

**BỘ GIÁO DỤC VÀ ĐÀO TẠO
ĐẠI HỌC THÁI NGUYÊN**

**BÁO CÁO TỔNG KẾT
ĐỀ TÀI KHOA HỌC VÀ CÔNG NGHỆ CẤP ĐẠI HỌC**

**THIẾT KẾ, CHẾ TẠO
HỆ THỐNG THÍ NGHIỆM PHỤC VỤ NGHIÊN CỨU
MÁY BĂM MỘT SỐ LOẠI THÂN CÂY NÔNG NGHIỆP**

Mã số: ĐH2018-TN01-02

Chủ nhiệm đề tài: ThS.Vũ Văn Đam

Thái Nguyên, 6/2019

**BỘ GIÁO DỤC VÀ ĐÀO TẠO
ĐẠI HỌC THÁI NGUYÊN**

**BÁO CÁO TỔNG KẾT
ĐỀ TÀI KHOA HỌC VÀ CÔNG NGHỆ CẤP ĐẠI HỌC**

**THIẾT KẾ, CHẾ TẠO
HỆ THỐNG THÍ NGHIỆM PHỤC VỤ NGHIÊN CỨU
MÁY BẮM MỘT SỐ LOẠI THÂN CÂY NÔNG NGHIỆP**

Xác nhận của tổ chức chủ trì
(ký tên, đóng dấu)

Chủ nhiệm đề tài

ThS: Vũ Văn Đam

Thái Nguyên, 6/2019

DANH SÁCH NHỮNG NGƯỜI THAM GIA THỰC HIỆN ĐỀ TÀI

STT	Họ và tên	Đơn vị công tác
1.	Vũ Văn Đam	Khối cơ quan Đại học Thái Nguyên
2.	Đình Diệu Hằng	Trường ĐH Công nghệ Thông tin và Truyền thông, ĐHTN
3.	Dương Phạm Tường Minh	Trường Đại học Kỹ thuật Công nghiệp, ĐHTN
4.	Phạm Văn Tấn	Trường Cao đẳng Kinh tế Kỹ thuật, ĐHTN
5.	Trần Quang Hanh	Trường Cao đẳng Kinh tế Kỹ thuật, ĐHTN
6.	Đông Quang Tân	Trường Cao đẳng Kinh tế Kỹ thuật, ĐHTN

MỤC LỤC

DANH MỤC HÌNH VẼ	v
DANH MỤC KÝ HIỆU, CHỮ VIẾT TẮT.....	viii
DANH MỤC BẢNG BIỂU	ix
THÔNG TIN KẾT QUẢ NGHIÊN CỨU	x
MỞ ĐẦU	1
0.1. TÍNH CẤP THIẾT	1
0.2. PHƯƠNG PHÁP LUẬN	2
0.2.1. Mục tiêu nghiên cứu.....	2
0.2.2. Cách tiếp cận vấn đề.....	2
0.2.3. Phương pháp nghiên cứu	3
0.2.4. Phạm vi nghiên cứu.....	3
0.3. MỘT SỐ KẾT QUẢ CHÍNH	3
0.4. CẤU TRÚC BÁO CÁO.....	4
CHƯƠNG 1 NGUYÊN TẮC THIẾT KẾ HỆ THỐNG THÍ NGHIỆM NGHIÊN CỨU MÁY BẮM MỘT SỐ LOẠI THÂN CÂY NÔNG NGHIỆP	5
1.1. CƠ SỞ LÝ THUYẾT BẮM THÁI CÂY NGUYÊN LIỆU	5
1.1.1. Nguyên lý băm thái cây nguyên liệu	5
1.1.2. Chuyển động tương đối giữa dao và cây nguyên liệu.....	7
1.1.3. Lực tác dụng khi cắt.....	8
1.1.4 Nghiên cứu giảm tiêu hao năng lượng.....	18
1.2. CÁC KẾT CẤU MÁY BẮM.....	21
1.2.1. Máy băm thái dạng trống.....	21
1.2.2. Máy băm thái dạng đĩa	23
1.2.3. Máy băm thái kiểu răng dao	24

1.2.4. Máy băm thái sơ sợi	25
1.2.5. Bộ phận băm thái rom liên hợp với máy gặt đập liên hợp (GDLH).....	26
1.3. MỘT SỐ HỆ THỐNG THÍ NGHIỆM PHỤC VỤ NGHIÊN CỨU MÁY BĂM MỘT SỐ LOẠI THÂN CÂY NÔNG NGHIỆP	27
1.4. KẾT LUẬN CHƯƠNG	33
CHƯƠNG 2 THIẾT KẾ, CHẾ TẠO HỆ THỐNG THÍ NGHIỆM NGHIÊN CỨU MÁY BĂM MỘT SỐ LOẠI THÂN CÂY NÔNG NGHIỆP	34
2.1. CÁC YÊU CẦU THIẾT KẾ, CHẾ TẠO HỆ THỐNG THÍ NGHIỆM.....	34
2.2. THIẾT KẾ KẾT CẤU	34
2.3. LỰA CHỌN CÁC THIẾT BỊ ĐO.....	36
2.4. CHẾ TẠO, LẮP RÁP KẾT CẤU CƠ KHÍ	39
2.5. KIỂM CHUẨN THIẾT BỊ ĐO	40
2.5.1. Kiểm chuẩn cảm biến mô men	40
2.5.2. So sánh lực đo bằng hai cảm biến	42
2.6. KẾT LUẬN CHƯƠNG	43
CHƯƠNG 3 THỰC NGHIỆM, VẬN HÀNH VÀ KẾT QUẢ THÍ NGHIỆM.....	44
3.1. NGUYÊN TẮC VẬN HÀNH THÍ NGHIỆM	44
3.1.1. Thiết lập các thông số đầu vào	44
3.1.2. Các kế hoạch thí nghiệm.....	45
3.2. THỰC NGHIỆM SÀNG LỌC	46
3.3. THỰC NGHIỆM TỐI ƯU HÓA LỰC CẮT	47
3.3.1. Thí nghiệm khởi đầu.....	47
3.3.2. Thực nghiệm xuống dốc tìm vùng cực tiểu	49
3.3.3. Thực nghiệm tối ưu hóa lực cắt	51

3.4. THỰC NGHIỆM CẮT TỐC ĐỘ CAO	53
3.5. PHÁT TRIỂN MÔ HÌNH ĐỒNG DẠNG	54
3.5.1. Đặt vấn đề	54
3.5.2. Đường xoắn ốc Logarit (<i>Logarithmic spiral</i>)	56
3.5.3. Phát triển mô hình đồng dạng lưỡi cắt	57
3.6. KẾT LUẬN CHƯƠNG	60
CHƯƠNG 4 KẾT LUẬN VÀ HƯỚNG NGHIÊN CỨU TIẾP THEO	61
4.1. CÁC KẾT LUẬN.....	61
4.2. CÁC ĐỀ XUẤT NGHIÊN CỨU TIẾP THEO	61
TÀI LIỆU THAM KHẢO	62

DANH MỤC HÌNH VẼ

Hình 1. Sơ đồ tạo chuyển động cắt	5
Hình 2. Mô hình thí nghiệm của Goriatskin	6
Hình 3. Quan hệ giữa lực tác dụng lên dao N và chuyển vị khi cắt S	6
Hình 4. Các hành trình chuyển động tương đối của dao.....	7
Hình 5. Vận tốc và các thành phần vận tốc tại điểm tiếp xúc dao-cây nguyên liệu	8
Hình 6. Quan hệ lực cắt cần thiết phụ thuộc góc trượt.	9
Hình 7. Tương tác lực giữa lưỡi dao và cây nguyên liệu.....	10
Hình 8. Tác dụng giảm lực bám thái pháp tuyến.....	13
Hình 9. Sơ đồ cắt có tấm kê:	13
Hình 10. Quan hệ hình học giữa dao và tấm kê.....	14
Hình 11. Quan hệ lực cắt cần thiết và độ ẩm cây nguyên liệu.....	16
Hình 12. Các góc của dao và gá đặt dao	16
Hình 13. Vùng khuyến nghị chọn khe hở δ	17
Hình 14. Diễn biến các giai đoạn cắt bám cây nguyên liệu.....	18
Hình 15. Các thành phần tiêu hao năng lượng khi cắt.....	18
Hình 16. Sơ đồ tính toán năng lượng cắt khi cắt thái	19
Hình 17. Xét đoạn dao bám thái S với góc quay $d\theta$	20
Hình 18. Sự phụ thuộc của A_r với góc ma sát τ	21
Hình 19. Nguyên lý cấu tạo và máy bám thái xơ sợi dao dạng trống.....	22
Hình 20. Nguyên lý cấu tạo máy bám thái dao dạng đĩa	23
Hình 21. Cấu tạo nguyên lý bộ phận bám thái loại răng- dao và loại hai dao	24
Hình 22. Sơ đồ cấu tạo và máy bám thái xơ, sợi vỏ dừa	25
Hình 23. Nguyên lý cấu tạo và mô hình liên hợp bộ phận bám thái máy gạt đập ..	26
Hình 24. Thí nghiệm cắt bó cây nguyên liệu	27
Hình 25. Hệ thống thí nghiệm dùng dao cắt bố trí dạng lưới	28

Hình 26. Sản phẩm thí nghiệm băm bằng dao bố trí dạng lưới	28
Hình 27. Năng lượng riêng khi cắt thân cây ngô với độ ẩm và khoảng cách khác nhau	29
Hình 28. Thí nghiệm ảnh hưởng của góc cắt đến năng lượng riêng	29
Hình 29. Quan hệ lực-biến dạng trong các giai đoạn cắt một mẫu thân cây ngô.....	30
Hình 30. So sánh năng lượng riêng cho từng giá trị góc cắt	30
Hình 31. Lưỡi xén của con xén tóc và kết quả cắt thử thân cây ngô bằng lưỡi cắt bắt chước	31
Hình 32. Thí nghiệm đánh giá năng lượng tiêu hao khi cắt băm thân cây ngô	32
Hình 33. Sơ đồ thí nghiệm cần thực hiện.....	34
Hình 34. Sơ đồ nguyên lý truyền động thiết bị băm cắt	35
Hình 35. Mô hình 3D minh họa các thông số góc độ của dao và phôi trong quá trình cắt.....	36
Hình 36. Kistler 9712A500	37
Hình 37. Cảm biến mô men RTT-200	37
Hình 38. Thiết bị thu thập dữ liệu NI USB-6008.....	38
Hình 39. Sơ đồ minh họa kết nối thiết bị thu thập dữ liệu thí nghiệm	39
Hình 40. Ảnh chụp kết cấu gá dao và tám kê của thiết bị	40
Hình 41. Kiểm chuẩn thiết bị đo mô men	41
Hình 42. Trị số lực cắt khi $\alpha = 15^0$ và $\beta = 0^0$	42
Hình 43. So sánh lực đo bằng hai cảm biến.....	42
Hình 44. Các thông số góc độ cho thiết bị thí nghiệm đề xuất.....	44
Hình 45. Kết cấu thay đổi góc gá dao và góc cấp phôi.....	45
Hình 46. Ảnh hưởng tương tác giữa các yếu tố	47
Hình 47. Biểu đồ đường đồng mức của lực cắt	49
Hình 48. Biểu đồ xuống dốc	50

Hình 49. Biểu đồ đường đồng mức của thí nghiệm tối ưu	52
Hình 50. Ảnh hưởng của các biến thí nghiệm đến lực cắt.....	53
Hình 51. Ảnh hưởng tương tác giữa các biến thí nghiệm.....	54
Hình 52. Sự thay đổi của góc gá dao α	55
Hình 53. Đường xoắn ốc logarit.....	56
Hình 54. Lưu đồ giải thuật gói phần mềm	59
Hình 55. Hộp thoại nhập liệu và thông báo trong AutoCAD	59
Hình 56. Biên dạng lưỡi dao được xác định	60

DANH MỤC KÝ HIỆU, CHỮ VIẾT TẮT

KÝ HIỆU	Ý NGHĨA	ĐƠN VỊ
V	Vận tốc cắt	m/s
V_n	Vận tốc pháp tuyến	m/s
V_t	Vận tốc tiếp tuyến	m/s
τ	Góc trượt	độ
F	Lực ma sát	N
α	Góc gá dao	độ
β	Góc cấp phôi	độ
G	Khe hở giữa dao kê và dao cắt	mm
γ	Góc sắc	độ
δ	Góc vát của dao kê	độ
F	Diện tích	m ²
U	Là trị số điện áp thu được từ cảm biến	V
N_{th}	Lực bãm thái tới hạn để cắt đứt cây nguyên liệu	N
P_t	Lực cản bãm thái	N
q_{th}	Lực phân bố tới hạn	N
GDLH	Gặt đập liên hợp	
FS	Đầu đo lực động	
TS	Đầu đo mô men	
ε	Hệ số trượt	
C	Hệ số tính toán	

DANH MỤC BẢNG BIỂU

Bảng 1. Thông số kỹ thuật Kistler 9712A500	37
Bảng 2. Thông số kỹ thuật của cảm biến mô men RTT-200.....	37
Bảng 3. Thông số kỹ thuật của NI USB-6008	38
Bảng 4. Thống kê các giá trị thí nghiệm.....	41
Bảng 5. Các yếu tố thí nghiệm trong thí nghiệm sàng lọc.....	46
Bảng 6. Các yếu tố thí nghiệm trong thí nghiệm khởi đầu.....	48
Bảng 7. Kết quả thí nghiệm khởi đầu	48
Bảng 8. Kết quả phân tích thí nghiệm khởi đầu	48
Bảng 9. Kết quả các thí nghiệm xuống dốc	50
Bảng 10. Thiết kế và kết quả của các thí nghiệm tối ưu CCD	51
Bảng 11. Phân tích phương sai cho lực cắt.....	51
Bảng 12. Đánh giá sai số hồi quy	52
Bảng 13. Các biến và mức giá trị thí nghiệm	53
Bảng 14. Ví dụ thay đổi của góc gá dao với bán kính R1=100 mm	56

THÔNG TIN KẾT QUẢ NGHIÊN CỨU

1. Thông tin chung

- Tên đề tài: Thiết kế chế tạo thiết bị thí nghiệm phục vụ nghiên cứu máy băm một số loại thân cây nông nghiệp.
- Mã số: ĐH2018-TN01-02
- Chủ nhiệm đề tài: Vũ Văn Đam
- Tổ chức chủ trì: Khối cơ quan Đại học Thái Nguyên
- Thời gian thực hiện: Tháng 1/2018 – 12/2019

2. Mục tiêu

Thiết kế, chế tạo một hệ thống thiết bị thí nghiệm máy băm có khả năng điều chỉnh các thông số đầu vào, có đầy đủ vị trí để lắp thiết bị đo các thông số làm việc, phục vụ các nghiên cứu thực nghiệm về máy băm thái một số thân cây nông nghiệp.

3. Tính mới và sáng tạo

- Thiết kế và chế tạo thử nghiệm hệ thống thiết bị thí nghiệm phục vụ nghiên cứu khoa học về máy băm thái cây nông nghiệp khắc phục được các nhược điểm của các mẫu máy hiện có;
- Tạo ra được hướng nghiên cứu chuyên sâu về thiết kế, chế tạo máy băm cắt thân, lá cây nông nghiệp.

4. Kết quả nghiên cứu

- Thiết kế được hệ thống thiết bị thí nghiệm phục vụ nghiên cứu khoa học về máy băm thái cây nông nghiệp, đơn giản, dễ chế tạo;
- Kết quả đề tài đã được công bố trên 02 bài báo: 01 bài Scopus và 01 bài báo quốc gia trong danh mục được Hội đồng chức danh Giáo sư Nhà nước công nhận.
- Xác định được vùng tối ưu của một số thông số kết cấu cho phép giảm thiểu lực cắt và tiêu hao năng lượng khi băm;

- Đề xuất được mô hình đồng dạng của lưỡi dao đảm bảo góc cắt không đổi cho các máy có kích cỡ khác nhau.

- 02 chuyên đề trong luận án tiến sĩ của chủ nhiệm đề tài.

5. Sản phẩm

5.1. Sản phẩm khoa học:

- 02 bài báo khoa học: 01 bài Scopus và 01 bài báo quốc gia trong danh mục được Hội đồng chức danh Giáo sư Nhà nước công nhận:

- Vu Van Dam, Nguyen Huu Cong, Nguyen Quoc Tuan, Ngo Quoc Huy, Nguyen Thanh Toan (2019), “Parameter optimization of cutting force in corn stalk chopping”, *International Journal of Mechanical and Production Engineering Research and Development*, Vol. 9, Issue 3, pp.656-663.
- Ngô Quốc Huy, Nguyễn Thanh Toàn và Vũ Văn Đam (2019), “Thiết kế, chế tạo thiết bị thí nghiệm và thực nghiệm cắt băm phụ phẩm cây nông nghiệp”, *Tạp chí Khoa học và Công nghệ Đại học Thái Nguyên*, 200(07), tr.163-168.

5.2. Sản phẩm đào tạo:

02 chuyên đề trong luận án tiến sĩ của chủ nhiệm đề tài:

1) Chuyên đề số 1: *Phân tích, tổng hợp về cơ giới hóa sản xuất ngô và máy băm thái cây nông nghiệp*, Biên bản họp đánh giá chuyên đề tiến sĩ ngày 21 tháng 5 năm 2018.

2) Chuyên đề số 2: *Đối tượng, phương pháp nghiên cứu một số thông số ảnh hưởng đến tiêu thụ năng lượng riêng*, Biên bản họp đánh giá chuyên đề tiến sĩ ngày 21 tháng 7 năm 2018.

5.3. Sản phẩm ứng dụng:

1) Thiết bị thí nghiệm phục vụ nghiên cứu khoa học về máy băm thái cây nông nghiệp;

2) Mô hình vật lý thực của máy băm phục vụ công tác nghiên cứu có kết cấu hoàn toàn giống các máy băm thương mại loại nhỏ dùng cho hộ gia đình;

3) Gói phần mềm tính toán, vẽ và xuất dữ liệu điểm của biên dạng lưới cắt của dao băm cho các máy có kích cỡ khác nhau.

6. Phương thức chuyển giao, địa chỉ ứng dụng, tác động và lợi ích mang lại của kết quả nghiên cứu

Đã tư vấn, chuyển giao công nghệ cho Công ty cổ phần xây dựng và thương mại Nam Hải chế tạo và thử nghiệm chạy thử đảm bảo chất lượng tốt.

INFORMATION ON RESEARCH RESULTS

1. General information

- Project Title: Design and manufacture experimental system for agricultural chopping device.
- Code number: ĐH2018-TN01-02
- Coordinator: Vu Van Dam
- Implementing Institution: TNU - Thai Nguyen University of Technology
- Duration: from 01/2018 to 12/2019

2. Objectives

Design and manufacture an experimental system which has ability to control input factors and locate devices measuring working parameters. The system is able to serve experimental studies in the field agricultural chopping machines.

3. Creatives and innovativeness

Design and manufacture an experimental system for agricultural chooping reseach in order to improve disadvantages of current chooping machines.

4. Research results

- Designed and manufactured a simple, easy-to-poduce experimental system which satisfy requirements of studies on agricultrural chopping;
- Determine optimal area of major structure parameters to reduce cutting force and chopping energy;
- Propose similarity model of cutting blade for different sizes of machines.
- Publish 02 papers, including 01 Scopus indexed and 01 national paper;
- 02 major reports for PhD study of the co-ordinator.

5. Products

5.1. Scientific publications

- 02 scientific papers, including one in scopus indexed journal, as following:

- + Vu Van Dam, Nguyen Huu Cong, Nguyen Quoc Tuan, Ngo Quoc Huy and Nguyen Thanh Toan (2019), “Parameter optimization of cutting force in corn stalk chopping”, *International Journal of Mechanical and Production Engineering Research and Development*, Vol. 9, Issue 3, pp 656-663,
- + Ngo Quoc Huy, Nguyen Thanh Toan and Vu Van Dam (2019), “Design And Realize Experimental Device for Agricultural Stalk Chopping”, *TNU Journal of Science and Technology*, 200(07), pp. 163 – 168.

5.2. Training products

02 major reports for PhD study of the co-ordinator as below.

1) Report 1: *Analyse and review the state of the art of the mechanization in corn production and agricultural stalk choppers*, Document of the PhD report assesment at 21 May 2018.

2) Report 2: *Objects and research methods to study the effect of major parameters on energy comsumpsion*”, Document of the PhD report assesment at 21 July.

5.3. Applied products

1) An experimental system which is able to support the PhD research in the laboratory of TNU;

2) A physical model having the same construction as small practical chopping machines for household users.

3) A software package to calculate, draw and export data of the profile of the cutting edge for different size of chopping machines.

6. Transfer alternatives, application institutions, impacts and benefits of research results:

The design and producing of the device have been transferred to Nam Hai Construction and Trading Joint Stock Company for producing and testing, providing good results.

MỞ ĐẦU

0.1. Tính cấp thiết

Cắt bằm là một công đoạn quan trọng ban đầu nhằm chế biến phụ phẩm cây nông nghiệp (thân, lá cây, vỏ) thành các nguyên nhiên liệu hữu ích [12, 19]. Chẳng hạn, phụ phẩm cần được bằm thành các đoạn dài 6,4 mm cho hóa khí [27], dài 1 mm cho chuyển đổi hóa học [31], 2-10 mm để ủ men thức ăn gia súc, hay dài cỡ 5-6 mm cho chế biến viên sinh khối [21]. Các máy bằm cắt thường dựa trên hai nguyên lý cắt chính là dạng cắt kéo nhằm tạo ứng suất cắt và dạng dao quay nhằm sinh ra va đập kết hợp gây ứng suất cắt trong nguyên liệu cần cắt. Hiệu quả của quá trình cắt thường được đánh giá thông qua trị số lực cắt và năng lượng tiêu hao trên một đơn vị khối lượng cây nguyên liệu [19]. Để giải quyết bài toán tiết kiệm năng lượng, việc thiết kế các thông số cắt hợp lý (tối ưu) nhằm giảm lực cắt là một giải pháp hiệu quả nhất [11, 16, 20]. Đã có khá nhiều công trình trong nước nghiên cứu thiết kế và chế tạo máy bằm phụ phẩm cây nông nghiệp [1-3, 6, 8], tuy nhiên những mẫu máy này chưa quan tâm nhiều đến bài toán tiết kiệm năng lượng – một trong những vấn đề nóng bỏng hiện nay. Bài toán tiết kiệm năng lượng trong bằm cắt phụ phẩm nông nghiệp đã được nhiều nghiên cứu trên thế giới quan tâm [15, 20, 23, 29, 30]. Tuy vậy, các tác giả mới quan tâm hai thông số tương quan là góc gá dao và góc bằm thân cây [13], [26], [24] trong các nghiên cứu thực nghiệm tìm lực cắt nhỏ nhất. Các thiết bị nghiên cứu thường không cùng kết cấu với máy cắt bằm thương mại, chẳng hạn thiết bị có dao chuyển động tịnh tiến [17], con lăn va đập [20] hoặc máy có đĩa quay nằm ngang [25]... Hiện cũng chưa tìm thấy nghiên cứu nào thực hiện đánh giá ảnh hưởng đồng thời của vận tốc cắt và cả ba góc tương quan giữa bó phụ phẩm với dao cắt. Nghiên cứu này được thực hiện nhằm: 1) thiết kế, chế tạo một máy bằm thí nghiệm có kết cấu hoàn toàn tương tự các máy bằm cắt thương mại trên thị trường, thuận tiện cho việc áp dụng kết quả thí nghiệm vào thực tiễn; 2) có thể điều khiển cả bốn thông số vào, gồm vận tốc cắt và ba góc tương quan giữa thân cây phụ phẩm nông nghiệp với dao cắt và 3) thu thập chính xác 3 thông số quan trọng của bài toán tiết kiệm năng lượng: lực cắt, mô men xoắn trục mang dao và năng lượng riêng tiêu hao.

Thực tế cho thấy, cho đến nay, các máy chế biến nông lâm sản trong nước hầu như được sản xuất bằng cách sao chép các mẫu máy nước ngoài. Sự tham gia của các nhà khoa học trong các trường đại học vào quá trình nghiên cứu, phát triển các máy móc thiết bị phục vụ nông nghiệp hiện còn rất hạn chế. Một trong những nguyên nhân chủ yếu là thiếu công cụ để triển khai nghiên cứu và thực nghiệm. Cụ thể là: Việc tiến hành khảo sát, đánh giá trên các máy thực rất khó khăn khi triển khai lắp đặt các thiết bị đo. Nhiều máy thiết kế có công suất lớn và do đó năng lượng tiêu thụ lớn dẫn đến tốn kém khi triển khai thí nghiệm. Đặc biệt, việc thay đổi các thông số đầu vào, chẳng hạn góc nghiêng, loại dao, hướng cắt, hướng cấp phôi liệu... trên một máy băm thái thực tế theo yêu cầu của quy hoạch thực nghiệm cũng rất khó khăn, thậm chí không khả thi và rất tốn kém. Thiết kế chế tạo máy thí nghiệm có kích cỡ nhỏ, phù hợp quy mô phòng thí nghiệm lại gặp phải khó khăn là kích thước kết cấu của các bộ phận máy không tỷ lệ tuyến tính với kích thước máy thực.

0.2. Phương pháp luận

0.2.1. Mục tiêu nghiên cứu

- Thiết kế, chế tạo một hệ thống thiết bị thí nghiệm máy băm có khả năng điều chỉnh các thông số đầu vào, có đầy đủ vị trí để lắp thiết bị đo các thông số làm việc, phục vụ các nghiên cứu thực nghiệm về máy băm thái một số thân cây nông nghiệp;

- Xây dựng mô hình vật lý máy băm phục vụ công tác nghiên cứu thiết kế, chế tạo ra các máy băm chế biến phụ phẩm nông nghiệp nông nghiệp có khả năng giảm thiểu chi phí năng lượng và giá thành rẻ đáp ứng nhu cầu của bà con nông dân và doanh nghiệp;

- Phát triển gói phần mềm tính toán biên dạng lưỡi cắt cho các máy có kích cỡ khác nhau.

0.2.2. Cách tiếp cận vấn đề

- Phân tích, đánh giá yêu cầu thực tế về máy băm; nhu cầu sử dụng;
- Chuyển đổi ngôn ngữ khách hàng thành ngôn ngữ thiết kế cơ khí;
- Phát triển, đánh giá, thử nghiệm và lựa chọn các ý tưởng thiết kế;

- Chế tạo và kiểm tra các mô hình thực;
- Hoàn chỉnh sản phẩm.

0.2.3. Phương pháp nghiên cứu

Đề tài được thực hiện sử dụng các phương pháp nghiên cứu sau:

- Phân tích cơ học hệ thống cơ khí;
- Các phương pháp thiết kế cơ khí;
- Các phương pháp đo kiểm;
- Chế tạo, lắp ráp, thử nghiệm, hiệu chỉnh.

0.2.4. Phạm vi nghiên cứu

Nghiên cứu thực hiện trong phạm vi bấm thái một số phụ phẩm nông nghiệp. Phạm vi khảo sát được giới hạn trong một số loại cây nông nghiệp điển hình, sử dụng thông dụng tại Việt Nam. Nghiên cứu được thực hiện trong phòng thí nghiệm và thử nghiệm chuyển giao cho cơ sở sản xuất.

0.3. Một số kết quả chính

- Thiết kế và chế tạo hoàn chỉnh hệ thống thiết bị thí nghiệm máy bấm có khả năng điều chỉnh các thông số đầu vào, có đầy đủ vị trí để lắp thiết bị đo các thông số làm việc, phục vụ các nghiên cứu thực nghiệm về máy bấm thái một số thân cây nông nghiệp;

- Công bố 02 bài báo khoa học: 01 bài Scopus và 01 bài báo quốc gia trong danh mục được Hội đồng chức danh Giáo sư Nhà nước công nhận:

1) Bài báo Scopus: Vu Van Dam, Nguyen Huu Cong, Nguyen Quoc Tuan, Ngo Quoc Huy and Nguyen Thanh Toan, *Parameter optimization of cutting force in corn stalk chopping*, International Journal of Mechanical and Production Engineering Research and Development, Vol. 9, Issue 3, pp 656-663, 2019.

2) Bài báo quốc gia: Ngô Quốc Huy, Nguyễn Thanh Toàn và Vũ Văn Đam, *Thiết kế, chế tạo thiết bị thí nghiệm và thực nghiệm cắt bấm phụ phẩm cây nông nghiệp*, Tạp chí Khoa học và Công nghệ Đại học Thái Nguyên, Tập 200, số 07, Trang 163 – 168, 2019.

- Phát triển được gói phần mềm chạy trên nền AutoCAD để tính toán, vẽ và kết xuất tọa độ các điểm của biên dạng dao cho các máy có kích cỡ khác nhau.

0.4. Cấu trúc báo cáo

Nội dung báo cáo đề tài bao gồm các nội dung chính như sau:

Chương 1 trình bày một cách tóm tắt nguyên tắc thiết kế hệ thống thí nghiệm phục vụ nghiên cứu máy băm một số loại thân cây nông nghiệp nhằm nêu bật tính cấp thiết của đề tài; các yêu cầu và nguyên tắc băm thái cây nông nghiệp, từ đó xác lập các yêu cầu kỹ thuật quan trọng của thiết bị thí nghiệm máy băm.

Trong Chương 2, thiết kế, chế tạo hệ thống thí nghiệm phục vụ nghiên cứu máy băm một số loại thân cây nông nghiệp, việc lựa chọn phương án kết cấu, phân tích chức năng và cách thức triển khai, kết quả các phương án thử nghiệm góc gá dao; góc cấp phôi, vận tốc cắt; khe hở dao...được trình bày chi tiết. Ưu nhược điểm của từng phương án được phân tích nhằm đưa ra lựa chọn hợp lý nhất.

Chương 3 trình bày cách thức thực nghiệm, vận hành và kết quả thí nghiệm bao gồm nguyên tắc vận hành, khảo sát các thông số ảnh hưởng và thực nghiệm tối ưu lực cắt.

Các kết luận và đề xuất hướng nghiên cứu tiếp theo của đề tài được trình bày trong Chương 4.

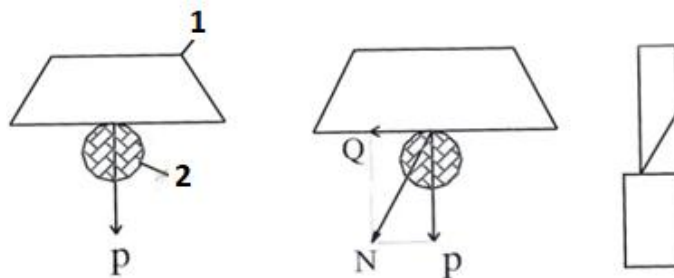
CHƯƠNG 1

NGUYÊN TẮC THIẾT KẾ HỆ THỐNG THÍ NGHIỆM PHỤC VỤ NGHIÊN CỨU MÁY BẮM MỘT SỐ LOẠI THÂN CÂY NÔNG NGHIỆP

1.1. Cơ sở lý thuyết băm thái cây nguyên liệu

1.1.1. Nguyên lý băm thái cây nguyên liệu

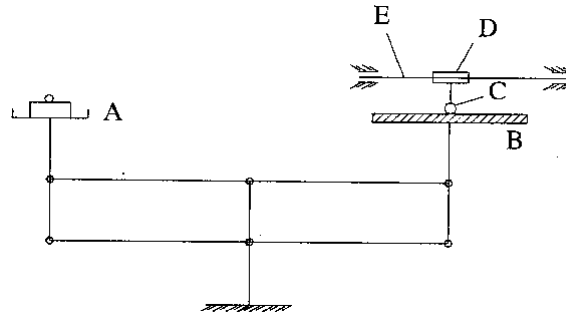
Băm thái cây nguyên liệu thường dựa theo nguyên lý băm thái bằng cạnh sắc của lưỡi dao. Quá trình băm thái thường được thực hiện bằng cách tạo chuyển động tương đối giữa lưỡi cắt của dao với cây nguyên liệu. Lưỡi cắt của dao được hợp bởi hai mặt phẳng tạo thành lưỡi dao. Chuyển động tương đối này có thể được tạo theo phương P vuông góc với cạnh đó hoặc đồng thời theo hai hướng vuông góc với nhau: Vừa theo hướng P (hướng cắt pháp tuyến) vừa theo hướng vuông góc với P (hướng tiếp tuyến), nghĩa là theo hướng chéo tổng hợp N (hướng cắt nghiêng). Hình 1 minh họa sơ đồ cắt cho hai nguyên tắc này.



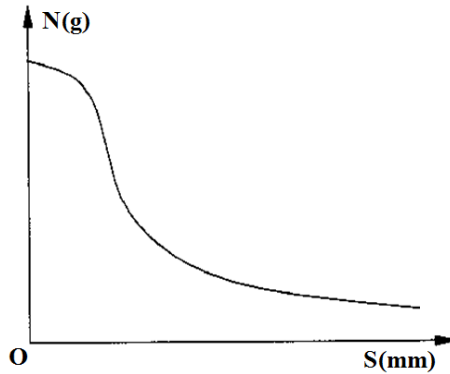
Hình 1. Sơ đồ tạo chuyển động cắt

Nghiên cứu của viện sĩ Goriatskin V.P [6] đã chứng minh rằng, nếu băm thái theo hướng nghiêng sẽ giảm được lực băm thái cần thiết so với băm thái theo hướng pháp tuyến. Hình 2 minh họa sơ đồ thí nghiệm của nghiên cứu đã được thực hiện. Trên hình vẽ, một chiếc cân đĩa được đặt ở trạng thái cân bằng. Trên đĩa A lần lượt để các quả cân N có khối lượng khác nhau, trên đĩa kia thay bằng lưỡi dao B, lưỡi dao lắp hướng lên trên.

Thí nghiệm cắt những đoạn cây nguyên liệu được cố định bằng kết cấu D. Kết cấu này có tác dụng ép cây nguyên liệu thí nghiệm luôn tỳ lên lưỡi dao, đồng thời D di chuyển cùng với cây nguyên liệu bằng tay kéo E dọc cạnh sắc lưỡi dao với độ dịch chuyển S(mm). Kết quả được minh họa trên Hình 3.



Hình 2. Mô hình thí nghiệm của Goriatskin [6]



Hình 3. Quan hệ giữa lực tác dụng lên dao N và chuyển vị khi cắt S [6]

Quan hệ nói trên có thể được biểu diễn qua biểu thức sau [7]:

$$S = A.e^{-N} \text{ hoặc } N^3.S = C^{t.e} \quad (1. 1)$$

Qua Hình 3 có thể thấy, lực bãm thái khi có chuyển động trượt (ứng với giá trị S lớn) giảm đáng kể so với khi không có trượt (ứng với giá trị S nhỏ). Điều này được giải thích bằng một số cơ sở vật lý của quá trình bãm thái bằng lưỡi dao như sau.

Lưỡi dao khi soi qua kính hiển vi có dạng răng cưa. Do đó, khi lưỡi dao di chuyển có thêm hướng tiếp tuyến, nghĩa là khi có trượt thì lưỡi dao đã phát huy tác dụng “cưa đứt” cây nguyên liệu. Nếu lưỡi dao chỉ cắt theo hướng pháp tuyến (chuyển động cắt tiến vuông góc với thân cây nguyên liệu), sẽ xảy ra quá trình bãm thái bằng chêm. Khi này lực bãm thái phải hoàn toàn khắc phục ứng suất cắt lớn nhất (Ứng suất phá hủy) cây nguyên liệu cần bãm. Khi cắt có trượt thì một phần lực sẽ tiêu hao cho công cắt theo nguyên lý cưa. Với cây nguyên liệu có dạng có sợi dọc thân cây, chẳng hạn như thân cây ngô, rom rạ và một số loại cây có thớ dọc khác, thành phần lực tiêu tốn để cắt đứt

sợi theo nguyên lý “cưa” sẽ nhỏ hơn nhiều so với lực cần thiết để cắt ngang sợi [7].

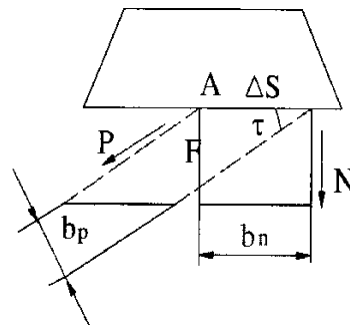
Trong tài liệu này, ta thống nhất sử dụng thuật ngữ “cắt bằm” và “cắt thái”. Cắt bằm là quá trình cắt mà lưỡi dao chỉ tiến theo hướng pháp tuyến với cây nguyên liệu. Trong các tài liệu tiếng Anh, cắt bằm được gọi là “Impact cutting”. Trong quá trình cắt thái, dao chuyển động tương đối với cây nguyên liệu theo nguyên lý cưa. Trong các tài liệu tiếng Anh, cắt thái được gọi là “Shearing cutting”.

1.1.2. Chuyển động tương đối giữa dao và cây nguyên liệu

Khi bằm thái có trượt, lát thái do đoạn ΔS của lưỡi dao trượt theo phương P với diện tích F sẽ có bề rộng b_p nhỏ hơn bề rộng b_n khi đoạn S thái không trượt (theo phương N) với cùng diện tích F đó (Hình 4), theo quan hệ sau:

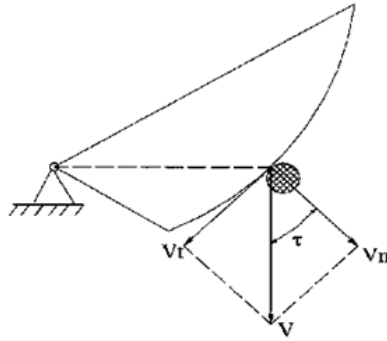
$$b_p = \frac{EF}{AA_p} = b_n \cdot \frac{AA_n}{AA_n} = b_n \cdot \cos \tau \quad (1.2)$$

Đa số thân cây nông nghiệp là loại vật liệu đàn hồi, có sơ và nhiều thớ chính vì vậy rất phù hợp với phương pháp bằm thái có trượt.



Hình 4. Các hành trình chuyển động tương đối của dao

Hình 5 mô tả một kết cấu tạo chuyển động cắt của dao. Như có thể thấy trên hình vẽ, tại điểm tiếp xúc giữa dao và cây nguyên liệu, vận tốc chuyển động của lưỡi dao vuông góc với bán kính quay, được ký hiệu là V. Vận tốc này có thể phân tích thành thành 2 thành phần: Thành phần vận tốc pháp tuyến V_n vuông góc với lưỡi dao và thành phần vận tốc tiếp tuyến V_t theo cạnh sắc lưỡi dao.



Hình 5. Vận tốc và các thành phần vận tốc tại điểm tiếp xúc dao-cây nguyên liệu

Nhận xét: Thành phần vận tốc pháp tuyến V_n là vận tốc của dao băm thái ngập sâu vào cây nguyên liệu, còn thành phần vận tốc tiếp tuyến V_t gây nên chuyển động trượt. Tỷ số giữa trị số vận tốc V_t và V_n gọi là hệ số trượt ε :

$$\varepsilon = \frac{V_t}{V_n} = \text{tg}(\tau) \quad (1.3)$$

Góc τ tính theo công thức trên được gọi là góc trượt. Khi $\tau = 0$ nghĩa là dao tiến vuông góc với thân cây cần cắt, quá trình cắt hoàn toàn ở dạng “cắt băm”, tức là không có hiện tượng trượt.

Với mục đích giảm thiểu năng lượng tiêu tốn cho quá trình băm thái, tiến hành xem xét một số yếu tố chính thuộc phạm vi dao băm thái và cây nguyên liệu ảnh hưởng tới quá trình băm thái như dưới đây.

1.1.3. Lực tác dụng khi cắt

Giả sử dao tiếp xúc với cây nguyên liệu trên chiều dài ΔS , chịu lực tác dụng là N , thì lực phân bố được tính như sau:

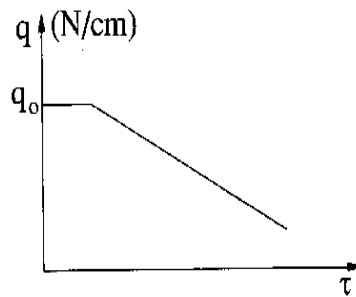
$$q = \frac{N}{\Delta S} \text{ (N/cm)} \quad (1.4)$$

Để cắt đứt được cây theo nguyên tắc chêm, lực phân bố đơn vị tối thiểu phải lớn hơn lực đơn vị tới hạn q_0 của thân cây. Chẳng hạn, viện sĩ Goriatskin V.P đã làm thí nghiệm và xác định giá trị lực đơn vị tới hạn khi băm (góc trượt $\tau = 0$) rom rạ là: $q_0 = 50 \div 100$ N/cm. Như vậy, muốn cắt đứt rom rạ theo nguyên tắc cắt băm, cần tác dụng lực sao cho lực phân bố trên đoạn lưỡi dao tham gia cắt là $q \geq 50$ N/cm.

Khi bấm theo nguyên tắc cắt thái (có trượt) thì q thay đổi phụ thuộc vào góc τ . Mối quan hệ giữa lực phân bố tới hạn q_{th} với góc trượt τ khi τ thay đổi $\tau \in [0 \div 70]$ có thể biểu diễn dưới dạng:

$$q_{th} = q_0 \cdot (1 - \tau \cdot \alpha) \quad (1.5)$$

trong đó: α là hệ số tính toán, tìm được bằng thực nghiệm. Hình 6 minh họa quan hệ q_{th} theo τ đối với rơm rạ.



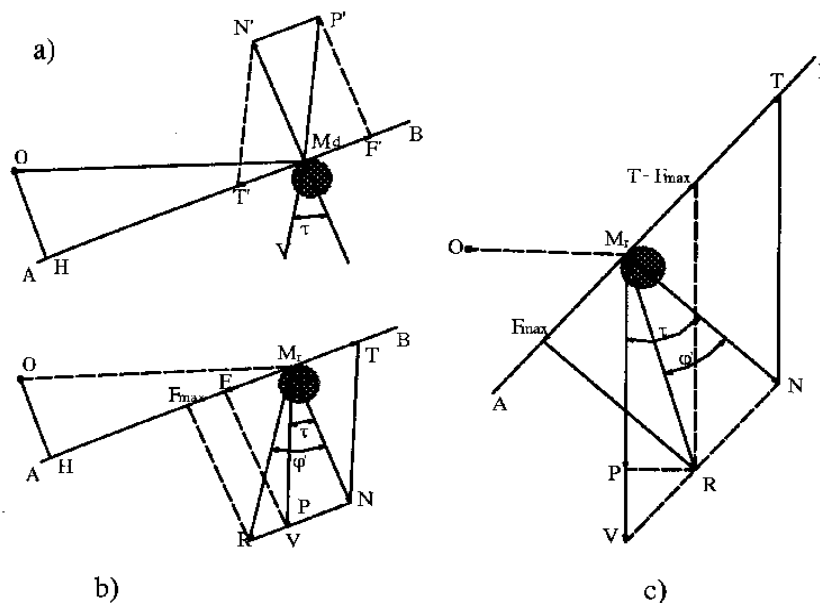
Hình 6. Quan hệ lực cắt cần thiết phụ thuộc góc trượt.

Như có thể thấy trên Hình 6, khi góc trượt τ càng lớn thì lực cắt cần thiết càng nhỏ. Dựa theo quan hệ bố trí phương của dao như trên Hình 5, có thể lựa chọn góc trượt τ sao cho lực cắt cần thiết nhỏ nhất. Đây là một trong những cơ sở lý thuyết quan trọng để tiến hành các nghiên cứu nhằm giảm năng lượng riêng khi bấm thân cây nông nghiệp. Tuy nhiên, cũng cần lưu ý rằng, góc τ càng lớn thì thành phần lực đẩy ngang thân cây càng lớn, hiệu quả cắt càng thấp. Do vậy, cần giải quyết bài toán tối ưu đa mục tiêu để giải quyết hài hòa các lợi ích nhằm giảm năng lượng riêng khi cắt.

Bên cạnh đó, giá trị lực cắt tới hạn tìm được bằng thực nghiệm phụ thuộc rất nhiều yếu tố thực tiễn như: loại cây, độ ẩm tự nhiên của cây nguyên liệu khi cắt (điều kiện khí hậu), mức độ sơ sọi của từng loại cây nguyên liệu cũng bị ảnh hưởng của môi trường, điều kiện phát triển, thổ nhưỡng. Do vậy, để có cơ sở tính toán thực tế, cần xây dựng các thí nghiệm thu thập dữ liệu cho cây nguyên liệu của đề tài tại vùng miền cụ thể.

Nghiên cứu sâu về sự giảm lực bấm thái khi có trượt, Viện sĩ Goriatskin V.P đã chứng minh rằng lực bấm thái bắt đầu giảm nhiều đáng kể, không phải ứng với bất kì góc trượt τ của dao có trị số tương đối nhỏ nào đó mà ứng với trị số góc trượt nhất định của dao thì hiện tượng trượt mới xảy ra [7]. Lực bấm thái sẽ giảm nhiều khi góc trượt $\tau \geq 30^\circ$. Như vậy, cần thiết kế để bố trí phương lưỡi dao phù hợp nhằm phát huy thật sự mạnh mẽ tác dụng bấm trượt, để giảm lực bấm thái được nhiều hơn.

Phát triển các lý luận nghiên cứu về bầm thái của Viện sĩ Goriatskin V.P, Viện sĩ Giudigopski V.A đã phân tích nội dung vật lý của vấn đề này như sau [7]. Trong trường hợp cắt thái, xét trường hợp dao thẳng AB quay quanh một tâm quay O. Khi dao tác động vào cây nguyên liệu, tại điểm tiếp xúc M sẽ sinh ra phản lực pháp tuyến của cây nguyên liệu tác dụng lên lưỡi dao. Ở Hình 7(a), cây nguyên liệu tác dụng vào lưỡi dao ở điểm M_d với lực pháp tuyến N' , còn ở Hình 7(b) và Hình 7(c) thì lưỡi dao tác động vào cây nguyên liệu ở điểm M_r với lực pháp tuyến $N = N'$ nhưng ngược chiều. Do phương chuyển động M_d ở lưỡi dao (theo phương vận tốc v) không trùng với phương pháp tuyến (vì $\tau \neq 0$), cho nên lực pháp tuyến N' có thể phân tích thành hai thành phần: thành phần lực P' theo phương chuyển động V và thành phần lực T' theo phương lưỡi dao AB. Để thấy lực T' có xu hướng làm cho điểm M_d trượt xuống phía dưới. Khi này sẽ xuất hiện lực ma sát F' giữa lưỡi dao và cây nguyên liệu hướng lên phía trên cản lại hiện tượng trượt đó, với trị số $F' = T'$. Cũng phân tích tương tự như vậy ở Hình 7(b) và Hình 7(c) thì lực pháp tuyến N do lưỡi dao tác động vào điểm M_r của cây nguyên liệu cũng có thể phân tích thành hai thành phần: thành phần lực P theo phương chuyển động và thành phần lực T theo phương của lưỡi dao AB. Ở đây, phía trên cũng xuất hiện lực ma sát giữa cây nguyên liệu và lưỡi dao (F cũng bằng F') hướng xuống phía dưới cản lại hiện tượng trượt với trị số $F = T$.



Hình 7. Tương tác lực giữa lưỡi dao và cây nguyên liệu a) Các lực do cây nguyên liệu tác động vào dao; b) Các lực do dao tác động vào cây nguyên liệu khi $\tau \leq \varphi$; c) Các lực do dao tác động vào cây nguyên liệu khi $\tau \geq \varphi$.

Trên Hình 7, có thể thấy, nếu góc trượt càng lớn thì lực T (hay T') càng tăng, đồng thời lực ma sát F (hay F') cũng có khả năng tăng theo, bằng T , khiến cho điểm M_r của cây nguyên liệu không thể trượt theo lưỡi dao được. Nghĩa là bám thái với góc trượt ($\tau \neq 0$) nhưng 2 điểm M_r của cây nguyên liệu và M_d của dao khi tiếp xúc với nhau nhưng vẫn không trượt đi được. Trái lại, trong quá trình thái, điểm M_d của dao vẫn bám chặt lấy điểm M_r của cây nguyên liệu mà nén xuống với lực tác động P cho đến khi bám đứt (trong lúc này ở M_r của cây nguyên liệu có 3 lực tác động là P , T và F nhưng $F = T$ và ngược chiều nhau cho nên lực tổng hợp là P).

Nhưng như chúng ta đã biết, khi T tăng, F tăng theo và chỉ đạt tới trị số lực ma sát cực đại F_{\max} mà thôi (theo khái niệm lực ma sát và góc ma sát) trị số:

$$F_{\max} = F \cdot \operatorname{tg} \varphi' = N \cdot f' \quad (1.6)$$

trong đó: φ' là góc ma sát giữa dao bám thái và cây nguyên, $f' = \operatorname{tg} \varphi'$ là hệ số ma sát.

Trong trường hợp ma sát giữa lưỡi dao và vật liệu thái này (coi như tương tác giữa một đường thẳng tiếp xúc với một bề mặt) thì trị số của góc ma sát φ' không cố định như thông thường (giữa bề mặt với bề mặt). Trái lại, theo thực nghiệm φ' và f' thay đổi trị số ít nhiều. Do đó, để phân biệt hiện tượng ma sát của lưỡi dao với vật thái. Góc φ' là góc cắt trượt φ' và hệ số $f' = \operatorname{tg} \varphi'$ được là hệ số cắt trượt f' . Do vậy, khi T và F tăng tới giới hạn $T = F \geq F_{\max}$ nghĩa là $T = F = N \cdot \operatorname{tg} \tau$ hay $\tau \geq \varphi'$ thì quá trình cắt thái chưa có hiện tượng “trượt tương đối” giữa các điểm của lưỡi dao tiếp xúc với các điểm của vật liệu thái (vì bị hiện tượng ma sát chống lại). Nhưng khi T tăng lên nữa, do góc τ tăng lên (vì $T = N \cdot \operatorname{tg} \tau$) trong lúc đó lực ma sát không thể tăng lên được nữa mà giữ lại ở trị số F_{\max} , nghĩa là khi $T \geq F_{\max}$ hay $\tau \geq \varphi'$ thì hiệu số lực $T - F_{\max}$ sẽ có xu hướng làm cho M_r của cây nguyên liệu trượt đi, rời điểm M_d của dao, lên phía trên hay ngược lại, Điểm M_d của dao trượt đi, rời điểm M_r của vật thái xuống phía dưới, bây giờ bắt đầu xuất hiện hiện tượng trượt tương đối giữa dao và cây nguyên liệu. Và khi đó quá trình bám thái mới thực sự có trượt, dao mới phát huy khả năng của cây nguyên liệu và

lực bám thái mới giảm nhiều, bám thái mới dễ dàng. Lúc này hợp lực của 3 lực P , T , F_{\max} do dao thái tác động vào cây nguyên liệu phải là lực P mà luôn là R , nghĩa là dù τ lớn bao nhiêu nữa dao cũng tác động vào cây nguyên liệu bằng lực tổng hợp R mà thôi (tức là chỉ theo phương hợp với pháp tuyến một góc φ' như Hình 7c).

Tóm lại, qua phân tích trên, có thể xảy ra 3 trường hợp sau:

- Trường hợp góc trượt $\tau = 0$, quá trình cắt bám thuần túy (không trượt), chỉ có lực pháp tuyến, không có lực tiếp tuyến.

- Trường hợp góc trượt $\tau \leq \varphi'$, quá trình cắt bám vẫn chưa có trượt, tuy có cả lực tiếp tuyến nhưng lực tiếp tuyến này chưa thắng được lực ma sát nên chưa có trượt.

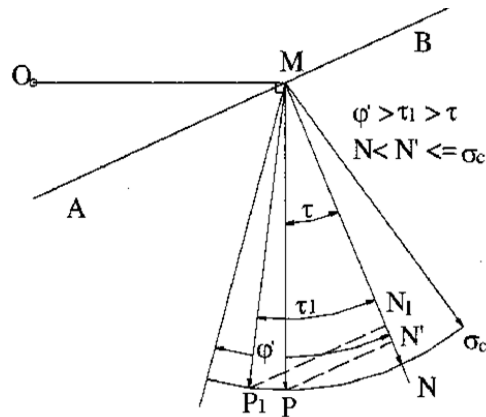
- Trường hợp góc trượt $\tau \geq \varphi'$, quá trình bám thái có trượt tương đối giữa dao và cây nguyên liệu do lực tiếp tuyến đủ lớn thắng được lực ma sát.

Như vậy, điều kiện bám thái để giảm lực tác dụng cần thiết là: góc trượt τ phải có giá trị lớn hơn hay bằng góc cắt trượt φ' . Góc ma sát φ' giữa kim loại và thân ngô đã được xác định vào khoảng $\varphi' = 25^{\circ} \div 30^{\circ}$ [7].

Tuy nhiên trong trường hợp góc trượt $\tau \leq \varphi'$ vẫn có lợi về lực bám thái hơn so với trường hợp cắt chặt bở ($\tau = 0$). Vì giả sử trong khi dao thái ngập vào cây nguyên liệu, sẽ chịu lực cản bám thái σ (do ứng suất bền của cây nguyên liệu, do ma sát của mặt dao với lát thái) dao phải tác động một lực $P \geq \sigma_c$ (Hình 8).

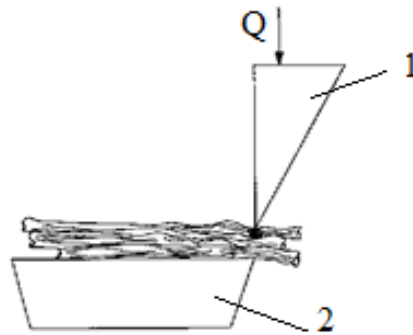
Khi có góc τ ($\tau = 0$), muốn bám thái được thì trong lúc phương lực P thay đổi (lệch đi so với thành phần pháp tuyến N theo góc trượt τ) đầu vectơ lực P phải di chuyển theo vòng tròn có bán kính bằng trị số tối thiểu S_c (tối thiểu $P = \sigma_c$). Như vậy, khi τ tăng dần tới τ_1 thì P tăng tới P_1 và thành phần pháp tuyến N sẽ tương ứng là N_1 và ta thấy $N \geq N_1$, nghĩa là lực bám thái pháp tuyến có giảm đi (nhỏ hơn trị số ban đầu $N = \sigma_c$ khi $\tau = 0$) (Hình 8). Cũng do phát huy được hiện tượng cắt trượt, giảm được lực bám thái, cho nên

thực tế lực tổng hợp R do dao tác động vào cây nguyên liệu có trị số giảm dần khi góc trượt τ càng lớn hơn góc cắt trượt φ' .



Hình 8. Tác dụng giảm lực bãm thái pháp tuyến

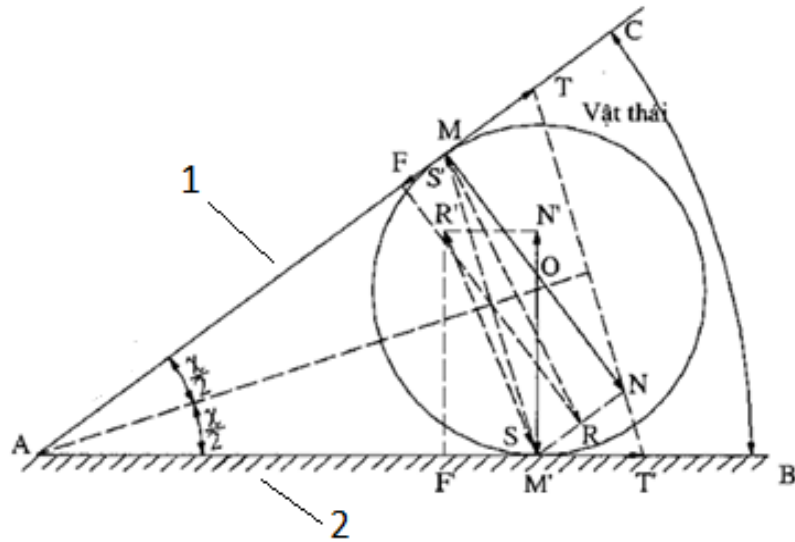
Trong nhiều trường hợp, khi thân cây nguyên liệu có độ cứng không lớn, cần sử dụng tấm kê để đỡ cây nguyên liệu (Hình 9).



Hình 9. Sơ đồ cắt có tấm kê: 1) dao, 2) tấm kê

Hình 10 minh họa quan hệ hình học giữa lưỡi dao và tấm kê

Sử dụng tấm kê hình thành một yếu tố ảnh hưởng trong trường hợp bãm thái kiểu “kéo cắt”, tương tự quá trình cắt có thêm một cạnh sắc nữa (ở đây là cạnh sắc tấm kê) cùng phối hợp kẹp và cắt cây nguyên liệu. Góc BAC hợp bởi cạnh sắc lưỡi dao AB và cạnh sắc tấm kê AC nói chung gọi là góc mở χ (Hình 10). Khi góc mở lớn, hai cạnh sắc không kẹp giữ yên được cây nguyên liệu mà có tác động đẩy nó ra, khó bãm thái được. Với một trị số góc mở nhỏ hơn đủ để hai cạnh sắc kẹp giữ yên được cây nguyên liệu để cắt được nó thì góc mở đó được gọi là góc kẹp χ . Giá trị góc kẹp χ phải được bảo đảm khi thiết kế bộ phận bãm thái có tấm kê và là điều kiện để dao và tấm kê kẹp được cây nguyên liệu.



Hình 10. Quan hệ hình học giữa dao và tấm kê

Xét vị trí cạnh sắc AB của lưỡi dao và cạnh sắc AC của tấm kê như hình vẽ trên, với các lực tác động vào cây nguyên liệu (được mô phỏng có tiết diện tròn tâm O): do lưỡi dao tiếp điểm M là lực pháp tuyến N và lực ma sát F; do tấm kê ở tiếp điểm M', tương ứng là N' và F'. Lực tổng hợp do lưỡi dao tác dụng lên cây nguyên liệu là R, còn do tấm kê tác dụng lên cây nguyên liệu là R'. Góc $NMR = \varphi_1$ là góc cắt trượt (tương tự góc ma sát) của cạnh sắc lưỡi dao với cây nguyên liệu và $F = N \cdot \text{tg} \varphi_1$, góc $N'M'R' = \varphi_2$ là góc cắt trượt (tương tự góc ma sát) của cạnh sắc tấm kê với cây nguyên liệu và $F' = N' \cdot \text{tg} \varphi_2$

Lực N được phân tích làm 2 thành phần: thành phần S theo hướng vuông góc với đường phân giác AO của góc mở χ và T theo hướng cạnh sắc AB,

$$T = N \cdot \text{tg} \frac{\chi}{2}$$

Lực N' cũng được phân tích tương tự thành S' theo hướng cạnh sắc AC của tấm kê, $T' = N' \cdot \text{tg} \frac{\chi}{2}$. Các thành phần S, S' không gây cho cây nguyên

liệu chuyển động (theo hướng AO), nhưng T và T' thì có xu hướng đẩy cây nguyên liệu ra ngoài. Đồng thời các lực ma sát F và F' được gây ra và chống lại các thành phần lực T và T'. Đó là các trị số ma sát cực đại. Có thể nhận thấy rằng:

- Khi $T > F$ và $T' > F'$ (F và F' đạt trị số cực đại: $F = N \cdot \text{tg}\varphi_1'$, $F' = N' \cdot \text{tg}\varphi_1'$, nghĩa là khi $N' \cdot \text{tg}\frac{\chi}{2} = N' \cdot \text{tg}\varphi_1'$ và $N' \cdot \text{tg}\frac{\chi}{2} = N' \cdot \text{tg}\varphi_2'$ hay, $\frac{\chi}{2} > \varphi_1'$, $\frac{\chi}{2} > \varphi_2'$, tức là và $\chi > \varphi_1' + \varphi_2'$ thì các lực ma sát (đạt cực đại), F, F' không chống nổi các thành phần lực T và T' . Khi này, cây nguyên liệu bị đẩy ra phía ngoài (không đảm bảo điều kiện cố định cây nguyên liệu), khi đó quá trình băm thái không hoàn toàn thực hiện được.

- Khi $T = F$ và $T' = F'$, nghĩa là $\chi = \varphi_1' + \varphi_2'$ thì các lực ma sát F, F' đủ lớn để chống lại các lực T và T' . Cây nguyên liệu được kẹp ổn định, đảm bảo quá trình cắt thái được thực hiện hoàn toàn.

- Khi $T < F$ và $T' < F'$, nghĩa là $\chi < \varphi_1' + \varphi_2'$, thì các lực ma sát thực tế không thể đạt trị số cực đại F và F' nữa, mà chỉ đạt tới trị số cân bằng với các lực T và T' đủ để chống được lại các hiện tượng đẩy cây nguyên liệu ra ngoài. Như vậy, cây nguyên liệu cũng được kẹp chặt hơn, không bị đẩy ra ngoài được.

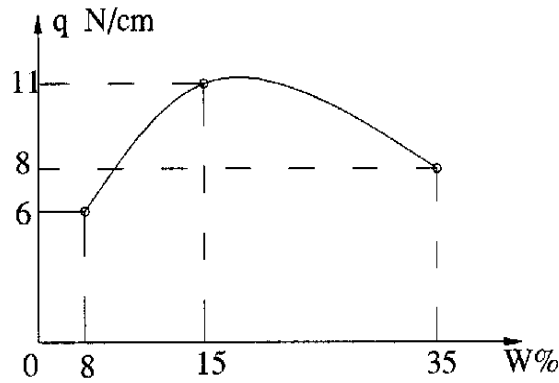
Tóm lại, điều kiện kẹp vật thái giữa cạnh sắc lưỡi dao và cạnh sắc tấm kê là góc kẹp $\chi < \varphi_1' + \varphi_2'$. Đối với dao kiểu đĩa, nghiên cứu thu được các số liệu $\chi = 40^\circ \div 50^\circ$, dao trồng $\chi = 24^\circ \div 30^\circ$ [6].

Nếu một trong hai góc trượt (góc ma sát) φ_1' và φ_2' có trị số nhỏ nhất, gọi là φ_{\min} thì theo Viện sĩ Xablikov, điều kiện kẹp hoàn toàn là $\chi \leq \varphi_{\min}$.

Nếu $\varphi_1' = \varphi_2'$ thì điều kiện kẹp là $\chi = 2 \cdot \varphi_1'$.

Nếu $\varphi_1' > \chi > \varphi_2'$ nghĩa là $2\varphi_1' > 2\chi > 2\varphi_2'$ thì ta sẽ thấy có hiện tượng vật thái bị xoay tròn tại chỗ và quá trình cắt thái cũng rất khó thực hiện.

Cũng cần chú ý rằng trong trường hợp $\chi > \varphi_1' + \varphi_2'$ thì cây nguyên liệu bị đẩy ra phía ngoài, cho tới khi góc mở giảm xuống tới trị số góc kẹp $\chi = \varphi_1' + \varphi_2'$ thì lại đảm bảo điều kiện kẹp.

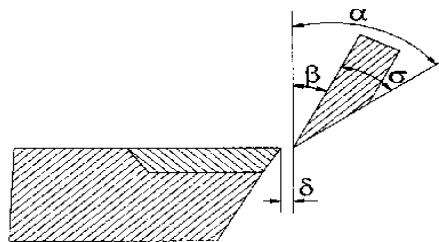


Hình 11. Quan hệ lực cắt cần thiết và độ ẩm cây nguyên liệu

Một yếu tố khác ảnh hưởng đến lực cản cắt thái là độ ẩm của cây nguyên liệu. Khi độ ẩm tăng trong khoảng giá trị thấp (8% ÷ 15%), lực phân bố cần thiết tăng dần, nhưng khi độ ẩm tăng trên 15% thì lực cắt thái cần thiết lại giảm đi [7] (Hình 11).

Trong quá trình dao cắt chuyển động qua thân cây nguyên liệu, cần tiêu tốn năng lượng nhằm thắng được lực ma sát sinh ra do áp lực cản của cây hoặc bó cây nguyên liệu tác động vào mặt bên của dao và thành phần ma sát do cây nguyên liệu dịch chuyển bị chèn ép tác động vào mặt vát của cạnh sắc lưỡi dao.

Để giảm ma sát, cần lựa chọn kết cấu dao và cách thức bố trí dao cho phù hợp. Như minh họa trên **Error! Reference source not found.**, góc gá đặt dao β phải tính toán sao cho cây nguyên liệu khi được dao băm thái xong, tiếp tục được cuốn vào sẽ không va chạm vào dao, tránh ma sát vô ích.



Hình 12. Các góc của dao và gá đặt dao

Trên hình 12, góc băm thái α là góc hợp bởi giữa góc đặt dao β và góc mài dao σ , được xác định theo công thức sau:

$$\alpha = \beta + \sigma \quad (1.7)$$

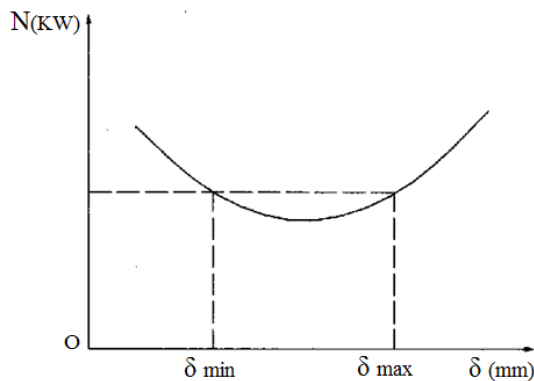
Nghiên cứu của Viện sĩ Reznik N.E. năm 1975 [6] cho thấy, góc mài dao σ có ảnh hưởng trực tiếp đến lực bãm thái, được biểu diễn qua quan hệ sau:

$$N_{th} = P_t + c > \text{tg}\sigma \quad (1.7)$$

trong đó: C là hệ số tính toán; N_{th} là lực bãm thái tới hạn để cắt đứt cây nguyên liệu; P_t là lực cản bãm thái. Nhìn chung, góc mài dao yêu cầu nhỏ nhưng phải tính đến độ bền của dao, cho nên với máy bãm thái cây nguyên liệu khi cắt có tâm kê góc mài dao, thường yêu cầu $\sigma = 25^{\circ} \div 30^{\circ}$ [7].

Về việc lựa chọn khe hở δ : Cây nguyên liệu càng mảnh thì càng nên chọn khe hở δ nhỏ, vì nếu không, lưỡi dao có thể bẻ gập cây nguyên liệu xuống lọt vào khe hở và kéo đứt nó, giảm chất lượng cắt. Nhưng δ cũng không thể chọn quá nhỏ, vì đĩa lắp dao (hay trống lắp dao) đều có độ dịch chuyển dọc trục cho phép và gối đỡ cũng có độ dịch chuyển dọc trục cho phép. Do vậy, nếu δ quá nhỏ có thể xảy ra hiện tượng dao va vào tâm kê.

Ở trống lắp dao quay với số vòng quay lớn, do lực ly tâm, dao cũng sẽ có độ võng ra phía ngoài. Đối với máy bãm thái cây nguyên liệu nông nghiệp, δ thường lấy không quá 1mm [7]. Hình 13 minh họa khoảng khe hở δ tùy thuộc công suất bãm cắt cây nguyên liệu.

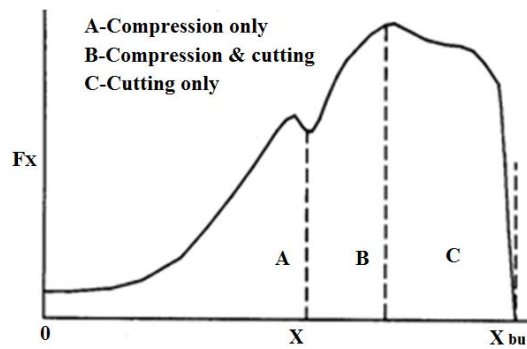


Hình 13. Vùng khuyến nghị chọn khe hở δ

Vận tốc cắt cũng là một thông số có ảnh hưởng lớn đến lực và do đó, đến năng lượng tiêu tốn của quá trình bãm thái. Công suất bãm thái có thể tính gần đúng theo công thức thực nghiệm [7]:

$$P_t = 75.10^{0.0019} \cdot q \cdot V^{2.6} + 40(N) \quad (1.8)$$

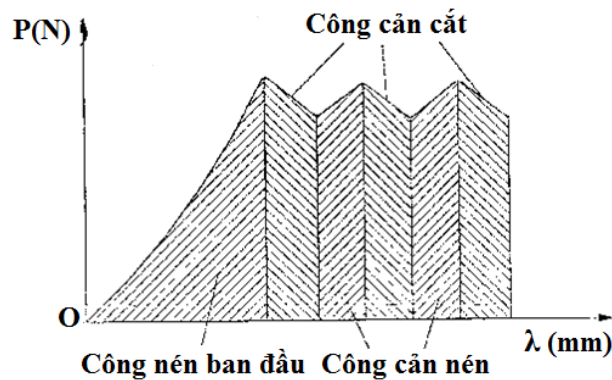
1.1.4 Nghiên cứu giảm tiêu hao năng lượng



Hình 14. Diễn biến các giai đoạn cắt bằm cây nguyên liệu [9]

Theo tài liệu “Các nguyên lý của máy nông nghiệp” do Nhà xuất bản “Hiệp hội kỹ sư nông nghiệp Hoa Kỳ” ấn hành năm 2006 [9], quá trình cắt bằm cây nguyên liệu có thể được phân tách thành 3 giai đoạn chính: Giai đoạn nén nguyên liệu, giai đoạn vừa nén vừa cắt và giai đoạn cắt thuần túy. Các giai đoạn này được minh họa như trên Hình 14.

Khi dao còn sắc thì công để nén cây nguyên liệu do lưỡi dao tác động lúc bắt đầu bằm và công cần cũng nhỏ hơn. Các lực và công này thể hiện bằng đồ thị phụ thuộc vào độ thái sâu λ của lưỡi dao vào cây nguyên liệu như minh họa trên Hình 15.

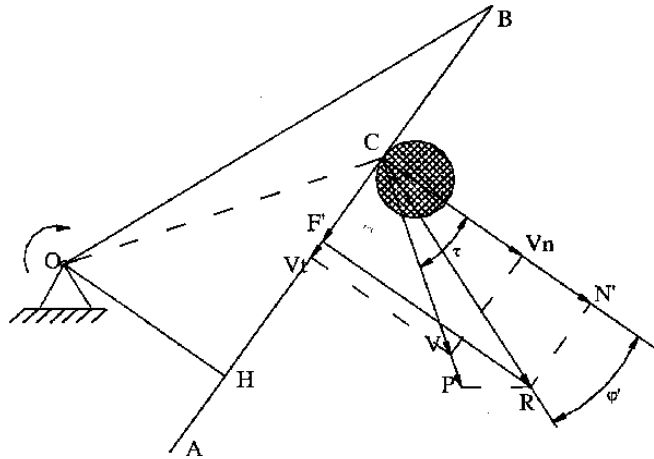


Hình 15. Các thành phần tiêu hao năng lượng khi cắt

Để xác định năng lượng cắt thái, giả thiết rằng nhò có các trục uốn ép vật thái trước nên có thể bỏ qua phần năng lượng nén ép do lưỡi dao tác dụng lên cây nguyên liệu trước khi cắt đứt và do đó, chỉ xét và tính toán trong trường hợp cắt thái có trượt $\tau \leq \varphi'$, trong đó: τ là góc hợp bởi 2 vận tốc V' và V_n , đồng thời τ cũng bằng góc OCA. $r \cdot \cos \tau$ và $r \cdot \sin \tau$ là 2 cánh tay đòn của 2 lực N và F' Ta lại có:

$$\frac{F'}{N} = \operatorname{tg}\varphi' = f' \quad (1.9)$$

Để đơn giản ta xét trường hợp dao AB quay quanh tâm O, tiếp xúc với cây nguyên liệu tại C như minh họa trên Hình 16.



Hình 16. Sơ đồ tính toán năng lượng cắt khi cắt thái [7]

Ta có: $M_{ct} = N.r.\cos \tau + f'.r.\sin \tau$

trong đó: f' là hệ số cắt trượt.

Đặt $N.r.\cos\tau$ làm thừa số chung, đồng thời thay thế trị số

$F' = N.\operatorname{tg}\varphi' = N.f'$ và $\frac{\sin \tau}{\cos \tau} = \operatorname{tg}\tau$ phương trình (1.9) sẽ thành:

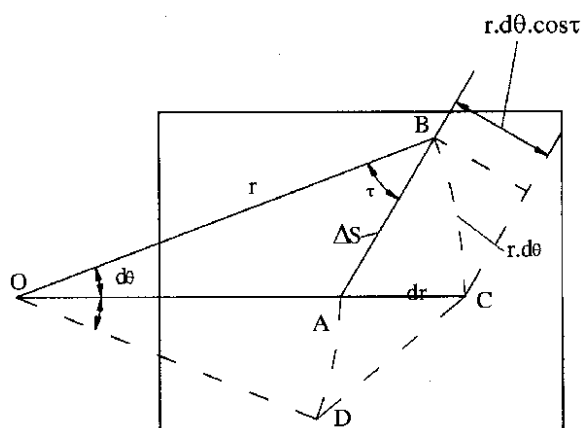
$$M_{ct} = N.r.\cos \tau(1 + f' .\operatorname{tg} \tau) \quad (1.10)$$

Ta đã có: $N = q.\Delta S$ thay vào phương trình (1.10) ta được công thức chung tính mô men cắt thái:

$$M_{ct} = q.D.S.r > \cos \tau(1 + f' .\operatorname{tg} \tau) \quad (1.11)$$

Công suất cắt thái có thể tính bằng tích $M_{ct}.\omega$, trong đó ω là vận tốc góc, tức $\omega = \frac{d\theta}{dt}$ (θ là góc quay của dao, t là thời gian quay). Vậy công cắt thái:

$$M_{ct} = q.D.S.r.w.\cos\tau(1+f'.\text{tg}\tau) = q.D.S.r.\frac{dq}{dt}.\cos\tau(1+f'.\text{tg}\tau) \quad (1.12)$$



Hình 17. Xét đoạn dao bẻ thái S với góc quay $d\theta$

Trên Hình 17 ta thấy tứ giác ABCD có thể coi là 1 hình bình hành và có thể tính diện tích của nó bằng:

$$\Delta S .r.d\theta .\cos\tau = S_{ABCD} \text{ tức là: } \Delta S .r.d\theta .\cos\tau = dF \quad (1.13)$$

Thay (1.13) vào (1.12) ta được:

$$M_{ct}.w = q.\frac{dF}{dt}(1+f'.\text{tg}\tau) \quad (1.14)$$

Hệ số $(1+f'.\text{tg}\tau)$ gọi là hệ số đặc tính của dao thái.

Như vậy, công suất cắt thái cần thiết được xác định bằng áp suất riêng q (N/cm) trên mỗi đơn vị độ dài của lưỡi dao đã thái, diện tích trong đơn vị thời gian $\frac{dF}{dt}$ và hệ số đặc tính của dao.

Công suất cắt thái riêng là năng lượng cần tiêu thụ để cắt thái 1 đơn vị diện tích vật thái, được suy từ công thức tính công suất:

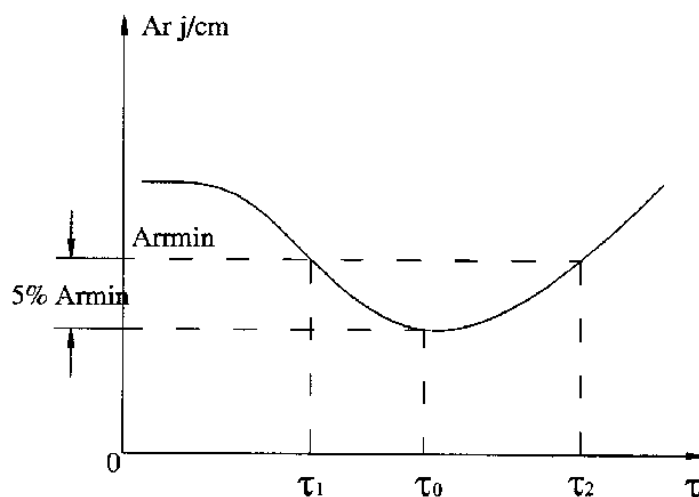
$$\frac{M_{ct}.w}{dF} = q.(1+f'.\text{tg}\tau) \quad (1.15)$$

Yêu cầu cần thiết đối với việc thiết kế dao thái là phải đạt được công suất thái riêng A_r là nhỏ nhất đối với các loại dao thái hoặc A_r tương đối nhỏ.

Các trị số q , f' và τ đều có những mối quan hệ phụ thuộc lẫn nhau. Sau khi xác định trước các trị số q và f' tương ứng với các trị số của τ (bằng thực

nghiệm), sẽ tính và vẽ được đồ thị phụ thuộc của A_r với τ . Từ kết quả đó ta có thể xác định được trị số của góc trượt τ khi thiết kế bộ phận dao thái sao cho A_r là nhỏ nhất (ứng với τ_0) hoặc A_r đạt trị số tương đối nhỏ.

Thông thường người ta chỉ chọn A_r có thể thay đổi từ $A_{r\min}$ đến $A_{r\min} + 5\% \cdot A_{r\max}$. Khi đó các góc trượt cần được thiết kế từ $\tau_{\min} = \tau_1$ đến $\tau_{\max} = \tau_2$. Hình 18 minh họa quan hệ công riêng phụ thuộc góc ma sát.



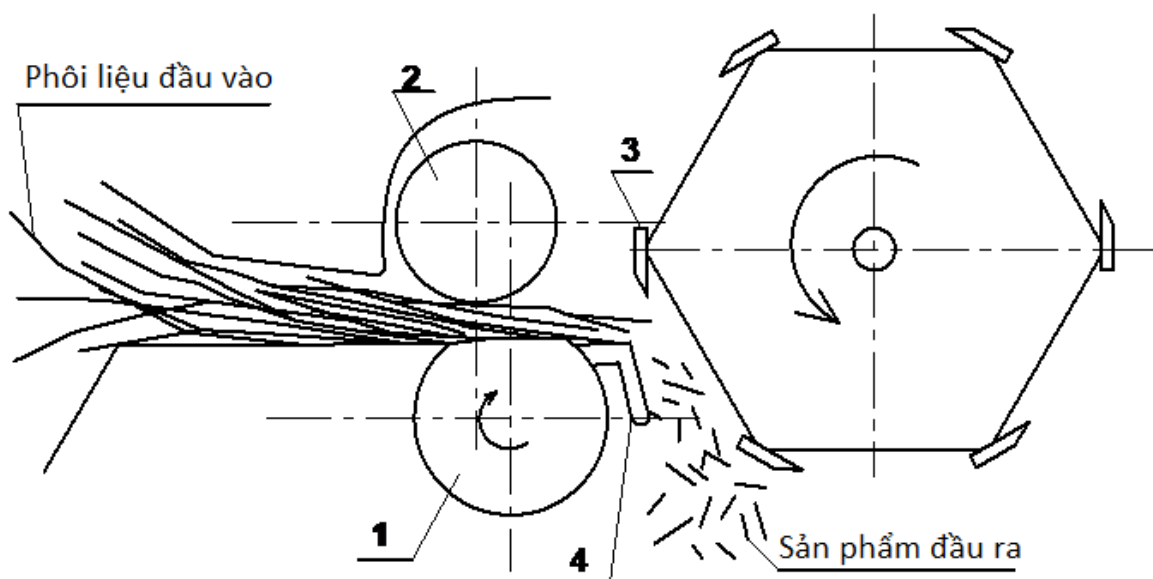
Hình 18. Sự phụ thuộc của A_r với góc ma sát τ

Tiểu kết: Qua tổng quan tài liệu ở trên, có thể thấy lực cắt và công suất tiêu hao đều chịu tác động ảnh hưởng rất lớn và trực tiếp từ góc trượt. Do vậy, nghiên cứu đánh giá quan hệ của lực cắt với góc trượt cho các loại cây nguyên liệu khác nhau vẫn đang là một hướng mở.

1.2. Các kết cấu máy băm

1.2.1. Máy băm thái dạng trống

Mẫu máy băm 9RSZ-2 do hãng Trung Sơn, Trung Quốc chế tạo. Máy băm 9PSZ-2 là loại máy băm thức ăn chăn nuôi đại gia súc, sử dụng băm các loại cây ngô, lúa mì, rom, rạ, cỏ. Khi làm việc máy băm có sản phẩm chiều dài từ 1 ÷ 8 cm (dễ dàng điều chỉnh trên máy), tiện lợi cho việc đóng bao cất trữ thức ăn. Thông số kỹ thuật của máy băm 9RSZ-2: Nhân công cấp liệu từ 1 ÷ 2 người, năng suất 2 tấn/h, động cơ điện một hoặc ba pha 5,5 kW, tốc độ trục chính 2.280 vg/phút, chiều dài sản phẩm sau khi được cắt từ 1 ÷ 18 cm, tổng khối lượng 140 kg (không bao gồm động cơ) và kích thước bao: dài x rộng x cao = 1650 x 610 x 950 mm [22].



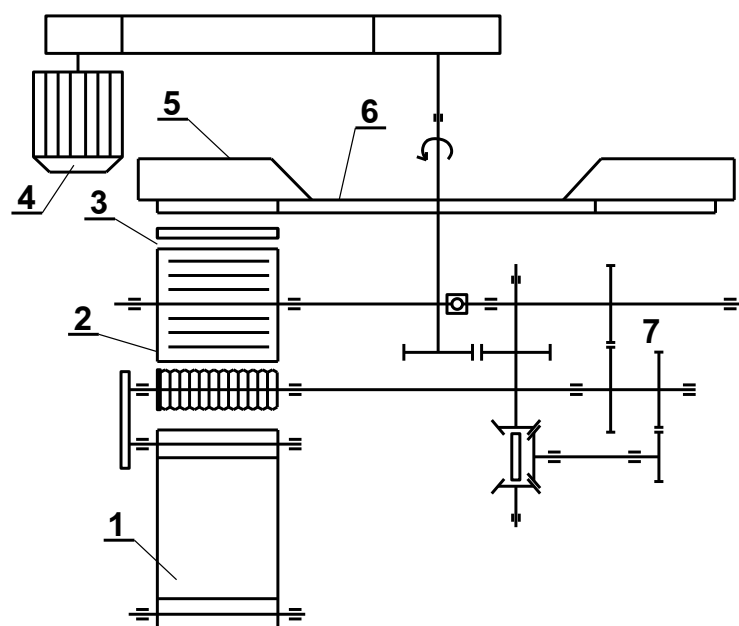
Hình 19. Nguyên lý cấu tạo và máy bằm thái xơ sợi dao dạng trống 1, 2) cặp lô cuốn; 3) dao bay (cong, hoặc thẳng); 4) dao kê [22]

Các liên hợp máy thu hoạch nguyên liệu sử dụng nguyên lý bằm dao dạng trống, dao cong có bộ phận cuốn và ép đưa vào bộ phận bằm. Rơm, cỏ khô sau khi bằm nhỏ được đưa vào thùng xe.

Ưu điểm: Dễ thay đổi chiều dài đoạn cắt bằng thay đổi số dao 3 lắp trên trống, hoặc thay đổi tốc độ quay của cặp lô 1, 2 khe hở giữa dao và tấm kê được điều chỉnh bằng cách di chuyển tấm kê theo phương hướng vào vị trí cắt. Khe hở giữa dao và tấm kê từ $0,5 \div 1$ mm, tránh hiện tượng nguyên liệu theo vào khe hở trước khi cắt.

Nhược điểm: Do khe hở giữa dao và tấm kê nhỏ từ $0,5 \div 1$ mm, mặt khác vận tốc quay của trống thường rất lớn để đảm bảo vận tốc cắt $30 \div 35$ m/s, nên đòi hỏi việc chế tạo cần độ chính xác cao.

1.2.2. Máy băm thái dạng đĩa



Hình 20. Nguyên lý cấu tạo máy băm thái dao dạng đĩa 1) Băng tải cấp liệu; 2) Trục cuốn; 3) Tấm kê cắt; 4) Động cơ; 5, 6) Bộ phận cắt thái; 7) Bộ phận truyền động [22]

Về kết cấu:

+ Bộ phận cấp liệu: dạng băng tải, trục cuốn có tác dụng cuốn và nén ép nguyên liệu trước khi đưa vào cắt thái; cơ cấu cấp liệu có thể điều chỉnh độ căng băng tải trong quá trình làm việc;

+ Bộ phận thái: hai lưỡi dao cong lắp vào cánh 6, tấm kê 3 lắp vào họng thái với hai cánh sắc thay đổi khi cần;

+ Bộ phận thu nguyên liệu: kiểu quạt truyền có hai cánh quạt số 5 được lắp vào cánh lắp dao 6, ống dẫn vật thái được nối trên cao và dẫn vật thái ra ngoài;

+ Bộ phận truyền động: Gồm ly hợp và các cặp bánh răng, điều chỉnh được chiều quay của bộ phận cung cấp đề phòng khi bộ phận cắt thái bị kẹt, có thể điều chỉnh được chiều dài đoạn cắt thông qua tốc độ cấp liệu.

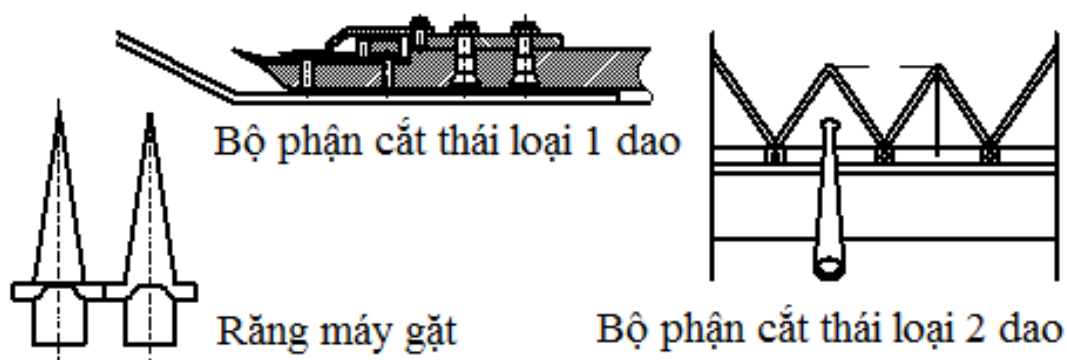
Mẫu máy 93QS do Công ty TNHH Máy nông nghiệp Trịnh Châu - Hà Nam - Trung Quốc sản xuất. Máy có thể cắt nguyên liệu khô hoặc ướt như: rơm, lúa mì, ngô, cỏ khô... Chiều dài đoạn cắt được điều chỉnh từ 10 ÷ 50 mm. Khe hở giữa dao cắt và tấm kê cắt dao động trong khoảng 0,5 ÷ 1,5 mm. Ưu điểm: điều chỉnh được chiều dài đoạn thái theo một khoảng cho trước,

chiều dài nguyên liệu thái đồng đều do được nén ép trước khi vào bộ phận cắt thái tránh hiện tượng nguyên liệu thái bị kéo theo nhưng không bị cắt .

Máy cắt nguyên liệu dao dạng đĩa được ứng dụng trên máy thái rau củ rom PCC-6, đặc điểm kỹ thuật: Năng suất cắt đối với rau: $5 \div 6$ tấn/h; cắt rom $1,5 \div 2$ t/h, công suất động cơ điện 7 kW, tiêu thụ năng lượng riêng $1,5 \div 5$ kWh/tấn, độ dài đoạn cắt từ $6 \div 104$ mm, tốc độ của trục dao 450 vg/ph tương ứng với vận tốc cắt đầu dao 29 m/s [7].

1.2.3. Máy băm thái kiểu răng dao

Bộ cắt theo nguyên lý cắt kiểu răng dao được sử dụng rộng rãi đối với các vật liệu thớ, sợi. Ưu điểm của nguyên lý cắt này là nhát cắt ngọt do khe hở giữa dao di động và dao (tám kê) cố định rất nhỏ, gần sát với nhau; các cạnh sắc của dao có răng rất nhỏ, tăng khả năng cắt vật liệu thớ, sợi và xơ. Nguyên lý này đã được ứng dụng trong máy gặt đập liên hợp hoặc máy cắt gốc rạ (Hình 21).

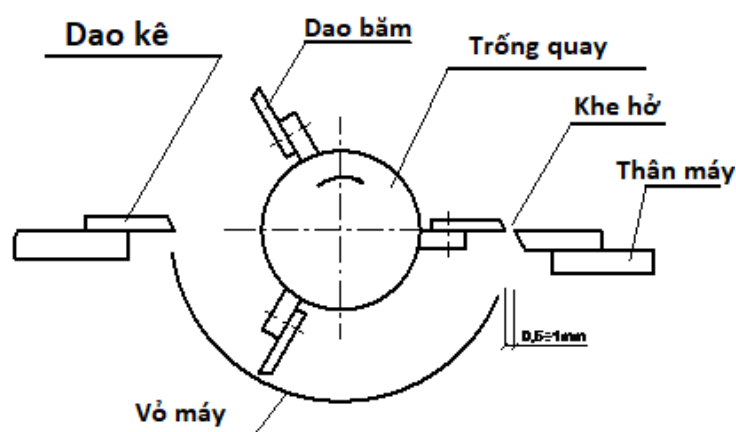


Hình 21. Cấu tạo nguyên lý bộ phận băm thái loại răng- dao và loại hai dao [14]

Bộ phận cắt thái loại răng dao: phần di động là dao và phần cố định là răng, đối với khâu thu hoạch lúa cạnh sắc của lưỡi dao với răng rất nhỏ, răng phân chia khối lúa cần cắt đều cho các lưỡi cắt, tám kê cắt được chế tạo rời và tán vào răng, mũ răng và tám kê cắt là hai điểm tựa khi dao chuyển động để cắt cây.

Bộ phận cắt thái loại hai dao bao gồm: loại một dao cố định; một dao di động và loại hai dao chuyển động ngược chiều nhau. Một trong hai dao làm nhiệm vụ tám kê cắt. Bộ phận cắt thái loại hai dao thì loại cùng chuyển động cho chất lượng cắt tốt hơn, khe hở tối ưu giữa hai dao là 0,89 mm

1.2.4. Máy băm thái sơ sợi



Hình 22. Sơ đồ cấu tạo và máy băm thái xơ, sợi vỏ dừa [5]

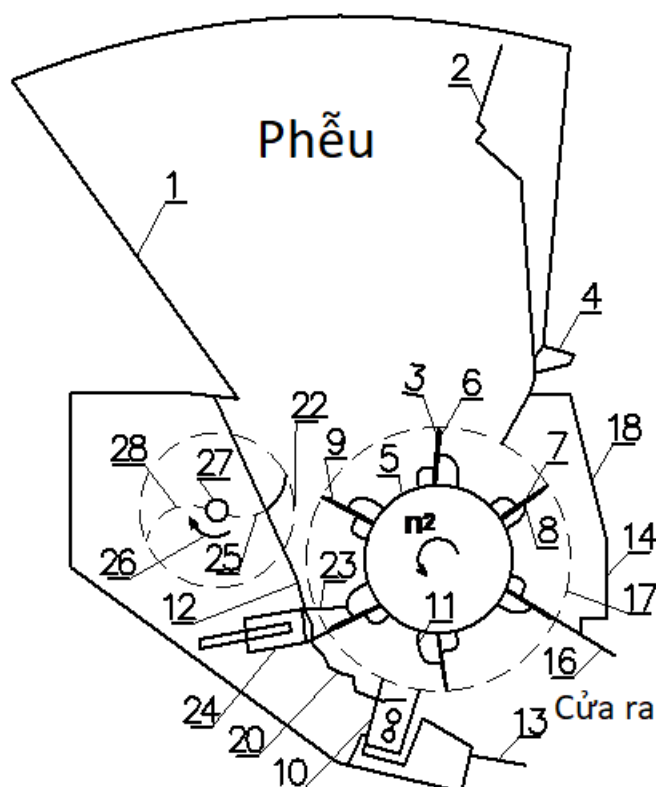
Năm 2010, Trường Đại học Bách Khoa, Đại học Quốc Gia thành phố Hồ Chí Minh đã nghiên cứu thiết kế máy cắt xơ, sợi làm cốt liệu cho các loại vật liệu composit, nguyên lý và cấu tạo cho trên Hình 22.

Bộ phận băm thái (Hình 22) dùng loại “dao cầu” thái bằng một lưới dao chuyển động (quay) và một lưới dao cố định (tám kê), đồng thời xơ được nén và đưa vào dao thái.

Nguyên lý cấu tạo: bộ phận thái có 2 dao cố định trong đó một dao cố định vừa là dao vừa là tám kê đặt ở bên cửa cấp liệu và 6 dao chuyển động quay lắp trên trống lắp dao; bộ phận cung cấp gồm hai trục cuộn kết hợp với dây chuyền cung cấp để nén và đưa xơ vào bộ phận thái. Việc điều chỉnh độ dài đoạn thái được thực hiện bằng hai cách: hoặc thay đổi số dao lắp ở trống, hoặc thay đổi tỉ số truyền cho bộ phận cung cấp (cho hai trục cuộn và dây chuyền). Xơ sau khi cắt sẽ rơi xuống lưới phía dưới ra ngoài, các sợi dài hơn kích thước đã định sẽ được dao quay đưa lên cắt tiếp.

Thông số kỹ thuật của máy cắt xơ, sợi vỏ dừa: số dao cắt cố định: 2; số dao cắt di động (quay): 6; khoảng dịch chỉnh giữa dao cố định và di động: $0,5 \div 1$ mm, góc mài dao di động $\geq 15^\circ$, dao cố định $25 \div 30^\circ$; góc nghiêng đường trục dao quay so với trục trống 5° ; đường kính quét của dao di động: 200 mm; chiều dài cắt: 100 mm; vận tốc cắt của dao: 6 m/s; công suất động cơ: 3 kW. Kết quả cắt xơ dừa (cho vật liệu bê tông nhẹ): xơ dừa rời dài $50 \div 200$ mm, đường kính sợi < 1 mm. Vật liệu thành phẩm: chiều dài xơ sau máy cắt $10 \div 15$ mm; đạt yêu cầu trộn cho bê tông nhẹ, năng suất cắt 60 kg/h [5].

1.2.5. Bộ phận băm thái rom liên hợp với máy gặt đập liên hợp (GĐLH)



Hình 23. Nguyên lý cấu tạo và mô hình liên hợp bộ phận băm thái máy gặt đập

Trước nhu cầu là cần một bộ phận cắt thái liên hợp với máy GĐLH khi rom chưa được cuốn hoặc đóng kiện, năm 1999 KS. Franz Schrattecker (Mỹ) đã thiết kế và chế tạo bộ phận băm rom liên hợp với máy GĐLH hoặc máy thu gom rom, cấu tạo và nguyên lý bộ phận cắt thái rom Franz, 2009. Tập đoàn Claas Group đã ứng dụng nguyên lý cắt này kết hợp với máy GĐLH tạo ra một mẫu máy mang thương hiệu Claas Lexion Straw Chopper.

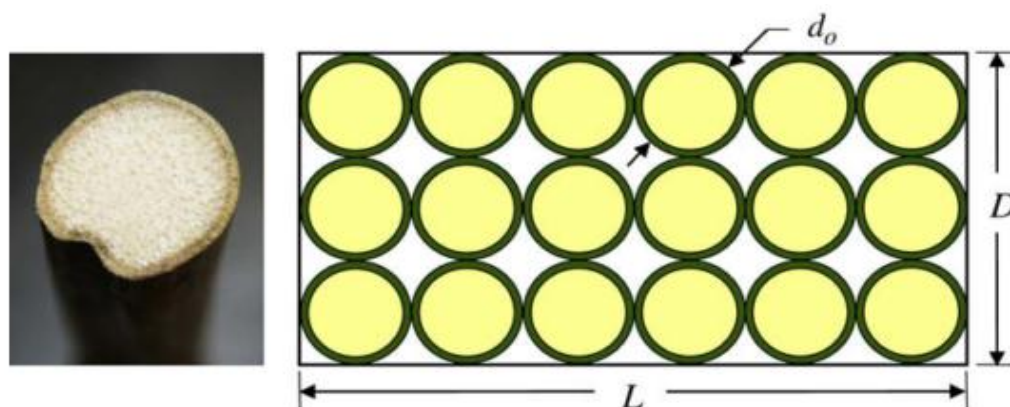
Bộ phận cắt thái gồm: Trống cắt 5 nhận truyền động qua bộ truyền từ nguồn động lực của máy GĐLH, trên trống cắt 5, lắp dao cắt 7; cánh quạt 8, trống cắt 5 quay theo chiều quay 6. Các dao cố định 11; 23 được lắp trên giá 10; 24. Rom được cung cấp theo máng dẫn hướng 3 vào khe hở 22. Bộ phận rô to 27; 26 quay theo chiều quay 28 tạo khí đẩy khối rom vào vùng cắt, lượng rom và được điều chỉnh bởi các tay gạt 25, 12. Khối rom khi qua vùng cấp liệu được đưa vào vùng cắt dưới tác động của dao cắt 7 và dao cố định 11; 23 khối rom được cắt đồng thời với tác động của cánh 8 cùng với lượng khí đẩy của bộ phận rô to 26; 27 khối rom được đẩy ra ngoài qua cửa thoát liệu 13.

1.3. Một số hệ thống thí nghiệm phục vụ nghiên cứu máy băm một số loại thân cây nông nghiệp

Theo thống kê của Ghahrae và cộng sự [25], các máy băm cây nông nghiệp dựa trên hai nguyên tắc chính: nguyên tắc cắt dạng kéo nhằm tạo ứng suất cắt và cắt dạng dao quay nhằm sinh ra va đập kết hợp gây ứng suất cắt trong thân cây. Phương pháp dao quay thường dùng khi chiều dày cắt trên 5 mm, đồng thời đối tượng cần cắt có độ dai lớn.

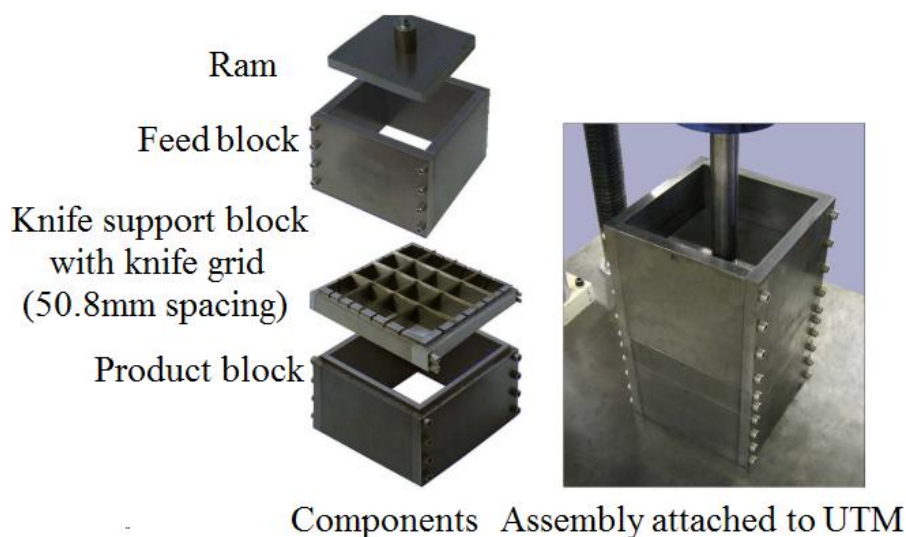
Nghiên cứu của Ghahrae cho thấy, với thân cây ngô, góc sắc của dao nằm trong khoảng 23-45° sẽ giảm thiểu được lực cắt. Tiếp đó là góc sắc 45°. Dù lực cắt lớn hơn nhưng do khả năng chịu va đập tốt hơn nên góc sắc 45° được khuyến nghị cho máy thu hoạch (cắt sát gốc cây có độ dai lớn hơn).

Theo nghiên cứu của Igathinathane [18], các máy băm cây nông nghiệp thông dụng thường có dạng dao phay, dao phẳng, dao đĩa. Tuy nhiên, để đánh giá ảnh hưởng của diện tích tổng cần cắt của bó nguyên liệu đến năng lượng tiêu hao, nhóm tác giả sử dụng hộp không chế các mẫu cắt như minh họa trên Hình 24. Trên Hình vẽ, L là chiều dài lưỡi cắt, D là chiều sâu thùng chứa, cũng là chiều sâu tiến dao khi cắt, d_0 là đường kính cây nguyên liệu.

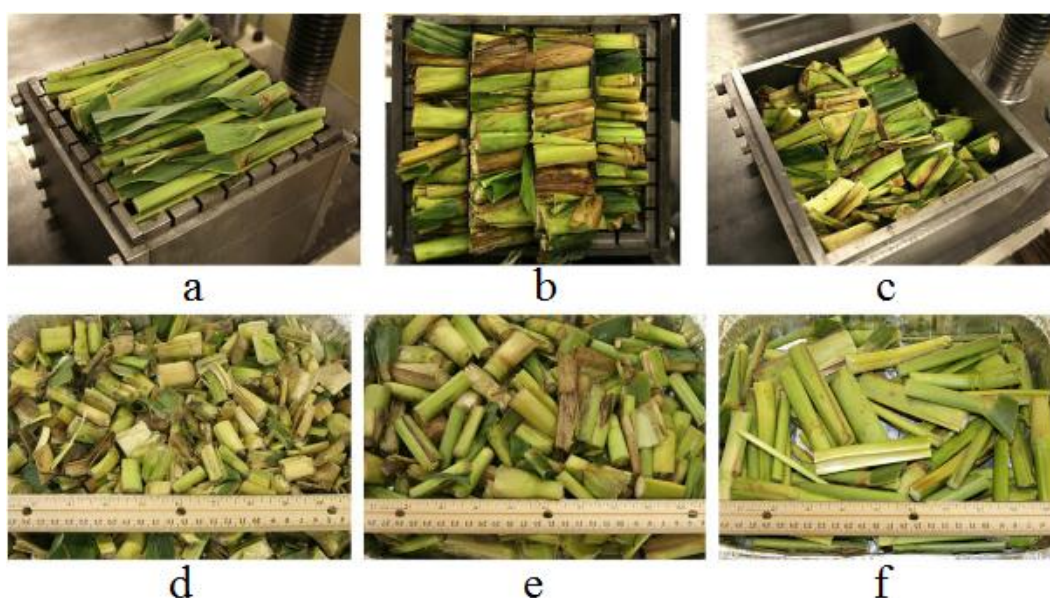


Hình 24. Thí nghiệm cắt bó cây nguyên liệu L) chiều dài dao;
 D) chiều sâu hành trình cắt

Hình 25 minh họa kết cấu máy thí nghiệm của Igathinathane. Bằng cách thay đổi khoảng cách lưới, có thể xác định chi phí năng lượng theo yêu cầu về độ dài đoạn được băm. Hình 26 minh họa các sản phẩm cắt thí nghiệm từ nghiên cứu của Igathinathane.

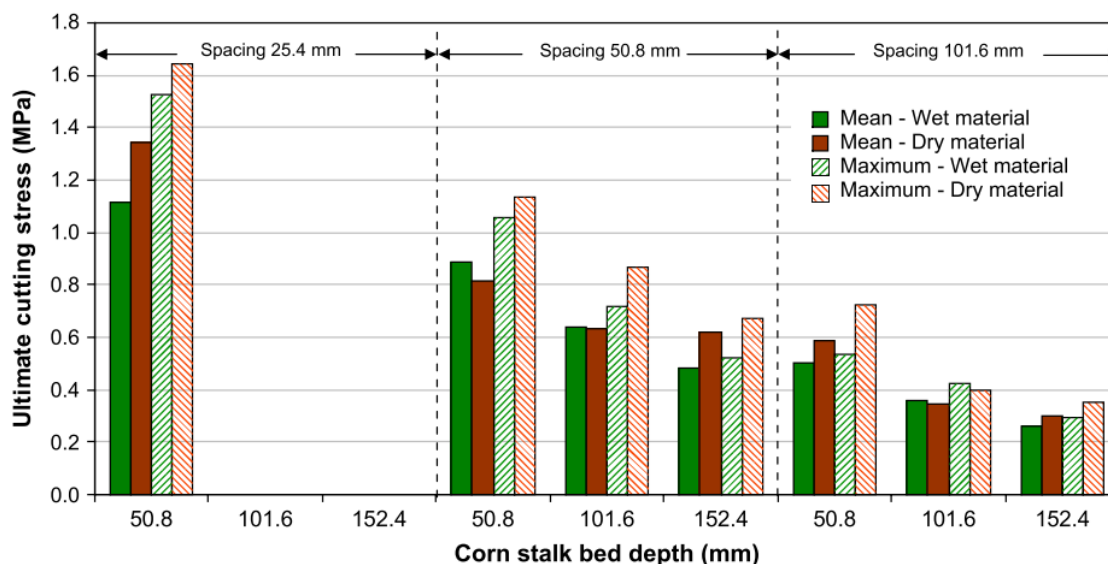


Hình 25. Hệ thống thí nghiệm dùng dao cắt bố trí dạng lưới [18]



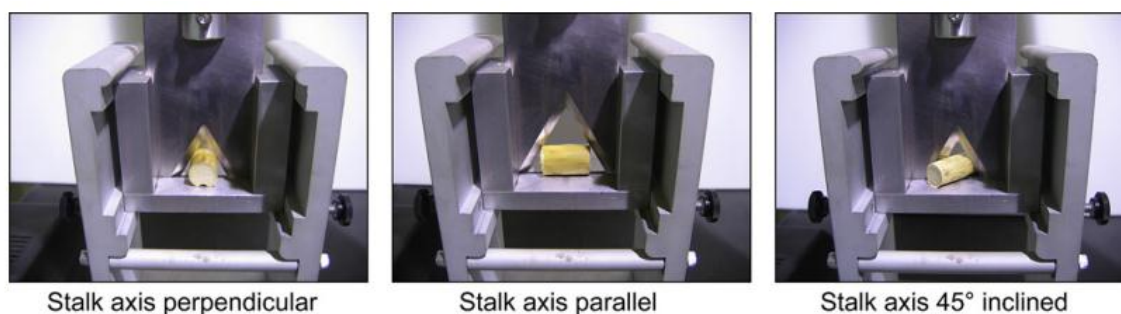
Hình 26. Sản phẩm thí nghiệm băm bằng dao bố trí dạng lưới [18]

Hình 27 minh họa kết quả thí nghiệm của Igathinathane và cộng sự. Nghiên cứu cho thấy chiều dày bó cây nguyên liệu cần cắt có ảnh hưởng đến ứng suất cắt gây đứt thân cây. Ứng suất cắt phá đứt cây cũng phụ thuộc mạnh vào độ ẩm của nguyên liệu. Giá trị ứng suất giới hạn này có thể được sử dụng để tính toán chi phí năng lượng cắt. Mô hình thí nghiệm và cách tiếp cận vấn đề của nghiên cứu có thể tham khảo để triển khai thí nghiệm cho cây nguyên liệu trong nước.



Hình 27. Năng lượng riêng khi cắt thân cây ngô với độ ẩm và khoảng cách khác nhau [18]

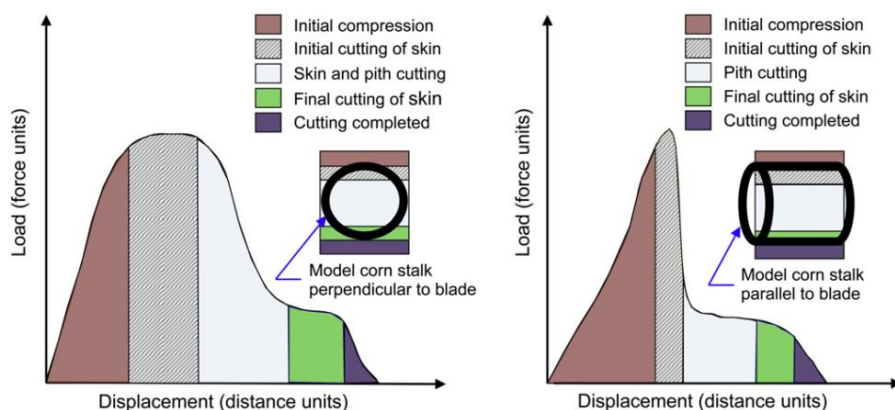
Trong một nghiên cứu khác, Igathinathane và cộng sự phát hiện ra rằng, góc gá dao khi cắt có ảnh hưởng mạnh đến tiêu hao năng lượng khi cắt [17]. Nghiên cứu cũng tiến hành đánh giá tiêu hao năng lượng khi lát cắt thực hiện ở đốt cây ngô hoặc ở giữa hai đốt cây. Hình 28 mô tả thiết bị và cách triển khai thí nghiệm của nghiên cứu này.



Hình 28. Thí nghiệm ảnh hưởng của góc cắt đến năng lượng riêng [17]

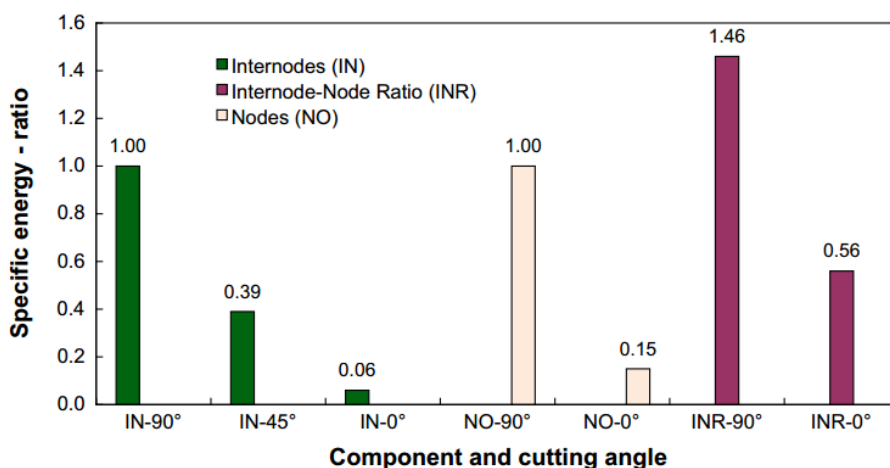
Thân cây ngô được giữ trong phòng thí nghiệm có nhiệt độ duy trì là 23°C, độ ẩm 55% trong 2 tháng sau khi thu hoạch. Độ ẩm nguyên liệu khi thí nghiệm là 15 đến 20% w.b.

Các mẫu được cắt dài 25 mm, bao gồm các đoạn chứa đốt và đoạn giữa các đốt. Quan hệ lực tác dụng và biến dạng ngang của mẫu thân cây ngô được thu thập và phân tích như minh họa trên Hình 29.



Hình 29. Quan hệ lực-biến dạng trong các giai đoạn cắt một mẫu thân cây ngô

Trong nghiên cứu này, năng lượng riêng (tác giả tính bằng tỷ số giữa tiêu hao năng lượng tổng chia cho diện tích mặt cắt). Theo báo cáo, tiêu hao năng lượng khi cắt đoạn giữa các đốt ngô với nguyên liệu khô vào khoảng 11,3 đến 23,5 kN/m², trong khi cắt các đốt là khoảng 8,6 đến 14,0 kN/m². Cắt dọc theo thân cây (góc cắt là 0 độ) có tiêu hao năng lượng ít nhất, chỉ bằng khoảng 6% so với cắt vuông góc (góc cắt bằng 90 độ). Góc gá dao 90 độ (lát cắt vuông góc với đường trục của cây nguyên liệu được khẳng định là đòi hỏi tiêu tốn lực cắt nhiều nhất (Hình 30).

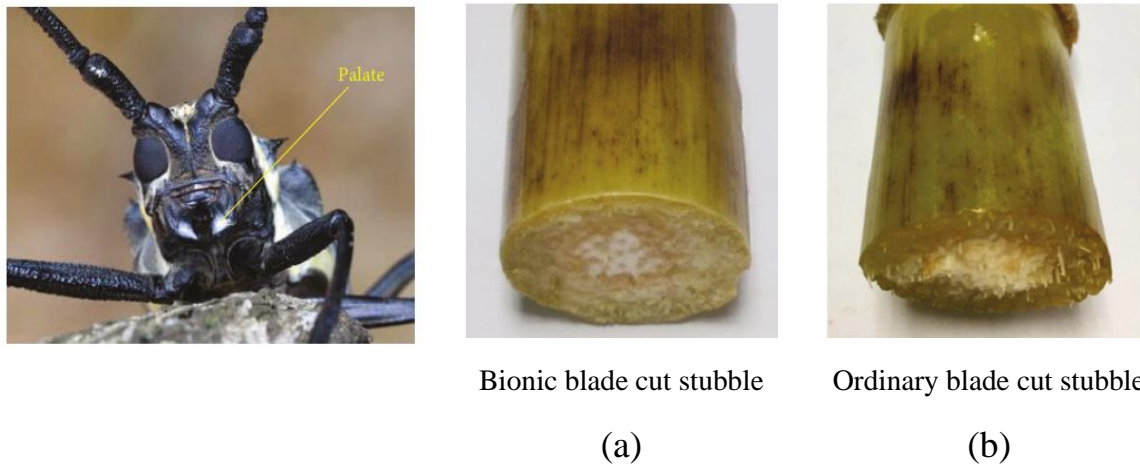


Hình 30. So sánh năng lượng riêng cho từng giá trị góc cắt [17]

Năm 2010, nhóm nghiên cứu của Elfatih [10] tiến hành nghiên cứu thực nghiệm nhằm đánh giá ảnh hưởng của một số thông số công nghệ của máy đến tiêu hao năng lượng khi băm rơm rạ. Kết quả nghiên cứu cho thấy, khi tăng tốc độ của dao cắt từ 56,6 lên 70,7 m/s sẽ làm giảm tiêu thụ năng lượng từ 9% đến 32,7%. Tương tự, công trình nghiên cứu của Alireza và cộng sự năm 2016, [11] cũng nhằm đánh giá tiêu hao năng lượng riêng. Các tác giả

đánh giá ảnh hưởng của giống lúa, tốc độ cắt và góc lưỡi cắt đến chi phí năng lượng riêng khi băm. Nghiên cứu được triển khai bằng thực nghiệm đơn yếu tố. Góc cắt được khảo sát ở 3 giá trị: 25°; 30° và 35°; góc gá dao được thay đổi 4 cấp độ là 25°; 30°; 35° và 40°. Tốc độ cắt được khảo sát ở 3 giá trị là 1,5; 2 và 2,5 m/s. Kết quả nghiên cứu cho thấy, khi tăng tốc độ cắt từ 1,5 lên 2,5 m/s, năng lượng riêng khi cắt tăng khoảng 77%. Giá trị tối ưu của tiêu thụ năng lượng được xác định khi cả góc cắt của dao và góc gá dao đều là 30°.

Một xu hướng thiết kế dao băm hiện đại là mô phỏng (bắt chước) các kết cấu của tự nhiên. Nổi bật nhất gần đây là thiết kế dao băm thân cây ngô và cây nông nghiệp khác của Tian và cộng sự [29] dựa trên nguyên tắc mô phỏng lưỡi cắt của con xén tóc.



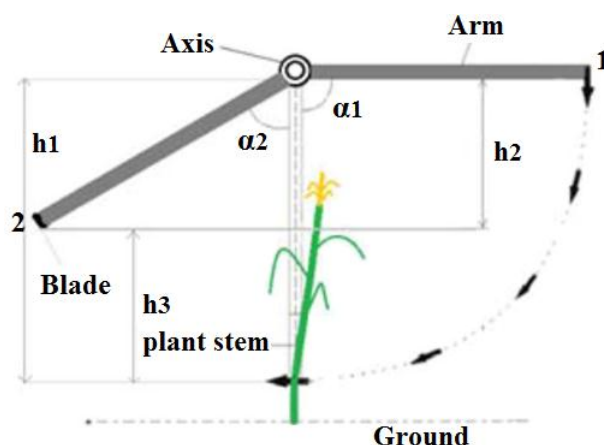
Hình 31. Lưỡi xén của con xén tóc và kết quả cắt thử thân cây ngô bằng lưỡi cắt bắt chước [29] a) cắt bằng dao kiểu xén tóc; b) cắt bằng dao truyền thống

Phương trình lưỡi cắt hiệu quả: $y = 0,007x^4 - 0,031x^3 + 0,114x^2 - 0,546x$, trong đó, y là tọa độ đường cong lưỡi cắt, tính theo vị trí điểm lưỡi dao x .

Kết quả nghiên cứu cho thấy, dao thiết kế theo hình dạng răng của con xén tóc cho ra lát cắt phẳng hơn. Kết quả nghiên cứu cho thấy, dao cắt mới làm giảm lực cắt và năng lượng riêng khi cắt lần lượt là 12,89% và 10,73%.

Thí nghiệm của M. Azadbakht công bố năm 2014 sử dụng thiết bị tạo năng lượng dạng con lắc, dựa trên nguyên tắc bảo toàn năng lượng, tương tự như của máy thử độ dai va chạm để đánh giá ảnh hưởng của độ ẩm đến năng lượng tiêu hao khi cắt dạng băm [20]. Nguyên tắc đánh giá được minh họa

trên Hình 32 . Dựa trên nguyên lý biến đổi thế năng thành động năng và ngược lại, các thông số về khối lượng, kích thước của cánh tay đòn con lắc mang dao cắt được sử dụng để tính toán năng lượng tiêu hao khi cắt đứt một thân cây ngô. Kết quả cho thấy, năng lượng tiêu hao khi cắt lớn nhất là 3,22 kJ khi độ ẩm cây ngô vào khoảng 63% w.b. Năng lượng tiêu hao nhỏ nhất vào khoảng 1,63 kJ khi độ ẩm cây ngô vào khoảng 83,25% w.b.



Hình 32. Thí nghiệm đánh giá năng lượng tiêu hao khi cắt bằm thân cây ngô [20]

Dao cắt dạng răng cưa khi bằm thân cây dâm bụt Ấn Độ với các kích cỡ đường kính và độ ẩm khác nhau cũng đã được khảo sát để xác định ảnh hưởng của tốc độ cắt đến mô men và công suất tiêu hao khi cắt [23]. Các thí nghiệm được tiến hành với các tốc độ 400; 500; 600 và 700 vòng/ phút. Kết quả cho thấy tốc độ cắt ảnh hưởng mạnh đến mô men và công suất cắt. Tốc độ cắt tỷ lệ thuận với tiêu hao năng lượng riêng, còn mô men cắt tỷ lệ nghịch với độ ẩm trong thân cây nguyên liệu. Khi tăng tốc độ quay từ 400 lên 700 vòng/ phút sẽ làm giảm mô men cắt từ 1,91 Nm xuống còn 1,49 Nm. Khi độ ẩm cao trên 35%, mô men cắt giảm rõ rệt.

Một cách tiếp cận khác để cung cấp dữ liệu cho tính toán bộ phận bằm thái là xác định ứng suất cắt cho thân cây nguyên liệu. Nhóm nghiên cứu của Tabatabaee và cộng sự [28] thiết kế và chế tạo hệ thống thiết bị thí nghiệm đo ứng suất cắt cho cây lúa trồng ở Iran.

Kết quả công bố cho thấy, lực cắt cần thiết tăng khi mật cắt ngang của bó cây nguyên liệu tăng, lực cắt giảm khi độ ẩm cây nguyên liệu tăng. Giá trị ứng suất bền cắt tĩnh lớn và nhỏ nhất 1629 và 1429 kPa. Giá trị ứng suất bền cắt động lớn và nhỏ nhất lần lượt là 187,4 và 144 kPa. Độ bền cắt giảm từ 234,4 kPa

xuống 134,4 kPa khi tăng tốc độ cắt từ 0,5 đến 1,5 m/s. Góc gá dao và dạng dao không thấy có ảnh hưởng đáng kể đến độ bền cắt của thân cây lúa.

1.4. Kết luận chương

Chương này đã thực hiện nghiên cứu tổng quan về cơ sở lý thuyết băm thái, các kết cấu máy băm thường dùng và một số hệ thống thiết bị thí nghiệm trong lĩnh vực băm thái cây nông nghiệp. Các nghiên cứu về giảm năng lượng đều thông qua giảm lực cắt. Các thiết bị thí nghiệm nghiên cứu về giảm lực cắt, giảm năng lượng tiêu hao thường không cùng kết cấu với các máy băm thương mại trên thị trường. Một số nghiên cứu phỏng theo sinh học cho lực cắt giảm xong giá thành chế tạo đắt và khó áp dụng được vào thực tiễn.

Qua khảo sát thực tế cho thấy, đến nay, các máy chế biến nông lâm sản trong nước hầu như được sản xuất bằng cách sao chép các mẫu máy nước ngoài. Sự tham gia của các nhà khoa học trong các trường đại học vào quá trình nghiên cứu, phát triển các máy móc thiết bị phục vụ nông nghiệp hiện còn rất hạn chế. Một trong những nguyên nhân chủ yếu là thiếu công cụ để triển khai nghiên cứu và thực nghiệm. Cụ thể là: Việc tiến hành khảo sát, đánh giá trên các máy thực rất khó khăn khi triển khai lắp đặt các thiết bị đo. Nhiều máy thiết kế có công suất lớn và do đó năng lượng tiêu thụ lớn dẫn đến tốn kém khi triển khai thí nghiệm. Đặc biệt, việc thay đổi các thông số đầu vào, chẳng hạn góc trượt, góc cấp phôi, loại dao, hướng cắt, hướng cấp phôi liệ... trên một máy băm thái thực tế theo yêu cầu của các bước thí nghiệm cũng rất khó khăn, thậm chí không khả thi và rất tốn kém. Do vậy, đề tài này dự kiến triển khai việc thiết kế, chế tạo thiết bị thí nghiệm có kích cỡ nhỏ, phù hợp quy mô phòng thí nghiệm được phát triển dựa trên một máy băm cắt thân cây nông nghiệp thương mại thông dụng trên thị trường. Bằng cách thay đổi tối thiểu một số kết cấu cơ khí và bổ sung các thiết bị đo cần thiết, thiết bị thí nghiệm vừa có thể tiến hành băm cắt bình thường như chức năng của máy thương mại, vừa có thể thu thập đầy đủ các dữ liệu cần thiết phục vụ nghiên cứu, là hướng nghiên cứu cần giải quyết trong các chương tiếp theo.

CHƯƠNG 2

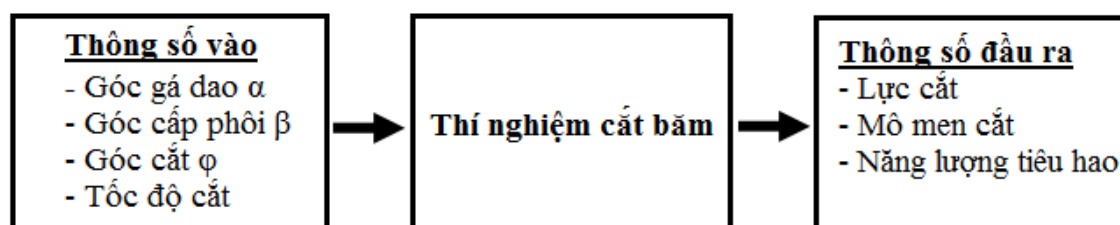
THIẾT KẾ, CHẾ TẠO HỆ THỐNG THÍ NGHIỆM NGHIÊN CỨU MÁY BẮM MỘT SỐ LOẠI THÂN CÂY NÔNG NGHIỆP

2.1. Các yêu cầu thiết kế, chế tạo hệ thống thí nghiệm

Yêu cầu chung của một thiết bị thí nghiệm bao gồm: khả năng dễ dàng điều khiển các thông số vào; cho phép thu thập chính xác và thuận tiện các thông số đầu ra, phản ánh sát thực với quá trình làm việc thực tế của các máy thương mại tương tự. Với bài toán khảo sát động lực học nhằm tối ưu hóa năng lượng tiêu hao trong quá trình băm cắt phụ phẩm cây nông nghiệp, các yêu cầu đặt ra là:

- Cho phép thay đổi các góc tương quan giữa thân cây và dao cắt;
- Cho phép điều chỉnh vô cấp vận tốc cắt;
- Có chức năng thu thập dữ liệu về lực cắt, mô men cắt, năng lượng cắt cần thiết.

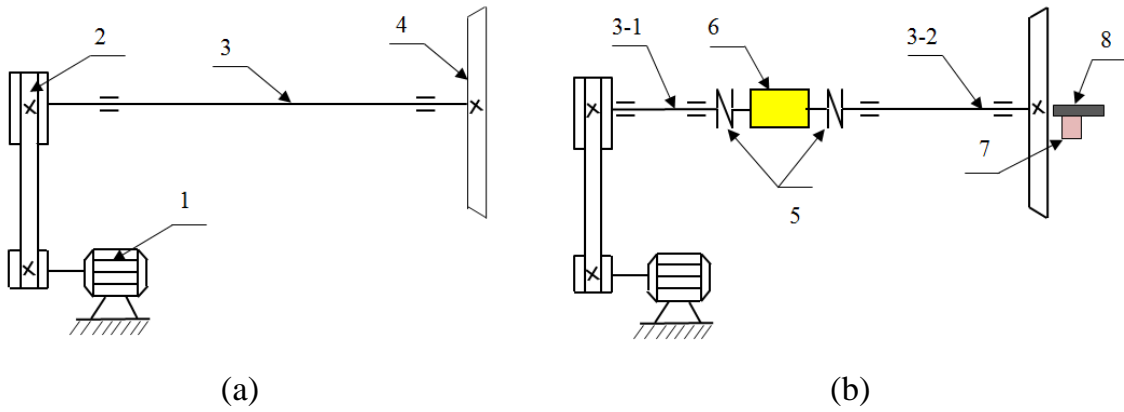
Các thông số vào-ra phục vụ bài toán nghiên cứu thực nghiệm máy băm cắt phụ phẩm cây nông nghiệp được minh họa như sơ đồ trên Hình 33.



Hình 33. Sơ đồ thí nghiệm cần thực hiện

2.2. Thiết kế kết cấu

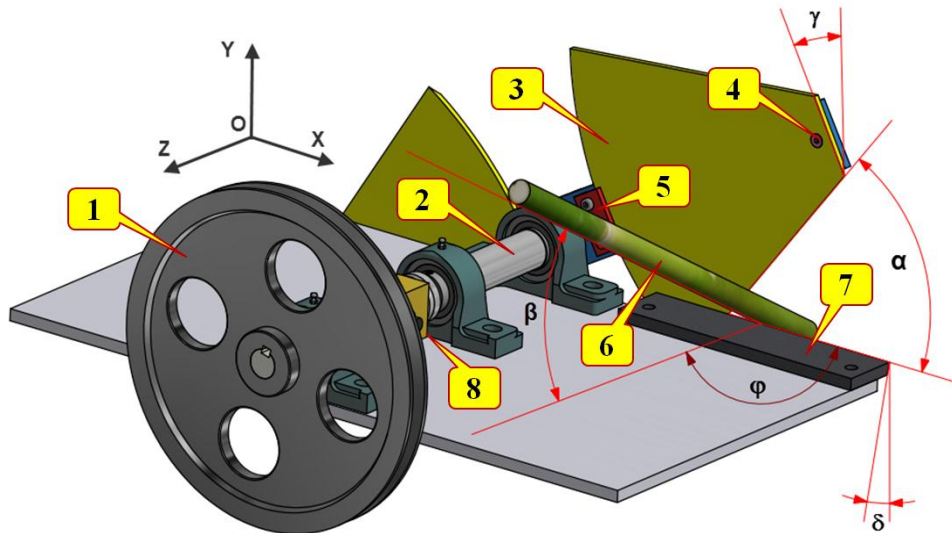
Một kết cấu thiết bị thí nghiệm cắt băm sử dụng dạng dao quay được đề xuất như minh họa trên Hình 34b. Trên Hình 34b, trục dẫn động gồm hai đoạn trục (3-1) và (3-2) truyền chuyển động từ động cơ (1) qua bộ truyền đai (2) và mô men cho đĩa dao phẳng (4). Cảm biến đo mô men xoắn (Torque sensor) (6) được lắp giữa hai đoạn trục (3-1) và (3-2) nhờ khớp nối (5). Một cảm biến đo lực được lắp bên dưới dao kê (8). Kết cấu này rất tương tự kết cấu một máy băm thương mại dùng dao phẳng quay như minh họa trên Hình 34a.



Hình 34. Sơ đồ nguyên lý truyền động thiết bị bấm cắt
a) Kết cấu máy thương mại sẵn có, b) Kết cấu đề xuất.

Quan sát Hình 34, có thể thấy sơ đồ đề xuất chỉ khác sơ đồ kết cấu của máy thương mại sẵn có ở kết cấu trục 3 và tấm kê 8. Bên cạnh yêu cầu bổ sung đầu đo momen (6) cho trục 3, cần xử lý kết cấu tấm kê sao cho lực bấm có thể truyền đến đầu đo lực (7). Quan phân tích về kết cấu cơ khí, việc phát triển thiết bị thí nghiệm từ máy bấm thương mại hiện có là rất khả thi. Điều này không những tiết kiệm được kinh phí nếu chế tạo toàn bộ kết cấu cho một máy bấm đơn chiếc, mà còn cho phép thu thập, phân tích và đánh giá các tồn tại và đề xuất hướng cải tiến các máy bấm thương mại hiện có. Sơ đồ kết cấu trên Hình 34a được phát triển thành dạng 3D như Hình 35.

Trên Hình 35 mô men xoắn từ động cơ truyền đến bánh đai bị động (1), qua trục (2) truyền đến dao cắt (3). Dao được gá trên cánh gá nhờ vít cố định (4) và má kẹp (5), cho phép thiết lập góc gá dao α ở vị trí bất kỳ. Thân cây nguyên liệu cần cắt (6) nằm giữa dao cắt (3) và tấm kê (7), có góc cấp phôi β cũng được thiết đặt tùy ý khi thí nghiệm nhờ một máng dẫn (Xem Hình 40b). Góc bấm φ cũng có thể dễ dàng thiết đặt khi thí nghiệm.



Hình 35. Mô hình 3D minh họa các thông số góc độ của dao và phôi trong quá trình cắt

Trên Hình 35 cũng minh họa góc sắc của dao cắt γ và góc sắc của dao kê δ . Các góc này được cố định trong một bộ thí nghiệm, nhưng cũng có thể thay đổi bằng cách sử dụng các bộ dao khác nhau. Đầu đo mô men (8) được gá đặt như một khớp nối cho trục (2), truyền mô men từ bánh đai (1) sang dao (3).

2.3. Lựa chọn các thiết bị đo

Đầu đo lực Kistler 9712A500 có phạm vi đo 2224,11 N (500 lbf), độ nhạy 2,472054 mV/N (11 mV/lbf) được sử dụng để thu thập giá trị lực cắt. Lực cắt thông qua cây nguyên liệu tác động lên đầu đo được chuyển đổi thành tín hiệu điện áp. Mômen cắt truyền qua đầu đo mô-men RTT-200 của hãng hiệu Sturtevant Richmant. Đầu đo này có phạm vi đo 338,95 Nm (3000 inch-pounds), độ nhạy 2 mV/V. Tín hiệu từ các đầu đo được kết nối với bộ xử lý tín hiệu NI-SCC68, sau đó được lưu trữ vào máy tính thông qua bộ thu thập dữ liệu USB-6008 và phần mềm NI-Labview Signal Express. Đồng hồ đo điện đa năng Smart Power Meter PZEM-021 được sử dụng để đo công suất và năng lượng tiêu thụ khi cắt. Thiết bị này cho phép đo công suất đến 4500 W với độ phân giải 1W, đo năng lượng tiêu thụ đến 9999 Wh với độ phân giải 1Wh. Để đo công suất cắt và năng lượng tiêu thụ, cần đấu động cơ kèm bộ biến đổi điện áp và nắn dòng với đầu ra của thiết bị đo điện đa năng. Đầu vào của thiết bị đo điện được kết nối với nguồn cấp 220 V.



Hình 36. Kistler 9712A500

Bảng 1. Thông số kỹ thuật của cảm biến lực

Kí hiệu	Type 9712A500
Phạm vi đo (Measuring range)	N [lbf]
Độ nhạy (Sensitivity)	mV/lbf [mV/N]



Hình 37. Cảm biến mô men RTT-200

Bảng 2. Thông số kỹ thuật của cảm biến mô men RTT-200

Part No	Model	in.lbs	ft.lbs	Nm	kgf.cm
10112	RTT-100I	10-100		1.2-12	15-115
10113	RTT-300I	30-300	2.5-25	3.5-35	35-350
10114	RTT-50	60-600	5-50	6.8-68	69.1-691
10115	RTT-100	120-1200	10-100	13.6-136	138-1382
10116	RTT-200	240-2400	20-200	27.1-271	277-2765
10117	RTT-350	420-4200	35-350	47.5-475	484-4839
10118	RTT-700	840-8400	70-700	95-950	968-9678



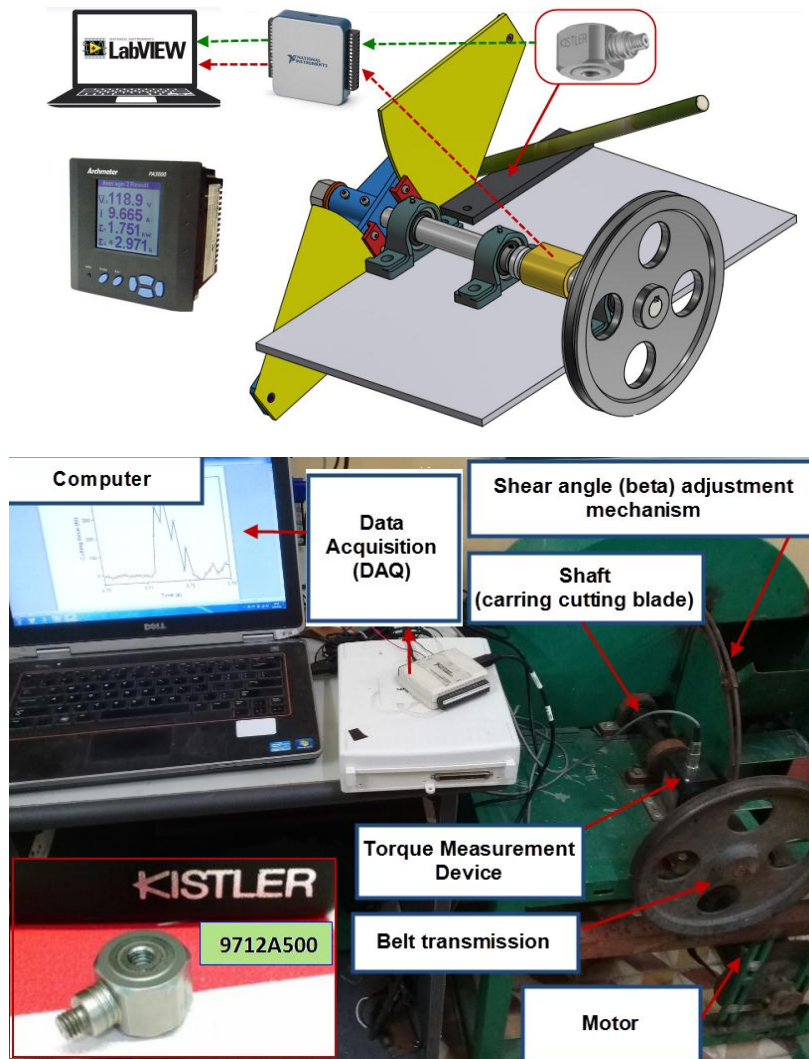
Hình 38. Thiết bị thu thập dữ liệu NI USB-6008

Bảng 3. Thông số kỹ thuật của NI USB-6008

Kí hiệu	NI-USB 6008
Chuẩn kết nối	USB
Hỗ trợ hệ điều hành	Windows, Linux, Mac, Pocket PC
Đọc tín hiệu Analog	
Số kênh	8
Tốc độ lấy mẫu	10 kS/s
Độ phân giải	12 bits
Ngưỡng điện áp	± 10 V

Thiết bị Smart power meter PA3000 được sử dụng để đo công suất và năng lượng tiêu thụ khi băm cắt cây nguyên liệu. Đồng thời, trị số của công suất và năng lượng tiêu thụ có thể được đánh giá tức thời khi thay đổi các thông số cắt.

Sơ đồ minh họa quá trình kết nối thu thập dữ liệu thí nghiệm được trình bày trên Hình 39.



Hình 39. Sơ đồ minh họa kết nối thiết bị thu thập dữ liệu thí nghiệm

2.4. Chế tạo, lắp ráp kết cấu cơ khí

Máy thí nghiệm được hiện thực hóa bằng cách chỉnh sửa và bổ sung kết cấu của một mẫu máy băm cắt thương mại dùng dao quay kiểu đĩa, loại nhỏ, dùng động cơ 1,5 kW. Trục mang dao, đĩa quay và dao cắt đều được thay thế bằng kết cấu mới thiết kế theo sơ đồ kết cấu đã hiệu chỉnh.

Hình 40 minh họa ảnh chụp một số kết cấu thực của thiết bị đã được cải tiến. Các chi tiết trên Hình 40 được đánh số giống như trên Hình 35 để tiện theo dõi. Dao cắt (3) được chế tạo hình dẻ quạt để có thể điều chỉnh thay đổi góc gá dao α . Lưu ý rằng các dao cắt trên máy cắt thương mại thường có dạng thanh thẳng, được gắn cố định trên thanh đỡ gá vuông góc với trục quay, tạo thành góc α cố định khoảng 0° . Góc cấp phôi được điều chỉnh nhờ sử dụng kết cấu rãnh xoay (9) như minh họa trên Hình 40b.

Bảng 4

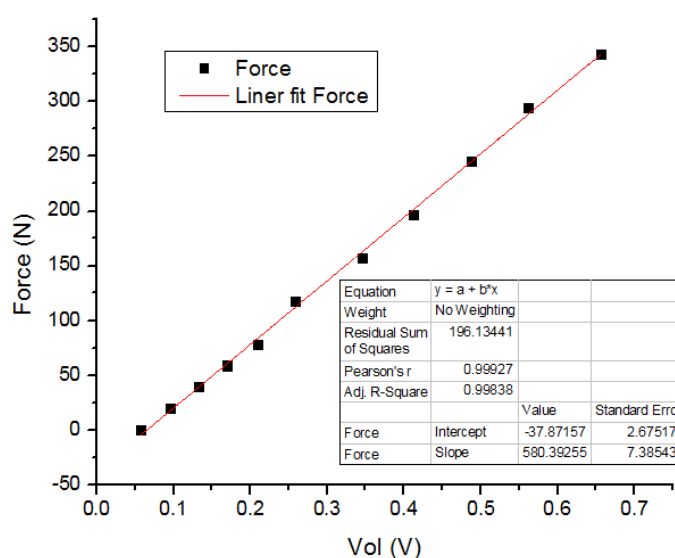
Bảng 4. Thống kê các giá trị thí nghiệm

Khối lượng (Kg)	Lực (N)	Điện áp (V)
0	0	0.05704
2	19.62	0.09629
4	39.24	0.13304
6	58.86	0.17069
8	78.48	0.20974
12	117.72	0.25796
16	156.96	0.34548
20	196.2	0.41297
25	245.25	0.48734
30	294.3	0.56172
35	343.35	0.65607

Tiến hành hồi quy bậc nhất để xác định các hệ số của phương trình bậc nhất quy đổi giá trị điện áp thu được từ cảm biến đo mô men và giá trị của lực tác dụng dưới dạng sau:

$$F = a.U + b \quad (2.16)$$

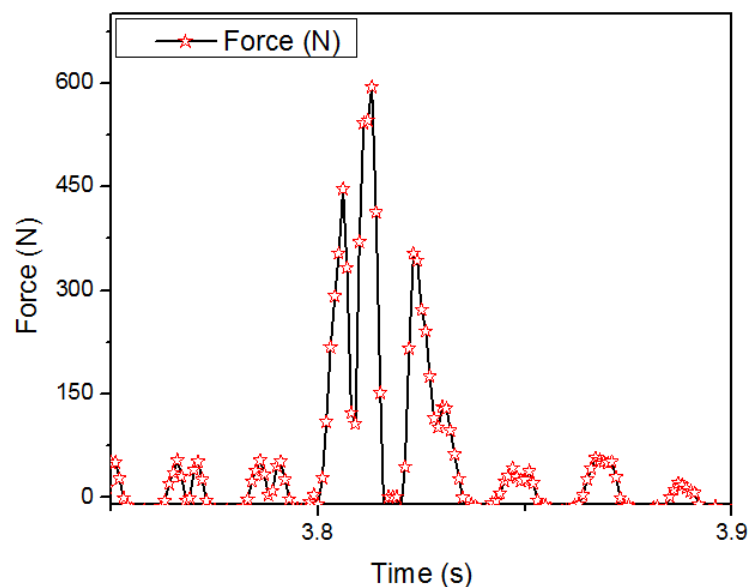
Trong đó: U là trị số điện áp thu được từ cảm biến, a và b các hệ số hồi quy.



Hình 41. Kiểm chuẩn thiết bị đo mô men

Kết quả hồi quy được minh họa trên Hình 41. Công thức quy đổi thu được có dạng:

$$\text{Lực (N)} = -37,87157 + 580,39255 \cdot \text{Điện áp (V)} \quad (2.2)$$

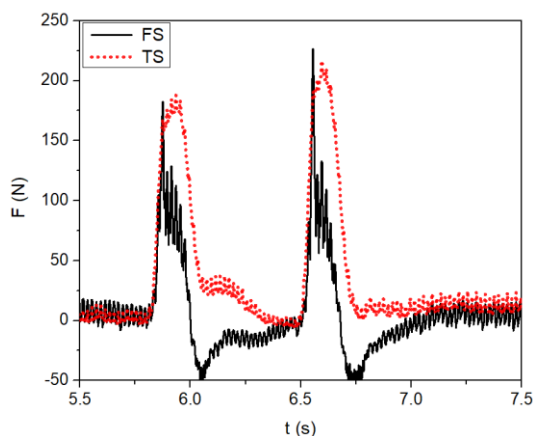


Hình 42. Trị số lực cắt khi $\alpha = 15^0$ và $\beta = 0^0$

Hình 42 mô tả kết quả thử nghiệm đo trị số lực cắt tức thời khi cắt cây ngô với thiết lập góc $\alpha = 15^0$ và $\beta = 0^0$.

2.5.2. So sánh lực đo bằng hai cảm biến

Tiến hành thí nghiệm bằng cách tạo mô men xoắn truyền đến trục mang dao với tốc độ chậm. Lực phát sinh khi cắt được thu thập đồng thời từ cả hai đầu đo. Hình 43 minh họa kết quả diễn biến lực đo bằng hai đầu đo tại hai thời điểm cắt thân cây.



Hình 43. So sánh lực đo bằng hai cảm biến

Trên Hình 43 giá trị lực thu được từ đầu đo lực động được ký hiệu FS (Force Sensor), giá trị lực thu được từ đầu đo mô men được ký hiệu là TS (Torque Sensor). Có thể nhận thấy tại thời điểm xảy ra quá trình cắt, lực đo bằng cả hai đầu đo đều tăng nhanh. Giá trị lực lớn nhất đo được của lực cắt đo bằng hai đầu đo xấp xỉ nhau. Như vậy, cả hai đầu đo đều phản ánh tin cậy lực cắt thân cây. Trong các thí nghiệm dự kiến sẽ thực hiện tiếp sau, đầu đo lực sẽ được dùng để đo lực cắt, còn đầu đo mô men sẽ được sử dụng để kiểm chứng tác động của quán tính khi quay của hệ thống.

2.6. Kết luận chương

Chương này đã trình bày các nguyên tắc thiết kế, phương án kết cấu được lựa chọn và kết quả chế tạo, vận hành và đo kiểm các thiết bị đo. Máy thí nghiệm được hiện thực hóa bằng cách chỉnh sửa và bổ sung kết cấu của một mẫu máy băm cắt thương mại loại nhỏ, dùng động cơ 1,5 kW. Máy thí nghiệm đã được vận hành thử, cho phép tùy biến các thông số sau: tốc độ quay từ 5 đến 2000 vòng/phút, góc gá dao và góc cấp phôi thay đổi từ 0 đến 80 độ. Các giá trị này đều có thể điều chỉnh vô cấp, đáp ứng yêu cầu tùy đặt các giá trị biến thí nghiệm. Các cảm biến đo đã được kiểm chuẩn và xác định hệ số quy đổi thực. Như vậy, thiết bị đã sẵn sàng đáp ứng các yêu cầu triển khai thí nghiệm nghiên cứu. Chương tiếp theo sẽ trình bày một số kết quả nghiên cứu thực nghiệm nhằm khẳng định khả năng triển khai thí nghiệm, thu thập và phân tích kết quả thu được từ máy thí nghiệm đã chế tạo.

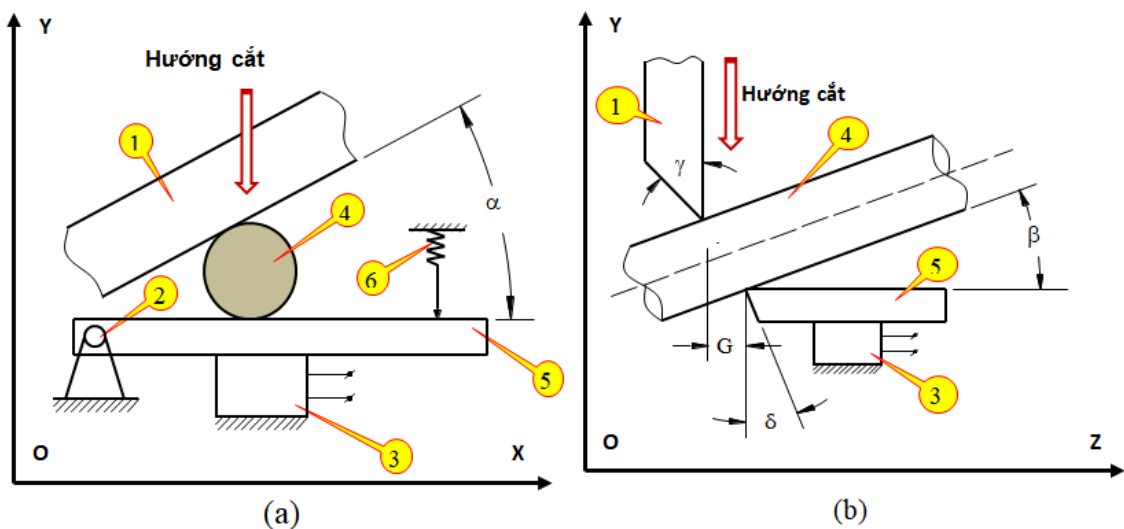
CHƯƠNG 3

THỰC NGHIỆM, VẬN HÀNH VÀ KẾT QUẢ THÍ NGHIỆM

3.1. Nguyên tắc vận hành thí nghiệm

3.1.1. Thiết lập các thông số đầu vào

Hình 44 mô tả chuyển động của dao cắt cạnh thẳng (1) theo chiều mũi tên lớn, màu đỏ đang cắt thân cây ngô (4). Góc gá dao α được đo trong mặt XOY là góc hợp bởi lưỡi dao với đường thẳng vuông góc với phương chuyển động cắt. Trong nhiều tài liệu nước ngoài, góc này hay được gọi là góc tiếp cận – approach angle. Trên mặt phẳng chiếu cạnh YOZ (Hình 44b), góc cấp phôi β được định nghĩa là góc giữa trục cây ngô với đường vuông góc với phương chuyển động cắt. Trên Hình 44b cũng mô tả hai góc: góc sắc γ và góc vát của dao kê δ .

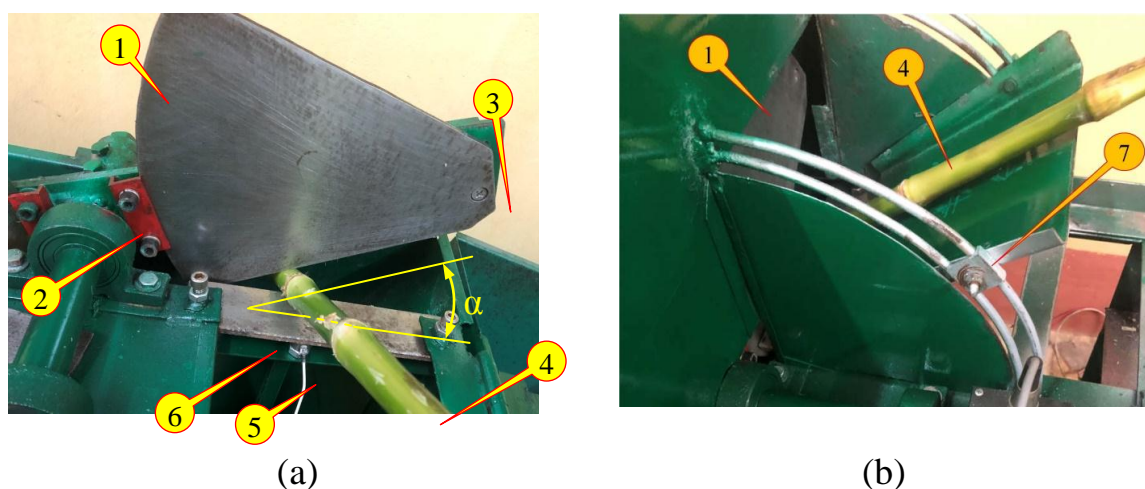


Hình 44. Các thông số góc độ cho thiết bị thí nghiệm đề xuất

a) Góc nhìn phía trước; b) Góc nhìn bên cạnh

Hình 45 thể hiện kết cấu để thay đổi các thông số đầu vào cho quá trình cắt thí nghiệm cây ngô. Với kết cấu lưỡi dao dạng hình quạt (1) được gá giá dao bằng vít (3) và má kẹp (2) (Hình 45a). Nhờ khả năng xoay tương đối quanh vít (3), có thể thiết lập góc gá dao α cho các thí nghiệm α nhận các giá trị bất kỳ theo ý muốn trong khoảng từ 0 đến 80°. Hình 45b minh họa khả năng điều chỉnh góc cấp phôi β giữa cây ngô (4) và mặt phẳng chuyển động của dao cắt (1) nhờ má điều chỉnh (7). Với kết cấu này góc β có thể tùy chỉnh trong khoảng từ 0° ÷ 80°. Điều này cho phép tiến hành thí nghiệm khảo sát

với các dải thông số đầu vào đủ rộng, là cơ sở để xác định được trị số các góc α và β hợp lý đáp ứng mục tiêu nghiên cứu là giảm lực và năng lượng tiêu hao khi cắt.



Hình 45. Kết cấu thay đổi góc gá dao và góc cấp phôi a) Mặt trước; b) Mặt bên

3.1.2. Các kế hoạch thí nghiệm

Ba bộ thí nghiệm được triển khai thực hiện: 1) thực nghiệm khảo sát nhằm đánh giá ảnh hưởng của các thông số chính đến lực cắt; 2) thực nghiệm tối ưu hóa tìm bộ giá trị thiết lập thông số vào nhằm thu được lực cắt nhỏ nhất và 3) thực nghiệm đánh giá ảnh hưởng của các thông số khi cắt tốc độ cao.

Thực nghiệm khảo sát được thiết kế theo kế hoạch thí nghiệm sàng lọc với ba biến đầu vào, bao gồm: góc gá dao α , góc cấp phôi β và khe hở giữa dao kê và dao cắt G.

Thực nghiệm tối ưu hóa được tiến hành với vận tốc cắt thấp (quay chậm 5 vòng/phút) nhằm đánh giá khả năng thực thi bài toán thực nghiệm tối ưu hóa, chưa xét đến tốc độ cắt. Hai thông số vào được khảo sát là góc gá dao và góc cấp phôi, hàm mục tiêu là lực cắt.

Thực nghiệm đánh giá khi cắt tốc độ cao được khảo sát với ba biến thí nghiệm là góc gá dao, góc cấp phôi và tốc độ cắt. Bước thực nghiệm này nhằm đánh giá khả năng đáp ứng các yêu cầu thu thập dữ liệu thí nghiệm của máy thí nghiệm khi chạy động cơ, giống với điều kiện vận hành của các máy bầm trong thực tế.

Các kết quả phân tích ba bộ thí nghiệm trên sẽ được trình bày trong các phần tương ứng tiếp sau.

3.2. Thực nghiệm sàng lọc

Các thí nghiệm sàng lọc được thực hiện để xác định các biến có ảnh hưởng mạnh đến hàm mục tiêu. Thí nghiệm sàng lọc giúp giảm số lượng các biến đầu vào không có ảnh hưởng đáng kể nhằm tiết kiệm thời gian và chi phí thí nghiệm. Tốc độ quay của trục mang dao được cố định là 5 vòng/ phút, tương ứng với tốc độ cắt khoảng 0,13 m/s.

Trong nghiên cứu này, các thí nghiệm sàng lọc đã được thực hiện theo một kế hoạch thí nghiệm hai mức với ba yếu tố: Góc gá dao, Góc cấp phôi và khe hở. Đây là các thông số được nhiều nghiên cứu trước đánh giá là có ảnh hưởng đáng kể. Giá trị mã hóa và giá trị thực của các yếu tố được mô tả trong Bảng 5. Mỗi bộ thí nghiệm gồm 8 lần chạy được lặp lại 3 lần nhằm loại bỏ các sai số thí nghiệm, yếu tố ngẫu nhiên, may mắn [4].

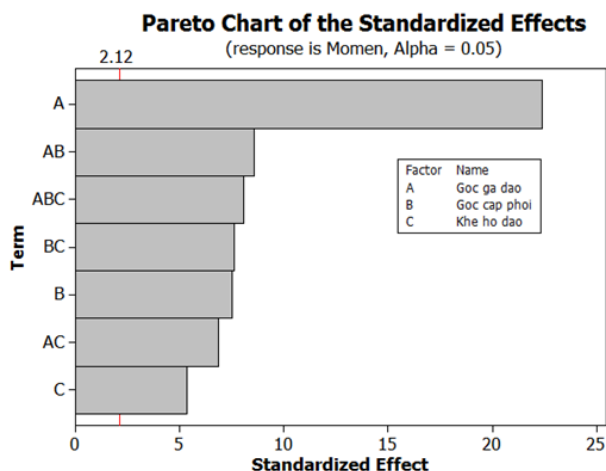
Bảng 5. Các yếu tố thí nghiệm trong thí nghiệm sàng lọc

Giá trị mã hóa	Góc dao (°)	Góc tiếp phôi (°)	Khe hở (mm)
Thấp (-1)	0	0	1
Cao (+1)	60	50	2

Kết quả thu được sau đó được xử lý bằng kỹ thuật phân tích phương sai (ANOVA). Biểu đồ Pareto được sử dụng để xác định mức độ ảnh hưởng của từng yếu tố.

Trên đồ thị Hình 46, ảnh hưởng tương tác giữa các yếu tố Minitab sử dụng giá trị mức ý nghĩa α để vẽ đường giới hạn (có hoành độ 2.12 trên đồ thị) của vùng loại bỏ giả thuyết ảo. Các giá trị ảnh hưởng (đã chuẩn hóa) được biểu diễn dưới dạng các thanh nằm ngang. Ta thấy các yếu tố đều vượt qua bên phải đường giới hạn, như vậy các yếu tố đều có ảnh hưởng đáng kể. Đồ thị cho thấy yếu tố A (góc gá dao) có ảnh hưởng lớn nhất, tiếp theo ảnh hưởng thứ hai là yếu tố AB (tương tác giữa góc gá dao và góc cấp phôi); ảnh hưởng thứ ba là yếu tố ABC (tương tác giữa góc gá dao, góc cấp phôi và khe hở giữa dao băm và dao kê); ảnh hưởng thứ tư là yếu tố BC (tương tác giữa góc cấp phôi và khe hở giữa dao băm và dao kê); thứ năm là yếu tố B (góc cấp phôi);

thứ sáu là yếu tố AC (tương tác giữa góc gá dao và khe hở giữa dao băm và dao kê) và cuối cùng là C (khe hở dao).



Hình 46. Ảnh hưởng tương tác giữa các yếu tố

Nhận thấy yếu tố khe hở giữa dao kê và lưỡi cắt không ảnh hưởng lớn đến lực cắt so với hai yếu tố góc gá dao và góc cấp phôi. Trong thực tế, thiết lập chính xác khe hở này trong khoảng thông dụng (nhỏ hơn 1 mm) là rất khó khăn. Vì vậy, trong các thí nghiệm tiếp sau, khe hở giữa dao kê và dao cắt được cố định ở mức 0,5 mm.

3.3. Thực nghiệm tối ưu hóa lực cắt

Thực nghiệm tối ưu hóa lực cắt được tiến hành qua ba bước: 1) thí nghiệm khởi đầu; 2) xuống dốc tìm vùng cực tiểu và 3) thực nghiệm tối ưu hóa với hàm mục tiêu là lực cắt. Hai biến thí nghiệm được sử dụng là góc gá dao α và góc cấp phôi β .

3.3.1. Thí nghiệm khởi đầu

Thí nghiệm khởi đầu được thực hiện nhằm xây dựng mô hình biểu diễn quan hệ giữa các biến thí nghiệm đã được lựa chọn sau bước thí nghiệm khảo sát với hàm mục tiêu. Phân tích kết quả thí nghiệm khởi đầu sẽ cho phép ta xác định giá số cho từng biến để tiến nhanh đến khu vực chứa điểm cực trị của hàm mục tiêu.

Với mục tiêu đặt ra là tìm bộ giá trị thông số tối ưu của các biến thí nghiệm sao cho thu được lực cắt nhỏ nhất, nên cần tiến hành tiến trình xuống dốc. Giá trị của hai biến thí nghiệm trong thí nghiệm khởi đầu được thể hiện trong Bảng 6.

Bảng 6. Các yếu tố thí nghiệm trong thí nghiệm khởi đầu

<i>Giá trị mã hóa</i>	Góc gá dao (°)	Góc cấp phôi (°)
Thấp (-1)	0	0
Cao (+1)	10	10

Các thí nghiệm được lặp 3 lần. Kết quả được trình bày trong Bảng 7

Bảng 7. Kết quả thí nghiệm khởi đầu

TT chuẩn	TT chạy	Góc gá dao (°)	Góc cấp phôi (°)	Lực cắt (N)
1	9	0	0	348.74
2	12	10	0	189.14
3	6	0	10	232.11
4	11	10	10	198.35
5	7	0	0	351.81
6	3	10	0	201.42
7	5	0	10	247.46
8	1	10	10	195.28
9	8	0	0	370.23
10	2	10	0	207.56
11	10	0	10	222.91
12	4	10	10	210.63

Tiến hành phân tích bằng phần mềm MiniTab, thu được kết quả như minh họa trong Bảng 8.

Bảng 8. Kết quả phân tích thí nghiệm khởi đầu

Terms	Effect	Coef	SE Coef	T-Value	P-Value	VIF
Constant		248.0	10.8	22.99	0.000	
Góc gá dao	-95.1	-47.6	10.8	-4.41	0.002	1.00
Góc cấp phôi	-60.4	-30.2	10.8	-2.80	0.021	1.00

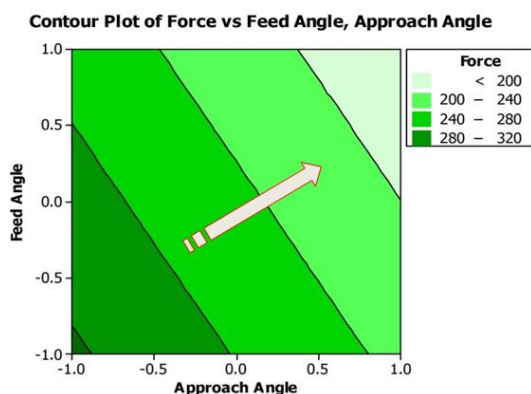
Như trình bày trong Bảng 8, phương trình mô tả hàm lực cắt có thể viết:

$$F_c = 248 - 47,6 \cdot x_1 - 30,2 \cdot x_2 \quad (3.1)$$

Kết quả này sẽ được sử dụng để xác định hướng thí nghiệm xuống dốc.

3.3.2. Thực nghiệm xuống dốc tìm vùng cực tiểu

Hình 47 minh họa các đường mức của hàm bề mặt F_c theo các biến góc gá dao x_1 và góc cấp phôi x_2 .



Hình 47. Biểu đồ đường đồng mức của lực cắt

Để thực hiện các thí nghiệm nhằm tiến nhanh đến vùng chứa cực trị của hàm mục tiêu là lực cắt (hướng mũi tên trên Hình 47), giá số giá trị mỗi biến sau từng bước cần được phối hợp theo quy luật dựa trên quan hệ phương trình (3.1) [4]. Do tiến hành thí nghiệm xuống dốc, nên dấu của các giá số cho mỗi biến thí nghiệm được lấy ngược với dấu trong phương trình. Theo đó, nếu chọn giá số cho biến x_1 (góc gá dao) là một đơn vị mã hóa, thì giá số cho biến x_2 (góc cấp phôi) được xác định như sau:

$$\Delta x_2 = \frac{b_2}{b_1} \Delta x_1 = \frac{-30,2}{-47,6} \cdot 1 = 0,63 \quad (3.2)$$

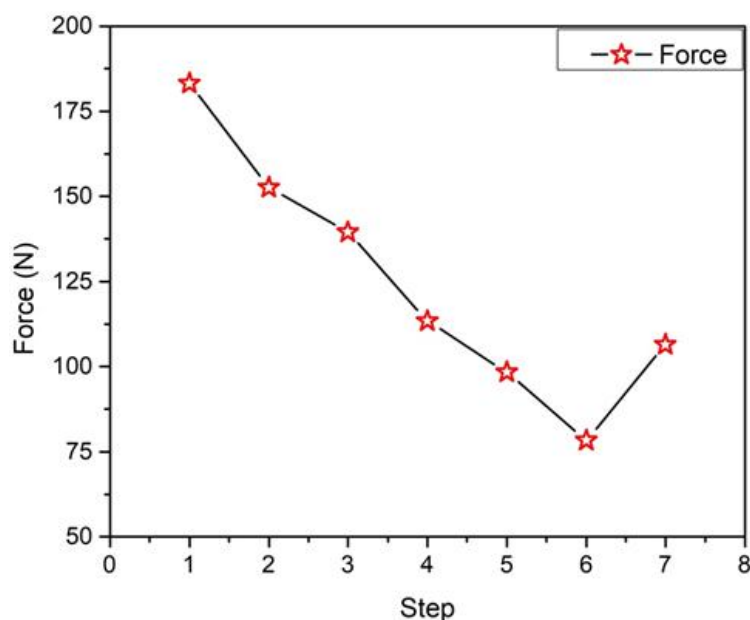
Chuyển đổi về giá trị thực, ứng với mỗi giá số 10° khi tăng góc gá dao (x_1) cần tăng góc cấp phôi (x_2) lên $6,3^\circ$. Để thuận tiện cho việc điều chỉnh các góc, các giá trị giá số 10° và 7° được lựa chọn để tiến hành thí nghiệm xuống dốc.

Các thí nghiệm xuống dốc được lần lượt tiến hành với các giá trị của các biến thí nghiệm tăng dần theo các mức tăng tương ứng đã xác định ở phần trên. Kết quả được mô tả trong Bảng 9 và Hình 48.

Bảng 9. Kết quả các thí nghiệm xuống dốc

STT thí nghiệm	Ký hiệu	Góc gá dao (°)		Góc cấp phôi (°)		Hàm mục tiêu (Lực cắt)
		Mã hóa	Giá trị thực	Mã hóa	Giá trị thực	
0	Δ	1	10	0,7	7	-
1	Góc (Khởi đầu)	1	20	0,00	20	183.1818
2	Góc + Δ	2	30	0,7	27	152.5661
3	Góc + 2Δ	3	40	1,4	34	139.5095
4	Góc + 3Δ	4	50	2,1	41	113.3962
5	Góc + 4Δ	5	60	2,8	48	98.33087
6	Góc + 5Δ	6	70	3,5	55	<u>78.24374</u>
7	Góc + 6Δ	7	80	4,2	62	106.3657

Qua Bảng 9, có thể thấy các thí nghiệm từ bước 1 cho đến bước 6 đều cho giá trị lực cắt giảm dần. Đến thí nghiệm tại bước thứ 7, nhận thấy giá trị hàm mục tiêu thu được lớn hơn bước 6, chứng tỏ lân cận bước 6 chứa điểm cực trị. Hình 48 minh họa các kết quả này.



Hình 48. Biểu đồ xuồng dốc (Hàm mục tiêu Lực cắt tại các bước thí nghiệm)

Đến đây, có thể dừng quá trình leo dốc và tiến hành thí nghiệm tối ưu CCD tại lân cận các giá trị biên thí nghiệm của bước 6 để tìm giá trị tối ưu.

3.3.3. Thực nghiệm tối ưu hóa lực cắt

Các thí nghiệm tối ưu được thực hiện theo kế hoạch Thiết kế hỗn hợp tâm xoay CCD (Central Composite Design), như trong Bảng 10.

Bảng 10. Thiết kế và kết quả của các thí nghiệm tối ưu CCD

TT chuẩn	Góc gá dao (°)	Góc cấp phôi (°)	Lực cắt (N)	TT chuẩn	Góc gá dao (°)	Góc cấp phôi (°)	Lực cắt (N)
1	37,3	38,1	107,79	14	55,0	48,0	87,86
2	72,7	38,1	75,58	15	37,3	38,1	109,86
3	37,3	57,9	81,72	16	72,7	38,1	75,58
4	72,7	57,9	84,93	17	37,3	57,9	78,65
5	55,0	48,0	90,93	18	72,7	57,9	87,00
6	55,0	48,0	90,93	19	55,0	48,0	90,93
7	55,0	48,0	90,93	20	55,0	48,0	90,93
8	30,0	48,0	103,20	21	55,0	48,0	90,93
9	80,0	48,0	75,44	22	30,0	48,0	100,13
10	55,0	34,0	87,86	23	80,0	48,0	75,44
11	55,0	62,0	75,58	24	55,0	34,0	90,93
12	55,0	48,0	87,86	25	55,0	62,0	72,51
13	55,0	48,0	87,86	26	55,0	48,0	87,86

Kết quả được phân tích bằng kỹ thuật ANOVA như minh họa trong Bảng 11.

Bảng 11. Phân tích phương sai cho lực cắt

Source	DF	Adj SS	Adj MS	F-Value	P-Value
Model	5	2409,80	481,96	210,22	0,000
Blocks	1	52,71	52,71	22,99	0,000
Linear	2	1441,08	720,54	314,28	0,000
x_1	1	1041,87	1041,87	454,44	0,000
x_2	1	399,21	399,21	174,13	0,000
Square	1	154,76	154,76	67,50	0,000
$x_1 * x_2$	1	154,76	154,76	67,50	0,000
2-Way Interaction	1	761,25	761,25	332,04	0,000
$x_1 * x_2$	1	761,25	761,25	332,04	0,000
Total	27	2460,24			

Mô hình hồi quy mô tả quan hệ của lực cắt dưới dạng một hàm của hai biến: góc gá dao (x_1) và góc cấp phôi (x_2) thu được như sau:

$$F = 210,1 - 3,132x_1^2 - 0,409x_2 - 0,03293x_2^2 + 0,05574x_1x_2 \quad (3.3)$$

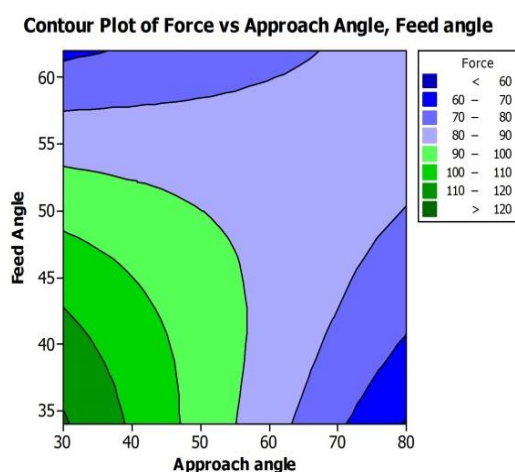
Sai số hồi quy mô hình được mô tả trong Bảng 12

Bảng 12. Đánh giá sai số hồi quy

S	R-sq	R-sq(adj)	R-sq(pred)
1.51415	97.95%	97.48%	95.83%

Qua Bảng 12, có thể thấy với hệ số R^2 trên 97%, mô hình hồi quy thu được có mức độ phù hợp tốt với số liệu thí nghiệm.

Mô tả đồ thị đường mức của hàm lực cắt theo hai thông số thí nghiệm góc gá dao và góc cấp phôi.



Hình 49. Biểu đồ đường đồng mức của thí nghiệm tối ưu

Qua Hình 49 có thể thấy: lực cắt nhỏ nhất sẽ ở mức 60 N nếu góc gá dao nằm trong khoảng 70° đến 80° , kết hợp với góc cấp phôi trong khoảng 35° đến 40° . Một bộ thông số khác cũng cho kết quả lực cắt nhỏ khoảng 60-70 N là: góc gá dao 35° đến 40° và góc cấp phôi khoảng trên 60° . Nhận xét rằng, các máy bằm thương mại trong thực tế thường sử dụng dao thẳng với góc gá dao và góc cấp phôi được cố định là 0° . Với bố trí dạng này, lực cắt sẽ vào khoảng 280 N đến 320 N (Xem Hình 47), cao hơn khoảng 5 lần so với giá trị tối ưu tìm được. Kết quả thu được trong nghiên cứu này rất hứa hẹn cho các nghiên cứu tiếp theo nhằm tối ưu hóa các thiết bị để bằm thân cây ngô cũng như các thân cây nông nghiệp khác.

3.4. Thực nghiệm cắt tốc độ cao

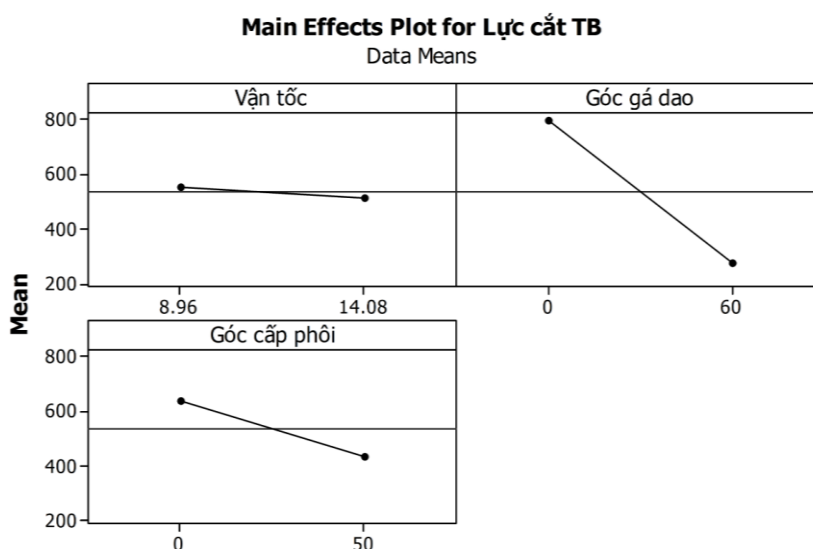
Thí nghiệm cắt tốc độ cao được thực hiện nhằm xác định các thông số ảnh hưởng chính để triển khai các thí nghiệm sát với điều kiện vận hành thực tế của các máy băm cắt cây nông nghiệp.

Các thí nghiệm cắt tốc độ cao được thực hiện với tốc độ quay trục mang dao từ 175 đến 275 vòng/ phút, tương ứng với vận tốc cắt từ 8,96 đến 14,08 m/s. Vị trí cắt cây ngô được cố định ở bán kính 240 mm. Ba biến thí nghiệm được sử dụng là vận tốc cắt, góc gá dao và góc cấp phôi. Giá trị các mức thí nghiệm được mô tả trong Bảng 13.

Bảng 13. Các biến và mức giá trị thí nghiệm

Biến đầu vào	Min	Max
Vận tốc (V; m/s)	8,96	14,08
Góc gá dao (α ; °)	0	60
Góc cấp phôi (β , °)	0	50

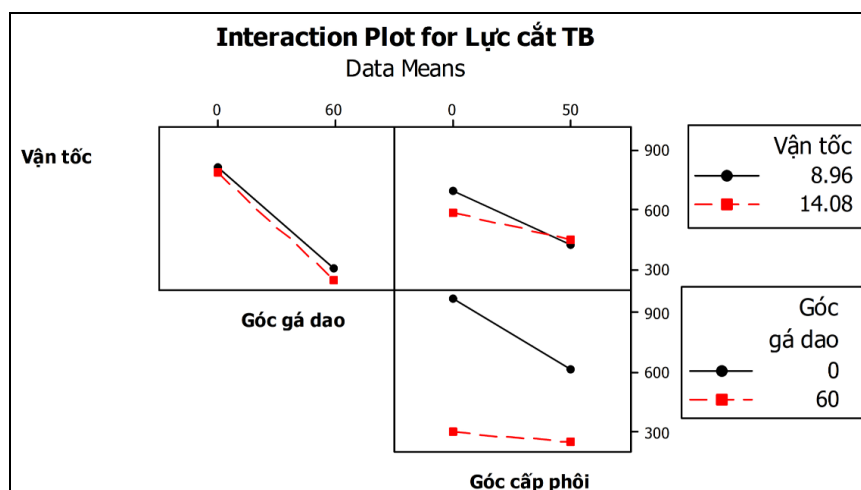
Kết quả đo lực cắt trung bình khi cắt từng thân cây ngô được thu thập và phân tích thống kê bằng phần mềm MiniTab. Hình 50 mô tả kết quả phân tích ảnh hưởng của các yếu tố đầu vào (các biến thí nghiệm).



Hình 50. Ảnh hưởng của các biến thí nghiệm đến lực cắt

Qua Hình 50, có thể thấy cả ba yếu tố được khảo sát đều có ảnh hưởng đáng kể đến lực cắt. Góc gá dao α có ảnh hưởng mạnh nhất, tiếp đó là góc cấp

phôi β , cuối cùng là vận tốc cắt V . Lưu ý rằng, các nghiên cứu trước đây hầu như chưa quan tâm đến ảnh hưởng của góc cấp phôi β . Thêm nữa, các máy cắt băm thương mại hiện nay đa số sử dụng dao thẳng có góc gá dao α bằng không độ. Đây sẽ là những nhận định quan trọng cho các nghiên cứu tiếp theo nhằm tiết kiệm năng lượng tiêu hao cho các máy cắt băm phụ phẩm nông nghiệp.



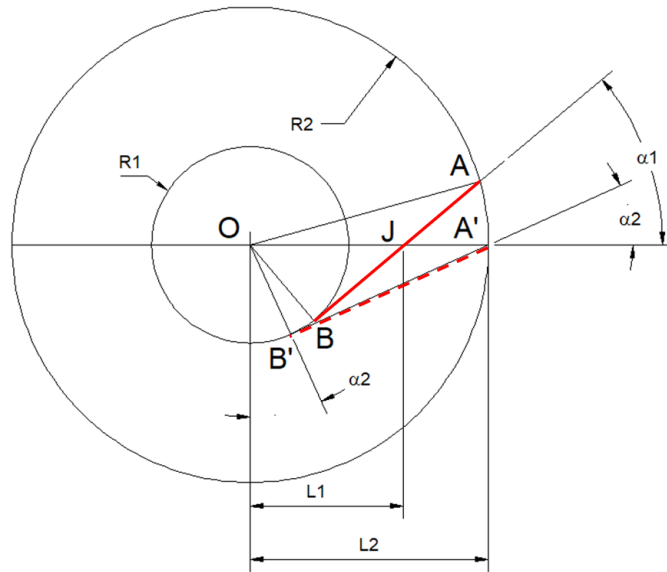
Hình 51. Ảnh hưởng tương tác giữa các biến thí nghiệm

Hình 51 mô tả kết quả phân tích ảnh hưởng tương tác giữa các yếu tố thí nghiệm. Như có thể thấy trên Hình 51, vận tốc cắt và góc gá dao không có ảnh hưởng tương tác với nhau. Hai cặp còn lại, vận tốc cắt và góc cấp phôi, góc cấp phôi và góc gá dao đều có ảnh hưởng tương tác lẫn nhau. Đây là những thông tin quan trọng để phát triển các mô hình toán học mô tả hàm lực cắt trong các nghiên cứu sau này.

3.5. Phát triển mô hình đồng dạng

3.5.1. Đặt vấn đề

Trong bài toán băm cắt thân cây nông nghiệp, góc gá dao (Xem Hình 52) là góc hợp bởi đường thẳng vuông góc với vận tốc chuyển động v và đường thẳng lưỡi dao (dao thẳng) hoặc đường tiếp tuyến của lưỡi dao (trong trường hợp lưỡi dao cong). Góc gá dao là thông số ảnh hưởng quan trọng nhất đến lực cắt. Tuy nhiên, khi cắt theo mô hình cắt kéo, góc gá dao sẽ thay đổi liên tục dọc theo lưỡi cắt (Xem minh họa trên Hình 52).



Hình 52. Sự thay đổi của góc gá dao α

Trên Hình 52, dao thẳng có chiều dài lưỡi cắt AB quay quang tâm O. Bán kính quay tối thiểu và tối đa của dao lần lượt là R1 và R2. Xét vị trí cắt J nằm cách tâm quay của dao một khoảng L_1 , khi mà lưỡi cắt AB đang giao với dao kê OA', góc α lúc này được xác định theo biểu thức:

$$\sin \alpha_1 = \frac{OB}{OJ} = \frac{R_1}{L_1} \quad (3.4)$$

Nếu dao tiếp tục quay đến vị trí cắt xa nhất, lưỡi cắt giao với dao kê tại điểm A', khi này góc α được xác định:

$$\sin \alpha_2 = \frac{OB'}{OA'} = \frac{R_1}{L_2} \quad (3.5)$$

Như vậy, góc α thay đổi như một hàm của 2 thông số: bán kính tối thiểu R1 và khoảng cách L tính từ vị trí cắt đến tâm quay của dao theo quan hệ:

$$\sin \alpha = \frac{R}{L} \quad (3.6)$$

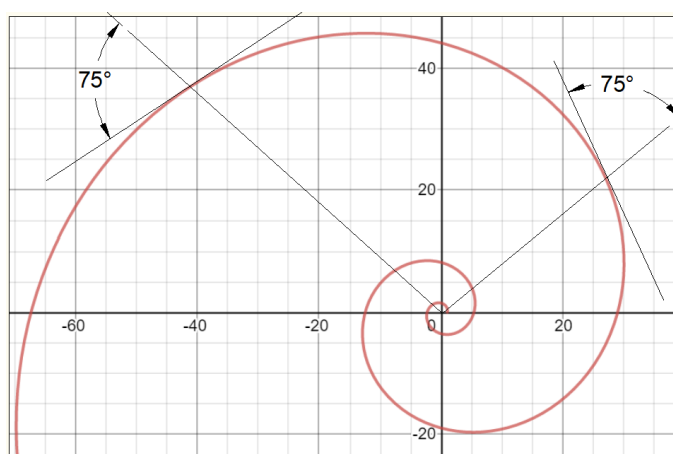
Giả sử bán kính quay tối thiểu của dao R1 là 100 mm, thì khi chiều dài lưỡi cắt dài 200 mm, tức là khoảng cách giữa điểm cắt và tâm quay thay đổi từ 100 đến 300 mm, thì góc gá dao α sẽ thay đổi từ 90 độ xuống 19.47 độ như mô tả trong Bảng 14.

Bảng 14. Ví dụ thay đổi của góc gá dao với bán kính $R1=100\text{ mm}$

L (mm)	100	125	150	175	200	225	250	275	300
$\sin(\alpha)$	1.00	0.80	0.67	0.57	0.50	0.44	0.40	0.36	0.33
α (°)	90.00	53.13	41.81	34.85	30.00	26.39	23.58	21.32	19.47

Góc gá dao thay đổi dẫn đến lực cắt thay đổi (tăng dần khi điểm cắt xa dần tâm quay) liên tục trong một lát cắt. Vì vậy, bài toán đặt ra là khi cắt theo mô hình cắt kéo, làm thế nào để đảm bảo góc gá dao luôn là hằng số. Lưỡi dao có biên dạng logarit sẽ đáp ứng yêu cầu này.

3.5.2. Đường xoắn ốc Logarit (Logarithmic spiral)



Hình 53. Đường xoắn ốc logarit

Đường xoắn ốc Logarit luôn có tiếp tuyến hợp với vector bán kính tương ứng một góc không đổi α . Chính vì vậy, nó còn được gọi là đường xoắn ốc đẳng giác (Equiangular Spiral). Trong trường hợp đặc biệt, khi $\alpha = \pi/2$, đường xoắn ốc là một đường tròn. Hình 53 minh họa một ví dụ đường xoắn ốc logarit có góc $\alpha=75$ độ. Phương trình đường xoắn ốc được biểu diễn trong hệ tọa độ cực có dạng sau:

$$r = ae^{m\theta} \quad (3.7)$$

Trong đó, r là khoảng cách từ tâm (gốc tọa độ) tới các điểm trên đường cong, a và m là các tham số, θ là góc quét của tia bán kính.

Quan hệ của các tham số a , m và góc α được mô tả bằng phương trình:

$$\tan \alpha = \frac{\rho}{\rho'} = \frac{ae^{m\theta}}{ame^{m\theta}} = \frac{1}{m} \quad (3.8)$$

Khi cho trước góc α , có thể tính tham số m theo công thức

$$m = \frac{1}{\tan \alpha} \quad (3.9)$$

Một số đặc tính quan trọng dùng cho thiết kế biên dạng dao như sau:

Bán kính r_0 tại góc $\theta = 0$ được xác định bằng cách thay $\theta=0$ vào phương trình (3.7)

$$r_0 = ae^0 = a \quad (3.10)$$

Tương tự, bán kính r_1 tại góc $\theta = \pi$ được xác định:

$$r_1 = ae^{m\pi} \quad (3.11)$$

Công thức (3.11) có thể dùng để xác định giá trị tham số a theo bán kính r_1 , tức là theo đường kính dao cho trước:

$$a = \frac{r_1}{e^{m\pi}} \quad (3.12)$$

3.5.3. Phát triển mô hình đồng dạng lưỡi cắt

Giả sử góc gá dao tối ưu đã tìm được là α , ta cần dựng đường cong biên dạng lưỡi dao tùy theo các kích cỡ đường kính dao quay khác nhau, tùy theo yêu cầu thiết kế máy băm thực. Tiếp đó, tiến hành kết xuất bộ dữ liệu tọa độ các điểm xác định biên dạng lưỡi dao để gia công cắt dây trên máy CNC. Biên dạng lưỡi dao cần thỏa mãn các điều kiện sau:

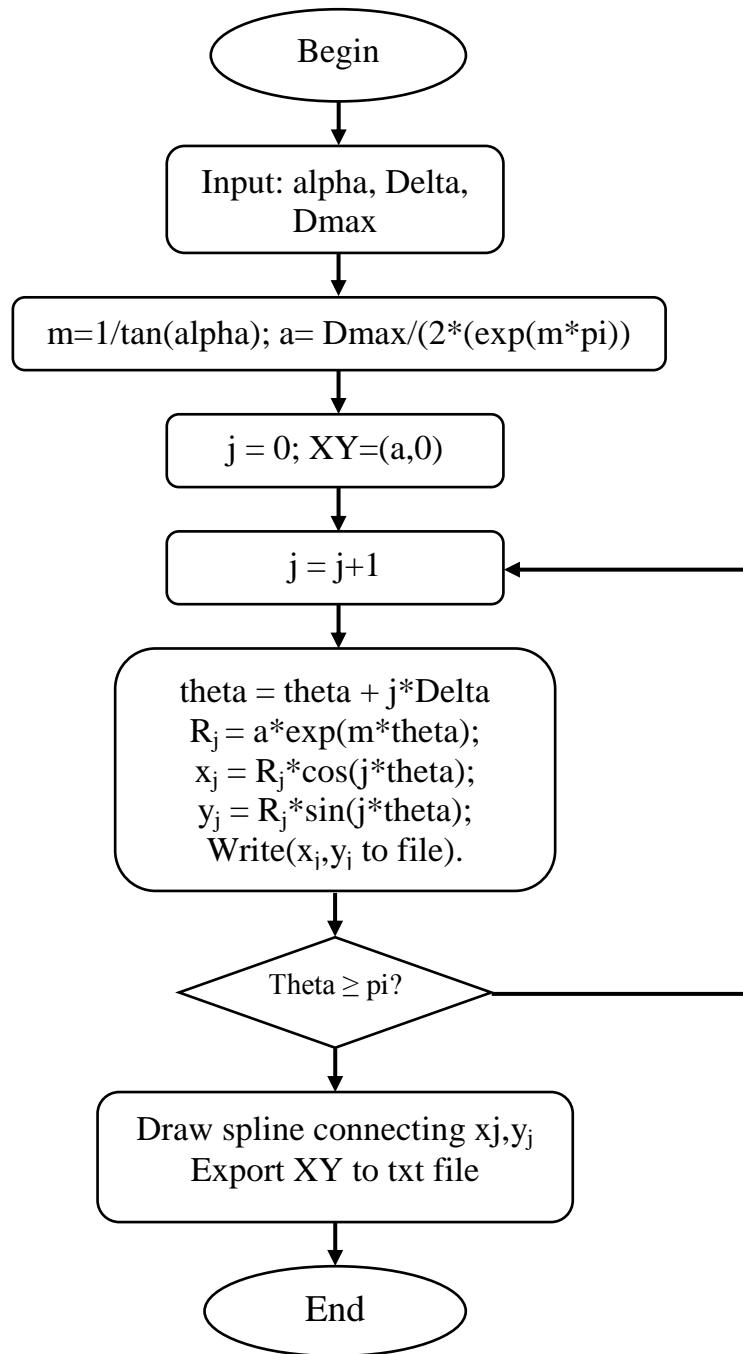
- Góc tiếp tuyến là α không thay đổi dọc theo chiều dài lưỡi cắt;
- Bán kính tại đầu mút lưỡi dao r_1 , bằng một nửa đường kính dao định trước, ứng với góc $\theta = \pi$;

Do tính chất đồng dạng của đường xoắn ốc logarit, các vòng xoắn có biên dạng hoàn toàn như nhau khi được thay đổi tỷ lệ thu phóng. Do vậy, để thuận tiện cho việc chế tạo, chọn biên dạng lưỡi dao là đoạn đường xoắn ốc đầu tiên, quét từ góc 0 độ đến 180 độ.

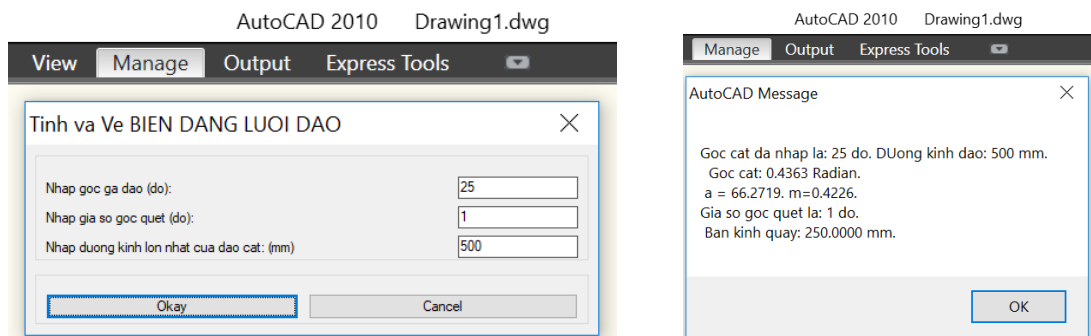
Qua nghiên cứu phân tích, có thể phát triển một gói phần mềm tự động vẽ biên dạng lưỡi cắt trong AutoCAD và kết xuất tọa độ các điểm dọc theo lưỡi cắt phục vụ việc gia công lưỡi dao trên máy CNC. Các bước lập trình tính toán và vẽ biên dạng lưỡi dao có góc α cho trước như sau:

- Nhận giá trị α của đường cong biên dạng;
- Nhận giá trị gia số góc quét
- Tính giá trị m theo công thức (3. 9);
- Tính giá trị a theo công thức (3. 12).
- Cho q tăng dần từ 0 đến 180 độ với gia số tùy chọn;
- Chuyển đổi các giá trị θ_i sang radian;
- Tính r_i theo θ_i ;
- Vẽ biên dạng lưỡi dao ứng với góc $0-\pi$ và $p-2\pi$;
- Chuyển giá trị (r_i, θ_i) về hệ tọa độ x-y để thuận tiện cho gia công số;
- Lưu dữ liệu tọa độ vào file txt.

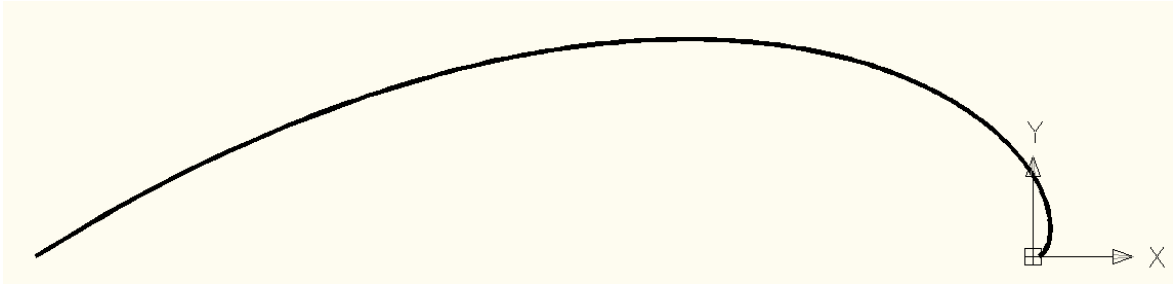
Lưu đồ giải thuật của mô đun phần mềm vẽ biên dạng nêu trên được minh họa trên Hình 54.



Hình 54. Lưu đồ giải thuật gói phần mềm



Hình 55. Hộp thoại nhập liệu và thông báo trong AutoCAD



Hình 56. Biên dạng lưỡi dao được xác định

Mã chương trình được mô tả trong Phụ lục. Minh họa kết quả chạy chương trình trong môi trường AutoCAD.

3.6. Kết luận chương

Chương 3 đã trình bày các kết quả thực nghiệm đánh giá khả năng đáp ứng của thiết bị thí nghiệm được thiết kế, chế tạo và vận hành. Ba bộ thí nghiệm, bao gồm hai bộ thí nghiệm với vận tốc cắt rất thấp, một bộ thí nghiệm với tốc độ quay tương đối cao của động cơ đã được thiết kế, phân tích và đánh giá theo lý thuyết quy hoạch thực nghiệm. Các mô hình phân tích đều cho kết quả tốt, mô hình hồi quy cho hệ số R^2 trên 97%. Các thông số cần thiết cho thí nghiệm, bao gồm vận tốc cắt, góc gá dao, góc cấp phôi đều có thể điều chỉnh vô cấp, cho phép khai thác tốt thiết bị đã chế tạo cho các nghiên cứu sau này. Gói phần mềm hoạt động ổn định, cho phép dựng nhanh và chính xác biên dạng dao có góc cắt không đổi dọc theo chiều dài lưỡi cắt.

CHƯƠNG 4

KẾT LUẬN VÀ HƯỚNG NGHIÊN CỨU TIẾP THEO

4.1. Các kết luận

Đề tài đã thu được các kết quả chính yếu như sau:

a. Một thiết bị thí nghiệm hoàn chỉnh đã được phát triển dựa trên một máy băm cắt thân cây nông nghiệp thương mại thông dụng trên thị trường. Bằng cách thay đổi tối thiểu một số kết cấu cơ khí và bổ sung các thiết bị đo cần thiết, thiết bị thí nghiệm này vừa có thể tiến hành băm cắt bình thường như chức năng của máy thương mại, vừa có thể thu thập đầy đủ các dữ liệu cần thiết phục vụ nghiên cứu. Các kết quả thí nghiệm như vậy rất sát với điều kiện vận hành thực tiễn. Một số kết quả thí nghiệm khảo sát cho thấy, thiết bị đáp ứng tốt yêu cầu triển khai thí nghiệm theo lý thuyết quy hoạch thực nghiệm, đồng thời chỉ ra một số hướng nghiên cứu khả thi và hữu ích tiếp sau.

b. Tạo ra được hướng nghiên cứu chuyên sâu về thiết kế, chế tạo máy băm;

c. Xây dựng được mô hình vật lý phục vụ công tác nghiên cứu chế tạo ra các máy băm chế biến sản xuất nông nghiệp;

d. Một gói phần mềm hoạt động ổn định, cho phép dựng nhanh và chính xác biên dạng dao có góc cắt không đổi dọc theo chiều dài lưỡi cắt;

đ. Công bố 02 bài báo: 01 bài Scopus và 01 bài báo quốc gia trong danh mục được Hội đồng chức danh Giáo sư Nhà nước công nhận:

4.2. Các đề xuất nghiên cứu tiếp theo

Giải quyết bài toán tối ưu đa mục tiêu về năng suất và tiêu hao năng lượng nhằm giảm giá thành băm cắt, tạo tiền đề phát triển máy băm thái đa năng, đưa vào ứng dụng thực tiễn.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

TÀI LIỆU TIẾNG VIỆT

1. Huỳnh Thanh Bảnh và Phan Tấn Tài (2016), "Thiết kế, chế tạo máy cắt băm chuỗi liên hợp phục vụ chăn nuôi", *Tạp chí Khoa học Công nghệ - Môi trường Đại học Trà Vinh*. 23, tr. 42-47.
2. Đoàn Văn Cao (2009), *Nghiên cứu thiết kế, chế tạo máy băm thân cây ngô tươi làm thức ăn ủ men cho bò năng suất 35 tấn/ ngày*, Viện nghiên cứu thiết kế chế tạo máy nông nghiệp, Bộ Công Thương.
3. Nguyễn Văn Dự và Nguyễn Đăng Bình (2011), *Quy hoạch thực nghiệm trong kỹ thuật*, Nhà xuất bản Khoa học và Kỹ thuật, Hà Nội.
4. Bùi Việt Đức và Đỗ Hữu Quyết (2017), "Kết quả bước đầu nghiên cứu thiết kế chế tạo máy cắt băm cây ngô làm thức ăn cho đại gia súc", *Tạp chí Khoa học Nông nghiệp Việt Nam*. 15(8), tr. 1102-1108
5. Nguyễn Hồng Ngân (2010), "Nghiên cứu thiết kế máy cắt xơ, sợi làm cốt liệu cho các loại composite", *Tạp chí Phát triển KH-CN*. 13 (K3)(13), tr. 37-48.
6. Nguyễn Văn Tam (2014), *Nghiên cứu thiết kế chế tạo bộ phận băm thái rơm liên hợp với bộ phận đập của máy đập-băm thái*, Luận án Tiến sỹ, Học viện Nông nghiệp Việt Nam, Bộ Nông nghiệp và Phát triển nông thôn.
7. Trần Minh Vượng; và Nguyễn Thị Minh Thuận; (1999), *Máy phục vụ chăn nuôi*; NXB Giáo dục, Hà Nội.
8. Lương Văn Vượt (2006), "Kết quả nghiên cứu một số thông số của mẫu máy băm thái rơm rạ làm nguyên liệu trồng nấm ăn quy mô cụm hộ gia đình", *Nông nghiệp - Nông thôn - Môi trường*. 2, tr. 32-35.

TÀI LIỆU TIẾNG ANH

9. Ajit K. Srivastava (Ed) (2006), *Engineering Principles of Agricultural Machines*, American Society of Agricultural and Biological Engineers, American Society of Agricultural and Biological Engineers.
10. E. M. Arif A. Elfatih, Atef, A. E. (2010), "Evaluate the Modified Chopper for Rice Straw Composting", *Journal of Applied Sciences Research*. 6(8), pp. 1125-1131.
11. Mohammad Reza Alizadeh Alireza Allameh (2016), "Specific cutting energy variations under different rice stem cultivars and blade parameters". 34(5), pp. 11-17.
12. M. Fatih Demirbas, Mustafa Balat và Havva Balat (2009), "Potential contribution of biomass to the sustainable energy development", *Energy Conversion and Management*. 50(7), pp. 1746-1760.
13. Omid Ghahraei. (2011), *Cutting Tests of Kenaf Stems*, Vol. 54, 51-56.
14. Н.Е Резник (1975), "Теория резания лезвием и основы расчета режущих аппаратов", *Машиностроение, Москва*.
15. E. CAkIr I. Aygun (2014), "Development and Determination of the field performance of Stalk choppers equipped with Different Blade configurations", *Bulgarian Journal of Agricultural Science*. 20(5), pp. 1268-1271.
16. C. Igathinathane. (2011), "Fast and simple measurement of cutting energy requirement of plant stalk and prediction model development", *Industrial Crops and Products*. 33(2), pp. 518-523.
17. C. Igathinathane, A. R. Womac và S. Sokhansanj (2010), "Corn stalk orientation effect on mechanical cutting", *Biosystems Engineering (SCIE, Scopus)*. 107(2), pp. 97-106.

18. C. Igathinathane. (2009), "Size reduction of high- and low-moisture corn stalks by linear knife grid system", *Biomass and Bioenergy (SCIE, Scopus)*. 33(4), pp. 547-557.
19. Chang Ying Li. (2013), "Bionic Sawblade Based on Grasshopper Incisor for Corn Stalk Cutting", *Applied Mechanics and Materials*. 461, pp. 491-498.
20. A. Rezaei Asl M. Azadbakht, K. Tamaskani Zahedi (2014), "Energy Requirement for Cutting Corn Stalks", *International Journal of Biological, Biomolecular, Agricultural, Food and Biotechnological Engineering*. 8(5).
21. S. Mani, L. G. Tabil và S. Sokhansanj (2006), "Specific energy requirement for compacting corn stover", *Bioresource Technology*. 97(12), pp. 1420-1426.
22. С.В. Мельников (1978), " Механизация и автоматизация животноводческих ферм", *Лен и н градское отделение, Колос*.
23. S.K.Thakare Mrudulata Deshmukh (2015), "Effect of Blade Parameters on Force for Cutting Sorghum Stalk", *Agriculture: Towards a New Paradigm of Sustainability* pp. 123-130.
24. D. Ahmad O. Ghahraei, A. Khalina, H. Suryanto, J. Othman (2011), "cutting tests of kenaf stems", *American Society of Agricultural and Biological Engineers*. Vol. 54(1), pp. 51-56.
25. M Khoshtaghaza Omid Ghahrae, Desa Bin Ahmad (2008), "Design and development of special cutting system for sweet sorghum harvester", *Journal of Central European Agriculture (Scopus)*. 9(3), pp. 469-474.
26. C. P. Gupta và Moses Oduori (1992), *Design of the Revolving Knife-type Sugarcane Basecutter*, Vol. 35, pp.1747-1752.

27. K. P. Raman. (1981), "Gasification of corn stover in a fluidized bed", *ASAE Publication. 2*, pp. 335-337.
28. R. Tabatabaee Kolor và A. M. Borgheie (2006), "Measuring the Static and Dynamic Cutting Force of Stems for Iranian Rice Varieties", *Journal of Agricultural Science and Technology (Scopus)*. 8(3), pp. 193-198.
29. K. Tian. (2017), "Design and Test Research on Cutting Blade of Corn Harvester Based on Bionic Principle", *Appl Bionics Biomech*. 2017, pp. 6953786.
30. Jin Tong. (2017), "Design of a Bionic Blade for Vegetable Chopper", *Journal of Bionic Engineering*. 14(1), pp. 163-171.
31. G. P. Van Walsum. (1996), "Conversion of lignocellulosics pretreated with liquid hot water to ethanol", *Applied Biochemistry and Biotechnology - Part A Enzyme Engineering and Biotechnology*. 57-58, pp. 157-170.