

TÓM TẮT

Đề tài tập trung vào việc thiết kế và chế tạo máy cắt bavia bán tự động cho chai nhựa HDPE – một công đoạn quan trọng nhưng hiện vẫn chủ yếu xử lý thủ công tại các cơ sở sản xuất trong nước, gây lãng phí nhân công, sai số và khó tích hợp dây chuyền. Nhóm thực hiện đã khảo sát thực tế, xây dựng mô hình thiết kế 3D, lựa chọn cụm dao cắt quay theo trục chai cho cả phần đáy và miệng, đồng thời ứng dụng mô phỏng số (FEM) để đánh giá ứng suất và tối ưu hóa lực cắt, kết hợp điều khiển tự động bằng PLC và HMI. Máy đạt năng suất thực tế lên đến 720 chai/giờ, tỷ lệ sản phẩm đạt yêu cầu cao, đảm bảo độ chính xác và không làm biến dạng chai. Thiết bị có kết cấu nhỏ gọn, dễ bảo trì, phù hợp với điều kiện sản xuất công nghiệp vừa và nhỏ tại Việt Nam. Kết quả này cho thấy tiềm năng áp dụng thực tiễn cao và đóng góp tích cực vào xu hướng tự động hóa, tiết kiệm vật liệu và nâng cao chất lượng sản phẩm trong ngành chế biến nhựa.

ĐẠI HỌC ĐÀ NẴNG
TRƯỜNG ĐẠI HỌC BÁCH KHOA
KHOA CƠ KHÍ

CỘNG HÒA XÃ HỘI CHỦ NGHĨA VIỆT NAM
Độc lập - Tự do - Hạnh phúc

NHIỆM VỤ CAPSTONE PROJECT

Họ và tên sinh viên: Lê Viết Đoàn Số thẻ sinh viên: 101200022
Trần Quốc Lợi Số thẻ sinh viên: 101200174
Lớp: 20C1A – 20C1C Khoa: Cơ Khí Ngành: Chế tạo máy

1. Tên đề tài:

2. Đề tài thuộc diện: Có ký kết thỏa thuận sở hữu trí tuệ đối với kết quả thực hiện

3. Các số liệu và dữ liệu ban đầu

.....
.....
.....
.....

4. Nội dung các phần thuyết minh và tính toán:

.....
.....
.....
.....
.....
.....

5. Các bản vẽ, đồ thị

.....
.....
.....

6. Họ tên người hướng dẫn: Hoàng Văn Thạnh

7. Ngày giao nhiệm vụ đồ án:/...../2025

8. Ngày hoàn thành đồ án:/...../2025

Đà Nẵng, ngày tháng năm 2025

Trưởng Bộ môn

Người hướng dẫn

LỜI CẢM ƠN

Trong suốt quá trình thực hiện Đồ án Tốt nghiệp – Capstone Project, chúng em đã nhận được rất nhiều sự hỗ trợ quý báu. Chúng em xin bày tỏ lòng biết ơn sâu sắc đến Thầy TS. Hoàng Văn Thạnh – giảng viên khoa Cơ khí, Trường Đại học Bách Khoa – Đại học Đà Nẵng, người đã tận tâm hướng dẫn, định hướng và đồng hành cùng chúng em từ những bước đầu tiên cho đến khi hoàn thiện đề tài. Sự tận tụy, chuyên môn vững vàng và những góp ý của Thầy là nguồn động lực lớn giúp chúng em giữ vững tinh thần và trách nhiệm trong suốt quá trình thực hiện.

Chúng em cũng xin gửi lời cảm ơn chân thành đến Trường Đại học Bách Khoa – Đại học Đà Nẵng đã tạo điều kiện thuận lợi về thời gian, cơ sở vật chất và môi trường học tập và chúng em cũng gửi lời cảm ơn sâu sắc đến ThS. Trần Văn Tiến và ThS. Nguyễn Tấn Minh, giảng viên thực hành tại xưởng cơ khí, đã hỗ trợ trực tiếp quá trình gia công chi tiết, cho mượn máy móc, cũng như hướng dẫn kỹ thuật trong suốt quá trình hoàn thiện sản phẩm và hoàn thành tốt Capstone Project.

Kính chúc quý Thầy Cô thật nhiều sức khỏe, luôn tràn đầy nhiệt huyết, thành công trong công việc và cuộc sống.

Đà Nẵng, ngày ... tháng 6 năm 2025

Nhóm sinh viên thực hiện

LỜI CAM ĐOAN

Chúng em xin cam đoan rằng báo cáo “Thiết kế và chế tạo hệ thống cắt bavia chai HDPE (máy cắt)” là kết quả làm việc nghiêm túc của nhóm, được thực hiện dưới sự hướng dẫn của TS. Hoàng Văn Thạnh. Toàn bộ nội dung, số liệu, hình ảnh trong báo cáo là trung thực và chưa từng được sử dụng trong bất kỳ đề tài nào khác.

Nếu có sử dụng dữ liệu đầu vào, hình ảnh hoặc nội dung tham khảo từ tài liệu, website, nhóm đều đã và sẽ trích dẫn rõ ràng trong phần **Tài liệu tham khảo** đúng quy định. Nhóm hoàn toàn chịu trách nhiệm trước nhà trường nếu có vi phạm về bản quyền hoặc đạo văn.

Đà Nẵng, ngày ... tháng 6 năm 2025

Nhóm sinh viên thực hiện

MỤC LỤC

LỜI CẢM ƠN	I
LỜI CAM ĐOAN	II
LỜI MỞ ĐẦU	X
CHƯƠNG 1. TỔNG QUAN VỀ NHỰA HDPE VÀ SẢN PHẨM CHAI NHỰA HDPE	1
1.1. Khái niệm và đặc điểm kỹ thuật của nhựa HDPE.....	1
1.2. Ứng dụng của nhựa HDPE.....	2
1.3. Tính cấp thiết của đề tài	3
1.4. Tổng quan các giải pháp kỹ thuật và sản phẩm thương mại hiện có	3
1.5. Giải pháp sơ bộ	4
1.5.1. Cơ sở lựa chọn giải pháp	4
1.5.1. Giải pháp kỹ thuật đề xuất	4
1.5.3. Sơ đồ khối giải pháp thiết kế	5
1.5.4. Quy trình thiết kế	5
1.6. Dự kiến kết quả đạt được	6
1.6.1. Về mặt kỹ thuật – công nghệ	6
1.6.2. Về mặt mô hình thử nghiệm – sản phẩm nghiên cứu	7
1.6.3. Giá trị chuyển giao và tiềm năng ứng dụng.....	7
1.7. Đề xuất phương pháp đánh giá và tiêu chí kiểm thử sản phẩm	7
1.7.1. Mục tiêu đánh giá	7
1.7.2. Phương pháp đánh giá tổng thể	8
1.7.3. Các tiêu chí kiểm thử	8
1.8. Kế hoạch thực hiện và phân công công việc.....	9
CHƯƠNG 2. LỰA CHỌN PHƯƠNG ÁN THIẾT KẾ ĐỘNG HỌC	11
2.1. Phương án 1.....	11
2.2. Phương án 2.....	14
2.3. Lựa chọn phương án.....	15

CHƯƠNG 3. TÍNH TOÁN VÀ THIẾT KẾ HỆ TRUYỀN ĐỘNG CƠ KHÍ.....	16
3.1. Thiết kế sơ đồ động của máy	16
3.2. Tính toán lực cắt.....	16
3.2.1. Thiết lập mô hình	16
3.2.2. Các bước sử dụng Abaqus để tính lực cắt.....	17
3.3. Chứng minh tính đúng đắn.....	35
3.3.1. Công thức liên hệ giữa ứng suất và biến dạng dẻo (PE):	35
3.4. Tính toán bộ truyền bánh răng thanh răng – cụm loại bỏ bavia trên	36
3.4.1. Lựa chọn vật liệu và tính ứng suất cho phép	37
3.4.2. Xác định modun, số răng và đường kính.....	38
3.4.3. Tính momen và lực vòng tác dụng lên bánh răng.....	39
3.4.4. Tính chiều rộng bánh răng	39
3.5.5. Tính vận tốc vòng và chọn cấp chính xác.....	40
3.5.6. Tính hệ số tải trọng K	40
3.6. Tính toán bộ truyền bánh răng – thanh răng cụm loại bỏ bavia dưới	40
3.6.1. Lựa chọn vật liệu và tính ứng suất cho phép	41
3.6.2. Xác định số răng, mô – đun và đường kính vòng chia	42
3.6.3. Tính momen và lực vòng tác dụng lên bánh răng.....	43
3.6.4. Tính chiều rộng bánh răng	43
3.6.5. Tính vận tốc vòng và chọn cấp chính xác.....	44
3.6.6. Tính hệ số tải trọng K	44
3.7. Tính chọn Xilanh.....	45
3.8. Thiết kế trục	48
3.8.1. Trục của cụm loại bỏ bavia dưới	48
3.8.2. Trục cụm loại bỏ bavia trên.....	53
3.9. Tính chọn gối đỡ	57
CHƯƠNG 4. THIẾT KẾ QUY TRÌNH CÔNG NGHỆ CHẾ TẠO CHI TIẾT	61

4.1. Phân tích điều kiện làm việc và yêu cầu kỹ thuật của chi tiết	61
4.2. Định dạng sản xuất.....	61
4.3. Thiết kế quy trình công nghệ chế tạo chi tiết.....	62
4.3.1. Đặc điểm và yêu cầu kỹ thuật của bề mặt cần gia công	62
4.3.2. Trình tự các nguyên công, chọn chuẩn, chọn máy, chọn dao	62
4.4. Xác định chế độ cắt cho từng nguyên công	72
4.4.1 Nguyên công 1 – lần gá 1: Tiện khoả mặt đầu, tiện tron đoạn ngắn, khoan lỗ chống tâm.....	72
4.4.2. Nguyên công 1 – lần gá 2: Tiện khoả mặt đầu, khoan lỗ chống tâm.....	74
4.4.3. Nguyên công 1 – Lần gá 3	76
4.4.4. Nguyên công 2: Phay rãnh then.....	83
CHƯƠNG 5. THIẾT KẾ HỆ THỐNG ĐIỀU KHIỂN	87
5.1. Sơ đồ động của máy	88
5.2. Hệ điều khiển cho cụm cắt bavia dưới.....	88
5.2.1. Tín hiệu vào và ra của hệ	88
5.2.2. Nguyên lý hoạt động.....	89
5.2.3. Mạch logic và phương trình logic điều khiển theo nhịp.....	91
5.3. Hệ điều khiển cho cụm cắt bavia trên	93
5.3.1 Tín hiệu vào và ra của hệ	93
5.3.2 Nguyên lý hoạt động.....	94
5.3.3. Mạch logic và phương trình điều khiển logic theo nhịp.....	96
5.4. Thiết kế mạch điều khiển	99
5.4.1. Sơ đồ nối dây	99
5.4.2. Chương trình điều khiển	100
PHỤ LỤC HÌNH ẢNH.....	102
KẾT LUẬN VÀ KIẾN NGHỊ.....	105
TÀI LIỆU THAM KHẢO.....	106

DANH SÁCH HÌNH ẢNH

Hình 1.1. Túi nilon HDPE (Công ty TNHH Quốc Tế BiNa Việt Nam).....	2
Hình 1.2. Ống nhựa đen dẫn nước HDPE (Nhựa Super Trường Phát).	2
Hình 1.3. Chai nhựa HDPE.	3
Hình 1.4. Sơ đồ khối giải pháp.....	5
Hình 1.5. Quy trình triển khai giải pháp.....	6
Hình 2.1. Sơ đồ quá trình cắt bavia chai HDPE của phương án 1.	11
Hình 2.2. Sơ đồ động máy cắt bavia dưới.	12
Hình 2.3. Mô hình 3D máy cắt bavia trên.	12
Hình 2.4. Cơ cấu cắt.	13
Hình 2.5. Sơ đồ quá trình cắt bavia chai nhựa HDPE.	14
Hình 2.6. Sơ đồ động của phương án được chọn.	15
Hình 3.1. Mô hình 3D chai nhựa HDPE.	17
Hình 3.2. Mô hình Abaqus giữa chai và dao.	17
Hình 3.3. Thêm chi tiết vào Abaqus.	18
Hình 3.4. Thiết lập vật liệu.	19
Hình 3.5. Thiết lập hệ số suy giảm.	20
Hình 3.6. Thiết lập hệ số khối lượng riêng.....	21
Hình 3.7. Thiết lập hệ số Johnson-Cook.	22
Hình 3.8. Thiết lập hệ số Johnson-Cook.	23
Hình 3.9. Thiết lập hệ số suy yếu vật liệu.	24
Hình 3.10. Thiết lập hệ số khối lượng riêng.....	25
Hình 3.11. Thiết lập hệ số đàn hồi.....	26
Hình 3.12. Tạo section.....	27
Hình 3.13. Gán section vào các chi tiết chai.	27
Hình 3.14. Gán section vào các chi tiết dao.	27
Hình 3.15. Lắp ghép các chi tiết.....	28

Hình 3.16. Thiết lập step của mô hình.....	28
Hình 3.17. Thiết lập các tham số kết quả.	29
Hình 3.18. Thiết lập trạng thái tiếp xúc.....	30
Hình 3.19. Thiết lập trạng thái tương tác.....	30
Hình 3.20. Thiết lập chiều quay của dao.....	31
Hình 3.21. Ảnh tổng thể lưới chi tiết.....	32
Hình 3.22. Chia lưới 14 768 phần tử.....	33
Hình 3.23. Kết quả mô phỏng.....	34
Hình 3.24. Kích thước trục cụm loại bỏ bavia trên.....	37
Hình 3.25. Kích thước bánh răng.....	37
Hình 3.26. Kích thước thanh răng.....	37
Hình 3.27. Kích thước trục cụm loại bỏ bavia dưới.....	41
Hình 3.28. Kích thước bánh răng.....	41
Hình 3.29. Kích thước thanh răng.....	42
Hình 3.30. Kích thước bánh răng.....	45
Hình 3.31. Kích thước thanh răng.....	45
Hình 3.32. Kết cấu trục của cụm loại bỏ bavia dưới.....	49
Hình 3.33. Biểu đồ momen.....	51
Hình 3.34. Kết cấu trục loại bỏ bavia trên.....	53
Hình 3.35. Biểu đồ momen.....	55
Hình 4.1. Bản vẽ chế tạo trục cụm loại bỏ bavia dưới.....	61
Hình 4.2. Sơ đồ gá đặt lần 1 của nguyên công 1.....	64
Hình 4.3. Sơ đồ gá đặt lần 2 của nguyên công 1.....	65
Hình 4.4. Sơ đồ gá đặt bước 1 của lần gá 3 của nguyên công 1.....	66
Hình 4.5. Sơ đồ gá đặt bước 2 của lần gá 3 của nguyên công 1.....	67
Hình 4.6. Sơ đồ gá đặt bước 1 của lần gá 4 của nguyên công 1.....	68
Hình 4.7. Sơ đồ gá đặt bước 2 của lần gá 4 của nguyên công 1.....	69

Hình 4.8. Sơ đồ gá đặt bước 3 của lần gá 4 của nguyên công 1.....	70
Hình 4.9. Sơ đồ gá đặt của nguyên công 2.....	71
Hình 5.1. Mô tả quá trình hoạt động của máy.....	87
Hình 5.2. Sơ đồ đông của máy.....	88
Hình 5.3. Biểu đồ trạng thái cụm loại bỏ bavia dưới.....	89
Hình 5.4. Sơ đồ grafcet cụm loại bỏ bavia dưới.....	90
Hình 5. 5. Sơ đồ logic điều khiển cụm loại bỏ bavia dưới.....	91
Hình 5.6. Mô phỏng điều khiển cho cụm loại bỏ bavia dưới.....	93
Hình 5.7. Biểu đồ trạng thái cụm loại bỏ bavia trên.....	94
Hình 5. 8. Sơ đồ grafcet cụm loại bỏ bavia trên.....	95
Hình 5.9. Sơ đồ logic điều khiển cụm loại bỏ bavia trên.....	96
Hình 5.10. Mô phỏng điều khiển cho cụm loại bỏ bavia trên.....	98
Hình 5.11. Sơ đồ nối dây điện.....	99
Hình 5.12. Sơ đồ mạch điều khiển.....	100
Hình P1.1. Thiết kế và chế tạo máy cắt bavia chai nhựa.....	102
Hình P1.2. Thiết kế và chế tạo khung máy.....	102
Hình P1.3. Thiết kế và chế tạo cụm cắt và kẹp.....	103
Hình P1.4 Lắp ráp hoàn thiện máy tham dự triển lãm BKDN Techshow 2025.....	104

DANH SÁCH BẢNG BIỂU

Bảng 1.1. Đặc tính cơ bản của của nhựa HDPE và ứng dụng trong kỹ thuật [1], [2], [3], [4].....	1
Bảng 1.2. Bảng tiêu chí kiểm thử.....	8
Bảng 1.3. Bảng kế hoạch thực hiện và phân công công việc.....	9
Bảng 2.1. Chú thích các ký hiệu.....	13
Bảng 3.1. Bảng thông số Johnson – Cook.....	19
Bảng 3.2. Ý nghĩa các tham số vật liệu.....	21
Bảng 3.3. Ý nghĩa các tham số.....	22
Bảng 3.4. Ý nghĩa các tham số Johnson – Cook.....	23
Bảng 3.5. Ý nghĩa các tham số Johnson – Cook.....	24
Bảng 3.6. Ý nghĩa các tham số suy yếu vật liệu.....	25
Bảng 3.7. Ý nghĩa các tham số Johnson – Cook.....	26
Bảng 3.8. Các biến đã bật và ý nghĩa các tham số.....	29
Bảng 3.9. Thông số kích thước thực tế.....	46
Bảng 3.10. Tổng kết bảng kỹ thuật.....	48
Bảng 5.1. Tín hiệu vào/ra của hệ điều khiển cụm loại bỏ bavia dưới.....	91
Bảng 5.2. Tín hiệu vào/ra của hệ điều khiển cụm loại bỏ bavia trên.....	97

LỜI MỞ ĐẦU

Trong thời đại công nghiệp hóa, hiện đại hóa và hội nhập toàn cầu sâu rộng như hiện nay, yêu cầu về chất lượng sản phẩm ngày càng được đặt lên hàng đầu. Cùng với đó, xu hướng tự động hóa và tối ưu hóa quy trình sản xuất đang trở thành động lực cốt lõi thúc đẩy sự phát triển của các ngành công nghiệp, trong đó có ngành chế biến nhựa. Chai nhựa HDPE (High-Density Polyethylene) đang chiếm lĩnh thị trường nhờ đặc tính bền cơ học cao, nhẹ, không độc hại và chi phí sản xuất thấp. Tuy nhiên, trong quá trình sản xuất loại chai này, một vấn đề thường xuyên xuất hiện nhưng ít được quan tâm đúng mức – đó là hiện tượng bavia (mép nhựa dư thừa) tại các vị trí cắt, khiến sản phẩm mất đi tính thẩm mỹ, giảm độ chính xác lắp ghép và ảnh hưởng đến hiệu quả vận hành trong dây chuyền tự động.

Từ thực tiễn sản xuất tại các cơ sở chế biến bao bì nhựa, nhóm chúng em nhận thấy rằng vấn đề xử lý bavia hiện vẫn chủ yếu dựa vào thao tác thủ công hoặc các máy cắt đơn năng, thiếu tính chính xác, gây lãng phí vật liệu và tổn công nhân lực. Xuất phát từ đó, chúng em – nhóm sinh viên ngành Công nghệ Chế tạo máy, khóa 20 – đã lựa chọn đề tài: "Thiết kế và chế tạo hệ thống cắt bavia chai HDPE (máy cắt)" với mục tiêu xây dựng một giải pháp kỹ thuật hiện đại, hiệu quả và có tính ứng dụng cao cho ngành công nghiệp nhựa.

Đồ án nghiên cứu nguyên lý hoạt động, thiết kế mô hình 3D và mô phỏng FEM để phân tích lực cắt và biến dạng vật liệu HDPE. Trên cơ sở đó, nhóm chế tạo máy cắt bavia tự động, đảm bảo loại bỏ bavia chính xác mà không làm ảnh hưởng đến cấu trúc vật liệu.

Trong quá trình thực hiện đề tài, nhóm đã vận dụng kiến thức tổng hợp từ nhiều học phần chuyên ngành như: Nguyên lý – Chi tiết máy, Cơ sở công nghệ chế tạo máy, Công nghệ chế tạo máy, Điều khiển tự động, Phân tích phần tử hữu hạn... Đây cũng là cơ hội quan trọng để chúng em rèn luyện kỹ năng làm việc nhóm, tư duy nghiên cứu khoa học và khả năng giải quyết vấn đề thực tiễn – những yếu tố không thể thiếu đối với một kỹ sư cơ khí trong tương lai.

Chúng tôi xin chân thành cảm ơn sự hướng dẫn tận tình của TS. Hoàng Văn Thạnh, cùng sự hỗ trợ quý báu từ Khoa Cơ khí – Trường Đại học Bách khoa Đà Nẵng. Đề tài này không chỉ là công trình học thuật để bảo vệ tốt nghiệp, mà còn là tâm huyết của cả nhóm trên hành trình khẳng định bản thân với nghề nghiệp đã chọn.

Đà Nẵng, ngày ... tháng 6 năm 2025

CHƯƠNG 1. TỔNG QUAN VỀ NHỰA HDPE VÀ SẢN PHẨM CHAI NHỰA HDPE

1.1. Khái niệm và đặc điểm kỹ thuật của nhựa HDPE

Nhựa HDPE (High-Density Polyethylene) được đánh giá là vật liệu polymer có tính chất cơ học và hóa học nổi trội trong số các loại polyolefin. Nhờ vào đặc tính nhẹ, bền cơ học cao, kháng hóa chất tốt và khả năng gia công linh hoạt, HDPE hiện là một trong những vật liệu lý tưởng trong chế tạo bao bì công nghiệp, ống dẫn, chai nhựa và sản phẩm tiêu dùng.

Bảng 1.1. Đặc tính cơ bản của của nhựa HDPE và ứng dụng trong kỹ thuật [1], [2], [3], [4].

Đặc tính vật liệu	Giá trị kỹ thuật điển hình	Ứng dụng kỹ thuật điển hình
Khối lượng riêng	~0.94 – 0.97 g/cm ³	Giảm khối lượng sản phẩm, tiết kiệm chi phí vận chuyển và dễ lắp ráp trong kết cấu nhẹ.
Độ bền kéo	~20 – 37 MPa	Ứng dụng trong sản phẩm chịu lực như can nhựa, chai áp lực, ống dẫn công nghiệp.
Khả năng chịu va đập	Cao (không nứt gãy ở nhiệt độ thấp)	Đảm bảo an toàn khi vận chuyển, giảm thiểu rủi ro trong vận hành ngoài hiện trường.
Khả năng cách điện	Rất tốt	Thích hợp làm vỏ cách điện, linh kiện nhựa cho thiết bị điện – điện tử.
Khả năng gia công	Ép phun, ép đùn, thổi khuôn	Đáp ứng yêu cầu sản xuất tự động với năng suất cao, chi phí thấp, thích hợp sản xuất hàng loạt

1.2. Ứng dụng của nhựa HDPE

Nhựa HDPE ((High-Density Polyethylene) là vật liệu nhiệt dẻo có độ bền kéo cao, kháng va đập và hóa chất tốt, trọng lượng nhẹ và dễ gia công bằng các phương pháp như ép đùn, thổi khuôn. Nhờ những đặc tính này, HDPE được sử dụng rộng rãi trong sản xuất công nghiệp.

Trong ngành bao bì, HDPE là vật liệu chính để sản xuất chai lọ, can nhựa, thùng chứa thực phẩm nhờ khả năng chống thấm, không bị ăn mòn bởi dung môi nhẹ và đạt tiêu chuẩn an toàn thực phẩm FDA. Chai HDPE được sử dụng phổ biến cho nước uống, dầu ăn, hóa mỹ phẩm và thuốc bảo vệ thực vật. [5].



Hình 1.1. Túi nilon HDPE (Công ty TNHH Quốc Tế BiNa Việt Nam).

Trong hạ tầng kỹ thuật, HDPE được sử dụng chủ yếu để sản xuất ống cấp – thoát nước và ống dẫn khí nhờ độ bền cơ học cao, tuổi thọ trên 50 năm và khả năng chống nứt do môi trường. Theo Plastic Pipe Institute, ống HDPE dễ thi công ở địa hình phức tạp, ít mối nối, giúp giảm rò rỉ và chi phí lắp đặt [6].



Hình 1.2. Ống nhựa đen dẫn nước HDPE (Nhựa Super Trường Phát).

Ngoài ra, HDPE còn được ứng dụng trong các sản phẩm như tấm lót công trình chống thấm (geomembrane), chai nhựa lưu trữ hóa chất, và vật liệu cách điện trong ngành điện. Đặc biệt, HDPE cũng là một trong những loại nhựa có khả năng tái chế cao nhất, đóng vai trò quan trọng trong chiến lược sản xuất bền vững hiện nay [7].



Hình 1.3. Chai nhựa HDPE.

Với những ứng dụng rộng khắp và tiềm năng cải tiến về công nghệ chế tạo, HDPE không chỉ là vật liệu nền mà còn là nền tảng phát triển của các thiết bị kỹ thuật tự động hóa, điển hình như máy cắt bavia chai HDPE – đối tượng nghiên cứu chính trong đề tài này.

1.3. Tính cấp thiết của đề tài

Chai nhựa HDPE được sử dụng rộng rãi trong thực phẩm, hóa mỹ phẩm, dược phẩm và nông nghiệp nhờ tính bền và an toàn. Tuy nhiên, trong quá trình ép thổi, thường phát sinh bavia – phần nhựa dư ở mép khuôn – gây ảnh hưởng đến thẩm mỹ, độ kín nắp, hiệu suất đóng gói và làm tăng tỷ lệ sản phẩm lỗi. Phương pháp xử lý bavia thủ công hiện nay thiếu chính xác, cản trở tự động hóa và gây lãng phí vật liệu.

Trong bối cảnh ngành nhựa chuyển hướng sang sản xuất sạch và tái chế hiệu quả, việc thiết kế máy cắt bavia chuyên dụng, xử lý đồng thời cả bavia trên và dưới mà không làm biến dạng chai là cần thiết. Thiết bị này góp phần nâng cao chất lượng sản phẩm, giảm chi phí và hỗ trợ mục tiêu phát triển bền vững cho doanh nghiệp.

1.4. Tổng quan các giải pháp kỹ thuật và sản phẩm thương mại hiện có

Về thực trạng tại Việt Nam, tại nhiều cơ sở sản xuất chai nhựa HDPE ở Việt Nam, đặc biệt là doanh nghiệp nhỏ, việc xử lý bavia vẫn chủ yếu thực hiện bán thủ công. Theo khảo sát tại TP.HCM, bavia dưới đáy chai thường được công nhân bẻ bằng tay hoặc dụng cụ đơn giản, do vị trí khó tiếp cận và đáy chai dễ biến dạng nếu thao tác sai lệch. Sau đó,

chai được chuyển sang máy cắt phân bavia trên miệng, sử dụng dao cố định hoặc bánh mài quay, không có định vị chính xác.

Phương pháp này tồn tại nhiều hạn chế: chất lượng không đồng đều, nguy cơ làm nứt chai, tốn công và khó tích hợp vào dây chuyền tự động hóa.

1.5. Giải pháp sơ bộ

1.5.1. Cơ sở lựa chọn giải pháp

Từ khảo sát thực tế và các giải pháp hiện có, có thể thấy rằng thiết bị xử lý bavia hiện đại thường chỉ phù hợp với dây chuyền quy mô lớn, chi phí cao, khó ứng dụng tại các cơ sở sản xuất trong nước. Trong khi đó, đa số doanh nghiệp tại Việt Nam vẫn xử lý bavia đáy bằng tay và dùng máy đơn năng để cắt miệng chai, gây hạn chế về năng suất, chất lượng và khả năng tự động hóa.

Do đó, nhóm đề xuất giải pháp thiết kế máy cắt bavia tích hợp, xử lý đồng thời cả phần trên và dưới chai HDPE. Máy có kết cấu nhỏ gọn, kết hợp cơ khí và điều khiển tự động, phù hợp với điều kiện sản xuất phổ thông, dễ bảo trì và chi phí hợp lý.

1.5.1. Giải pháp kỹ thuật đề xuất

Máy được thiết kế theo nguyên lý cắt quay bao quanh trục chai, sử dụng hai cụm dao độc lập: một dao quay phía trên để cắt miệng chai, và một dao dưới định vị dọc trục để xử lý bavia đáy. Cơ cấu kẹp định tâm và khuôn chai giúp giữ chắc chai trong suốt quá trình gia công, đảm bảo lực cắt đều, chính xác và không làm biến dạng thân chai.

Máy hoạt động theo chu trình bán tự động với cấp phối cưỡng bức. Các thông số cắt như tốc độ quay dao, lực ép kẹp, chiều sâu cắt sẽ được điều chỉnh thông qua hệ điều khiển tích hợp màn hình HMI đơn giản. Việc phối hợp giữa mô phỏng FEM và thử nghiệm thực tế giúp tối ưu hóa các thông số này nhằm đảm bảo tính hiệu quả và độ bền của dao cắt.

1.5.3. Sơ đồ khối giải pháp thiết kế

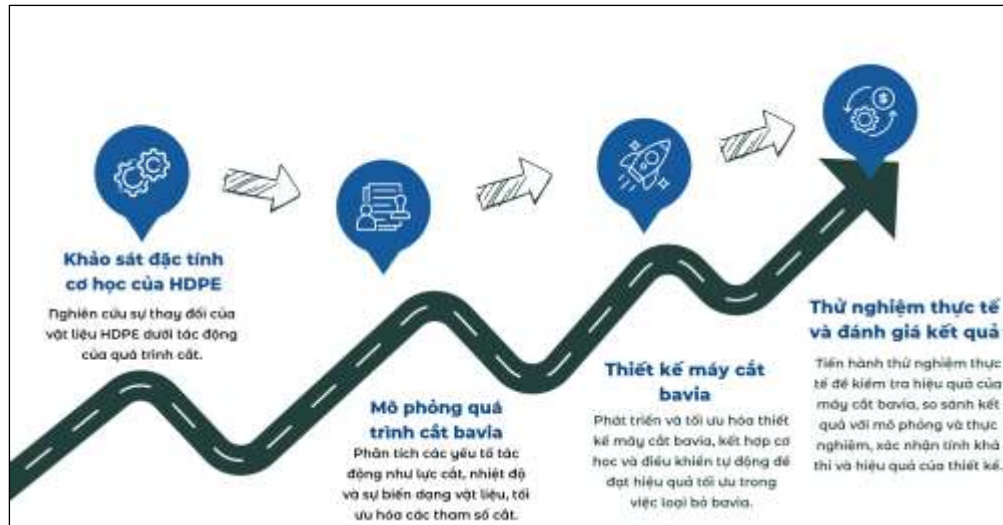


Hình 1.4. Sơ đồ khối giải pháp.

1.5.4. Quy trình thiết kế

Quy trình triển khai giải pháp trải qua 4 giai đoạn chính:

1. Nghiên cứu đặc tính vật liệu: Khảo sát biến dạng nhựa HDPE khi cắt, hệ số ma sát và ứng suất dư trên sản phẩm.
2. Mô phỏng FEM (trên Abaqus/Explicit): Tối ưu hóa góc cắt, tốc độ quay và lực tác động của dao để đảm bảo loại bỏ bavia nhưng không phá vỡ cấu trúc chai.
3. Thiết kế chi tiết cơ cấu cơ khí và cụm điều khiển: Dựa trên nguyên lý mô phỏng, tiến hành dựng mô hình 3D, phân tích khả năng lắp ráp, chế tạo và vận hành.
4. Chế tạo thử nghiệm và hiệu chỉnh: Lắp ráp hệ thống thực nghiệm, kiểm tra độ ổn định, đánh giá vết cắt, tối ưu đường dao và hiệu suất vận hành.



Hình 1.5. Quy trình triển khai giải pháp.

1.6. Dự kiến kết quả đạt được

1.6.1. Về mặt kỹ thuật – công nghệ

Nhằm khắc phục các hạn chế của quy trình xử lý bavia hiện tại, đề tài tập trung xây dựng giải pháp kỹ thuật tích hợp, cho phép cắt đồng thời bavia miệng và đáy chai HDPE. Hướng tiếp cận này giúp giảm thao tác thủ công, nâng cao độ chính xác và khả năng tích hợp vào dây chuyền tự động trong điều kiện sản xuất trong nước. Thiết kế và chế tạo mô hình máy cắt bavia tự động, bao gồm đầy đủ các cụm chức năng:

1. Cụm gá định vị và giữ chai.
2. Cụm dao quay cắt bavia miệng.
3. Cụm dao nghiêng xử lý bavia đáy.
4. Hệ thống điều khiển tốc độ và hành trình cắt.

Ứng dụng công nghệ mô phỏng (FEM - Finite Element Method - hay Phương pháp Phần tử hữu hạn trong tiếng Việt) để đánh giá ứng suất và biến dạng trong quá trình cắt, từ đó tối ưu hóa thiết kế dao, góc nghiêng và lực cắt, đảm bảo chai không bị biến dạng, nứt vỡ hoặc sai lệch hình học.

Máy được thiết kế phù hợp với nhiều kích thước chai phổ thông (đường kính 40–110 mm, cao 50–150 mm), có thể ứng dụng rộng rãi trong ngành thực phẩm, dược phẩm và hóa mỹ phẩm.

1.6.2. Về mặt mô hình thử nghiệm – sản phẩm nghiên cứu

Mô hình thực nghiệm được chế tạo dựa trên thiết kế 3D CAD và phân tích động học, nhằm kiểm chứng nguyên lý hoạt động tại xưởng cơ khí Trường Đại học Bách Khoa – Đại học Đà Nẵng.

Bộ bản vẽ kỹ thuật hoàn chỉnh, bao gồm: bản vẽ phương án, bản vẽ tổng thể, bản vẽ sơ đồ động, bản vẽ lắp, bản vẽ chi tiết, bản vẽ quy trình công nghệ, bản vẽ sơ đồ mạch điện điều khiển.

1.6.3. Giá trị chuyển giao và tiềm năng ứng dụng

Khả năng ứng dụng thực tiễn cao: Thiết bị phù hợp cho doanh nghiệp sản xuất quy mô vừa, có thể triển khai tại các xưởng sản phẩm nhựa đang xử lý bavia bằng tay.

Tiềm đề phát triển sản phẩm thương mại hóa: Nếu được đầu tư thêm về cơ cấu cắt và kiểm tra tự động, hệ thống có thể nâng cấp thành một tổ hợp tự động hóa phục vụ ngành nhựa.

1.7. Đề xuất phương pháp đánh giá và tiêu chí kiểm thử sản phẩm

1.7.1. Mục tiêu đánh giá

Để đảm bảo tính khả thi và hiệu quả ứng dụng thực tế của mô hình máy cắt bavia tích hợp cho chai nhựa HDPE, việc đề xuất bộ tiêu chí đánh giá rõ ràng, cùng phương pháp kiểm thử định lượng là yêu cầu tất yếu trong tiến trình nghiên cứu. Mục tiêu của đánh giá bao gồm:

- Xác định mức độ hiệu quả kỹ thuật của thiết bị.
- Độ ổn định trong thao tác cắt.
- Đánh giá mức độ đơn giản hóa quy trình thao tác so với phương pháp hiện hành.
- So sánh chi phí chế tạo và vận hành với giải pháp nhập khẩu hoặc xử lý thủ công hiện có.

1.7.2. Phương pháp đánh giá tổng thể

Việc đánh giá sản phẩm nghiên cứu sẽ được triển khai theo ba phương pháp chính:

1. Phép thử thực nghiệm (Experimental Validation): Tiến hành thử nghiệm thực tế trên 100 sản phẩm mẫu chai nhựa HDPE, với thông số kích thước chuẩn (đường kính chai: 60mm; chiều dài: 100mm; thành chai dày: 1mm).
2. Phân tích so sánh định lượng (Quantitative Benchmarking): So sánh kết quả thử nghiệm của thiết bị với phương pháp xử lý hiện tại (thủ công bavia đáy, cắt miệng bằng máy đơn năng), từ đó xác định giá trị cải tiến.
3. Phân tích định tính (Qualitative Analysis): Lấy ý kiến phản hồi từ kỹ sư vận hành, công nhân kỹ thuật và chuyên gia trong ngành bao bì nhựa để đánh giá mức độ dễ sử dụng, khả năng tích hợp dây chuyền và độ an toàn thao tác.

1.7.3. Các tiêu chí kiểm thử

Bảng 1.2. Bảng tiêu chí kiểm thử.

Tiêu chí đánh giá	Đơn vị đo/ Mô tả kiểm thử	Ngưỡng chấp nhận/ Mục tiêu
Hiệu quả loại bỏ bavia	% số chai cắt sạch bavia trên/dưới sau 1 chu trình	$\geq 98\%$
Tốc độ xử lý	Số chai/giờ (test liên tục 60 phút)	≥ 720 chai/giờ
Chi phí chế tạo thiết bị	Tổng chi phí vật tư, gia công, lắp ráp	≤ 15 triệu đồng
Độ phức tạp thao tác		≤ 4 bước
Tính an toàn khi vận hành	Có cơ cấu che chắn lưỡi dao, nút khẩn cấp, cảnh báo khi vận hành	Đáp ứng 100% checklist
Tính ổn định thiết bị	Số lần dừng máy ngoài ý muốn trong 8 giờ hoạt động liên tục	≤ 1 lần/ngày

Khả năng bảo trì và thay thế	Thời gian tháo/lắp dao thay thế – kiểm nghiệm trên thực tế thao tác bởi sinh viên	≤ 10 phút/lần thay dao
------------------------------	--	-----------------------------

1.8. Kế hoạch thực hiện và phân công công việc

Để hoàn thành đề tài "Thiết kế và chế tạo máy cắt bavia chai nhựa HDPE" một cách hiệu quả, nhóm đã xây dựng kế hoạch triển khai công việc theo các giai đoạn cụ thể và phân công nhiệm vụ như sau:

Bảng 1.3. Bảng kế hoạch thực hiện và phân công công việc.

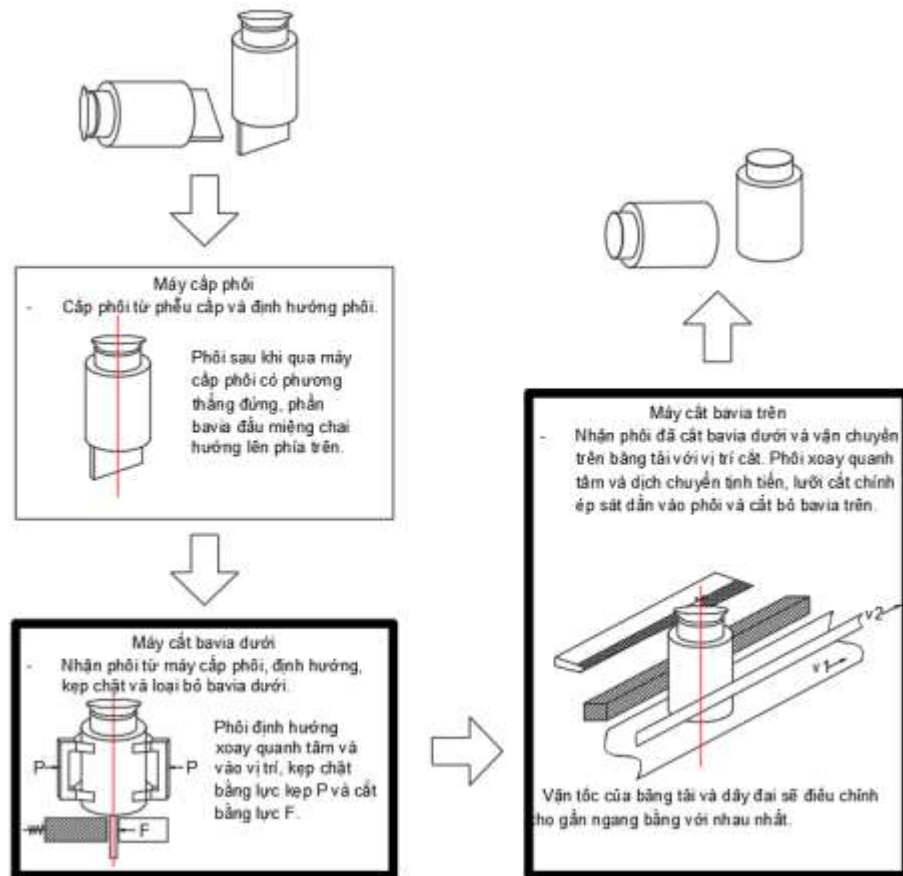
Giai đoạn	Nghiên cứu cơ sở lý thuyết	Chi tiết
1	Nghiên cứu cơ sở lý thuyết	Tìm hiểu đặc tính cơ lý của nhựa HDPE và hiện tượng hình thành bavia trong quy trình ép thổi chai. Khảo sát các giải pháp cắt bavia hiện có trong và ngoài nước.
2	Xây dựng mô hình thiết kế sơ bộ	Đề xuất nguyên lý hoạt động máy cắt bavia tích hợp. Lập sơ đồ khối giải pháp và định hướng các thông số kỹ thuật chính.
3	Thiết kế chi tiết mô hình 3D và lựa chọn vật liệu	Lê Viết Đoàn: Phụ trách thiết kế chi tiết các bộ phận cơ khí máy, dựng mô hình 3D (SolidWorks). Xây dựng bản vẽ chi tiết, bản vẽ lắp và sơ đồ động.
4	Mô phỏng và tính toán lực cắt	Trần Quốc Lợi: Phụ trách mô phỏng quá trình cắt bằng phần mềm

		<p>Abaqus/Explicit, phân tích biến dạng nhựa HDPE trong quá trình loại bỏ bavia.</p> <p>Tiến hành tính toán lực cắt yêu cầu, tối ưu góc nghiêng dao và tốc độ cắt nhằm đảm bảo chất lượng sản phẩm.</p>
5	Chế tạo mô hình thử nghiệm (Prototype)	Gia công khung máy, cụm dao cắt, cụm gá kẹp phôi.
6	Thử nghiệm và hiệu chỉnh	<p>Tiến hành thử nghiệm cắt bavia trên sản phẩm thực tế.</p> <p>Đo lường hiệu quả loại bỏ bavia, điều chỉnh các thông số vận hành tối ưu.</p>
7	Viết báo cáo tổng kết	<p>Tổng hợp kết quả nghiên cứu, mô phỏng, chế tạo và thử nghiệm.</p> <p>Soạn thảo báo cáo thuyết minh và bài trình bày hội đồng bảo vệ.</p>

CHƯƠNG 2. LỰA CHỌN PHƯƠNG ÁN THIẾT KẾ ĐỘNG HỌC

2.1. Phương án 1

Chu trình làm việc.

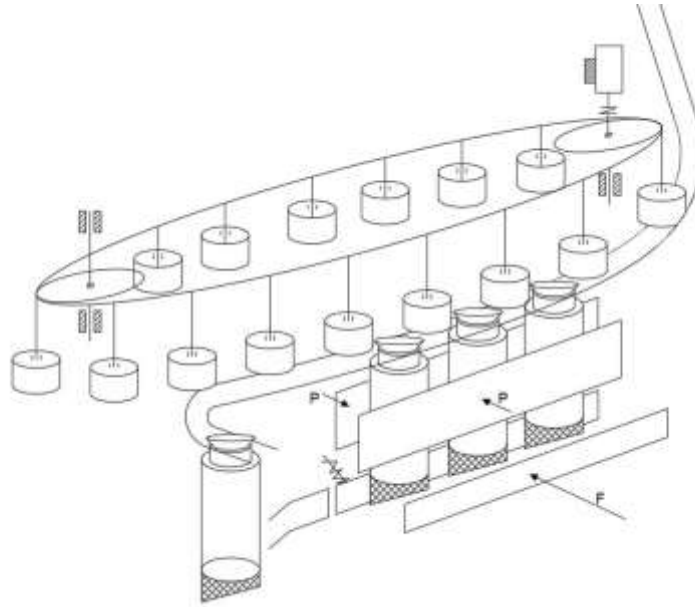


Hình 2.1. Sơ đồ quá trình cắt bavia chai HDPE của phương án 1.

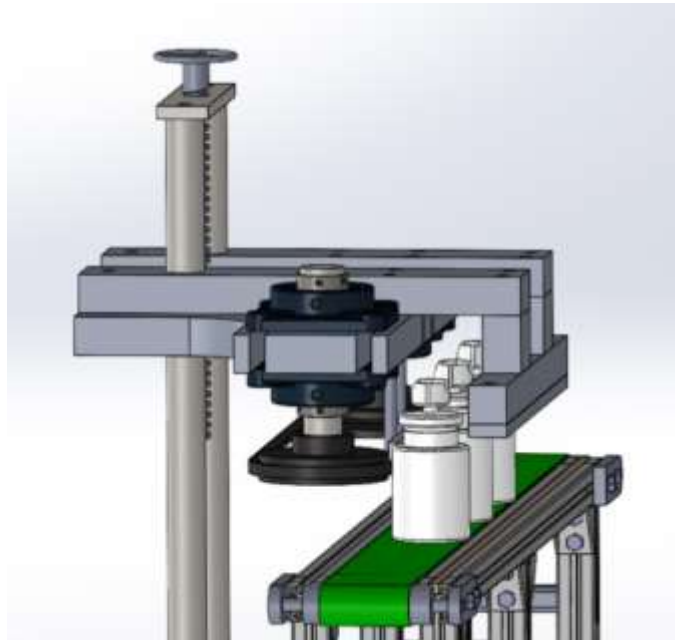
Hệ thống máy cắt chai HDPE gồm 3 máy:

- + Máy cấp phôi.
- + Máy cắt bavia dưới.
- + Máy cắt bavia trên.

Nhóm sẽ thiết kế và chế tạo trước máy cắt bavia dưới và máy cắt bavia trên để thu được chai thành phẩm và kiểm tra công suất của máy, lực cắt, năng suất... Đối với máy cấp phôi, nhóm có nghĩ đến cấp phôi tự động. Tuy nhiên hiện tại, nhóm sẽ tạm cấp bằng tay và sau khi 2 máy còn lại hoạt động ổn định sẽ thiết kế thêm máy cấp phôi tự động.

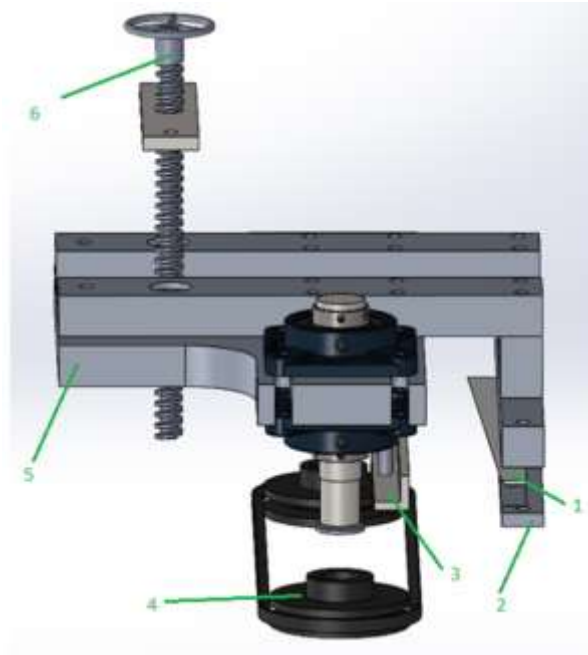


Hình 2.2. Sơ đồ động máy cắt bavia dưới.



Hình 2.3. Mô hình 3D máy cắt bavia trên.

Sau khi chai nhựa cắt bavia phía dưới sẽ đi vào băng tải nhờ thanh dẫn hướng. Băng tải chuyển động đưa chi tiết đến cơ cấu cắt bavia phía trên. Bộ truyền đai giúp chi tiết tự quay quanh tâm chi tiết và tiếp xúc với phần dao cắt (chi tiết được định vị 3 bậc tự do tại vị trí tiếp xúc của chai và băng tải để đảm bảo kích thước chiều cao của chai sau khi cắt).



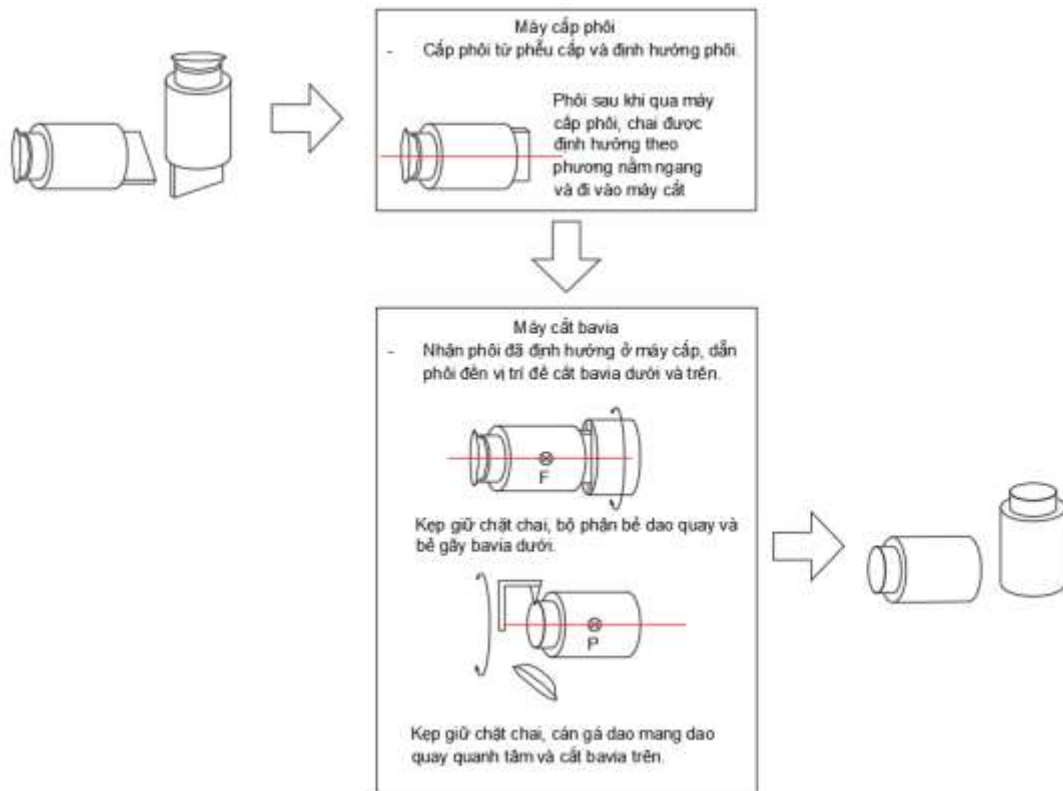
Hình 2.4. Cơ cấu cắt.

Bảng 2.1. Chú thích các ký hiệu.

STT	Tên	Chức năng
1	Dao	Cắt bavia trên
2	Mặt bích gá dao	Cố định dao
3	Bộ phận căng đai	Căng đai
4	Đai	Làm chi tiết xoay quanh tâm chi tiết
5	Khung	Gá các bộ phận cắt
6	Vít me	Điều chỉnh chiều cao vùng cắt

2.2. Phương án 2

Chu trình làm việc.



Hình 2.5. Sơ đồ quá trình cắt bavia chai nhựa HDPE.

Trọng tâm của hệ thống, đảm bảo việc loại bỏ bavia thừa trên cả miệng và đáy chai một cách chính xác. Chu trình cắt được chia thành hai bước riêng biệt:

Loại bỏ bavia đáy chai

Quá trình loại bỏ bavia đáy là giai đoạn đầu và đóng vai trò then chốt trong hệ thống máy. Khi chai được đưa vào vị trí, cơ cấu kẹp giữ tự động cố định thân chai, đảm bảo không bị xô dịch trong suốt chu trình cắt.

Đầu bẻ bavia tiếp cận vùng bavia dưới đáy và chuyển động quanh trục chai. Nhờ trục quay đồng tâm với trục chai, quá trình cắt diễn ra chính xác, loại bỏ hoàn toàn phần nhựa dư mà không làm biến dạng đáy chai HDPE.

Loại bavia miệng chai

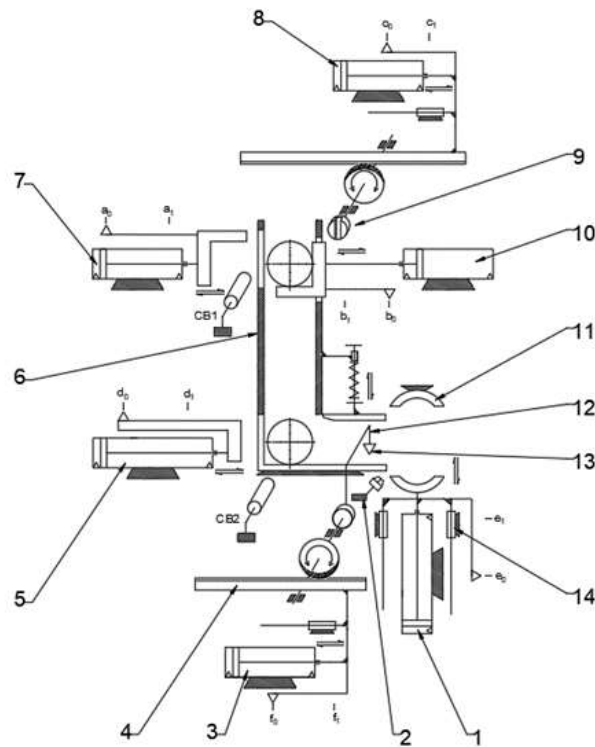
Sau khi loại bỏ bavia đáy, chai được chuyển đến cụm loại bỏ miệng. Tại đây, cơ cấu gá định vị chắc chắn giúp giữ ổn định thân chai. Dao cắt dạng cánh gạt quay đều quanh trục

chai, loại bỏ bavia miệng một cách đồng đều. Tốc độ quay ổn định giúp đường cắt mịn, giữ đúng hình dạng và không làm mất đi tính thẩm mỹ sản phẩm. Quá trình diễn ra liên tục, an toàn và hiệu quả.

2.3. Lựa chọn phương án

Sau khi so sánh hai phương án thiết kế, nhóm lựa chọn phương án 2 nhờ ưu điểm vượt trội về tự động hóa, độ chính xác và khả năng tích hợp. Phương án này sử dụng cơ cấu dao quay cắt bavia miệng và đáy trên cùng một máy, kết hợp hệ thống cấp phôi tự động và thiết bị điều khiển, giúp quá trình cắt diễn ra liên tục, đồng đều và hạn chế biến dạng sản phẩm.

Khác với phương án 1 (cắt tách rời), phương án 2 tối ưu diện tích lắp đặt, giảm chi phí đầu tư vì phải sử dụng nhiều máy hơn. Thiết kế cho phép điều chỉnh linh hoạt theo kích thước chai, tháo lắp dao nhanh, dễ bảo trì. Ngoài ra, mô phỏng FEM được ứng dụng để tối ưu hóa kết cấu, tăng độ bền và ổn định khi vận hành. Nhờ đó, phương án 2 phù hợp với yêu cầu sản xuất công nghiệp HDPE hiện nay, vừa đảm bảo chất lượng, vừa nâng cao hiệu quả kinh tế.



Hình 2.6. Sơ đồ động của phương án được chọn.

CHƯƠNG 3. TÍNH TOÁN VÀ THIẾT KẾ HỆ TRUYỀN ĐỘNG CƠ KHÍ

3.1. Thiết kế sơ đồ động của máy

Yêu cầu chung của máy cắt bavia chai nhựa HDPE.

Máy cắt bavia chai nhựa HDPE được thiết kế nhằm đảm bảo khả năng loại bỏ phần nhựa dư hiệu quả, nâng cao chất lượng sản phẩm và phù hợp với dây chuyền sản xuất tự động. Để đạt mục tiêu đó, máy cần đáp ứng các yêu cầu sau:

a) Yêu cầu về kỹ thuật và hiệu suất: Máy phải cắt chính xác $\geq 80\%$ sản phẩm, không gây biến dạng hoặc sai lệch hình học. Tốc độ xử lý yêu cầu đạt ít nhất 720 chai/giờ. Cần cho phép điều chỉnh linh hoạt tốc độ dao, lực cắt và chiều sâu cắt nhằm phù hợp nhiều loại chai.

b) Yêu cầu về tự động hóa và điều khiển: Trang bị PLC điều khiển trung tâm kết hợp giao diện HMI giúp giám sát thông số và vận hành tự động.

c) Yêu cầu về độ bền và độ ổn định: Kết cấu máy phải chịu được tải trọng liên tục, vật liệu dao cắt nên sử dụng thép hợp kim (như C45) có độ cứng và khả năng chống mài mòn cao. Thiết kế dễ tháo lắp, thuận tiện cho bảo trì định kỳ.

d) Yêu cầu về an toàn và bảo vệ môi trường: Máy cần có che chắn bảo vệ lưỡi dao, nút dừng khẩn cấp. Ưu tiên sử dụng thiết bị tiết kiệm năng lượng nhằm giảm chi phí và thời gian chế tạo cũng như lắp đặt.

e) Yêu cầu về khả năng tích hợp dây chuyền: Máy phải tương thích với cụm cấp phối tự động để vận hành liên tục không gián đoạn.

f) Yêu cầu về tính kinh tế và hiệu quả: Ưu tiên sử dụng vật liệu sẵn có, cấu trúc gọn nhẹ, dễ gia công và di chuyển. Thiết kế dao bền, ít bảo trì, giảm chi phí, góp phần nâng cao hiệu quả sản xuất và lợi nhuận cho doanh nghiệp.

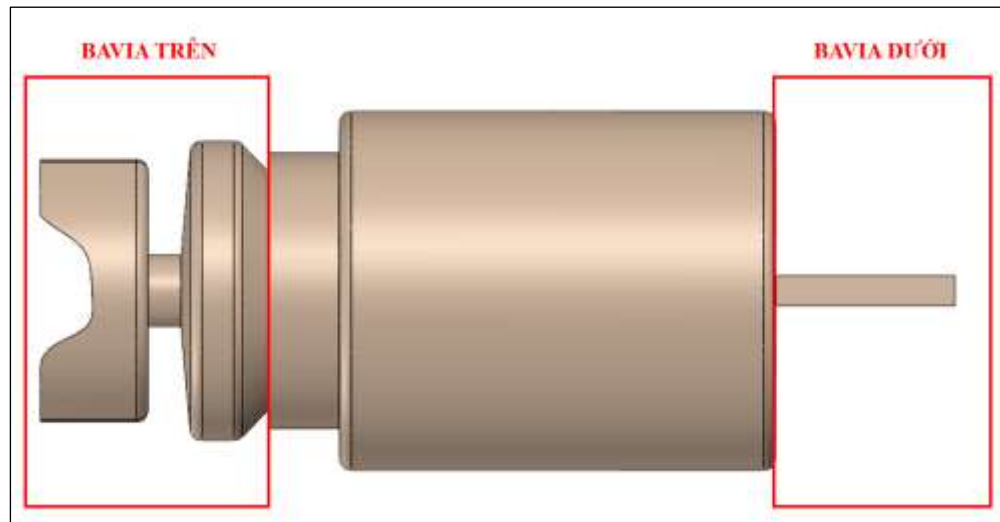
3.2. Tính toán lực cắt

Mô phỏng bằng phần mềm Abaqus nhằm xác định ứng suất, biến dạng dẻo và lực cắt tác dụng trong quá trình loại bỏ bavia ở miệng chai nhựa HDPE, từ đó đánh giá hiệu quả thiết kế dao và máy cắt bavia.

3.2.1. Thiết lập mô hình

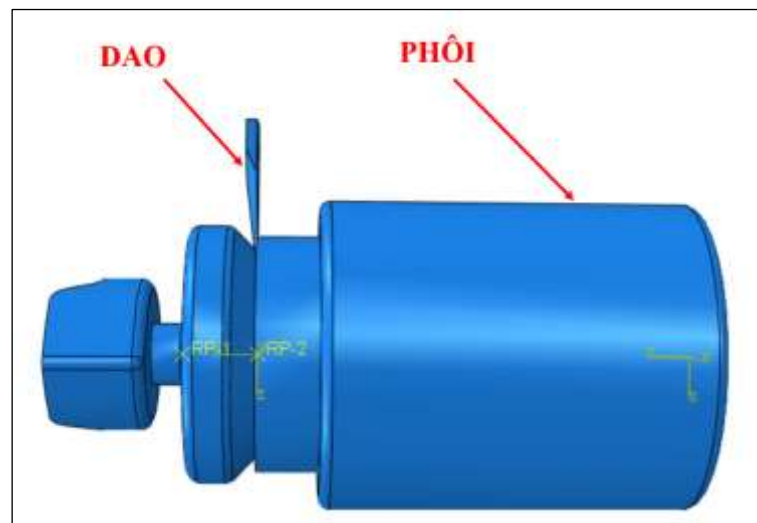
Phần mềm sử dụng: Abaqus/Explicit – phù hợp cho phân tích biến dạng phi tuyến.

Mô hình 3D chai nhựa: Bán kính 60mm, có bavia ở đầu trên.



Hình 3.1. Mô hình 3D chai nhựa HDPE.

Mô hình dao: Góc cắt 6°, quay quanh phôi, tiếp xúc với bavia.



Hình 3.2. Mô hình Abaqus giữa chai và dao.

3.2.2. Các bước sử dụng Abaqus để tính lực cắt

a) Bước 1: Import hình học vào Abaqus

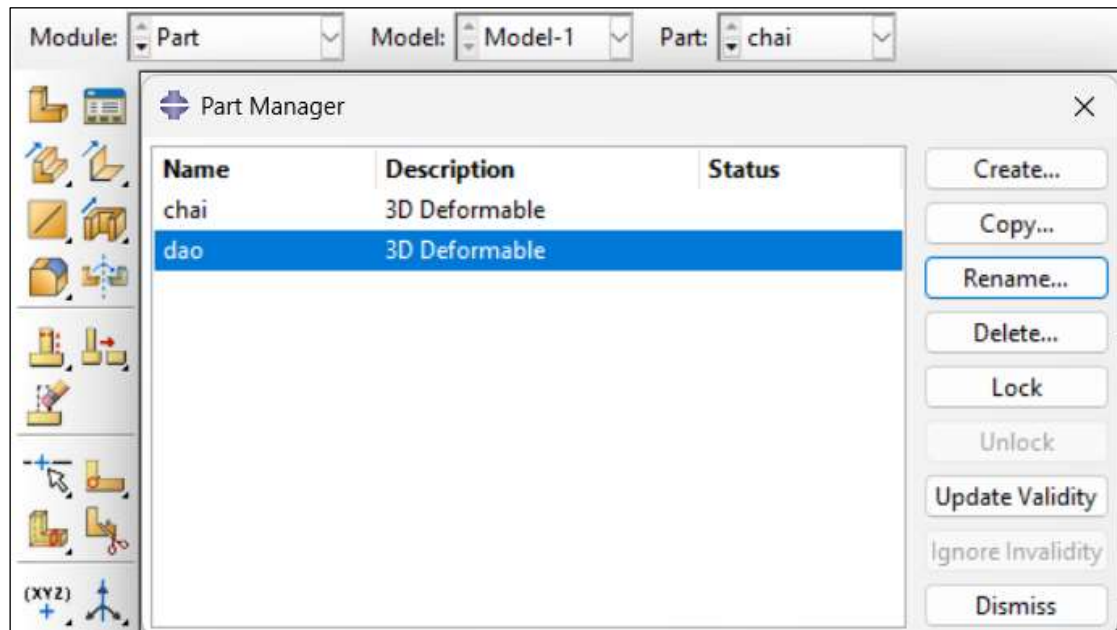
► Tại giao diện Abaqus/CAE:

Module: Part

Vào: File > Import > Part

Chọn file: chai.step.

- Type: 3D, deformable.
- Shape: Solid.



Hình 3.3. Thêm chi tiết vào Abaqus.

Lập lại với dao.step.

- ▶ Kiểm tra sau khi import:

Dùng tool: Repair Geometry để không lỗi khi chia lưới.

Dùng Part > Section Assign để gán thuộc tính vật liệu sau khi import.

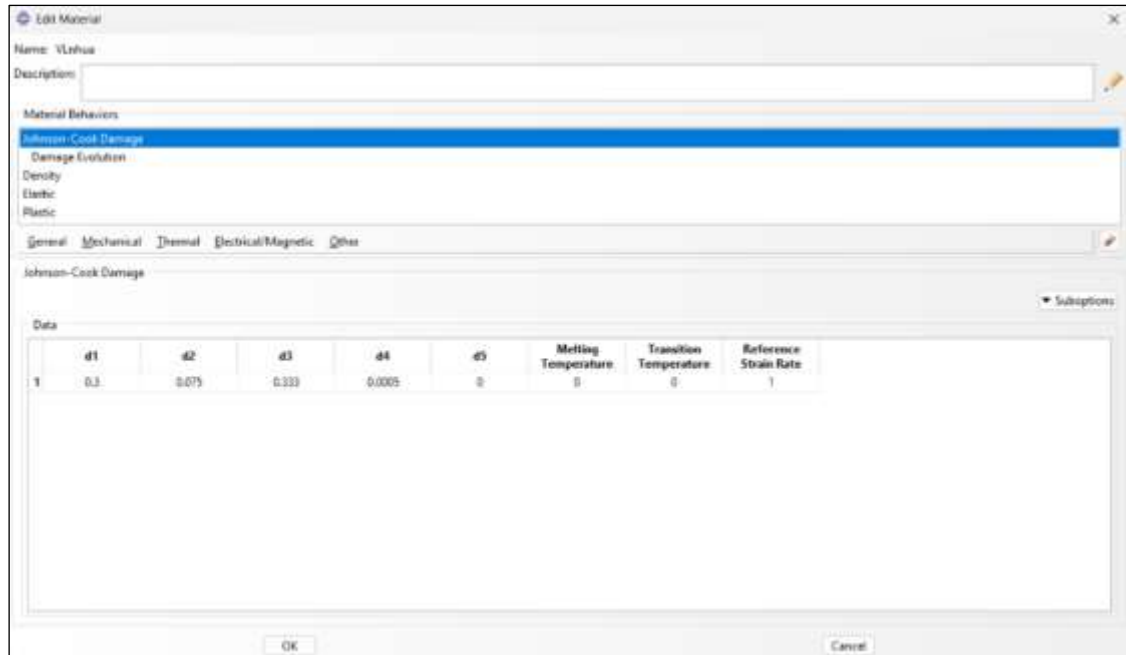
Bước 2: Khai báo vật liệu (Module: Property)

Khai báo vật liệu (Module: Property). Tất cả các thông số được đưa vào mục Property của phần mềm ABAQUS được lấy từ nguồn tài liệu [8], [9].

- ▶ HDPE:

Material > Create:

Johnson-Cook Damage – Mô hình đứt gãy.



Hình 3.4. Thiết lập vật liệu.

Bảng 3.1. Bảng thông số Johnson – Cook.

Tham số	Giá trị	Ý nghĩa
D1	0.3	Biến dạng dẻo tương đương tại đứt gãy (cơ bản)
D2	0.075	Ảnh hưởng của ứng suất thủy tĩnh
D3	0.333	Ảnh hưởng của tỷ lệ ứng suất
D4	0.0005	Ảnh hưởng của tốc độ biến dạng
D5	0	Ảnh hưởng của nhiệt độ
Melting/Transition Temp	0	Không dùng nhiệt
Reference Strain Rate	1	Chuẩn hoá tốc độ biến dạng

Theo tài liệu [8], mô hình Johnson–Cook Damage định nghĩa strain đến failure (gãy) như:

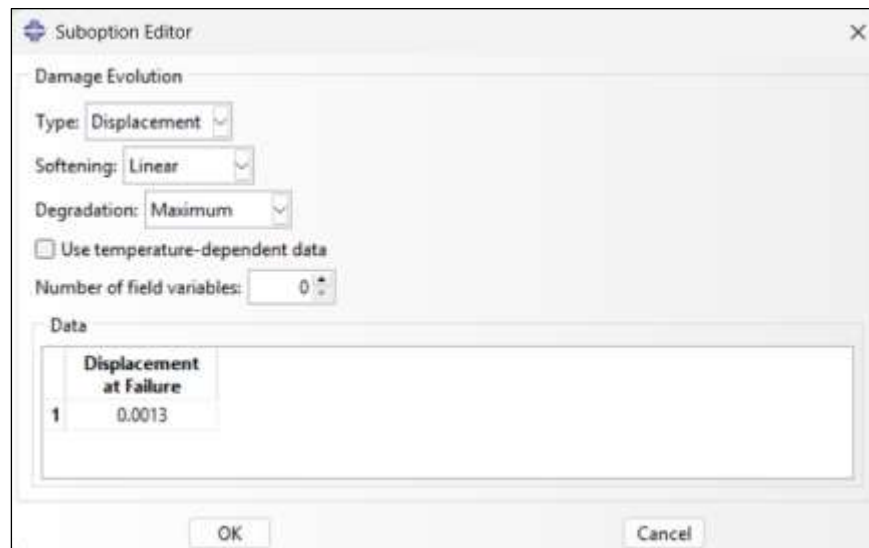
$$\varepsilon_f = [d_1 + d_2 \cdot e^{d_3 \cdot \sigma^*}] \cdot [1 + d_4 \cdot \ln\left(\frac{\dot{\varepsilon}}{\dot{\varepsilon}_0}\right)] \cdot [1 + d_5 \cdot T^*] \quad (3.1)$$

Trong đó:

- ε_f - Biến dạng dẻo tại điểm gãy khi vật liệu không thể chịu thêm tải trọng.
- σ^* - Tỉ số giữa ứng suất thủy tĩnh (mean stress) và ứng suất tương đương von Mises:

$$\sigma^* = \frac{\sigma_m}{\sigma_{eq}}$$
- $\dot{\varepsilon}$ - Tốc độ biến dạng thực tế (do Abaqus tính trong quá trình mô phỏng).
- $\dot{\varepsilon}_0$ - Tốc độ biến dạng chuẩn (thường đặt bằng 1 s^{-1}).
- T^* - Nhiệt độ tương đối: $T^* = \frac{T - T_{room}}{T_{melt} - T_{room}}$
- T - Nhiệt độ hiện tại của phần tử.
- T_{room} - Nhiệt độ môi trường (nhiệt độ chuẩn).
- T_{melt} - Nhiệt độ nóng chảy của vật liệu.

Damage Evolution – Quá trình suy giảm mô đun.

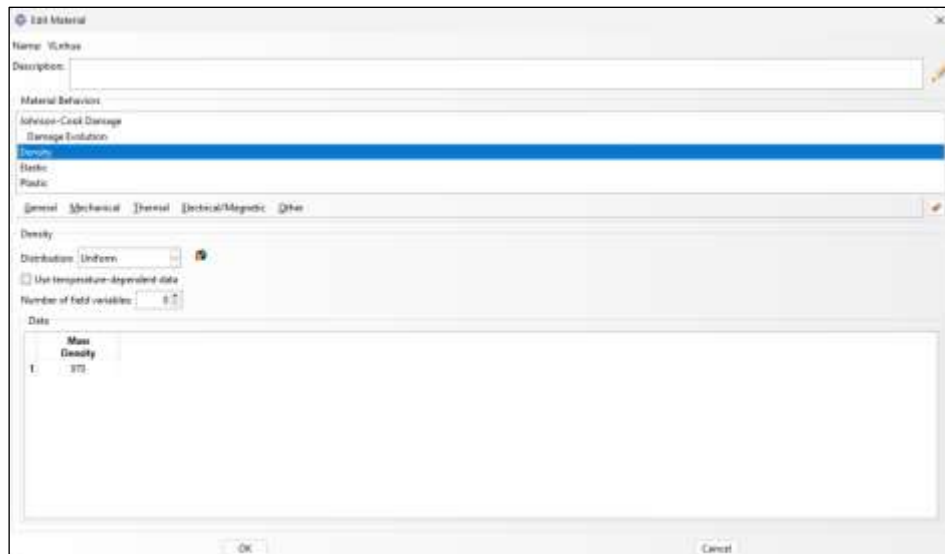


Hình 3.5. Thiết lập hệ số suy giảm.

Bảng 3.2. Ý nghĩa các tham số vật liệu.

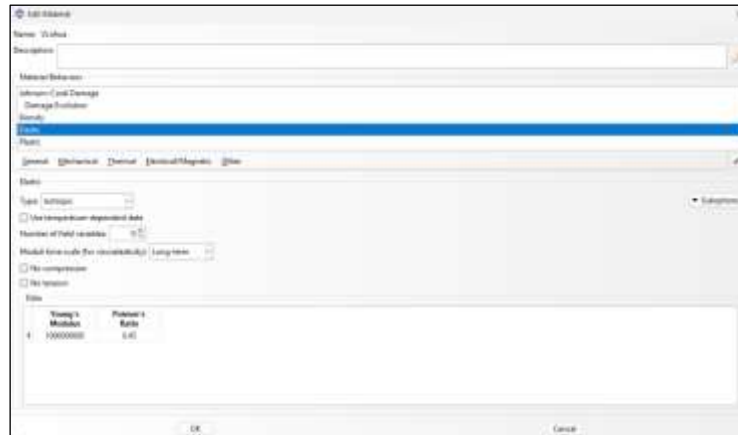
Tham số	Giá trị	Ý nghĩa
Type	Displacement	Phụ thuộc vào độ dòn (không phải năng lượng)
Softening	Linear	Đường cong giảm mô đun tuyến tính sau khi gãy bắt đầu
Degradation	Maximum	Mức độ suy giảm tối đa khi vật liệu mất khả năng chịu tải
Displacement at Failure	0.0013	Độ dòn giới hạn gây phá hủy

Density - Khối lượng riêng.



Hình 3.6. Thiết lập hệ số khối lượng riêng.

Elastic - Tính đàn hồi.

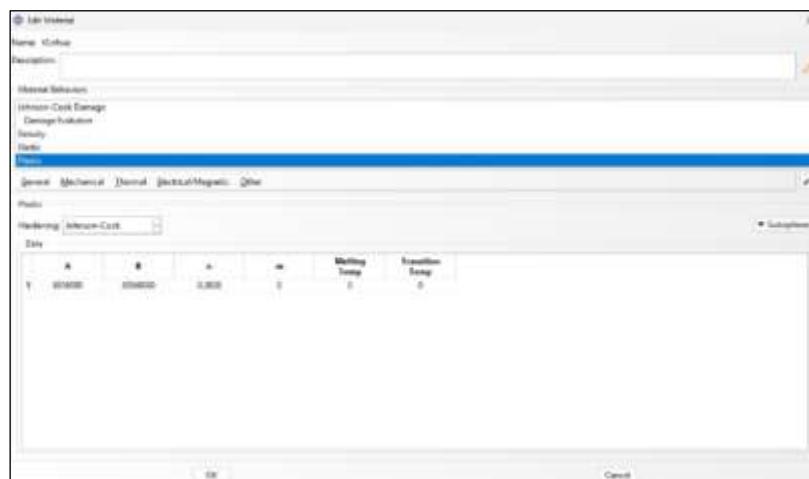


Hình 3.7. Thiết lập hệ số đàn hồi.

Bảng 3.3. Ý nghĩa các tham số.

Tham số	Giá trị	Ý nghĩa
Young's Modulus	1.0e9 (MPa)	Mô đun đàn hồi, thể hiện độ cứng tuyến tính của vật liệu.
Poisson's Ratio	0.45	Hệ số Poisson, thể hiện độ co ngang của vật liệu khi bị kéo dọc.

Plastic - Mô hình biến dạng dẻo Johnson-Cook.



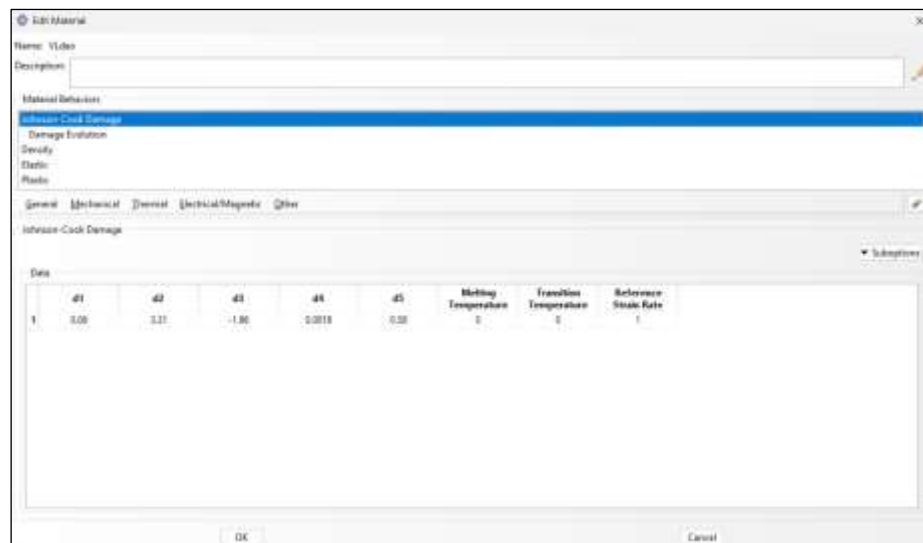
Hình 3.7. Thiết lập hệ số Johnson-Cook.

Bảng 3 4. Ý nghĩa các tham số Johnson – Cook.

Tham số	Giá trị	Ý nghĩa
A	8.859e ⁶ Pa	Giới hạn chảy ban đầu (yield stress) khi $\epsilon = 0$ và $T = 0$
B	3.056e ⁶ Pa	Hệ số tăng cứng – tăng ứng suất theo biến dạng
n	0.3838	Số mũ biến dạng dẻo
m	0	Ảnh hưởng của nhiệt độ (bỏ qua nếu $T=0$)
Melting/Transition Temp	0	Không xét nhiệt độ trong mô hình này

► Dao cắt:

Johnson-Cook Damage (Mô hình đứt gãy).

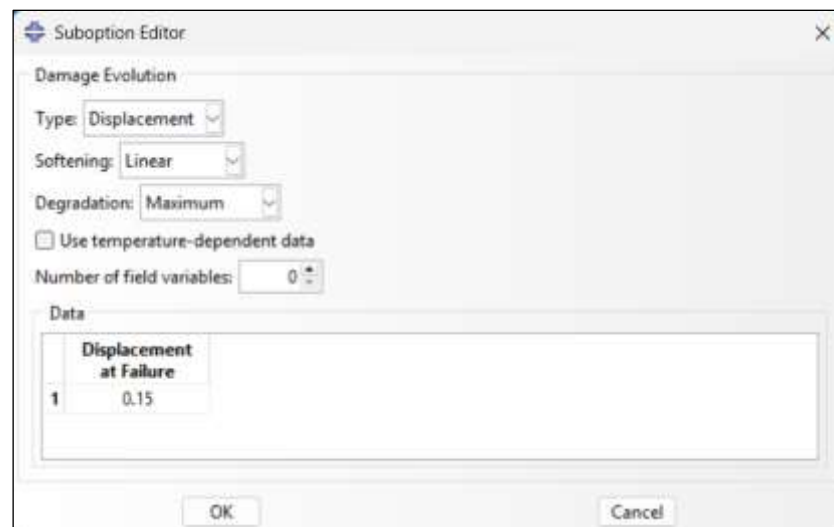


Hình 3.8. Thiết lập hệ số Johnson-Cook.

Bảng 3.5. Ý nghĩa các tham số Johnson – Cook.

Tham số	Giá trị	Ý nghĩa
D1	0.06	Biến dạng dẻo tương đương tại đứt gãy (cơ bản).
D2	3.31	Ảnh hưởng của ứng suất thủy tĩnh.
D3	-1.96	Ảnh hưởng của tỷ lệ ứng suất.
D4	0.0018	Ảnh hưởng của tốc độ biến dạng.
D5	0.58	Ảnh hưởng của nhiệt độ.
Melting/Transition Temp	0	Không dùng nhiệt.
1	1	Chuẩn hóa tốc độ biến dạng.

Damage Evolution (Quá trình suy yếu vật liệu).

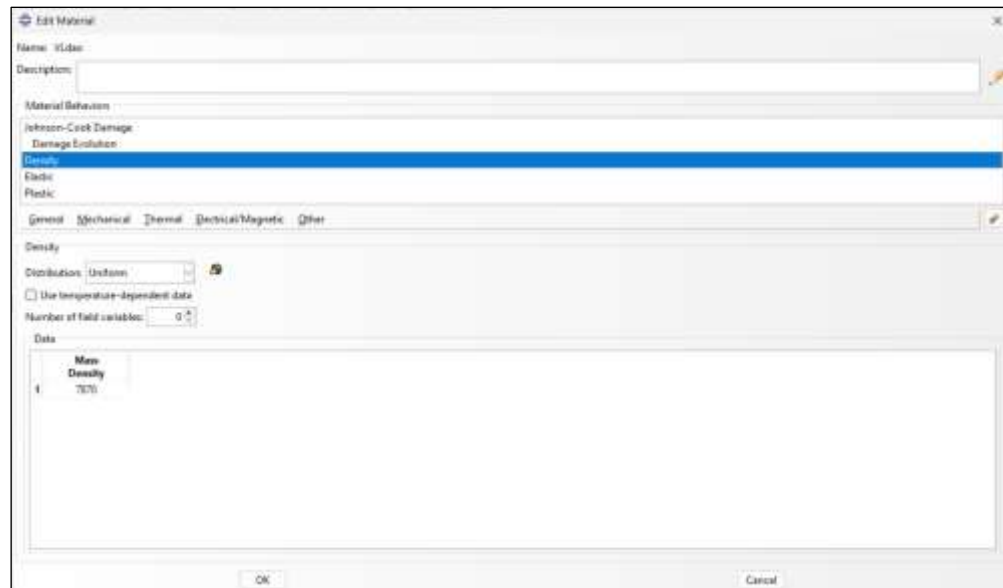


Hình 3.9. Thiết lập hệ số suy yếu vật liệu.

Bảng 3.6. Ý nghĩa các tham số suy yếu vật liệu.

Tham số	Giá trị	Ý nghĩa
Type	Displacement	Phụ thuộc vào độ dời (không phải năng lượng)
Softening	Linear	Đường cong giảm mô đun tuyến tính sau khi gãy bắt đầu
Degradation	Maximum	Mức độ suy giảm tối đa khi vật liệu mất khả năng chịu tải
Displacement at Failure	0.15	Độ dời giới hạn gây phá hủy

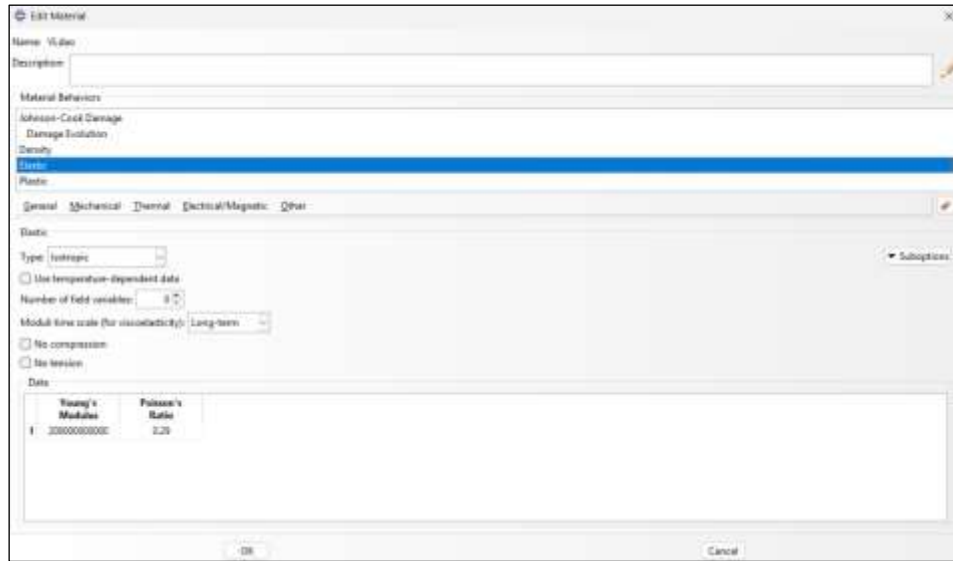
Density (Khối lượng riêng),



Hình 3.10. Thiết lập hệ số khối lượng riêng.

Tham khảo theo nguồn trang web: <https://vanhanoi.com/>, Thép C45 có khối lượng riêng: Theo Metric $7.87 \text{ g/cc} = 7870 \text{ kg/m}^3$.

Elastic (Tính đàn hồi).



Hình 3.11. Thiết lập hệ số đàn hồi.

Trong đó:

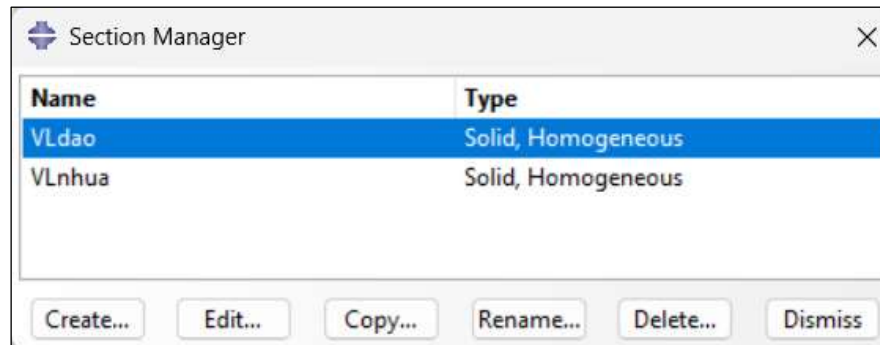
- Young's Modulus - Mô đun đàn hồi – đo độ cứng của vật liệu.
- Poisson's Ratio - Tỷ lệ biến dạng ngang so với dọc khi kéo. Với thép, thường là $\sim 0.28 - 0.30$.

Bảng 3.7. Ý nghĩa các tham số Johnson – Cook.

Tham số	Giá trị	Ý nghĩa
A	$862e^6$ Pa	Giới hạn chảy ban đầu (yield stress) khi $\epsilon = 0$ và $T = 0$
B	$3316e^6$ Pa	Hệ số tăng cứng – tăng ứng suất theo biến dạng
n	0.34	Số mũ biến dạng dẻo
m	0.8	Ảnh hưởng của nhiệt độ (bỏ qua nếu $T = 0$)
Melting/Transition Temp	0	Không xét nhiệt độ trong mô hình này

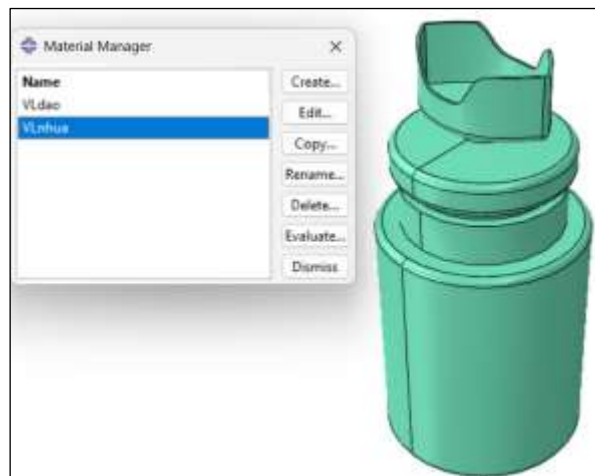
► **Gán section:**

Tạo section Solid.

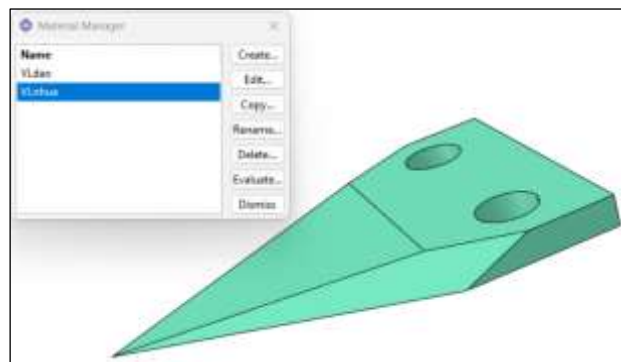


Hình 3.12. Tạo section.

Assign section cho mỗi part: chai nhựa và dao.



Hình 3.13. Gán section vào các chi tiết chai.



Hình 3.14. Gán section vào các chi tiết dao.

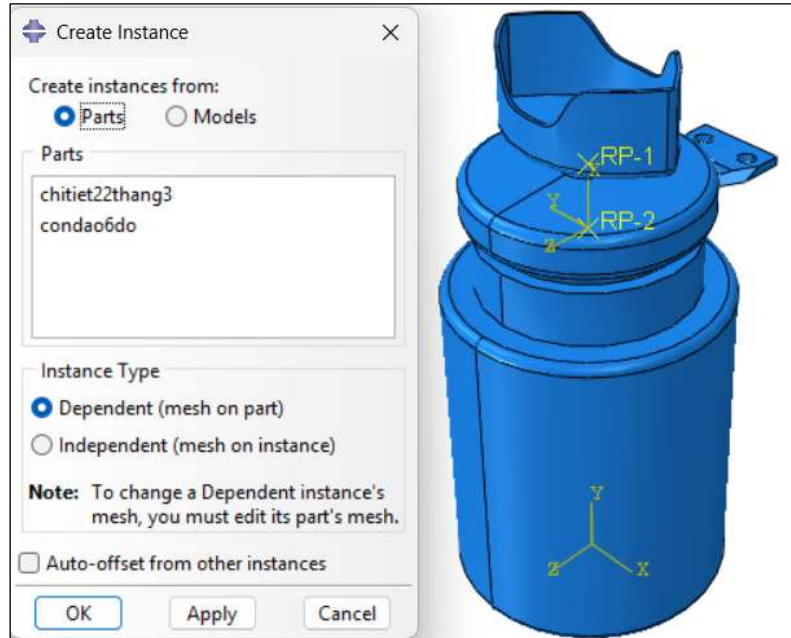
c) Bước 3. Assembly (Module: Assembly)

Tạo Instance cho mỗi part (chai và dao).

Đặt vị trí dao gần vùng bavia của chai.

Dùng Move, Rotate, Translate nếu cần điều chỉnh.

Kiểm tra lại tọa độ tiếp xúc.

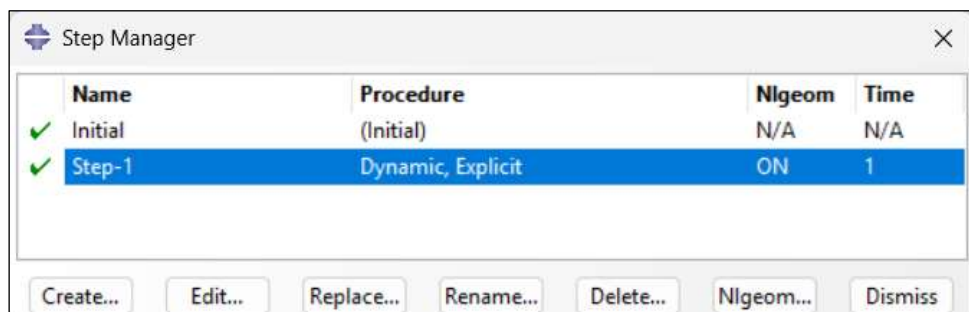


Hình 3.15. Lắp ghép các chi tiết.

d) Bước 4. Tạo Step mô phỏng (Module: Step)

Create Step > Dynamic, Explicit Tên step: Step -1.

Time period: 1.



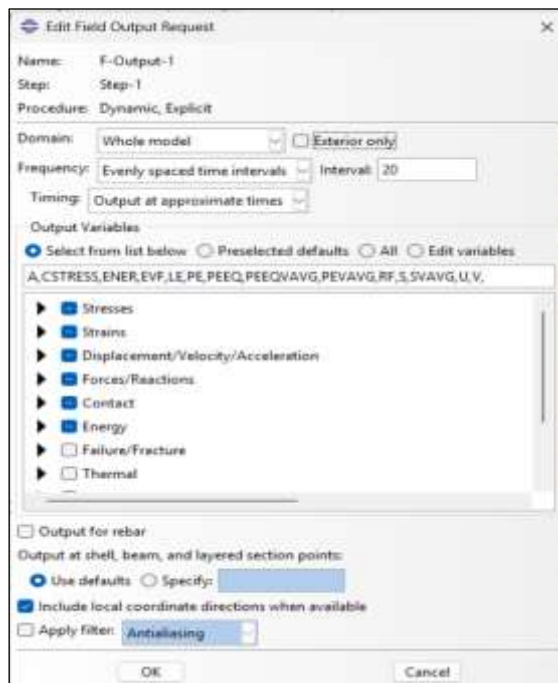
Hình 3.16. Thiết lập step của mô hình.

Trong bước Step, mục Field Output Request là nơi chọn các đại lượng vật lý được lưu lại để phân tích sau mô phỏng. Thiết lập như sau: Domain: Whole model – ghi dữ liệu

toàn mô hình Frequency: Evenly spaced time intervals, Interval = 20 – ghi mỗi 20 bước thời gian Timing: Output at approximate times – ghi tại thời điểm gần đúng.

Bảng 3.8. Các biến đã bật và ý nghĩa các tham số.

Tên	Ý nghĩa
Stresses	Ứng suất (Stress)
Strains	Biến dạng
Displacement/Velocity/Acceleration	Dịch chuyển, vận tốc, gia tốc
Forces/Reactions	Lực phản ứng
Contact	Ma sát, tiếp xúc, lực tiếp xúc
Energy	Năng lượng: internal, kinetic, friction...



Hình 3.17. Thiết lập các tham số kết quả.

e) Bước 5: Thiết lập tiếp xúc (Module: Interaction)

- Tạo Interaction (tiếp xúc dao - chai).

Vào module: Interaction → chọn Create Interaction.

Chọn General Contact (Explicit) cho step Step-1.

Đặt tên: Int-1, interaction này sẽ được lưu trong Interaction Manager với trạng thái Propagated.

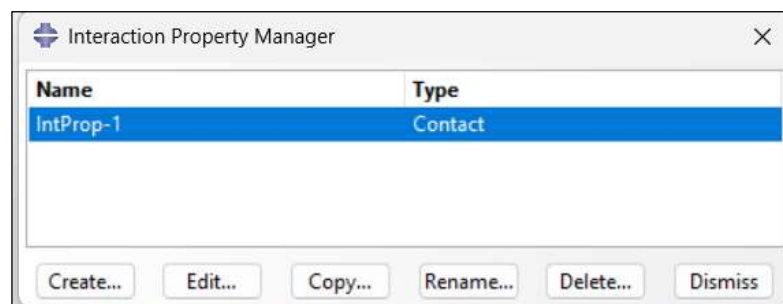


Hình 3.18. Thiết lập trạng thái tiếp xúc.

► Khai báo Interaction Property.

Vào Interaction Property Manager → Create.

- Type: Contact.
- Normal Behavior: Hard Contact (mô phỏng va chạm không xuyên thấu).
- Tangential Behavior.



Hình 3.19. Thiết lập trạng thái tương tác.

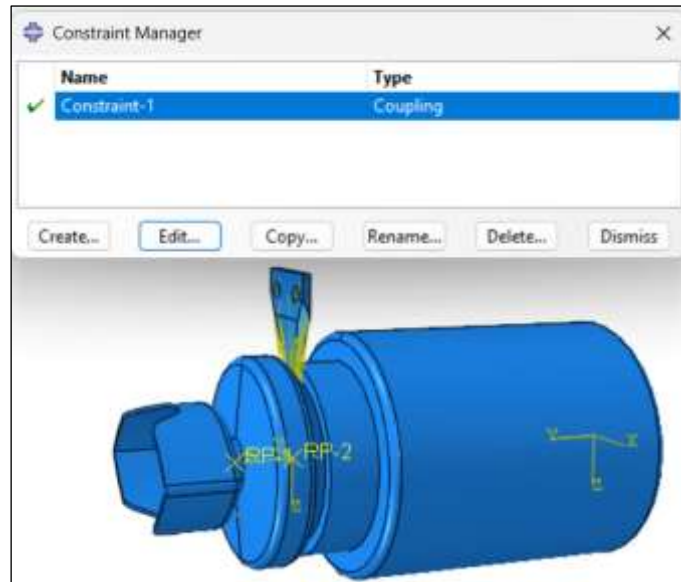
► Tạo Coupling (kết nối RP và mặt phẳng).

Tạo Reference Point (RP) tại vị trí bạn muốn điều khiển (tâm quay dao, tâm đế chai).

Vào Interaction → Create Constraint. Type: Coupling.

Control Point: chọn RP. Surface: chọn mặt dao hoặc bavia chai.

Loại ràng buộc: Kinematic, bật đầy đủ DOF (UX, UY, UZ, URX, URY, URZ).



Hình 3.20. Thiết lập chiều quay của dao.

► Gán Connector nếu có liên kết cơ khí

Tạo Connector Section (ví dụ: bản lề – Hinge).

Vào Connector Section Manager → Create.

Name: ConnSect-1, Type: Hinge. Gán phần tử dạng wire kết nối RP với vùng cần gán. Gán ConnSect-1 vào vùng đó trong Connector Section Assignme. Boundary Condition:

- Chai: cố định hoàn toàn (Encastre).
- Dao: tạo chuyển động.
- Displacement theo trục Y hoặc Z.
- Hoặc Velocity nếu muốn kiểm soát tốc độ cắt.

Có thể dùng Amplitude nếu cần chuyển động có biến thiên.

f) Bước 6: Chia lưới (Mesh)

► Chia lưới cho chi tiết dao.

Module: Mesh → Chọn Part con dao ở đó.

Gán phần tử:

- Mesh Control > Element Shape: Tetrahedral.
- Technique: Free. Gán loại phần tử:
- Element Type: C3D4 (4-node tetrahedron) hoặc C3D10 (nếu cần chính xác hơn).

Seed Part: chọn kích thước lưới phù hợp (ví dụ: 1.0 mm).

Mesh → Generate Mesh → kiểm tra chất lượng lưới.

► Chia lưới cho chi tiết chai Module:

Mesh → Chọn Part chitiet22thang3

Gán phần tử:

- Mesh Control > Element Shape: Hex nếu hình học phù hợp.
- Technique: Sweep (nếu trụ tròn) hoặc Structured nếu có thể.

Gán loại phần tử: Element Type: C3D8R (8-node linear brick).

Seed Part:

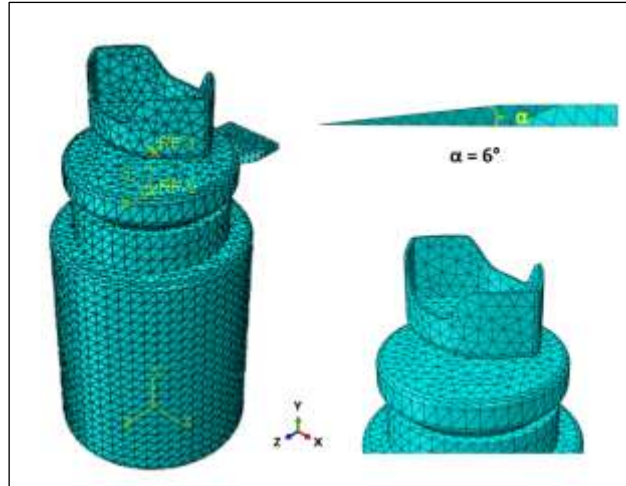
- Chọn Seed Edges hoặc Seed Part.
- Vùng tiếp xúc với dao: chọn seed nhỏ hơn (0.2–0.3 mm).
- Vùng còn lại: dùng seed lớn hơn (0.8–1.5 mm) Mesh → Generate.

Mesh → Kiểm tra bằng Mesh Verify.



Hình 3.21. Ảnh tổng thể lưới chi tiết.

Lưới phần tử: 14 768 phần tử; tinh chỉnh lưới tại vùng tiếp xúc để tăng độ chính xác.



Hình 3.22. Chia lưới 14 768 phần tử.

f) Bước 7: Tạo và chạy Job

► Tạo Job Vào module: Job → chọn Create.

Đặt tên Job: ví dụ Job-22t3-6do.

Chọn model: Model-1. Job.

Type: Full Analysis.

Click Continue → kiểm tra thông tin và nhấn OK.

► Kiểm tra và chạy mô phỏng.

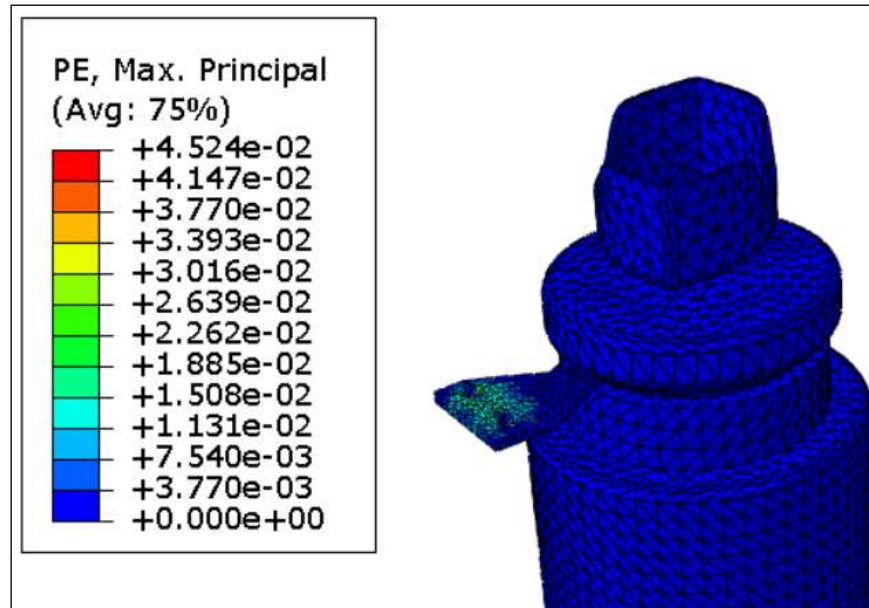
- Trong cửa sổ Job Manager:
- Click Write Input để tạo file input.inp.
- Click Data Check để kiểm tra lỗi (nếu có).
- Nếu hợp lệ, nhấn Submit để chạy mô phỏng.

Mở tab Monitor để theo dõi tiến trình.

Khi trạng thái chuyển sang Completed, có thể xem kết quả bằng cách nhấn Results.

*Nếu Job báo lỗi, nên mở Monitor hoặc *.msg và *.dat để đọc cảnh báo (ví dụ: thiếu ràng buộc, tiếp xúc chưa đủ...).*

► KẾT QUẢ



Hình 3.23. Kết quả mô phỏng.

► Lý do chọn biến dạng dẻo để phân tích

Bối cảnh bài toán: Trong đề tài thiết kế hệ thống cắt bavia chai nhựa HDPE (máy cắt), mô phỏng quá trình dao cắt vào mép nhựa để loại bỏ bavia. Vấn đề kỹ thuật ở đây cần quan tâm:

- Phải cắt đủ mạnh để bavia rời ra khỏi thân chai.
- Nhưng không được làm biến dạng hay hỏng chai (không phá hủy kết cấu nhựa HDPE).

Mà để đánh giá điều đó, không chỉ cần biết ứng suất (stress), mà còn phải hiểu rõ biến dạng dẻo (plastic strain – PE).

Mối liên hệ giữa biến dạng dẻo và lực cắt.

Cụ thể:

- Nếu PE bằng 0 => chỉ mới biến dạng đàn hồi => chưa đủ lực để cắt bavia.
- Nếu PE tăng đến mức xác định trước => ta có thể tính toán ngược lại để biết lực cắt cần thiết là bao nhiêu.

3.3. Chứng minh tính đúng đắn

Công thức liên hệ giữa ứng suất và biến dạng dẻo (PE):

Mô hình Johnson–Cook (JC Plasticity Model):

Nguồn: “*Johnson, G.R., & Cook, W.H. (1983). A constitutive model and data for metals subjected to large strains, high strain rates and high temperatures. Proceedings of the 7th International Symposium on Ballistics.*”

Công thức gốc:

$$\sigma = (A + B \cdot \varepsilon^n) \cdot \left(1 + C \cdot \ln\left(\frac{\dot{\varepsilon}}{\dot{\varepsilon}_0}\right)\right) \cdot (1 - T^m) \quad (3.2)$$

Khi bỏ qua nhiệt và tốc độ biến dạng (để đơn giản), còn lại:

$$\sigma = (A + B \cdot \varepsilon^n) \quad (3.3)$$

3.3.1. Công thức liên hệ giữa ứng suất và biến dạng dẻo (PE):

Định luật cơ bản của cơ học vật liệu:

$$F = \sigma \cdot A_c \quad (3.4)$$

Trong đó:

F: Lực tác dụng (N).

σ : Ứng suất (Pa hoặc MPa).

A_c : Diện tích chịu lực (m^2 hoặc mm^2).

Biến dạng dẻo lớn nhất (PE) từ mô phỏng:

$$\varepsilon = PE = 4,524\% = 0,04524.$$

Thông số Johnson–Cook cho nhựa HDPE:

- Ứng suất chảy ban đầu: $A = 8,859$ MPa.
- Hệ số tăng cứng: $B = 30,56$ MPa.
- Số mũ biến dạng dẻo: $n = 0,3838$.

Diện tích tiếp xúc (là vùng tiếp xúc giữa mép lưỡi dao cắt và phần bavia nhựa HDPE trên chai đo được trong phần mềm): $A_c = 2,2 \text{ mm}^2 = 2,2 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2$.

Tính ứng suất chảy tại PE = 4,524%

Áp dụng công thức Johnson – Cook (giản lược, không xét tốc độ và nhiệt):

$$\sigma = (A + B \cdot \epsilon^n) \quad (3.5)$$

Thay số:

$$\sigma = 8,859 + 30,56 \cdot (0,04524)^{0,3838} = 18,173 \text{ MPa.}$$

Tính lực cắt

$$F = \sigma \cdot A_c = 18,173 \cdot 10^6 \cdot 2,2 \cdot 10^{-6} = 39,981 \text{ N.}$$

Đổi sang đơn vị lực Kg lực (kgf)

$$F_{\text{kgf}} = \frac{38,911}{9,81} \approx 4,08 \text{ kgf}$$

Kết luận: Khi diện tích tiếp xúc dao – bavia là $2,2 \text{ mm}^2$, và biến dạng dẻo tại vùng cắt là 4,524%, thì lực cắt cần thiết là khoảng 39,98 1N, tương đương 4,08 kgf.

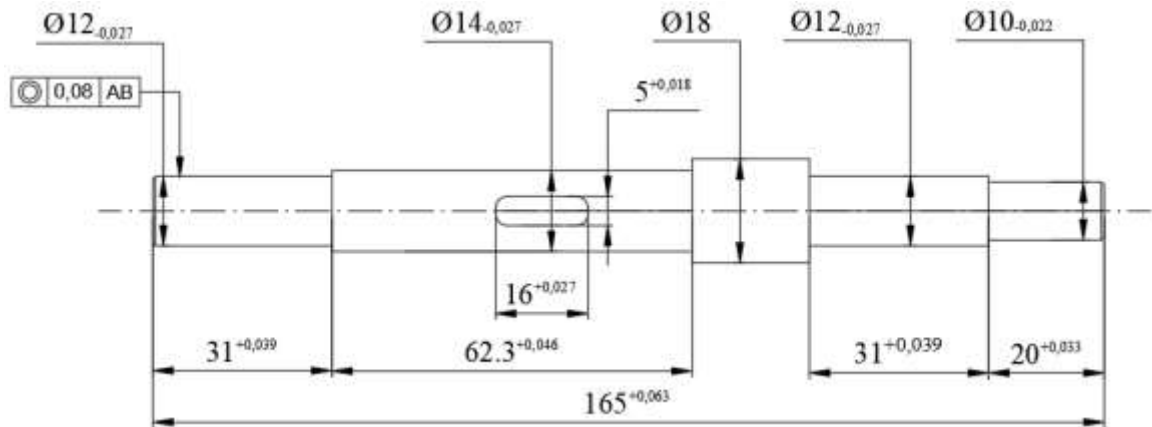
3.4. Tính toán bộ truyền bánh răng thanh răng – cụm loại bỏ bavia trên

Trong hệ thống truyền động của máy cắt bavia HDPE, cơ cấu thanh răng – bánh răng đảm nhiệm việc chuyển đổi chuyển động tịnh tiến của xi lanh khí nén thành chuyển động quay của trục dao. Cụ thể, thanh răng gắn cố định ăn khớp với bánh răng lắp trên trục $\varnothing 14 \text{ mm}$ qua một then vuông. Khi xi lanh đẩy thanh răng chuyển động, lực được truyền qua cặp răng tạo mômen xoắn quay trục dao.

Do là bộ truyền trực tiếp, cơ cấu này cần được tính toán chính xác về hình học, kiểm tra ứng suất tiếp xúc, uốn và kiểm nghiệm khả năng chịu lực của then truyền mômen.

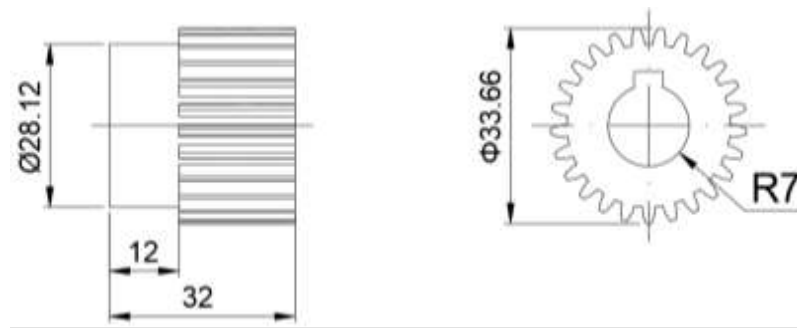
3.4.1. Lựa chọn vật liệu và tính ứng suất cho phép

Phần này nhằm xác định đặc tính cơ học cơ bản của vật liệu được sử dụng trong bộ truyền và từ đó suy ra ứng suất cho phép – yếu tố giới hạn chính trong tính toán thiết kế chi tiết máy.

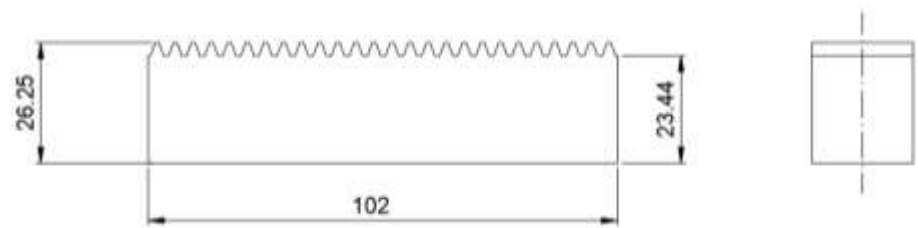


Hình 3.24. Kích thước trục cụm loại bỏ bavia trên.

Bánh răng và thanh răng sử dụng thép hợp kim 40CrNi đã tôi thường hoá, giúp tăng độ cứng bề mặt, kháng mài mòn và cải thiện độ bền mỏi.



Hình 3.25. Kích thước bánh răng.



Hình 3.26. Kích thước thanh răng.

Vật liệu sử dụng:

- Trục: Thép C45 – không nhiệt luyện.
- Bánh răng và thanh răng: Thép 40CrNi – đã tôi thường hoá.

Thông số cơ học đặc trưng:

- Giới hạn bền kéo của thép C45: $\sigma_b(\text{trục}) = 600 \text{ MPa}$.
- Giới hạn bền kéo của thép 40CrNi: $\sigma_b(\text{bánh răng}) = 850 \text{ MPa}$.

Hệ số an toàn:

Với trục: $n = 2$.

Với răng: $n = 1,8$.

Ứng suất cho phép:

$$[\sigma]_{\text{trục}} = \frac{600}{2} = 300 \text{ MPa}; [\sigma]_{\text{bánh răng}} = \frac{850}{1,8} \approx 472 \text{ MPa, lấy } 450 \text{ MPa.}$$

Trong đó:

- $[\sigma]$: Ứng suất cho phép làm việc của chi tiết.
- σ_b : giới hạn bền kéo của vật liệu.
- Hệ số an toàn được lựa chọn để đảm bảo chi tiết làm việc bền lâu, không bị phá hủy do ứng suất vượt ngưỡng.

3.4.2. Xác định modun, số răng và đường kính

Dựa vào tiêu chuẩn:

- Số răng bánh răng: $Z = 25$.
- Đường kính ngoài bánh răng: $d_{ng} = 33,66 \text{ mm}$.

Áp dụng công thức tiêu chuẩn:

$$d_{ng} = m(z + 2) \quad (3.7) \Rightarrow m = \frac{d_{ng}}{z+2} = \frac{33,66}{27} \approx 1,247 \text{ mm}$$

Lấy $m = 1,25 \text{ mm}$.

Tính đường kính vòng chia: $d = m.z = 1,25.25 = 31,25 \text{ mm}$.

Trong đó:

- m : modun, đơn vị mm, đại diện cho tỷ lệ giữa bước răng và π .
- z : số răng.
- d : đường kính vòng chia.

3.4.3. Tính momen và lực vòng tác dụng lên bánh răng

Từ kết quả mô phỏng quá trình cắt bavia, mômen yêu cầu quay trục dao là:
 $M = 625 \text{ Nmm}$.

Tính lực vòng tại vòng chia:

$$F_t = \frac{2M}{d} \quad (3.8)$$

$$= \frac{2 \cdot 625}{31,25} = 40 \text{ N}$$

Trong đó:

- F_t : Lực vòng truyền qua cặp răng.
- M : momen xoắn cần thiết để quay dao.
- d : đường kính vòng chia của bánh răng.

3.4.4. Tính chiều rộng bánh răng

Chiều rộng bánh răng ảnh hưởng đến khả năng chịu tải tiếp xúc và độ bền mỏi.

Theo quy ước thiết kế tiêu chuẩn:

$$\frac{b}{m} = 10 \Rightarrow b = 10 \cdot m = 12,5 \text{ mm}.$$

Tuy nhiên, theo bản vẽ không gian lắp bánh răng là 32mm. Do đó, chọn chiều rộng bánh răng: $b = 20 \text{ mm}$.

Chọn $b = 20 \text{ mm}$ với mục đích là tăng chiều rộng bánh răng giúp tăng khả năng chịu uốn và tiếp xúc, đồng thời tận dụng không gian lắp đặt thực tế.

3.5.5. Tính vận tốc vòng và chọn cấp chính xác

Để xác định cấp chính xác chế tạo bánh răng, cần biết vận tốc vòng làm việc thực tế.

Giả sử trục dao quay 1 vòng trong 1,2 giây:

$$n = \frac{60}{1,2} = 50 \text{ (vòng/phút)}$$

Tính vận tốc vòng của bánh răng:

$$v = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{60 \cdot 1000} \quad (3.9)$$

$$= \frac{3,14 \cdot 31,25 \cdot 50}{60000} = 0,0817 \text{ m/s}$$

Trong đó:

- v : vận tốc vòng của răng tại vòng chia (m/s).
- d : Đường kính vòng chia của bánh răng (mm).
- n : Số vòng quay mỗi phút.

Với vận tốc làm việc thấp ($v < 1 \text{ m/s}$) và tải trung bình, bộ truyền không đòi hỏi cao về độ chính xác hình học hay độ nhẵn mặt răng. Theo ISO 1328, cấp chính xác 8 là phù hợp, cho phép chế tạo bằng phương pháp tiện, dễ gia công, chi phí thấp nhưng vẫn đảm bảo độ êm và tránh các lỗi như kẹt răng, rung động hay mài mòn sớm trong hệ truyền động tốc độ thấp.

3.5.6. Tính hệ số tải trọng K

Hệ số tải trọng động được xác định theo mức độ ổn định của tải. Do cụm cắt làm việc theo chu kỳ ngắn, có dao động nhẹ: $K = 1,3 \div 1,5 \Rightarrow$ Chọn $K = 1,4$.

3.6. Tính toán bộ truyền bánh răng – thanh răng cụm loại bỏ bavia dưới

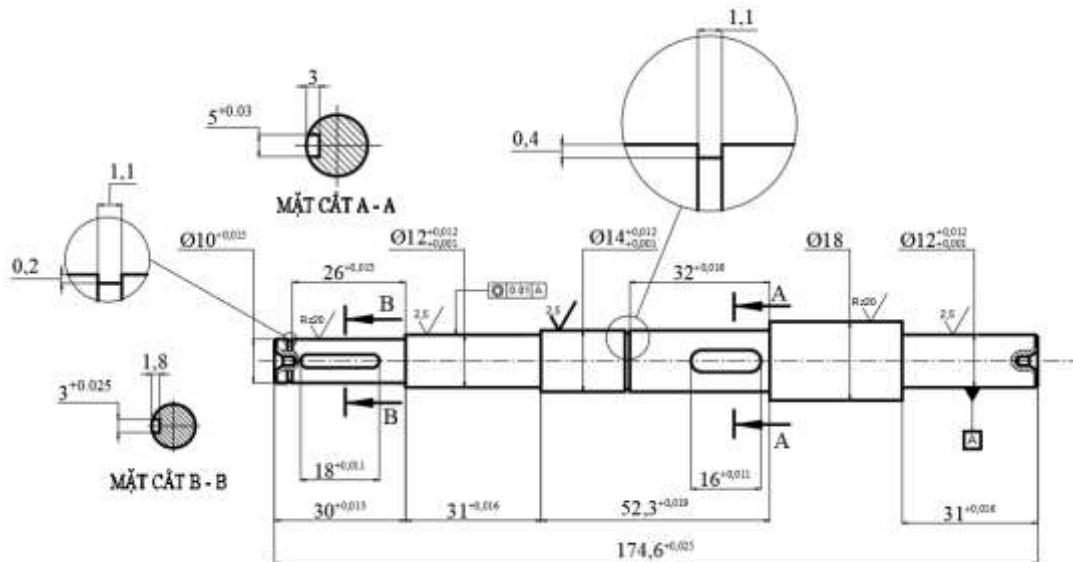
Bộ truyền thanh răng – bánh răng có nhiệm vụ chuyển chuyển động tịnh tiến từ xi lanh khí nén thành chuyển động quay của trục dao bavia đáy chai. Bánh răng được lắp trên trục $\varnothing 14 \text{ mm}$ bằng then vuông, ăn khớp với thanh răng cố định. Cụm này làm việc

trước cụm cắt miệng chai, yêu cầu tính toán chính xác về mômen, ứng suất và kiểm nghiệm then để đảm bảo độ bền và ổn định khi vận hành.

3.6.1. Lựa chọn vật liệu và tính ứng suất cho phép

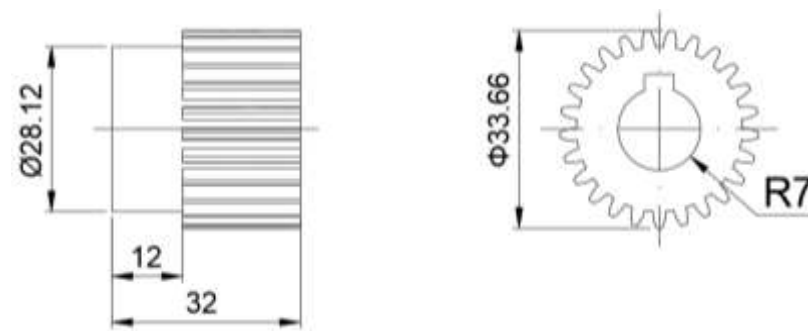
Việc lựa chọn vật liệu phù hợp với từng chi tiết là điều kiện tiên quyết để đảm bảo độ bền và khả năng chịu tải lâu dài.

Với cụm bẻ đáy: Trục truyền mômen được chế tạo bằng thép C45 – loại thép carbon trung bình, có độ bền kéo cao và dễ gia công.

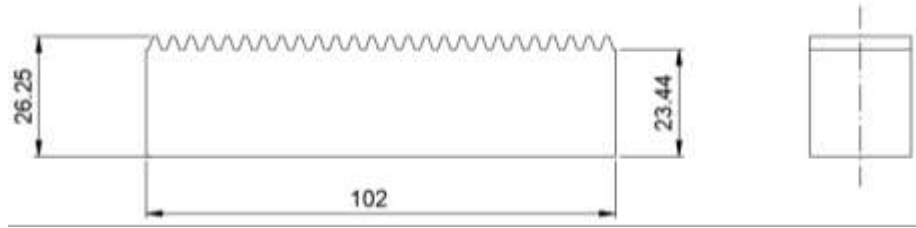


Hình 3.27. Kích thước trục cụm loại bỏ bavia dưới.

Bánh răng và thanh răng sử dụng thép hợp kim 40CrNi đã tôi thường hoá, giúp tăng độ cứng bề mặt, kháng mài mòn và cải thiện độ bền mỏi.



Hình 3.28. Kích thước bánh răng.



Hình 3.29. Kích thước thanh răng.

Ứng suất cho phép:

$$[\sigma]_{\text{trục}} = \frac{600}{2} = 300 \text{ MPa}; [\sigma]_{\text{bánh răng}} = \frac{850}{1,8} \approx 472 \text{ MPa, lấy } 450 \text{ MPa.}$$

Trong đó:

- $[\sigma]$: Ứng suất cho phép làm việc của chi tiết.
- σ_b : giới hạn bền kéo của vật liệu.
- Hệ số an toàn được lựa chọn để đảm bảo chi tiết làm việc bền lâu, không bị phá huỷ do ứng suất vượt ngưỡng.

3.6.2. Xác định số răng, mô – đun và đường kính vòng chia

Để xác định các thông số hình học cơ bản của bánh răng, ta sử dụng số răng đã biết từ bản vẽ kỹ thuật và đường kính ngoài bánh răng:

- Số răng bánh răng: $z = 25$.
- Đường kính ngoài bánh răng: $d_{\text{ng}} = 33.66 \text{ mm}$.

Tính modun theo công thức:

$$\begin{aligned} m &= \frac{d_{\text{ng}}}{z + 2} \quad (3.13) \\ &= \frac{33,66}{27} \approx 1,246 \end{aligned}$$

Chọn $m = 1,25 \text{ mm}$.

Tính đường kính vòng chia:

$$\begin{aligned} d &= m.z \quad (3.14) \\ &= 1,25.25 = 31,25 \text{ mm} \end{aligned}$$

Trong đó:

- m : Mô-đun – thông số xác định kích thước răng và tiêu chuẩn bánh răng.
- z : Số răng của bánh răng.
- d_{ng} : Đường kính ngoài bánh răng – kích thước lớn nhất của bánh.
- d : Đường kính vòng chia.

3.6.3. Tính momen và lực vòng tác dụng lên bánh răng

Từ yêu cầu truyền động của trục dao bẻ tại đáy, giả định mômen làm việc tương tự cụm cắt: $M = 625 \text{ Nmm}$.

Lực vòng tác dụng lên răng tính theo công thức:

$$\begin{aligned} F_t &= \frac{2M}{d} \quad (3.12) \\ &= \frac{2 \cdot 625}{31,25} = 40 \text{ N} \end{aligned}$$

Trong đó:

- F_t : Lực vòng tác dụng qua cặp răng (N).
- M : Mômen xoắn cần thiết để quay trục dao (Nmm).
- d : Đường kính vòng chia của bánh răng (mm).

3.6.4. Tính chiều rộng bánh răng

Tương tự như cụm loại bỏ bavia dưới, theo khuyến nghị tiêu chuẩn, tỷ số giữa chiều rộng và mô-đun:

$$\frac{b}{m} = 10 \Rightarrow b = 10 \cdot m = 12,5 \text{ mm}.$$

Tuy nhiên, theo bản vẽ không gian lắp bánh răng là 32mm. Do đó, chọn chiều rộng bánh răng: $b = 20\text{mm}$.

3.6.5. Tính vận tốc vòng và chọn cấp chính xác

Tương tự như loại bỏ bavia dưới, để xác định cấp chính xác chế tạo bánh răng, cần biết vận tốc vòng làm việc thực tế.

Giả sử trục dao quay 1 vòng trong 1,2 giây:

$$n = \frac{60}{1,2} = 50 \frac{\text{vòng}}{\text{phút}}$$

Tính vận tốc vòng của bánh răng:

$$v = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{60 \cdot 1000} \quad (3.13)$$

$$= \frac{3,14 \cdot 31,25 \cdot 50}{60000} = 0,0817 \text{ m/s}$$

Trong đó:

- v : Vận tốc vòng của răng tại vòng chia, đơn vị m/s.
- d : Đường kính vòng chia của bánh răng (mm).
- n : Số vòng quay mỗi phút.

Tương tự, do bộ truyền hoạt động ở vận tốc thấp ($< 1 \text{ m/s}$) và không yêu cầu truyền động chính xác cao, cấp chính xác 8 theo tiêu chuẩn ISO 1328 là lựa chọn phù hợp. Cấp này cho phép gia công bằng tiện đơn giản, đảm bảo vận hành ổn định, tránh các hiện tượng như kẹt răng, rung hoặc mài mòn sớm, đồng thời tiết kiệm chi phí chế tạo.

3.6.6. Tính hệ số tải trọng K

Hệ số tải trọng động được xác định theo mức độ ổn định của tải. Do cụm bẻ làm việc theo chu kỳ ngắn, có dao động nhẹ: $K = 1,3 \div 1,5 \Rightarrow$ Chọn $K = 1,4$.

3.7. Tính chọn Xilanh

Hệ thống cơ khí sử dụng một xi lanh khí nén tác động thẳng, gắn vào thanh răng, giúp tạo chuyển động tịnh tiến. Chuyển động này sẽ truyền mômen xoắn qua bánh răng để quay dao, cắt bỏ bavia nhựa trên miệng chai HDPE.

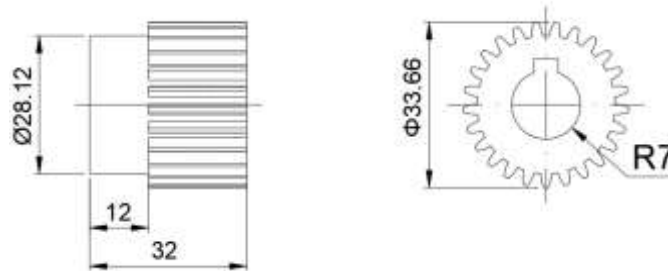
Hệ thống gồm:

Thanh răng dài 100 mm, chiều cao răng 1.41 mm, tổng chiều cao 13.13 mm.

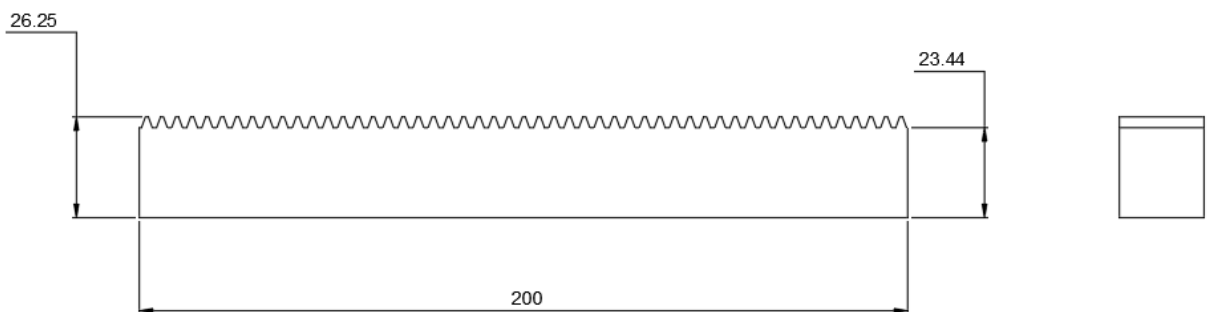
Bánh răng đường kính ngoài 33.66 mm, đường kính vòng chia xấp xỉ 31.25 mm.

Dao cắt gắn với trục bánh răng.

Xilanh khí nén $\text{Ø}32$ mm, hành trình 125 mm, áp suất cung cấp 3 atm.



Hình 3.30. Kích thước bánh răng.



Hình 3.31. Kích thước thanh răng.

Bảng 3.9. Thông số kích thước thực tế

Hạng mục	Ký hiệu	Giá trị
Đường kính ngoài bánh răng	D_{out}	33,66 mm
Đường kính vòng chia bánh răng (PCD)	D	31,25 mm
Bán kính vòng chia r	r	15,625 mm
Hành trình xi lanh	S_{piston}	125 mm
Áp suất khí nén	P	3 atm = 0.304 N/mm ²
Đường kính xi lanh	D_{xilanh}	32 mm

Tính lực cắt cần thiết – từ mô phỏng ABAQUS.

Theo báo cáo mô phỏng thực hiện trong Abaqus:

- Biến dạng dẻo PE = 4,524%.
- Ứng suất tương ứng: $\sigma = 18,173$ MPa.
- Diện tích tiếp xúc dao – bavia: $A = 2,2 \text{ mm}^2 = 2,2 \times 10^{-6} \text{ m}^2$.

Tính lực cắt:

$$F_{cát} = \sigma \cdot A \quad (5.1)$$

$$= 18,173 \times 10^6 \cdot 2,2 \times 10^{-6} = 39,98 \text{ N.}$$

Tính momen xoắn yêu cầu trên trục dao

$$M = F \cdot r \quad (5.2)$$

$$= 39,98 \cdot 15,625 = 624,7 \text{ Nmm.}$$

Tính lực đẩy cần thiết từ thanh răng

Vì thanh răng tác động lên bánh răng để truyền mômen, lực truyền là:

$$F_{\text{thanh răng}} = \frac{M}{r} = \frac{624,7}{15,625} \approx 39,98 \text{ N}$$

Tính tổng lực cần thiết từ xi lanh

Thêm khối lượng của cụm chuyển động (gá đỡ, thanh răng, ma sát): $m=2 \text{ kg}$.

$$F_{\text{trọng}} = 2 \cdot 9,81 = 19,62 \text{ N}$$

$$F_{\text{tổng}} = 39,98 + 19,62 = 59,6 \text{ N}$$

Tính tiết diện và xác định xi lanh:

$$A = \frac{F}{p} \quad (5.3)$$

$$= \frac{59,6}{0,304} \approx 196 \text{ mm}^2$$

$$\text{Suy ra: } D = \sqrt{\frac{4 \cdot 196}{\pi}} \approx 15,8 \text{ mm.}$$

Do đó, chọn xi lanh khí nén Ø32 mm (vì Ø16 là tối thiểu, Ø32 dư tải, bền vững hơn).

Tính hành trình yêu cầu

Thanh răng cần di chuyển đủ để bánh răng quay 1 vòng (360°):

$$S = \pi \cdot D_{\text{out}} = 3,14 \cdot 33,66 \approx 105,7 \text{ mm.}$$

Chọn hành trình xi lanh = 125 mm để:

- Đủ cho dao quay hết một vòng.
- Dư hành trình để hồi vị hoặc bù lắp ráp sai số.

Bảng 3.10. Tổng kết bảng kỹ thuật.

Thông số	Giá trị
Lực cắt cần thiết	39,98 N
Lực cộng thêm do khối lượng	19,62 N
Tổng lực yêu cầu	59,6 N
Đường kính xi lanh tối thiểu	15,8 mm
Chọn đường kính xi lanh	Ø32 mm
Hành trình yêu cầu	105,7 mm
Chọn hành trình	125 mm
Áp suất khí nén	3 atm (0.304 N/mm ²)

3.8. Thiết kế trục

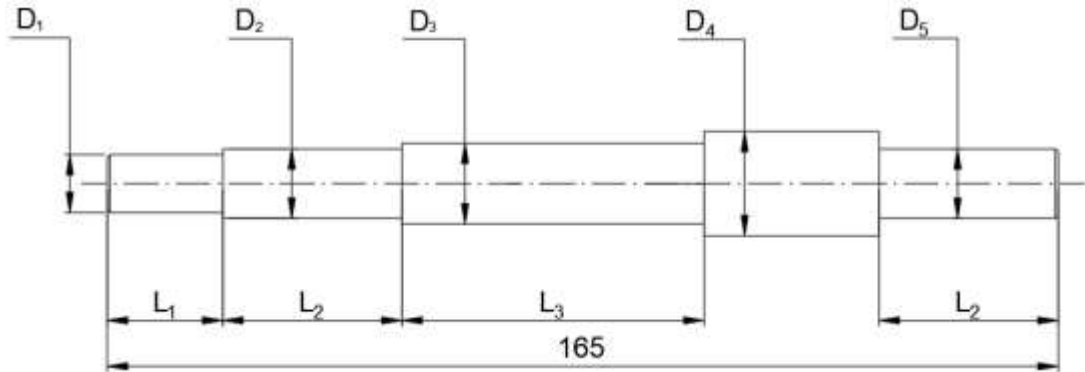
3.8.1. Trục của cụm loại bỏ bavia dưới

3.8.1.1. Xác định sơ bộ các kích thước chiều dài của trục

Trong cơ cấu bể bavia đáy của máy xử lý chai nhựa HDPE, trục đóng vai trò truyền mômen xoắn từ bộ truyền thanh răng–bánh răng đến dao bể. Chuyển động quay của trục tạo lực bể gãy phân bavia còn dư dưới đáy chai, nên kết cấu trục cần đảm bảo độ chính xác, độ bền mỏi và dễ bảo trì. Hiện nay có hai phương án chế tạo trục bể thường được xem xét:

- Phương án 1: Trục liền khối với cơ cấu bể, cứng vững nhưng khó gia công, chi phí cao, thay thế toàn bộ khi hỏng.
- Phương án 2: Trục trơn có rãnh then lắp với bánh răng, dễ chế tạo, thuận tiện sửa chữa, tiết kiệm chi phí.

Trong phạm vi đề tài, Trong đề tài, nhóm chọn phương án 2 để đảm bảo tính linh hoạt, dễ lắp ghép và phù hợp với điều kiện vận hành thực tế. Ta có kết cấu trục cụm bệ như sau:



Hình 3.32. Kết cấu trục của cụm loại bỏ bavia dưới.

Trong đó:

- D₁: Đường kính trục phần lắp ghép đầu bệ (mm).
- D₂: Đường kính trục phần lắp ghép gối đỡ (mm).
- D₃: Đường kính trục phần lắp ghép bánh răng (mm).
- D₄: Đường kính trục không lắp gì (mm).
- D₅: Đường kính trục phần lắp ghép ổ lăn (mm).
- L₁: Chiều dài trục lắp đầu bệ (mm).
- L₂: Chiều dài trục lắp gối đỡ (mm).
- L₃: Chiều dài trục lắp bánh răng (mm).

Ta chọn sơ bộ các kích thước trục như sau:

$$D_1 = 10 \text{ mm}, D_2 = 12 \text{ mm}, D_3 = 14 \text{ mm}, D_4 = 18 \text{ mm}, D_5 = 12 \text{ mm}.$$

$$L_1 = 20 \text{ mm}, L_2 = 31 \text{ mm}, L_3 = 52,3 \text{ mm}, L_5 = 31 \text{ mm}.$$

3.8.1.2. Vật liệu chế tạo trục

Vật liệu dùng để chế tạo trục có độ bền cao, có khả năng chịu được sự tập trung ứng suất lớn. Nên ta chọn thép C45 tôi thường hóa, có các cơ tính:

Độ cứng HB = 170... 217 HB

Giới hạn bền kéo: $\sigma_b = 600$ (MPa).

Giới hạn bền chảy: $\sigma_{ch} = 340$ (MPa).

Ứng suất xoắn cho phép: $[\tau] = 12-20$ (MPa).

3.8.1.3. Xác định lực tác dụng lên trục, phản lực tại các gối đỡ và biểu đồ momen

Với bán răng trụ thẳng $Z = 25$; $m = 1,25$, góc ăn khớp $\alpha_{tw} = 20^\circ$, góc nghiêng bánh răng $\beta = 0^\circ$.

Đường kính vòng chia: $d = 31,25$ mm.

$F_r = 60$ N – Lực tác dụng lên trục

Momen xoắn yêu cầu lên trục dao:

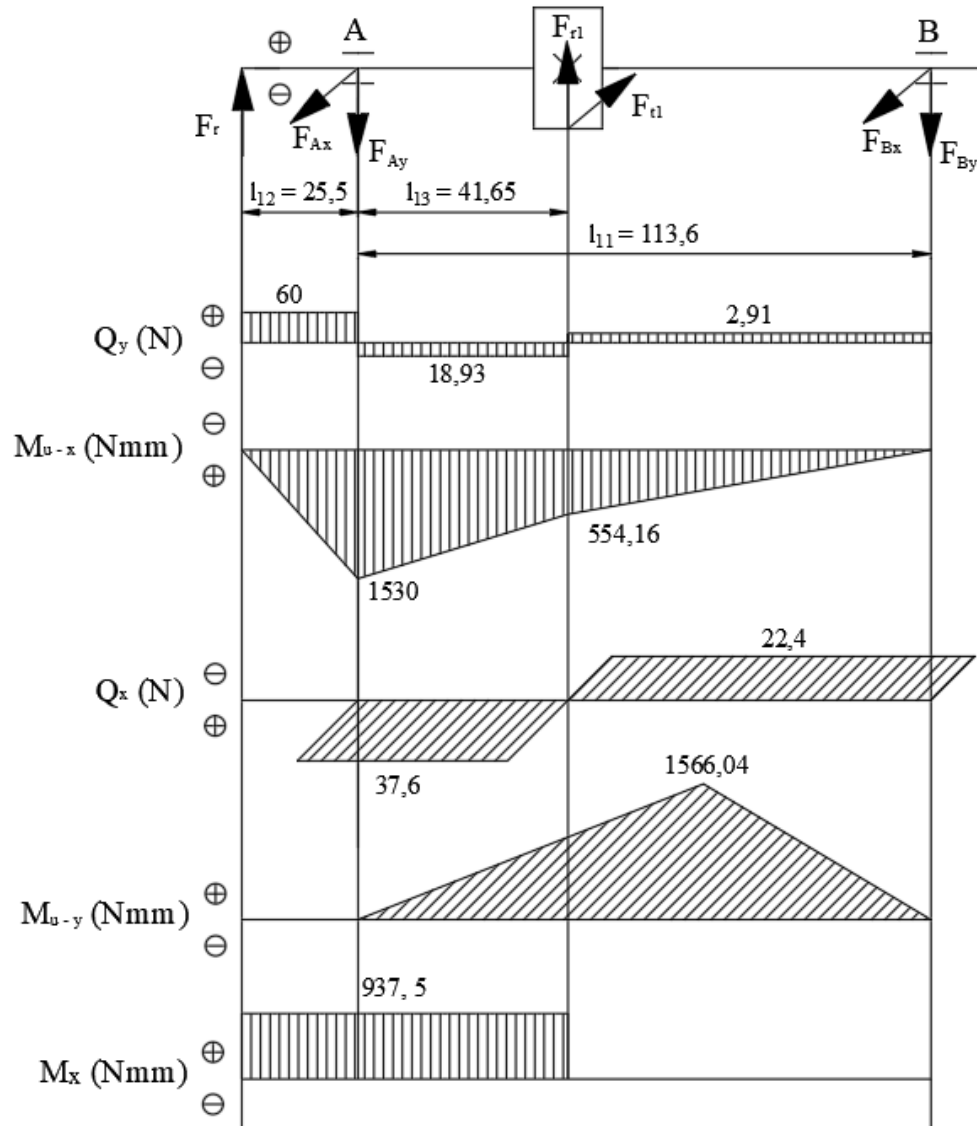
$M_{x1} = F_r \cdot r = 60 \cdot 15,625 = 937,5$ Nmm

Lực vòng: $F_{t1} = \frac{2M_{x1}}{d_{w1}} = \frac{2 \cdot 937,5}{31,25} = 60$ N

Lực hướng tâm: $F_{r1} = F_{t1} \cdot \tan \alpha_{tw} = 60 \cdot \tan 20^\circ = 21,84$ N

Lực dọc trục: $F_{a1} = 0$ N vì đây là bánh răng trụ thẳng.

Biểu đồ momen lực tác dụng lên trục của cụm loại bỏ bavia dưới:



Hình 3.33. Biểu đồ momen.

Xét trong mặt phẳng yOz , ta có:

Phương trình cân bằng momen tại B:

$$\Sigma M_B = 0 \Leftrightarrow -F_r \cdot l_{12} + F_{r1} \cdot l_{13} - F_{y11} \cdot l_{11} = -60 \cdot 25,5 + 21,84 \cdot 51,55 - F_{y11} \cdot 139,1 = 0$$

$$\Leftrightarrow F_{y11} = F_{By} = 2,91 \text{ N.}$$

Phương trình cân bằng lực:

$$\Sigma F_y = 0 \Leftrightarrow F_r - F_{10} + F_{r1} - F_{y11} = 60 - F_{y10} + 21,84 - 2,91 = 0$$

$$\Leftrightarrow F_{y10} = F_{Ay} = 78,93 \text{ N.}$$

Xét mặt phẳng xOz, ta có:

Phương trình cân bằng momen tại B:

$$\Sigma M_B = 0 \Leftrightarrow F_{t1}.l_{13} - F_{x11}.l_{11} = 60.51,55 - F_{x11}.139,1 = 0$$

$$\Leftrightarrow F_{Bx} = F_{x11} = 22,24 \text{ N.}$$

Phương trình cân bằng lực:

$$\Sigma F_x = 0 \Leftrightarrow F_{x10} - F_{t1} + F_{x11} = F_{x10} - 60 + 22,24 = 0$$

$$\Leftrightarrow F_{Ax} = F_{x10} = 37,6 \text{ N.}$$

Tính momen uốn tương đương tại các tiết diện trục:

Theo công thức 10.15 [13] và 10.16 [13], ta có:

$$\begin{aligned} M_{td10} &= \sqrt{M_{x10}^2 + M_{y10}^2 + 0,75.M_{x1}^2} = \sqrt{1530^2 + 0^2 + 0,75.937,5^2} \\ &= 1732,07 \text{ Nmm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_{td11} &= \sqrt{M_{x11}^2 + M_{y11}^2 + 0,75.M_{x1}^2} = \sqrt{0^2 + 0^2 + 0,75.937,5^2} \\ &= 811,89 \text{ Nmm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_{td12} &= \sqrt{M_{x12}^2 + M_{y12}^2 + 0,75.M_{x1}^2} = \sqrt{0^2 + 0^2 + 0,75.937,5^2} \\ &= 811,89 \text{ Nmm} \end{aligned}$$

3.8.1.4. Tính kiểm nghiệm độ bền trục

Để đề phòng khả năng bị biến dạng dẻo quá lớn hoặc phá hỏng do quá tải đột ngột (chẳng hạn khi mở máy) cần tiến hành kiểm nghiệm trục về độ bền tĩnh. Công thức kiểm nghiệm có dạng:

$$\sigma_{td} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma]$$

Xét tại tiết diện, theo công thức 7.9 [14], ta có:

$$\sigma = \frac{M_{max}}{0,1.d^3} = \frac{1530}{2.14^3} = 0,27 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau = \frac{T_{max}}{0,2.d^3} = \frac{937,5}{2.14^3} = 0,17 \text{ N/mm}^2$$

Với M_{max} , T_{max} là momen uốn lớn nhất và momen xoắn lớn nhất tại tiết diện nguy hiểm lúc quá tải Nmm.

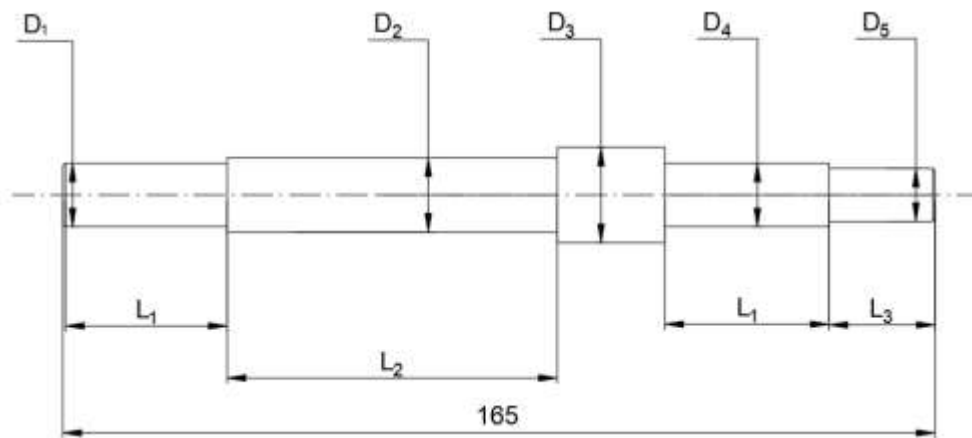
$$\sigma_{td} = \sqrt{0,32^2 + 0,17^2} = 0,36 \ll [\sigma] = 0,8.\sigma_{ch} = 0,8.340 = 272 \text{ N/mm}^2.$$

Do đó, trục thỏa mãn độ bền tĩnh.

3.8.2. Trục cụm loại bỏ bavia trên

3.8.2.1. Xác định sơ bộ các kích thước chiều dài của trục

Trong cụm loại bỏ bavia trên, trục dao truyền mômen xoắn từ bánh răng để quay dao cắt bavia. Trục cần đảm bảo độ chính xác, cứng vững và dễ bảo trì. Tương tự cụm bẻ, phương án dùng trục trơn có rãnh then được chọn nhờ kết cấu đơn giản, dễ gia công và thay thế, đáp ứng tốt yêu cầu kỹ thuật và hiệu quả kinh tế.



Hình 3.34. Kết cấu trục loại bỏ bavia trên.

Trong đó:

- D_1 : Đường kính trục phần lắp ghép gối đỡ (mm).
- D_2 : Đường kính trục phần lắp ghép bánh răng (mm).

- D_3 : Đường kính trục phần lắp ghép gối đỡ (mm).
- D_4 : Đường kính trục phần lắp ghép gối đỡ (mm).
- D_5 : Đường kính trục phần lắp ghép gối đỡ (mm).
- L_1 : Đường kính trục phần lắp ghép gối đỡ (mm).
- L_2 : Đường kính trục phần lắp ghép gối đỡ (mm).
- L_3 : Đường kính trục phần lắp ghép gối đỡ (mm).

Ta chọn sơ bộ các kích thước trục như sau: $D_1 = 12$ mm, $D_2 = 14$ mm, $D_3 = 18$ mm, $D_4 = 12$ mm, $D_5 = 10$ mm. $L_1 = 30,5$ mm, $L_2 = 62,3$ mm, $L_3 = 31$ mm, $L_5 = 20$ mm.

3.8.1.2. Chọn vật liệu chế tạo trục

Vật liệu dùng để chế tạo trục có độ bền cao, có khả năng chịu được sự tập trung ứng suất lớn. Nên ta chọn thép C45 tôi thường hóa, có các cơ tính:

Độ cứng HB = 170.... 217 HB.

Giới hạn bền kéo: $\sigma_b = 600$ (MPa).

Giới hạn bền chảy: $\sigma_h = 340$ (MPa).

Ứng suất xoắn cho phép: $[\tau] = 12-20$ (MPa).

3.8.1.3. Xác định lực tác dụng lên trục, phản lực tại các gối đỡ và biểu đồ momen

Với bánh răng trụ thẳng $Z = 25$; $m = 1,25$, góc ăn khớp $\alpha_{tw} = 20^\circ$, góc nghiêng bánh răng $\beta = 0^\circ$.

Đường kính vòng chia: $d = 31,25$ mm.

$F_r = 40$ N – Lực tác dụng lên trục

Momen xoắn yêu cầu lên trục dao:

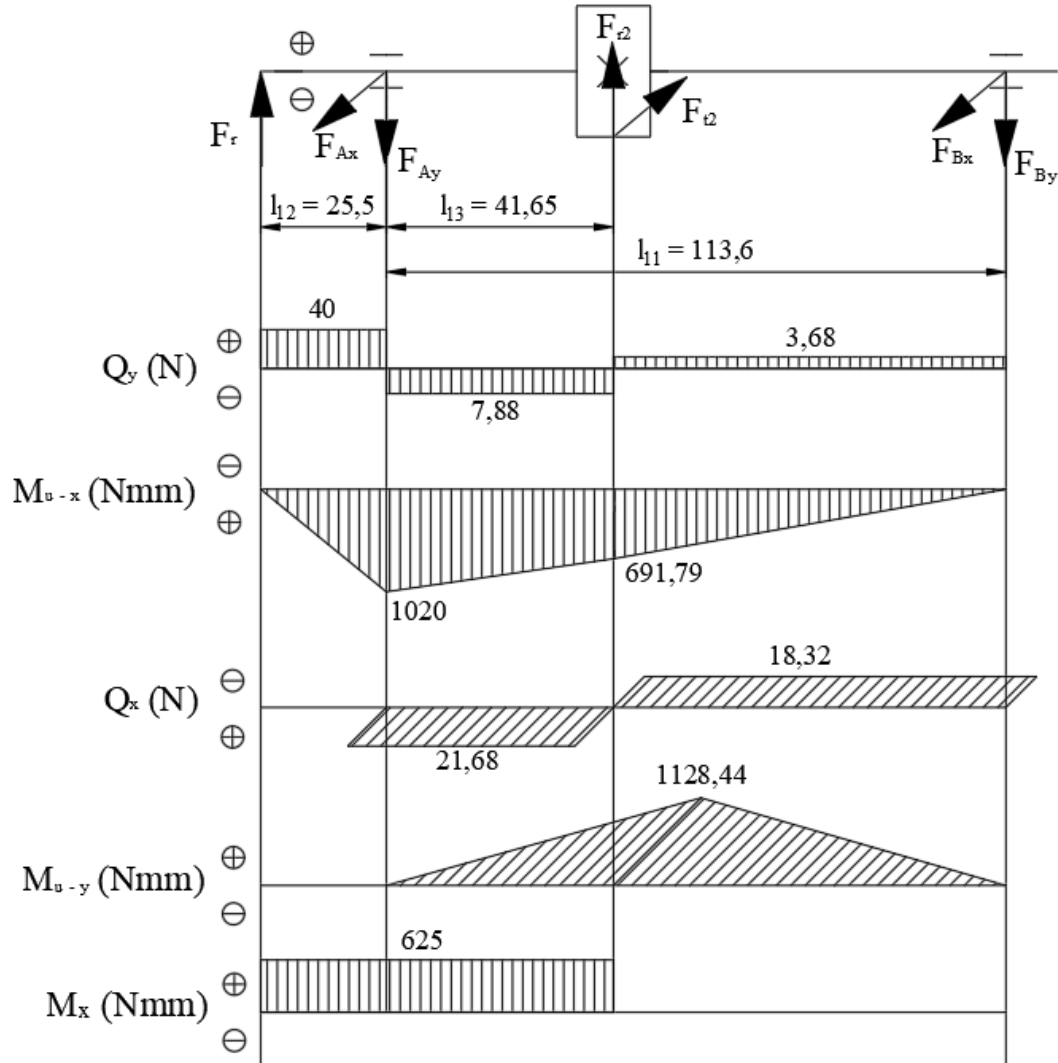
$$M_{x1} = F.r = 40.15,625 = 625 \text{ Nmm}$$

$$\text{Lực vòng: } F_{t2} = \frac{2M_{x2}}{d_{w2}} = \frac{2.625}{31,25} = 40 \text{ N}$$

$$\text{Lực hướng tâm: } F_{r2} = F_{t2}.\tan\alpha_{tw} = 40.\tan 20^\circ = 11,56 \text{ N}$$

Lực dọc trục: $F_{a1} = 0$ N vì đây là bánh răng trụ thẳng.

Biểu đồ momen lực tác dụng lên trục của cụm loại bỏ bavia trên:



Hình 3.35. Biểu đồ momen.

Xét trong mặt phẳng yOz , ta có:

Phương trình cân bằng momen tại B:

$$\Sigma M_B = 0 \Leftrightarrow -F_r \cdot l_{22} + F_{r2} \cdot l_{23} - F_{y21} \cdot l_{21} = -40 \cdot 25,5 + 11,56 \cdot 52,05 - F_{y21} \cdot 113,6 = 0$$

$$\Leftrightarrow F_{y21} = F_{By} = 3,68 \text{ N.}$$

Phương trình cân bằng lực:

$$\Sigma F_y = 0 \Leftrightarrow F_r - F_{20} + F_{r2} - F_{y21} = 40 - F_{y20} + 11,56 - 3,68 = 0$$

$$\Leftrightarrow F_{y20} = F_{Ay} = 47,88 \text{ N.}$$

Xét mặt phẳng xOz, ta có:

Phương trình cân bằng momen tại B:

$$\Sigma M_B = 0 \Leftrightarrow F_{t2} \cdot l_{23} - F_{x21} \cdot l_{21} = 40 \cdot 52,05 - F_{x21} \cdot 139,1 = 0$$

$$\Leftrightarrow F_{Bx} = F_{x21} = 18,32 \text{ N.}$$

Phương trình cân bằng lực:

$$\Sigma F_x = 0 \Leftrightarrow F_{x20} - F_{t2} + F_{x21} = F_{x20} - 40 + 18,32 = 0$$

$$\Leftrightarrow F_{Ax} = F_{x20} = 21,68 \text{ N.}$$

Tính momen uốn tương đương tại các tiết diện trục:

Theo công thức 10.15 [13] và 10.16 [13], ta có:

$$\begin{aligned} M_{td20} &= \sqrt{M_{x20}^2 + M_{y20}^2 + 0,75 \cdot M_{x2}^2} = \sqrt{1020^2 + 0^2 + 0,75 \cdot 625^2} \\ &= 1154,72 \text{ Nmm} \end{aligned}$$

$$M_{td21} = \sqrt{M_{x21}^2 + M_{y21}^2 + 0,75 \cdot M_{21}^2} = \sqrt{0^2 + 0^2 + 0,75 \cdot 625^2} = 541,27 \text{ Nmm}$$

$$M_{td22} = \sqrt{M_{x22}^2 + M_{y22}^2 + 0,75 \cdot M_{21}^2} = \sqrt{0^2 + 0^2 + 0,75 \cdot 625^2} = 541,27 \text{ Nmm}$$

3.8.1.4. Tính kiểm nghiệm độ bền trục

Để đề phòng khả năng bị biến dạng dẻo quá lớn hoặc phá hỏng do quá tải đột ngột (chẳng hạn khi mở máy) cần tiến hành kiểm nghiệm trục về độ bền tĩnh. Công thức kiểm nghiệm có dạng:

$$\sigma_{td} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma] \quad (3.14)$$

Xét tại tiết diện, theo công thức 7.9 [14], ta có:

$$\sigma = \frac{M_{max}}{0,1.d^3} = \frac{1020}{2.14^3} = 0,18 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau = \frac{T_{max}}{0,2.d^3} = \frac{625}{2.14^3} = 0,12 \text{ N/mm}^2$$

Với M_{max} , T_{max} là momen uốn lớn nhất và momen xoắn lớn nhất tại tiết diện nguy hiểm lúc quá tải Nmm.

$$\sigma_{td} = \sqrt{0,18^2 + 0,12^2} = 0,22 \ll [\sigma] = 0,8.\sigma_{ch} = 0,8.340 = 272 \text{ N/mm}^2.$$

Trục thoả mãn độ bền tĩnh.

3.9. Tính chọn gối đỡ

Chọn gối Đỡ Vòng Bi Asahi UCF 201 của nhà sản xuất Asahi Bearings (Nhật Bản) có đường kính trong $d = 12 \text{ mm}$, chiều dài tổng thể (L): 86 mm , đường kính lỗ bắt vít (N): 12 mm , khả năng tải động $C = 12,8 \text{ kN}$, khả năng tải tĩnh $C_o = 6,65 \text{ kN}$.

Tính kiểm nghiệm khả năng tải của ổ.

Số vòng quay của trục là: $n = 75 \text{ vg/ph}$.

Với trục của cụm loại bỏ bavia dưới

Tải trọng tác dụng lên các gối đỡ:

$$F_{tA} = \sqrt{F_{Ay}^2 + F_{Ax}^2} = \sqrt{78,93^2 + 37,6^2} = 87,43 \text{ N.}$$

$$F_{tB} = \sqrt{F_{By}^2 + F_{Bx}^2} = \sqrt{2,91^2 + 22,24^2} = 22,43 \text{ N.}$$

Từ kết quả trên ta thấy rằng ổ 1 chịu tải trọng lớn hơn nên ta tiến hành kiểm nghiệm cho ổ 1 $F_r = F_{tA} = 87,43 \text{ N}$.

Theo công thức 11.3, [15], với $F_a = 0$, tải trọng quy ước:

$$Q = X.V.F_r.k_t.k_d \quad (3.15)$$

$$= 1.1.87,43.1.1 = 87,43 \text{ N.}$$

Trong đó đối với gối đỡ chỉ chịu lực hướng tâm $X=1$; $V=1$; $k_t = 1$ (nhiệt độ $t \leq 100^\circ\text{C}$), $k_d = 1$ (va đập nhẹ).

Theo công thức 11.1 [15], khả năng tải động:

$$C_d = Q \cdot \sqrt[m]{L} \quad (3.16)$$

$$= 87,43 \cdot \sqrt[3]{112,5} = 442,06 \text{ N} = 0,44 \text{ KN} \ll C = 12,8 \text{ kN}$$

Trong đó:

Q – Tải trọng quy ước, kN.

L – Tuổi thọ tính bằng triệu vòng quay.

Trong đó với ổ bi $m = 3$

L_h là tuổi thọ của ổ tính bằng giờ, theo công thức 11.2, [15], ta có:

$$L_h = 10^6 L / (60n) \quad (3.17)$$

Theo bảng 11.2, [15], ta tra được trị số tuổi thọ nên dùng của ổ lăn sử dụng trong các thiết bị. Với máy cắt bavia chai nhựa HDPE trong điều kiện sử dụng làm việc hết tải, chọn $L_h = 25000$ giờ.

$$\Rightarrow L = 60n \cdot L_h / 10^6 = 60 \cdot 75 \cdot 25000 / 10^6 = 112,5 \text{ triệu vòng}$$

Do đó khả năng tải trọng động của ổ được đảm bảo.

Kiểm tra khả năng tải tĩnh của ổ:

Theo công thức 11.19, [15] với $F_a = 0 \Rightarrow Q_0 = X_0 \cdot F_r = 0,6 \cdot 87,43 = 52,46 \text{ N}$

Với $X_0 = 0,6$ hệ số tải trọng hướng tâm tra bảng 11.6, [15].

Như vậy $Q_0 = 52,46 < F_r = 87,43 \text{ N}$

Vậy $Q_0 \ll C_0 = 6,65 \text{ kN}$ nên khả năng tải tĩnh của ổ được đảm bảo.

Với trục của cụm loại bỏ bavia trên

Tải trọng tác dụng lên các gối đỡ:

$$F_{tA} = \sqrt{F_{Ay}^2 + F_{Ax}^2} = \sqrt{47,88^2 + 21,68^2} = 52,56 \text{ N.}$$

$$F_{tB} = \sqrt{F_{By}^2 + F_{Bx}^2} = \sqrt{3,68^2 + 18,32^2} = 18,96 \text{ N.}$$

Từ kết quả trên ta thấy rằng ổ 1 chịu tải trọng lớn hơn nên ta tiến hành kiểm nghiệm cho ổ 1 $F_r = F_{tA} = 52,56 \text{ N.}$

Theo công thức 11.3, [15], với $F_a=0$, tải trọng quy ước:

$$Q = X.V.F_r.k_t.k_d \quad (3.18)$$

$$= 1.1.52,56.1.1 = 52,56 \text{ N.}$$

Trong đó đối với gối đỡ chỉ chịu lực hướng tâm $X=1$; $V=1$; $k_t = 1$ (nhiệt độ $t \leq 100^\circ\text{C}$), $k_d = 1$ (va đập nhẹ).

Theo công thức 11.1, [15], khả năng tải động:

$$C_d = Q. \sqrt[m]{L} \quad (3.19)$$

$$= 52,56. \sqrt[3]{112,5} = 253,73 \text{ N} = 0,25 \text{ KN} \ll C = 12,8 \text{ kN}$$

Trong đó:

Q – Tải trọng quy ước, kN.

L – Tuổi thọ tính bằng triệu vòng quay.

Trong đó với ổ bi $m = 3$

L_h là tuổi thọ của ổ tính bằng giờ, theo công thức 11.2, [15], ta có:

$$L_h = 10^6 L / (60n) \quad (3.20)$$

Theo bảng 11.2, [15], ta tra được trị số tuổi thọ nên dùng của ổ lăn sử dụng trong các thiết bị. Với máy cắt bavia chai nhựa HDPE trong điều kiện sử dụng làm việc hết tải, chọn $L_h = 25000$ giờ.

$$\Rightarrow L = 60n.L_h/10^6 = 60.75.25000/10^6 = 112,5 \text{ triệu vòng}$$

Do đó khả năng tải trọng động của ổ được đảm bảo.

Kiểm tra khả năng tải tĩnh của ổ:

Theo công thức 11.19, [15] với $F_a = 0 \Rightarrow Q_0 = X_0.F_r = 0,6.52,56 = 31,54 \text{ N}$

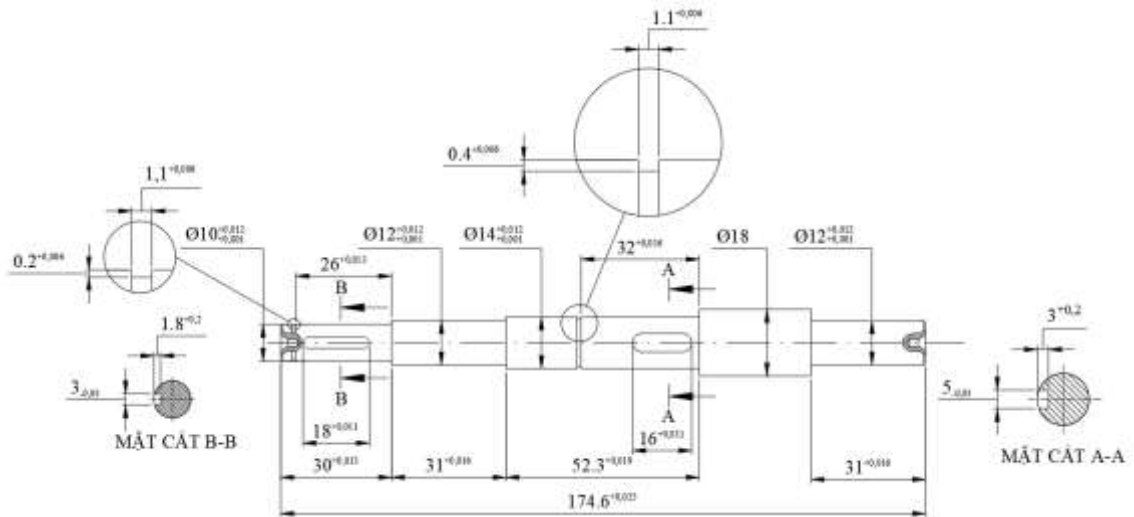
Với $X_0 = 0,6$ hệ số tải trọng hướng tâm tra bảng 11.6, [15].

Như vậy $Q_0 = 31,54 < F_r = 52,56 \text{ N}$

Vậy $Q_0 \ll C_0 = 6,65 \text{ kN}$ nên khả năng tải tĩnh của ổ được đảm bảo.

CHƯƠNG 4. THIẾT KẾ QUY TRÌNH CÔNG NGHỆ CHẾ TẠO CHI TIẾT

4.1. Phân tích điều kiện làm việc và yêu cầu kỹ thuật của chi tiết



Hình 4.1. Bản vẽ chế tạo trục cụm loại bỏ bavia dưới.

Trục của của loại bỏ bavia dưới là chi tiết dạng trục bậc, đảm nhiệm chức năng truyền mômen xoắn từ cụm truyền thanh răng – bánh răng đến đầu loại bỏ bavia đáy chai nhựa HDPE. Trục làm việc trong điều kiện tải xoắn ngắt quãng, tốc độ quay thấp, được gối đỡ bởi ổ lăn và liên kết với bánh răng thông qua then bằng.

Hình dạng trục được thiết kế dạng bậc nhằm đảm bảo khả năng định vị chính xác các bộ phận lắp ghép như ổ bi, bánh răng và vòng chặn. Bề mặt trục có thể gia công bằng tiện tinh thông thường, trong đó các bậc lắp ghép được yêu cầu dung sai kích thước và độ không đồng tâm chặt chẽ. Rãnh then được gia công theo tiêu chuẩn nhằm đảm bảo khả năng truyền mômen và độ ổn định khi vận hành.

4.2. Định dạng sản xuất

Khái niệm dạng sản xuất được sử dụng nhằm xác định quy mô và phương thức tổ chức sản xuất phù hợp cho một loại sản phẩm cụ thể. Việc xác định dạng sản xuất có vai trò quan trọng trong định hướng lựa chọn giải pháp công nghệ, bố trí dây chuyền và mức độ chuyên môn hóa trong quá trình chế tạo.

Một số yếu tố chính phản ánh đặc trưng của dạng sản xuất bao gồm:

- Quy mô sản lượng cần đáp ứng.

- Mức độ ổn định về kết cấu và chủng loại sản phẩm.
- Tính chu kỳ và khả năng lặp lại trong quy trình gia công.
- Mức độ chuyên môn hóa của thiết bị, công cụ và nhân lực.

Trong lĩnh vực chế tạo cơ khí, tùy thuộc vào yêu cầu sản xuất, có thể phân loại dạng sản xuất thành ba nhóm chính:

Dạng sản xuất đơn chiếc.

Dạng sản xuất hàng loạt (hàng loạt lớn, hàng loạt vừa và hàng loạt nhỏ).

Dạng sản xuất hàng khối, quy mô lớn. Mỗi dạng sản xuất đều có đặc trưng riêng và ảnh hưởng trực tiếp đến phương án công nghệ, mức độ cơ khí hóa – tự động hóa và khả năng tổ chức sản xuất. Đối với đề tài này, do sản phẩm được chế tạo với số lượng nhỏ, mang tính thử nghiệm hoặc nghiên cứu phát triển, nên dạng sản xuất được lựa chọn là dạng đơn chiếc.

4.3. Thiết kế quy trình công nghệ chế tạo chi tiết

4.3.1. Đặc điểm và yêu cầu kỹ thuật của bề mặt cần gia công

Rãnh then trên trục giúp liên kết chắc chắn với bánh răng, truyền mômen xoắn ổn định. Vì là bề mặt chịu tải, các rãnh cần gia công đúng kích thước và dung sai lắp ghép theo tiêu chuẩn. Phần còn lại của trục không chịu tải nên chỉ cần gia công nhẵn ở mức trung bình để tiết kiệm chi phí. Chọn cấp chính xác IT6.

4.3.2. Trình tự các nguyên công, chọn chuẩn, chọn máy, chọn dao

4.3.2.1. Trình tự các nguyên công

Nguyên công 1 – Lần gá 1: Tiện khoả mặt đầu, tiện trơn đoạn ngắn, khoan lỗ chống tâm.

Nguyên công 1 – Lần gá 2: Tiện khoả mặt đầu, khoan lỗ chống tâm.

Nguyên công 1 – Lần gá 3: Tiện Ø12 và Ø14.

- Bước 1: Tiện trụ ngoài Ø12.
- Bước 2: Tiện trụ ngoài Ø14.

Nguyên công 1 – Lần gá 4:

- Bước 1: Tiện trụ ngoài Ø10.
- Bước 2: Tiện trụ ngoài Ø12.
- Bước 3: Tiện trụ rãnh Ø14 và Ø10.

Nguyên công 2: Phay rãnh then Ø14 và Ø10.

4.3.2.1. Chọn chuẩn định vị

Trong quá trình gia công chi tiết dạng trục, việc đảm bảo độ đồng tâm giữa các bậc trục là yêu cầu kỹ thuật then chốt, đặc biệt tại các bậc lắp ổ lăn và bánh răng. Để đảm bảo độ chính xác về vị trí tương quan giữa các bề mặt làm việc, cần lựa chọn chuẩn định vị là chuẩn tinh thống nhất trong suốt quá trình gia công.

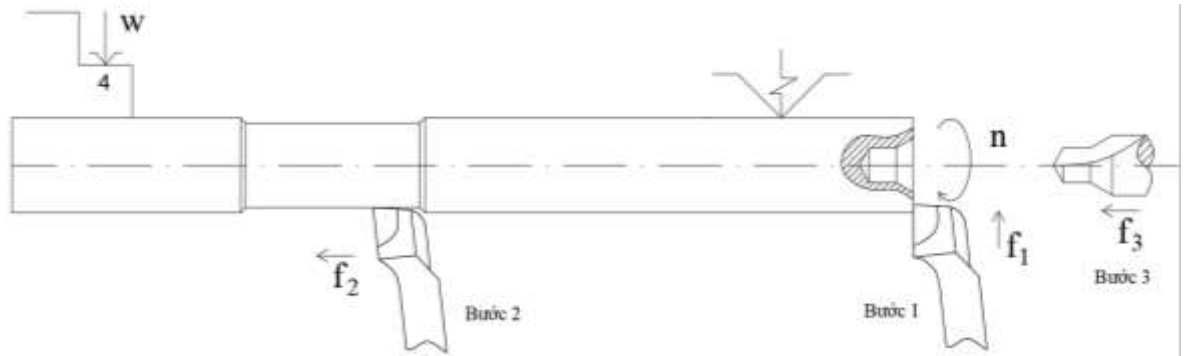
Chuẩn tinh được lựa chọn phổ biến và hiệu quả nhất đối với chi tiết trục là bề mặt trụ trong. Việc sử dụng bề mặt này làm chuẩn định vị trong cả nguyên công tiện thô và tiện tinh giúp duy trì chính xác trục quay, hạn chế sai lệch đồng tâm giữa các đoạn trục. Đồng thời, chuẩn này cũng đảm bảo khả năng gá lắp nhanh chóng và thuận tiện trên các loại máy tiện truyền thống.

Với giải pháp định vị bằng bề mặt trụ trong, hầu hết các bề mặt của trục đều có thể được gia công trong cùng hệ chuẩn, giảm thiểu sai số do thay đổi chuẩn, từ đó nâng cao chất lượng hình học và độ chính xác của chi tiết sau gia công.

4.3.2.3. Chọn máy, chọn dao chế độ cắt, trang bị công nghệ cho các nguyên công

Nguyên công 1 - Lần gá 1: Tiện khóa mặt đầu, khoan lỗ chống tâm, tiện tron đoạn ngắn.

a) Sơ đồ gá đặt



Hình 4.2. Sơ đồ gá đặt lần 1 của nguyên công 1.

b) Định vị: Không chế 4 bậc tự do.

c) Kẹp chặt: Mâm cặp 3 châu tự định tâm.

d) Chọn máy: Chọn máy tiện T6M16 có các thông số sau, theo bảng 9.3 [10]:

Các thông số của máy	Giá trị
Đường kính gia công lớn nhất	320 mm
Khoảng cách giữa 2 mũi tâm	750 mm
Số cấp tốc độ	12
Công suất động cơ	4,5 Kw
Giới hạn số vòng quay/phút	22,4 - 1000
Kích thước bàn máy	2355x852x1225 mm
Dãy số vòng quay của máy	22,4 - 31,5 - 45 - 63 - 90 - 125 - 180 - 250 - 355 - 500 - 710 - 1000

e) Chọn dao:

Bước 1: Tiện khoả mặt đầu.

Dao tiện ngoài thân cong có góc nghiêng là 90^0 bằng hợp kim cứng có các thông số cơ bản sau: $h \times b \times L = 16 \times 10 \times 100$ (mm), $l = 4$, $n = 12$, $R = 0.5$ (theo bảng 4.6, [11]).

Bước 2: Tiện mặt đầu.

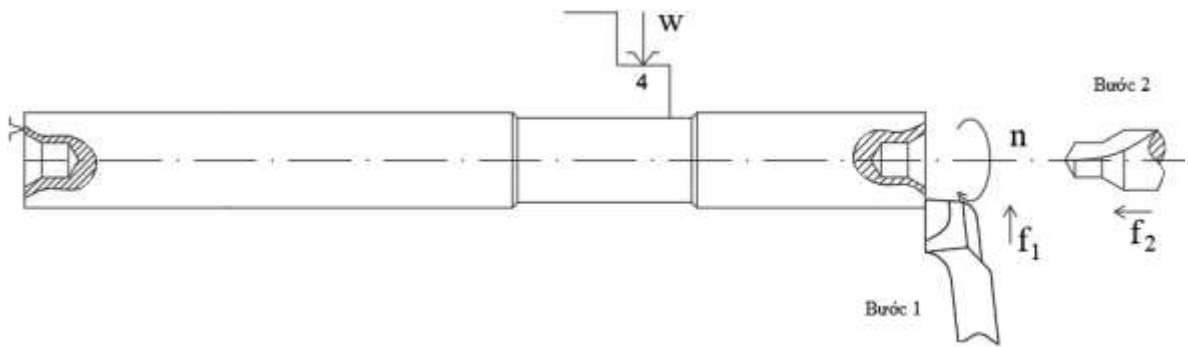
Dao tiện ngoài thân cong có góc nghiêng là 90^0 bằng hợp kim cứng có các thông số cơ bản sau: $h \times b \times L = 16 \times 10 \times 100$ (mm), $l = 4$, $n = 12$, $R = 0.5$ (theo bảng 4.6, [11]).

Bước 3: Khoan lỗ tâm.

Mũi khoan đuôi trụ chuyên dùng kiểu I bằng thép gió, có kích thước như sau: $d = 5$ mm; $L = 132$ mm; $l = 87$ mm (theo bảng 4.40, [11]).

Nguyên công 1 - Lăn gá 2: Khoan lỗ tâm, khoả mặt đầu mặt trụ ngoài

a) Sơ đồ gá đặt



Hình 4.3. Sơ đồ gá đặt lần 2 của nguyên công 1.

b) Định vị: Mặt trụ ngoài 4BTD, mặt đầu 1BTD chốt tì.

c) Kẹp chặt: Mâm cặp 3 chấu tự định tâm.

d) Chọn máy: Chọn máy tiện T6M16 có các thông số sau, theo bảng 9.3 [10]:

Các thông số của máy	Giá trị
Đường kính gia công lớn nhất	320 mm
Khoảng cách giữa 2 mũi tâm	750 mm
Số cấp tốc độ	12
Công suất động cơ	4,5 Kw
Giới hạn số vòng quay/phút	22,4 - 1000

Kích thước bàn máy	2355x852x1225 mm
Dãy số vòng quay của máy	22,4 - 31,5 - 45 - 63 - 90 - 125 - 180 - 250 - 355 - 500 - 710 - 1000

e) Chọn dao:

Bước 1: Khoả mặt đầu.

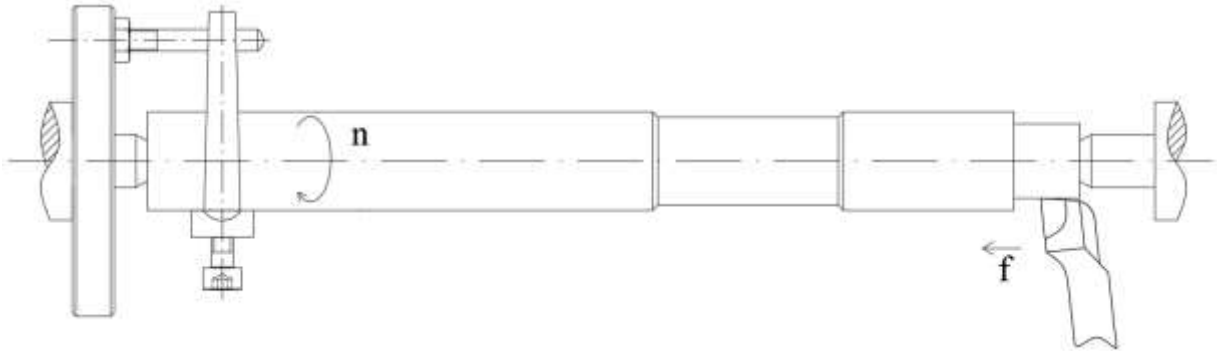
Dao tiện ngoài thân cong có góc nghiêng là 90^0 bằng hợp kim cứng có các thông số cơ bản sau: $h \times b \times L = 16 \times 10 \times 100$ (mm), $l = 4$, $n = 12$, $R = 0.5$ (theo bảng 4.6, [11]).

Bước 2: Khoan lỗ chống tâm

Mũi khoan đuôi trụ chuyên dùng kiểu I bằng thép gió, có kích thước như sau: $d = 5$ mm; $L = 132$ mm; $l = 87$ mm (theo bảng 4.40, [11]).

Nguyên công 1 - Lăn gá 3

Bước 1: Tiện trụ ngoài $\varnothing 12$.



Hình 4.4. Sơ đồ gá đặt bước 1 của lần gá 3 của nguyên công 1.

b) Định vị: 2 mũi chống tâm không chế 5 BTĐ.

c) Kẹp chặt: bằng tốc kẹp.

d) Chọn máy: Chọn máy tiện T6M16 có các thông số sau, theo bảng 9.3 [10]:

Các thông số của máy	Giá trị
Đường kính gia công lớn nhất	320 mm
Khoảng cách giữa 2 mũi tâm	750 mm
Số cấp tốc độ	12
Công suất động cơ	4,5 Kw
Giới hạn số vòng quay/phút	22,4 - 1000
Kích thước bàn máy	2355x852x1225 mm
Dãy số vòng quay của máy	22,4 - 31,5 - 45 - 63 - 90 - 125 - 180 - 250 - 355 - 500 - 710 - 1000

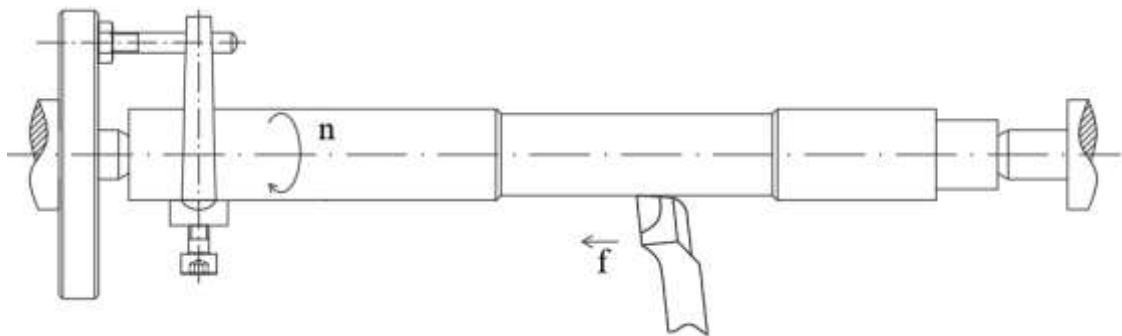
e) Chọn dao:

Dao tiện ngoài thân cong có góc nghiêng là 90^0 bằng hợp kim cứng có các thông số cơ bản sau: $h \times b \times L = 16 \times 10 \times 100$ (mm), $l = 4$, $n = 12$, $R = 0.5$ (theo bảng 4.6, [11]).

Nguyên công 1 - Lăn gá 3

Bước 2: Tiện trụ ngoài Ø14

a) Sơ đồ gá đặt



Hình 4.5. Sơ đồ gá đặt bước 2 của lăn gá 3 của nguyên công 1.

b) Định vị: 2 mũi chông tám không chế 5 BTĐ.

c) Kẹp chặt: Bằng tốc kẹp.

d) Chọn máy: Chọn máy tiện T6M16 có các thông số sau, theo bảng 9.3 [10]:

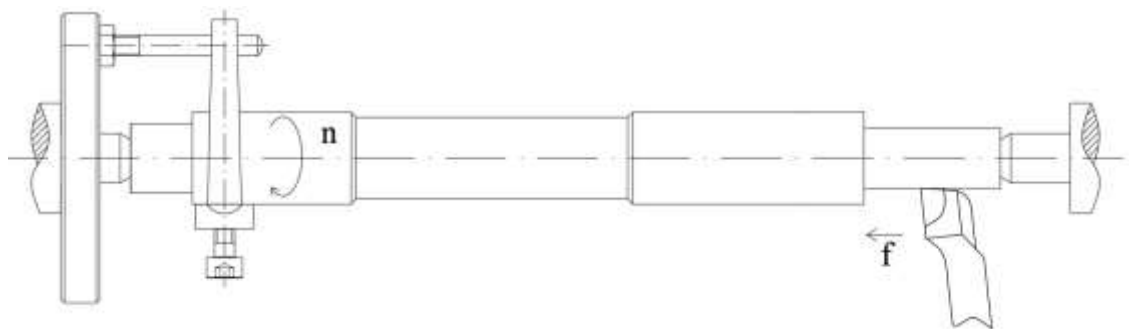
Các thông số của máy	Giá trị
Đường kính gia công lớn nhất	320 mm
Khoảng cách giữa 2 mũi tâm	750 mm
Số cấp tốc độ	12
Công suất động cơ	4,5 Kw
Giới hạn số vòng quay/phút	22,4 - 1000
Kích thước bàn máy	2355x852x1225 mm
Dãy số vòng quay của máy	22,4 - 31,5 - 45 - 63 - 90 - 125 - 180 - 250 - 355 - 500 - 710 - 1000

e) Chọn dao: Dao tiện ngoài thân cong có góc nghiêng là 90 độ bằng hợp kim cứng có các thông số cơ bản sau: $h \times b \times L = 16 \times 10 \times 100$ (mm), $l = 4$, $n = 12$, $R = 0.5$ (theo bảng 4.6, [11]).

Nguyên công 1 – Lăn gá 4

Bước 1: Tiện trụ ngoài Ø10

a) Sơ đồ gá đặt



Hình 4.6. Sơ đồ gá đặt bước 1 của lần gá 4 của nguyên công 1.

- b) Định vị: 2 mũi chống tâm không chế 5 BTĐ.
- c) Kẹp chặt: Bằng tốc kẹp.
- d) Chọn máy: Chọn máy tiện T6M16 có các thông số sau, theo bảng 9.3 [10]:

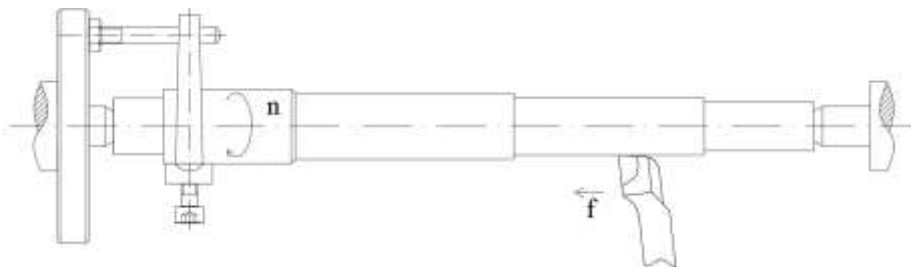
Các thông số của máy	Giá trị
Đường kính gia công lớn nhất	320 mm
Khoảng cách giữa 2 mũi tâm	750 mm
Số cấp tốc độ	12
Công suất động cơ	4,5 Kw
Giới hạn số vòng quay/phút	22,4 - 1000
Kích thước bàn máy	2355x852x1225 mm
Dãy số vòng quay của máy	22,4 - 31,5 - 45 - 63 - 90 - 125 - 180 - 250 - 355 - 500 - 710 - 1000

e) Chọn dao: Dao tiện ngoài thân cong có góc nghiêng là 90° bằng hợp kim cứng có các thông số cơ bản sau: $h \times b \times L = 16 \times 10 \times 100$ (mm), $l = 4$, $n = 12$, $R = 0.5$ (theo bảng 4.6, [11]).

Nguyên công 1 – Lăn gá 4:

Bước 2: Tiện trụ ngoài Ø12

a) Sơ đồ gá đặt



Hình 4.7. Sơ đồ gá đặt bước 2 của lần gá 4 của nguyên công 1.

b) Định vị: 2 mũi chống tâm không chế 5 BTĐ.

c) Kẹp chặt: Bằng tốc kẹp.

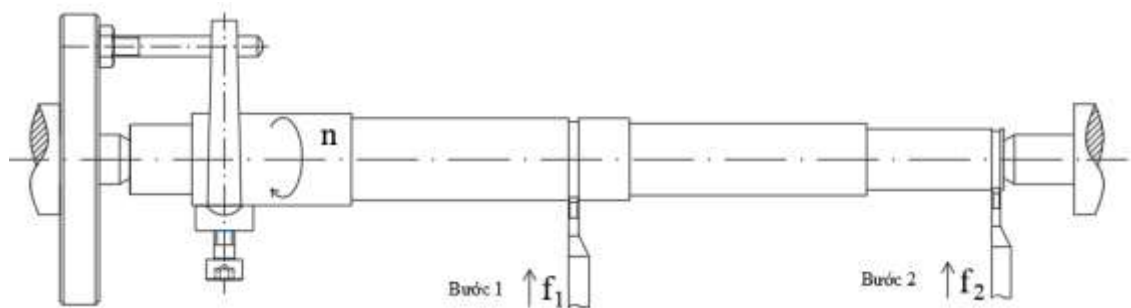
d) Chọn máy: Chọn máy tiện T6M16 có các thông số sau, theo bảng 9.3 [10]:

Các thông số của máy	Giá trị
Đường kính gia công lớn nhất	320 mm
Khoảng cách giữa 2 mũi tâm	750 mm
Số cấp tốc độ	12
Công suất động cơ	4,5 Kw
Giới hạn số vòng quay/phút	22,4 - 1000
Kích thước bàn máy	2355x852x1225 mm
Dãy số vòng quay của máy	22,4 - 31,5 - 45 - 63 - 90 - 125 - 180 - 250 - 355 - 500 - 710 - 1000

e) Chọn dao: Dao tiện ngoài thân cong có góc nghiêng là 90° bằng hợp kim cứng có các thông số cơ bản sau: $h \times b \times L = 16 \times 10 \times 100$ (mm), $l = 4$, $n = 12$, $R = 0.5$ (theo bảng 4.6, [11]).

Nguyên công 1 – Lăn gá 4

a) Sơ đồ gá đặt



Hình 4.8. Sơ đồ gá đặt bước 3 của lăn gá 4 của nguyên công 1.

b) Định vị: 2 mũi chống tâm không chế 5 BTD.

c) Kẹp chặt: Bằng tốc kẹp.

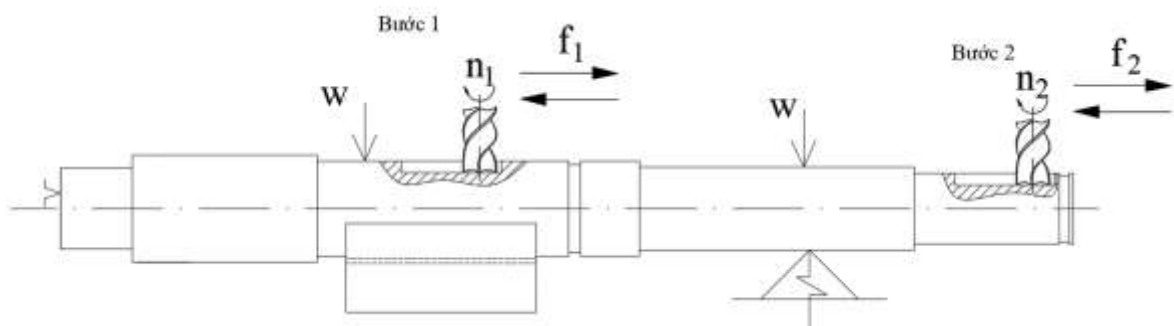
d) Chọn máy: Chọn máy tiện T6M16 có các thông số sau, theo bảng 9.3 [10]:

Các thông số của máy	Giá trị
Đường kính gia công lớn nhất	320 mm
Khoảng cách giữa 2 mũi tâm	750 mm
Số cấp tốc độ	12
Công suất động cơ	4,5 Kw
Giới hạn số vòng quay/phút	22,4 - 1000
Kích thước bàn máy	2355x852x1225 mm
Dãy số vòng quay của máy	22,4 - 31,5 - 45 - 63 - 90 - 125 - 180 - 250 - 355 - 500 - 710 - 1000

e) Chọn dao: Dao tiện ngoài thân cong có góc nghiêng là 90° bằng hợp kim cứng có các thông số cơ bản sau: $h \times b \times L = 16 \times 10 \times 100$ (mm), $l = 4$, $n = 12$, $R = 0.5$ (theo bảng 4.6, [11]).

Nguyên công 2: Phay rãnh then

a) Sơ đồ gá đặt



Hình 4.9. Sơ đồ gá đặt của của nguyên công 2.

- b) Định vị: Khối V dài 4BTD, chốt tì 1BTD.
- c) Kẹp chặt: Lực kẹp phương thẳng đứng, chiều từ trên xuống.
- d) Chọn máy: Chọn máy phay 6H12 có các thông số sau:

Các thông số của máy	Giá trị
Bề mặt làm việc của bàn máy	2260x1745x1660 mm
Công suất động cơ chạy dao	1,7 kW
Số cấp tốc độ	18
Phạm vi tốc độ của trục chính	30 – 1500 vg/ph
Công suất truyền dẫn chính	7 kW
Dãy số vòng quay của máy	30 – 37,5 – 47,5 – 60 – 75 – 95 – 118 – 150 – 180 – 230 – 300 – 375 – 475 – 600 – 750 – 950 – 1180 – 1500

- e) Chọn dao: Dao phay rãnh then liền khối gắn hợp kim cứng.

Các thông số của dao: (theo nguồn: [https://hutscom.vn/Dao Phay Ngón Phi 5 G450](https://hutscom.vn/Dao-Phay-Ngon-Phi-5-G450) WINSTAR Chuyên Phay Thép).

Đường kính dao: $D = 5$ mm, chiều dài làm việc: $l = 13$ mm, chiều dài của dao: $L = 50$ mm, số răng: 4.

4.4. Xác định chế độ cắt cho từng nguyên công

4.4.1 Nguyên công 1 – lần gá 1: Tiện khoả mặt đầu, tiện tron đoạn ngắn, khoan lỗ chống tâm.

Bước 1: Tiện khoả mặt đầu

Chiều sâu cắt: $t = 3$ mm.

Lượng chạy dao: $S = 0,34$ mm/vg, theo bảng 5-11, [13].

Tốc độ cắt v: $V_b = 62$ m/ph, theo bảng 5-63, [13].

Chu kỳ bền: $T = 60$, theo bảng 5-63, [13].

Các hệ số hiệu chỉnh:

- Hệ số phụ thuộc vào độ cứng của chi tiết gia công $K_1 = 0,9$ (theo bảng 5-3, [12]).
- Hệ số phụ thuộc vào vật liệu dụng cụ cắt $K_2 = 0,8$ (theo bảng 5-6, [12]).
- Hệ số phụ thuộc vào tuổi bền của dao $K_3 = 1$ (theo bảng 5-31, [12]).

Như vậy, tốc độ cắt tính toán: $V_t = V_b \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 = 62 \cdot 0,9 \cdot 0,8 \cdot 1 = 44,64$ m/ph.

Số vòng quay trục chính theo tính toán:

$$n_t = \frac{1000 \cdot V_t}{\pi \cdot D} = \frac{1000 \cdot 44,64}{\pi \cdot 18} = 789,4 \text{ v/ph}$$

Theo máy ta chọn $n_m = 500$ v/ph. Như vậy tốc độ cắt thực tế là:

$$V_{tt} = \frac{\pi \cdot D \cdot n_m}{1000} = \frac{\pi \cdot 18 \cdot 500}{1000} = 28,27 \text{ m/ph}$$

Bước 2: Tiện trơn

Chiều sâu cắt: $t = 1$ mm.

Lượng chạy dao: $s = 0,34$ mm/vg, theo bảng 5-60, [13].

Chọn tốc độ cắt: $V_b = 75$ m/ph, theo bảng 5-63, [13].

Chu kỳ bền: $T = 60$, theo bảng 5-63, [13].

Các hệ số hiệu chỉnh:

Các hệ số hiệu chỉnh:

- Hệ số phụ thuộc vào độ cứng của chi tiết gia công $K_1 = 0,9$ (theo bảng 5-3, [12]).
- Hệ số phụ thuộc vào vật liệu dụng cụ cắt $K_2 = 0,8$ (theo bảng 5-6, [12]).
- Hệ số phụ thuộc vào tuổi bền của dao $K_3 = 1$ (theo bảng 5-31, [12]).

Như vậy, tốc độ cắt tính toán: $V_t = V_b \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 = 75 \cdot 0,9 \cdot 0,8 \cdot 1 = 54$ m/ph.

Số vòng quay trục chính theo tính toán:

$$n_t = \frac{1000 \cdot V_t}{\pi \cdot D} = \frac{1000 \cdot 54}{\pi \cdot 18} = 954,93 \text{ v/ph}$$

Theo máy ta chọn $n_m = 500$ v/ph. Như vậy tốc độ cắt thực tế là:

$$V_{tt} = \frac{\pi \cdot D \cdot n_m}{1000} = \frac{\pi \cdot 18 \cdot 500}{1000} = 28,27 \text{ m/ph}$$

Bước 3: Khoan lỗ tâm

Chiều sâu cắt: $t = 2,5$ mm.

Lượng chạy dao: $s = 0,2$ mm/vg, theo bảng 5-15, [13].

Tốc độ cắt v: $V_b = 32$ mm/vg, theo bảng 5-86, [13].

Các hệ số hiệu chỉnh:

- Hệ số phụ thuộc vào độ cứng của chi tiết gia công $K_1 = 0,9$ (theo bảng 5-3, [12]).
- Hệ số phụ thuộc vào vật liệu dụng cụ cắt $K_2 = 0,8$ (theo bảng 5-6, [12]).
- Hệ số phụ thuộc vào chiều sâu khoan $K_3 = 0,75$ (theo bảng 5-31, [12]).

Như vậy, tốc độ cắt tính toán: $V_t = V_b \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 = 32 \cdot 0,9 \cdot 0,75 \cdot 1 = 21,6$ m/ph.

Số vòng quay trục chính theo tính toán:

$$n_t = \frac{1000 \cdot V_t}{\pi \cdot D} = \frac{1000 \cdot 21,6}{\pi \cdot 5} = 1375,01 \text{ v/ph}$$

Theo máy ta chọn $n_m = 500$ v/ph. Như vậy tốc độ cắt thực tế là:

$$V_{tt} = \frac{\pi \cdot D \cdot n_m}{1000} = \frac{\pi \cdot 5 \cdot 500}{1000} = 11,15 \text{ m/ph}$$

4.4.2. Nguyên công 1 – lần gá 2: Tiện khoả mặt đầu, khoan lỗ chống tâm

Bước 1: Tiện khoả mặt đầu

Chiều sâu cắt: $t = 3$ mm.

Lượng chạy dao: $S = 0,34$ mm/vg, theo bảng 5-11, [13].

Tốc độ cắt v: $V_b = 62$ m/ph, theo bảng 5-63, [13].

Chu kỳ bền: $T = 60$, theo bảng 5-63, [13].

Các hệ số hiệu chỉnh:

- Hệ số phụ thuộc vào độ cứng của chi tiết gia công $K_1 = 0,9$ (theo bảng 5-3, [12]).
- Hệ số phụ thuộc vào vật liệu dụng cụ cắt $K_2 = 0,8$ (theo bảng 5-6, [12]).
- Hệ số phụ thuộc vào tuổi bền của dao $K_3 = 1$ (theo bảng 5-31, [12]).

Như vậy, tốc độ cắt tính toán: $V_t = V_b \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 = 62 \cdot 0,9 \cdot 0,8 \cdot 1 = 44,64$ m/ph.

Số vòng quay trục chính theo tính toán:

$$n_t = \frac{1000 \cdot V_t}{\pi \cdot D} = \frac{1000 \cdot 44,64}{\pi \cdot 18} = 789,4 \text{ v/ph}$$

Theo máy ta chọn $n_m = 500$ v/ph. Như vậy tốc độ cắt thực tế là:

$$V_{tt} = \frac{\pi \cdot D \cdot n_m}{1000} = \frac{\pi \cdot 18 \cdot 500}{1000} = 28,27 \text{ m/ph}$$

Bước 2: Khoan lỗ tâm

Chiều sâu cắt: $t = 2,5$ mm.

Lượng chạy dao: $s = 0,2$ mm/vg, theo bảng 5-15, [13].

Tốc độ cắt v: $V_b = 32$ mm/vg, theo bảng 5-86, [13].

Các hệ số hiệu chỉnh:

- Hệ số phụ thuộc vào độ cứng của chi tiết gia công $K_1 = 0,9$ (theo bảng 5-3, [12]).
- Hệ số phụ thuộc vào vật liệu dụng cụ cắt $K_2 = 0,8$ (theo bảng 5-6, [12]).
- Hệ số phụ thuộc vào chiều sâu khoan $K_3 = 0,75$ (theo bảng 5-31, [12]).

Như vậy, tốc độ cắt tính toán: $V_t = V_b \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 = 32 \cdot 0,9 \cdot 0,75 \cdot 1 = 21,6$ m/ph.

Số vòng quay trục chính theo tính toán:

$$n_t = \frac{1000 \cdot V_t}{\pi \cdot D} = \frac{1000 \cdot 21,6}{\pi \cdot 5} = 1375,01 \text{ v/ph}$$

Theo máy ta chọn $n_m = 500$ v/ph. Như vậy tốc độ cắt thực tế là:

$$V_{tt} = \frac{\pi \cdot D \cdot n_m}{1000} = \frac{\pi \cdot 5 \cdot 500}{1000} = 7,85 \text{ m/ph}$$

4.4.3. Nguyên công 1 – Lăn gá 3

Bước 1: Tiện trụ ngoài Ø12

a) Tiện thô Ø12

Chiều sâu cắt: $t = 2,5$ mm.

Lượng chạy dao: $s = 0,34$ mm/vg, theo bảng 5-60, [12].

Chọn tốc độ cắt: $V_b = 75$ m/ph, theo bảng 5-63, [12].

Chọn hệ số điều chỉnh:

- Hệ số phụ thuộc vào độ cứng của chi tiết gia công $K_1 = 0,9$ (theo bảng 5-3, [12]).
- Hệ số phụ thuộc vào vật liệu dụng cụ cắt $K_2 = 0,8$ (theo bảng 5-6, [12]).
- Hệ số phụ thuộc vào tuổi bền của dao $K_3 = 1$ (theo bảng 5-31, [12]).

Như vậy, tốc độ cắt tính toán: $V_t = V_b \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 = 75 \cdot 0,9 \cdot 0,8 \cdot 1 = 54$ m/ph.

Số vòng quay trục chính theo tính toán:

$$n_t = \frac{1000 \cdot V_t}{\pi \cdot D} = \frac{1000 \cdot 54}{\pi \cdot 12} = 1432,39 \text{ v/ph}$$

Theo máy ta chọn $n_m = 500$ v/ph. Như vậy tốc độ cắt thực tế là:

$$V_{tt} = \frac{\pi \cdot D \cdot n_m}{1000} = \frac{\pi \cdot 12 \cdot 500}{1000} = 18,85 \text{ m/ph}$$

b) Tiện tinh Ø12

Chiều sâu cắt: $t = 0,5$ mm.

Lượng chạy dao: $s = 0,34$ mm/vg, theo bảng 5-60, [12].

Chọn tốc độ cắt $V_b = 75$ mm/ph, theo bảng 5-63 [12].

Các hệ số hiệu chỉnh:

- Hệ số phụ thuộc vào độ cứng của chi tiết gia công $K_1 = 0,9$ (theo bảng 5-3, [12]).
- Hệ số phụ thuộc vào vật liệu dụng cụ cắt $K_2 = 0,8$ (theo bảng 5-6, [12]).
- Hệ số phụ thuộc vào vào tuổi bền của dao $K_3 = 1$ (theo bảng 5-31, [12]).

Như vậy, tốc độ cắt tính toán: $V_t = V_b.K_1.K_2.K_3 = 75.0,9.0,8.1 = 54$ m/ph.

Số vòng quay trục chính theo tính toán:

$$n_t = \frac{1000.V_t}{\pi.D} = \frac{1000.54}{\pi.12} = 1432,39 \text{ v/ph}$$

Theo máy ta chọn $n_m = 500$ v/ph. Như vậy tốc độ cắt thực tế là:

$$V_{tt} = \frac{\pi.D.n_m}{1000} = \frac{\pi.12.500}{1000} = 18,85 \text{ m/ph}$$

Bước 2: Tiện trụ ngoài Ø14

a) Tiện thô Ø14

Chiều sâu cắt: $t = 1,5$ mm.

Lượng chạy dao: $s = 0,34$ mm/vg, theo bảng 5-60, [12].

Chọn tốc độ cắt: $V_b = 75$ m/ph, theo bảng 5-63, [12].

Chọn hệ số điều chỉnh:

- Hệ số phụ thuộc vào độ cứng của chi tiết gia công $K_1 = 0,9$ (theo bảng 5-3, [12]).
- Hệ số phụ thuộc vào vật liệu dụng cụ cắt $K_2 = 0,8$ (theo bảng 5-6, [12]).
- Hệ số phụ thuộc vào vào tuổi bền của dao $K_3 = 1$ (theo bảng 5-31, [12]).

Như vậy, tốc độ cắt tính toán: $V_t = V_b.K_1.K_2.K_3 = 75.0,9.0,8.1 = 54$ m/ph.

Số vòng quay trục chính theo tính toán:

$$n_t = \frac{1000.V_t}{\pi.D} = \frac{1000.54}{\pi.14} = 1227,77 \text{ v/ph}$$

Theo máy ta chọn $n_m = 500$ v/ph. Như vậy tốc độ cắt thực tế là:

$$V_{tt} = \frac{\pi \cdot D \cdot n_m}{1000} = \frac{\pi \cdot 14.500}{1000} = 21,99 \text{ m/ph}$$

b) Tiện tinh mặt trụ Ø14

Chiều sâu cắt: $t = 0,5 \text{ mm}$.

Lượng chạy dao: $s = 0,34 \text{ mm/vg}$, theo bảng 5-60, [12].

Chọn tốc độ cắt: $V_b = 75 \text{ m/ph}$, theo bảng 5-63, [12].

Chọn hệ số điều chỉnh:

- Hệ số phụ thuộc vào độ cứng của chi tiết gia công $K_1 = 0,9$ (theo bảng 5-3, [12]).
- Hệ số phụ thuộc vào vật liệu dụng cụ cắt $K_2 = 0,8$ (theo bảng 5-6, [12]).
- Hệ số phụ thuộc vào tuổi bền của dao $K_3 = 1$ (theo bảng 5-31, [12]).

Như vậy, tốc độ cắt tính toán: $V_t = V_b \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 = 75 \cdot 0,9 \cdot 0,8 \cdot 1 = 54 \text{ m/ph}$.

Số vòng quay trục chính theo tính toán:

$$n_t = \frac{1000 \cdot V_t}{\pi \cdot D} = \frac{1000 \cdot 54}{\pi \cdot 14} = 1227,77 \text{ v/ph}$$

Theo máy ta chọn $n_m = 710 \text{ v/ph}$. Như vậy tốc độ cắt thực tế là:

$$V_{tt} = \frac{\pi \cdot D \cdot n_m}{1000} = \frac{\pi \cdot 14.500}{1000} = 21,99 \text{ m/ph}$$

Nguyên công 1 – lần gá 4

Bước 1: Tiện trụ ngoài Ø10

a) Tiện thô Ø10

Chiều sâu cắt: $t = 2,5 \text{ mm}$.

Lượng chạy dao: $s = 0,34 \text{ mm/vg}$, theo bảng 5-60, [12].

Chọn tốc độ cắt: $V_b = 62 \text{ m/ph}$, theo bảng 5-63, [12].

Chọn hệ số điều chỉnh:

- Hệ số phụ thuộc vào độ cứng của chi tiết gia công $K_1 = 0,9$ (theo bảng 5-3, [12]).
- Hệ số phụ thuộc vào vật liệu dụng cụ cắt $K_2 = 0,8$ (theo bảng 5-6, [12]).

- Hệ số phụ thuộc vào vào tuổi bền của dao $K_3 = 1$ (theo bảng 5-31, [12]).

Như vậy, tốc độ cắt tính toán: $V_t = V_b \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 = 62 \cdot 0,9 \cdot 0,8 \cdot 1 = 44,64$ m/ph.

Số vòng quay trục chính theo tính toán:

$$n_t = \frac{1000 \cdot V_t}{\pi \cdot D} = \frac{1000 \cdot 44,64}{\pi \cdot 10} = 1420,94 \text{ v/ph}$$

Theo máy ta chọn $n_m = 500$ v/ph. Như vậy tốc độ cắt thực tế là:

$$V_{tt} = \frac{\pi \cdot D \cdot n_m}{1000} = \frac{\pi \cdot 10 \cdot 500}{1000} = 15,71 \text{ m/ph}$$

b) Tiện bán tinh mặt trụ Ø10

Chiều sâu cắt: $t = 1$ mm.

Lượng chạy dao: $s = 0,16$ mm/vg, theo bảng 5-62, [12].

Chọn tốc độ cắt: $V_b = 106$ m/ph, theo bảng 5-63, [12].

Chọn hệ số điều chỉnh:

- Hệ số phụ thuộc vào độ cứng của chi tiết gia công $K_1 = 0,9$ (theo bảng 5-3, [12]).
- Hệ số phụ thuộc vào vật liệu dụng cụ cắt $K_2 = 0,8$ (theo bảng 5-6, [12]).
- Hệ số phụ thuộc vào vào tuổi bền của dao $K_3 = 1$ (theo bảng 5-31, [12]).

Như vậy, tốc độ cắt tính toán: $V_t = V_b \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 = 106 \cdot 0,9 \cdot 0,8 \cdot 1 = 76,32$ m/ph.

Số vòng quay trục chính theo tính toán:

$$n_t = \frac{1000 \cdot V_t}{\pi \cdot D} = \frac{1000 \cdot 76,32}{\pi \cdot 10} = 2429,34 \text{ v/ph}$$

Theo máy ta chọn $n_m = 500$ v/ph. Như vậy tốc độ cắt thực tế là:

$$V_{tt} = \frac{\pi \cdot D \cdot n_m}{1000} = \frac{\pi \cdot 10 \cdot 500}{1000} = 15,71 \text{ m/ph}$$

c) Tiện tinh mặt trụ Ø10

Chiều sâu cắt: $t = 0,5$ mm.

Lượng chạy dao: $s = 0,34$ mm/vg, theo bảng 5-60, [12].

Chọn tốc độ cắt $V_b = 75$ m/ph, theo bảng 5-63 [12].

Các hệ số hiệu chỉnh:

- Hệ số phụ thuộc vào độ cứng của chi tiết gia công $K_1 = 0,9$ (theo bảng 5-3, [12]).
- Hệ số phụ thuộc vào vật liệu dụng cụ cắt $K_2 = 0,8$ (theo bảng 5-6, [12]).
- Hệ số phụ thuộc vào vào tuổi bền của dao $K_3 = 1$ (theo bảng 5-31, [12]).

Như vậy, tốc độ cắt tính toán: $V_t = V_b \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 = 75 \cdot 0,9 \cdot 0,8 \cdot 1 = 54$ m/ph.

Số vòng quay trục chính theo tính toán:

$$n_t = \frac{1000 \cdot V_t}{\pi \cdot D} = \frac{1000 \cdot 54}{\pi \cdot 10} = 1718,87 \text{ v/ph}$$

Theo máy ta chọn $n_m = 500$ v/ph. Như vậy tốc độ cắt thực tế là:

$$V_{tt} = \frac{\pi \cdot D \cdot n_m}{1000} = \frac{\pi \cdot 10 \cdot 500}{1000} = 15,71 \text{ m/ph}$$

Bước 2: Tiện trụ ngoài Ø12

a) Tiện thô Ø12

Chiều sâu cắt: $t = 2,5$ mm.

Lượng chạy dao: $s = 0,34$ mm/vg, theo bảng 5-60, [12].

Chọn tốc độ cắt: $V_b = 62$ m/ph, theo bảng 5-63, [12].

Chọn hệ số điều chỉnh:

- Hệ số phụ thuộc vào độ cứng của chi tiết gia công $K_1 = 0,9$ (theo bảng 5-3, [12]).
- Hệ số phụ thuộc vào vật liệu dụng cụ cắt $K_2 = 0,8$ (theo bảng 5-6, [12]).
- Hệ số phụ thuộc vào vào tuổi bền của dao $K_3 = 1$ (theo bảng 5-31, [12]).

Như vậy, tốc độ cắt tính toán: $V_t = V_b \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 = 62 \cdot 0,9 \cdot 0,8 \cdot 1 = 44,64$ m/ph.

Số vòng quay trục chính theo tính toán:

$$n_t = \frac{1000 \cdot V_t}{\pi \cdot D} = \frac{1000 \cdot 44,64}{\pi \cdot 12} = 1184,12 \text{ v/ph}$$

Theo máy ta chọn $n_m = 500$ v/ph. Như vậy tốc độ cắt thực tế là:

$$V_{tt} = \frac{\pi \cdot D \cdot n_m}{1000} = \frac{\pi \cdot 12 \cdot 500}{1000} = 18,85 \text{ m/ph}$$

b) Tiện tinh mặt trục Ø12

Chiều sâu cắt: $t = 0,5$ mm.

Lượng chạy dao: $s = 0,34$ mm/vg, theo bảng 5-60, [12].

Chọn tốc độ cắt $V_b = 75$ m/ph, theo bảng 5-63 [12].

Các hệ số hiệu chỉnh:

- Hệ số phụ thuộc vào độ cứng của chi tiết gia công $K_1 = 0,9$ (theo bảng 5-3, [12]).
- Hệ số phụ thuộc vào vật liệu dụng cụ cắt $K_2 = 0,8$ (theo bảng 5-6, [12]).
- Hệ số phụ thuộc vào tuổi bền của dao $K_3 = 1$ (theo bảng 5-31, [12]).

Như vậy, tốc độ cắt tính toán: $V_t = V_b \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 = 75 \cdot 0,9 \cdot 0,8 \cdot 1 = 54$ m/ph.

Số vòng quay trục chính theo tính toán:

$$n_t = \frac{1000 \cdot V_t}{\pi \cdot D} = \frac{1000 \cdot 54}{\pi \cdot 12} = 1432,39 \text{ v/ph}$$

Theo máy ta chọn $n_m = 500$ v/ph. Như vậy tốc độ cắt thực tế là:

$$V_{tt} = \frac{\pi \cdot D \cdot n_m}{1000} = \frac{\pi \cdot 12 \cdot 500}{1000} = 18,85 \text{ m/ph}$$

Bước 3: Tiện rãnh

a) Tiện rãnh Ø14

Chiều sâu cắt: $t = 0,5$ mm.

Lượng chạy dao: $s = 0,3$ mm/vg, theo bảng 5-60, [12].

Chọn tốc độ cắt: $V_b = 89$ m/ph, theo bảng 5-63, [12].

Chọn hệ số điều chỉnh:

- Hệ số phụ thuộc vào độ cứng của chi tiết gia công $K_1 = 0,9$ (theo bảng 5-3, [12]).
- Hệ số phụ thuộc vào vật liệu dụng cụ cắt $K_2 = 0,8$ (theo bảng 5-6, [12]).
- Hệ số phụ thuộc vào tuổi bền của dao $K_3 = 1$ (theo bảng 5-31, [12]).

Như vậy, tốc độ cắt tính toán: $V_t = V_b.K_1.K_2.K_3 = 89.0,9.0,8.1 = 64,08$ m/ph.

Số vòng quay trục chính theo tính toán:

$$n_t = \frac{1000.V_t}{\pi.D} = \frac{1000.64,08}{\pi.14} = 1456,95 \text{ v/ph}$$

Theo máy ta chọn $n_m = 500$ v/ph. Như vậy tốc độ cắt thực tế là:

$$V_{tt} = \frac{\pi.D.n_m}{1000} = \frac{\pi.14.500}{1000} = 21,99 \text{ m/ph}$$

b) Tiện rãnh Ø10

Chiều sâu cắt: $t = 0,5$ mm.

Lượng chạy dao: $s = 0,3$ mm/vg, theo bảng 5-60, [12].

Chọn tốc độ cắt: $V_b = 89$ m/ph, theo bảng 5-63, [12].

Chọn hệ số điều chỉnh:

- Hệ số phụ thuộc vào độ cứng của chi tiết gia công $K_1 = 0,9$ (theo bảng 5-3, [12]).
- Hệ số phụ thuộc vào vật liệu dụng cụ cắt $K_2 = 0,8$ (theo bảng 5-6, [12]).
- Hệ số phụ thuộc vào tuổi bền của dao $K_3 = 1$ (theo bảng 5-31, [12]).

Như vậy, tốc độ cắt tính toán: $V_t = V_b.K_1.K_2.K_3 = 89.0,9.0,8.1 = 64,08$ m/ph.

Số vòng quay trục chính theo tính toán:

$$n_t = \frac{1000.V_t}{\pi.D} = \frac{1000.64,08}{\pi.10} = 2039,73 \text{ v/ph}$$

Theo máy ta chọn $n_m = 500$ v/ph. Như vậy tốc độ cắt thực tế là:

$$V_{tt} = \frac{\pi.D.n_m}{1000} = \frac{\pi.10.500}{1000} = 15,71 \text{ m/ph}$$

4.4.4. Nguyên công 2: Phay rãnh then

Bước 1: Phay rãnh then Ø14

a) Phay thô

Chiều sâu cắt: $t = 2 \text{ mm}$.

Lượng chạy dao: S_z tra bảng 5-153 [12], ta được:

$$S_z = 0,015 \text{ mm/răng} \Rightarrow S = S_z \cdot Z = 0,015 \cdot 4 = 0,06 \text{ mm/vòng.}$$

Tốc độ cắt: V tra bảng 5-154, [2], ta được: $V_b = 30,5 \text{ m/ph}$.

- Hệ số điều chỉnh phụ thuộc vào cơ tính của thép $K_1 = 1,15$ vì độ cứng vật liệu gia công là thép có $HB = 200$.
- Hệ số điều chỉnh phụ thuộc vào trạng thái bề mặt gia công $K_2 = 0,85$.
- Hệ số điều chỉnh phụ thuộc vào góc nghiêng chính $K_3 = 1,18$.
- Hệ số điều chỉnh phụ thuộc vào chu kỳ bền của dao $K_4 = 0,87$, vì muốn tuổi bền thực tế cao gấp 2 lần tuổi bền trong sổ tay.
- Hệ số điều chỉnh phụ thuộc vào chiều rộng phay $K_5 = 1$.
- Hệ số điều chỉnh phụ thuộc dạng gia công $K_6 = 1$.

Vậy tốc độ tính toán: $V_t = V_b \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot K_4 \cdot K_5 \cdot K_6 = 24,63 \text{ m/ph}$.

Số vòng quay tính toán:

$$n_t = \frac{1000 \cdot V_t}{\pi D} = \frac{1000 \cdot 24,63}{\pi \cdot 5} = 1567,99 \text{ vg/ph}$$

Theo máy ta chọn $n_m = 750 \text{ v/ph}$. Như vậy tốc độ cắt thực tế là:

$$V_{tt} = \frac{\pi \cdot D \cdot n_m}{1000} = \frac{\pi \cdot 5 \cdot 750}{1000} = 11,78 \text{ m/ph}$$

Lượng chạy dao phút:

$$S_{ph} = S_z \cdot Z \cdot n = 0,04 \cdot 4 \cdot 750 = 120 \text{ mm/ph.}$$

b) Phay tinh

Chiều sâu cắt: $t = 0,5 \text{ mm}$.

Lượng chạy dao: S_z tra bảng 5-153 [12], ta được:

$$S_z = 0,015 \text{ mm/răng} \Rightarrow S = S_z \cdot Z = 0,015 \cdot 4 = 0,06 \text{ mm/vòng.}$$

Tốc độ cắt: V tra bảng 5-155, [2], ta được: $V_b = 30,5 \text{ m/ph}$.

- Hệ số điều chỉnh phụ thuộc vào cơ tính của thép $K_1 = 1,15$ vì độ cứng vật liệu gia công là thép có $HB = 200$.
- Hệ số điều chỉnh phụ thuộc vào trạng thái bề mặt gia công $K_2 = 0,85$.
- Hệ số điều chỉnh phụ thuộc vào góc nghiêng chính $K_3 = 1,18$.
- Hệ số điều chỉnh phụ thuộc vào chu kỳ bền của dao $K_4 = 0,87$, vì muốn tuổi bền thực tế cao gấp 2 lần tuổi bền trong sổ tay.
- Hệ số điều chỉnh phụ thuộc vào chiều rộng phay $K_5 = 1$.
- Hệ số điều chỉnh phụ thuộc dạng gia công $K_6 = 1$.

Vậy tốc độ tính toán: $V_t = V_b \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot K_4 \cdot K_5 \cdot K_6 = 30,61 \text{ m/ph}$.

Số vòng quay tính toán:

$$n_t = \frac{1000 \cdot V_t}{\pi D} = \frac{1000 \cdot 30,61}{\pi \cdot 5} = 1948,69 \text{ vg/ph}$$

Theo máy ta chọn $n_m = 1180 \text{ v/ph}$. Như vậy tốc độ cắt thực tế là:

$$V_{tt} = \frac{\pi \cdot D \cdot n_m}{1000} = \frac{\pi \cdot 5 \cdot 1180}{1000} = 11,78 \text{ m/ph}$$

Lượng chạy dao phút:

$$S_{ph} = S_z \cdot Z \cdot n = 0,06 \cdot 4 \cdot 1180 = 283,2 \text{ mm/ph.}$$

Bước 2: Phay rãnh then Ø10

a) Phay thô

Chiều sâu cắt: $t = 1,5 \text{ mm}$.

Lượng chạy dao: S_z tra bảng 5-153 [12], ta được:

$$S_z = 0,015 \text{ mm/răng} \Rightarrow S = S_z.Z = 0,015.4 = 0,06 \text{ mm/vòng.}$$

Tốc độ cắt: V tra bảng 5-154, [2], ta được: $V_b = 30,5 \text{ m/ph.}$

- Hệ số điều chỉnh phụ thuộc vào cơ tính của thép $K_1 = 1,15$ vì độ cứng vật liệu gia công là thép có HB= 200.
- Hệ số điều chỉnh phụ thuộc vào trạng thái bề mặt gia công $K_2 = 0,85$.
- Hệ số điều chỉnh phụ thuộc vào góc nghiêng chính $K_3 = 1,18$.
- Hệ số điều chỉnh phụ thuộc vào chu kỳ bền của dao $K_4 = 0,87$, vì muốn tuổi bền thực tế cao gấp 2 lần tuổi bền trong sổ tay.
- Hệ số điều chỉnh phụ thuộc vào chiều rộng phay $K_5 = 1$.
- Hệ số điều chỉnh phụ thuộc dạng gia công $K_6 = 1$.

$$\text{Vận tốc độ tính toán: } V_t = V_b.K_1.K_2.K_3.K_4.K_5.K_6 = 24,63 \text{ m/ph.}$$

Số vòng quay tính toán:

$$n_t = \frac{1000.V_t}{\pi D} = \frac{1000.24,63}{\pi.5} = 1567,99 \text{ vg/ph}$$

Theo máy ta chọn $n_m = 750 \text{ v/ph.}$ Như vậy tốc độ cắt thực tế là:

$$V_{tt} = \frac{\pi.D.n_m}{1000} = \frac{\pi.5.750}{1000} = 11,78 \text{ m/ph}$$

Lượng chạy dao phút:

$$S_{ph} = S_z.Z.n = 0,04.4.750 = 120 \text{ mm/ph.}$$

Công suất $N = 2,1 \text{ kW}$, theo bảng 5-157, [2]

b) Phay tinh

Chiều sâu cắt: $t = 0,3 \text{ mm.}$

Lượng chạy dao: S_z tra bảng 5-153 [12], ta được:

$$S_z = 0,015 \text{ mm/răng} \Rightarrow S = S_z.Z = 0,015.4 = 0,06 \text{ mm/vòng.}$$

Tốc độ cắt: V tra bảng 5-155, [2], ta được: $V_b = 30,5 \text{ m/ph.}$

- Hệ số điều chỉnh phụ thuộc vào cơ tính của thép $K_1 = 1,15$ vì độ cứng vật liệu gia công là thép có HB= 200.
- Hệ số điều chỉnh phụ thuộc vào trạng thái bề mặt gia công $K_2 = 0,85$.
- Hệ số điều chỉnh phụ thuộc vào góc nghiêng chính $K_3 = 1,18$.
- Hệ số điều chỉnh phụ thuộc vào chu kỳ bền của dao $K_4 = 0,87$, vì muốn tuổi bền thực tế cao gấp 2 lần tuổi bền trong sổ tay.
- Hệ số điều chỉnh phụ thuộc vào chiều rộng phay $K_5 = 1$.
- Hệ số điều chỉnh phụ thuộc dạng gia công $K_6 = 1$.

Vậy tốc độ tính toán: $V_t = V_b.K_1.K_2.K_3.K_4.K_5.K_6 = 30,61$ m/ph.

Số vòng quay tính toán:

$$n_t = \frac{1000.V_t}{\pi D} = \frac{1000.30,61}{\pi.5} = 1948,69 \text{ vg/ph}$$

Theo máy ta chọn $n_m = 750$ v/ph. Như vậy tốc độ cắt thực tế là:

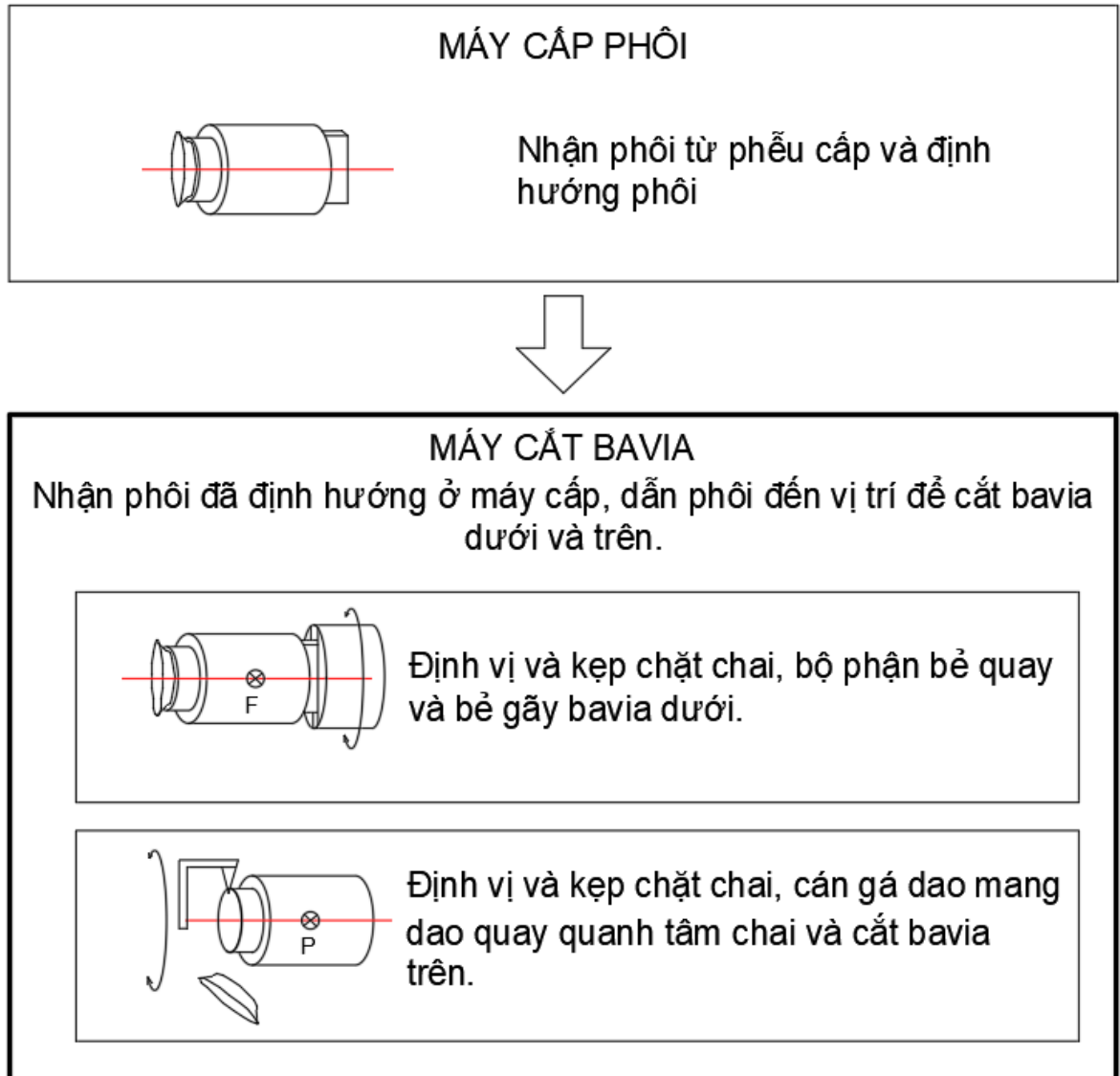
$$V_{tt} = \frac{\pi.D.n_m}{1000} = \frac{\pi.5.750}{1000} = 11,78 \text{ m/ph}$$

Lượng chạy dao phút:

$$S_{ph} = S_z.Z.n = 0,06.4.1180 = 120 \text{ mm/ph.}$$

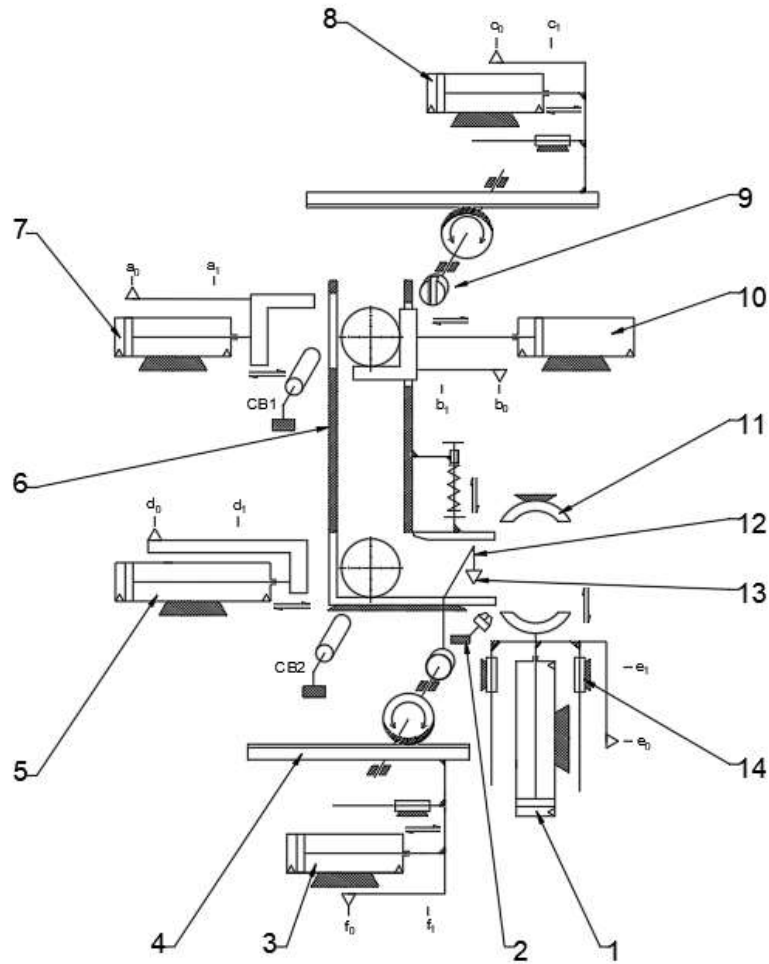
CHƯƠNG 5. THIẾT KẾ HỆ THỐNG ĐIỀU KHIỂN

Bavia chai sẽ được cắt lần lượt. Ban đầu chai sẽ được cắt bavia dưới nhờ vào cụm cắt bavia dưới. Sau đó, chai sẽ được cắt bavia trên nhờ vào cụm cắt bavia trên (cắt theo dây chuyền). Vì vậy, thiết kế 2 hệ điều khiển cho cụm cắt bavia trên và cụm cắt bavia dưới.



Hình 5.1. Mô tả quá trình hoạt động của máy.

5.1. Sơ đồ động của máy



Hình 5.2. Sơ đồ động của máy.

Trong đó,

Các phần tử trong cơ cấu chấp hành của cụm cắt bavia dưới bao gồm: xilanh A (7), xilanh B (10), xilanh C (8).

Các phần tử trong cơ cấu chấp hành của cụm cắt bavia trên bao gồm: xilanh D (5), xilanh E (14), xilanh F (3), đầu thổi chai G (2)

5.2. Hệ điều khiển cho cụm cắt bavia dưới

5.2.1. Tín hiệu vào và ra của hệ

- Tín hiệu vào:

Nút nhấn S_0, S_1 : Bật và tắt máy

Công tắt hành trình: $a_0, a_1, b_0, b_1, c_0, c_1$

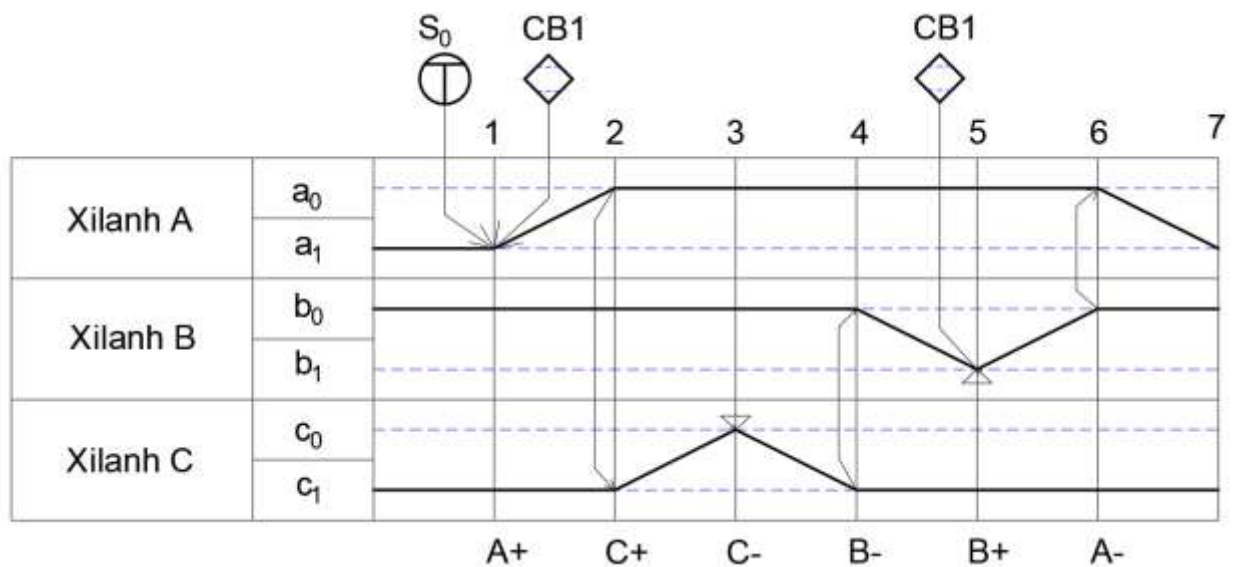
Cảm biến quang: CB1

Nút nhấn khởi tạo vị trí gốc: H

- Tín hiệu ra:

Van điện từ: $A+, A-, B+, B-, C+, C-$

5.2.2. Nguyên lý hoạt động



Hình 5.3. Biểu đồ trạng thái cụm loại bỏ bavia dưới.

Trạng thái ban đầu của xilanh A, xilanh C lùi về; xilanh B duỗi thẳng.

B1: Nhấn nút S_0 để mở máy

B2: Phôi chai rơi vào vị trí có cảm biến 1 (CB1) thông qua máy cấp phôi và máng dẫn phôi. Xilanh A (XLA) duỗi thẳng rồi a_0 đến a_1 để kẹp chặt phôi.

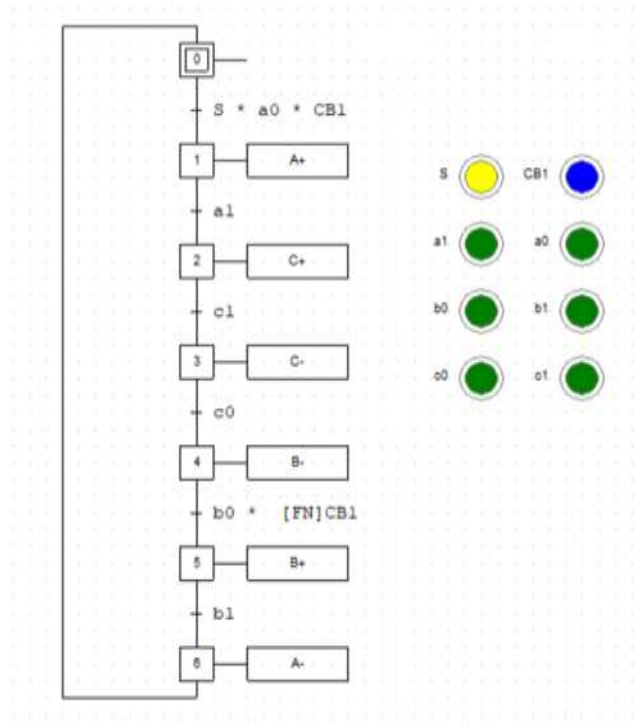
B3: Xilanh C (XLC) duỗi thẳng rồi c_0 đến c_1 , biến đổi chuyển động tịnh tiến sang chuyển động quay để bẻ bavia dưới.

B4: XLC lùi về đến chạm c_0 , xoay đầu bẻ chai về vị trí cũ để chuẩn bị nhận phôi tiếp theo.

B5: Xilanh B (XLB) lùi về (rời b1 về b0), thả phôi rơi tiếp vào cụm cắt bavia trên. Cảm biến 1 mất tín hiệu. Trong trường hợp chai dự trữ để cắt bavia trên đã đầy thì chai sau khi vừa cắt bavia dưới sẽ không rơi nên cảm biến 1 vẫn còn tín hiệu và sẽ chưa chuyển qua bước 7.

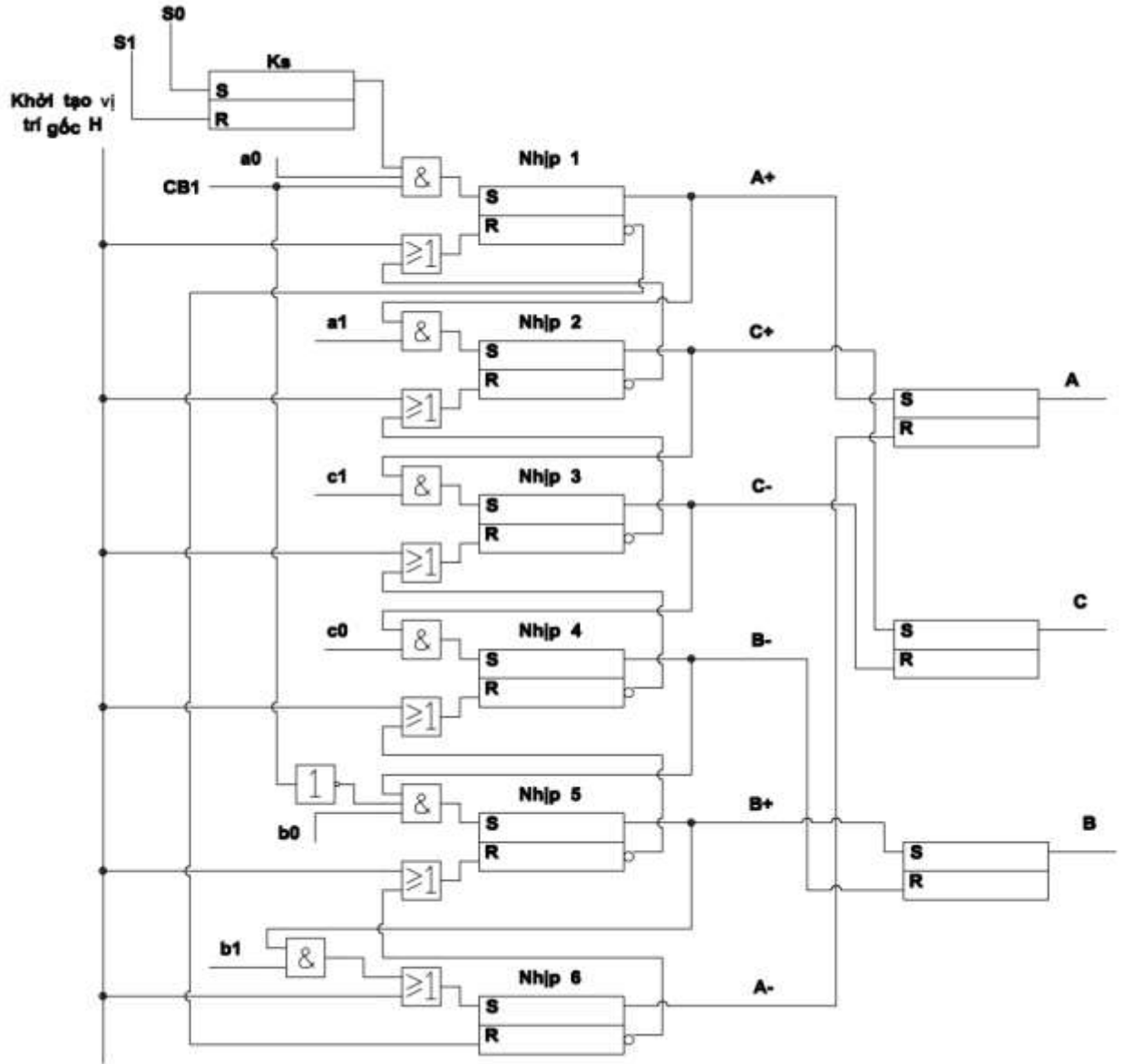
B6: Sau khi chai đã rơi vào máng trữ cho cắt bavia trên thì xilanh B duỗi thẳng, rời b0 đến chạm b1.

B7: Xilanh A lùi về (rời a1 về a0), phôi chai mới tiếp tục được cấp vào. Tiếp tục lặp lại chu trình cho đến khi nhấn S1 để dừng máy.



Hình 5.4. Sơ đồ grafset cụm loại bỏ bavia dưới.

5.2.3. Mạch logic và phương trình logic điều khiển theo nhịp



Hình 5. 5. Sơ đồ logic điều khiển cụm loại bỏ bavia dưới.

Bảng 5.1. Tín hiệu vào/ra của hệ điều khiển cụm loại bỏ bavia dưới.

Nhịp thực hiện	1	2	3	4	5	6
Tín hiệu ra	A +	C +	C -	B -	B +	A -
Tín hiệu vào	$K_s \cdot a_0 \cdot CB_1$	a_1	c_1	c_0	$b_0 \cdot \overline{CB_1}$	b_1

Viết phương trình logic điều khiển theo nhịp

Phương trình cho nút nhấn

$$K_s = (S_0 + K_s)\bar{S}_1$$

Phương trình cho các nhịp thực hiện

$$k_1 = (K_s \cdot k_6 \cdot a_0 \cdot CB_1 + k_1) \cdot \bar{k}_H \cdot \bar{k}_2$$

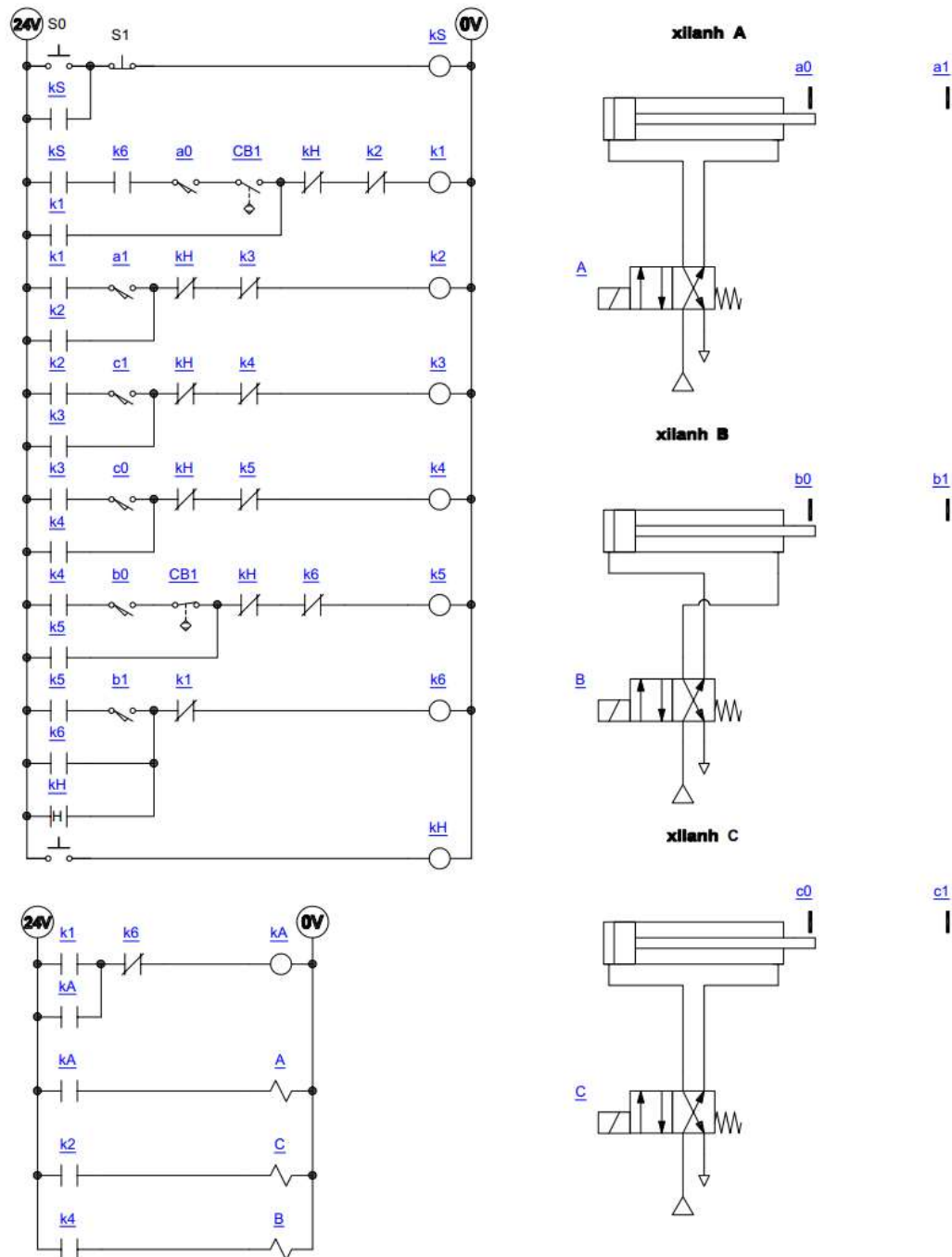
$$k_2 = (k_1 \cdot a_1 + k_2) \cdot \bar{k}_H \cdot \bar{k}_3$$

$$k_3 = (k_2 \cdot c_1 + k_3) \cdot \bar{k}_H \cdot \bar{k}_4$$

$$k_4 = (k_3 \cdot c_0 + k_4) \cdot \bar{k}_H \cdot \bar{k}_5$$

$$k_5 = (k_4 \cdot b_0 \cdot \overline{CB1} + k_5) \cdot \bar{k}_H \cdot \bar{k}_6$$

$$k_6 = (k_5 \cdot b_1 + k_6 + k_H) \cdot \bar{k}_1$$



Hình 5.6. Mô phỏng điều khiển cho cụm loại bỏ bavia dưới.

5.3. Hệ điều khiển cho cụm cắt bavia trên

5.3.1 Tín hiệu vào và ra của hệ

- Tín hiệu vào:

Nút nhấn S_0, S_1 : Bật và tắt máy

Công tắt hành trình: $d_0, d_1, e_0, e_1, f_0, f_1$

Cảm biến quang: CB2

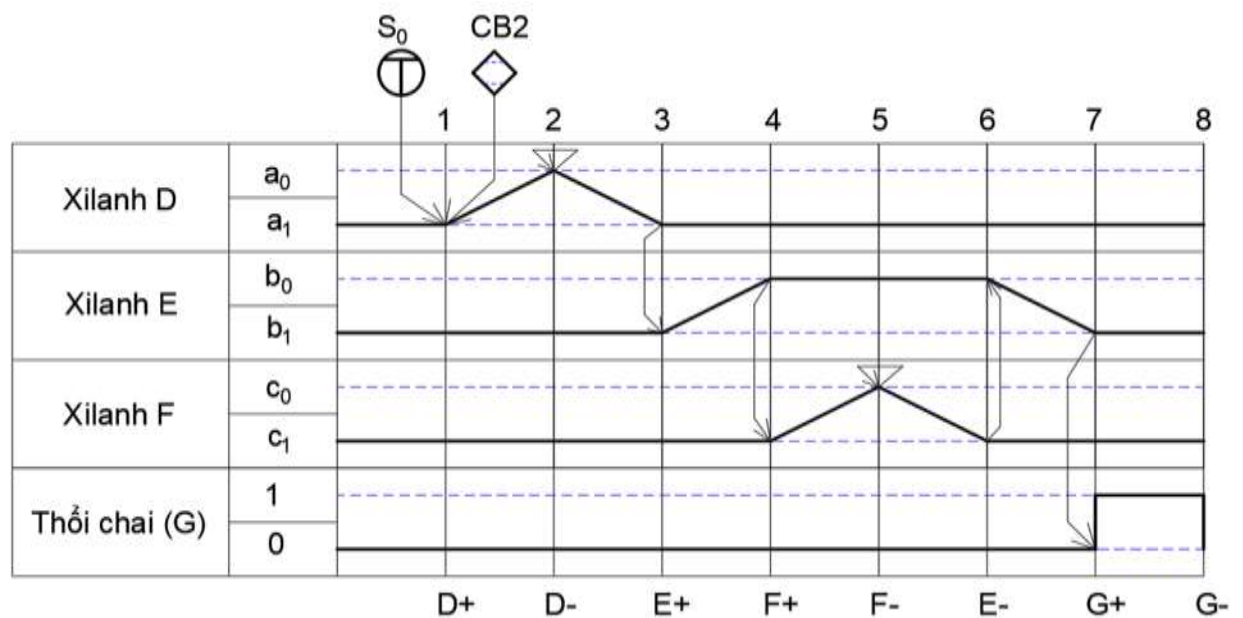
Nút nhấn khởi tạo vị trí góc: H

Relay thời gian: t

- Tín hiệu ra:

Điều khiển van điện từ: $D+, D-, E+, E-, F+, F-, G+, G-$

5.3.2 Nguyên lý hoạt động



Hình 5.7. Biểu đồ trạng thái cụm loại bỏ bavia trên.

Trạng thái ban đầu của xilanh D, xilanh E, xilanh F lùi về

B1: Nhấn nút S0 để mở máy

B2: Phôi chai sau khi cắt bavia dưới sẽ rơi vào vị trí có cảm biến 2 (CB2). Xilanh D (XLD) duỗi thẳng (rời d_0 đến d_1) đẩy chai vào vị trí kẹp.

B3: Xilanh D lùi về (rời d_1 về d_0)

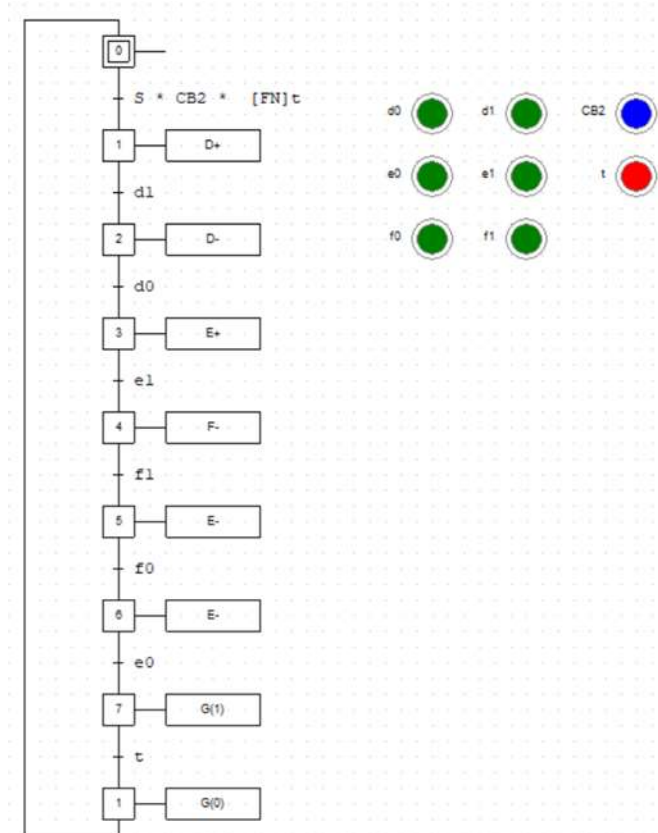
B4: Xilanh E duỗi thẳng (rời e_0 chạm e_1), kẹp chặt chai.

B5: Xilanh F duỗi thẳng (rời f_0 đến f_1), biến đổi chuyển động tịnh tiến của xilanh thành chuyển động quay để cắt bavia trên.

B6: xilanh E lùi về (rời e1 về e0), tháo kẹp chai

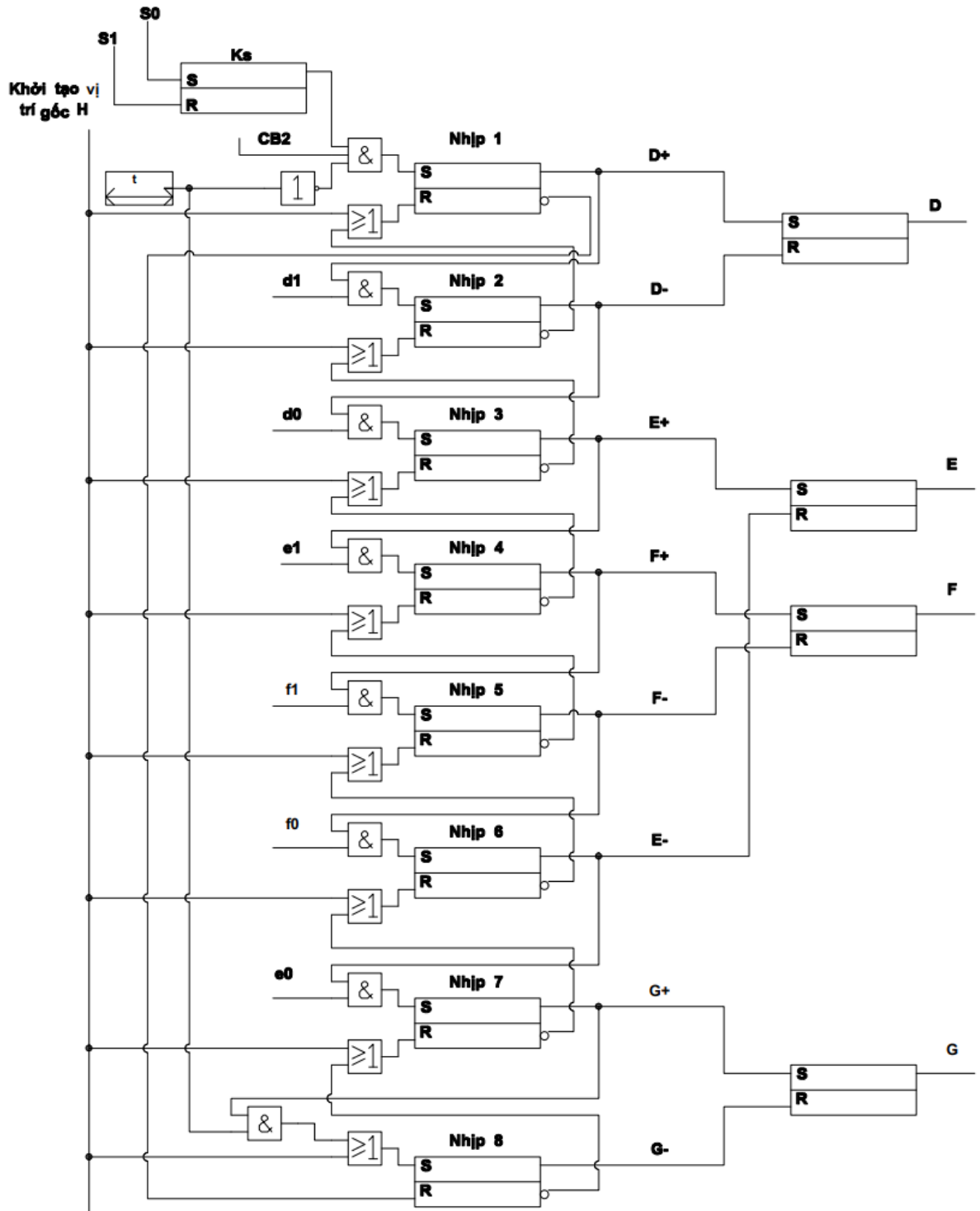
B7: Vòi thổi thổi chai (G) ra khỏi khuôn định hình.

B8: Sau thời gian $t=1s$ thì vòi dừng thổi, chai được tháo và đẩy ra ngoài nhờ áp suất của đầu thổi. Lặp lại chu trình cho đến khi nhấn S1 thì dừng máy.



Hình 5. 8. Sơ đồ grafcet cụm loại bỏ bavia trên.

5.3.3. Mạch logic và phương trình điều khiển logic theo nhịp



Hình 5.9. Sơ đồ logic điều khiển cụm loại bỏ bavia trên.

Bảng 5.2. Tín hiệu vào/ra của hệ điều khiển cụm loại bỏ bavia trên.

Nhịp thực hiện	1	2	3	4	5	6	7	8
Tín hiệu ra	$D +$	$D -$	$E +$	$F +$	$F -$	$E -$	$G +$	$G -$
Tín hiệu vào	$K_s \cdot \bar{t} \cdot CB_2$	d_1	d_0	e_1	f_1	f_0	e_0	t

Viết phương trình logic điều khiển theo nhịp

Phương trình cho nút nhấn

$$K_s = (S_0 + K_s)\bar{S}_1$$

Phương trình cho các nhịp thực hiện

$$k_1 = (K_s \cdot k_8 \cdot \bar{t} \cdot CB_2 + k_1) \cdot \bar{k}_H \cdot \bar{k}_2$$

$$k_2 = (k_1 \cdot d_1 + k_2) \cdot \bar{k}_H \cdot \bar{k}_3$$

$$k_3 = (k_2 \cdot d_0 + k_3) \cdot \bar{k}_H \cdot \bar{k}_4$$

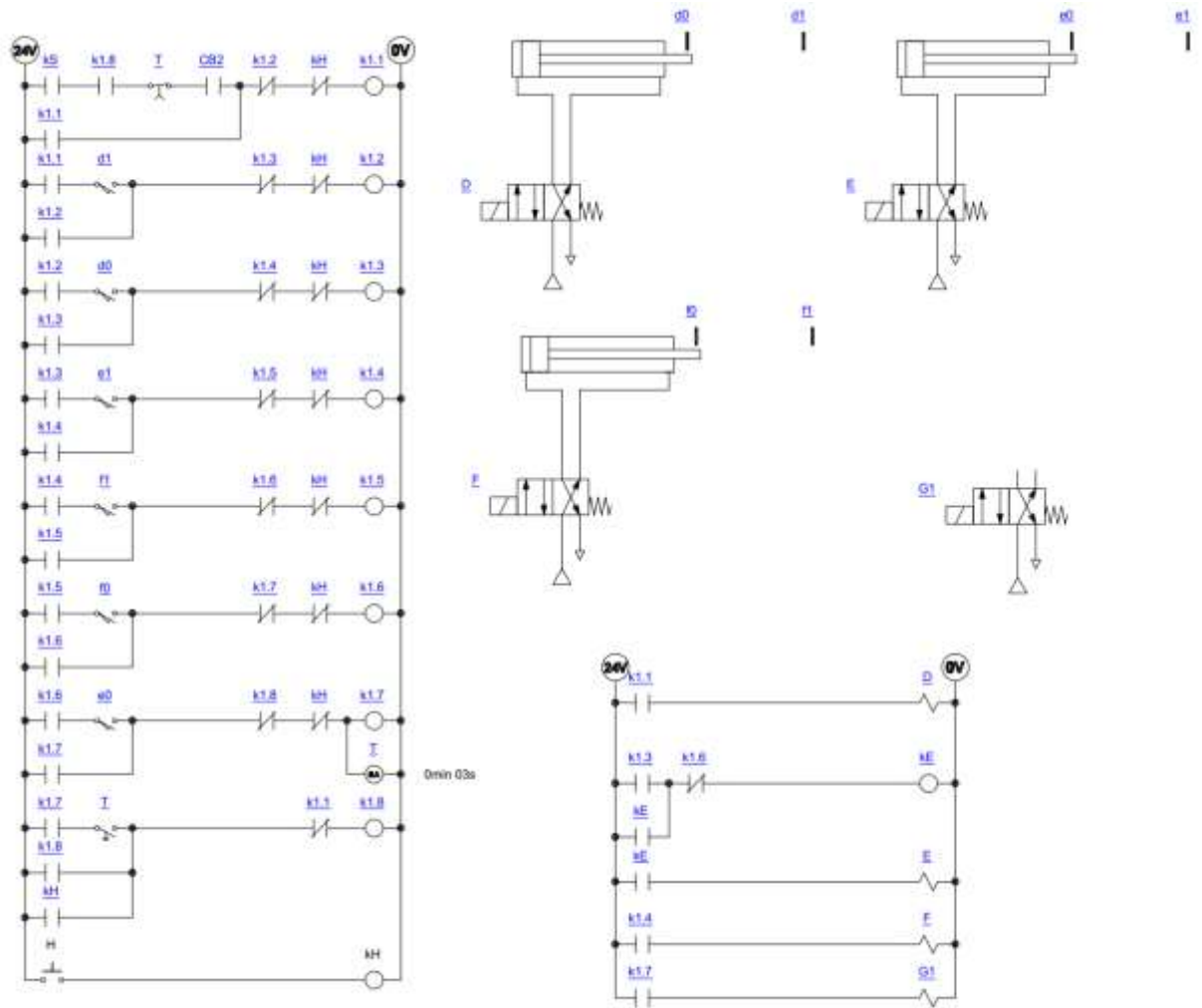
$$k_4 = (k_3 \cdot e_1 + k_4) \cdot \bar{k}_H \cdot \bar{k}_5$$

$$k_5 = (k_4 \cdot f_1 + k_5) \cdot \bar{k}_H \cdot \bar{k}_6$$

$$k_6 = (k_5 \cdot f_0 + k_6) \cdot \bar{k}_H \cdot \bar{k}_7$$

$$k_7 = (k_6 \cdot e_0 + k_7) \cdot \bar{k}_H \cdot \bar{k}_8$$

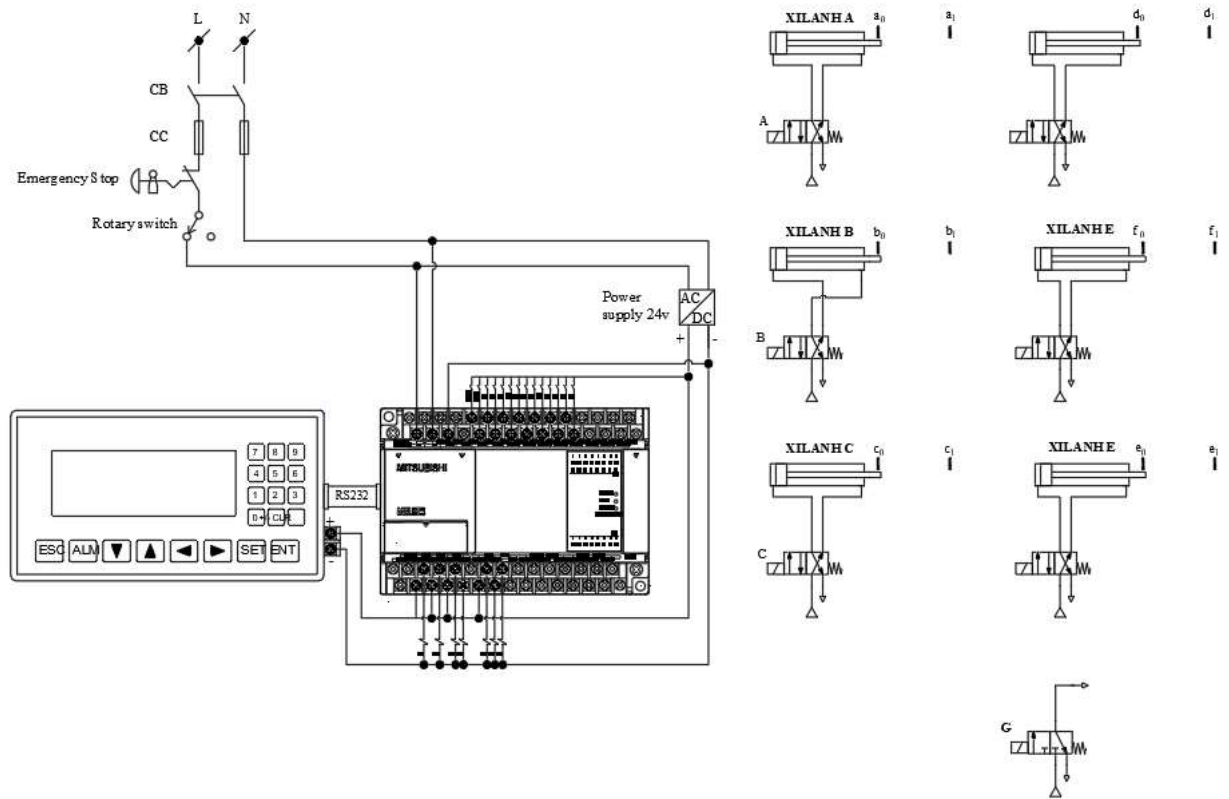
$$k_8 = (k_7 \cdot t + k_8 + k_H) \cdot \bar{k}_1$$



Hình 5.10. Mô phỏng điều khiển cho cụm loại bỏ bavia trên.

5.4. Thiết kế mạch điều khiển

5.4.1. Sơ đồ nối dây



Hình 5.11. Sơ đồ nối dây điện.

Hệ thống điều khiển sử dụng PLC Mitsubishi để điều khiển các xi lanh khí nén thông qua van điện từ 5/2. Các tín hiệu đầu ra từ PLC được đấu nối trực tiếp đến cuộn hút của van điện từ để điều khiển chuyển động ra – vào của các xi lanh A, B, C, D, E và F, tương ứng với các thao tác như đẩy phôi, bẻ bavia, cắt miệng, kẹp định hình...

Nguồn cấp cho hệ điều khiển là 24V DC, chuyển đổi từ điện lưới qua bộ nguồn AC/DC. PLC nhận tín hiệu phản hồi từ các cảm biến hành trình đặt tại các vị trí cuối xi lanh nhằm kiểm soát chính xác chu trình làm việc.

Màn hình HMI kết nối với PLC qua cổng RS232 giúp vận hành giám sát trạng thái và điều khiển thủ công khi cần thiết. Toàn bộ hệ thống được thiết kế đảm bảo hoạt động theo trình tự tự động, nhanh, chính xác và an toàn.

Sơ đồ bao gồm:

X000–X017: Ngõ vào (input) từ cảm biến hành trình, công tắc thân xanh, nút nhấn.

Y000–Y007: Ngõ ra (output) điều khiển cuộn hút của van điện từ tương ứng với các xi lanh khí nén và đèn trạng thái.

M0–M20: Rơ-le trung gian (internal relay), lưu trạng thái logic tạm thời.

T0–T1: Bộ định thời (Timer), dùng để trễ thời gian hoạt động.

K10: Giá trị đặt trước cho Timer (tương ứng với 1 giây nếu 1 đơn vị = 100ms).

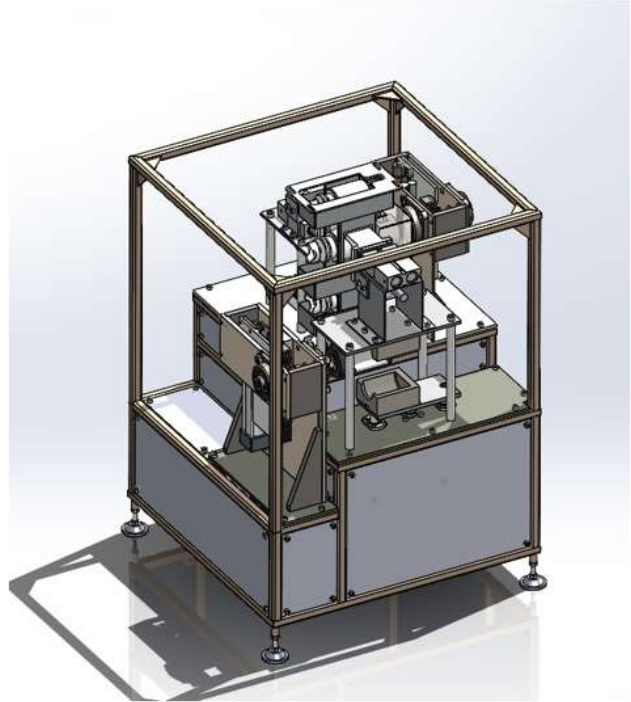
Nguyên lý hoạt động của mạch điều khiển

Sơ đồ điều khiển lập trình trên PLC Mitsubishi dùng để điều khiển tuần tự hoạt động của các xi lanh khí nén trong máy cắt bavia chai nhựa HDPE. Tín hiệu từ các cảm biến hành trình (X000 – X017) được đưa vào các ngõ vào của PLC để xác định trạng thái vị trí của xi lanh.

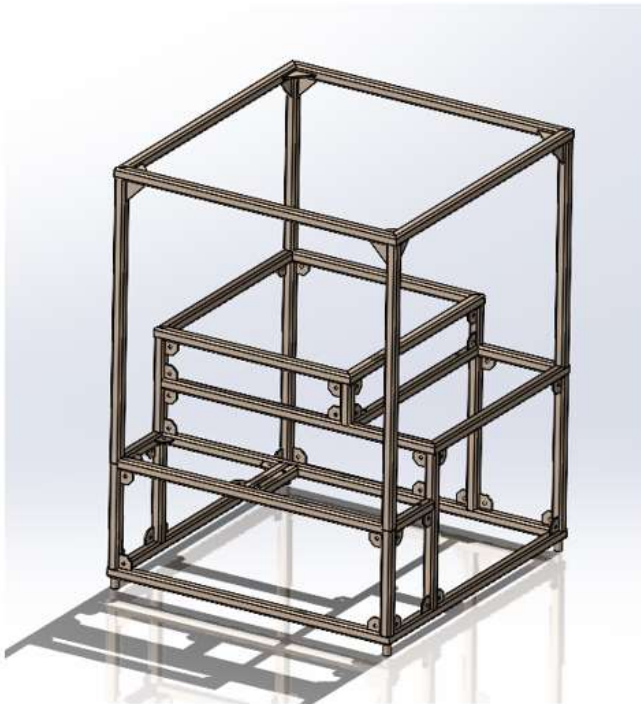
PLC xử lý logic thông qua các rơ-le M0–M20 để lần lượt điều khiển các van điện từ (Y000–Y007), tạo chuyển động ra – vào cho các xi lanh. Sử dụng Timer (T0, T1) nhằm tạo trễ thời gian để đảm bảo an toàn chuyển động hoặc giữ trạng thái cần thiết trước khi chuyển bước. Mỗi ngõ ra Y điều khiển một van điện từ, tương ứng với một hành trình cụ thể của xi lanh (kẹp phôi, đẩy dao, cắt bavia, trả về...).

Trình tự hoạt động được lập trình theo chu kỳ: đầu vào xác nhận vị trí → xuất tín hiệu điều khiển → đợi phản hồi → chuyển bước tiếp theo. Nhờ sử dụng các rơ-le trung gian và định thời, hệ thống đảm bảo hoạt động chính xác, ổn định.

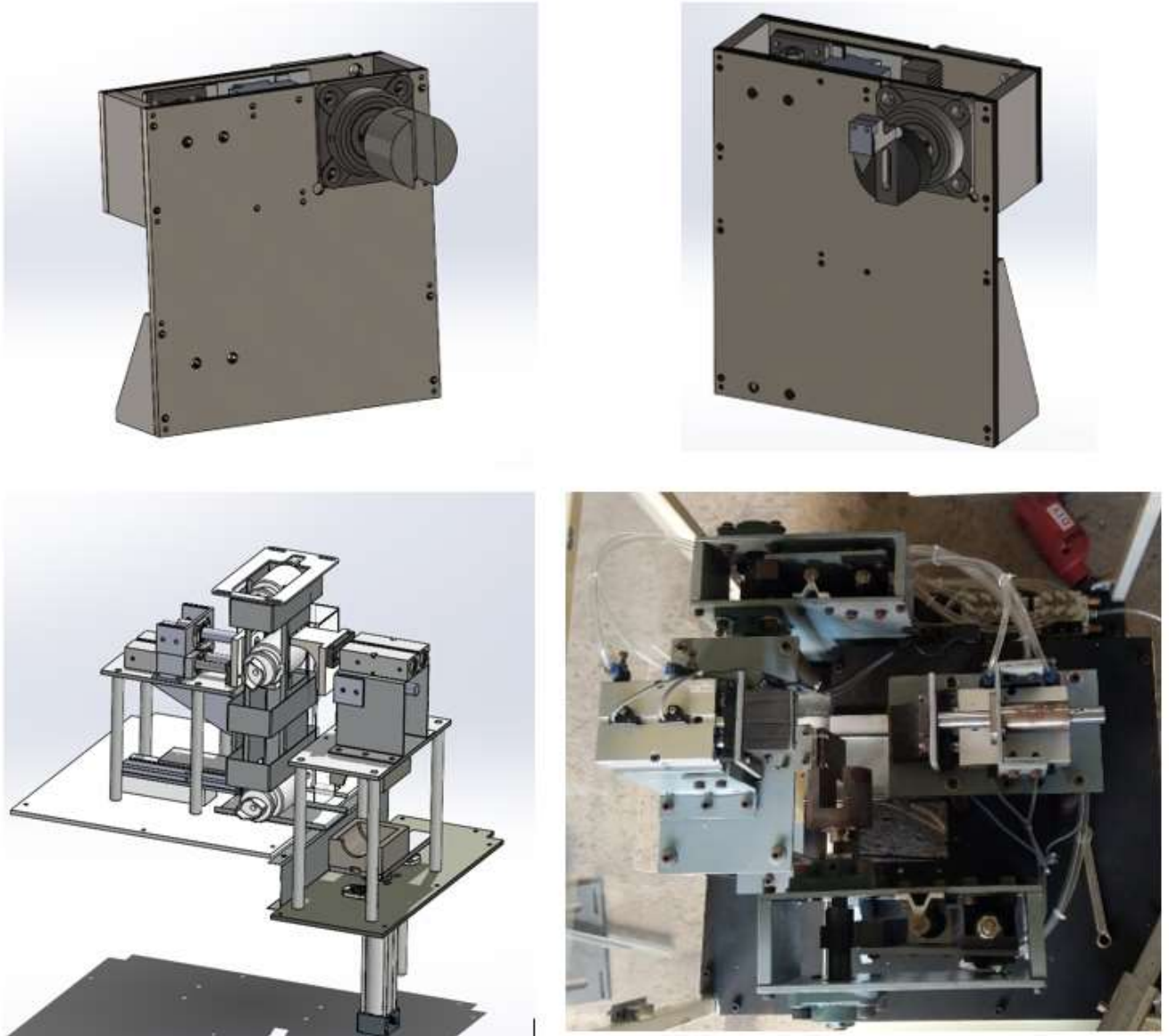
PHỤ LỤC HÌNH ẢNH



Hình P1.1. Thiết kế và chế tạo máy cắt bavia chai nhựa.



Hình P1.2. Thiết kế và chế tạo khung máy.



Hình P1.3. Thiết kế và chế tạo cụm loại bỏ bavia trên và dưới.



Hình P1.4 Lắp ráp hoàn thiện máy tham dự triển lãm BKDN Techshow 2025.

KẾT LUẬN VÀ KIẾN NGHỊ

❖ Tổng kết quá trình thực hiện:

Trong khuôn khổ đề tài “Thiết kế và chế tạo hệ thống cắt cơ khí bavia chai HDPE”, nhóm đã tiến hành khảo sát vấn đề tại cơ sở sản xuất chai nhựa để phân tích nhu cầu công nghệ và đưa ra giải pháp phù hợp. Từ cơ sở đó, nhóm tiến hành thiết kế các cụm chức năng chính, bao gồm cơ cấu gá định vị, dao cắt quay, bộ truyền động bánh răng – thanh răng và hệ thống điều khiển bán tự động.

- Quá trình thực hiện được triển khai theo trình tự kỹ thuật rõ ràng:
- Phân tích yêu cầu kỹ thuật và đề xuất phương án thiết kế tổng thể.
- Tính toán và kiểm nghiệm độ bền cho các chi tiết cơ cấu làm việc chịu lực.
- Gia công, lắp ráp các chi tiết theo bản vẽ thiết kế.
- Chạy thử, hiệu chỉnh và đánh giá tính ổn định của hệ thống khi hoạt động liên tục.
- Đề xuất cải tiến để nâng cao độ chính xác và tính khả thi khi triển khai thực tế.

❖ Những kết quả đạt được:

Nhóm đã thiết kế và chế tạo thành công hệ thống máy cắt bavia tự động, với khả năng cắt đồng thời bavia đáy và bavia miệng chai nhựa HDPE một cách chính xác, không gây biến dạng sản phẩm.

Ứng dụng thành công mô phỏng cơ học (FEM) trong đánh giá ứng suất và tối ưu kết cấu dao cắt.

Hệ thống hoạt động ổn định, có khả năng đáp ứng tốc độ lên đến 720 chai/giờ, đáp ứng nhu cầu sản xuất công nghiệp.

Thông qua đề tài, nhóm đã tích lũy thêm kinh nghiệm thực tế trong thiết kế chi tiết máy, tổ chức sản xuất môi trường xưởng cơ khí.

❖ Hướng phát triển đề tài trong tương lai:

Trong tương lai, đề tài có tiềm năng được mở rộng theo các hướng sau:

Tích hợp IoT để theo dõi sản lượng tự động theo thời gian thực (số chai cắt mỗi giờ), lưu trữ dữ liệu sản xuất, cảnh báo khi có sự cố và điều khiển máy từ xa thông qua kết nối internet.

Tối ưu hóa thiết kế dao cắt và cụm bavia, cải tiến độ linh hoạt để xử lý các loại chai có hình dạng, kích thước đa dạng hơn.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] Engineering Toolbox. “Polyethylene - Density, Strength and Properties.” The Engineering Toolbox, 2023.
- [2] MatWeb - Material Property Data. “High Density Polyethylene (HDPE), Typical Properties.”
- [3] Stephenson, D.A., & Agapiou, J.S. (2017). Metal Cutting Theory and Practice, 3rd ed. CRC Press.
- [4] Plastic Pipe Institute. “HDPE Material Properties.”
- [5] MatWeb. “High-Density Polyethylene (HDPE), Technical Data Sheet.”
- [6] Plastic Pipe Institute. “PPI Handbook of Polyethylene Pipe.”
- [7] EPA – U.S. Environmental Protection Agency. “Plastics: Material-Specific Data.”
- [8] Bing Wang, Zhanqiang Liu, Yukui Cai, Qinghua Song, Xiaoping Ren - Effects of tool angles and uncut chip thickness on consumption of plastic deformation energy during machining process.
- [9] Abdulla Alhourani, Imad Barsoum, Jamal Sheikh-Ahmad, Suleyman Deveci - Development of Johnson Cook Plasticity and Damage Model Parameters for the Time-dependent Behavior of High-Density Polyethylene.
- [10] PGS. TS. Nguyễn Đắc Lộc (Chủ biên), Sổ tay công nghệ chế tạo máy tập III, Nhà xuất bản khoa học kỹ thuật.
- [11] PGS. TS. Nguyễn Đắc Lộc (Chủ biên), Sổ tay Công nghệ chế tạo máy tập I, Nhà xuất bản khoa học kỹ thuật.
- [12] PGS. TS. Nguyễn Đắc Lộc (Chủ biên), Sổ tay Công nghệ chế tạo máy tập II, Nhà xuất bản khoa học kỹ thuật.

[13] Trịnh Chất và Lê Văn Uyển, Tính toán, thiết kế hệ dẫn động cơ khí tập 2, Nhà xuất bản Giáo dục, 1999.

[14] Thiết kế chi tiết máy – Nguyễn Trọng Hiệp & Nguyễn Văn Lãm. Nhà xuất bản giáo dục, 1999.

[15] Trịnh Chất và Lê Văn Uyển, Tính toán, thiết kế hệ dẫn động cơ khí tập 1, Nhà xuất bản Giáo dục, 1999.