

NGHIÊN CỨU THIẾT KẾ, CHẾ TẠO VÀ KHẢO NGHIỆM MÁY TÁCH HẠT ĐẬU XANH

Đỗ Minh Cường^{1*}, Bùi Tấn Thông¹

TÓM TẮT

Bài báo trình bày một số kết quả tính toán thiết kế, chế tạo và khảo nghiệm máy tách hạt đậu xanh. Máy sử dụng nguyên lý va đập để gảy vỡ vỏ và phân ly làm sạch hạt nhờ quạt. Một số chi tiết chính của máy được tính toán thiết kế sử dụng phương pháp lý thuyết kết hợp với thực nghiệm. Kết quả khảo nghiệm cho thấy máy có cấu tạo đơn giản, vận hành an toàn, chất lượng làm việc tốt, hiệu suất tách vỏ đạt 98,8%, hiệu suất phân ly hạt đạt 97,6%, độ sạch đạt 96,2% khi tốc độ trống đập 450 vg/ph (5,5 m/s). Mẫu máy có thể sử dụng để phục vụ cho cơ giới hoá khâu đập vỏ tách hạt, góp phần đẩy mạnh cơ giới hoá khâu thu hoạch cây đậu xanh.

Từ khoá: Đậu xanh, tách hạt, độ sạch, hiệu suất tách vỏ, hiệu suất phân ly.

1. ĐẶT VẤN ĐỀ

Cây đậu xanh (Mungbean, Green bean) có tên khoa học *Vigna radiata* (L) là cây đậu đỗ quan trọng đứng hàng thứ ba sau đậu nành và đậu phộng. Đậu xanh là cây trồng quen thuộc ở châu Á và nước ta. Nó có giá trị kinh tế cao, là nguồn thực phẩm có giá trị dinh dưỡng và giá trị sử dụng trong đời sống, thích hợp với việc tiêu dùng trong nước và xuất khẩu do các sản phẩm của nó dễ tiêu thụ và ít biến động về giá cả. Chính vì vậy người dân đang dần mở rộng diện tích đất trồng cây họ đậu này và sản lượng thu hoạch mỗi năm là khá lớn.

Diện tích trồng đậu xanh trên thế giới tính đến năm 2017 khoảng 34,20 triệu ha với sản lượng 31,40 triệu tấn. Ở nước ta, diện tích trồng đậu xanh cả nước năm 2017 là 149.700 ha với sản lượng thu được là 1,63 triệu tấn (FAOSTAT, 2018).

Quả đậu xanh sau khi thu hoạch từ đồng ruộng về phải được loại bỏ vỏ để lấy hạt. Quá trình này được thực hiện chủ yếu bằng phương pháp thủ công. Tuy nhiên, với sản lượng thu hoạch lớn, việc thực hiện công đoạn tách hạt thủ công cần nhiều thời gian, tốn nhân công lao động, giảm hiệu quả kinh tế.

Quá trình tách hạt đậu có thể trải qua nhiều công đoạn như chà xát, tách vỏ hoặc đập tách vỏ, hoặc sử dụng kết hợp các công đoạn trên (Benaseer và cs, 2018). Đập và tách hạt bằng thủ công, mặc dù

đơn giản, chi phí thấp nhưng có thể phân ly hạt không hoàn toàn, có thể gây vỡ hạt dẫn đến tổn thất lớn (Shah, 2013). Trong khi các máy đập tách hạt có thể phân ly và làm sạch hạt tốt nhất mà ít gây hư hại hạt và tổn thất, năng suất cao (Benaseer và cs, 2018).

Đã có nhiều nghiên cứu về máy tách hạt các loại cây đậu được triển khai trên thế giới và Việt Nam. Các nghiên cứu tập trung đánh giá ảnh hưởng của các yếu tố của hạt đậu, của máy đến năng suất đập và chất lượng hạt sau khi đập.

Mục tiêu của nghiên cứu này là thiết kế và chế tạo một mẫu máy phục vụ cơ giới hoá khâu tách hạt cây đậu xanh quy mô nhỏ và vừa, góp phần đẩy mạnh cơ giới hoá thu hoạch cây đậu đỗ, tăng năng suất lao động, giảm nhẹ sức lao động của con người.

2. VẬT LIỆU VÀ PHƯƠNG PHÁP NGHIÊN CỨU

2.1. Vật liệu thí nghiệm

60 kg quả đậu xanh được thu hoạch từ cánh đồng tại tỉnh Thừa Thiên - Huế, được phơi khô đến độ ẩm 15%. Chiều dài trung bình của quả là 100 mm, đường kính trung bình 6,7 mm, đường kính trung bình hạt 2,5 mm, khối lượng riêng là 670 kg/m³ (Hình 1).

Máy được chế tạo tại xưởng cơ khí, Khoa Cơ khí và Công nghệ, Trường Đại học Nông Lâm, Đại học Huế. Vật liệu chế tạo máy sử dụng các vật liệu, phổ biến và rất sẵn có trên thị trường, giá phù hợp để giảm giá thành chế tạo máy.

¹ Trường Đại học Nông Lâm, Đại học Huế
Email: dominhcuong@hualf.edu.vn



a)



b)

Hình 1. Cây đậu xanh (a) và quả đậu xanh đã phơi khô (b)

2.2. Phương pháp nghiên cứu

- Phương pháp thiết kế: Ứng dụng lý thuyết về cơ khí, các hàm giải tích để tính toán xác định một số thông số hình học và động học của bộ phận đập và các chi tiết chính của máy (Trịnh Chất và Lê Văn Uyển). Ứng dụng phần mềm SolidWork 2017 tính kiểm tra kết cấu, vẽ và xuất bản vẽ một số chi tiết và bộ phận chính của máy.

- Phương pháp thực nghiệm: Sử dụng máy biến tần để thay đổi tốc độ động cơ điện nhằm thay đổi tốc độ trống đập (400, 450 và 500 vg/ph) để xác định tốc độ nào cho năng suất và hiệu suất đập cao nhất.

- Phương pháp đánh giá năng suất bóc vỏ, độ đập sót và tính ổn định làm việc của máy, tham khảo hướng dẫn của FAO (1994) và TCN-1:1994.

Năng suất máy (Q) tính theo công thức (1):

$$Q = 60 \frac{G}{t}, \text{ kg/h} \quad (1)$$

Trong đó: G là khối lượng đậu thu được trong thời gian t (kg), t là thời gian chạy máy không kể thời gian dừng do hư hỏng và tổ chức không hợp lý (phút).

Hiệu suất đập (TE) của máy được tính theo công thức (2):

$$TE(\%) = \frac{\text{Khối lượng hạt đã được đập vỡ (g)}}{\text{Tổng khối lượng hạt (g)}} 100 \quad (2)$$

Hiệu suất phân ly hạt (SpE) tính theo công thức (3):

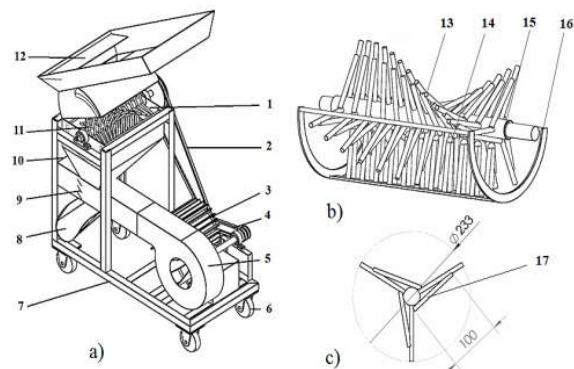
$$SpE(\%) = \frac{S_1 + S_2}{S} 100 \quad (3)$$

Trong đó: S_1 là khối lượng hạt thu được, S_2 là khối lượng hạt còn sót trong vỏ thu được và S là tổng khối lượng hạt.

3. KẾT QUẢ NGHIÊN CỨU VÀ THẢO LUẬN

3.1. Thiết kế tổng thể máy tách hạt đậu xanh

Nghiên cứu này đã lựa chọn nguyên lý đập vỡ vỏ quả đậu sử dụng cơ cấu đe – răng lược, sử dụng sàng và quạt để tách và làm sạch hạt sau bóc vỏ, sơ đồ cấu tạo máy như hình 2a.



Hình 2. Cấu tạo máy tách hạt đậu xanh

a) Sơ đồ cấu tạo máy; b) Cấu tạo bộ phận đập vỏ; c) Kết cấu răng đập di động.

1. Buồng đập; 2, 4. Bộ truyền động đai; 3. Động cơ; 5. Quạt; 6. Bánh xe; 7. Khung; 8. Máng thu hạt; 9. Cánh phân hướng; 10. Cửa thoát vỏ; 11. Trống đập; 12. Khay nạp liệu. 13. Răng di động; 14. Răng cố định; 15. Trục đập; 16. Khung sàng; 17. Thanh gia cố.

Nguyên lý hoạt động của máy: Máy hoạt động theo nguyên lý va đập để tách hạt. Nguyên liệu quả đậu xanh khô được đưa vào khay (12) rồi vào buồng đập (1). Động cơ (3) truyền động đến trống đập (11).

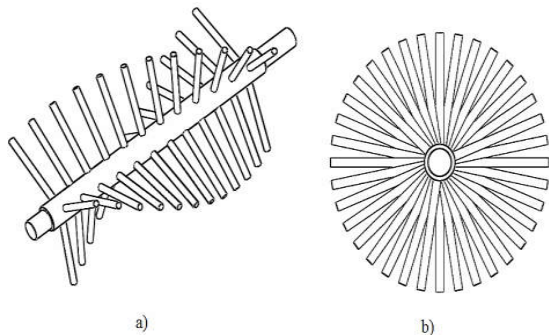
Các răng trên trống đập chuyển động xen kẽ qua hàng răng cố định nối với khung tạo thể cắt kéo đối với quả đậu gây vỡ vỏ. Sau quá trình va đập bóc vỏ tách hạt, hỗn hợp hạt đậu xanh và vỏ rơi qua lỗ sàng sẽ được phân ly nhờ cụm quạt (5) và phân hướng vỏ và hạt (9).

3.2. Tính chọn các bộ phận chính của máy tách hạt

3.2.1. Bộ phận đập

Bộ phận đập vỏ gồm răng di động (13) được hàn trên trục (15), răng cố định (14) được hàn trên khung sàng (16) (hình 2b). Sơ đồ kết cấu răng di động (Hình 2c), răng di động được gia cố để tăng độ bền nhờ các thanh gia cố (17).

Căn cứ vào kích thước quả đậu xanh (đường kính trung bình 6,7 mm, đường kính quả lớn nhất 7,7 mm), chọn khoảng cách bề mặt 2 răng cố định và di động là 8,0 mm. Chọn vật liệu chế tạo răng là thép tròn $d = 8,0$ mm, như vậy khoảng cách giữa hai răng di động liên tiếp là 32 mm.



Hình 3. Kết cấu răng di động của máy

a) Bố trí 3 hàng răng trên trục đập; b) Sơ đồ phân bố răng trên trục đập.

Răng di động được bố trí trên ba hàng cách nhau 120° trên trục đập (Hình 3), theo đường xoắn ốc giúp tăng khả năng đập và phân bố đều lực đập trong quá trình làm việc, đồng thời giảm lượng cấp liệu vào khi răng trống đập gạt quả đậu vào giữa khoảng hở của hai răng cố định, nhờ vậy giúp động cơ làm việc êm và không bị quá tải.

Chiều dài trống đập được xác định theo công thức (4) (Afify và cs, 2007):

$$q = q_0 \cdot L \cdot M \quad (4)$$

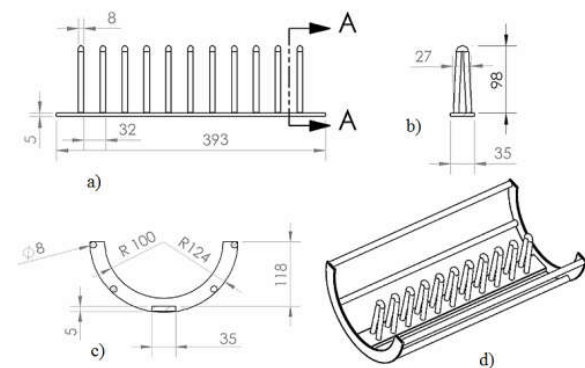
Trong đó: L (m) là chiều dài trống đập, q (kg/s) là lượng cấp liệu, q_0 (kg/s) là lượng cấp liệu cho phép và $M = 3$ là số hàng răng trên trống đập. Với

năng suất tách hạt là 150 kg/giờ, tương đương với $q = 0,042$ kg/s và giả thiết lượng cấp liệu cho phép $q_0 = 0,045$ kg/s.

$$\Rightarrow L = \frac{q}{q_0 \cdot M} = \frac{0,042}{0,045 \cdot 3} = 0,311 \text{ m}$$

, chọn chiều dài trống $L = 400$ mm.

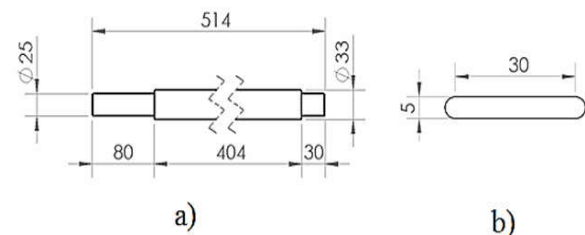
Răng cố định được chế tạo từ thép $d = 8,0$ mm (như răng di động), khoảng cách 2 răng cố định liên tiếp nhau là 32 mm. Sơ đồ kết cấu răng cố định như hình 4.



Hình 4. Răng cố định

a) Phân bố răng cố định; b) Kết cấu răng cố định; c) Khung sàng; d) 3D răng cố định

Trục trống đập được tính toán bằng cách chọn sơ bộ đường kính trục, sau đó kiểm tra độ bền và hệ số an toàn bằng phần mềm SolidWorks 2017, chọn lại đường kính trục đập nếu chưa đạt và kiểm tra lại. Kích thước trục chọn như hình 5a.



Hình 5. a) Kích thước danh nghĩa của trục đập; b) Biên dạng lỗ sàng.

Các số liệu ban đầu để tính toán trục:

- Tính toán đường kính trục theo mô men xoắn lớn nhất:

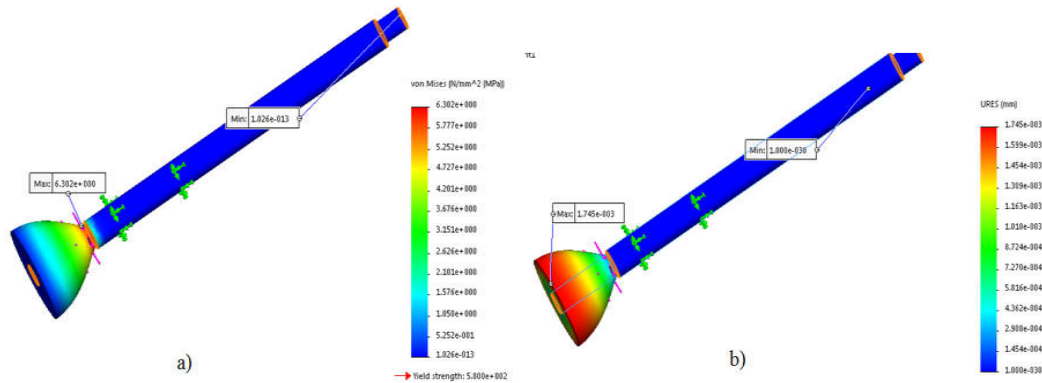
$$M_x = 10193,75 \text{ N.mm} \approx 10,2 \text{ N.m}$$

- Vật liệu thép C45 (không nhiệt luyện), có: mô đun đàn hồi: 210000 N/mm^2 , hệ số biến dạng: 0,28; ứng suất cắt: 79000 N/mm^2 , khối lượng riêng: 7800

kg/m³, độ bền kéo đứt: 750 N/mm², giới hạn chảy: 580 N/mm².

Để kiểm tra trực trọng đập, vị trí chịu momen xoắn trên đoạn trục ø25 (vị trí lắp bánh đai). Sử dụng

phần mềm SolidWorks 2017, kết quả tính toán ứng suất như hình 6a và kết quả tính toán biến dạng như hình 6b.



Hình 6. Kết quả tính bền của trục

a) Kết quả tính toán ứng suất; b) Kết quả tính toán biến dạng.

Kết quả kiểm tra cho thấy vùng có ứng suất lớn nhất là $\sigma_{\max} = 6,302 \text{ N/mm}^2$, ứng suất này bé hơn giới hạn chảy 92 lần, vùng có biến dạng lớn nhất $\epsilon_{\max} = 1,745 \times 10^{-3} \text{ mm}$ nằm trong giới hạn cho phép.

Các tính toán trên đối với tải tĩnh, trong môi trường làm việc tải trọng rung động và xét đến tương quan hình học và độ biến dạng, phương pháp chế tạo. Kích thước trục như thiết kế là hợp lý, đảm bảo độ bền và độ tin cậy.

3.2.2. Bộ phận phân ly

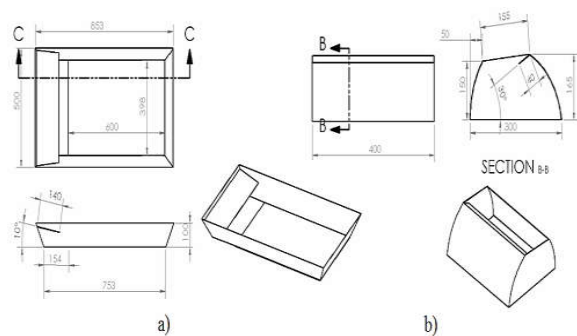
Máng sàng phân ly được tính chọn dựa trên đường kính quả đậu xanh từ 6,7 - 7,7 mm; kích thước hạt đậu xanh từ 2 - 3 mm. Do đó, chọn đường kính lỗ sàng là 5 mm, đảm bảo quả đậu không lọt sàng nhưng hạt đậu xanh với các mảnh vỏ đậu lọt sàng dễ dàng.

Để tăng hiệu suất sàng của hạt đậu xanh và mảnh vỏ đậu, ta sẽ chọn loại lỗ dài thay vì lỗ tròn. Để đảm bảo khả năng chịu lực của sàn thì không nên chọn loại lỗ có chiều dài lớn, chọn chiều dài lỗ nằm trong khoảng từ 30 - 40 mm, biên dạng lỗ sàng như hình 5b.

Quạt phân ly được tính chọn sử dụng phương pháp thực nghiệm xác định lưu lượng quạt. Kết quả tính chọn được quạt ly tâm có lưu lượng 1000 m³/giờ, tốc độ quay 1450 vg/ph, công suất quạt $N_q = 0,37 \text{ kW}$.

3.2.3. Bộ phận máng cấp liệu và nắp máy

Máng cấp liệu và nắp máy có kích thước phù hợp với trống đập, khung sàng. Máng cấp liệu có kích thước phù hợp để đáp ứng yêu cầu cấp liệu thủ công, nắp máy để che chắn và bảo vệ máy, bảo đảm an toàn cho người sử dụng. Trong nghiên cứu này, tôn dày 0,8 mm được chọn để chế tạo máng cấp liệu và nắp máy, kích thước máng cấp liệu và nắp máy như hình 7.



Hình 7. Kích thước máng cấp liệu và nắp máy

a) Máng cấp liệu; b) Nắp máy.

3.2.4. Bộ phận động lực và truyền động

a. Công suất cần thiết cho bộ phận đập

Căn cứ vào kết luận của các nghiên cứu trước (Souza và cs, 2002; Afify và cs, 2007), căn cứ khảo sát các máy hiện có (Nguyễn Tấn Biền, 2015), các thông số đầu vào như sau:

- Chọn số vòng quay trục đập: $n = 450 \text{ vg/ph}$.

- Khối lượng dự kiến nguyên liệu đậu xanh (quả chưa tách hạt) tối đa chứa trong buồng đập: $m = 5 \text{ kg}$

Giả thuyết tính toán: tính toán theo điều kiện tải nặng nhất, tức là nguyên liệu đậu chứa đầy trong buồng đập với khối lượng là 5 kg , lúc này coi như là các răng di động cần đẩy một khối lượng m với một lực:

$$P = P_1 + P_2 \quad (5)$$

Trong đó: P_1 là lực do khối lượng nguyên liệu (N), P_2 là lực do va đập (N)

$$P_1 = m \times g = 5 \times 10 = 50 \text{ N}$$

Lực va đập giữa nguyên liệu và các cơ cấu rất phức tạp, lực đập xảy ra liên tục và lần lượt theo các răng di động nhờ bố trí răng di động theo đường vít xoắn, lực này khó có thể tính toán chính xác, do đó đặt giả thiết tối đa:

$$P_2 = 1,0 \times 50 = 50 \text{ N}$$

$$\Rightarrow P = P_1 + P_2 = 50 + 50 = 100 \text{ N}$$

Momen xoắn lớn nhất:

$$M_x = \frac{d}{2} \times \sum P = \frac{233}{2} \times 100 = 11650 \text{ N.mm}$$

Công suất làm việc trực đập:

$$N_d = \frac{n \cdot M_x}{9,75 \cdot 10^6} = \frac{450 \cdot 11650}{9,75 \cdot 10^6} = 0,538 \text{ kW}$$

b. Tính chọn công suất động cơ điện

Tổng công suất cần thiết cho máy làm việc là:

$$\sum N_x = N_d + N_q = 0,538 + 0,37 = 0,908 \text{ kW}$$

Phương án sử dụng một động cơ và bộ truyền động đai thang từ động cơ đến trục đập và từ động cơ đến quạt ly tâm.

Hiệu suất bộ truyền đai: $\eta_d = 0,95$; hiệu suất ổ lăn: $\eta_{ol} = 0,99$

Hiệu suất chung của bộ truyền động:

$$\eta = \eta_d^2 \cdot \eta_{ol}^2 = 0,95^2 \cdot 0,99^2 = 0,89$$

Công suất cần thiết cho máy:

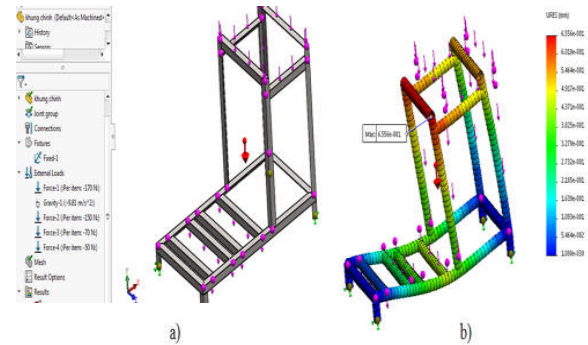
$$N = \sum N_x / 0,89 = 0,908 / 0,89 = 1,02 \text{ kW}$$

Chọn động cơ điện một pha 220V – 1450 vòng/phút, công suất 1,1 kW.

3.2.5. Khung máy

Dựa vào phần mềm Solidworks, với vật liệu là thép carbon đúc, loại V35 x 35 x 5 mm. Khối lượng của khung là 22,06 kg, khối lượng động cơ điện (15 kg), quạt ly tâm (7 kg), vỏ máy (5 kg), khối lượng

quả đậu trên máy trong quá trình làm việc khoảng (10 kg), của các ổ bi, bánh đai và dây đai (4 kg), khối lượng trực đập là (5 kg). Kết quả tính toán như hình 8, kết quả tính toán cho thấy dịch chuyển lớn nhất của khung là 0,65 mm, vì vậy kết cấu của khung đảm bảo yêu cầu.



Hình 8. Tính toán chuyển vị của khung với tải trọng tác động đã cho

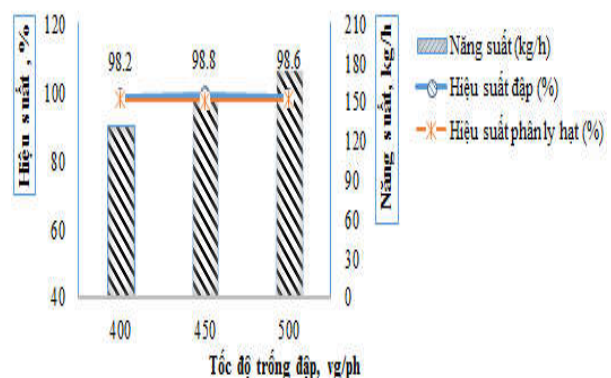
a) Mô phỏng đặt lực vào các vị trí của khung; b) Kết quả chuyển vị.

3.3. Một số kết quả khảo nghiệm mẫu máy



Hình 9. Máy tách hạt đậu xanh

1. Biện tần; 2. Động cơ điện; 3. Buồng đập.



Hình 10. Ảnh hưởng của tốc độ trống đập đến chất lượng làm việc của máy

Mẫu máy được chế tạo tại Xưởng cơ khí, Trường Đại học Nông Lâm, Đại học Huế (Hình 9). Sau khi chế tạo, sử dụng máy biến tần để thử nghiệm đánh giá khả năng làm việc của mẫu máy với sự thay đổi tốc độ trống đập (400, 450 và 500 vg/ph).

Kết quả thử nghiệm cho thấy, hiệu suất phân ly là tương đương nhau (đạt 97,6%), trong khi năng suất đập tách hạt tăng khi tốc độ trống đập tăng từ 400

đến 500 vg/ph thì năng suất tăng từ 132 kg/giờ đến 176 kg/giờ. Trong khi hiệu suất đập vỡ vỏ ở tốc độ trống đập 450 vg/ph là cao nhất (98,8%), nhưng sự chênh lệch này là không lớn.

Kết quả thử nghiệm kiểm tra độ ổn định làm việc của máy cho thấy, máy làm việc êm, an toàn và ổn định, tiếng ồn phát ra nhỏ, khả năng làm sạch của máy đạt 96,2% (Hình 11).



Hình 11. Hạt đậu xanh (a) và Vỏ đậu xanh (b) sau khi đập

4. KẾT LUẬN

Nghiên cứu đã thiết kế và chế tạo thành công mẫu máy tách hạt đậu xanh. Máy có cấu tạo đơn giản, dễ sử dụng, độ ổn định làm việc và độ an toàn cao, vật liệu chế tạo sẵn có, nông dân có thể tự chế tạo được. Kết quả khảo nghiệm cho thấy hiệu suất đập vỡ vỏ đạt 98,8%, hiệu suất phân ly hạt đạt 97,6%, độ sạch đạt 96,2%. Mẫu máy có thể góp phần cơ giới hoá khâu thu hoạch đậu xanh tại nước ta.

Một số thông số chính của máy:

- Năng suất: 150 kg/giờ
- Nguyên lý trống đập: nguyên lý va đập sử dụng cơ cấu tấm đe – răng lược.
- Tốc độ trống đập: 450 vg/ph (5,5m/s).
- Động cơ: Công suất 1,1 kW, 1 pha 220V, tốc độ quay 1450 vòng/phút.
- Khối lượng: 66 kg.
- Kích thước tổng thể máy (dài x rộng x cao): 990 x 537 x 1120 mm.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

1. Afify M. K., M. M. A. El-Sharabasy and M. M. A. Ali (2007). Development of a local threshing machine suits for threshing black seed (*Nigella*

sativa), Misr Journal of Agricultural Engineering, 24(4): 699-724

2. Benaseer S., P. Masilamani, V. Alex Albert, M. Govindaraj, P. Selvaraju and M. Bhaskaran (2018). Impact of harvesting and threshing methods on seed quality-A review. Agricultural Reviews, 39(3): 183-192

3. FAO (1994). Testing and evaluation of Agricultural Machinery and Equipment. Principles and practices. Food and Agricultural Organization (FAO). Agricultural Services Bulletin No. 110.

4. Shah D. (2013). Assessment of pre and post harvest losses in Tur and Soyabean crops in Maharashtra. Agro-Economic Research Centre, Gokhale Institute of Politics and Economics, Pune, India.

5. Souza, C. M. A., D. M. Queiroz, E. C. Mantovani and P. R. Cecon (2002). Effect of mechanical harvesting on the quality of seeds of bean (*Phaseolus vulgaris* L.). Revista Brasileira de Armazenamento, 27(1): 21-29.

6. Tiêu chuẩn ngành 10 TCN-1:1994 về máy nông nghiệp - Máy đập lúa - phương pháp thử.

7. Trịnh Chát, Lê Văn Uyển (2006). *Tính toán thiết kế hệ dẫn động cơ khí*. Tập 1, NXB Giáo dục.

**DESIGN, MANUFACTURING AND TESTING OF A SMALL SCALE MACHINE
FOR THRESHING GREEN BEANS**

Do Minh Cuong^{1*}, Bui Tan Thong¹

¹*University of Agriculture and Forestry, Hue University*

^{*}*Email: dominhcuong@huaf.edu.vn*

Summary

The paper presents results of the calculation, design, manufacture and performance evaluation of a green bean threshing machine. The impact thresher principle is used to shatter the stalks then the seeds are separated by a sieve and a fan. The main parts of machine are calculated and designed combining the use of theoretical and experimental method. The result show that the machine has a simple structure, easy operation, stable and safe operating. The threshing efficiency reach of 98.8%, separation efficiency reach of 97.6%, cleaning efficiency of 96.2% when threshing drum speed of 450 rpm (5.5 m/s). These results can be used to develop a threshing machine for threshing green beans in Vietnam.

Keywords: *Green beans, threshing, cleaning efficiency, threshing efficiency, separation efficiency.*

Người phản biện: PGS.TS. Trần Như Khuyến

Ngày nhận bài: 28/9/2020

Ngày thông qua phản biện: 28/10/2020

Ngày duyệt đăng: 4/11/2020