng/phút, viên phân có độ chặt và kích thước trung bình hoàn toàn đáp ứng yêu cầu đặt ra. Tuy nhiên, ở chế độ 17,5 vòng/phút, với chiều dài cung nạp liệu 80 mm, độ chặt viên phân vẫn đảm bảo nhưng chiều cao trung bình chỉ đạt 13,8 mm, nhỏ hơn một chút so với thiết kế (15 mm). Nguyên nhân là do khả năng điền đầy hỗn hợp nguyên liệu vào lỗ cối chưa cao. Với chiều cao này của viên phân, bộ phận cung cấp của máy bón phân vẫn làm việc bình thường. Qua thử nghiệm cũng xác định rằng, để đảm bảo nạp đầy lỗ cối, khi chọn số vòng quay của trống đến 17,5 vòng/phút chiều dài cung nạp liệu phải không nhỏ hơn 90 mm.

Năng suất của mẫu máy kiểm chứng đạt 9.130 viên/giờ, tương ứng với số vòng quay của trống $n = 15,2$ vòng/phút, số chày ép $Z = 10$ và số chu kỳ ép $p = 1$. Như vậy, nếu chế tạo mẫu máy mới với $n = 15$ vòng/phút, $Z = 21$, $p = 2$ thì sẽ đạt được năng suất 37.800 viên/giờ như đã thiết kế.

Nhìn chung, các kết quả thử nghiệm trên mẫu máy kiểm chứng cho thấy máy hoạt động ổn định, viên phân được ép ra đảm bảo yêu cầu nông học. Nhóm nghiên cứu đang chế tạo mẫu máy mới theo các thông số đã thiết kế để tiếp tục thử nghiệm đánh khả năng làm việc, đặc biệt là giải pháp hạn chế mài mòn cơ học các bề mặt làm việc của máy và tăng mức độ thuận tiện khi vận hành máy.

4. KẾT LUẬN VÀ ĐỀ NGHỊ

Từ phân tích nguyên nhân giảm độ tin

cậy của mẫu máy cơ sở, đã thiết kế lại biểu đồ chu kỳ của máy và tính toán thiết kế lại một số bộ phận làm việc chính nhằm nâng cao độ tin cậy và năng suất của máy.

Thiết kế, chế tạo các bộ phận cải tiến và lắp trên mẫu máy cơ sở để kiểm chứng các kết quả tính toán. Kết quả thử nghiệm cho thấy các giải pháp đưa ra là hợp lý, mẫu máy hoạt động ổn định, viên phân do máy ép ra đảm bảo các yêu cầu kỹ thuật nông học.

Để đánh giá về khả năng làm việc và độ tin cậy của máy, đặc biệt khả năng chống mài mòn của hệ thống ép cải tiến, cần thử nghiệm máy trong thời gian dài. Vì vậy, cần chế tạo mẫu máy mới theo các thông số đã tính toán thiết kế và tiếp tục thử nghiệm để đánh giá khả năng làm việc toàn diện của máy trong điều kiện sản xuất.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- Nguyễn Tất Cảnh (2006). “Sử dụng phân viên nén trong thâm canh lúa”, NXB. Nông nghiệp, Hà Nội, trang 19-29.
- Bộ Nông nghiệp và PTNT (2005). Danh mục giống cây trồng và tiến bộ kỹ thuật mới giai đoạn 2001-2005, Quyết định số 1046 QĐ/BNN-KHCN, ngày 11/5/2005.
- Đỗ Hữu Quyết (2008). Kết quả nghiên cứu, thiết kế, chế tạo máy ép viên phân, *Tạp chí Nông nghiệp và Phát triển nông thôn*, số tháng 5/2008, trang 61-66.
- Юдин В. А., Л. В. Петрокас (1967). Теория механизмов и машин, Изд. “Высшая школа”, Москва. Стр. 396-401.