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

CAPSTONE PROJECT

NGÀNH: CÔNG NGHỆ CHẾ TẠO MÁY

ĐỀ TÀI:

THIẾT KẾ VÀ CHẾ TẠO HỆ THỐNG CẮT BAVIA CHAI HDPE (MÁY CẤP PHÔI)

Sinh viên thực hiện: **Phạm Văn Đạt** **Lớp: 20C1A**
Phùng Xuân Nguyên **Lớp: 20C1A**

Người hướng dẫn: **TS. Hoàng Văn Thạnh**

Người phản biện: **PGS. TS. Lưu Đức Bình**

Đà Nẵng, 06/2025

TÓM TẮT

Đề tài này trình bày thiết kế và chế tạo máy cấp chai nhựa HDPE, nhằm phục vụ hiệu quả cho quá trình cắt bavia trong dây chuyền sản xuất. Trong thực tế, việc cấp chai không ổn định gây ra gián đoạn và sai lệch trong khâu cắt bavia, làm ảnh hưởng đến chất lượng sản phẩm. Máy cấp được thiết kế với cơ cấu cơ khí chính xác kết hợp điều khiển tự động, giúp đưa chai HDPE vào vị trí cắt một cách liên tục, đúng hướng và đồng đều. Nhờ đó, máy cắt bavia có thể hoạt động ổn định, nâng cao độ chính xác và hiệu quả xử lý bavia. Kết quả thử nghiệm cho thấy máy cấp hoạt động đồng bộ tốt với máy cắt, giảm thiểu lỗi cấp liệu, rút ngắn thời gian thao tác và nâng cao chất lượng sản phẩm đầu ra. Nghiên cứu góp phần hoàn thiện hệ thống tự động hóa trong quy trình xử lý chai nhựa HDPE và có tiềm năng ứng dụng rộng rãi trong ngành công nghiệp 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:	Phạm Văn Đạt	Số thẻ sinh viên: 101200019
	Phùng Xuân Nguyên	Số thẻ sinh viên: 101200047
Lớp: 20C1A	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 202

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 giúp đỡ và hỗ trợ quý báu từ các thầy cô. Em xin được gửi lời cảm ơn chân thành đến tất cả những người đã đồng hành cùng chúng em trong hành trình học tập và nghiên cứu này.

Chúng em xin bày tỏ lòng biết ơn sâu sắc đến Thầy Hoàng Văn Thạnh, người đã tận tình hướng dẫn, định hướng và góp ý cho em trong suốt quá trình thực hiện đồ án. Sự hỗ trợ chuyên môn, sự tận tâm và những chia sẻ quý báu từ Thầy chính là nguồn động lực rất lớn giúp chúng em hoàn thành tốt công việc của mình.

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 để chúng em có thể thực hiện và hoàn thành tốt *Capstone Project*.

Cuối cùng, chúng em xin chân thành cảm ơn quý Thầy Cô, gia đình và bạn bè đã luôn đồng hành, động viên và tiếp thêm tinh thần cho chúng em trong suốt chặng đường học tập.

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

LỜI CAM ĐOAN

Chúng em xin cam kết toàn bộ nội dung của đồ án **"Thiết kế và chế tạo hệ thống cắt bavia chai HDPE (Máy cấp phôi)"** là kết quả làm việc nghiêm túc, được chúng em tự nghiên cứu và thực hiện dưới sự hướng dẫn của thầy Hoàng Văn Thạnh**.**

Tất cả tài liệu, hình ảnh, số liệu và thông tin trích dẫn trong đồ án đều được tham khảo từ các nguồn tài liệu chính thống, rõ ràng và đã được ghi chú trích dẫn đầy đủ trong phần tài liệu tham khảo.

Chúng em xin hoàn toàn chịu trách nhiệm về tính trung thực và bản quyền nội dung trong đồ án này.

MỤC LỤC

LỜI CẢM ƠN I
LỜI CAM ĐOAN II
LỜI MỞ ĐẦU XII
CHƯƠNG 1. TỔNG QUAN VỀ CÔNG NGHỆ VÀ CƠ SỞ LÝ THUYẾT 1
1.1. Tổng quan về sản phẩm chai nhựa HDPE 1
1.1.1. Khái quát về vật liệu HDPE 1
1.1.2. Cấu tạo và đặc điểm hình học của chai nhựa HDPE 1
1.1.3. Vấn đề bavia sau quá trình tạo hình 2
1.1.4. Yêu cầu đối với hệ thống cấp chai 3
1.2. Tổng quan về hệ thống cấp phôi tự động trong sản xuất 3
1.2.1. Khái niệm về hệ thống cấp phôi tự động 3
1.2.2. Các loại cơ cấu cấp phôi phổ biến 3
1.2.3. Nguyên tắc thiết kế hệ thống cấp phôi 6
1.2.4. Ứng dụng trong đề tài 6
CHƯƠNG 2. THIẾT KẾ MÁY CẤP CHAI HDPE TỰ ĐỘNG 7
2.1. Phân tích yêu cầu thiết kế 7
2.1.1. Mục tiêu thiết kế 7
2.1.2. Đặc điểm sản phẩm cần cấp 7
2.2. Phân tích, lựa chọn phương án thiết kế 8
2.2.1. Phân tích phương án cấp chai 8
2.2.1.1. Phương án 1 8
2.2.1.2. Phương án 2 9
2.2.2. Chọn phương án thiết kế 10
2.3. Thiết kế động học máy 10
2.3.1. Thiết kế động học cơ cấu định hướng cấp I và phễu chứa chai 10
2.3.1.1. Thiết kế băng tải chuyển chai 10
a. Nguyên lí hoạt động 10

b. Thiết kế tấm gá băng tải 11
c. Thiết kế tấm gá tang cố định 12
d. Thiết kế tấm điều chỉnh băng tải 13
e. Chọn gân băng tải 14
2.3.2. Thiết kế động học cơ cấu định hướng cấp II 18
2.3.2.1. Thiết kế tấm nhựa điều hướng chai *18*
a. Mục đích thiết kế động học 18
b. Tính toán góc nghiêng và chiều dài của tấm 18
2.3.2.2. Thiết kế băng tải gạt chai *20*
a. Thiết kế động học cho băng tải 20
b. Phân tích chuyển động 20
c. Chọn bánh xích cho băng tải xích bản lề 21
d. Tính vận tốc của băng tải, số vòng quay động cơ 21
e. Thiết kế các chi tiết của cụm băng tải 22
2.3.2.3. Thiết kế tấm nền *25*
a. Chức năng của tấm nền 25
b. Kết cấu tấm nền 26
2.3.2.4. Thiết kế tấm chuyển tiếp giữa bộ phận định hướng cấp I và II 26
a. Chức năng của tấm 26
b. Kết cấu tấm chuyển tiếp 27
2.3.2.5. Thiết kế tấm giới hạn trên. *27*
a. Chức năng của tấm 27
b. Kết cấu tấm giới hạn 28
2.3.2.6. Thiết kế thanh dẫn hướng chai *28*
a. Chức năng của thanh 28
b. Kết cấu thanh dẫn hướng chai 29
2.3.2.7. Thiết kế thanh chỉnh hướng bavia *29*

a. Chức năng của thanh dẫn hướng bavia 29

b. Kết cấu thanh dẫn hướng 29

2.3.2.8. Thiết kế máng dẫn chai *30*

a. Chức năng của máng dẫn chai.....30

b. Kết cấu máng dẫn chai.....30

2.3.2.9. Thiết kế máng thu hồi chai *31*

a. Chức năng của máng thu hồi 31

b. Kết cấu máng thu hồi.....31

2.4. Thiết kế động lực học.....32

2.4.1. Tính toán băng tải chuyển chai của phễu chứa 32

2.4.2. Tính toán công suất động cơ cho cụm định hướng cấp I và II 33

2.4.2.1. Tính toán công suất truyền động cho cụm định hướng cấp I....33

2.4.2.2. Tính toán công suất truyền động cho cụm định hướng cấp II ..34

2.4.2.3. Tính chọn động cơ và bộ truyền động cho hai cụm định hướng 35

a. Tính chọn bộ truyền xích 35

b. Tính chọn động cơ 39

2.4.3. Tính chọn ổ lăn cho băng tải chuyển chai của phễu chứa 39

2.4.4. Tính chọn ổ lăn cho cụm định hướng cấp I 40

2.4.5. Tính chọn ổ lăn cho cụm định hướng cấp II.....42

2.5. Kiểm nghiệm bền các chi tiết.....43

2.5.1. Kiểm nghiệm bền các chi tiết ở phễu chứa 43

2.5.1.1. Kiểm nghiệm bền tang băng tải của phễu chứa.....*43*

2.5.1.2. Kiểm nghiệm bền khung băng tải.....*44*

2.5.2. Kiểm nghiệm bền các chi tiết ở cụm định hướng cấp I 45

2.5.2.1. Kiểm nghiệm bền trục tang chủ động băng tải *45*

2.5.2.2. Kiểm nghiệm bền bulong gá con lăn bo góc băng tải.....*47*

2.5.2.3. Kiểm nghiệm bền con lăn bo góc băng tải.....*48*

2.5.3. Kiểm nghiệm bền các chi tiết ở cụm định hướng cấp II 48
2.5.3.1. Kiểm nghiệm bền trục tang băng tải *48*
2.5.3.2. Kiểm nghiệm bền khung băng tải *50*
2.5.3.3. Kiểm nghiệm bền khung treo băng tải *51*
2.6. Thiết kế điều khiển 53
2.6.1. Thiết kế mạch điều khiển 54
2.6.1.1. Các phương án điều khiển *54*
a. Điều khiển bằng rơ le 54
b. Điều khiển bằng bộ khả lập trình PLC 54
c. Chọn phương án điều khiển 55
2.6.1.2. Giản đồ Grafcet *55*
2.6.2. Các phần tử điều khiển sử dụng trong máy 56
2.6.2.1. Biến tần *56*
a. Khái niệm 56
b. Các thông số cơ bản của biến tần sử dụng trong máy 56
c. Sơ đồ đấu dây cơ bản 57
d. Giao diện của biến tần 58
e. Các lệnh trong biến tần 59
f. Cài đặt các thông số cho biến tần 64
2.6.2.2. Rơ le thời gian *66*
2.6.2.3. Cảm biến quang *67*
CHƯƠNG 3. CHẾ TẠO VÀ LẮP RÁP MÁY 71
3.1. Chế tạo các chi tiết cụm định hướng cấp I 71
3.2. Chế tạo các chi tiết cụm định hướng cấp II 72
3.3. Chế tạo bộ truyền động cho máy 73
3.4. Lắp ráp máy 74
CHƯƠNG 4. ĐÁNH GIÁ KẾT QUẢ VÀ ĐỀ XUẤT CẢI TIẾN 77

4.1. Đánh giá hoạt động thực tế 77
4.2. So sánh với phương pháp thủ công trước đây 77
4.3. Khó khăn gặp phải và đề xuất khắc phục 77
KẾT LUẬN VÀ KIẾN NGHỊ 79
TÀI LIỆU THAM KHẢO 80

DANH SÁCH HÌNH ẢNH

Hình 1.1. Hình minh họa các chai HDPE.....2
Hình 1.2. Chai nhựa HDPE khi chưa được loại bỏ bavia 2
Hình 1.3. Cơ cấu băng tải.....4
Hình 1.4. Cơ cấu rung 4
Hình 1.5. Cơ cấu cánh tay robot.....5
Hình 1.6. Cơ cấu đẩy bằng xi lanh 5
Hình 1.7. Các bộ phận cơ bản của máy cấp phôi 6
Hình 2.1. Sơ đồ nguyên lý phương án 1…….. 8
Hình 2.2. Sơ đồ nguyên lý phương án 2.....9
Hình 2.3. Nguyên lí hoạt động băng tải chuyển chai 11
Hình 2.4. Hình dạng tấm gá tang băng tải.....12
Hình 2.5. Hình dạng tấm gá tang cố định.....12
Hình 2.6. Hình dạng tấm điều chỉnh băng tải.....13
Hình 2.7. Băng tải mang chai 13
Hình 2.8. Hình dạng các loại gân băng tải PVC 14
Hình 2.9. Gân PVC – T (bên trái) và PVC-S (bên phải).....15
Hình 2.10. Hình dạng phễu chứa chai 17
Hình 2.11. Hình dạng tấm nhựa điều hướng chai.....18
Hình 2.12. Quan hệ giữa góc α và độ dài L 19
Hình 2.13. Bánh xích.....21
Hình 2.14. Hình dạng tấm gá băng tải.....23
Hình 2.15. Hình dạng tấm điều chỉnh băng tải.....23
Hình 2.16. Hình dạng khung băng tải 24
Hình 2.17. Hình dạng miếng đệm băng tải.....24
Hình 2.18. Hình dạng cần gạt chai 25
Hình 2.19. Cụm băng tải gạt chai.....25

Hình 2.20. Hình dạng tấm nền 26
Hình 2.21. Nguyên lý hoạt động của tấm.....26
Hình 2.22. Hình dạng tấm chuyển tiếp.....27
Hình 2.23. Nguyên lý hoạt động của tấm.....27
Hình 2.24. Hình dạng tấm giới hạn 28
Hình 2.25. Nguyên lý hoạt động của thanh.....28
Hình 2.26. Hình dạng thanh dẫn hướng chai.....29
Hình 2.27. Nguyên lý hoạt động của thanh dẫn hướng bavia 29
Hình 2.28. Hình dạng thanh dẫn hướng bavia.....29
Hình 2.29. Sơ đồ truyền động của máy 36
Hình 2.30. Ứng suất tang băng tải của phễu chứa.....43
Hình 2.31. Chuyển vị tang băng tải của phễu chứa.....44
Hình 2.32.Biến dạng tương đối tang băng tải của phễu chứa 44
Hình 2.33. Ứng suất trong khung băng tải phễu chứa.....44
Hình 2.34. Chuyển vị trong khung băng tải phễu chứa.....45
Hình 2.35. Biến dạng tương đối của khung băng tải phễu chứa 45
Hình 2.36. Ứng suất trong tang chủ động 46
Hình 2.37. Chuyển vị trong tang chủ động 46
Hình 2.38. Biến dạng tương đối trong tang chủ động.....46
Hình 2.39. Ứng suất của bulong.....47
Hình 2.40. Chuyển vị của bulong.....47
Hình 2.41. Biến dạng tương đối của bulong 48
Hình 2.42. Ứng suất con lăn.....48
Hình 2.43. Ứng suất trục 49
Hình 2.44. Chuyển vị trục 49
Hình 2.45. Biến dạng tương đối 50
Hình 2.46. Ứng suất trong khung.....50

Hình 2.47. Chuyển vị trong khung 51
Hình 2.48. Biến dạng tương đối trong khung.....51
Hình 2.49. Ứng suất trong khung treo.....52
Hình 2.50. Chuyển vị trong khung 52
Hình 2.51. Biến dạng tương đối trong khung.....53
Hình 2.52. Biểu đồ trạng thái 53
Hình 2.53. Sơ đồ trình tự hoạt động của các cơ cấu máy.....55
Hình 2.54. Giản đồ Grafcet 55
Hình 2.55. Sơ đồ điều khiển.....56
Hình 2.56. Sơ đồ đấu dây cơ bản của biến tần 57
Hình 2.57. Giao diện của biến tần 58
Hình 2.58. Giao diện và kích thước của rơ le thời gian 66
Hình 2.59. Các ngõ kết nối của rơ le thời gian.....67
Hình 2.60. Giao diện của cảm biến 69
Hình 2.61. Sơ đồ đấu dây của cảm biến 69
Hình 2.62. Các kích thước của cảm biến.....70
Hình 3.1. Chế tạo cụm định hướng cấp I……...71
Hình 3.2. Băng tải của phễu chứa (bên trái) và phễu (bên phải).....71
Hình 3.3. Chế tạo băng tải cụm định hướng cấp II 72
Hình 3.4. Chế tạo máng dẫn chai 73
Hình 3.5. Chế tạo bộ truyền động của máy 73
Hình 3.6. Tổng quan máy nhìn từ phía trước 74
Hình 3.7. Tổng quan máy nhìn từ phía sau 74
Hình 3.8. Tổng quan máy nhìn từ bên.....75
Hình 3.9. Một số góc nhìn khác của máy 76

DANH SÁCH BẢNG BIỂU

Bảng 1.1. Gân băng tải PVC đúc khuôn loại gờ T-PVC 14

Bảng 1.2. Gân băng tải PVC đúc khuôn loại gờ S-PVC 15

Bảng 2.1. Kích thước bánh xích……..……21

Bảng 2.2. Thông số động cơ.....39

Bảng 2.3. Thông số của biến tần 57

Bảng 2.4. Thông số cảm biến quang 67

LỜI MỞ ĐẦU

1. Lý do chọn đề tài

Trong các dây chuyền sản xuất sản phẩm từ nhựa HDPE bằng phương pháp đùn thổi (Extrusion Blow Molding), sau khi tạo hình sản phẩm, các chi tiết như chai, bình thường tồn tại phần bavia thừa cần được loại bỏ bằng máy cắt bavia. Tuy nhiên, tại nhiều cơ sở sản xuất vừa và nhỏ, việc cấp chai cho máy cắt bavia vẫn được thực hiện thủ công, gây tốn nhân công, hiệu suất thấp và không đảm bảo tính liên tục trong dây chuyền.

Trong bối cảnh xu hướng tự động hóa ngày càng phổ biến để tối ưu hoá năng suất và giảm chi phí nhân công, việc nghiên cứu, thiết kế và chế tạo một hệ thống cấp chai nhựa tự động cho máy cắt bavia là cần thiết và có tính thực tiễn cao. Thiết bị này giúp đồng bộ hóa quá trình sản xuất, nâng cao hiệu quả và giảm rủi ro do con người thao tác sai.

Chính vì vậy, nhóm chúng em đã chọn thực hiện đề tài "***Thiết kế và chế tạo hệ thống cắt bavia chai HDPE (Máy cấp phôi)***" làm đề tài tốt nghiệp nhằm giải quyết bài toán cụ thể từ thực tế sản xuất, đồng thời vận dụng các kiến thức đã học vào một sản phẩm ứng dụng thực tiễn.

2. Mục tiêu của đề tài

Đề tài hướng đến việc thiết kế và chế tạo thành công một hệ thống máy cấp chai tự động có thể hoạt động ổn định và chính xác trong quá trình đưa chai nhựa HDPE vào máy cắt bavia. Cụ thể, các mục tiêu chính gồm:

- Thiết kế và chế tạo một hệ thống cơ khí đơn giản, dễ chế tạo, dễ bảo trì.
- Đảm bảo quá trình cấp chai diễn ra liên tục, chính xác.
- Tăng hiệu suất lao động và giảm nhân công thao tác thủ công.
- Có khả năng mở rộng, điều chỉnh để phù hợp với các loại chai có kích thước khác nhau.

3. Phạm vi đề tài

Đề tài tập trung vào việc thiết kế và chế tạo một máy cấp chai tự động cho chế độ hoạt động độc lập hoặc tích hợp trực tiếp với máy cắt bavia hiện có. Phạm vi cụ thể gồm:

- Thiết kế cho chai nhựa HDPE cụ thể về hình dạng và đường kính từ 40-90 mm.
- Thiết kế cơ cấu cấp phôi, định hướng, và đưa chai vào đúng vị trí cắt bavia.

- Hệ thống hoạt động tự động bằng cách sử dụng cảm biến, Rơ le thời gian, rơ le trung gian và động cơ điện.
- Không đi sâu vào thiết kế hoặc cải tiến phần máy cắt bavia, chỉ tập trung ở phần cấp chai.
- Gia công và lắp ráp hệ thống ở quy mô phòng thí nghiệm hoặc xưởng thực hành, thử nghiệm vận hành trên mô hình thực tế.

4. Phương pháp thực hiện

4.1. Khảo sát thực tế và thu thập yêu cầu kỹ thuật

- Tiến hành khảo sát trực tiếp tại nơi sản xuất chai nhựa HDPE để hiểu rõ quy trình tạo hình, yêu cầu cấp phôi, thời gian chu kỳ của máy cắt bavia và các yếu tố liên quan.
- Đo đạc và thu thập thông số thực tế về kích thước chai, tốc độ máy cắt, không gian lắp đặt và các yếu tố kỹ thuật khác.

4.2. Nghiên cứu cơ sở lý thuyết và các giải pháp tương tự

- Tìm hiểu các nguyên lý hoạt động của những loại máy cấp phôi tự động đã có như cơ cấu cấp bằng băng tải, tay gắp, rung…
- Nghiên cứu các kiến thức liên quan đến thiết kế cơ khí, động học – động lực học, tính toán công suất, lựa chọn truyền động phù hợp.
- Tham khảo các tài liệu chuyên ngành và sản phẩm thực tế để chọn ra giải pháp cấp chai tối ưu.

4.3. Thiết kế mô hình và lập bản vẽ

- Thiết kế sơ đồ nguyên lý hoạt động cho máy cấp chai.
- Thiết kế chi tiết các bộ phận cơ khí: khung máy, cụm cấp phôi, cụm đẩy chai, băng tải, máng dẫn,… bằng phần mềm CAD 3D SolidWorks.
- Lập bản vẽ 2D chi tiết, bản vẽ lắp ráp phục vụ gia công và lắp đặt.

4.4. Tính toán, lựa chọn thiết bị

- Tính toán tải trọng, lực, công suất, mô men,… của các bộ phận chuyển động.
- Chọn động cơ, cảm biến, relay thời gian, nguồn cấp,… phù hợp với yêu cầu vận hành và kinh phí.

4.5. Gia công và chế tạo

- Tiến hành các công đoạn cơ khí theo bản vẽ thiết kế.
- Mua sắm các thiết bị điều khiển, động cơ, cảm biến,…

4.6. Lắp ráp và kiểm thử

- Lắp ráp các chi tiết cơ khí với nhau, đấu nối hệ thống điện điều khiển.
- Chạy thử và kiểm tra khả năng hoạt động của máy cấp chai.
- Điều chỉnh, khắc phục các sai lệch.

4.7. Đánh giá và hoàn thiện đề tài

- Đánh giá mức độ ổn định, chính xác, hiệu quả của máy cấp chai trong thực tế.
- Đề xuất hướng nâng cấp, cải tiến cho thiết bị trong tương lai.

CHƯƠNG 1. TỔNG QUAN VỀ CÔNG NGHỆ VÀ CƠ SỞ LÝ THUYẾT

1.1. Tổng quan về sản phẩm chai nhựa HDPE

1.1.1. Khái quát về vật liệu HDPE

HDPE (High Density Polyethylene – Polyethylene tỷ trọng cao) là một loại nhựa nhiệt dẻo được sử dụng rộng rãi trong công nghiệp nhựa vì có nhiều ưu điểm nổi bật như:

- Tính cơ học cao, chịu va đập tốt.
- Chống ăn mòn hóa học, không thấm nước.
- An toàn cho thực phẩm, thường được dùng để sản xuất chai, can, thùng chứa nước uống, hóa chất, dầu gội, nước rửa chén,…

Vật liệu HDPE có thể được tái chế và có khả năng gia công tốt bằng nhiều phương pháp tạo hình, trong đó phương pháp đùn thổi (EBM-Extrusion Blow Molding) là phổ biến nhất để sản xuất chai nhựa rỗng.

1.1.2. Cấu tạo và đặc điểm hình học của chai nhựa HDPE

Sản phẩm chai nhựa HDPE có nhiều dạng kích thước khác nhau, tùy vào mục đích sử dụng. Tuy nhiên, hầu hết đều có các đặc điểm chung sau:

- Thân chai hình trụ hoặc elip, rỗng bên trong để chứa chất lỏng. Thân chai thường có các đường gân hoặc rãnh để tăng độ cứng vững và chống biến dạng trong quá trình sử dụng cũng như vận chuyển.
- Miệng chai nhỏ, có dạng ren để thuận tiện cho việc đóng nắp. Phần miệng này được định hình chính xác ngay trong quá trình thổi khuôn để đảm bảo độ kín khi lắp nắp vặn hoặc nắp bật.
- Đáy chai thường phẳng hoặc lõm. Đáy phẳng giúp chai đứng vững trên bề mặt, trong khi đáy lõm giúp giảm áp suất nội tại khi chứa chất lỏng có khả năng giãn nở.

Thông thường, chai được sản xuất với thể tích phổ biến như 250 ml, 500 ml, 1 l,…

Hình 1.1. Hình minh họa các chai HDPE

1.1.3. Vấn đề bavia sau quá trình tạo hình

Khi sản xuất bằng phương pháp đùn thổi, nhựa HDPE nóng chảy được đùn vào trong khuôn, sau đó thổi phồng để bám vào thành khuôn. Quá trình này tạo ra phần nhựa thừa tràn ra ngoài mặt phân khuôn, gọi là bavia. Phần bavia xuất hiện ở miệng và đáy chai.

Bavia cần được loại bỏ bằng máy cắt bavia trước khi đóng gói sản phẩm. Việc này thường được thực hiện sau khi chai được lấy ra khỏi khuôn, do đó đòi hỏi phải có quá trình cấp chai liên tục, chính xác vào máy cắt bavia.

Hình 1.2. Chai nhựa HDPE khi chưa được loại bỏ bavia

1.1.4. Yêu cầu đối với hệ thống cấp chai

Do các chai nhựa có hình dạng không đối xứng hoàn toàn, nhẹ và dễ biến dạng nếu bị ép lệch, nên hệ thống cấp chai cần đảm bảo:

- Định hướng đúng đầu – đuôi của chai trước khi đưa vào máy.
- Cấp một chai mỗi chu kỳ làm việc của máy cắt.
- Không gây kẹt, lật hoặc làm hỏng sản phẩm.
- Có thể hoạt động ổn định với nhiều kích thước chai khác nhau.

1.2. Tổng quan về hệ thống cấp phôi tự động trong sản xuất

1.2.1. Khái niệm về hệ thống cấp phôi tự động

Hệ thống cấp phôi tự động là một cụm cơ cấu hoặc thiết bị được thiết kế nhằm đưa phôi (sản phẩm trung gian hoặc thành phẩm) vào vị trí gia công, xử lý, hoặc đóng gói một cách liên tục, chính xác và ổn định, thay thế cho thao tác thủ công của con người.

Trong môi trường sản xuất hiện đại, đặc biệt là các dây chuyền sản xuất liên tục, hệ thống cấp phôi đóng vai trò cực kỳ quan trọng trong việc:

- Tăng năng suất và tính đồng bộ.
- Giảm lỗi do thao tác thủ công.
- Tiết kiệm nhân công và chi phí vận hành.
- Tăng độ chính xác và độ tin cậy trong quy trình sản xuất.

1.2.2. Các loại cơ cấu cấp phôi phổ biến

Tùy thuộc vào dạng sản phẩm, chu kỳ làm việc và mục tiêu cụ thể, hệ thống cấp phôi có thể được thiết kế theo nhiều dạng khác nhau, ví dụ:

- Cơ cấu băng tải: Phổ biến, dễ thiết kế, phù hợp với sản phẩm có hình dạng đều và cần đưa đi liên tục. Hình 1.3 minh họa một hệ thống băng tải sử dụng dây băng dạng xích nhựa có gờ, được truyền động bằng motor điện và cơ cấu puly. Băng tải được lắp trên khung nhôm định hình có độ cứng cao, dễ dàng lắp ráp và điều chỉnh. Hệ thống cho phép vận chuyển phôi hoặc sản phẩm một cách ổn định, đồng đều, đặc biệt thích hợp trong các dây chuyền tự động hóa như cấp phôi, kiểm tra, phân loại hoặc đóng gói.

Hình 1.3. Cơ cấu băng tải

– Cơ cấu rung: Dùng cho các chi tiết nhỏ, cần định hướng đúng chiều (ốc vít, nắp chai,…). Hình 1.4 cho thấy một bộ cấp phôi dạng rung kiểu mâm (vibratory bowl feeder), thường được sử dụng để cấp các linh kiện có kích thước nhỏ như nắp chai, đầu nhỏ chai HDPE, hoặc các chi tiết có hình dạng phức tạp cần định hướng chính xác trước khi đưa vào công đoạn tiếp theo.

Hình 1.4. Cơ cấu rung

– Cơ cấu tay gắp robot: Ứng dụng trong dây chuyền hiện đại, linh hoạt cao, định vị chính xác. Hình 1.5 minh họa một cánh tay robot cộng tác đang gắp sản phẩm từ thùng chứa và đặt vào hộp đóng gói. Tay gắp được trang bị cơ cấu chấp hành dạng kẹp hoặc hút chân không, cho phép xử lý đa dạng sản phẩm với nhiều hình dạng khác nhau, điển hình như chai nhựa HDPE.

Hình 1.5. Cơ cấu cánh tay robot

– Cơ cấu đẩy bằng xilanh khí nén: Phù hợp cho chuyển động lặp lại, ngắt quãng và có kiểm soát. Hình 1.6 minh họa một xi lanh khí nén tác động kép được lắp đặt trên khung đỡ cơ khí chắc chắn, đi kèm hệ thống dây dẫn khí và các khớp nối nhanh tiêu chuẩn.

Hình 1.6. Cơ cấu đẩy bằng xi lanh

1.2.3. Nguyên tắc thiết kế hệ thống cấp phôi

❖ Một hệ thống cấp phôi tự động hiệu quả cần tuân thủ một số nguyên tắc sau:

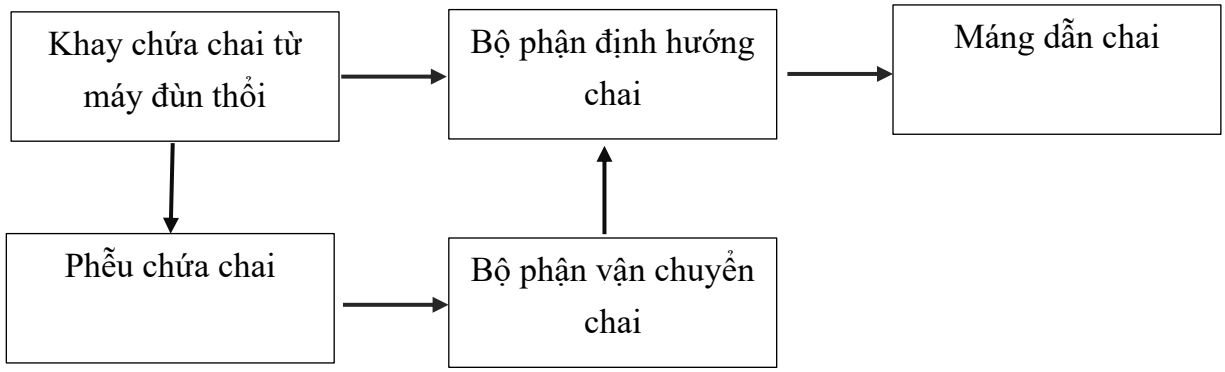
– Tính liên tục: Phải đảm bảo cấp đúng sản phẩm cho mỗi chu kỳ làm việc của máy chính.
– Tính định hướng: Đảm bảo sản phẩm được đưa vào đúng chiều, đúng vị trí.
– Tính chính xác: Sai số vị trí thấp, không làm sai lệch thao tác kế tiếp (ví dụ: cắt bavia).
– Tính ổn định: Hệ thống làm việc lâu dài mà không gây kẹt, rối hoặc lệch sản phẩm.
– Tính tương thích: Phù hợp với loại sản phẩm cụ thể, dễ điều chỉnh khi thay đổi mẫu.

1.2.4. Ứng dụng trong đề tài

❖ Trong đề tài này, hệ thống cấp phôi tự động được thiết kế nhằm:

– Tiếp nhận chai nhựa HDPE từ khay chứa sẵn.
– Định hướng và đưa từng chai vào đúng vị trí cắt bavia của máy.
– Hạn chế thời gian chết giữa các lần cấp chai, đảm bảo liên tục và chính xác.

Hệ thống này sẽ được thiết kế với mức độ tự động phù hợp, sử dụng các cơ cấu như: cảm biến quang, motor truyền động,… để đảm bảo đơn giản, dễ chế tạo và dễ bảo trì.



Hình 1.7. Các bộ phận cơ bản của máy cấp phôi

CHƯƠNG 2. THIẾT KẾ MÁY CẤP CHAI HDPE TỰ ĐỘNG

2.1. Phân tích yêu cầu thiết kế

2.1.1. Mục tiêu thiết kế

Mục tiêu chính của hệ thống cấp chai nhựa HDPE tự động là:

- Tự động đưa chai vào đúng vị trí làm việc của máy cắt bavia.
- Đảm bảo hoạt động liên tục, ổn định, đồng bộ với chu kỳ của máy cắt.
- Thay thế thao tác cấp chai thủ công nhằm giảm nhân công, nâng cao năng suất.
- Thiết kế cơ cấu đơn giản, dễ chế tạo và bảo trì, phù hợp với điều kiện thực tế.

2.1.2. Đặc điểm sản phẩm cần cấp

- Vật liệu: Nhựa HDPE (High Density Polyethylene), nhẹ và đàn hồi.
- Kích thước điển hình: Cao 80 - 250 mm, đường kính thân chai 40 - 80 mm.
- Hình dạng: Trụ tròn có cổ nhỏ, đáy bằng, có bavia ở hai đầu sau quá trình đùn thổi như Hình 1.2
- Tính chất cơ học: Khối lượng nhẹ, dễ trượt, dễ bị biến dạng nếu bị tác động mạnh.

Những đặc điểm trên đặt ra yêu cầu về cơ cấu định vị và dẫn hướng, sao cho không gây kẹt, không làm hư hỏng sản phẩm, đồng thời đảm bảo vị trí chính xác để cắt bavia.

2.1.3. Yêu cầu về năng suất và chu kỳ hoạt động – đặc tính động học máy

- Tốc độ mong muốn: 12 - 23 (chai/phút) hay 700 - 1400 (chai/ giờ)
- Hệ thống cấp chai cần có tốc độ làm việc nhanh và không tạo ra thời gian chết.

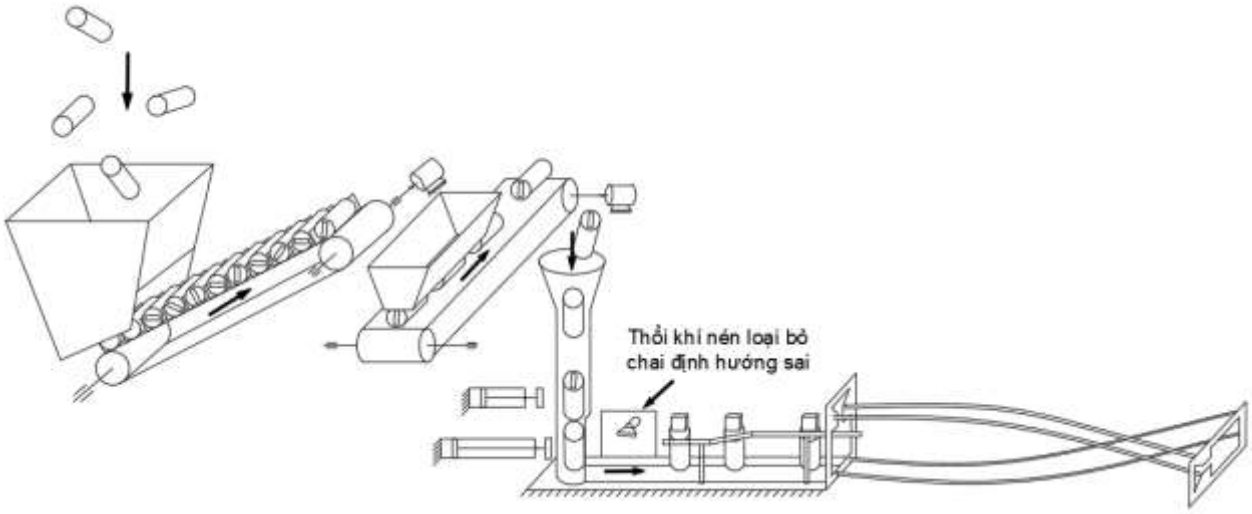
2.1.4. Yêu cầu về tính tự động và đồng bộ

- Hệ thống phải hoạt động tự động, từ khâu cấp phôi đến sau khi cắt bavia, không phụ thuộc vào thao tác thủ công.
- Có khả năng đồng bộ với máy cắt bavia: khi cắt xong, đảm bảo khi một chai được cắt xong thì chai tiếp theo được cấp vào ngay, không gây trễ chu kỳ.
- Có thể hoạt động liên tục trong thời gian dài, ổn định, ít bảo trì, giúp tăng năng suất và giảm nhân công vận hành.

2.2. Phân tích, lựa chọn phương án thiết kế

2.2.1. Phân tích phương án cấp chai

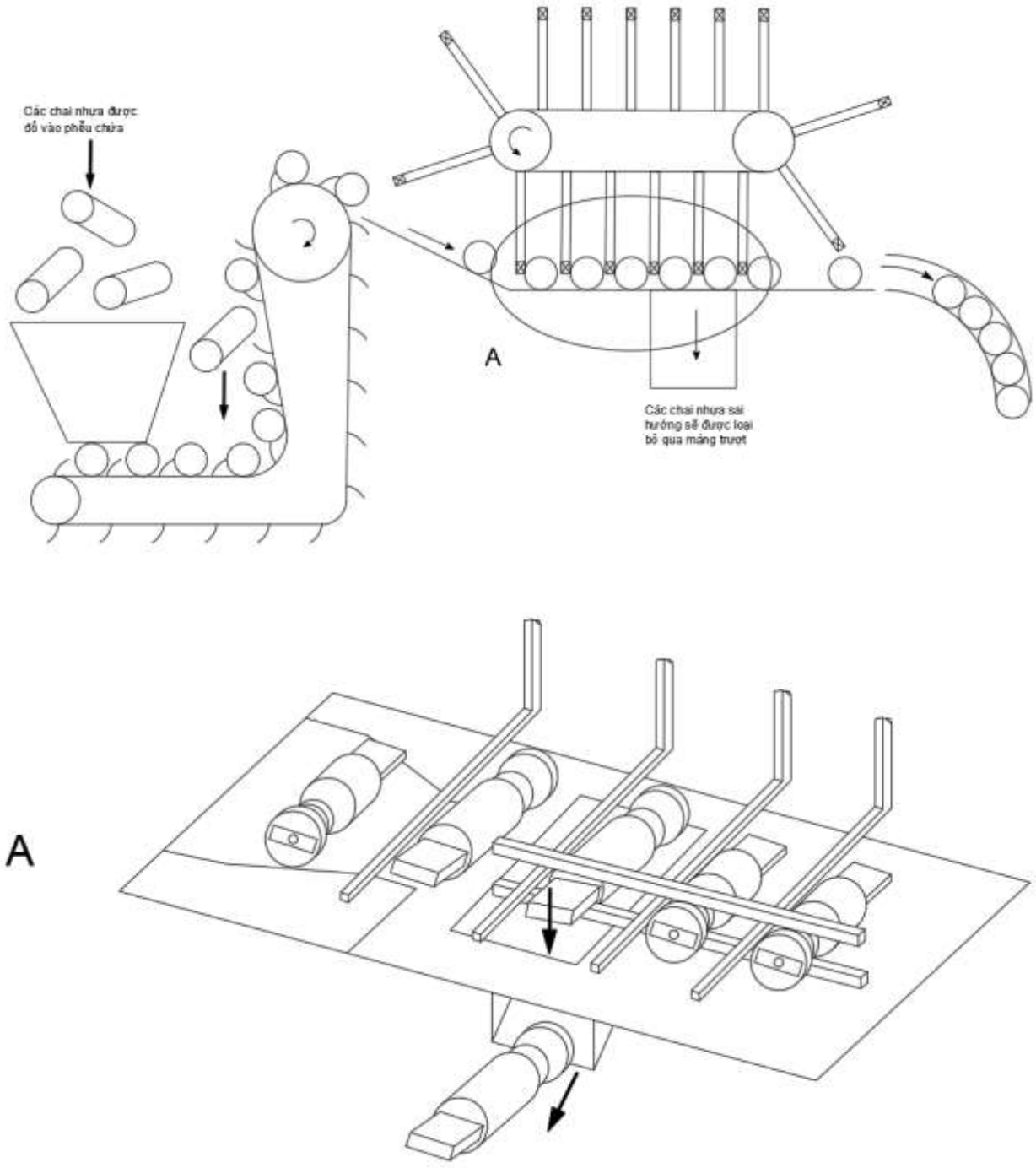
2.2.1.1. Phương án 1



Hình 2.1. Sơ đồ nguyên lý phương án 1

- *Ưu và nhược điểm*
  - ❖ *Ưu điểm:*
  - Kết cấu đơn giản.
  - Điều khiển dễ dàng.
  - Bảo trì, sửa chữa đơn giản.
  - ❖ *Nhược điểm:*
  - Kích thước máy cồng kềnh (theo chiều cao) do phải đưa chai nhựa lên đủ cao để khi chai đi ra từ bộ phận định hướng vẫn còn đủ không gian để bố trí máy cắt bavia ngay phía dưới.
  - Máy có thời gian chết giữa các chai do sử dụng xi lanh khí nén có khoảng thời gian xi lanh lùi về.
  - Do máy cao nên khó khăn trong việc quan sát khi vận hành và bảo trì, sửa chữa sau này.
  - Tính thẩm mĩ không cao do khó bố trí các bộ phận của máy.
  - Không linh hoạt khi chuyển đổi giữa các kích thước chai khác nhau.

2.2.1.2. Phương án 2



Hình 2.2. Sơ đồ nguyên lý phương án 2

- *Ưu và nhược điểm*
  - *Ưu điểm:*
  - Kích thước máy nhỏ gọn hơn về mặt chiều cao do không cần phải đưa chai nhựa lên quá cao.
  - Tuy kết cấu phức tạp hơn nhưng lại dễ dàng bố trí các chi tiết.
  - Tính thẩm mĩ cao hơn.
  - Dễ dàng quan sát chai nhựa trong quá trình vận hành.
  - Có thể điều chỉnh để tương thích với nhiều kích thước chai khác nhau một cách dễ dàng.
  - *Nhược điểm:*
  - Kết cấu phức tạp hơn do sử dụng nhiều cơ cấu hơn.
  - Chi phí sản xuất cao hơn.

2.2.2. Chọn phương án thiết kế

Qua các phân tích ở trên, nhóm chúng em quyết định chọn phương án 2 để thực hiện tính toán, thiết kế cho máy cấp phôi tự động.

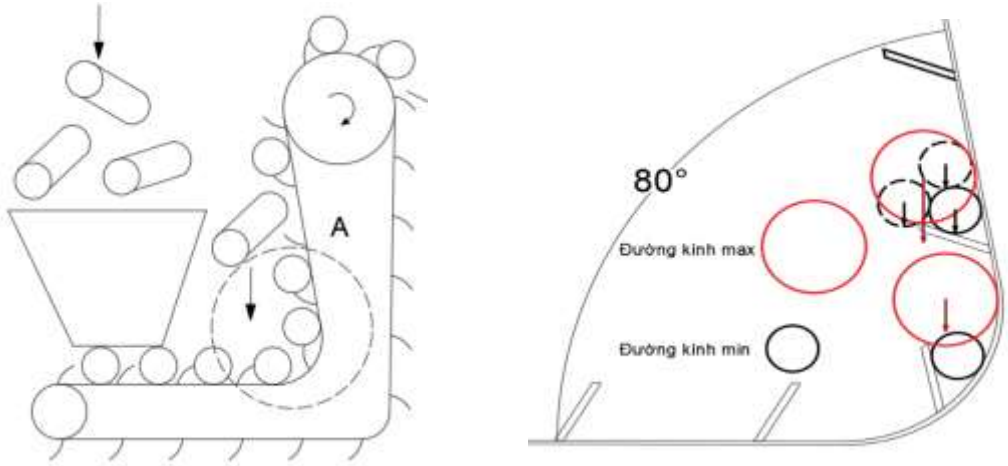
2.3. Thiết kế động học máy

2.3.1. Thiết kế động học cơ cấu định hướng cấp I và phễu chứa chai

2.3.1.1. Thiết kế băng tải chuyển chai

a. Nguyên lí hoạt động

Để đảm bảo quá trình cấp phôi diễn ra liên tục, đúng tư thế và hiệu quả, hệ thống sử dụng cơ cấu băng tải kết hợp với phễu chứa để tự động hóa việc đưa chai vào cụm thao tác. Cơ cấu này thường được áp dụng trong các dây chuyền sản xuất có yêu cầu tốc độ cao và định hướng chính xác. Hình 2.3 minh họa nguyên lý hoạt động của băng tải chuyển chai.



Hình 2.3. Nguyên lí hoạt động băng tải chuyển chai

Dựa vào hình dáng hình dạng của chai cần cấp, sử dụng băng tải PVC có dán gân để vận chuyển và định hướng cấp I.

Các chai sau khi được dẫn từ phễu chứa vào sẽ máng vào gân trên băng tải và được chuyển đi. Trong quá trình vận chuyển, chai sẽ được định hướng sang nằm ngang. Bằng cách loại bỏ các chai lộn xộn và xếp chồng lên nhau như Hình 2.3. Băng tải được thiết kế nghiêng một góc 80^0 nhằm nhờ vào trọng lực để loại bỏ các chai xếp chồng. Do trọng tâm của chai nằm ngoài mặt phẳng chân đế (gân băng tải) như Hình 2.3 nên chai sẽ tự rơi xuống nhờ trọng lực, chỉ để lại một chai nằm giữa khoảng cách hai gân liền kề.

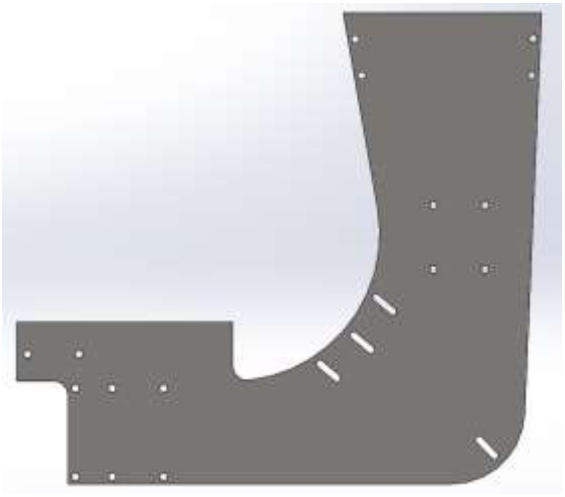
Phương án này có hiệu quả đối với nhiều kích thước chai khác nhau (các hình tròn tượng trương cho các chai có kích thước đường kính khác nhau).

b. Thiết kế tấm gá băng tải

❖ *Chức năng*

Nhằm gá các chi tiết khác của băng tải để cấu thành một cụm băng tải hoàn chỉnh. Ngoài ra, cụm băng tải được gá lên khung máy nhờ vào tấm gá này.

❖ *Kết cấu*



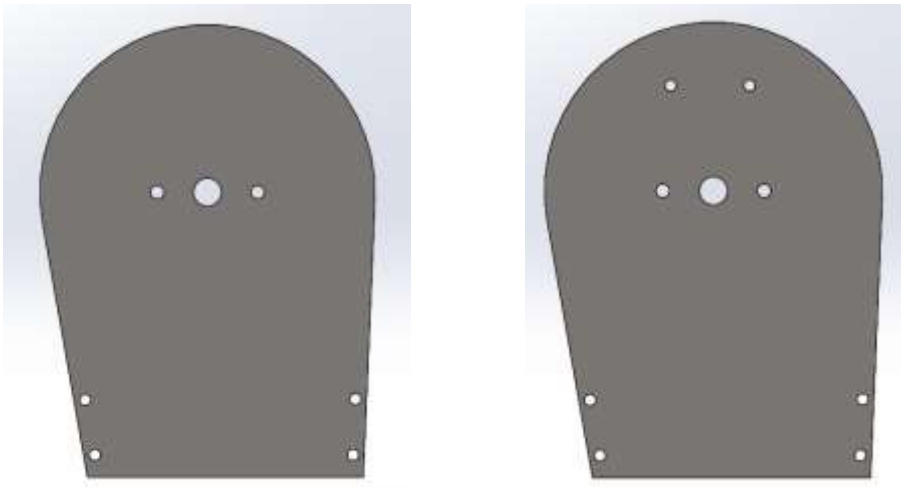
Hình 2.4. Hình dạng tấm gá tang băng tải

c. Thiết kế tấm gá tang cố định

❖ *Chức năng*

Nhằm gá lên tấm gá băng tải để cấu thành một cụm băng tải hoàn chỉnh. Ngoài ra, tấm gá tang cố định còn để gắn tang lên nhằm dễ dàng cho quá trình lắp.

❖ *Kết cấu*



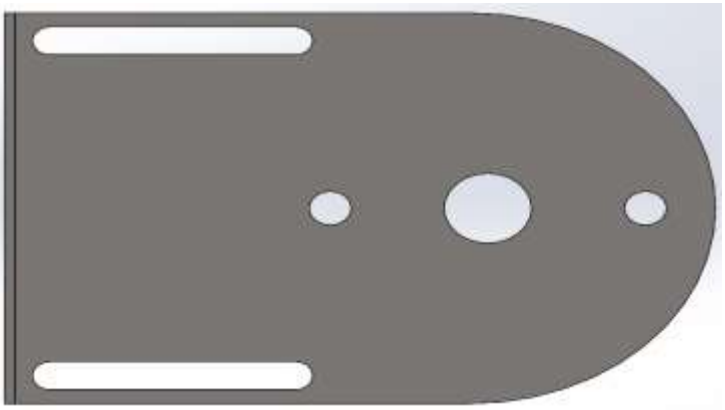
Hình 2.5. Hình dạng tấm gá tang cố định

d. Thiết kế tấm điều chỉnh băng tải

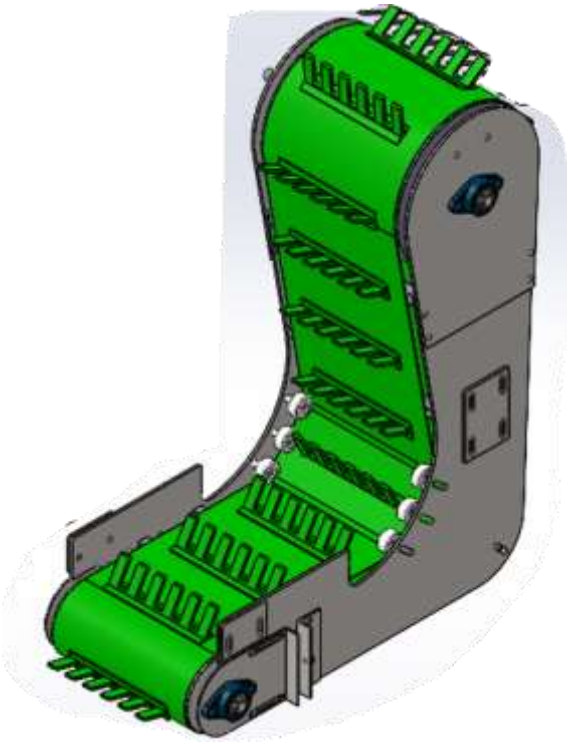
❖ *Chức năng*

Điều chỉnh độ căng của băng tải nhằm giữ cho băng tải luôn ở độ căng nhất định, tránh gây mất tính ổn định.

❖ *Kết cấu*



Hình 2.6. Hình dạng tấm điều chỉnh băng tải



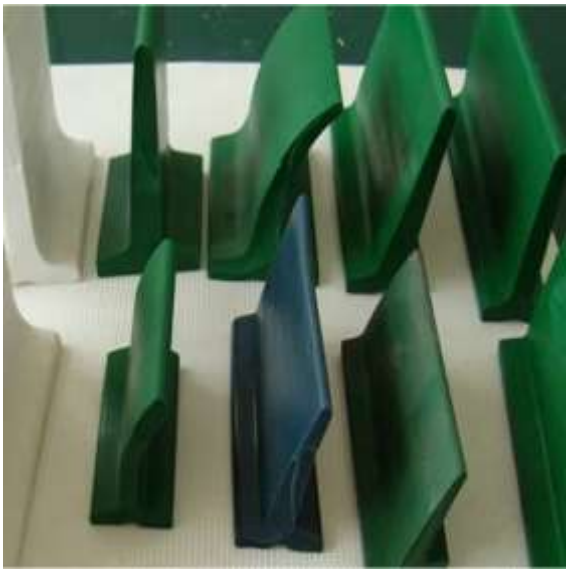
Hình 2.7. Băng tải mang chai

e. Chọn gân băng tải

❖ *Chức năng*

Nhằm định hướng các phôi và loại bỏ những phôi không đúng hướng. Ngoài ra, còn có chức năng phân tách các phôi riêng biệt, mỗi phôi nằm trong một rãnh riêng.

❖ *Kết cấu*



Hình 2.8. Hình dạng các loại gân băng tải PVC

Tùy thuộc vào thiết kế, phụ kiện gờ băng tải có khả năng chống dầu và mỡ, được tiếp xúc với thực phẩm, tuân theo chứng nhận EU và được FDA phê duyệt.

Các thông số được cho trong Bảng 1.1 và Bảng 1.2

Bảng 1.1. Gân băng tải PVC đúc khuôn loại gờ T-PVC

Loại gờ T- PVC	Chiều cao (mm)	Đường kính Pulley Ø tối thiểu (mm)	Trọng lượng (ca.kg/m)
PVC-T 20	20	50	0.3
PVC-T 30	30	75	0.4
PVC-T 40	40	100	0.5
PVC-T 50	50	125	0.9
PVC-T 60	60	150	1.4
PVC-T 75	75	190	1.7

Bảng 1.2. Gân băng tải PVC đúc khuôn loại gờ S-PVC

Loại gờ S- PVC	Chiều cao (mm)	Đường kính Pulley Ø tối thiểu (mm)	Trọng lượng (ca.kg/m)
PVC-S 30	30	75	0,45
PVC-S 40	40	100	0,6
PVC-S 50	50	125	0,95
PVC-S 60	60	150	1,5
PVC-S 75	75	190	1,8

Hình dạng hai loại gân băng tải PVC loại T và S như Hình 2.9

Hình 2.9. Gân PVC – T (bên trái) và PVC-S (bên phải)

⇒ Để gân loại bỏ được phôi sai vị trí mà vẫn đưa phôi tới được cớ cấu định hướng cấp II thì ta dùng PVC-S. Theo sơ đồ nguyên lý ta chọn chiều cao gân là 60mm để đáp ứng được đường kính phôi: $D = 40 - 100\ mm$ ⇒ Đường kính Pulley Ø tối thiểu là 150 mm.

e. Tính toán vận tốc băng tải, số vòng quay tang chủ động

- Theo như năng suất yêu cầu: N= 700÷ 1400 chai/h

  = 12÷ 23 chai/ph.

- Ta có năng suất của băng tải:

$$z = N * K_{nl} = 1400.2 = 2800(chai/h)$$

- Trong đó: N- Năng suất theo đơn vị chai/h

  K_{nl} : hệ số nạp liệu không đều

- Thời gian vận chuyển 1 sản phẩm:

$$t = \frac{3600}{z} = \frac{3600}{2800} = 1{,}29\ (s)$$

- Ta chọn động cơ giảm tốc với số vòng quay là n= 9,5 (vòng/phút).
- Ta có vận tốc của băng tải:

$$V = 2\pi.R.n = 2.\ \pi.0{,}15.\ \frac{9{,}5}{60} = 0{,}149\ m/s = 11{,}3\ m/ph.$$

- Bước giữa các gân trên băng tải:

$$a = V.t = 0{,}149.1{,}29 = 0{,}192\ m = 192\ mm$$

- Trong đó: v-vận tốc (m/s)

  a-bước giữa các chi tiết trên băng tải

  ⇒ Số bước của băng tải $N_b = \frac{3.2}{a} = \frac{3{,}2}{0{,}192} = 16\ bước$

- Tải trọng trên mét dài của băng tải:

$$q = \frac{G}{a} = \frac{0{,}05 + 0{,}2}{0{,}192} = 0{,}052\ (kg/m)$$

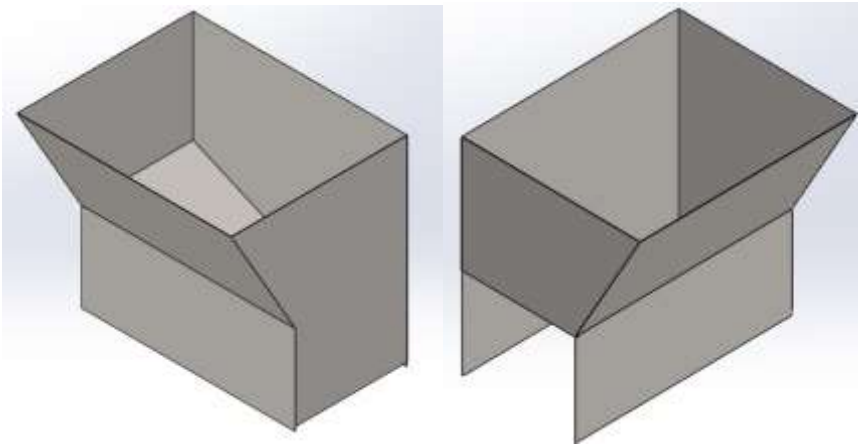
2.3.1.2. Thiết kế phễu chứa chai

a. Thiết kế phễu chứa

❖ *Chức năng*

– Chuyển các phôi từ phễu (nơi dự trữ) tới vùng làm việc của máy.

❖ *Kết cấu*



Hình 2.10. Hình dạng phễu chứa chai

b. Tính toán khả năng chứa phôi và thời gian đổ phôi vào phễu

– Khả năng chứa phôi
– Theo như thể tích của phôi yêu cầu: V= 0,00006÷ 0,00079 m^3/chai
– Thể tích của phễu V_p= 0,06 m^3

Vì xác suất chai nằm ổn định là không thể nên chọn hệ số điền đầy là 0,8.

⇒ Số chai tối đa trong phễu $M = \frac{V_p}{V}.0{,}8 = 60 \div 800$ chai

– Thời gian giữa 2 lần đỗ phôi vào phễu
– Theo như năng suất yêu cầu: N= 700÷ 1400 chai/h

= 12÷ 23 chai/ph.

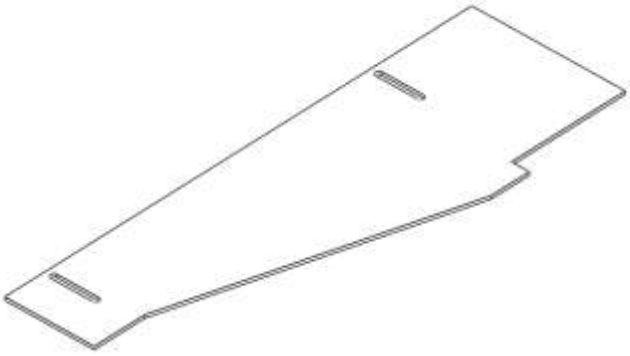
Nên $T = \frac{N}{M} \Rightarrow 5 \div 34$ phút

2.3.2. Thiết kế động học cơ cấu định hướng cấp II

2.3.2.1. Thiết kế tấm nhựa điều hướng chai

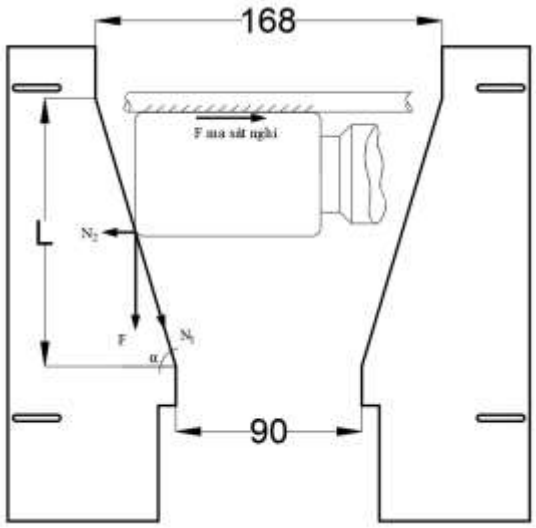
a. Mục đích thiết kế động học

Thiết kế động học nhằm tìm ra góc nghiêng của tấm nhựa phù hợp với chiều cao của chai, sao cho khi chai nhựa từ băng tải phía dưới đi vào sẽ được điều hướng một cách mượt mà, êm ái mà không gây kẹt chai.



Hình 2.11. Hình dạng tấm nhựa điều hướng chai

b. Tính toán góc nghiêng và chiều dài của tấm



Hình 2.4. Sơ đồ phân tích mối quan hệ giữa các lực thành phần và góc α

Ta có:

$$N_1 = \frac{F}{\sin \alpha}$$

Trong đó: F= const – lực đẩy của càng gạt tác dụng lên chai

Do vậy độ lớn của N_1 phụ thuộc vào góc α:

- Khi $\alpha < 45^0$ ta nhận thấy rằng $N_1 < N_2$. Khi đó chai dễ bị kẹt lại và không di chuyển mượt mà được.
- Vậy nên góc $90 > \alpha > 45^0$. Điều mong muốn là N1 càng lớn thì chai càng dễ di chuyển. Do đó α càng lớn càng tốt.
- Mặc khác khi α càng lớn thì L càng dài sẽ chiếm nhiều không gian, làm cho máy cồng kềnh. Ta có:

$$tan\,\alpha = \frac{L}{39}$$

Suy ra L= 39 (45^0)÷ 2234,7 (89^0)mm

Hình 2.12. Quan hệ giữa góc α và độ dài L

Dựa vào đồ thị trên, ta chọn góc $\alpha = 75^0$ và L= 145 mm là phù hợp để đáp ứng yêu cầu về chiều dài và góc để chai có thể di chuyển trơn tru và không xảy ra tình trạng kẹt chai, đồng thời kích thước máy không quá lớn.

2.3.2.2. Thiết kế băng tải gạt chai

a. Thiết kế động học cho băng tải

Ở đây tập trung vào thiết kế động học cho cụm băng tải mang cần gạt chai. Cụm này gắn phía trên bề mặt tấm nơi các chai nằm lên và trượt đi khi băng tải gạt chai di chuyển.

Cụm này mang chai di chuyển xuyên suốt từ băng tải đứng phía dưới đi vào vùng định hướng và đi ra khỏi máng dẫn để đi vào máy cắt.

❖ *Các thông số động học của băng tải:*

– Chu vi băng tải L= 1987,7 (mm)
– Số mắc xích N_x= 52 (mắc xích)
– Bước xích P_x= 38,1 (mm)
– Bề rộng xích B= 101,6 (mm)

❖ *Các thông số động học của cần gạt chai:*

– Số cần gạt trên băng tải N_c= 13 (chiếc)
– Bước cần gạt P_c= 38,1. 2= 76,2 (mm)
– Chiều dài L_c= 130 (mm)
– Chiều cao H_c= 128 (mm)
– Tiết diện ngang S= 196 (mm^2)

❖ *Các thông số động học của miếng đệm gắn càng gạt:*

– Kích thước cơ bản: 80x 30x 15 (mm)

b. Phân tích chuyển động

❖ *Loại chuyển động:*

– Ta có chuyển động của băng tải là loại chuyển động quay của trục tang dẫn và tang bị động.
– Chuyển động của các cần gạt là chuyển động tịnh tiến (ở đây chỉ xét một mặt phía dưới của băng tải).
– Chuyển động quay của động cơ giảm tốc truyền trực tiếp vào bánh xích thông qua khớp nối.

❖ *Hướng chuyển động và hành trình cần thiết:*

– Xét ở Hình 2.3, chiều chuyển động quay của băng tải là ngược chiều kim đồng hồ.
– Do băng tải quay ngược chiều kim đồng hồ nên các cần gạt gắn trên nó sẽ di chuyển từ trái sang phải theo Hình 2.3.

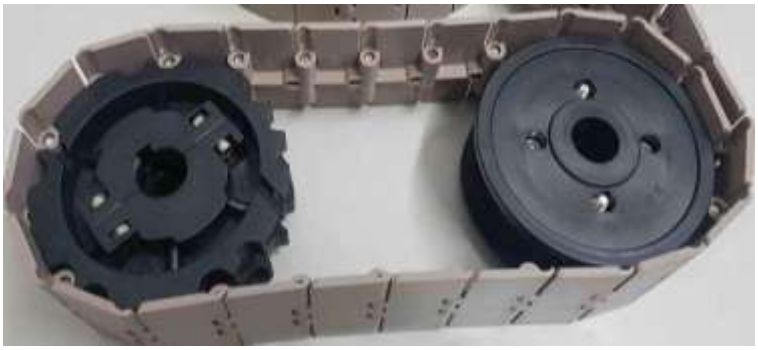
- Hành trình di chuyển cần thiết của cần gạt đảm bảo đủ không gian để chai có thể định hướng trong quá trình di chuyển.

❖ *Các giai đoạn chuyển động:*

- Băng tải sẽ quay suốt quá trình định hướng chai và không có thời gian dừng.

c. Chọn bánh xích cho băng tải xích bản lề

Băng tải sử dụng để cung cấp chuyển động cho cần gạt nên đường kính bánh xích không cần quá lớn, nên ta chọn đường kính bánh xích nhỏ nhất theo tiêu chuẩn để tối ưu về mặt kích thước máy.



Hình 2.13. Bánh xích

Bảng 2.1. Kích thước bánh xích

Kiểu	Số răng	B mm	C mm	S mm	θ	Khối lượng
2-820-19-θ	19	116	117	61.9	25, 30, 35, 40	0.22 kg
2-820-21-θ	21	116.1	129	67.8	25, 30, 35, 40	0.43 kg
2-820-23-θ	23	128.1	142	73.8	25, 30, 35, 40	0.50 kg
2-820-25- θ	25	140.1	154	79.8	25, 30, 35, 40	0.60 kg

Theo bản tiêu chuẩn trên, ta chọn bánh xích có số răng T=19.

d. Tính vận tốc của băng tải, số vòng quay động cơ

❖ Theo như năng suất yêu cầu:

- Ta có N = 700÷ 1400 chai/h

= 12÷ 23 chai/ph.

- Do trong quá trình định hướng, các chai sai vị trí sẽ bị loại bỏ nên số chai mang trên băng tải trong quá trình làm việc sẽ gấp đôi số chai theo năng suất yêu cầu.
- Vì xác suất chai nằm đúng hướng và nằm sai hướng là như nhau nên xác suất sẽ là 0,5 hay hệ số điền đầy là $\sigma = 0.5$.
- Vậy số chai băng tải phải mang được sẽ là N_{tt}= 2.(12÷ 23) = 24÷ 46 chai/ph.
- Ta có số cần gạt mang chai là N_c= 13 nên trong một chu kì quay của băng tải sẽ mang được N= 13 chai.
- Vậy để đạt được năng suất đề ra thì băng tải phải quay T= 2÷ 3,54 chu kì.

  Ở đây, ta sẽ tính vận tốc băng tải để đạt được năng suất cao nhất là N= 1400 chai/h.

- Ta có số vòng quay băng tải:

$$n = \frac{T.L}{2\pi.R} = \frac{3,54.\ 1987,7}{2.\ 58,5.\ \pi} = 19,1 \text{ (vòng/phút)}$$

$$= 0,32 \text{ (vòng/s)}$$

- Trong đó: L – Chu vi băng tải (mm)

  R – Bán kính bánh xích (mm)

- Ta có vận tốc của băng tải:

$$V = 2\pi.R.n = 2.\ \pi.\ 0.0585.\ \frac{19,1}{60} = 0.12 \text{ m/s} = 7 \text{ m/ph}.$$

e. Thiết kế các chi tiết của cụm băng tải

❖ *Thiết kế tấm gá băng tải*

- *Chức năng*

+ Nhằm gá các chi tiết khác của băng tải để cấu thành một cụm băng tải hoàn chỉnh.

+ Ngoài ra, cụm băng tải được gá lên khung máy nhờ vào tấm gá này.

- *Kết cấu*

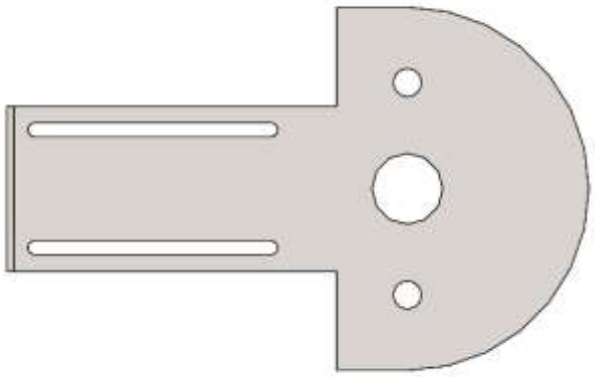
Hình 2.14. Hình dạng tấm gá băng tải

❖ *Thiết kế tấm điều chỉnh băng tải*

– *Chức năng*

Điều chỉnh độ căng của băng tải nhằm giữ cho băng tải luôn ở độ căng nhất định, tránh cho các cần gạt (Hình 2.15) gắn lên băng tải bị đung đưa qua lại, gây mất tính ổn định.

– *Kết cấu*



Hình 2.15. Hình dạng tấm điều chỉnh băng tải

❖ *Thiết kế khung băng tải*

– *Chức năng*

Giúp gá hai tấm gá băng tải lại với nhau tạo thành một cụm thống nhất. Đồng thời khung nhằm tạo độ cứng vững cho băng tải khi treo lên khung máy và trong lúc hoạt động.

– *Kết cấu*

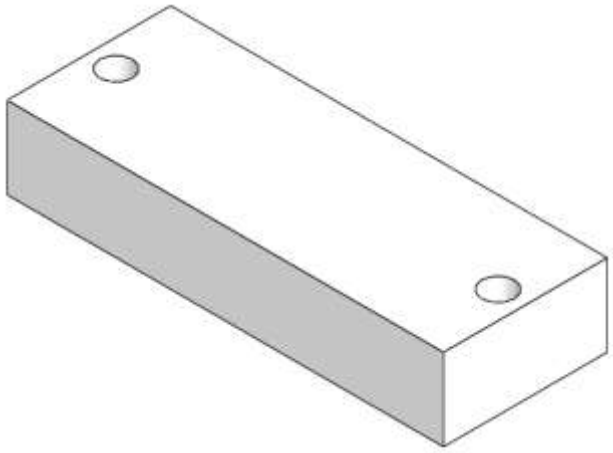
Hình 2.16. Hình dạng khung băng tải

❖ *Thiết kế miếng đệm*

– *Chức năng*

Miếng đệm giúp cần gạt (Hình 2.17) có đủ không gian để hoạt động mà không bị va chạm vào tấm gá băng tải trên suốt hành trình di chuyển.

– *Kết cấu*



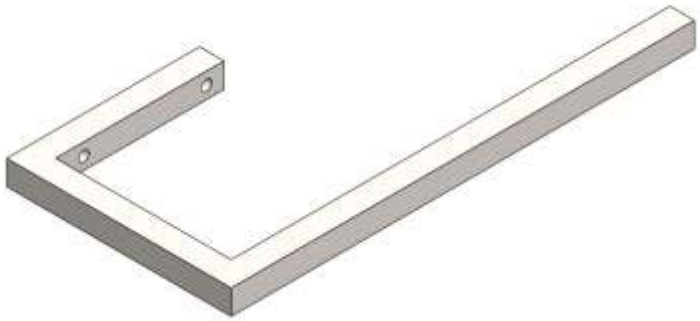
Hình 2.17. Hình dạng miếng đệm băng tải

❖ *Thiết kế cần gạt chai*

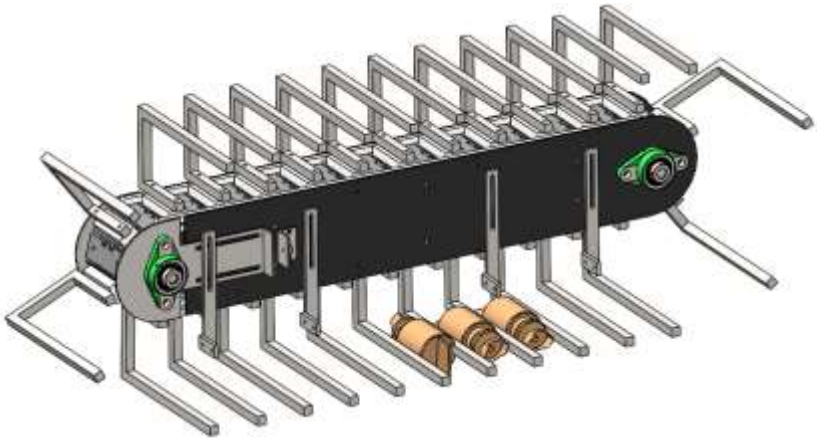
– *Chức năng*

Cung cấp động lực cho chai di chuyển bằng cách tỳ vào phần trụ ngoài của chai và mang chai di chuyển nhờ băng tải. Giúp chai có nguồn động lực ổn định để di chuyển qua những vùng định hướng trong máy.

– *Kết cấu*



Hình 2.18. Hình dạng cần gạt chai



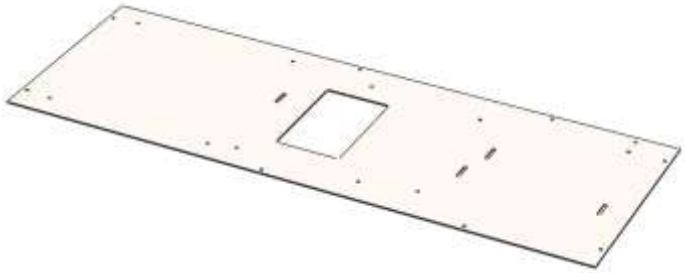
Hình 2.19. Cụm băng tải gạt chai

2.3.2.3. Thiết kế tấm nền

a. Chức năng của tấm nền

Tấm nền làm nhiệm vụ như một mặt phẳng làm việc của chai nhựa trong quá trình di chuyển và định hướng, đồng thời là nơi gá đặt các chi tiết, bộ phận khác của máy. Trên tấm này có bố trí một hốc để chai sai định hướng rơi vào và thoát khỏi bộ phận định hướng để trở về phễu chứa.

b. Kết cấu tấm nền



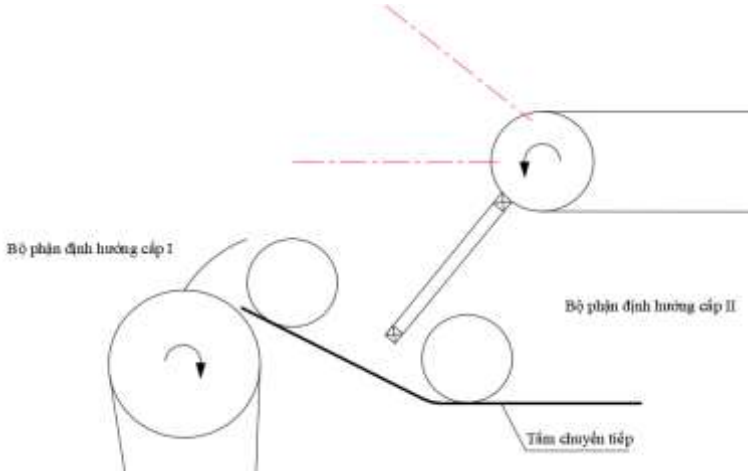
Hình 2.20. Hình dạng tấm nền

2.3.2.4. Thiết kế tấm chuyển tiếp giữa bộ phận định hướng cấp I và II

a. Chức năng của tấm

Tấm này làm nhiệm vụ chuyển tiếp chai giữa bộ phận định hướng cấp I và bộ phận định hướng cấp II. Giúp chai di chuyển dễ dàng mà không bị kẹt giữa 2 bộ phận.

Đồng thời tấm này tạo độ nghiêng để chai sau khi rời khỏi bộ phận định hướng cấp I sẽ tự trượt xuống theo trọng lượng của nó vào bộ phận định hướng cấp II một cách êm ái.



Hình 2.21. Nguyên lý hoạt động của tấm

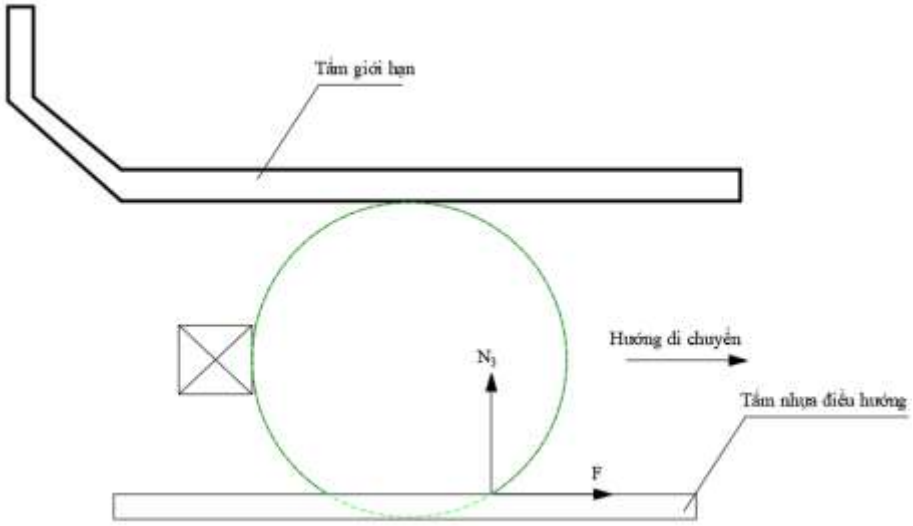
b. Kết cấu tấm chuyển tiếp

Hình 2.22. Hình dạng tấm chuyển tiếp

2.3.2.5. Thiết kế tấm giới hạn trên.

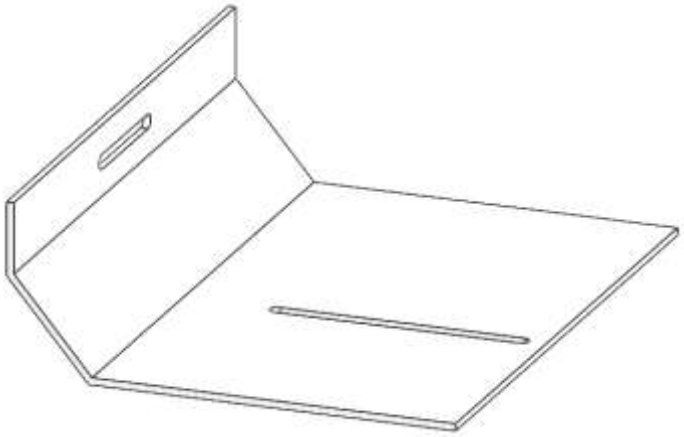
a. Chức năng của tấm

Tấm này làm nhiệm vụ ngăn không cho chai di chuyển theo phương thẳng đứng làm mất tính ổn định trong quá trình định hướng.



Hình 2.23. Nguyên lý hoạt động của tấm

b. Kết cấu tấm giới hạn

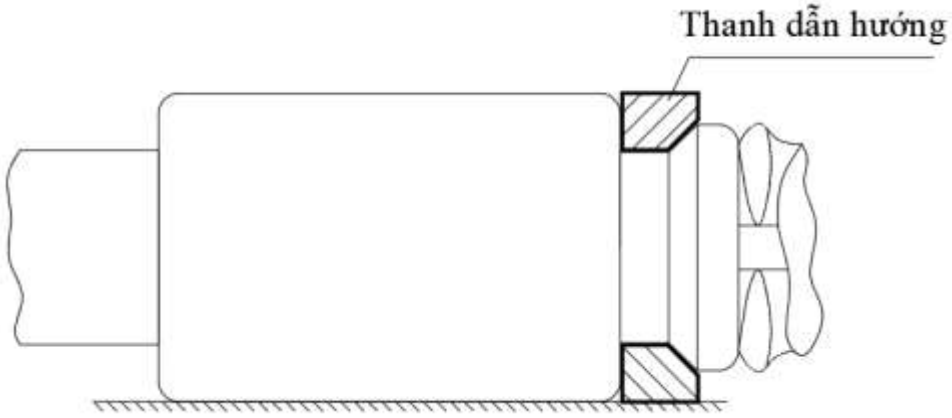


Hình 2.24. Hình dạng tấm giới hạn

2.3.2.6. Thiết kế thanh dẫn hướng chai

a. Chức năng của thanh

Khi chai đã đi qua vùng chỉnh hướng đầu tiên (hai tấm nhựa điều hướng), chai sẽ đi vào hai thanh dẫn hướng trên và dưới. Hai thanh này có tiết diện tương thích sẽ kẹp vào phần cổ chai. Chai sẽ được dẫn hướng bởi hai thanh này và đi qua lỗ trên tấm nền để loại bỏ chai sai vị trí. Các chai đúng vị trí sẽ được giữ lại bởi hai thanh dẫn hướng này và tiếp tục di chuyển qua vùng chỉnh hướng tiếp theo.



Hình 2.25. Nguyên lý hoạt động của thanh

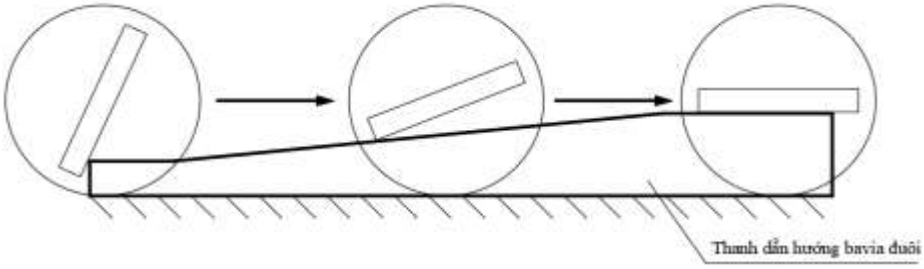
b. Kết cấu thanh dẫn hướng chai

Hình 2.26. Hình dạng thanh dẫn hướng chai

2.3.2.7. Thiết kế thanh chỉnh hướng bavia

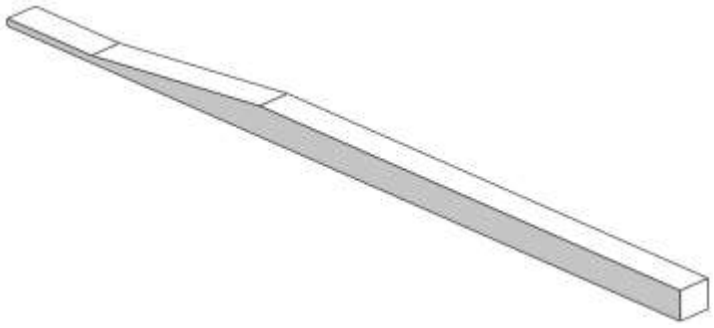
a. Chức năng của thanh dẫn hướng bavia

Thanh dẫn hướng bavia nằm ở cuối hành trình di chuyển của chai trước khi đi qua máng dẫn đi vào máy cắt bavia. Thanh này làm nhiệm vụ điều chỉnh bavia ở đuôi chai sao cho bavia này nằm song song với mặt phẳng tấm nền.



Hình 2.27. Nguyên lý hoạt động của thanh dẫn hướng bavia

b. Kết cấu thanh dẫn hướng

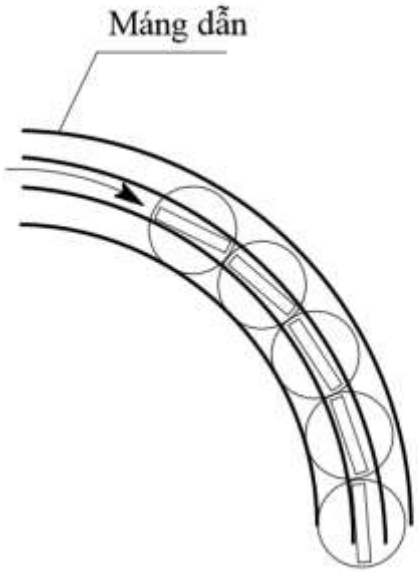


Hình 2.28. Hình dạng thanh dẫn hướng bavia

2.3.2.8. Thiết kế máng dẫn chai

a. Chức năng của máng dẫn chai

Máng dẫn chai làm nhiệm vụ di chuyển chai đã được định hướng xong sang máy cắt bavia. Máng có kết cấu giúp chuyển chai từ vị trí có bavia nằm song song sang vuông góc với mặt phẳng tấm nền.



Hình 2.17. Nguyên lý hoạt động máng dẫn

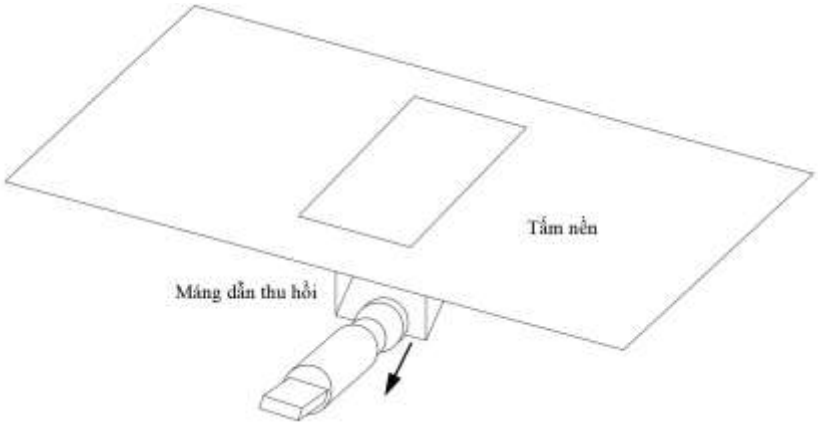
b. Kết cấu máng dẫn chai

Hình 2.18. Hình dạng máng dẫn chai

2.3.2.9. Thiết kế máng thu hồi chai

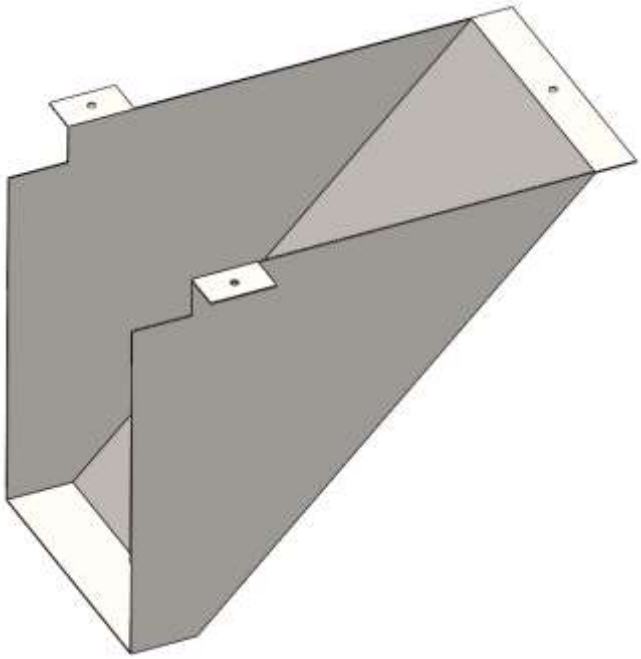
a. Chức năng của máng thu hồi

Máng thu hồi nhằm vận chuyển chai sai định hướng trở về phễu chứa và tiếp tục quá trình định hướng.



Hình 2.19. Nguyên lý hoạt động máng thu hồi

b. Kết cấu máng thu hồi



Hình 2.20. Hình dạng máng thu hồi

2.4. Thiết kế động lực học

2.4.1. Tính toán băng tải chuyển chai của phễu chứa

- Công suất tính toán trên trục máy công tác:

$$P_t = P_{lv} = \frac{F.v}{1000}$$

- Trong đó: P_{lv} là công suất trên trục máy công tác (kW)

  F là lực trên trục máy công tác (N)

  v là vận tốc quay của trục (m/s)

- Lực mong muốn: $F = 5$ (kg)
- Vận tốc quay mong muốn là: $v = 0{,}05$ (m/s)

⇒Vậy công suất tính toán trên trục của máy công tác là:

$$P_t = \frac{1.50.0{,}05}{1000} = 0{,}0025\ (kW)$$

- Hiệu suất truyền động:

$$\eta = \eta_{khớp\ nối} = 0{,}98$$

- Công suất cần thiết trên trục động cơ điện:

$$P_{ct} = \frac{P_t}{\eta} = \frac{0{,}0025}{0{,}98} = 0{,}00255\ (kW)$$

- Momen xoắn trên trục động cơ điện:

$$T = 9{,}55.10^6.\frac{P_{ct}}{n} = 9{,}55.10^6.\frac{0{,}00255}{10} = 2435\ (Nmm) = 0{,}024\ (Nm)$$

- Trong đó:

  P_{ct} là công suất cần thiết của dộng cơ (kW)

  n là số vòng quay của động cơ (vg/ph)

2.4.2. Tính toán công suất động cơ cho cụm định hướng cấp I và II

2.4.2.1. Tính toán công suất truyền động cho cụm định hướng cấp I

- Công suất làm quay tang băng tải được tính như sau:

$$P_{lv} = P_1 + P_2 \text{ (kW)}$$

- Trong đó: P_1- Công suất cần thiết kéo băng tải không tải

P_2- Công suất cần thiết kéo băng tải có tải

Trong đó:

$$P_1 = \frac{f(l+l_0).W.V}{6120} \quad (2\text{-}5)$$

$$= \frac{0.25(1,6+1,6).7.11,3}{6120} = 0,01 \text{ (kW)}$$

$$P_2 = \frac{f(l+l_0)Q_t}{367} = \frac{f(l+l_0)W_m.V}{367} \quad (2\text{-}6)$$

$$= \frac{0,25(1,6+1,6).1400.0,05}{367} = 0,15 \text{ (kW)}$$

f- Hệ số ma sát của các con lăn nhựa đỡ băng tải;

f= 0,25

W- Khối lượng các bộ phận chuyển động của băng tải, không tính khối lượng vật phẩm được vận chuyển (kg);

W= Khối lượng băng tải+ khối lượng gân

= 4+3 = 7 (kg)

W_m- Khối lượng vật phẩm phân bố trên một đơn vị dài của băng tải (kg/m);

Q_t = N. m_{chai} = 1400. 0,05= 70 (kg); với m_{chai} = 0,01÷ 0,05 kg;

V- Vận tốc băng tải (m/ph);

V= 11,3 (m/ph)

l- Chiều dài băng tải (m);

l= 1,6 (m)

l_0- Chiều dài băng tải được điều chỉnh (m).

l_0= 1,6 (m)

- Ta tính được công suất làm việc:

$$P_{lv}= P_1 + P_2 = 0,01 + 0,15= 0,16 \text{ (kW)} = 160 \text{ W}$$

- Ta tính momen xoắn cần thiết để quay trục băng tải:

$$T= \frac{9550. P}{n} = \frac{9550. 0,16}{9,5} = 160,8 \text{ (Nm)}$$

- Trong đó: P- công suất của băng tải (kW)

  n- số vòng quay (vg/ph)

  T- mô men xoắn (Nm)

2.4.2.2. Tính toán công suất truyền động cho cụm định hướng cấp II

- Công suất làm quay bánh xích kéo băng tải được tính như sau:

$$P_{lv}= P_1+ P_2 \text{ (kW)}$$

P_1- Công suất cần thiết kéo băng tải không tải theo phương ngang

P_2- Công suất cần thiết kéo băng tải có tải theo phương ngang

- Trong đó:

$$P_1 = \frac{f(l+l_0).W.V}{6120} \qquad (2\text{-}5)$$

$$= \frac{0.25(0,8+0,8).6,2.8,4}{6120} = 0.0034 \text{ (kW)}$$

$$P_2 = \frac{f(l+l_0)Q_t}{367} = \frac{f(l+l_0)W_m.V}{6120} \qquad (2\text{-}6)$$

$$= \frac{0,25(0,8+0,8).1400.0,05}{367} = 0.0763 \text{ (kW)}$$

f- Hệ số ma sát của các tấm nhựa đỡ băng tải;

f= 0,25

W- Khối lượng các bộ phận chuyển động của băng tải, không tính khối lượng vật phẩm được vận chuyển (kg);

W= Khối lượng băng tải+ khối lượng càng gạt + khối lượng miếng chêm

= 3+ 3+ 0,2= 6,2 (kg)

W_m- Khối lượng vật phẩm phân bố trên một đơn vị dài của băng tải (kg/m);

$$Q_t = N.\ m_{chai} = 1400.\ 0,05 = 70\ (kg);\ m_{chai} = 0,01 \div 0,05\ kg;$$

V- Vận tốc băng tải (m/ph);

V= 8,4 (m/ph)

l- Chiều dài băng tải theo phương ngang (m);

l= 0,8 (m)

l_0- Chiều dài băng tải theo phương ngang được điều chỉnh (m).

l_0= 0,8 (m)

- Ta tính được công suất làm việc:

$$P_{lv} = P_1 + P_2 = 0,0034 + 0,0763 = 0,0797\ (kW) = 79,7\ W$$

- Ta tính momen xoắn cần thiết để quay trục băng tải:

$$T = \frac{9550.\ P}{n} = \frac{9550.\ 0,0797}{23} = 33,1\ (Nm)$$

- Trong đó: P- công suất của động cơ (kW)

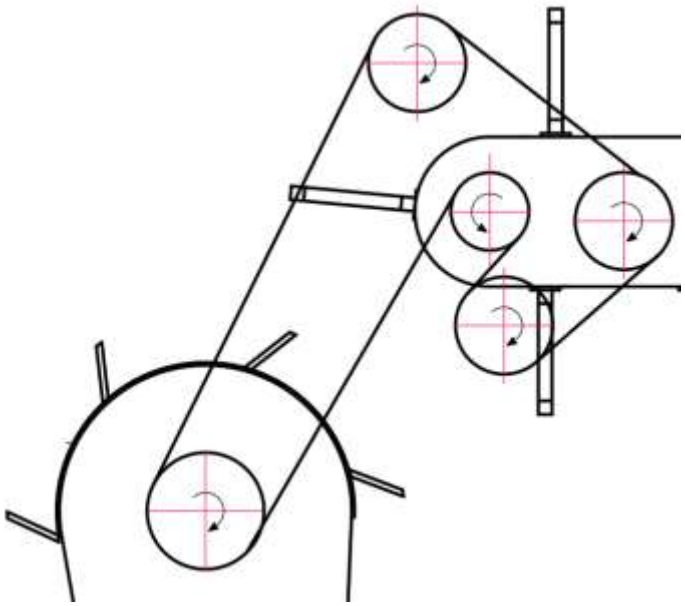
  n- số vòng quay (vg/ph)

  T- mô men xoắn (Nm)

2.4.2.3. Tính chọn động cơ và bộ truyền động cho hai cụm định hướng

a. Tính chọn bộ truyền xích

- Để hai băng tải chuyển động đồng bộ với nhau trong lúc khởi động và trong suốt quá trình hoạt động, ta chọn một động cơ để truyền động cho cả hai băng tải.
- Với hai trục quay ngược chiều nhau, ta sử dụng bộ truyền động xích với kết cấu như sau.



Hình 2.29. Sơ đồ truyền động của máy

Vì tải trọng nhỏ, vận tốc thấp, dùng xích con lăn.

– Ta có $n_{btI} = 9{,}5$ (vòng/phút), n_{btII} =19,1 (vòng/phút)

$$\Rightarrow u = \frac{n_{btI}}{n_{btII}} = \frac{9{,}5}{19{,}1} \approx \frac{1}{2}$$

– Chọn số răng đĩa lớn $z_{btI} = 20\ răng$,

→ số răng đĩa nhỏ $z_{btII} = u.z_{btI} = 20.\frac{1}{2} = 10$

– Công suất tính toán:

$$P_t = \frac{K \times K_z \times K_n \times P_1}{K_x}$$

– Hệ số điều kiện sử dụng xích:

$$K = k_0.k_a.k_{đc}.k_đ.k_c.k_{bt} = 1{,}25.0{,}8.1{,}1.1{,}35.1.1{,}3 = 1{,}93$$

– Hệ số số răng:

$$K_z = \frac{Z_{01}}{Z_{btI}} = \frac{25}{20} = 1{,}25$$

– Giá trị thực nghiệm xích Z_{01}= 25

- Hệ số số vòng quay:

$$K_n = \frac{n_{01}}{n_{btI}} = \frac{50}{9,5} = 5,26$$

(n_{01}số vòng quay thực nghiệm đĩa nhỏ Bảng 5.5-[1]

- Hệ số dãy xích: $K_x = 1$ (dung 1 dãy xích)

$$\rightarrow P_t = \frac{1,93.1.5,26.(0,16+0,079)}{1} = 2,43(kW)$$

Từ Bảng 5.5-[1]: chọn xích 1 dãy có bước xích là 25,4 mm

- Đảm bảo:$P_t < [P] = 11\ kW$ (đảm bảo điều kiện bền mòn)
- Để hạn chế ảnh hưởng va đập, kiểm tra Bảng 5.8-[1], với xích ống con lăn, số vòng quay $n_1 = 9,5 < 300 \rightarrow P_{max} = 50,8$

Vậy p = 25,4 <P_{max} (thỏa điều kiện)

- Kiểm tra xích theo hệ số an toàn về độ bền

$$S = \frac{Q}{k_đ.F_t + F_0 + F_v} \geq [S]$$

- Tải trọng phá hỏng $Q = 56700N$, khối lượng 1m xích $q_m = 2,6\ kg$
- Chế độ làm việc nặng, tải mở máy bằng 200% tải danh nghĩa → hệ số tải trọng động $k_đ = 1,7$
- Vận tốc dài: $v = \frac{z_{btI}.t.n_{btI}}{60000} = \frac{20.25,4.9,5}{60000}$ =0,08 m/s
- Lực có ích F_t: $F_t = \frac{1000P}{v} = \frac{1000.(0,16+0,079)}{0,08} = 298,75$ N
- Lực căng ly tâm: $F_v = q_m.v^2 = 2,6.0,08^2 = 0,017$ N
- Lực căng ban đầu: $F_0 = 9,81.k_f.q_m.a = 9,81.6.2,6.0.5$=76,52 N
- Với hệ số độ võng $k_f = 6$

$$\rightarrow s = \frac{56700}{1,7.287,75+76,52+0,017} = 100,23 > [s] = 8,2$$

Vậy xích đủ độ bền

- Đường kính đĩa xích

$$d_1 = \frac{p}{\mathrm{Sin}\left(\frac{\pi}{z_1}\right)} = \frac{25{,}4}{\mathrm{Sin}\left(\frac{\pi}{20}\right)} = 162{,}37 \text{ mm}$$

$$d_2 = \frac{p}{\mathrm{Sin}\left(\frac{\pi}{z_2}\right)} = \frac{25{,}4}{\mathrm{Sin}\left(\frac{\pi}{10}\right)} = 82{,}2 \text{ mm}$$

$$d_{a1} = P.\left[0{,}5 + \mathrm{Cotg}\left(\frac{\pi}{z_1}\right)\right] = 25{,}4.\left[0{,}5 + \mathrm{Cotg}\left(\frac{\pi}{20}\right)\right] = 173{,}07 \text{ mm}$$

$$d_{a2} = P.\left[0{,}5 + \mathrm{Cotg}\left(\frac{\pi}{z_2}\right)\right] = 25{,}4.\left[0{,}5 + \mathrm{Cotg}\left(\frac{\pi}{10}\right)\right] = 90{,}87 \text{ mm}$$

$$d_{f1} = d_1 - 2r = d_1 - 2.(0{,}5025.d_l + 0{,}05) = 150{,}3 \text{ mm}$$

d_{f2} =70,13 mm

– Kiểm nghiệm độ bền tiếp xúc của đĩa với con lăn

$$\sigma_H = 0{,}47.\sqrt{\frac{k_r.(F_t.K_đ + F_{vđ}) \times E}{A.k_đ}} \leq [\sigma_H]$$

– Trong đó: z = 20 → k_r = 0,42

Giả sử chọn vật liệu Thép 45, tôi cải thiện, độ cứng HB = 210 → $[\sigma_H]$ = 600 MPa

E =(2,05 ÷ 2,1) × 10^5 MPa. Tra A = 180 mm^2 (bảng 5.12)

Hệ số phân bố không đều trên các dây xích: k_d= 1 cho 1 dãy xích $K_đ$ = 1,35 tải va đập.

$F_{vđ} = 13.10^{-7}.n_1.p^3.m = 13.10^{-7}.9{,}5.25{,}4^3.1$=0,202 N

m = 1 (một dãy xích)

→ σ_{H1} =207 $MPa < [\sigma_H]$= 600 của thép C45

→ Đạt yêu cầu

Đĩa xích 2 chọn cùng vật liệu với đãi xích 1

– *Tính lực tác dụng lên trục*

$$F_r = k_x . F_t = 1{,}15.298{,}75 = 343{,}56 \text{ N}$$

Với $k_x = 1{,}15$

b. Tính chọn động cơ

– Công suất cần thiết của động cơ

$$P_{đc} \geq \frac{P_{lv}.k}{\eta_{ht}} = \frac{(0{,}16+0{,}0797).1{,}6}{0{,}92.0.99^5.0{,}98} = 0{,}45 \text{ kW}$$

– Số vòng quay cần thiết n = 9,5 vòng/phút

– Chọn động cơ giảm tốc với thông số như sau:

Bảng 2.2. Thông số động cơ

Công suất	0.55kW ≈ 0.75 hp
Tỉ số truyền	i = 30
Điện áp	1 pha 220V
Mã số	WPDA

2.4.3. Tính chọn ổ lăn cho băng tải chuyển chai của phễu chứa

Ta chọn kích thước ổ theo khả năng tải động C_d được tiến hành đối với các ổ có số vòng quay n ≥ 10 vg/ph. Ở đây ta có n = 10 vg/ph.

Khả năng tải động được tính theo công thức:

$$C_d = Q. \sqrt[m]{L} \qquad \text{(kN)} \qquad \text{(11.1)- [1]}$$

– Trong đó:

Q – tải trọng động quy ước, kN;

L – tuổi thọ tính bằng triệu vòng quay;

m – bậc đường cong mỏi khi thử về ổ lăn, m= 3 đối với ổ bi

Gọi L_h là tuổi thọ của ổ tính bằng giờ thì:

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

Với $L_h = 8. 10^3$ giờ, tra bảng 11.2- [1]

⇨ L= 11,04 triệu vòng

Xác định tải trọng động quy ước:

$$Q= (XVF_r + Yf_a)k_tk_đ \qquad 11.3\text{- [1]}$$

$$Q= (1.\ 1.0{,}05+ 0.0).\ 1.1= 0{,}05\ kN$$

– Trong đó:

F_r và F_a – tải trọng hướng tâm và trải trọng dọc trục, kN;

F_r = 0,05 kN – khối lượng của băng tải, các phôi;

$F_a \approx 0$;

V – hệ số kể đến vòng nào quay; khi vòng trong quay V= 1; khi vòng ngoài quay V= 1,2.

Ở đây vòng trong quay nên V=1;

K_t – hệ số kể đến ảnh hưởng của nhiệt độ, k_t= 1 khi nhiệt độ $\theta = 105^0$;

K_d – hệ số kể đến đặc tính tải trọng, k_d= 1, tra bảng 11.3- [1]

X – hệ số tải trọng hướng tâm, X= 1, tra bảng 11.4- [1];

Y – hệ số tải trọng dọc trục, Y= 0, tra bảng 11.4 – [1];

Suy ra: $C_d= 0{,}05.\ \sqrt[3]{11{,}04} = 0{,}11\ kN$

Dựa vào bảng P2.7 – [1] ta chọn ổ lăn:

Kí hiệu: 1000920

d= 15mm;

D= 28mm;

B= 7mm;

r= 0,5mm;

C= 2,53 kN;

2.4.4. Tính chọn ổ lăn cho cụm định hướng cấp I

Ta chọn kích thước ổ theo khả năng tải động C_d được tiến hành đối với các ổ có số vòng quay n = 10 vg/ph. Ở đây ta có n = 9,5 vg/ph.

Khả năng tải động được tính theo công thức:

$$C_d = Q.\sqrt[m]{L} \qquad (kN) \qquad (11.1)\text{- [1]}$$

– Trong đó:

Q – tải trọng động quy ước, kN;

L – tuổi thọ tính bằng triệu vòng quay;

m – bậc đường cong mỏi khi thử về ổ lăn, m= 3 đối với ổ bi

Gọi L_h là tuổi thọ của ổ tính bằng giờ thì:

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

Với $L_h = 8.\ 10^3$ giờ, tra bảng 11.2- [1]

⇨ L= 11,04 triệu vòng

– Xác định tải trọng động quy ước:

$$Q = (XVF_r + Yf_a)k_t k_đ \qquad 11.3\text{- [1]}$$

$$Q = (1.\ 1.0{,}07 + 0.0).\ 1.1 = 0{,}07\ kN$$

– Trong đó:

F_r và F_a – tải trọng hướng tâm và trải trọng dọc trục, kN;

F_r = 0,07 kN – khối lượng của băng tải, các miếng gân;

$F_a \approx 0$;

V – hệ số kể đến vòng nào quay; khi vòng trong quay V= 1; khi vòng ngoài quay V= 1,2.

Ở đây vòng trong quay nên V=1;

K_t – hệ số kể đến ảnh hưởng của nhiệt độ, k_t= 1 khi nhiệt độ $\theta = 105^0$;

K_d – hệ số kể đến đặc tính tải trọng, k_d= 1, tra bảng 11.3- [1]

X – hệ số tải trọng hướng tâm, X= 1, tra bảng 11.4- [1];

Y – hệ số tải trọng dọc trục, Y= 0, tra bảng 11.4 – [1];

Suy ra: $C_d = 0{,}07.\sqrt[3]{11{,}04} = 0{,}16$ kN

Dựa vào bảng P2.7 – [1] ta chọn ổ lăn:

Kí hiệu: 1000904

d= 20mm;

D= 37mm;

B= 9mm;

r= 0,5mm;

C= 5,14 kN;

2.4.5. Tính chọn ổ lăn cho cụm định hướng cấp II

Ta chọn kích thước ổ theo khả năng tải động C_d được tiến hành đối với các ổ có số vòng quay n ≥ 10 vg/ph. Ở đây ta có n = 23 vg/ph.

Khả năng tải động được tính theo công thức:

$$C_d = Q.\sqrt[m]{L}\ (kN) \qquad (11.1)\text{- [1]}$$

– Trong đó:

Q – tải trọng động quy ước, kN;

L – tuổi thọ tính bằng triệu vòng quay;

m – bậc đường cong mỏi khi thử về ổ lăn, m= 3 đối với ổ bi

Gọi L_h là tuổi thọ của ổ tính bằng giờ thì:

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

Với $L_h = 8.\ 10^3$ giờ, tra bảng 11.2- [1]

⇨ L= 11,04 triệu vòng

Xác định tải trọng động quy ước:

$$Q = (XVF_r + Yf_a)k_tk_đ \qquad 11.3\text{- [1]}$$

$$Q = (1.\ 1.0{,}03 + 0.0).\ 1.1 = 0{,}03\ kN$$

– Trong đó:

F_r và F_a – tải trọng hướng tâm và trải trọng dọc trục, kN;

F_r = 0,03 kN – khối lượng của băng tải nhựa, các miếng đệm và cần gạt;

$F_a \approx 0$;

V – hệ số kể đến vòng nào quay; khi vòng trong quay V= 1; khi vòng ngoài quay V= 1,2.,Ở đây vòng trong quay nên V=1;

K_t – hệ số kể đến ảnh hưởng của nhiệt độ, k_t= 1 khi nhiệt độ $\theta = 105^0$;

K_d – hệ số kể đến đặc tính tải trọng, k_d= 1, tra bảng 11.3- [1]

X – hệ số tải trọng hướng tâm, X= 1, tra bảng 11.4- [1];

Y – hệ số tải trọng dọc trục, Y= 0, tra bảng 11.4 – [1];

Suy ra: $C_d = 0{,}03.\sqrt[3]{11{,}04} = 0{,}067$ kN

– Dựa vào bảng P2.7 – [1] ta chọn ổ lăn: Kí hiệu: 1000920

d= 15mm;

D= 28mm;

B= 7mm;

r= 0,5mm;

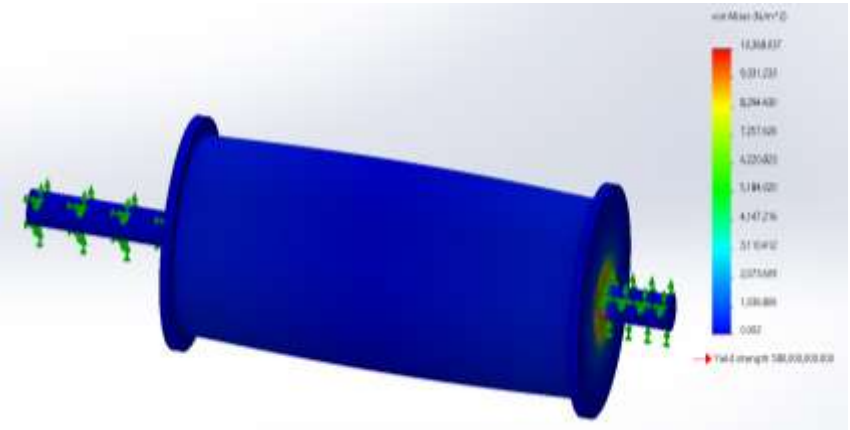
C= 2,53 kN;

2.5. Kiểm nghiệm bền các chi tiết

2.5.1. Kiểm nghiệm bền các chi tiết ở phễu chứa

2.5.1.1. Kiểm nghiệm bền tang băng tải của phễu chứa

Ta tiến hành nhập các giá trị mô men xoắn: 0,024 Nm

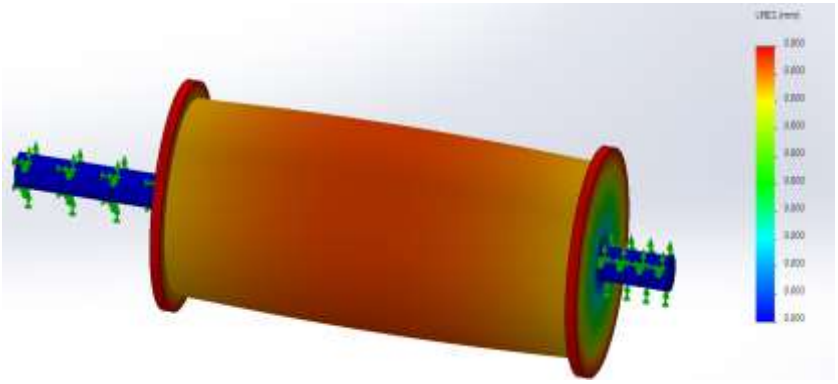


Hình 2.30. Ứng suất tang băng tải của phễu chứa

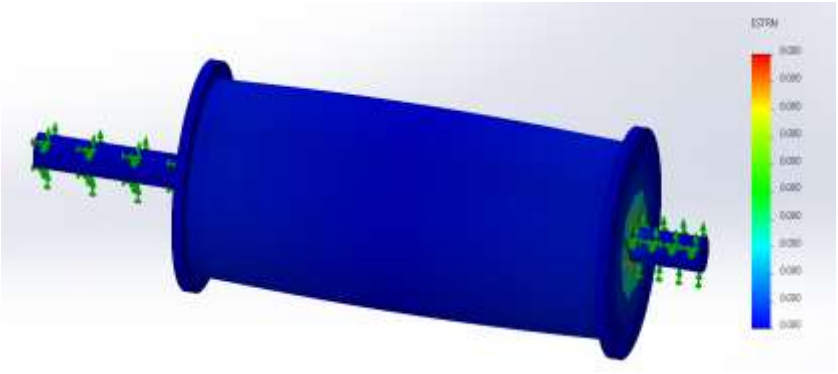
Ta thấy σ_{max} =10368(N/m^2) ; chọn hệ số an toàn cho trục là a= 2

Ta có σ_{max}. a =10368037 . 2= 20736 (N/m^2) < $\sigma_{chảy}$= 580000000 (N/m^2)

Vậy trục đủ bền.



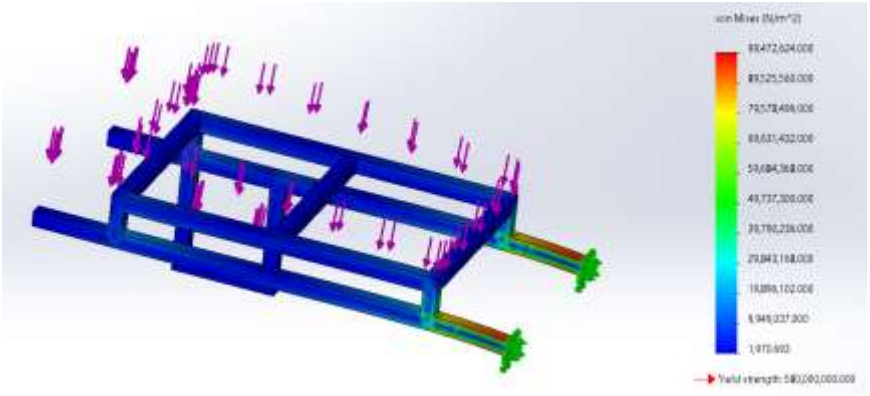
Hình 2.31. Chuyển vị tang băng tải của phễu chứa



Hình 2.32.Biến dạng tương đối tang băng tải của phễu chứa

2.5.1.2. Kiểm nghiệm bền khung băng tải

Ta tiến hành đặt giá trị lực lên khung băng tải: F= 200 (N).

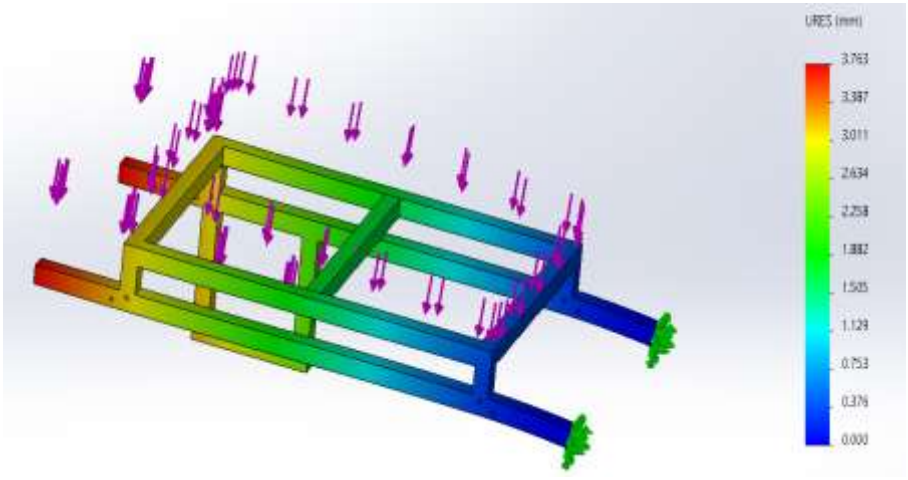


Hình 2.33. Ứng suất trong khung băng tải phễu chứa

Ta thấy σ_{max} = 99472624 (N/m^2) ; chọn hệ số an toàn cho khung là a= 2

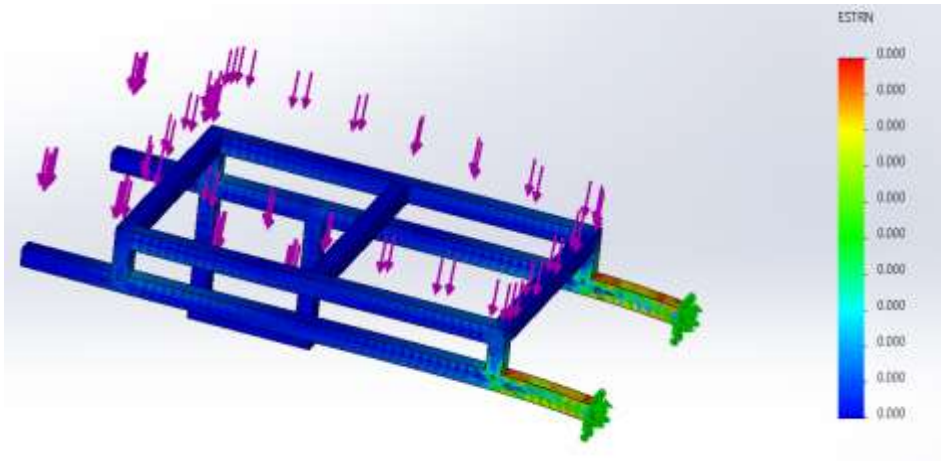
Ta có σ_{max}. a = 99472624 . 2= 198945248 (N/m^2) < $\sigma_{chảy}$= 580000000 (N/m^2)

Vậy khung đủ bền.



Hình 2.34. Chuyển vị trong khung băng tải phễu chứa

Ta thấy chuyển vị khung d= 3,763 mm, với điều kiện làm việc và yêu cầu kĩ thuật không cần quá chính xác thì chuyển vị d= 3,763 mm nằm trong mức cho phép.



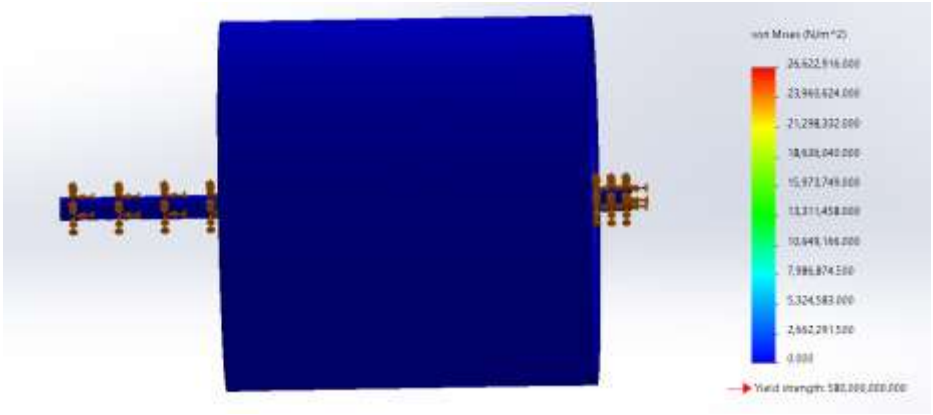
Hình 2.35. Biến dạng tương đối của khung băng tải phễu chứa

2.5.2. Kiểm nghiệm bền các chi tiết ở cụm định hướng cấp I

2.5.2.1. Kiểm nghiệm bền trục tang chủ động băng tải

Ta tiến hành nhập các giá trị như sau:

Mô men xoắn: T= 160,8 Nm

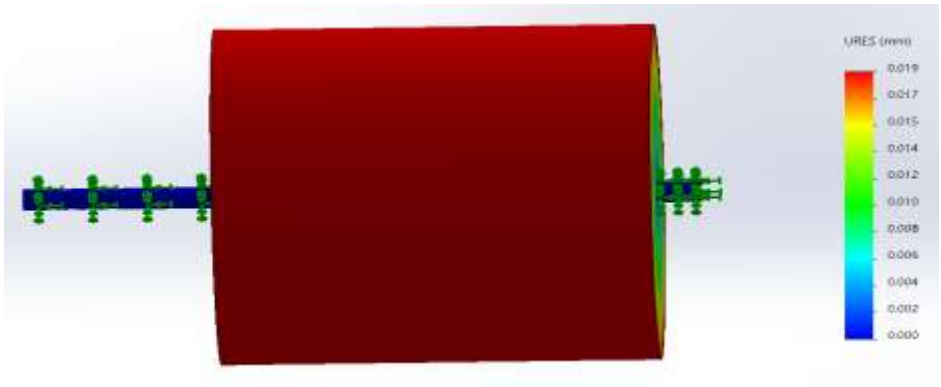


Hình 2.36. Ứng suất trong tang chủ động

Ta thấy σ_{max} = 26622916 (N/m^2) ; chọn hệ số an toàn cho trục là a= 2

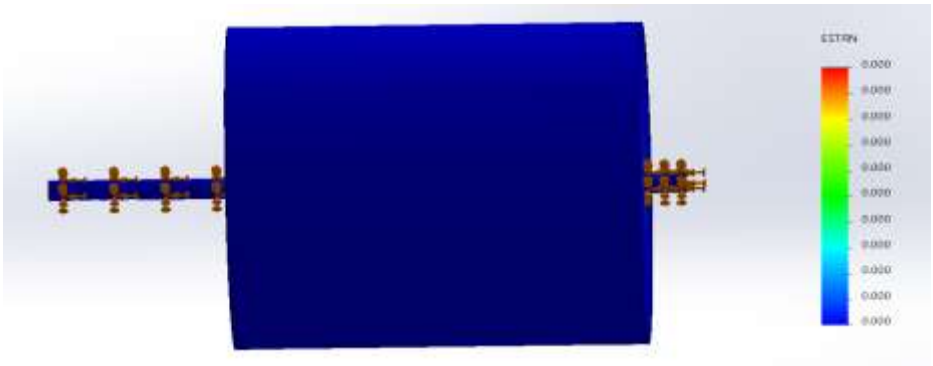
Ta có σ_{max}. a = 26622916. 2= 53245832 (N/m^2) < $\sigma_{chảy}$= 580000000 (N/m^2)

Vậy trục đủ bền.



Hình 2.37. Chuyển vị trong tang chủ động

Ta thấy chuyển vị trục d= 0,019 mm, với điều kiện làm việc và yêu cầu kĩ thuật không cần quá chính xác thì chuyển vị d= 0,019 mm nằm trong mức cho phép.

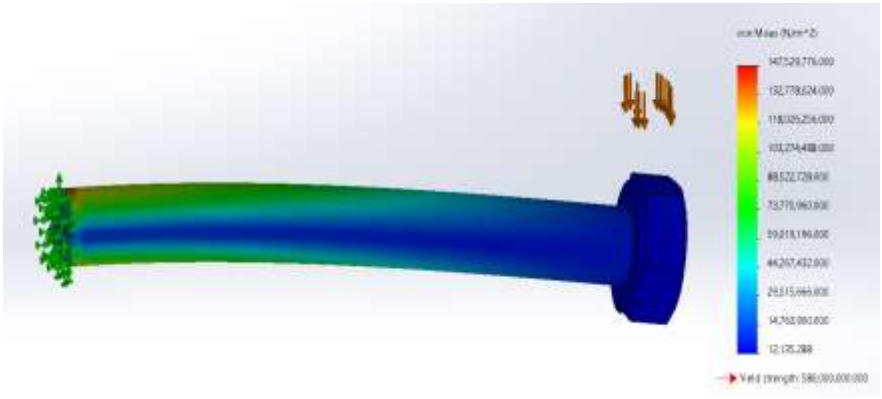


Hình 2.38. Biến dạng tương đối trong tang chủ động

2.5.2.2. Kiểm nghiệm bền bulong gá con lăn bo góc băng tải

Ta tiến hành đặt giá trị lực lên bulong:

Lực tác dụng lên bulong (lục căng đai): F= 50 (N).

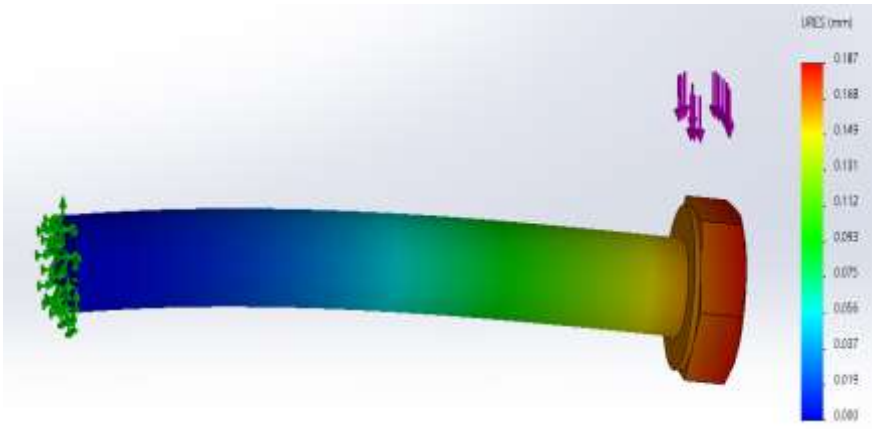


Hình 2.39. Ứng suất của bulong

Ta thấy σ_{max} = 147529776 (N/m^2) ; chọn hệ số an toàn cho trục là a= 2

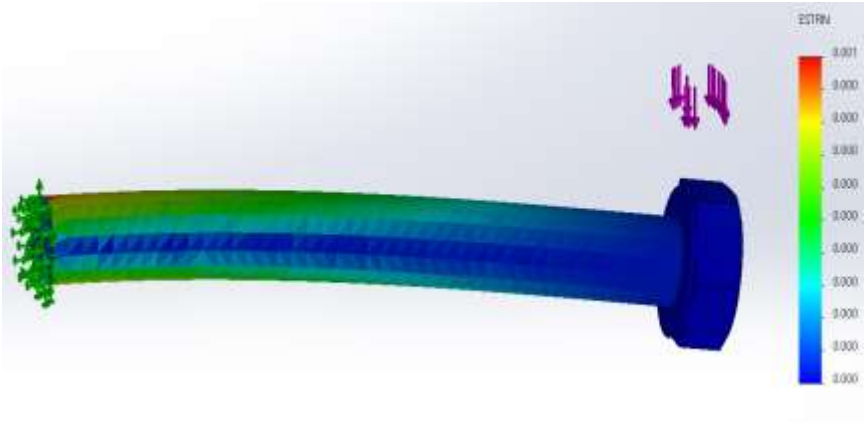
Ta có σ_{max}. a = 147529776. 2= 295059552 (N/m^2) < $\sigma_{chảy}$= 580000000 (N/m^2)

Vậy trục đủ bền.



Hình 2.40. Chuyển vị của bulong

Ta thấy chuyển vị bulong d= 0,187 mm, với điều kiện làm việc và yêu cầu kĩ thuật không cần quá chính xác thì chuyển vị d= 0,187 mm nằm trong mức cho phép.

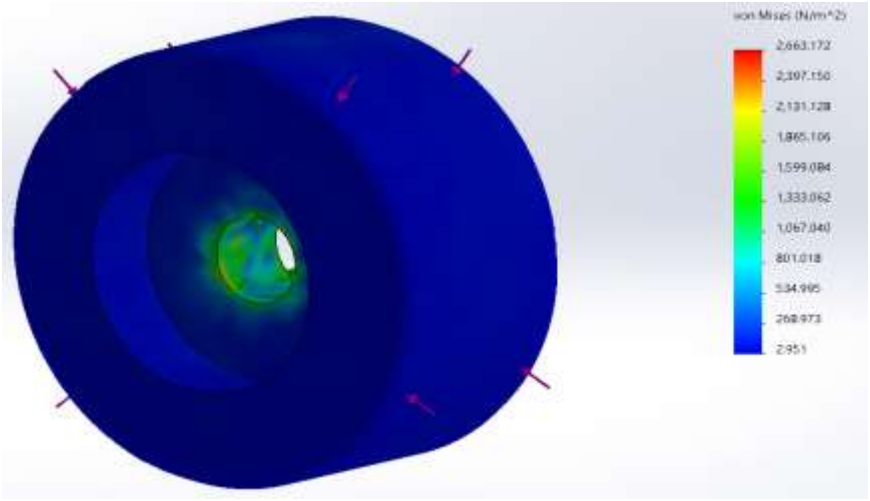


Hình 2.41. Biến dạng tương đối của bulong

2.5.2.3. Kiểm nghiệm bền con lăn bo góc băng tải

Ta tiến hành đặt giá trị lực lên con lăn:

Lực tác dụng lên bulong (lục căng đai): F= 50 (N).

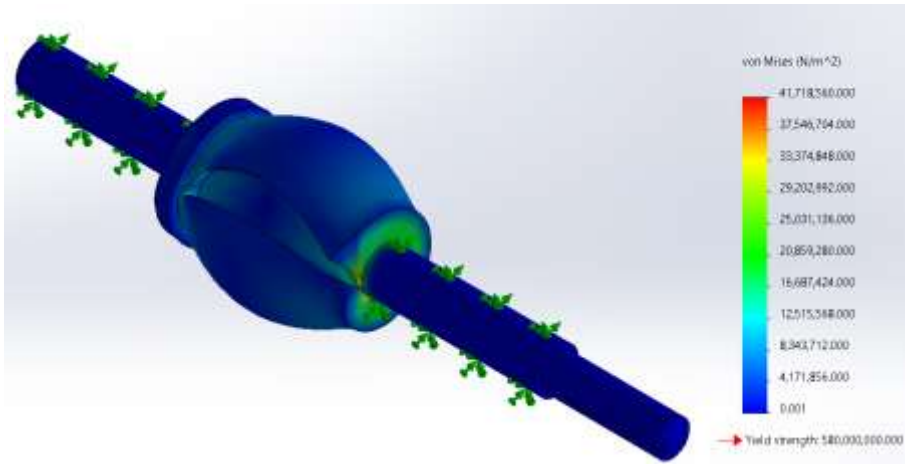


Hình 2.42. Ứng suất con lăn

2.5.3. Kiểm nghiệm bền các chi tiết ở cụm định hướng cấp II

2.5.3.1. Kiểm nghiệm bền trục tang băng tải

Ta tiến hành nhập các giá trị như sau: Mô men xoắn: T= 33,1 Nm

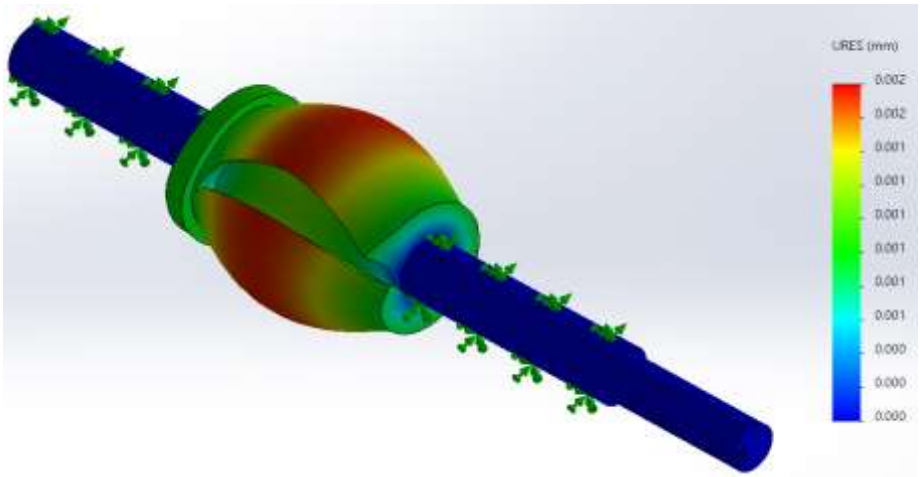


Hình 2.43. Ứng suất trục

Ta thấy σ_{max} = 41718560 (N/m^2) ; chọn hệ số an toàn cho trục là a= 2

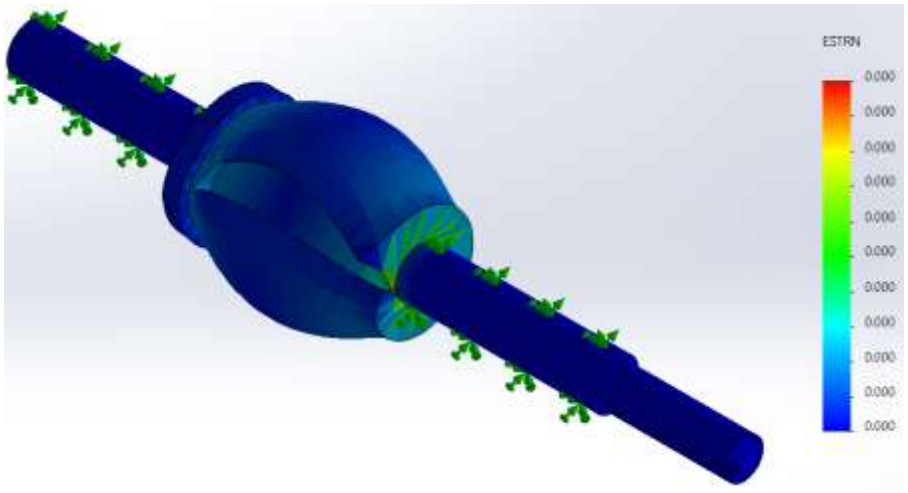
Ta có σ_{max}. a = 41718560. 2= 83437120 (N/m^2) < $\sigma_{chảy}$= 580000000 (N/m^2)

Vậy trục đủ bền.



Hình 2.44. Chuyển vị trục

Ta thấy chuyển vị trục d= 0,02 mm, với điều kiện làm việc và yêu cầu kĩ thuật không cần quá chính xác thì chuyển vị d= 0,02 nằm trong mức cho phép.

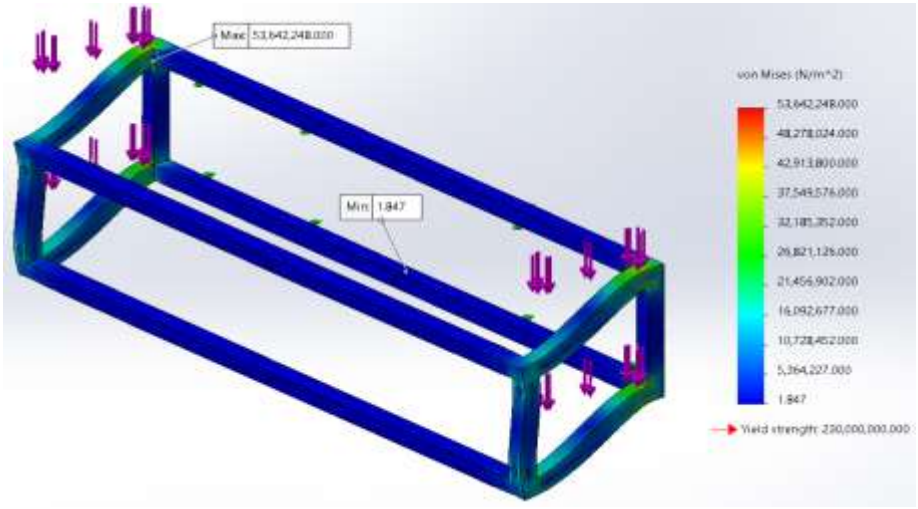


Hình 2.45. Biến dạng tương đối

2.5.3.2. Kiểm nghiệm bền khung băng tải

Ta tiến hành đặt giá trị lực lên khung băng tải:

Lực tác dụng lên khung (trọng lượng của băng tải): F= 200 (N).

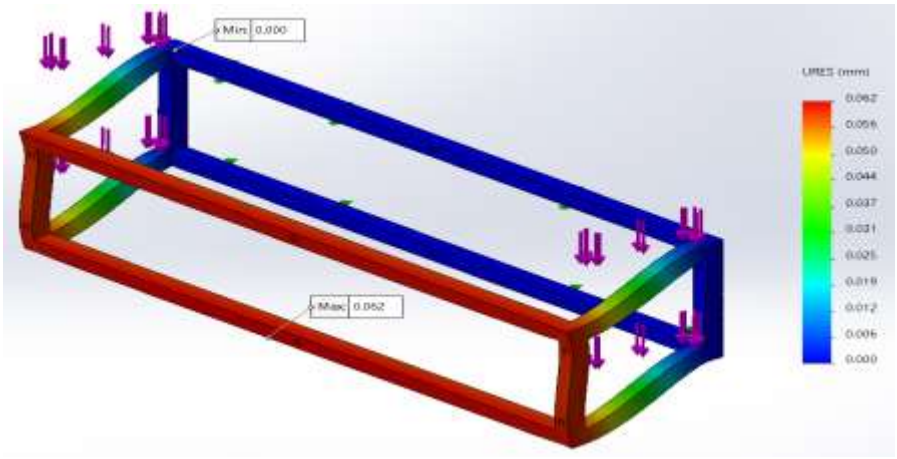


Hình 2.46. Ứng suất trong khung

Ta thấy σ_{max} = 53642248 (N/m^2) ; chọn hệ số an toàn cho khung là a= 2

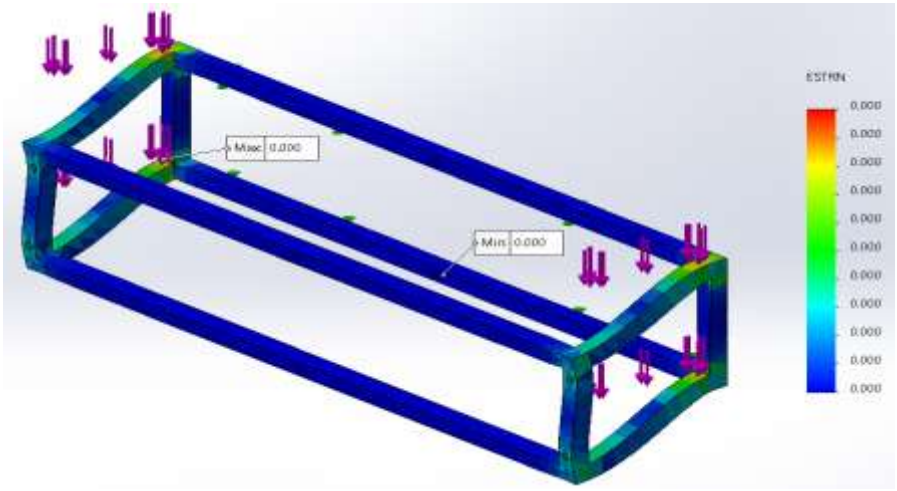
Ta có σ_{max}. a = 53642248. 2= 107284496 (N/m^2) < $\sigma_{chảy}$= 230000000 (N/m^2)

Vậy khung đủ bền.



Hình 2.47. Chuyển vị trong khung

Ta thấy chuyển vị khung d= 0,062 mm, với điều kiện làm việc và yêu cầu kĩ thuật không cần quá chính xác thì chuyển vị d= 0,062 nằm trong mức cho phép.

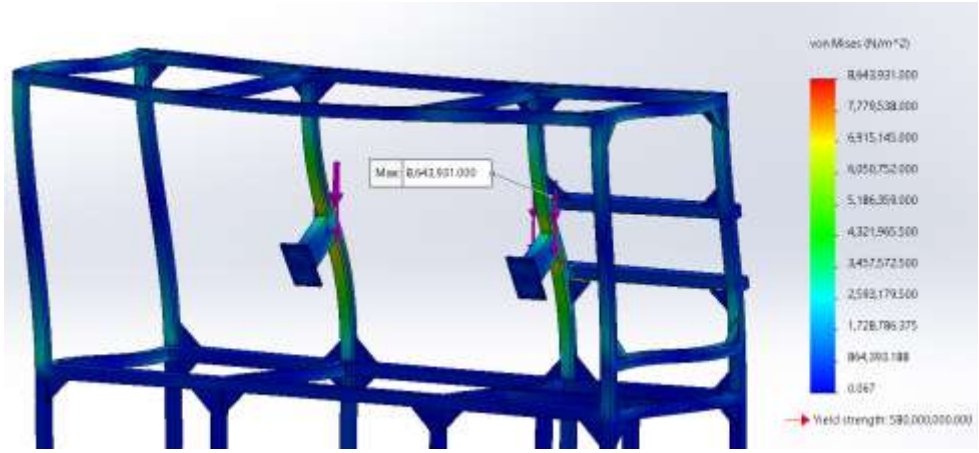


Hình 2.48. Biến dạng tương đối trong khung

2.5.3.3. Kiểm nghiệm bền khung treo băng tải

Ta tiến hành đặt các thông số lên khung treo băng tải:

Lực tác dụng lên khung (khối lượng của cụm băng tải và khung băng tải): F= 200 (N).

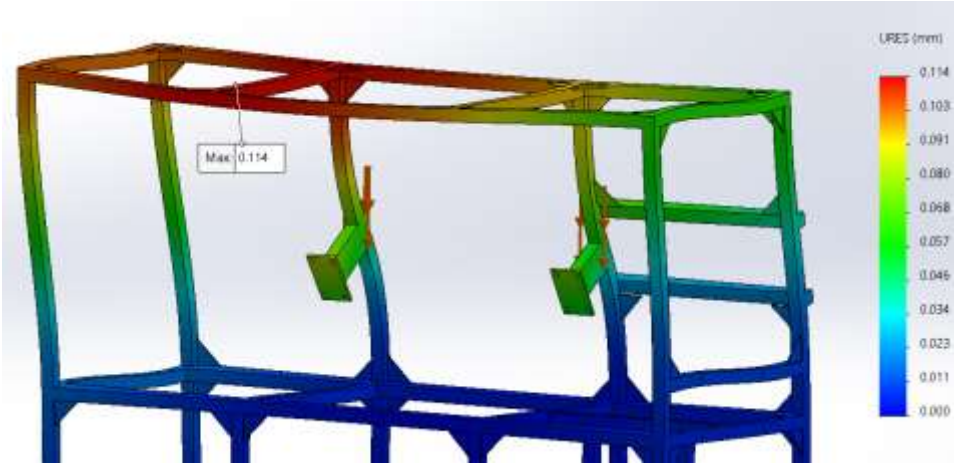


Hình 2.49. Ứng suất trong khung treo

Ta thấy σ_{max} = 8643931 (N/m^2) ; chọn hệ số an toàn cho khung là a= 2

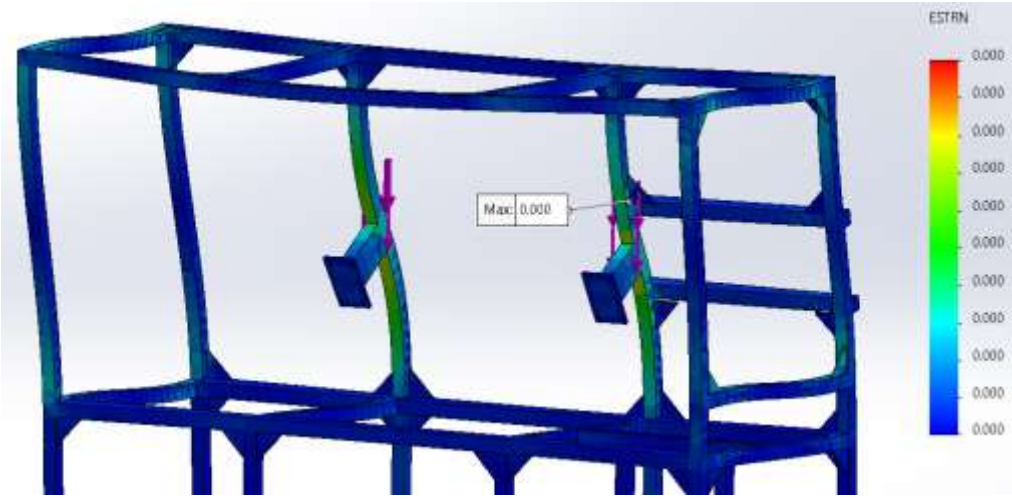
Ta có σ_{max}. a = 8643931. 2= 17287862 (N/m^2) < $\sigma_{chảy}$= 580000000 (N/m^2)

Vậy khung đủ bền.



Hình 2.50. Chuyển vị trong khung

Ta thấy chuyển vị có giá trị d= 0,114 mm. Với yêu cầu kĩ thuật và điều kiện làm việc không yêu cầu độ chính xác cao thì chuyển vị d= 0,114 mm nằm trong phạm vi cho phép.



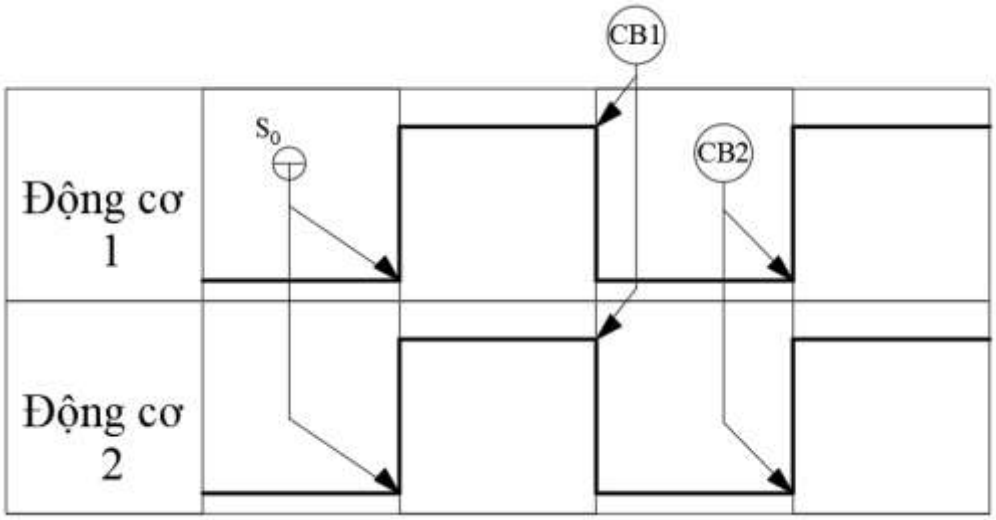
Hình 2.51. Biến dạng tương đối trong khung

2.6. Thiết kế điều khiển

Ta có trình tự hoạt động của các cơ cấu máy như sau:

– Nhấn nút khởi động- khi chai đầy trong máng dẫn (cảm biến 1 và 2 có tín hiệu)- dừng máy- khi chai trong máng hết (cảm biến 1 và 2 mất tín hiệu)- máy khởi động.

Ta vẽ biểu đồ trạng thái:



Hình 2.52. Biểu đồ trạng thái

2.6.1. Thiết kế mạch điều khiển

2.6.1.1. Các phương án điều khiển

a. Điều khiển bằng rơ le

❖ *Ưu điểm:*

– Chi phí thấp: Các thiết bị như rơ le thời gian và rơ le trung gian rất rẻ và phổ biến.
– Dễ thi công và sửa chữa: Dây đấu nối đơn giản vì không có nhiều phần tử điều khiển, nếu hỏng chỉ cần thay thiết bị rời.
– Không cần lập trình: Chỉ cần cài đặt các thời gian delay trên rơ le.
– Dễ hiểu nguyên lý: Phù hợp cho người chưa quen lập trình PLC.

❖ *Nhược điểm:*

– Độ linh hoạt thấp: Nếu sau này cần thay đổi trình tự vận hành hay nâng cấp thêm tính năng cho máy thì rất khó mở rộng.
– Độ chính xác phụ thuộc vào rơ le thời gian: Một số rơ le thời gian có sai số thời gian vài phần trăm, không thích hợp cho máy cần độ chính xác cao.

b. Điều khiển bằng bộ khả lập trình PLC

❖ *Ưu điểm:*

– Rất linh hoạt: Dễ dàng thay đổi trình tự hoạt động, thời gian chờ, điều kiện chạy bằng cách chỉnh sửa chương trình PLC.
– Gọn gàng: Dây tín hiệu từ cảm biến, nút nhấn, biến tần chỉ cần đưa về PLC, không cần nhiều rơ le rời.
– Ổn định cao: Độ chính xác về thời gian rất cao (mili giây), không bị ảnh hưởng như rơ le cơ.
– Mở rộng dễ dàng: Nếu sau này cần thêm cảm biến, thêm chế độ vận hành, chỉ cần điều chỉnh chương trình mà không cần thay đổi phần cứng nhiều.
– Dễ quản lý trạng thái: Có thể hiển thị trạng thái hệ thống lên HMI hoặc đèn báo.

❖ *Nhược điểm:*

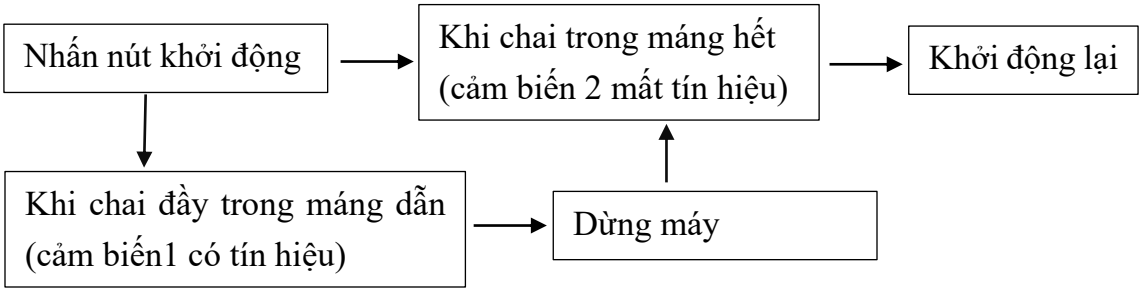
– Chi phí cao hơn: Chi phí mua PLC khá đắt đỏ.
– Thời gian triển khai lâu hơn: Phải có bước lập trình, nạp chương trình, thử trước khi đấu nối thực tế.

c. Chọn phương án điều khiển

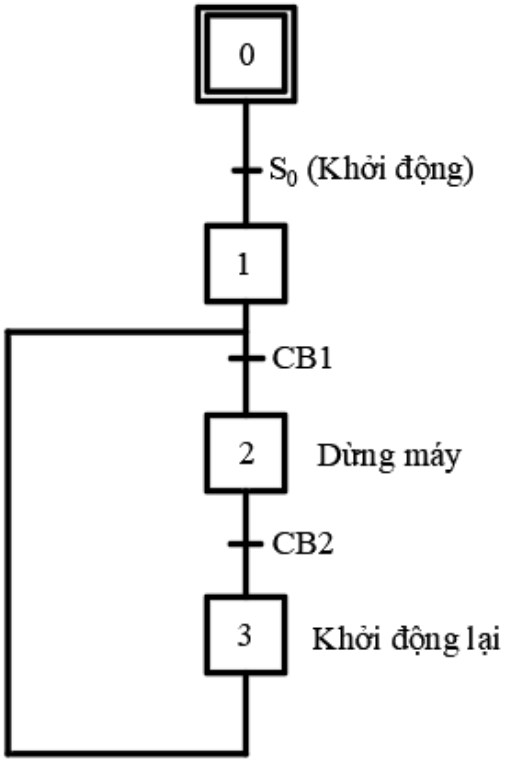
Vì máy có chương trình điều khiển khá đơn giản và không cần phải thay đổi quá nhiều khi có nâng cấp sau này. Nên việc lựa chọn phương án điều khiển bằng rơ le là hợp lý nhất vì các lý do nêu trên.

2.6.1.2. Giản đồ Grafcet

Ta có trình tự hoạt động của các cơ cấu máy như sau:

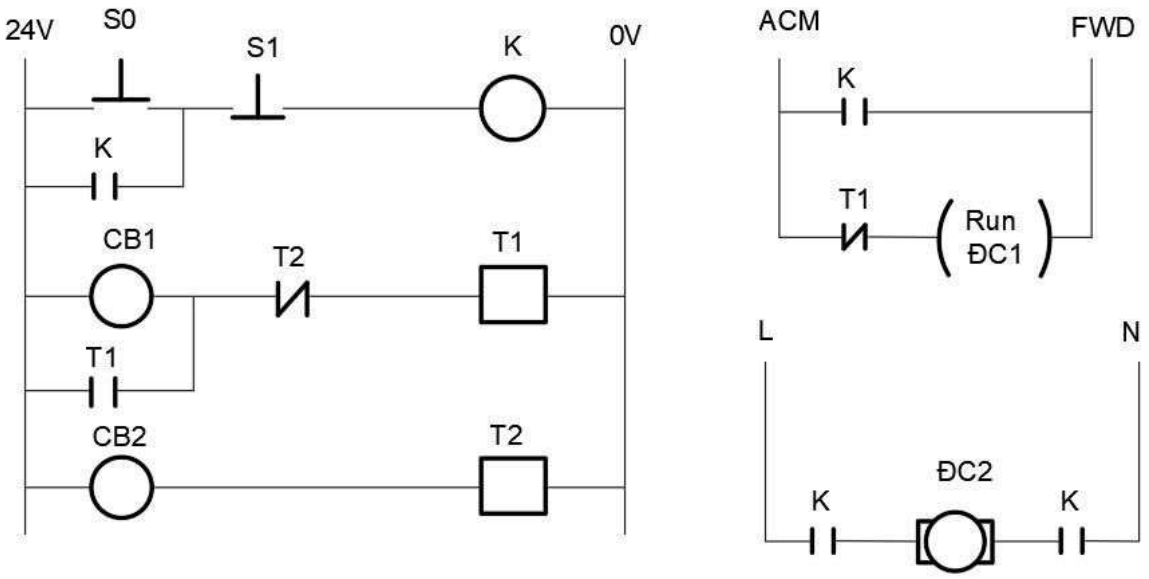


Hình 2.53. Sơ đồ trình tự hoạt động của các cơ cấu máy



Hình 2.54. Giản đồ Grafcet

2.6.1.2. Sơ đồ điều khiển



Hình 2.55. Sơ đồ điều khiển

2.6.2. Các phần tử điều khiển sử dụng trong máy

2.6.2.1. Biến tần

a. Khái niệm

Biến tần là một thiết bị điện tử công suất dùng để biến đổi dòng điện xoay chiều (AC) có tần số và điện áp cố định thành dòng điện xoay chiều có tần số và điện áp thay đổi, nhằm điều khiển tốc độ và mô-men quay của động cơ điện xoay chiều, thường là động cơ không đồng bộ ba pha.

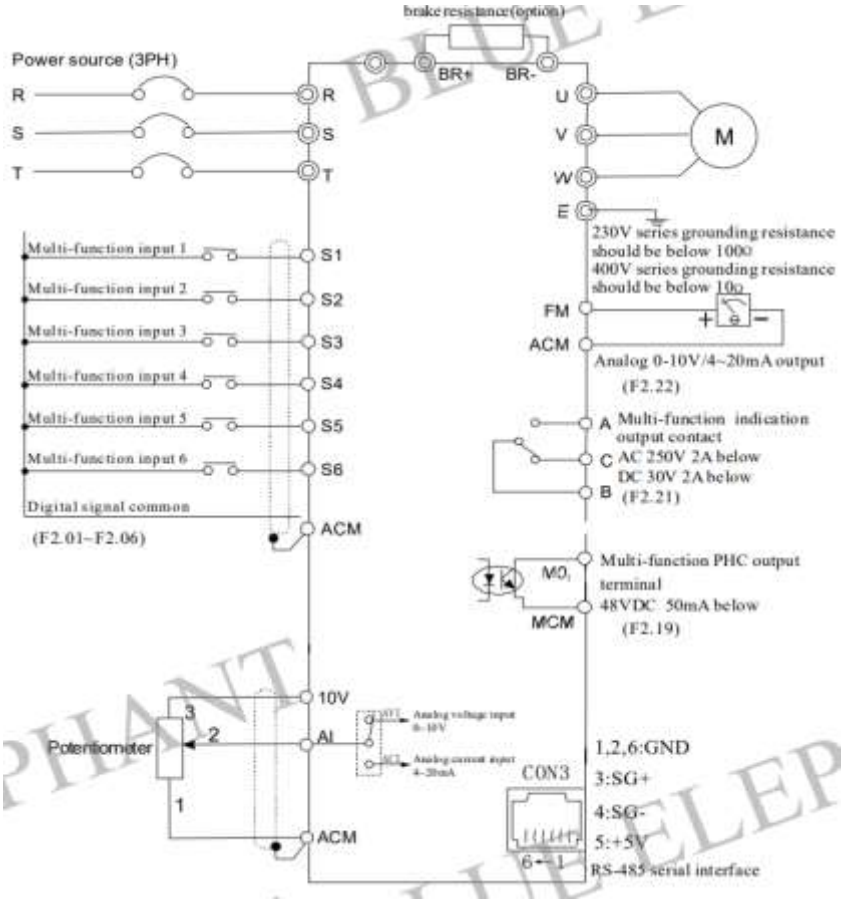
b. Các thông số cơ bản của biến tần sử dụng trong máy

Để điều khiển động cơ trong hệ thống máy cấp phôi tự động một cách linh hoạt và hiệu quả, nhóm đã lựa chọn sử dụng biến tần nhằm thay đổi tốc độ quay của động cơ theo yêu cầu thực tế. Sau khi nghiên cứu các loại biến tần phổ biến trên thị trường, nhóm quyết định chọn biến tần của hãng Taizhou Fuling Electromotor Co., Ltd do có độ tin cậy cao, dễ sử dụng, phù hợp với công suất động cơ và giá thành hợp lý. Các thông số kỹ thuật cơ bản của biến tần được sử dụng được trình bày trong bảng dưới đây:

Bảng 2.3. Thông số của biến tần

Thông số	Giá trị
Model	DZB200M0015L2B
Công suất định mức	1.5 kW
Dòng điện đầu ra định mức	3.7 A
Điện áp đầu vào	3 pha 380V, 50/60Hz
Điện áp đầu ra	3 pha 0 ~ 220V AC
Dải tần số đầu ra	0 ~ 600 Hz
Dải tần số đầu vào	50/60 Hz
Kiểu biến tần	Mini series (M), không có bộ hãm (B)
Cấp điện áp định danh	380V
Chức năng hãm	Không tích hợp bộ hãm (non-braking unit)
Nhà sản xuất	Taizhou Fuling Electromotor Co., Ltd

c. Sơ đồ đấu dây cơ bản



Hình 2.56. Sơ đồ đấu dây cơ bản của biến tần

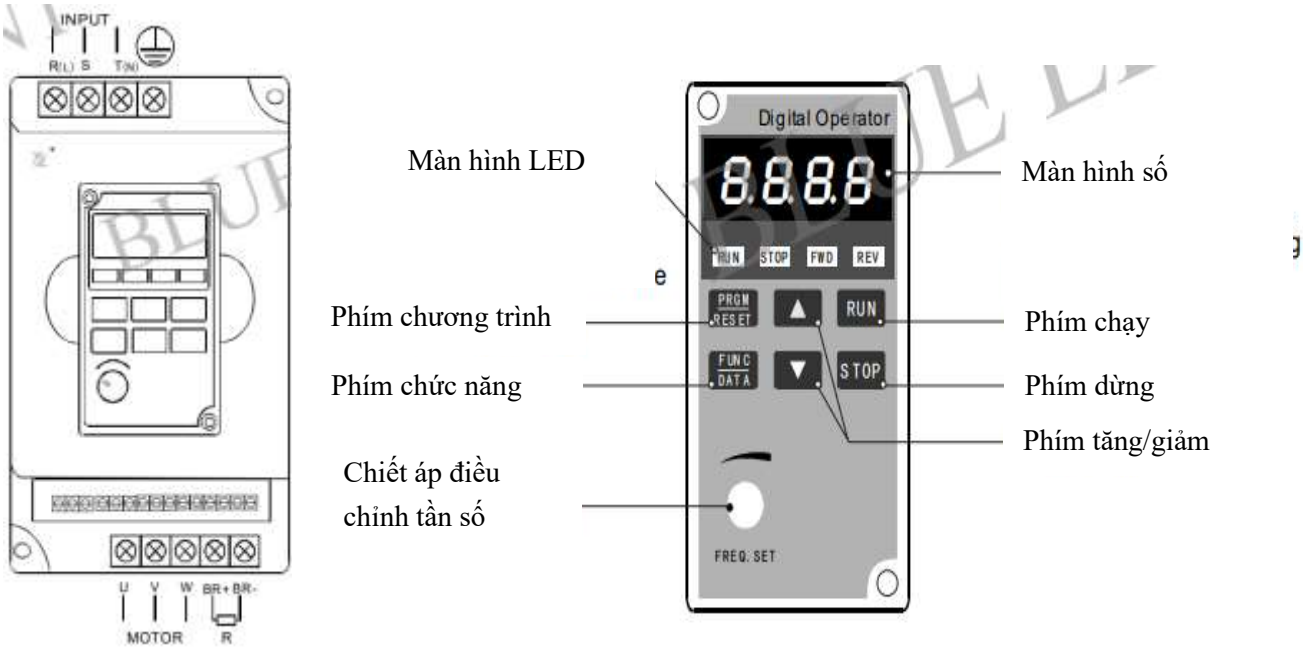
d. Giao diện của biến tần

Ta thấy biến tần có các ngõ đầu vào nằm phía trên lần lượt là R, S, T cho 3 pha và ngõ để nối đất cho biến tần.

Nếu sử dụng điện 1 pha thì đấu vào 2 chân L (R) và N (T) trên biến tần. Hiện tại máy sử dụng nguồn điện 1 pha 220V AC.

Phía dưới là các ngõ ra với các kí hiệu U, V, W lần lượt đấu cho 3 dây của động cơ. Ngoài ra, các ngõ BR+, BR- dùng để đấu phanh điện (nếu có).

Ở giữa là phần màn hình hiển thị và các nút nhấn để cài đặt và vận hành biến tần. Các đèn báo trạng thái của biến tần. Ngoài ra, còn có thêm một núm vặn vật lý để điều chỉnh tần số.



Hình 2.57. Giao diện của biến tần

Ta thấy biến tần có các ngõ đầu vào nằm phía trên lần lượt là R, S, T cho 3 pha và ngõ để nối đất cho biến tần.

Nếu sử dụng điện 1 pha thì đấu vào 2 chân L (R) và N (T) trên biến tần. Hiện tại máy sử dụng nguồn điện 1 pha 220V AC.

Phía dưới là các ngõ ra với các kí hiệu U, V, W lần lượt đấu cho 3 dây của động cơ. Ngoài ra, các ngõ BR+, BR- dùng để đấu phanh điện (nếu có).

Ở giữa là phần màn hình hiển thị và các nút nhấn để cài đặt và vận hành biến tần. Các đèn báo trạng thái của biến tần. Ngoài ra, còn có thêm một núm vặn vật lý để điều chỉnh tần số.

Trong đó:

- Nút PRGM/ RESET - vào hoặc thoát khỏi cấp đầu tiên của menu.
- Nút FUNC/ DATA - hiển thị các thông tin trạng thái của biến tần như: tần số đặt, tần số ngõ ra, hoặc dòng điện ngõ ra ở chế độ vận hành bình thường.
- Khi biến tần đang ở chế độ cài đặt (*Program Mode*), nhấn phím này một lần để hiển thị các tham số hiện tại.
- Sau khi thay đổi các tham số, nhấn lại phím này để lưu tham số mới.
- Nút RUN - dùng để khởi động biến tần (bắt đầu vận hành động cơ).

Phím này không có tác dụng nếu biến tần được cài đặt chế độ điều khiển từ xa (chạy bằng tín hiệu ngoài).

- Nút STOP - dùng để dừng hoạt động của biến tần.

  Nếu biến tần dừng do lỗi, nhấn phím này để reset lỗi.

- Nút ↑,↓ - nhấn phím "Lên" hoặc "Xuống" để thay đổi giá trị tham số.

Các phím này cũng được dùng để cuộn qua các thông số hoặc giá trị vận hành khác nhau.

e. Các lệnh trong biến tần

❖ *Các kí hiệu hiển thị trên màn hình:*

H: Tần số cài đặt

P: Tần số hoạt động

C: Dòng điện ngõ ra

U: Điện áp ngõ ra

r: Tốc độ quay

d: Giá trị thực tế của thời gian trễ

t: Thiết lập thời gian trễ

Ud: Điện áp DC bus

A: Giá trị đặt PID

b: Phản hồi PID

u: Giá trị VI

c: Giá trị CI

8: Phân đoạn hiện tại của điều khiển đa tốc độ

❖ *Các hàm tham số cơ bản:*

– ***F0: Chế độ điều khiển***

F0.00 – Chế độ điều khiển

1: Điều khiển V/F

F0.01 – Chọn nguồn lệnh chạy

0: Bàn phím

1: Ngõ điều khiển

2: Giao tiếp 485

F0.02 – Cài đặt nút tăng/giảm tần số trên bàn phím và ngõ điều khiển

0: Hợp lệ, và biến tần ghi nhớ khi mất điện

1: Hợp lệ, nhưng biến tần không ghi nhớ khi mất điện

2: Không hợp lệ

F0.03 – Chọn nguồn lệnh tần số

0: Bàn phím

1: Chiết áp bảng điều khiển VI

2: Ngõ vào analog AI bên ngoài

3: Dự phòng

4: Đa tốc độ

5: Điều khiển PID

6: Giao tiếp 485

F0.04 – Tần số đầu ra tối đa

10.00 ~ 600.00 Hz

F0.05 – Tần số giới hạn trên

Từ F0.06 đến F0.04

F0.06 - Tần số giới hạn dưới

Giá trị cài đặt: 0.00 Hz ~ F0.05

Mặc định: 0.00 Hz

F0.07 - Cài đặt tần số từ bàn phím

Giá trị cài đặt: 0.00 Hz ~ F0.04

Mặc định: 50.00 Hz

F0.08 - Thời gian tăng tốc 1

Khoảng: 0.1 ~ 360.0 giây

Mặc định: 10.0 giây

F0.09 - Thời gian giảm tốc 1

Khoảng: 0.1 ~ 360.0 giây

Mặc định: 10.0 giây

F0.10 - Chọn hướng quay vận hành

0: Quay theo hướng mặc định

1: Quay theo hướng ngược

2: Không cho phép đảo chiều

Mặc định: 2

F0.11 - Cài đặt tần số sóng mang

Khoảng: 1.0 ~ 15.0 kHz

Mặc định: Theo từng model cụ thể

F0.12 - Khôi phục thông số chức năng

0: Không thực hiện

1: Khôi phục thông số mặc định

2: Xóa bản ghi lỗi

Mặc định: 0

F0.13 - Chọn chức năng AVR

0: Không sử dụng

1: Có hiệu lực mọi lúc

2: Có hiệu lực khi giảm tốc

Mặc định: 1

F0.14 - Chế độ khởi động

0: Khởi động trực tiếp

1: Phanh một chiều DC rồi mới khởi động

2: Bắt tốc độ đang chạy rồi mới khởi động

Mặc định: 0

F0.15 - Tần số khởi động

Khoảng: 0.5 ~ 99.99 Hz

Mặc định: 0.50 Hz

F0.16 - Thời gian giữ tần số khởi động

Khoảng: 0.0 ~ 50.0 giây

Mặc định: 0.0 s

F0.17 - Dòng phanh trước khi khởi động

Khoảng: 0.0 ~ 150.0%

Mặc định: 0.0%

F0.18 - Thời gian phanh trước khi khởi động

Khoảng: 0.0 ~ 50.0 giây

Mặc định: 0.0 s

F0.19 - Chế độ dừng

0: Dừng giảm tốc

1: Dừng tự do

Mặc định: 0

F0.20 - Tần số bắt đầu phanh

Khoảng: 0.00 ~ 99.99 Hz

Mặc định: 0.0 Hz

F0.21 - Thời gian chờ phanh

Khoảng: 0.0 ~ 50.0 giây

Mặc định: 0.0 s

F0.22 - Dòng điện phanh DC

Khoảng: 0.0 ~ 150.0%

Mặc định: 0.0%

F0.23 - Thời gian phanh DC

Khoảng: 0.0 ~ 50.0 giây

Mặc định: 0.0 s

F0.24 - Thời gian chết giữa chiều tiến và lùi

Khoảng: 0.0 ~ 360.0 giây

Mặc định: 0.0 s

F0.25 - Bảo vệ lệnh từ đầu cuối khi cấp nguồn

0: Lệnh từ đầu cuối không có hiệu lực khi cấp nguồn

1: Lệnh từ đầu cuối có hiệu lực khi cấp nguồn

Mặc định: 0

– ***F1: Thông số động cơ***

F1.00 – Dự phòng

F1.01 – Công suất định mức của động cơ

Giá trị cài đặt: 0.4 ~ 55.0 kW

F1.02 – Tần số định mức của động cơ

Giá trị cài đặt: 0.01 Hz ~ F0.04

F1.03 – Tốc độ định mức của động cơ

Giá trị cài đặt: 0 ~ 9999 vòng/phút

F1.04 – Điện áp định mức của động cơ

Giá trị cài đặt: 0 ~ 460 V

F1.05 – Dòng điện định mức của động cơ

Giá trị cài đặt: 0.1 ~ 100.0 A

– ***F2: Tham số chức năng đầu vào và đầu ra của các cổng điều khiển***

F2.00 – Thời gian lọc tín hiệu đóng/ngắt

Giá trị cài đặt: 1~ 10

F2.01 – Lựa chọn chức năng cho cổng S1

F2.02 – Lựa chọn chức năng cho cổng S2

0: Không có chức năng

1: Chạy thuận

2: Chạy nghịch

F2.03 – Lựa chọn chức năng cho cổng S3

F2.04 – Lựa chọn chức năng cho cổng S4

3: Điều khiển 3 dây

4: Jogging thuận

5: Jogging nghịch

f. Cài đặt các thông số cho biến tần

❖ Ở mục ***F0*** – chế độ điều khiển, ta tiến hành cài đặt các thông số như sau:

– ***F0.01 = 1*** (nguồn lệnh chạy từ ngõ điều khiển).

Vì máy sử dụng nút nhấn rời trên bảng điều khiển để khởi động động cơ (không dùng nút RUN trên biến tần) nên lệnh này cài đặt ở chế độ F0.01 = 1.

– ***F0.02 = 0*** (hợp lệ, và biến tần ghi nhớ khi mất điện).

Cài đặt thông số này giúp cho biến tần ghi nhớ các giá trị tần số đã được thay đổi ngay cả khi tắt máy (ngắt nguồn điện vào máy).

– ***F0.03 = 2*** (ngõ vào Analog AI bên ngoài).

Để tiện lợi cho việc sử dụng máy, việc thay đổi tần số (tốc độ động cơ) sẽ được thực hiện thông qua nút vặn trên bảng điều khiển của máy.

– ***F0.04 = 60*** (tần số đầu ra tối đa).

Cài đặt tần số tối đa cho động cơ để phù hợp với loại động cơ đang sử dụng. Ở đây sử dụng động cơ có tần số hoạt động là 50- 60Hz nên cài đặt tần số tối đa là 60Hz.

❖ Ở mục **F1 –** thông số động cơ, ta tiến hành cài đặt các thông số như sau:

– ***F1.01 = 200*** (thông số định mức của động cơ).

Ở đây dùng động cơ giảm tốc có công suất 200W nên ta cài đặt thông số này là F1.01 = 200 tương ứng với động cơ để biến tần có thể hiểu và điều khiển đúng công suất cho động cơ.

– ***F1.02 = 50*** (tần số định mức của động cơ).

Ta cũng cài đặt lệnh này ở mức 50Hz để phù hợp với động cơ đang sử dụng.

– ***F1.03 = 1500*** (tốc độ định mức của động cơ).

Với động cơ đang sử dụng có hộp giảm tốc trục vít- bánh vít với tỉ số truyền là 1/20 và tốc độ định mức của động cơ là 1500 vg/ph thì sẽ cho ra tốc độ vòng quay trục đâu ra là 75 vg/ph. Tốc độ này có thể điều chỉnh được nhờ biến tần.

– ***F1.04 = 220*** (điện áp định mức).

Ta cài đặt thông số này theo như nhãn động cơ ghi 220V – 50Hz để biến tần cấp đúng điện áp cho động cơ để tránh gây tổn hại hoặc hư hỏng.

– ***F1.05 = 0,9*** (dòng điện định mức của động cơ).

Với công suất định mức là 200W và dòng điện định mức là 220V ta có thể tính ra được dòng điện định mức mà động cơ hoạt động là: I= P/U= 200/220= 0,9 A.

2.6.2.2. Rơ le thời gian

Dùng rơ le thời gian của hãng OMRON có mã DH48S, có các thông số như sau:

❖ Công tắc chọn:

– h m: 1 phút – 99 giờ 99 phút
– m s: 1 giây – 99 phút 99 giây
– m S: 1 giây – 99 phút 99.99 giây
– S: 0.01 giây – 99.99 giây

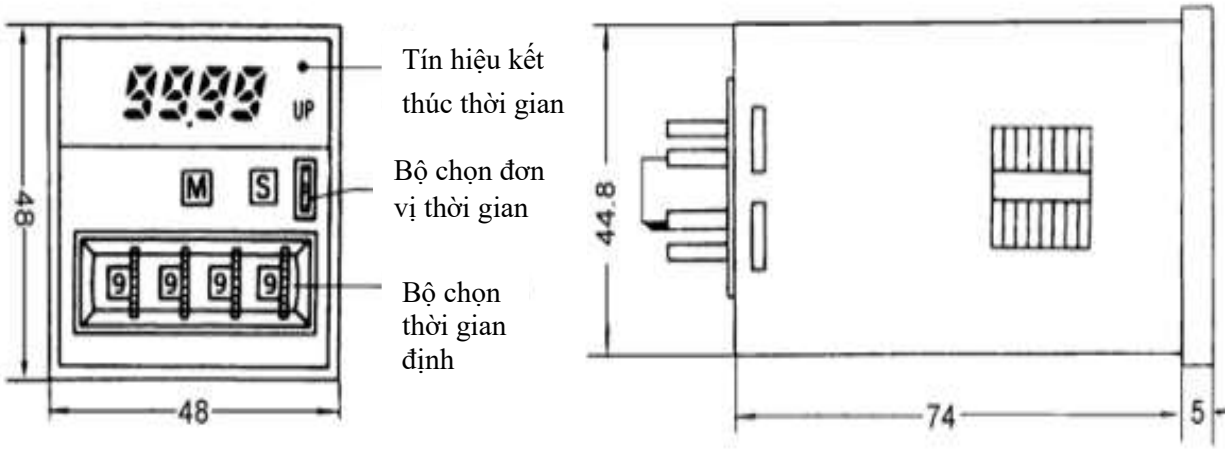
❖ *Thông số kỹ thuật:*

– Điện áp cấp nguồn: AC/DC 100~240V
– Độ chính xác: 0.01% ± 0.05 giây
– Nhiệt độ môi trường: Khi hoạt động: -10℃ đến 55℃
– Công suất tiêu thụ: ≤ 3VA
– Hiển thị: Kiểu tăng dần

❖ *Thông số ngõ ra:*

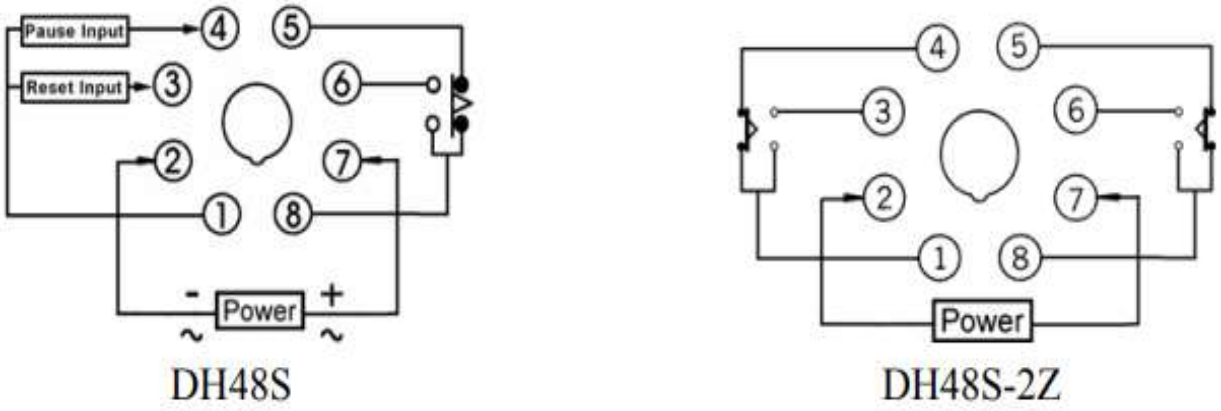
– Ngõ ra điều khiển: AC 250V 3A (tải thuần trở)
– Tiếp điểm
– DH48S-2Z: 2 tiếp điểm chuyển đổi
– DH48S-1C: 1 tiếp điểm chuyển đổi
– Kích thước lắp đặt mặt bảng: 45 × 45 mm
– Khối lượng: 0.3 kg

❖ *Giao diện rơ le:*



Hình 2.58. Giao diện và kích thước của rơ le thời gian

❖ *Các ngõ kết nối:*



Hình 2.59. Các ngõ kết nối của rơ le thời gian

❖ *Cài đặt các thông số cho rơ le:*

- ***Công tắc chọn***: ta cài đặt rơ le ở chế độ S - giây
- ***Thời gian cài đặt:*** ta cài đặt thời gian cho việc ngắt động cơ là 3s tương ứng với rơ le thời gian thứ nhất và 2s cho việc khởi động lại động cơ tương ứng với rơ le thời gian thứ hai.

2.6.2.3. Cảm biến quang

Máy sử dụng cảm biến quang của hãng Omron có mã ER3Z-D61 có thông số chính như sau:

Bảng 2.4. Thông số cảm biến quang

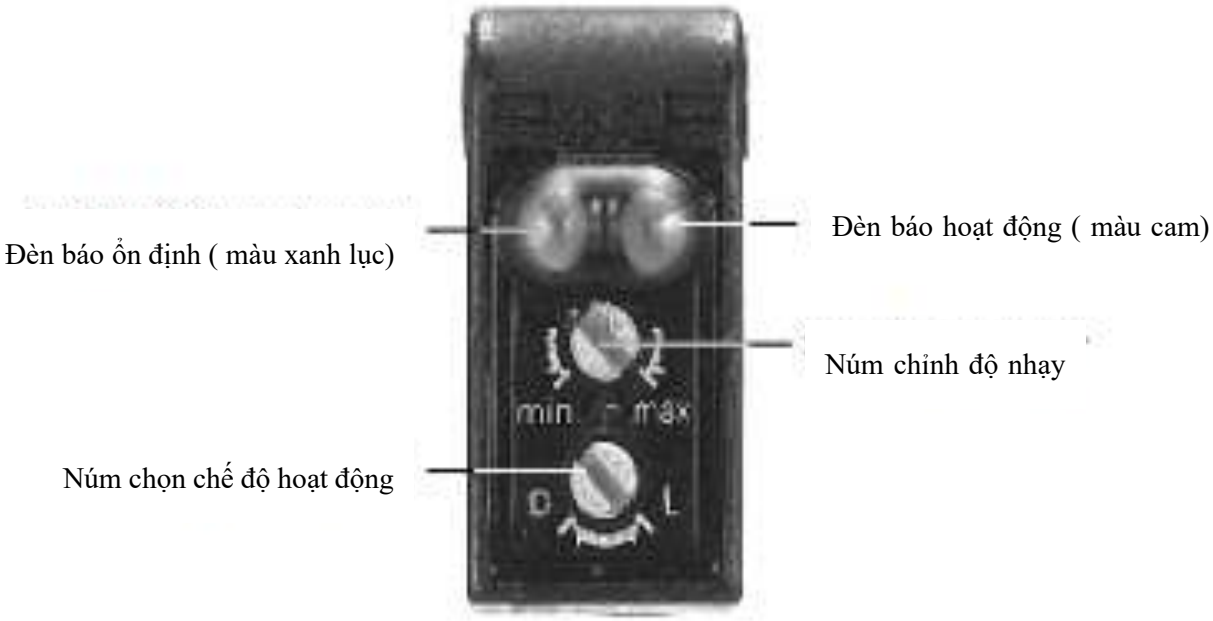
Khoảng cách phát hiện	15 m	100 mm *(tối đa 4 m khi dùng E39-R1S)* 100 mm *(tối đa 3 m khi dùng E39-R1)*	100 mm *(với giấy trắng 100×100 mm)*	1 m *(với giấy trắng 300×300 mm)*
Vật thể chuẩn để phát hiện	Đường kính tối thiểu 12 mm	Vật đục: đường kính tối thiểu 75 mm	---	
Điện áp cấp nguồn	2 đến 24 VDC ±10% (gợn p-p tối đa 10%)			

Ngõ ra điều khiển		Tối đa 100 mA tại 26.4 VDC, ngõ ra collector hở (điện áp dư: tối đa 1V); chọn được chế độ L-ON/D-ON}		
Thời gian đáp ứng		Tối đa 1 ms		
Chỉnh độ nhạy		Chiết áp một vòng (One-turn potentiometer)		
Ánh sáng môi trường (phía thu)	Đèn sợi đốt	tối đa 3.000 lux		
	Ánh sáng mặt trời	tối đa 10.000 lux		
Nhiệt độ môi trường		Hoạt động	-25ºC đến55ºC (-13ºF to 131ºF)	
		Lưu trữ	-40ºC đến 70ºC (-40ºF to 158ºF) không đóng băng hay ngưng tự	
Độ ẩm môi trường		Hoạt động	35% đến 85%	
		Lưu trữ	35% đến 85% không ngưng tụ	
Điện trở cách điện			20 MΩ ở 500 VDC	
Cấp bảo vệ vỏ			IP67 (IEC60529)	
Phương pháp kết nối			Cáp dài 2 m hoặc đầu nối M8	
Đèn báo			Đèn báo hoạt động (màu cam) Đèn báo ổn định (màu xanh lá) Bộ phát có đèn báo nguồn (chỉ màu cam)	
Trọng lượng (trạng thái đóng gói)		Cáp có sẵn	Khoảng 120 g (4.2 oz)	Khoảng 65 g (2.3 oz)
		Đầu nối	Khoảng 30g (1.1 oz)	Khoảng 20 g (0.7 oz)
Vật liệu			**Vỏ**: PBT (Polybutylene Terephthalate) **Thấu kính**: Nhựa Methacrylate	
Phụ kiện			Tài liệu hướng dẫn (Bộ phản xạ và Giá đỡ cần mua riêng)	

Ghi chú

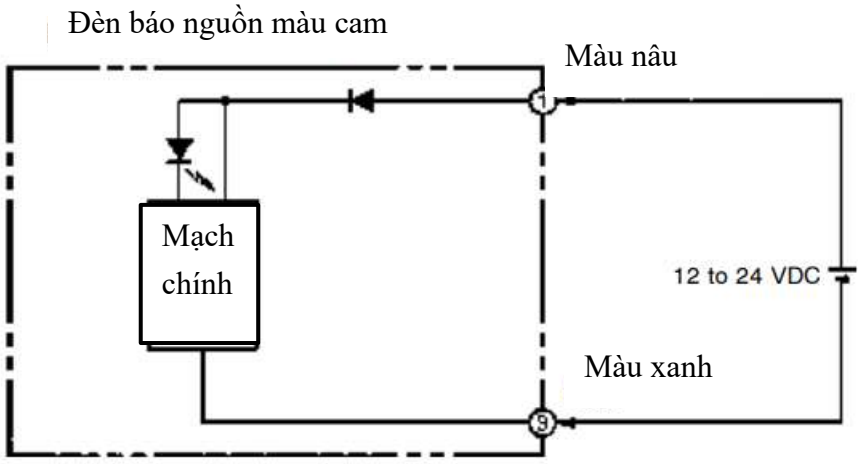
1. Khoảng cách phát hiện có thể mở rộng đến 4 mét khi sử dụng bộ phản xạ E39-R1S.
2. Khoảng cách phát hiện có thể mở rộng đến 3 mét khi sử dụng bộ phản xạ E39-R1.

❖ *Giao diện của cảm biến:*



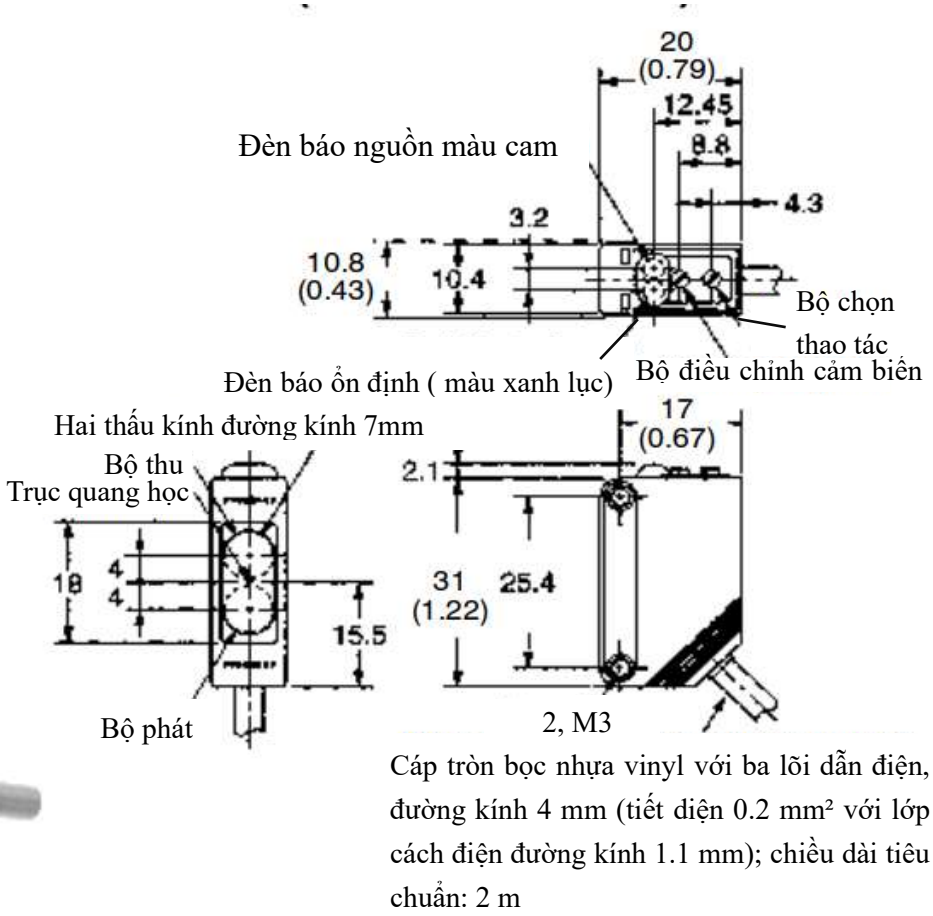
Hình 2.60. Giao diện của cảm biến

❖ *Sơ đồ đấu dây:*



Hình 2.61. Sơ đồ đấu dây của cảm biến

Kích thước bên ngoài của cảm biến:

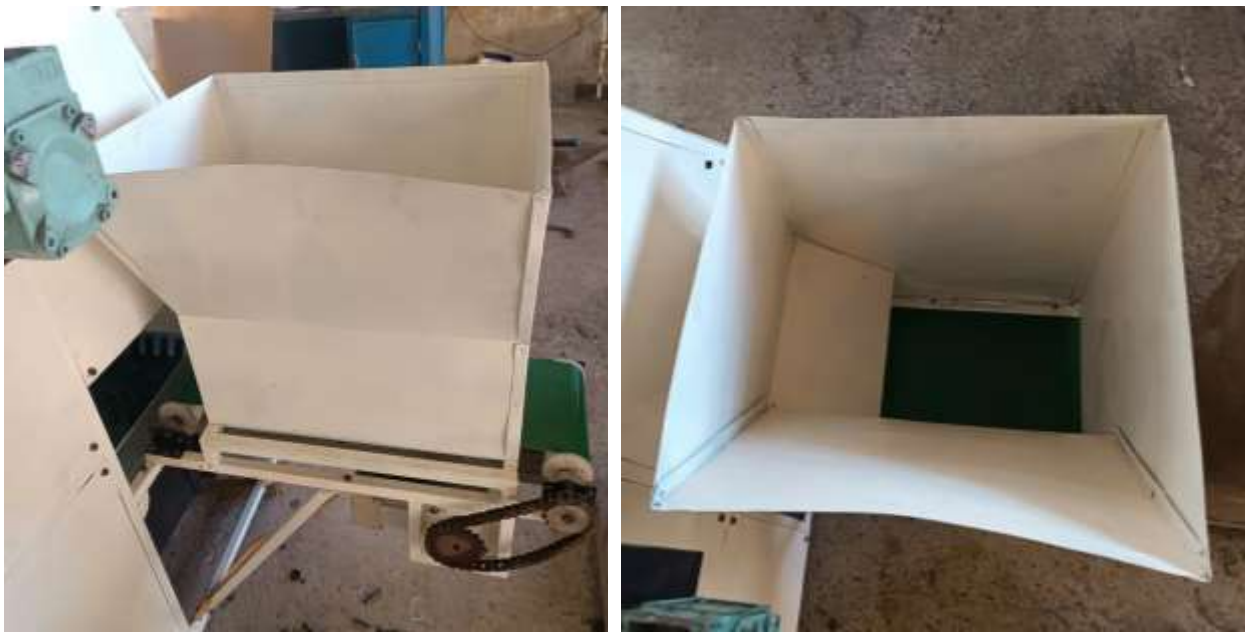


Hình 2.62. Các kích thước của cảm biến

CHƯƠNG 3. CHẾ TẠO VÀ LẮP RÁP MÁY

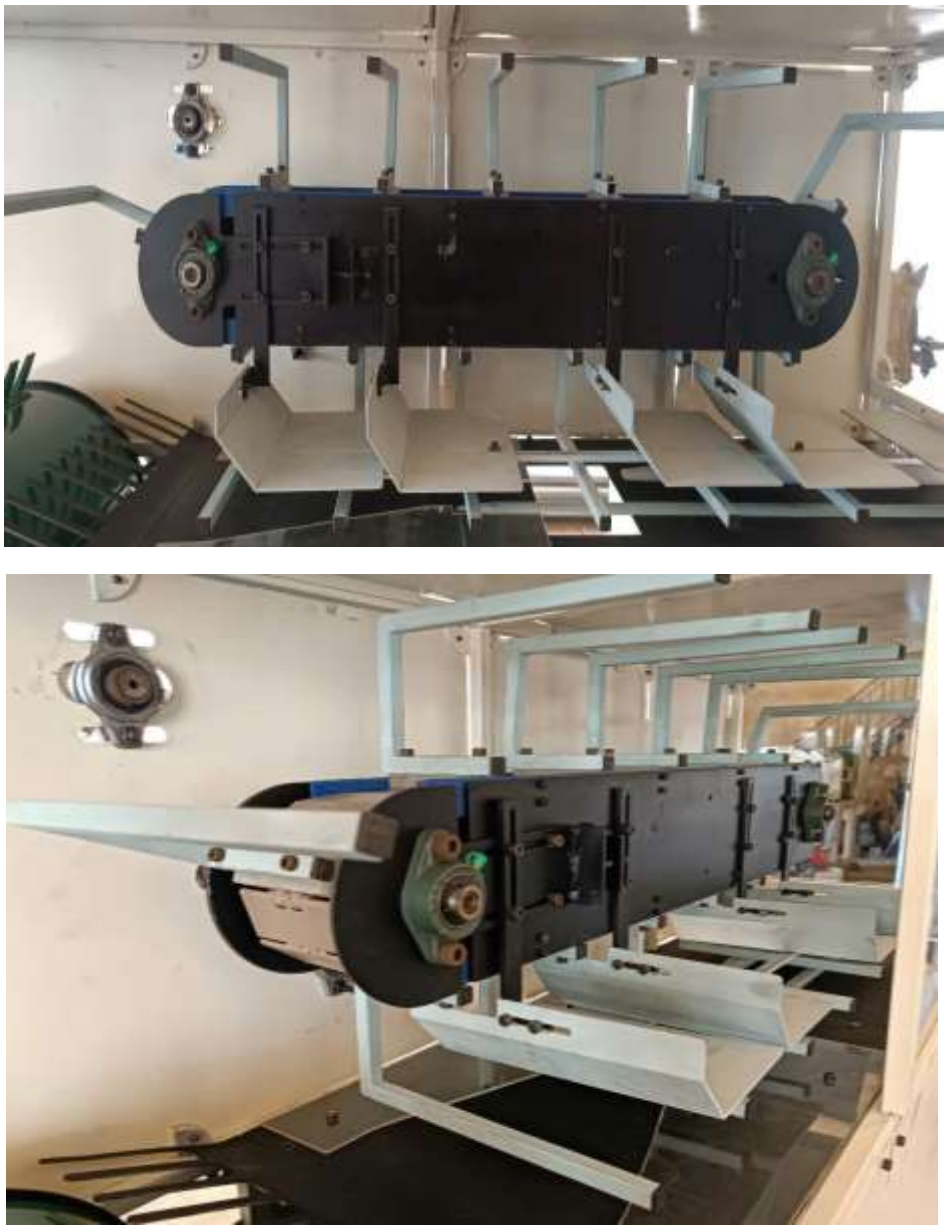
3.1. Chế tạo các chi tiết cụm định hướng cấp I

Hình 3.1. Chế tạo cụm định hướng cấp I



Hình 3.2. Băng tải của phễu chứa (bên trái) và phễu (bên phải)

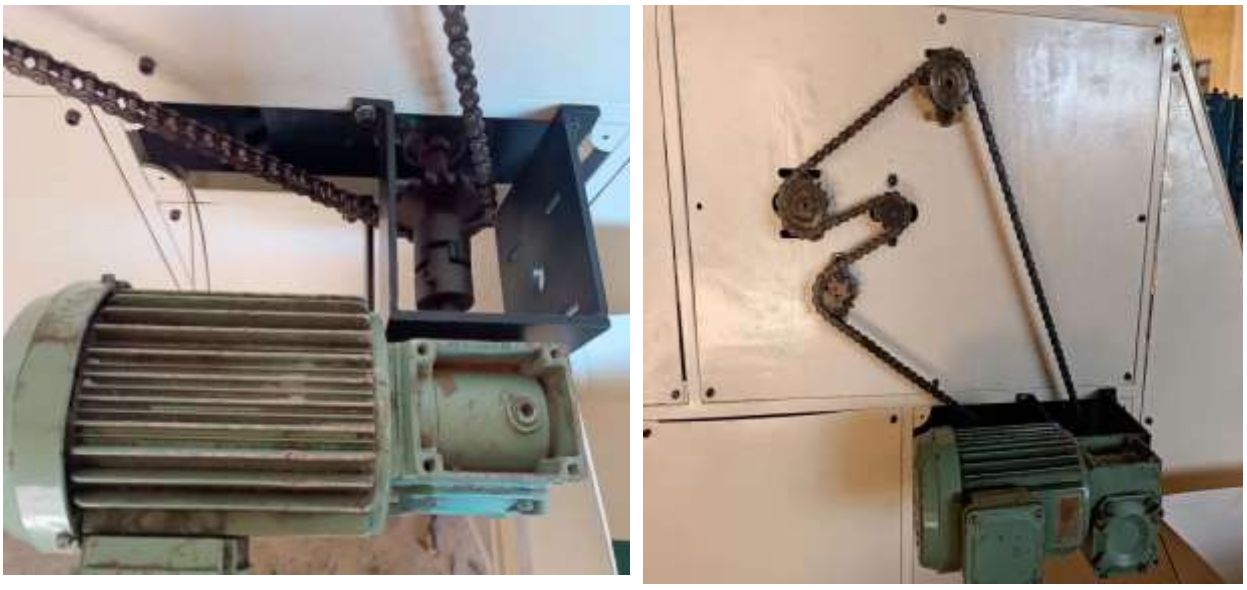
3.2. Chế tạo các chi tiết cụm định hướng cấp II



Hình 3.3. Chế tạo băng tải cụm định hướng cấp II

Hình 3.4. Chế tạo máng dẫn chai

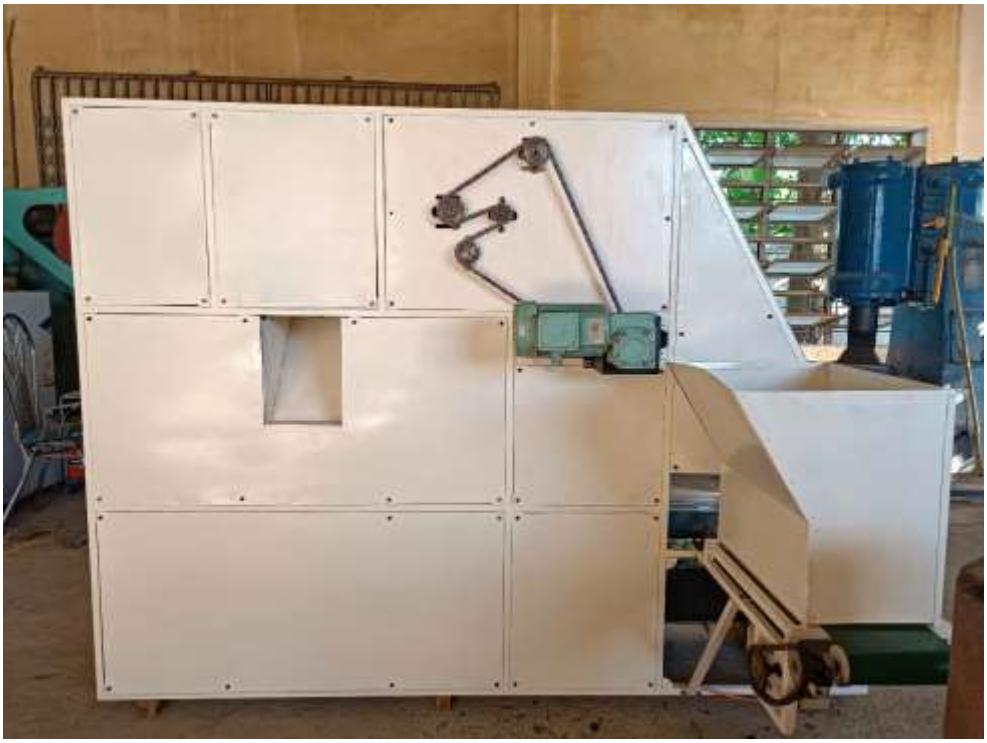
3.3. Chế tạo bộ truyền động cho máy



Hình 3.5. Chế tạo bộ truyền động của máy

3.4. Lắp ráp máy

Hình 3.6. Tổng quan máy nhìn từ phía trước



Hình 3.7. Tổng quan máy nhìn từ phía sau

Hình 3.8. Tổng quan máy nhìn từ bên

Hình 3.9. Một số góc nhìn khác của máy

CHƯƠNG 4. ĐÁNH GIÁ KẾT QUẢ VÀ ĐỀ XUẤT CẢI TIẾN

4.1. Đánh giá hoạt động thực tế

- Độ chính xác: Máy hoạt động với độ chính xác khá cao. Quá trình định hướng diễn ra ổn định, loại bỏ được các chai sai định hướng, giữ lại các chai đúng định hướng.
- Tốc độ cấp chai: Tốc độ cấp chai đúng như yêu cầu đề ra ban đầu là với năng suất N= 12 – 23 (chai/ phút) = 700 – 1400 (chai/giờ).
- Mức độ ổn định: Máy hoạt động khá ổn định ở tốc độ thấp, ở dải tốc độ cao hơn thì máy dễ bị sai lệch bước ăn khớp giữa các băng tải của cụm định hướng cấp I và II.

4.2. So sánh với phương pháp thủ công trước đây

Với phương án thủ công trước đây, công nhân dùng tay loại bỏ bavia dưới của chai rồi đặt trực tiếp chai lên hệ thống cắt bavia. Sau đó, máy cắt sẽ cắt bavia ở miệng chai.

- Đối với các chai có đường kính nhỏ hơn 60mm thì người công nhân sẽ dùng dao và cắt trực tiếp phần bavia ở đáy chai lẫn miệng chai.
- Đối với các chai có đường kính lớn hơn thì phải dùng máy cắt bavia nhưng phải bẻ thủ công phần bavia dưới đáy chai.

Do đó, năng suất phụ thuộc vào người công nhân dẫn đến năng suất không cao.

Với phương án cấp chai tự động này, người công nhân chỉ cần đổ chai vào phễu và máy sẽ thực hiện định hướng và cấp cho máy cắt bavia. Quá trình được tự động hóa nên năng suất cao hơn, không phụ thuộc vào tay nghề công nhân. Đồng thời giảm bớt sức lao động.

4.3. Khó khăn gặp phải và đề xuất khắc phục

Máy cấp khi hoạt động ở dải tốc độ cao sẽ dễ bị sai lệch các bước ăn khớp giữa hai cụm định hướng cấp I và II. Mặc dù hai cụm định hướng này được truyền động bởi một động cơ duy nhất và thông qua bộ truyền xích với tỉ số truyền cố định.

❖ ***Nguyên nhân:***

Do sai số giữa các bước xích dẫn đến sai số chồng chất và dẫn đến lệch pha giữa hai cụm định hướng I và II, đồng thời xích bị chùng dẫn đến sai lệch giữa hai cụm.

❖ ***Đề xuất khắc phục:***

Phương án 1: Sử dụng bộ truyền xích với độ chính xác cao kết hợp với bộ căng xích tự động

– *Ưu điểm:*

+ Sử dụng bộ truyền xích có độ chính xác cao hơn sẽ giảm đi hiện tượng lệch pha này.

+ Bộ căng xích tự động luôn luôn giữ cho xích căng giúp giảm sai số giữa hai cụm định hướng.

– *Nhược điểm:*

+ Phương án này vẫn còn tồn tại sai số do bộ truyền xích gây nên. Độ lệch pha giữa hai cụm phụ thuộc vào độ chính xác của bộ truyền xích.

Phương án 2: Thay thế bộ truyền động xích bằng động cơ Servo

– *Ưu điểm:*

+ Nâng cấp bằng việc sử dụng hai động cơ servo để cung cấp chuyển động cho hai cụm định hướng, hai động cơ này sẽ quay theo số vòng quay được đặt sẵn để đảm bảo sự ăn khớp (cùng pha) giữa các cụm định hướng.

+ Nhờ có bộ đĩa xung để phản hồi góc xoay nên phương án này có độ chính xác cao hơn mà không bị sai số như khi dùng một bộ truyền xích và một động cơ điện. Do đó phương án này sẽ có độ chính xác cao hơn nên sẽ hoạt động ổn định trong dải tốc độ cao. Từ đó nâng cao năng suất của máy lên nhiều lần.

+ Kết cấu bộ truyền đơn giản hơn.

– *Nhược điểm:*

+ Giá thành cao hơn nhiều khi sử dụng phương án một.

KẾT LUẬN VÀ KIẾN NGHỊ

❖ **Tổng kết quá trình thực hiện:**

- Nhóm chúng em đã thực hiện quan sát thực tế sản xuất chai nhựa HDPE để từ đó đưa ra các phương án thiết kế phù hợp trong sản xuất.
- Kết hợp với các kiến thức chuyên ngành từ đó tính toán các thống số cho máy cấp.
- Sau đó tiến hành kiểm nghiệm bền cho các chi tiết máy, đảm bảo đủ bền và hoạt động ổn định.
- Tiến hành chế tạo và lắp ráp các chi tiết máy để hoàn thiện.
- Chạy thử và điều chỉnh các cơ cấu của máy.
- Đánh giá và đưa ra giải pháp khắc phục.

❖ **Những kết quả đạt được:**

- Nhóm đã thiết kế và chế tạo thành công máy cấp cho hệ thống cắt bavia chai HDPE.
- Tiếp thu được nhiều kiến thức thực tế trong quá trình thiết kế và chế tạo máy, giúp nâng cao khả năng thiết kế nhằm phục vụ tốt hơn cho công việc sau này.
- Tìm ra giải pháp khắc phục các vấn đề gặp phải của máy cấp.

❖ **Hướng phát triển đề tài trong tương lai:**

Trong tương lai, nhóm chúng em sẽ nghiên cứu phát triển thêm mô đun bẻ bavia phía đuôi chai tích hợp vào máy cấp, nhằm mở rộng khả năng thích ứng với nhiều loại máy cắt bavia khác nhau trên thị trường Việt Nam, không chỉ dừng lại ở việc cấp cho máy cắt bavia mà nhóm chúng em đã nghiên cứu và chế tạo trước đây.

Hơn thế nữa, máy cấp của nhóm chúng em hiện nay còn có thể cấp chai đã được xử lí bavia cho các quy trình chiếc rót, dán nhãn, đóng nắp,…Tuy máy không được thiết kế để tối ưu cho các công việc trên, nhưng vẫn có thể đáp ứng được các công việc đó một cách dễ dàng.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

[1] – Trịnh Chất. 2012. *Tính toán thiết kế hệ thống dẫn động cơ khí tập 1*. NXB Giáo dục.

[2] – Trịnh Chất. 2012. *Tính toán thiết kế hệ thống dẫn động cơ khí tập 2*. NXB Giáo dục.

[3] – Nguyễn Trọng Hiệp. 2006. *Chi tiết máy tập 1*. NXB Giáo dục.

[4] – Nguyễn Trọng Hiệp. 2006. *Chi tiết máy tập 2*. NXB Giáo dục.

[5] – Lưu Đức Bình. *Dung sai kĩ thuật đo*. NXB Giáo dục.