ĐẠI HỌC ĐÀ NẴNG

TRƯỜNG ĐẠI HỌC BÁCH KHOA

KHOA CƠ KHÍ

ĐỒ ÁN TỐT NGHIỆP

NGÀNH: CÔNG NGHỆ CHẾ TẠO MÁY

ĐỀ TÀI:

CƠ KHÍ HÓA HỆ THỐNG MÁY CẮT VẢI MÀNH VÀ MÁY THÀNH HÌNH LỐP ĐẶC

Giáo viên hướng dẫn: **PGS.TS. Đinh Minh Diệm**

Cán bộ hướng dẫn: **ThS. Cao Thanh Khánh**

Giáo viên phê duyệt: **ThS. Nguyễn Thanh Việt**

Sinh viên thực hiện: **Nguyễn Tấn Dũng**

Nguyễn Đức Hiếu

Lớp : **20C1C**

LỜI NÓI ĐẦU

Trong quá trình học tập tại trường đại học, việc thực hiện đồ án tốt nghiệp không chỉ là cột mốc đánh dấu kết thúc chương trình đào tạo mà còn là cơ hội quan trọng để sinh viên áp dụng kiến thức đã học vào thực tiễn. Thông qua đồ án, sinh viên được rèn luyện kỹ năng làm việc nhóm, khả năng tư duy kỹ thuật và giải quyết vấn đề thực tế, đồng thời tiếp cận môi trường sản xuất để chuẩn bị cho nghề nghiệp tương lai.

Với mục tiêu đó, nhóm chúng em đã thực hiện đề tài: "**Cơ khí hóa hệ thống máy cắt vải mành và máy thành hình lốp đặc**". Đây là đề tài mang tính thực tiễn cao, được triển khai dựa trên nhu cầu cải tiến thiết bị tại **Xí nghiệp Đắp lốp – Công ty Cổ phần Cao su Đà Nẵng (DRC)**. Trong quá trình thực hiện, nhóm đã có cơ hội khảo sát trực tiếp hệ thống máy thành hình đang được sử dụng tại xí nghiệp, tìm hiểu các vấn đề còn tồn tại và đề xuất giải pháp cải tiến theo hướng tự động hóa, an toàn và hiệu quả hơn.

Nhóm chúng em xin gửi lời cảm ơn chân thành đến **Ban lãnh đạo Công ty Cổ phần Cao su Đà Nẵng (DRC)**, đặc biệt là Xí nghiệp Đắp lốp, đã tạo điều kiện để nhóm được tiếp cận thực tế, cung cấp thông tin kỹ thuật, hỗ trợ quá trình khảo sát và triển khai đề tài. Chúng em cũng xin gửi lời cảm ơn đến **PGS.TS. Đinh Minh Diệm** – người thầy đã tận tình hướng dẫn, định hướng và góp ý xuyên suốt quá trình thực hiện đồ án, cùng với **ThS. Cao Thanh Khánh** – cán bộ kỹ thuật của công ty đã hỗ trợ kỹ thuật, đồng hành và chia sẻ kinh nghiệm quý báu trong suốt quá trình thiết kế và hoàn thiện giải pháp.

Mặc dù đã nỗ lực hết sức để hoàn thiện nội dung đồ án, nhưng do giới hạn về thời gian và kinh nghiệm thực tế, sản phẩm của nhóm khó tránh khỏi những thiếu sót. Nhóm rất mong nhận được sự đóng góp ý kiến từ quý thầy cô và Hội đồng đánh giá để có thể hoàn thiện tốt hơn trong tương lai.

CAM ĐOAN

Chúng em xin cam đoan rằng toàn bộ nội dung của đồ án tốt nghiệp "**Cơ khí hóa hệ thống máy cắt vải mành và máy thành hình lốp đặc**" là kết quả làm việc nghiêm túc của nhóm sinh viên trong suốt quá trình nghiên cứu và thực hiện, dưới sự hướng dẫn của giảng viên hướng dẫn và sự hỗ trợ từ phía doanh nghiệp.

Mọi số liệu, hình ảnh, bản vẽ, kết quả khảo sát và nội dung tính toán trình bày trong đồ án đều được nhóm chúng em trực tiếp thu thập, xử lý và trình bày một cách trung thực. Các tài liệu tham khảo được trích dẫn rõ ràng và tuân thủ đúng quy định học thuật. Nhóm không sao chép hay sử dụng trái phép bất kỳ nội dung nào từ các nguồn khác.

Chúng em hoàn toàn chịu trách nhiệm về tính trung thực và chính xác của toàn bộ nội dung đồ án. Đồng thời cam kết không có bất kỳ hành vi gian lận, đạo văn hay vi phạm quy chế trong quá trình thực hiện và hoàn thiện đồ án.

Nhóm xin gửi lời cảm ơn đến Hội đồng bảo vệ và quý thầy cô đã dành thời gian xem xét, góp ý và đánh giá đồ án của chúng em.

MỤC LỤC

MỞ ĐẦU 9
CHƯƠNG I: GIỚI THIỆU SẢN PHẨM LỐP ĐẶC 9
VÀ CÔNG NGHỆ SẢN XUẤT LỐP ĐẶC.....10
1.1. GIỚI THIỆU VỀ SẢN PHẨM LỐP ĐẶC:.....10
1.2. CÔNG NGHỆ SẢN XUẤT LỐP ĐẶC: 13
1.2.1. Quy trình sản xuất lốp cơ bản: 13
1.2.2. Quy trình sản xuất lốp đặc:.....15
1.2.3. Thiết bị sản xuất lốp đặc phục vụ cho công đoạn thành hình: 23
CHƯƠNG II: PHÂN TÍCH LỰA CHỌN PHƯƠNG ÁN THIẾT KẾ 29
HỆ THỐNG MÁY THÀNH HÌNH LỐP ĐẶC 29
2.1. PHƯƠNG ÁN THIẾT KẾ HỆ THỐNG MÁY THÀNH HÌNH LỐP ĐẶC:.....29
2.2. THIẾT LẬP SƠ ĐỒ ĐỘNG: 32
CHƯƠNG III: TÍNH TOÁN THIẾT KẾ HỆ THỐNG.....36
MÁY THÀNH HÌNH LỐP ĐẶC.....36
3.1. TÍNH TOÁN THIẾT KẾ CỤM MÁY 1 MÁY THÀNH HÌNH LỐP ĐẶC: 36
3.1.1. Tính toán thiết kế trống thành hình: 36
3.1.2. Tính toán thiết kế bộ truyền đai truyền động cho trục chính: 42
3.1.3. Tính toán thiết kế trục chính:.....46
3.1.4. Tính toán thiết kế cơ cấu lấy lốp sau khi thành hình:.....57
3.1.5. Tính toán thiết kế bộ truyền vít me – đai ốc tịnh tiến cơ cấu lấy lốp:.....60
3.1.6. Tính toán thiết kế bộ truyền xích truyền động cho trục vít me: 62
3.2. TÍNH TOÁN, THIẾT KẾ CỤM MÁY 2 BĂNG TẢI CẤP SU THÀNH HÌNH: 66
3.2.1. Tính toán băng tải cấp cao su thành hình: 66
3.2.2. Tính toán, thiết kế bộ truyền xích truyền động cho băng tải:.....70
3.2.3. Tính toán, chọn xylanh nâng hạ băng tải gập và ép su vào trống thành hình: 74
3.2.4. Tính toán chọn động cơ dao cắt su:.....76
3.2.5. Tính toán thiết kế bộ truyền xích truyền động trục vít me dao cắt su:.....81
3.2.6. Tính toán thiết kế bộ truyền vít me đai ốc thực hiện chuyển động dao ngang: 85
CHƯƠNG IV: MÔ HÌNH HOÁ, MÔ PHỎNG KIỂM NGHIỆM.....88

VÀ CHẾ TẠO THỰC TẾ 88
4.1. MÔ HÌNH 3D HỆ THỐNG MÁY: 89
4.2. SỬ DỤNG PHẦN MỀM SOLIDWORKS MÔ PHỎNG KIỂM NGHIỆM MỘT SỐ CHI TIẾT VÀ CƠ CẤU: 91
4.2.1. Mô phỏng kiểm nghiệm trục chính cụm máy thành hình lốp đặc: 91
4.2.2. Mô phỏng kiểm nghiệm khung, gầm cụm máy thành hình lốp đặc: 94
4.2.3. Mô phỏng kiểm nghiệm cơ cấu nâng hạ lốp: 97
4.2.4. Mô phỏng kiểm nghiệm khung băng tải: 99
4.2.5. Mô phỏng kiểm nghiệm khung băng tải gập: 100
4.3. CHẾ TẠO THỰC TẾ TẠI XÍ NGHIỆP CƠ KHÍ DRC: 101
4.3.1. Chế tạo trục chính: 101
4.3.2. Chế tạo khung máy: 103
CHƯƠNG V: KẾT LUẬN 105
TÀI LIỆU THAM KHẢO 106

DANH SÁCH CÁC BẢNG, HÌNH VẼ

Hình 1.1. Phân loại các loại lốp....10
Hình 1.2. Cấu tạo của lốp Radial....10
Hình 1.3. Cấu tạo của lốp Bias....11
Hình 1.4. Thông số trên hông lốp....11
Hình 1.5. Cấu tạo của lốp đặc....12
Hình 1.6. Sản phẩm lốp đặc của DRC....13
Hình 1.7. Quy trình sản xuất lốp cơ bản....14
Hình 1.8. Quy trình sản xuất lốp của DRC....15
Hình 1.9. Tiêu chuẩn kỹ thuật công đoạn thành hình lốp đặc....16
Hình 1.10. Vạch dấu và cắt tấm su theo quy cách....17
Hình 1.11. Cuộn các tấm vải đã cắt....17
Hình 1.12. Lồng lớp su lõi vào trống và quét keo....18
Hình 1.13. Dán lớp mành thép....19
Hình 1.14. Dán 2 lớp su bên....19
Hình 1.15. Dán lớp su giữa sử dụng cao su tận dụng....20
Hình 1.16. Dán lớp su mặt lốp....20
Hình 1.17. Sản phẩm sau cùng của công đoạn thành hình....21
Hình 1.18. Máy lưu hóa và sản phẩm sau khi lưu hóa....22
Hình 1.19. Sản phẩm lốp đặc hoàn thiện....22
Hình 1.20. Máy cắt vải mành....23
Hình 1.21. Sơ đồ động học của máy cắt vải....24
Hình 1.22. Máy thành hình lốp đặc DTH-01....25
Hình 1.23. Sơ đồ động học máy DTH-01....26
Hình 1.22. Công nhân thực hiện bung trống bằng tay....28
Hình 1.23. Công nhân tiếp xúc rất gần con lăn ép....28
Hình 2.1. Sơ đồ sơ bộ phương án 1....29
Hình 2.2. Sơ đồ sơ bộ phương án 2....30
Hình 2.3. Sơ đồ động học máy thành hình....32
Hình 2.4. Sơ đồ động học cụm băng tải cấp su....34
Hình 3.1. Trống bung gập loại co xoay và loại co hướng tâm....37
Hình 3.2. Trống thành hình đường kính 305mm của công ty....37
Hình 3.3. Mô hình 3D trống thành hình....38
Hình 3.4. Mô hình 3D mặt cắt trống thành hình....38
Hình 3.5. Sơ đồ nguyên lý trống thành hình....39
Hình 3.6. Sơ đồ bố trí lực trên đĩa trượt....41
Hình 3.7. Thông số của đai thang....43
Hình 3.8. Các cơ cấu bên trong máy thành hình tại DRC....47
Hình 3.9. Sơ đồ đặt lực lên trục chính (Xem **hình 2.3** chi tiết **8**)....48
Hình 3.10. Biểu đồ momen của trục chính (Xem **hình 2.3** chi tiết **8**)....50
Hình 3.11. Đường kính các đoạn trục chính....52
Hình 3.12. Các kích thước trên then....55

Hình 3.13. Các kích thước ổ bi.....56
Hình 3.14. Bàn nâng chữ X sử dụng xylanh 58
Hình 3.15. Sơ đồ bố trí lực trên băng tải gập (xem **hình 2.4**).....75
Hình 3.16. Thông số của đai thang.....78
Hình 4.1. Mô hình 3D cụm máy thành hình lốp đặc.....89
Hình 4.2. Mô hình 3D cụm băng tải cấp cao su thành hình.....90
Hình 4.3. Mô hình 3D xe cấp liệu 90
Hình 4.4. Mô hình 3D toàn bộ hệ thống máy thành hình lốp đặc 91
Hình 4.5. Biểu đồ ứng suất trục chính.....92
Hình 4.6. Biểu đồ biến dạng trục chính.....92
Hình 4.7. Biểu đồ lực cắt trục chính.....93
Hình 4.8. Biểu đồ momen uốn trục chính 93
Hình 4.9. Biểu đồ ứng suất của khung máy 94
Hình 4.10. Biểu đồ biến dạng của khung máy 95
Hình 4.11. Biểu đồ ứng suất của gầm máy.....96
Hình 4.12. Biểu đồ biến dạng của gầm máy 96
Hình 4.13. Biểu đồ biến dạng của hệ thống nâng hạ lốp.....97
Hình 4.14. Biểu đồ ứng suất tại vị trí pivot đuôi xylanh.....98
Hình 4.15. Biểu đồ biến dạng tại vị trí pivot đuôi xylanh.....98
Hình 4.16. Biểu đồ ứng suất khung băng tải 99
Hình 4.17. Biểu đồ biến dạng khung băng tải 100
Hình 4.18. Biểu đồ ứng suất băng tải gập 100
Hình 4.19. Biểu đồ biến dạng băng tải gập 101
Hình 4.20. Bản vẽ chi tiết trục chính.....102
Hình 4.21. Trục chính của cụm máy thành hình đang được gia công.....103
Hình 4.22. Khung máy của cụm máy thành hình đang được gia công 103
Hình 4.23. Chi tiết lắp ổ bi đỡ được gia công riêng để hàn vào khung máy.....104

Bảng 1.1. Ưu, nhược điểm của lốp đặc 13
Bảng 1.2. Ưu, nhược điểm của máy cắt vải mành.....25
Bảng 1.3. Ưu, nhược điểm của máy thành hình lốp đặc 27
Bảng 3.1. Thông số then.....55
Bảng 3.2. Thông số ổ bi đỡ 56
Bảng 3.3. Hệ số ma sát và độ dài điều chỉnh băng tải.....67
Bảng 3.4. Khối lượng băng tải chuyển động, không kể vật phẩm được vận chuyển....67
Bảng 3.5.Khối lượng phân bố dây băng tải.....67
Bảng 3.6. Góc ôm của 1 số dạng truyền dẫn.....68
Bảng 3.7. Hệ số ma sát giữa dây băng tải và puly.....69

DANH SÁCH CÁC KÝ HIỆU, CHỮ VIẾT TẮT

Ký hiệu	Diễn giải	Đơn vị
D_{max}	Đường kính lớn nhất của trống bung	mm
D_{min}	Đường kính nhỏ nhất của trống gập	mm
$D_{trống}$, $D_{trục}$, $D_{bđ}$	Đường kính trống, trục, bánh đai	mm
W	Bề rộng tiếp xúc trống – lốp	mm
$F_{ép}$	Lực ép giữ lốp	N
F_{xylanh}	Lfực dọc trục từ xy lanh	N
A_{piston}	Diện tích piston xy lanh	mm^2
P	Áp suất khí nén	MPa hoặc bar
P_{ct}	Công suất tổng cần thiết	kW
P_{lv}	Công suất làm việc	kW
P_{mm}	Công suất mất mát	kW
η	Hiệu suất truyền động	–
n, n_1, n_2	Tốc độ quay (vòng/phút)	v/ph
u	Tỷ số truyền	–
z	Số răng hoặc số đai	–
α, α_1	Góc nghiêng đĩa, góc ôm dây đai	°
F_v	Lực ly tâm	N
F_0	Lực căng ban đầu dây đai	N
q_m	Khối lượng đơn vị dài dây đai	kg/m
a	Khoảng cách trục	mm
b_t, b, h	Kích thước đai (rộng, cao)	mm
A	Diện tích tiếp xúc hoặc tiết diện	mm^2
τ	Ứng suất cắt hoặc xoắn	MPa
$[\sigma]$, $[\tau]$	Ứng suất cho phép (kéo/nén/cắt)	MPa
M, T	Mômen uốn hoặc xoắn	N·mm hoặc N·m
ρ	Góc nâng của vít me	°
γ	Góc ma sát trượt	°
H	Chiều cao đai ốc	mm
s	Hệ số bền bộ truyền xích	–
q, q_a	Khối lượng dây xích	kg/m
v	Vận tốc truyền động (xích, đai, băng tải)	m/s hoặc m/ph
C, C_0	Tải trọng động/tĩnh danh định của ổ lăn	kN
Q	Tải trọng quy ước lên ổ bi	kN
X, Y	Hệ số tải trọng của ổ lăn	–
L	Tuổi thọ danh định của ổ lăn	triệu vòng
E	Môđun đàn hồi	MPa
k	Hệ số hiệu chỉnh truyền xích	–
f	Hệ số ma sát (puly – đai, băng tải…)	–
s	Tỷ số an toàn (truyền xích)	–
$[\sigma_H]$	Ứng suất tiếp xúc cho phép	MPa

MỞ ĐẦU

Trong những năm gần đây, cùng với sự phát triển mạnh mẽ của ngành công nghiệp sản xuất, các yêu cầu về chất lượng sản phẩm, năng suất lao động và an toàn trong sản xuất ngày càng trở nên khắt khe hơn. Điều này đòi hỏi các doanh nghiệp không ngừng đổi mới công nghệ, nâng cao mức độ tự động hóa và tối ưu hóa quy trình sản xuất. Ngành sản xuất lốp xe, đặc biệt là sản phẩm lốp đặc, cũng không nằm ngoài xu thế này.

Lốp đặc là loại lốp không có ruột, không chứa khí, được làm hoàn toàn từ cao su đặc hoặc hợp chất cao su tổng hợp. Loại lốp này có ưu điểm vượt trội như độ bền cao, khả năng chịu tải lớn, không bị thủng và gần như không cần bảo trì. Nhờ đó, lốp đặc được ứng dụng rộng rãi trong xe nâng, xe công nghiệp, xe chuyên dụng trong nhà xưởng, kho bãi hoặc các môi trường làm việc khắc nghiệt. Tuy nhiên, quy trình sản xuất lốp đặc lại yêu cầu sự chính xác cao và trải qua nhiều công đoạn phức tạp, trong đó công đoạn thành hình đóng vai trò đặc biệt quan trọng.

Tại **Xí nghiệp Đắp lốp DRC**, hệ thống máy thành hình lốp đặc đã được đưa vào sử dụng từ nhiều năm trước. Tuy vẫn hoạt động ổn định, nhưng thiết bị hiện tại đã bộc lộ nhiều hạn chế như thao tác thủ công, thiếu tính tự động, tốn nhiều nhân công và chưa đảm bảo an toàn tuyệt đối cho người vận hành. Ngoài ra, hệ thống hiện tại không đáp ứng được tốc độ sản xuất cao theo yêu cầu mở rộng sản lượng trong thời gian tới.

Trước những vấn đề nêu trên, nhóm chúng em thực hiện đề tài **"Cơ khí hóa hệ thống máy cắt vải mành và máy thành hình lốp đặc"** với mong muốn thiết kế một hệ thống mới nhằm nâng cao hiệu quả vận hành, tăng tính an toàn và đáp ứng được sản lượng cao hơn. Đề tài tập trung vào việc khảo sát thực trạng hệ thống đang vận hành, phân tích những điểm hạn chế, từ đó đề xuất thiết kế mới gồm hai cụm chính: máy thành hình và cụm cấp su tự động. Các yếu tố kỹ thuật, tính khả thi và độ an toàn được cân nhắc kỹ lưỡng trong suốt quá trình thực hiện.

Thông qua đề tài, nhóm chúng em không chỉ áp dụng kiến thức đã học vào thực tiễn mà còn có cơ hội rèn luyện kỹ năng làm việc nhóm, tiếp xúc với môi trường sản xuất thực tế, từ đó nâng cao năng lực chuyên môn và sẵn sàng cho công việc sau khi ra trường.

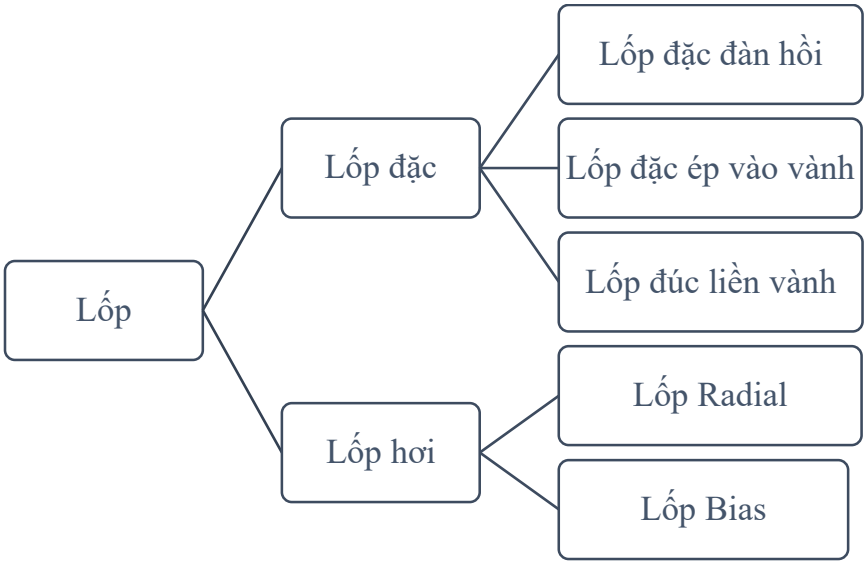
Trong phạm vi tên đề tài, nhóm dự kiến nghiên cứu cơ khí hóa cả hai cụm máy: **máy cắt vải mành** và **máy thành hình lốp đặc**. Tuy nhiên do thời gian có hạn nên phần **máy cắt vải mành** nhóm chỉ tiến hành tìm hiểu tổng quan về cụm máy này và không đi sâu vào thiết kế.

CHƯƠNG I: GIỚI THIỆU SẢN PHẨM LỐP ĐẶC

VÀ CÔNG NGHỆ SẢN XUẤT LỐP ĐẶC

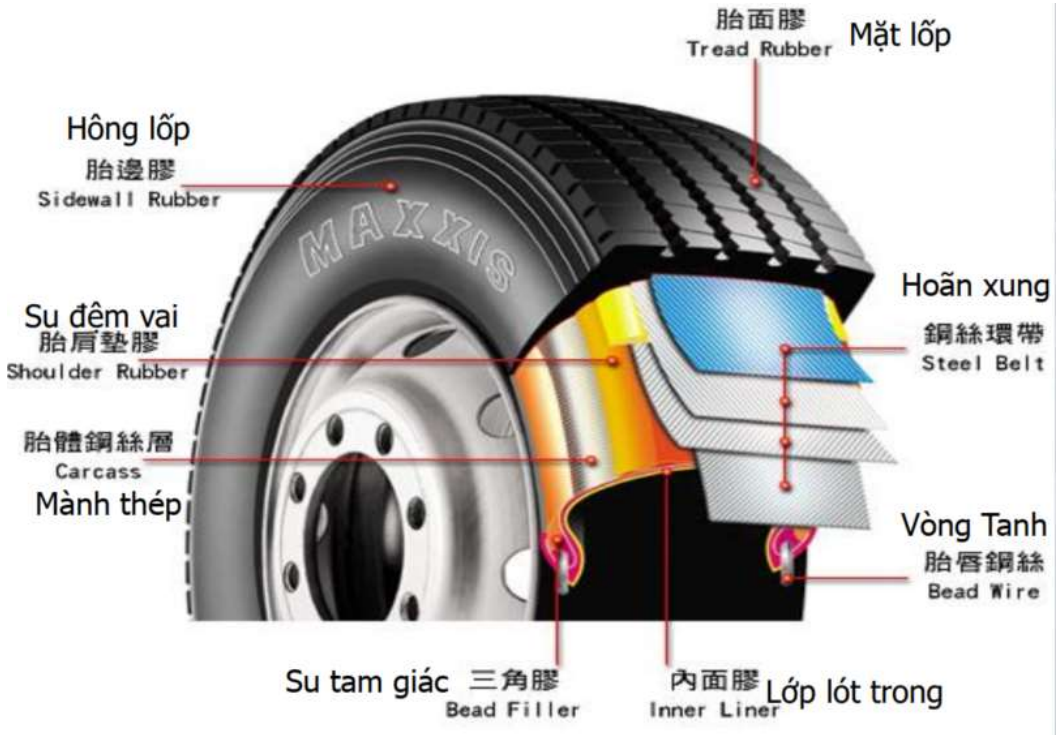
1.1. GIỚI THIỆU VỀ SẢN PHẨM LỐP ĐẶC:

– Lốp xe chủ yếu có thể được chia làm 2 loại chính:



Hình 1.1. Phân loại các loại lốp

– **Lốp Radial**: Lốp radial là loại lốp hơi có cấu trúc bố thép hoặc sợi tổng hợp chạy vuông góc với hướng di chuyển của lốp (tức là hướng tâm của bánh xe).



Hình 1.2. Cấu tạo của lốp Radial

– **Lốp Bias**: Lốp bias là loại lốp có lớp bố (bố vải hoặc nylon) xếp chéo nhau ở góc 30-45 độ so với phương chuyển động.

Hình 1.3. Cấu tạo của lốp Bias

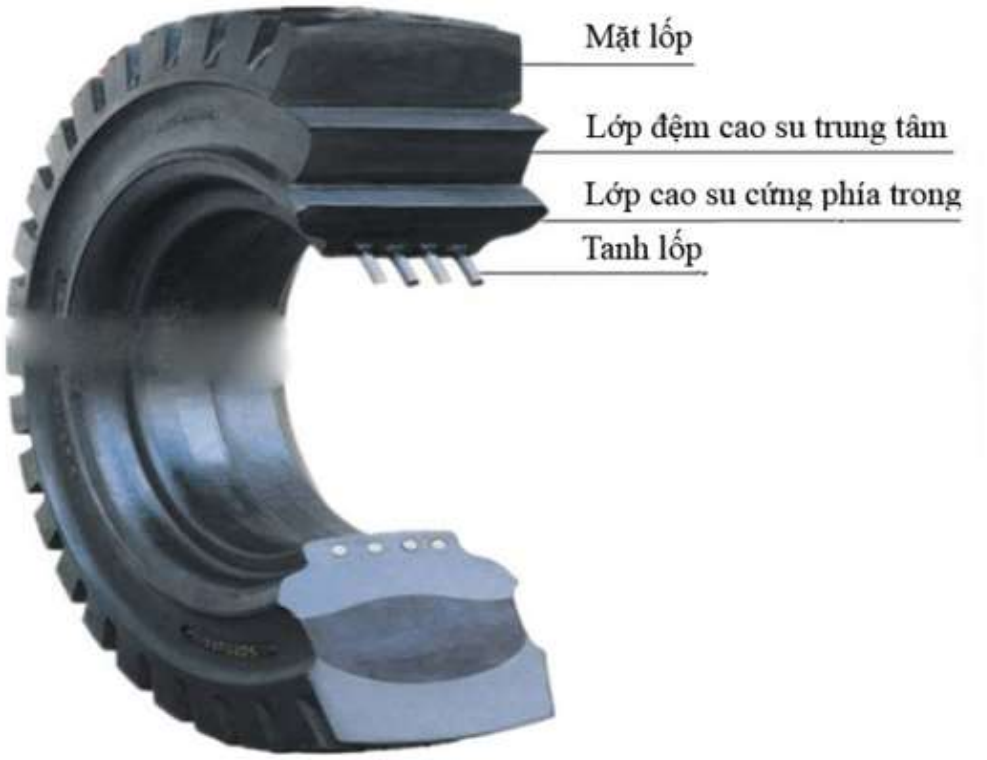
Hình 1.4. Thông số trên hông lốp

– **Lốp đặc:**

+ **Khái niệm:**

Một cách dễ hiểu lốp đặc là loại lốp không có ruột và không chứa khí bên trong, được làm hoàn toàn từ cao su hoặc hợp chất cao su đặc. Khác với lốp hơi thông thường, lốp đặc có khả năng chịu tải cao, chống thủng và không cần bảo dưỡng về áp suất khí, giúp đảm bảo an toàn và hiệu suất hoạt động ổn định.

+ **Cấu tạo của lốp đặc:**



Hình 1.5. Cấu tạo của lốp đặc

- **Lớp mặt lốp (Tread Layer)**: Lớp cao su trực tiếp tiếp xúc với mặt đường.
- **Lớp đệm cao su trung tâm (Middle Layer)**: Lớp cao su chịu lực, hấp thụ chấn động. Loại cao su dùng để chế tạo lớp này là cao su tái chế.
- **Lớp cao su cứng phía trong (Heel Layer)**: Lớp cao su này tiếp xúc với vành nên đặc tính cứng, ít đàn hồi nhưng bền chắc để cố định với vành mà không bị biến dạng.
- **Tanh lốp (Steel Reinforcement)**: Dải tanh thép có thể là vòng trong hoặc nhiều sợi cáp thép được định hình sẵn và được bọc trong một lớp cao su để tăng độ bám dính và bảo vệ sợi tanh khỏi ăn mòn. Khi thành hình lốp lớp này được đặt dưới lớp gót lốp để tăng cứng cho lốp và cố định lốp trên bánh xe.

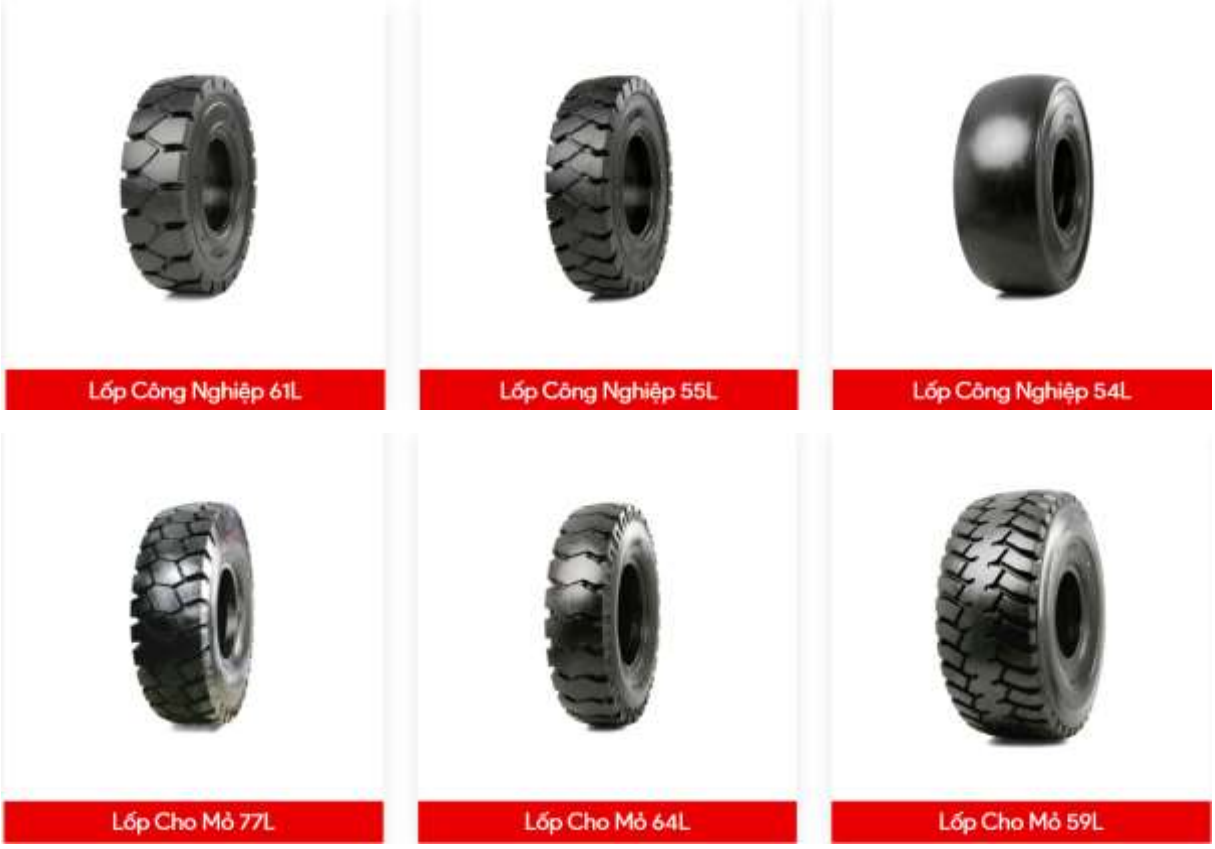
+ **Ưu, nhược điểm của lốp đặc:**

Bảng 1.1. Ưu, nhược điểm của lốp đặc

Ưu điểm	Nhược điểm
+ Không bị thủng, không cần bơm hơi + Độ bền cao, tuổi thọ dài + Chịu tải lớn + Vận hành ổn định, ít bảo trì + Phù hợp cho môi trường nhà xưởng, kho bãi	+ Nặng hơn lốp hơi + Ít êm ái hơn lốp hơi + Giá thành cao hơn + Không phù hợp cho địa hình gồ ghề

⇒ Lốp đặc chủ yếu sử dụng cho bề mặt phẳng như nhà xưởng, kho bãi nhờ độ bền cao và rất ít bảo trì. Tuy nhiên, nếu phải di chuyển trên bề mặt gồ ghề thì xe sẽ rất rung và mất ổn định vì lốp đặc là 1 khối cao su rất cứng, khả năng đàn hồi để hấp thụ chấn động rất kém.

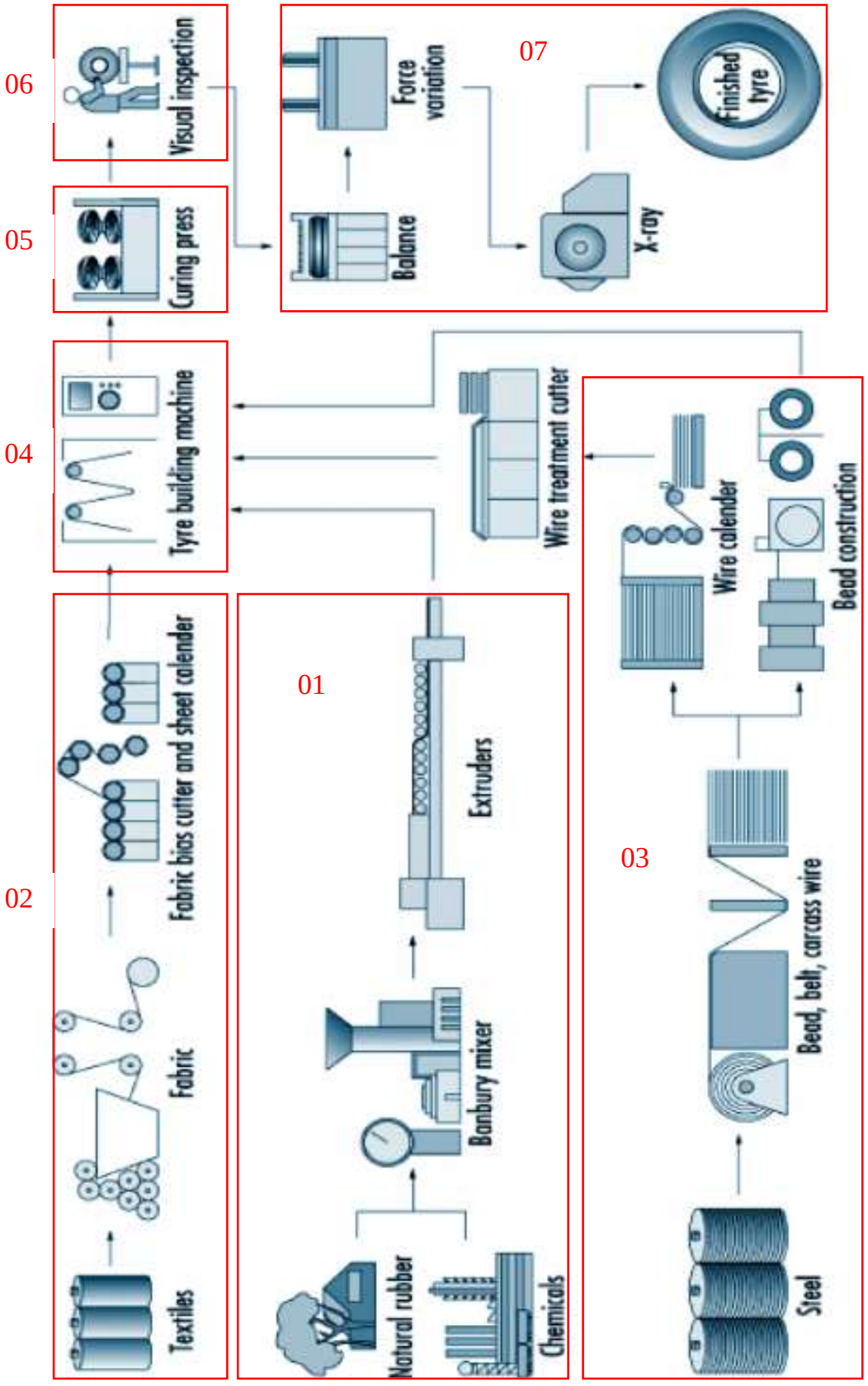
+ **Một số sản phẩm lốp đặc của Xí nghiệp Đắp lốp DRC:**



Hình 1.6. Sản phẩm lốp đặc của DRC

1.2. CÔNG NGHỆ SẢN XUẤT LỐP ĐẶC:

1.2.1. Quy trình sản xuất lốp cơ bản:

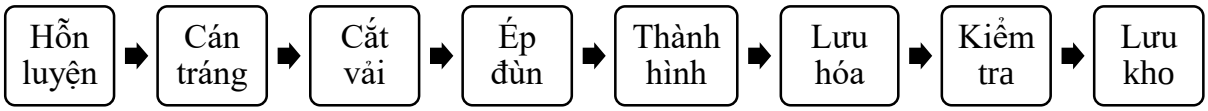


Hình 1.7. Quy trình sản xuất lốp cơ bản

❖ *Chú thích:*

01/ Hỗn luyện cao su, cán tráng, ép đùn
02/ Cắt vải
03/ Làm vòng tanh
04/ Thành hình
05/ Lưu hóa
06/ Kiểm tra ngoại quan
07/ Cân bằng lốp, kiểm tra chịu lực, kiểm tra khuyết tật bên trong và đóng gói-lưu kho

– Quy trình sản xuất lốp cơ bản tại DRC như sau:



Hình 1.8. Quy trình sản xuất lốp của DRC

1.2.2. Quy trình sản xuất lốp đặc:

– Nhìn chung quy trình sản xuất lốp đặc cũng tương tự như quy trình sản xuất lốp cơ bản. Sự khác nhau rõ ràng là ở bước thành hình, lốp đặc thành hình bằng cách cuộn các lớp su liên tục và kết dính các lớp bằng keo, trong khi đó các loại lốp có săm (Tube tire) hay không săm (Tubeless tire) thành hình bằng cách dán nhiều mảnh lốp lại với nhau.
– Các bước cụ thể để sản xuất lốp đặc:
  + Quá trình hỗn luyện và cán tráng đã được thực hiện tại Xí nghiệp Luyện, sau đó các tấm su sẽ được chuyển đến Xí nghiệp Đắp lốp để thực hiện các bước tiếp theo.
  + Các tấm su sẽ được công nhân cắt thành các tấm nhỏ có chiều rộng và dài theo quy cách của lốp đặc.

DL.15/BH.01

TIÊU CHUẨN KỸ THUẬT
CÔNG ĐOẠN: THÀNH HÌNH LỚP BÁNH XE ĐẶC

I. Tiêu chuẩn kiểm tra:

Tầng số	Loại cao su	Thông số kỹ thuật	16x6-8 /61L	5.00-8 /61L	16x5-9	6.00-9 /61L	6.50-10 /61L	7.00-12 /55L	28x9-15 /61L
Lõi dưới	G42	Số lớp	1	1	1	1	1	1	1
		Tầm dày (± 0.05 mm)	9	9	10	9	9	9	10
		Rộng (± 4 mm)	155	135	110	150	190	175	230
		Dài (± 5 mm)	628	624	704	704	782	958	1194
		Trọng lượng (± 0.1 kg)	1.16	1.01	0.86	1.26	1.78	2	3.64
Mành thép	MTD thép	Số lớp mành thép	4	4	4	4	4	4	4
		Rộng (± 1 mm)	95	80	70	95	120	120	170
		Dày tổng (± 0.1 mm)	10.5	10.5	10.5	10.5	10.5	10.5	10.5
		Trọng lượng	1.57	1.28	1.3	1.74	2.25	2.78	5.1
2 miếng bên	G42	Số lớp su	1	1	1	1	1	1	1
		Tầm dày (± 0.05 mm)	10	10	10	10	10	10	10
		Rộng (± 4 mm)	57	55	20	55	70	55	30
		Dài (± 5 mm)	660	655	767	735	814	990	1225
		Trọng lượng (± 0.1 kg)	0.5	0.48	0.41	0.54	0.76	0.72	0.98
1	G42	Số lớp su	1	1	1	1	1	1	1
		Tầm dày (± 0.05 mm)	4.8	5	6.1	5	5	14	8.5
		Rộng (± 4 mm)	155	135	105	150	190	175	230
		Dài (± 5 mm)	716	693	817	792	870	1046	1282
		Trọng lượng (± 0.1 kg)	0.76	0.66	0.73	0.83	1.16	3.65	3.48
2	MTD	Số lớp mành tận dụng	11	14	6	13	14	14	10
		Rộng (± 0,05 mm)	145	125	105	140	180	165	210
		Dày tổng (± 0.05 mm)	52	72	37	87	99	97	78
		Trọng lượng (± 0.1 kg)	7.9	7.1	4.0	13.6	20	22	27.9
3	M35	Số lớp su	2	4	2	4	5	5	3
		Dày tổng (± 0.05 mm)	20	30	16	32	35	40	30
		Rộng (± 4 mm)	165	145	135	160	200	185	240
		Trọng lượng (± 0.1 kg)	3.66	5.28	2.7	7.06	11.3	16.08	15.55
Su mặt bích hai bên hông	Su tận dụng	Số lớp su	2	2	2	2	2	2	2
		Dày 1 lớp (± 0.05 mm)	10	10	10	10	10	10	15
		Rộng (± 4 mm)	104	145	74	174	198	184	150
		Trọng lượng (± 0.1 kg)	1.65	1.63	1.9	2.35	2.76	3.46	5.6
	M35 vai	Trọng lượng (± 0.1 kg)	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.75	0.75
Lốp BTP		Đ/kính lốp (mm)	392	450.5	386	510	565	645	652
		Trọng lượng (± 0.2 kg)	17.2	18.1	11.9	27.3	39.3	50	62.3
Ngày BH TKTC			12/08/2020	28/11/2019	12/7/2024	28/11/2019	28/11/2019	11/08/2019	14/08/2023

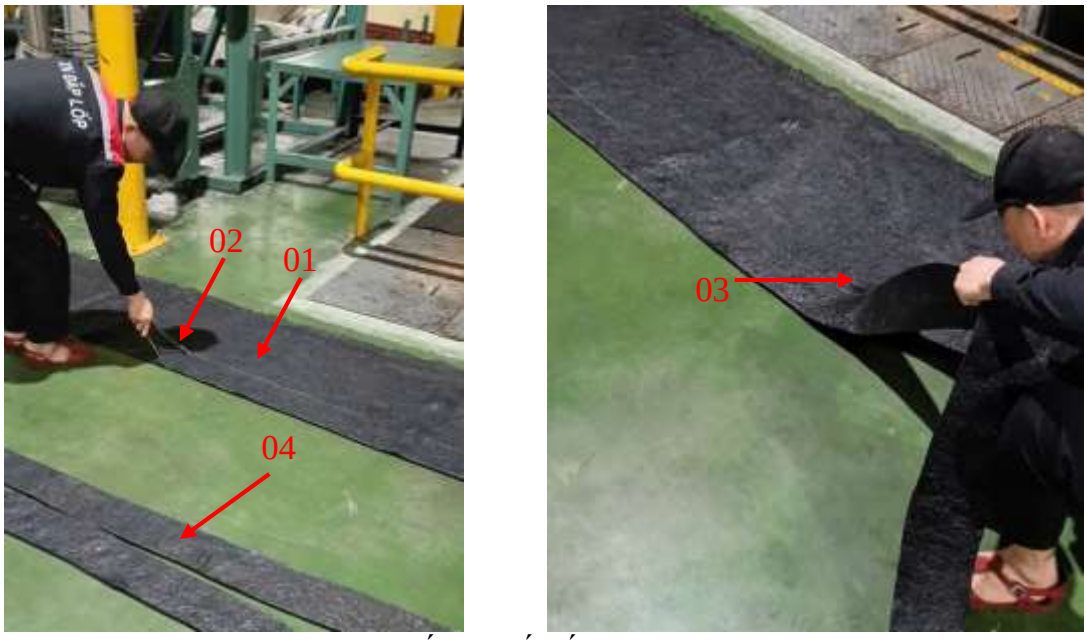
II. Yếu tố kiểm tra:
- Trọng lượng/Đường kính lốp

Đà Nẵng, ngày 04 tháng 9 năm 2024

Giám đốc xí nghiệp

Người lập

Hình 1.9. Tiêu chuẩn kỹ thuật công đoạn thành hình lốp đặc



Hình 1.10. Vạch dấu và cắt tấm su theo quy cách

❖ *Chú thích:*

01/ Tấm su tận dụng chưa cắt *02/ Compa vạch dấu* *03/ Dao cắt*

04/ Tấm su sau khi cắt

+ Sau khi cắt vải xong các tấm su sẽ được cuộn lại chuẩn bị cho bước thành hình.

Hình 1.11. Cuộn các tấm vải đã cắt

❖ *Chú thích:*

01/ Tấm su đang cuộn *02/ Tấm su đã cuộn xong*

+ Chuẩn bị đầy đủ các lớp su: Lớp lõi, lớp giữa, lớp mặt lốp và tiến hành thành hình lốp đặc. Bước thành hình này thực chất là cuộn các lớp su lần lượt xung quanh 1 cụm chi tiết lắp ghép thành hình dạng trụ tròn được gọi là trống bung gập có đường kính bằng đúng đường kính trong của lốp. Giữa các lớp su kết dính bằng keo. Các bước thành hình cụ thể như sau:

- **Dán lớp lõi**:

  Lớp su lõi được công nhân dán lại thành vòng bằng keo sau đó lồng vào trống.

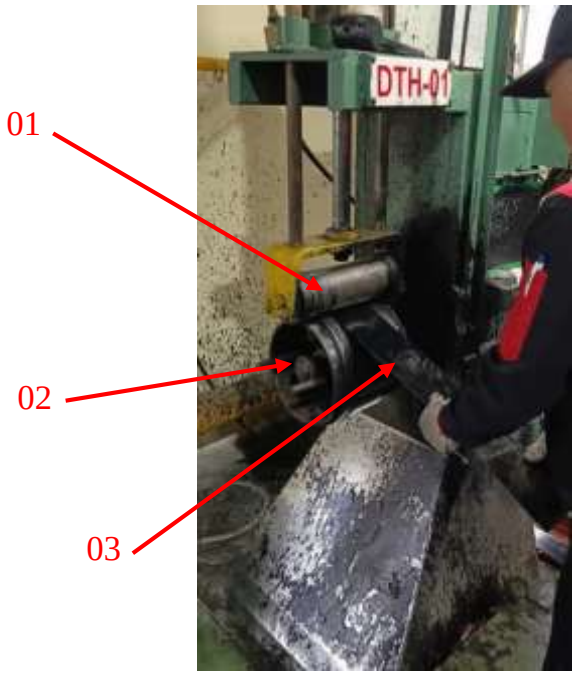
Hình 1.12. Lồng lớp su lõi vào trống và quét keo

❖ *Chú thích:*

01/ Trống bung gập *02/ Lớp su lõi G42*

- **Dán lớp mành thép**:

  Lớp mành thép được đính vào ngay tâm trống, căn chỉnh sau đó công nhân tiến hành hạ con lăn đồng thời dùng lực nhẹ kéo tấm mành về phía sau. Trống quay, lực ép của con lăn, lực kéo căng của công nhân sẽ làm tấm mành ôm chặt vào lớp lõi. Cách dán các lớp su tiếp theo đều có các thao tác tương tự.

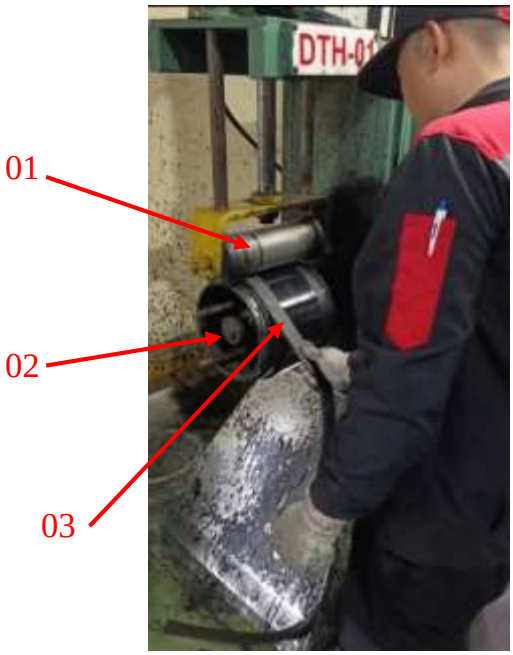


Hình 1.13. Dán lớp mành thép

❖ *Chú thích:*

01/ Con lăn ép *02/ Trống bung gập* *03/ Lớp mành thép*

- **Dán 2 lớp su bên:**

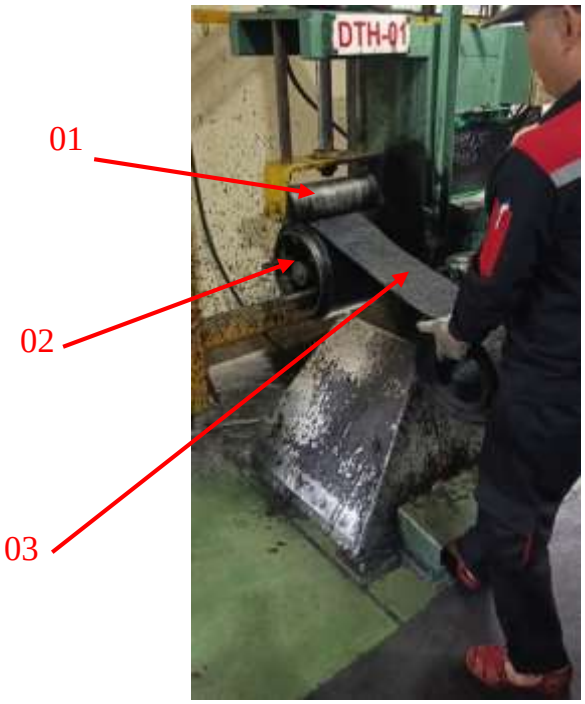


Hình 1.14. Dán 2 lớp su bên

❖ *Chú thích:*

01/ Con lăn ép *02/ Trống bung gập* *03/ Lớp su bên G42*

- **Dán lớp su giữa chịu lực:**

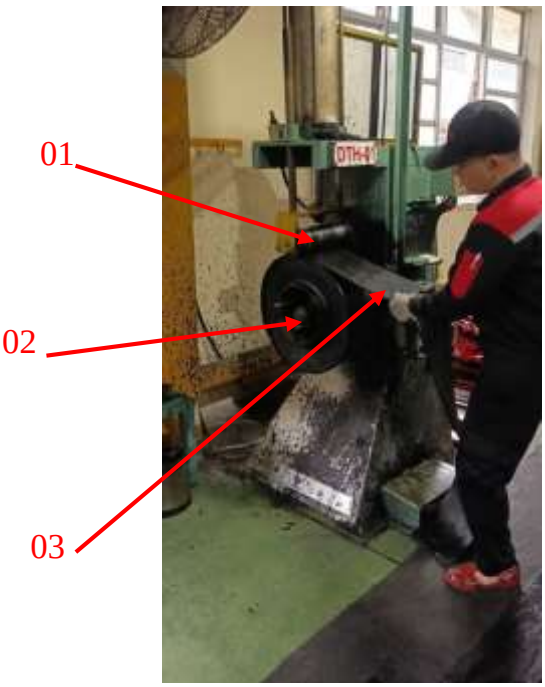


Hình 1.15. Dán lớp su giữa sử dụng cao su tận dụng

❖ *Chú thích:*

01/ Con lăn ép *02/ Trống bung gập* *03/ Lớp su tận dụng*

- **Dán lớp su mặt lốp:**

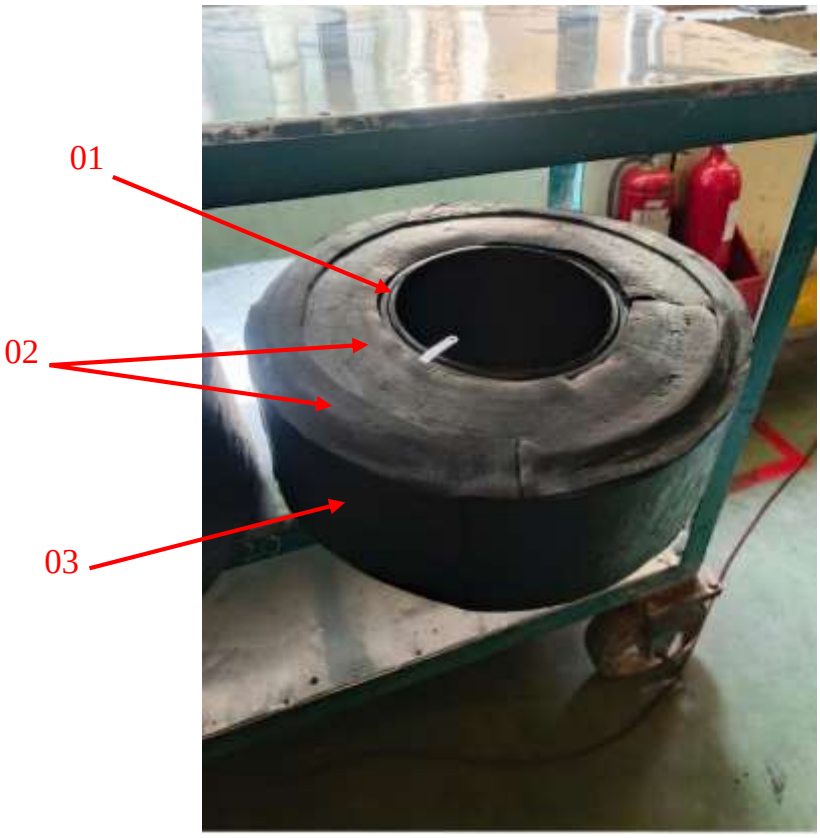


Hình 1.16. Dán lớp su mặt lốp

❖ *Chú thích:*

01/ Con lăn ép *02/ Trống bung gập* *03/ Lớp su mặt lốp M35*

- **Dán su mặt bích 2 bên hông**:
  Sau khi dán xong lớp su mặt lốp, công nhân sẽ tháo lốp ra khỏi máy thành hình và dán thủ công 2 mặt bích.

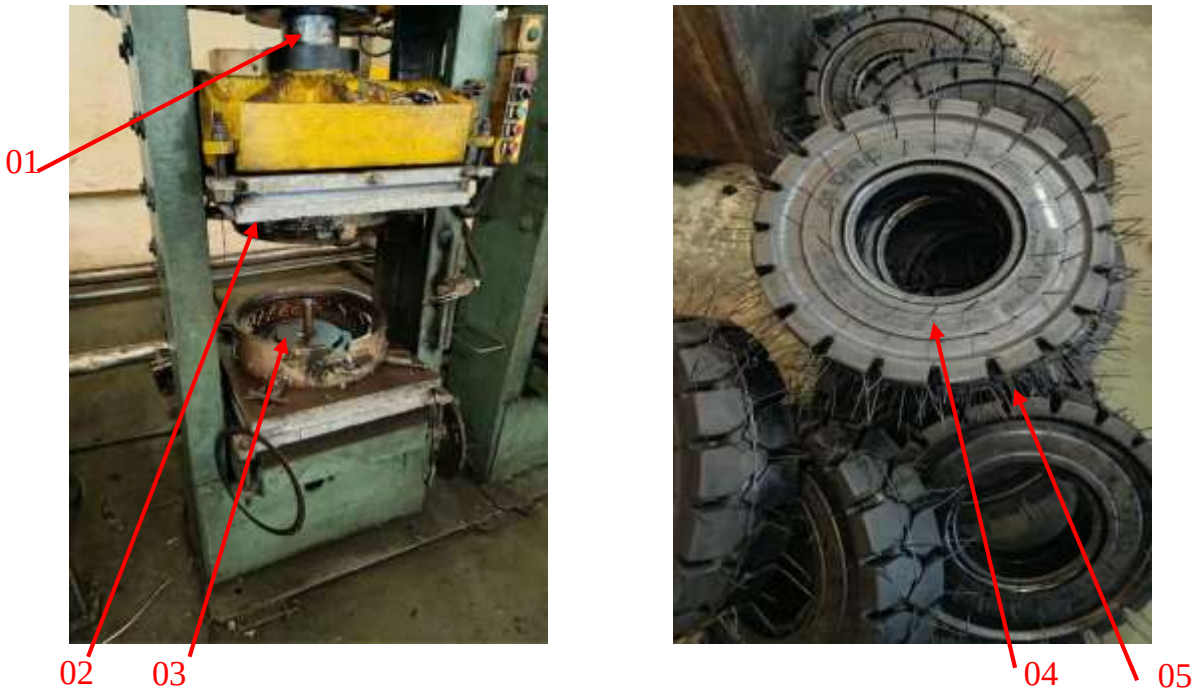


Hình 1.17. Sản phẩm sau cùng của công đoạn thành hình

❖ *Chú thích:*

01/ Lớp su lõi G42 *02/ Lớp su mặt bích* *03/ Lớp su mặt lốp*

+ Sản phẩm của công đoạn thành hình sẽ được vận chuyển sang khu vực máy lưu hóa và bắt đầu công đoạn lưu hóa. Lốp sẽ được đặt vào khuôn dưới của máy lưu hóa, sau đó khuôn trên sẽ ép chặt lốp trong khuôn và bắt đầu gia nhiệt. Sau khi quá trình lưu hóa kết thúc ta sẽ thu được sản phẩm lốp đặc với hình dạng hoàn thiện với đầy đủ gân, rãnh trên lốp và các gai bavia tạo ra bởi các lỗ thoát khí trên khuôn.



Hình 1.18. Máy lưu hóa và sản phẩm sau khi lưu hóa

❖ *Chú thích:*

01/ Xylanh thủy lực *02/ Nửa khuôn trên* *03/ Nửa khuôn dưới*

04/ Sản phẩm sau lưu hóa *05/ Bavia*

+ Sản phẩm sau lưu hóa sẽ được mang đi cắt bavia, kiểm tra và đóng gói lưu kho.

Hình 1.19. Sản phẩm lốp đặc hoàn thiện

Trong quy trình sản xuất lốp đặc đã trình bày như trên có rất nhiều công đoạn và máy móc, tuy nhiên vì thời gian thực hiện đồ án tốt nghiệp có hạn và theo yêu cầu cấp thiết của công ty cần phải chế tạo máy thành hình mới để đảm bảo sản lượng. Vậy nên chúng em chỉ tập trung vào nghiên cứu cơ khí hóa máy phục vụ cho công đoạn thành hình để khắc phục những nhược điểm của máy cũ, giảm sức người, đảm bảo tính an toàn và nâng cao sản lượng.

1.2.3. Thiết bị sản xuất lốp đặc phục vụ cho công đoạn thành hình:

– **Máy cắt vải mành:**

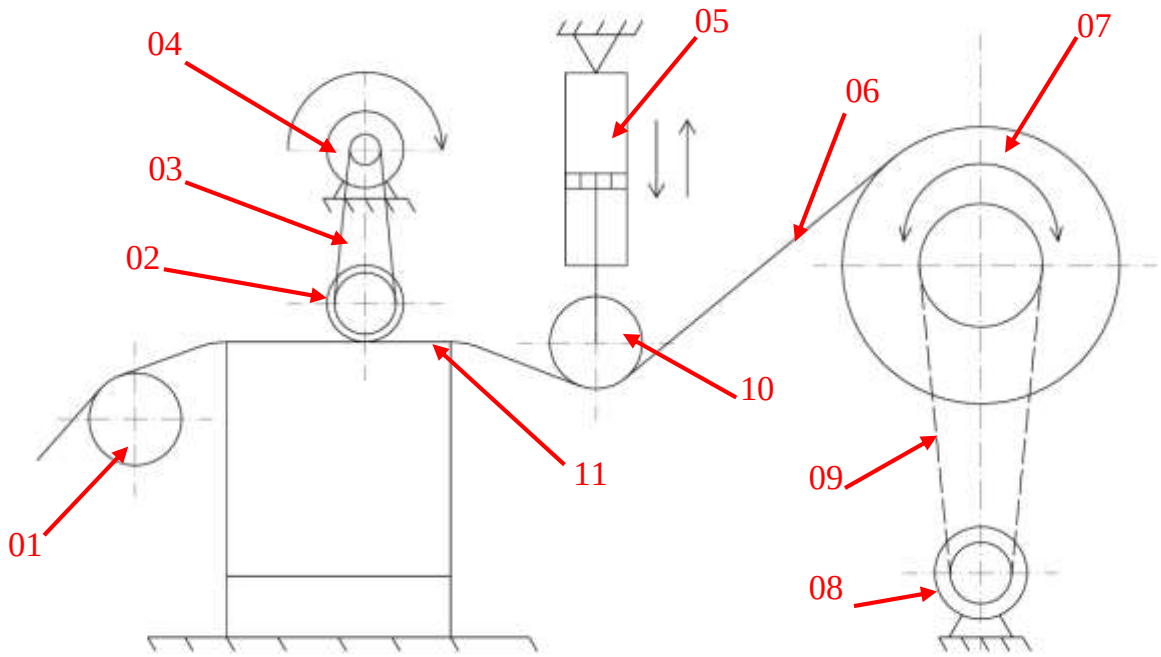
Hình 1.20. Máy cắt vải mành

❖ *Chú thích:*

01/ Hệ thống dao cắt *02/ Con lăn dẫn hướng* *03/ Con lăn tạo lực cắt*

04/ Con lăn cuộn su *05/ Xylanh tạo lực cắt*

– **Sơ đồ động học của máy cắt vải:**



Hình 1.21. Sơ đồ động học của máy cắt vải

❖ *Chú thích:*
01/ Con lăn dẫn su 02/ Dao cắt su 03/ Bộ truyền đai 04/ Động cơ dao cắt su 05/ Xylanh ép 06/ Dải su 07/ Cuộn su 08/ Động cơ cuộn su 09/ Bộ truyền xích 10/ Con lăn tạo lực cắt 11/ Bàn cắt

– **Nguyên lý làm việc của máy cắt vải:**

Công nhân sẽ tiến hành lắp cuộn su (07) vào trục gá của máy. Dải su từ cuộn được kéo lần lượt qua con lăn dẫn su (01), qua dưới dao cắt (02), con lăn tạo lực cắt (10), và cuối cùng tới con lăn dẫn hướng (01). Khi bắt đầu vận hành, động cơ cuộn su (08) truyền động thông qua bộ truyền xích (09), quay cuộn su theo chiều kim đồng hồ để tạo lực căng cho dải su (06).

Khi cảm biến phát hiện dải su đã đến đúng vị trí ngang qua con lăn tạo lực cắt (10), hai xy lanh ép (05) được kích hoạt để nhấn con lăn (03) xuống, tạo lực ép su lên dao cắt (02). Lúc này, động cơ dao cắt (04) truyền chuyển động quay đến dao cắt thông qua bộ truyền đai (03), giúp cắt dải su thành đoạn theo đúng chiều dài yêu cầu.

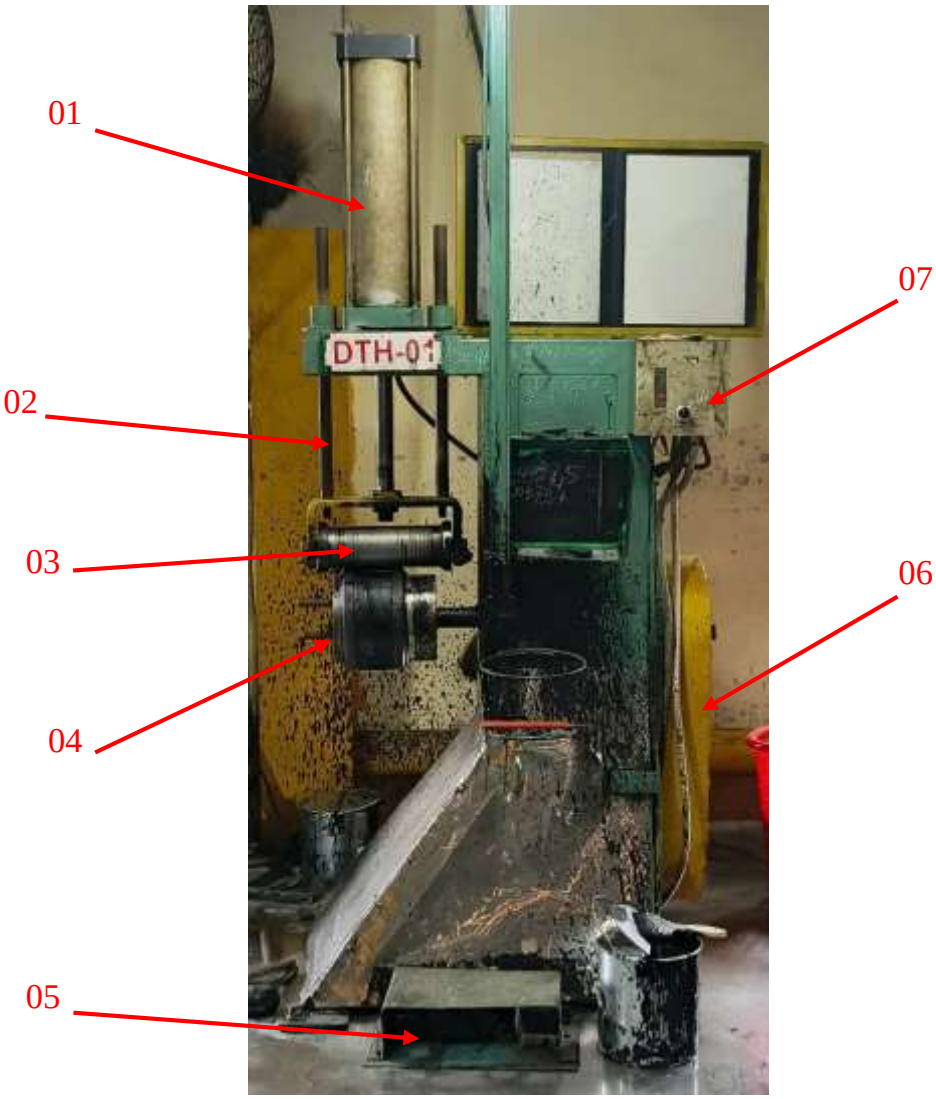
Sau khi hoàn tất quá trình cắt, xy lanh (05) sẽ rút lên, dao và con lăn trở về vị trí ban đầu, chuẩn bị cho chu kỳ cắt tiếp theo. Dải su sau khi cắt sẽ được cuộn lại bằng tay hoặc gác sang bàn thao tác kế bên.

– **Ưu, nhược điểm của máy cắt vải:**

Bảng 1.2. Ưu, nhược điểm của máy cắt vải mành

Ưu điểm	Nhược điểm
+ Thiết kế nhỏ gọn, chiếm rất ít không gian bố trí. + Hoạt động ổn định trong thời gian dài + Các cơ cấu cơ khí đều được bố trí ngoài máy thuận lợi cho bảo trì, bảo dưỡng và sửa chữa.	+ Hệ thống dao cắt rất khó để điều chỉnh chiều rộng cắt. + Cách bố trí dao chiếm quá nhiều không gian dẫn đến việc hiện tại máy không cắt được quy cách su của lốp đặc và công nhân phải cắt thủ công như hình 1.10 + Không có hệ thống cấp và cuộn su tự động, công nhân phải cuộn su thủ công như hình 1.11

– **Máy thành hình DTH-01:**



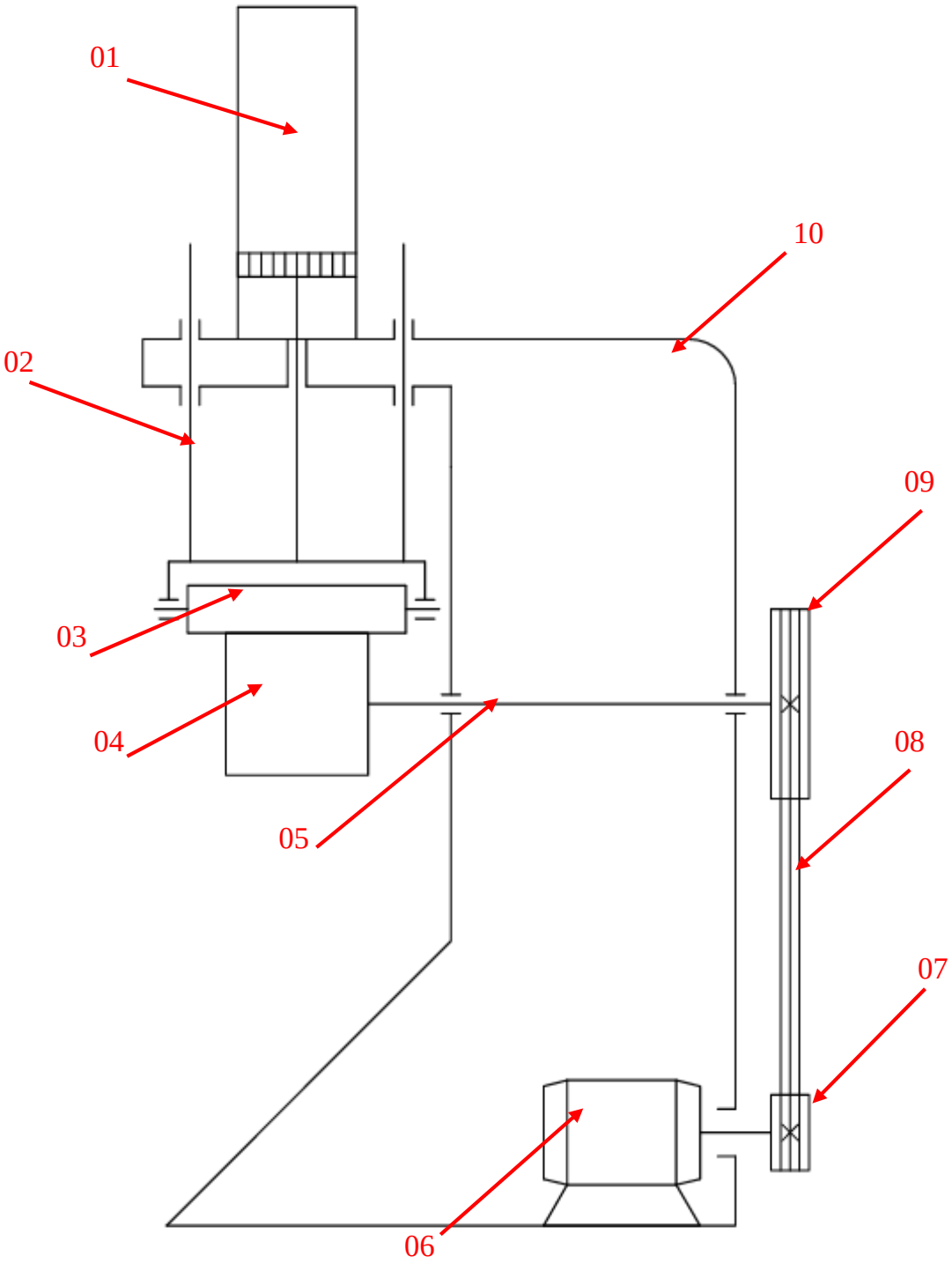
Hình 1.22. Máy thành hình lốp đặc DTH-01

❖ *Chú thích:*

01/ Xylanh ép con lăn 02/ Thanh dẫn hướng chống xoay 03/ Con lăn

04/ Trống bung gập 05/ Pedal điều khiển 06/ Bộ truyền đai 07/ Tủ điện

– **Sơ đồ động học của máy DTH-01:**



Hình 1.23. Sơ đồ động học máy DTH-01

❖ *Chú thích:*
01/ Xylanh ép *02/ Thanh dẫn hướng chống xoay* *03/ Con lăn*
04/ Trống bung gập *05/ Trục chính* *06/ Động cơ giảm tốc* *07/ Bánh đai nhỏ*
08/ Dây đai thang *09/ Bánh đai lớn* *10/ Thân máy*

– **Nguyên lí hoạt động của máy thành hình:**

Khi vận hành máy thành hình, trống bung gập (04) sẽ quay nhờ truyền động từ động cơ giảm tốc (06), thông qua bộ truyền đai gồm bánh đai nhỏ (07), dây đai thang (08), và bánh đai lớn (09). Trống có thể quay thuận hoặc nghịch tùy theo yêu cầu thao tác của công nhân.

Sau khi công nhân dán sơ bộ lớp su lên trống, họ sẽ nhấn pedal điều khiển (05) để kích hoạt xy lanh ép con lăn (01). Xy lanh này sẽ đẩy con lăn (03) hạ xuống, ép chặt lớp su vào trống đang quay để lớp su bám chắc và kết dính đều.

Các lớp tiếp theo (như mành thép, su bên, su mặt…) được dán tương tự bằng cách điều chỉnh trống quay và hạ con lăn ép. Khi hoàn thành các lớp, công nhân sẽ dừng trống, tháo lốp ra và tiếp tục dán lớp su mặt bích thủ công.

Máy DTH-01 sử dụng hệ trống bung gập dạng co xoay cơ khí, không có cơ cấu tự bung, vì vậy công nhân phải thao tác bung trống bằng tay để tháo lốp ra khỏi trống.

– **Ưu, Nhược điểm của máy DTH-01:**

Bảng 1.3. Ưu, nhược điểm của máy thành hình lốp đặc

Ưu điểm	Nhược điểm
+ Thiết kế của máy nhỏ, gọn cần rất ít không gian để bố trí. + Hoạt đồng bền bỉ đã được kiểm chứng qua khoảng thời gian phục vụ rất dài. + Bảo trì bảo dưỡng dễ dàng vì các bộ phận khá đơn giản và không gian thao tác rất thoáng.	+ Trục chính không có cơ cấu bung gập trống nên công nhân phải thực hiện bung gập trống bằng tay. + Không có băng tải cấp su tự động, công nhân phải chuẩn bị từng loại su sau đó đưa lên máy. + Không đảm bảo an toàn lao động vì trong quá trình thành hình công nhân tiếp xúc rất gần với con lăn có lực ép lớn, tiềm ẩn nguy cơ tai nạn lao động. + Máy không đáp ứng đủ yêu cầu về sản lượng trong tương lai gần.

Hình 1.22. Công nhân thực hiện bung trống bằng tay

❖ *Chú thích:*
01/ Trống bung gập

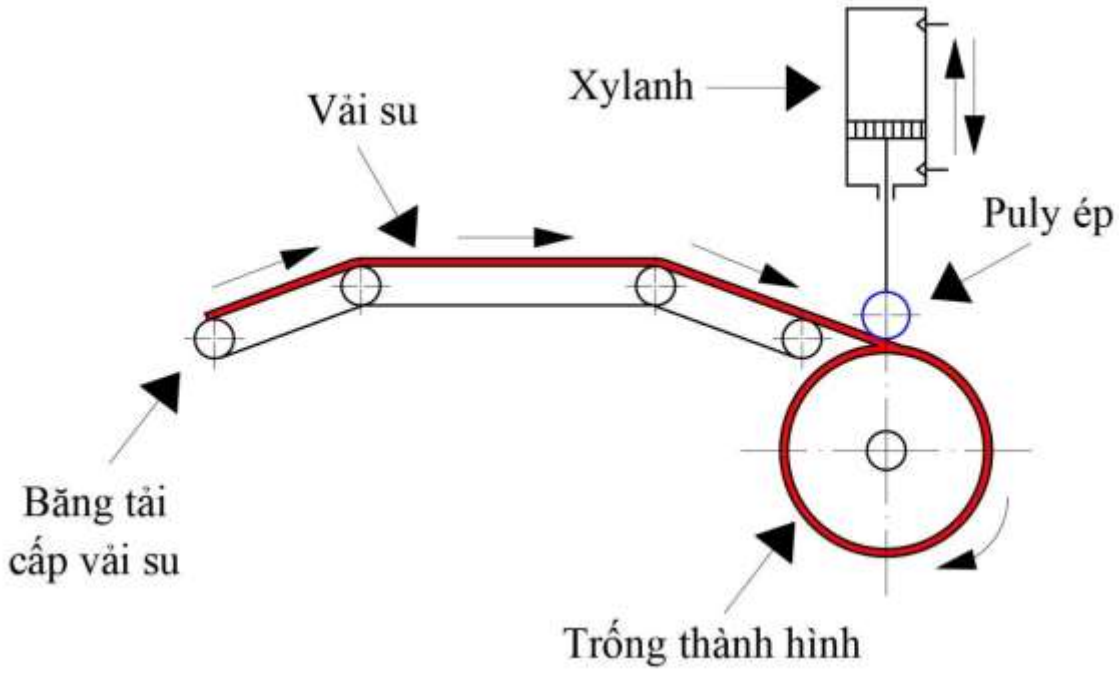
Hình 1.23. Công nhân tiếp xúc rất gần con lăn ép

❖ *Chú thích:*
01/ Vùng tiếp xúc nguy hiểm với con lăn ép

CHƯƠNG II: PHÂN TÍCH LỰA CHỌN PHƯƠNG ÁN THIẾT KẾ HỆ THỐNG MÁY THÀNH HÌNH LỐP ĐẶC

2.1. PHƯƠNG ÁN THIẾT KẾ HỆ THỐNG MÁY THÀNH HÌNH LỐP ĐẶC:

- Các máy thành hình lốp trên thế giới nói chung và tại công ty DRC nói riêng đều có cấu tạo trục chính nằm ngang, đầu trục lắp trống bung gập. Các máy thành hình tại DRC đa số được nhập khẩu từ Trung Quốc, Đài Loan, tài liệu thiết kế của các máy này là bí mật công nghệ nên nhà sản xuất không cung cấp và các tài liệu liên quan đến thiết kế máy thành hình rất ít. Vì vậy để thiết kế máy mới các cán bộ công ty và chúng em phải nghiên cứu kỹ các cơ cấu trên các máy thành hình đang hoạt động. Sau khi nghiên cứu và thảo luận công ty thống nhất chia hệ thống thành 2 cụm. Cụm 1 là máy thành hình, cụm 2 là băng tải cấp su. Từ quyết định này lại có 2 phương án thiết kế được đưa ra.
- **Phương án 1: Ép su sử dụng puly cà trên**



Hình 2.1. Sơ đồ sơ bộ phương án 1

+ **Nguyên lý hoạt động phương án 1:**

Giai đoạn cấp su từ băng tải tầng 1:

- Su (cao su tấm) được đưa vào băng tải.
- Băng tải di chuyển su về phía trống thành hình.
- Khi su tiếp cận trống, puly cà sẽ hạ xuống để ép chặt su vào trống.

Cuộn su từ băng tải vào trống:

- Xy lanh ép puly cà vào su để đảm bảo su bám chặt vào trống.

- Trống thành hình bắt đầu quay, kéo su từ băng tải và cuộn vào bề mặt trống.
- Khi su được cuộn đủ số vòng hoặc đạt đúng kích thước mong muốn, hệ thống băng tải dừng lại.

Hoàn thành quá trình cuộn su:

- Sau khi hoàn tất việc cuộn từ băng tải, hệ thống sẽ dừng lại để lấy sản phẩm ra.

+ **Ưu, nhược điểm của phương án 1:**

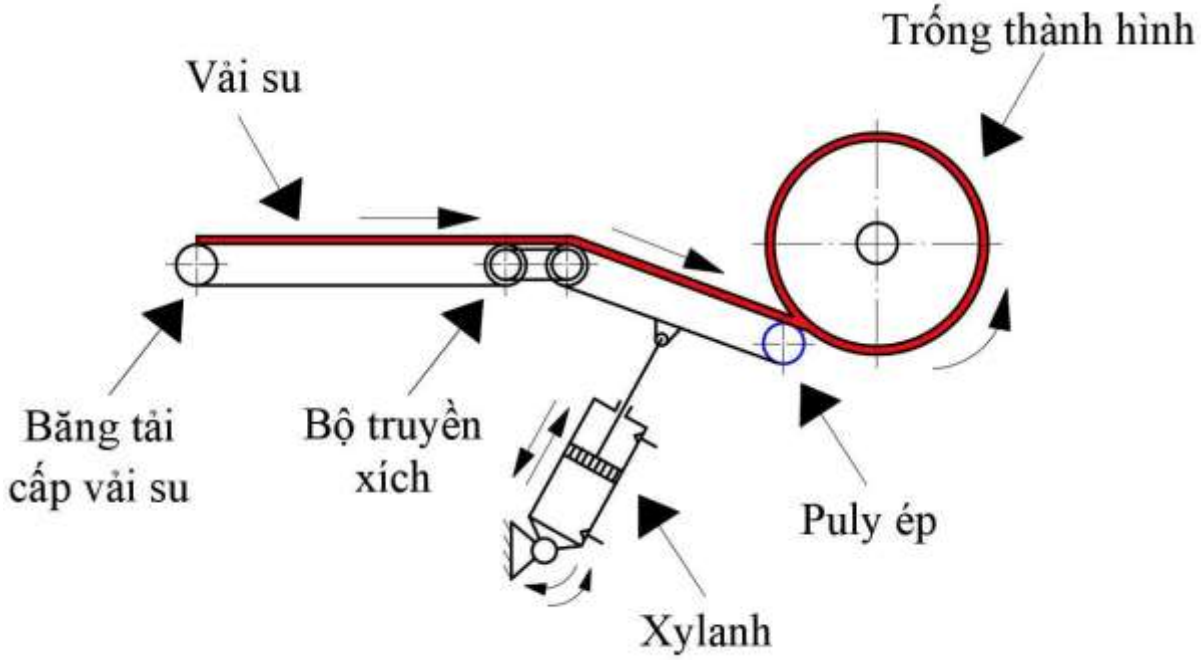
Ưu điểm :

- Kết cấu gọn gàng, dễ tích hợp với cụm máy thành hình hiện tại.
- Nguyên lý hoạt động kế thừa từ máy cũ, nên dễ chế tạo và vận hành.

Nhược điểm :

- Puly cà bố trí phía trên, nằm gần vùng thao tác của công nhân, tiềm ẩn nguy cơ tai nạn lao động do tiếp xúc gần với con lăn ép khi máy hoạt động.
- Khi xảy ra sự cố hoặc cần bảo trì, việc tiếp cận và xử lý ở vị trí cao sẽ bất tiện và mất an toàn hơn so với bố trí dưới.
- Vị trí puly ở trên lặp lại nhược điểm của máy cũ, chưa cải thiện được đáng kể về an toàn vận hành.

– **Phương án 2: Ép su sử dụng puly cà dưới**



Hình 2.2. Sơ đồ sơ bộ phương án 2

+ **Nguyên lý hoạt động phương án 2:**

Giai đoạn cấp su từ băng tải:

- Tấm su được đưa vào băng tải.
- Băng tải di chuyển su về phía trống thành hình.
- Khi su tiếp cận trống, puly cà nằm dưới sẽ được nâng lên để ép su vào trống.

Cuộn su từ băng tải vào trống:

- Xy lanh đẩy puly cà từ dưới lên để ép chặt su vào trống.
- Trống thành hình bắt đầu quay, kéo tấm su từ băng tải vào bề mặt trống.
- Quá trình này đảm bảo su được cuộn chắc chắn và đạt độ dày mong muốn.

Hoàn tất quá trình cuộn su:

- Sau khi hoàn tất việc cuộn từ băng tải, hệ thống sẽ dừng lại để lấy sản phẩm ra.

+ **Ưu, nhược điểm của phương án 2:**

Ưu điểm:

- Puly cà ép từ dưới lên, giúp tấm su bám chặt vào trống hơn so với phương án 1 (cà trên). Điều này giúp su không bị trượt hay lệch vị trí khi cuộn.
- Puly cà ép từ dưới lên sẽ giúp giảm tải trọng tác dụng lên trục chính.
- Puly cà đặt ở dưới cách xa vị trí thao tác của công nhân, giải quyết được vấn đề an toàn lao động.
- Hệ thống 1 băng tải làm giảm chiều cao, mọi thứ đều nằm dưới tầm mắt của công nhân giúp dễ dàng kiểm soát các trục trặc bất ngờ và dễ dàng bảo trì sửa chữa.

Nhược điểm:

- Việc thiết kế hệ thống băng tải cấp su có tích hợp băng tải gập sẽ phức tạp hơn.

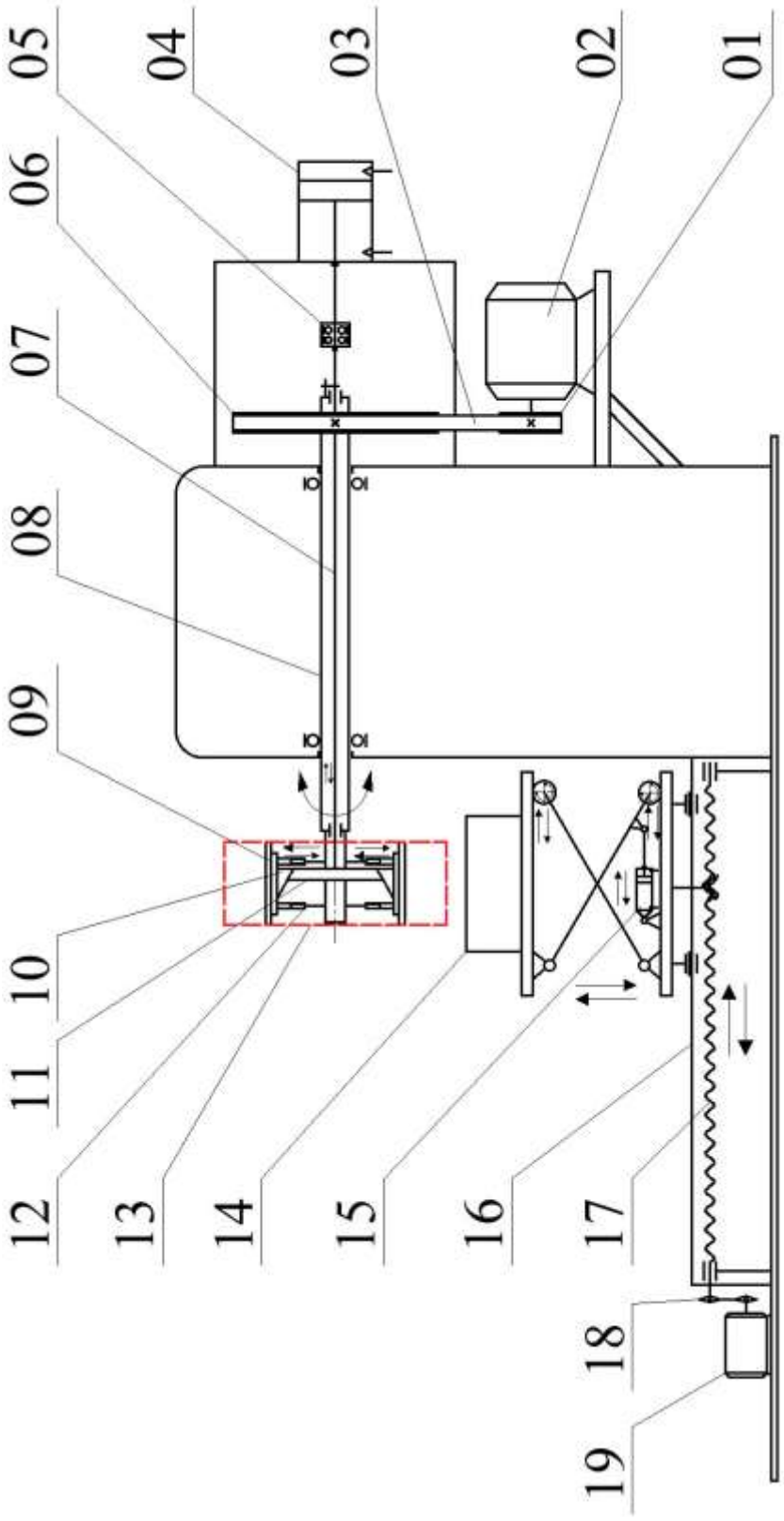
– **Kết luận:**

Sau khi nghiên cứu, thảo luận kỹ về ưu nhược điểm của từng phương án, công ty lựa chọn phương án 2 vì đáp ứng tốt các yêu cầu về an toàn lao động, dễ bảo trì và phù hợp với quy trình thành hình hiện tại. Chỉ cần tự động cấp lớp su giữa bằng cao su tận dụng có chiều dài lớn nhất, còn lớp su mặt lốp sẽ do công nhân dán thủ công để tiết kiệm chi phí và tăng tính linh hoạt. Thực tế tại nhà máy lớp su gót lốp và mặt lốp được cắt sẵn và vận chuyển tới vị trí máy thành hình.

Vì vậy, thiết kế cuối cùng chỉ sử dụng một băng tải cấp su duy nhất, hệ thống vẫn giữ nguyên puly cà dưới để đảm bảo an toàn trong thao tác, đồng thời đơn giản hóa kết cấu và tiết kiệm chi phí chế tạo.

2.2. THIẾT LẬP SƠ ĐỒ ĐỘNG:

+ **Cụm máy thành hình:**



Hình 2.3. Sơ đồ động học máy thành hình

❖ *Chú thích:*
01/ Bánh đai nhỏ 02/ Động cơ giảm tốc 03/ Dây đai 04/ Xylanh bung gập trống 05/ Cơ cấu chống xoay cần xylanh 06/ Bánh đai lớn 07/ Trục phụ bung gập trống 08/ Trục chính 09/ Mặt nạ trống 10/ Sống trượt nghiêng 11/ Đĩa trượt nghiêng 12/ Ống trượt 13/ Sản phẩm sau thành hình 14/ Bệ đỡ sản phẩm 15/ Xylanh nâng hạ bệ đỡ 16/ Ray trượt 17/ Trục vít me 18/ Bộ truyền xích 19/ Động cơ giảm tốc truyền động cho trục vít me

- **Giải thích sơ đồ động học cụm máy thành hình:**

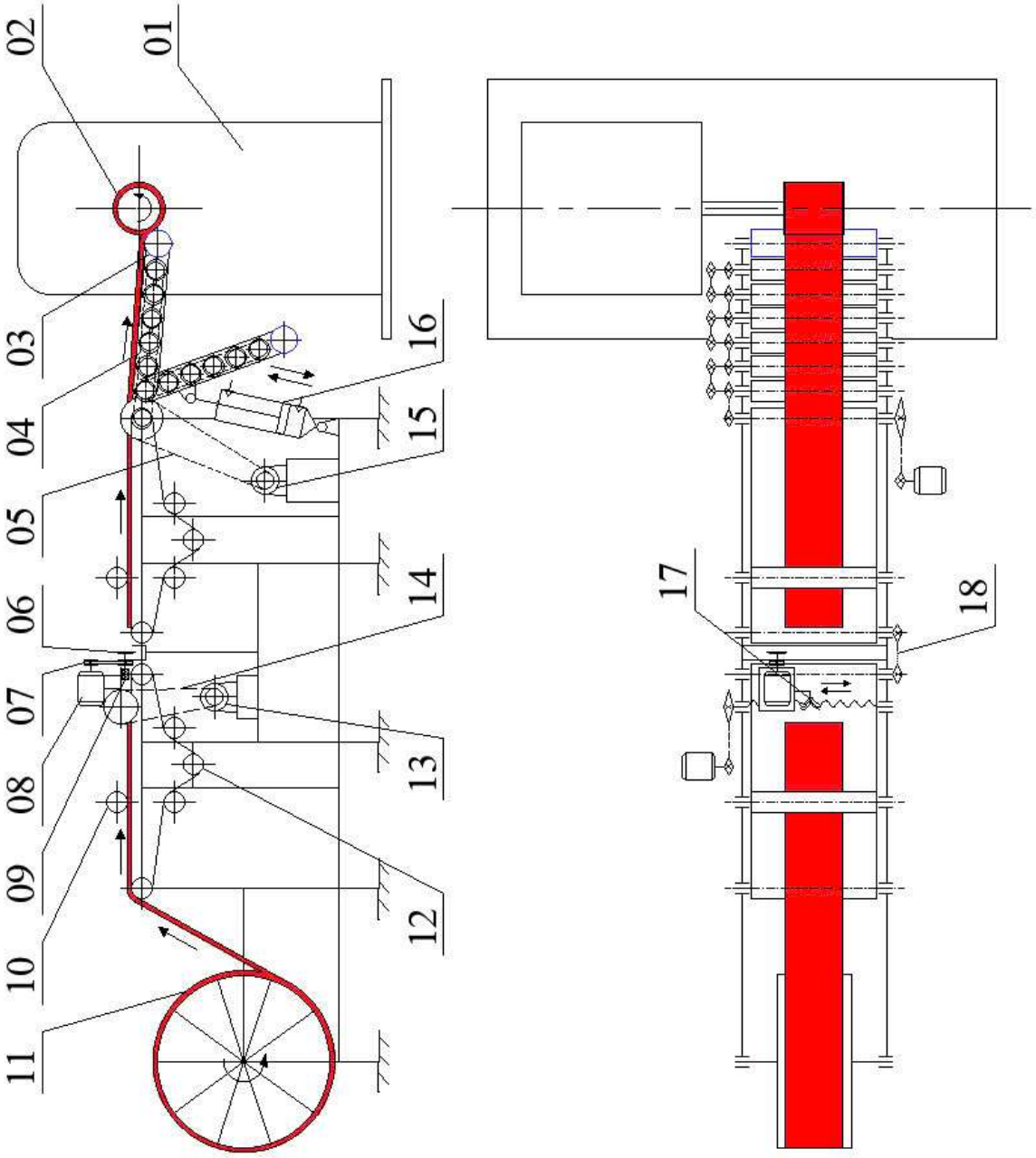
Hệ thống máy thành hình lốp đặc bao gồm ba bộ phận chính hoạt động liên hoàn để thực hiện quá trình bung, định hình và lấy sản phẩm sau khi hoàn thiện. Bộ phận thứ nhất là truyền động trục chính, nơi đảm nhiệm nhiệm vụ quay trống thành hình trong suốt quá trình gia công. Trục chính (08) được dẫn động bởi một động cơ giảm tốc (02) thông qua hệ thống bánh đai – dây đai. Cụ thể, động cơ giảm tốc (02) được gắn chặt vào bệ máy (01), truyền động quay đến bánh đai nhỏ (01), bánh đai nhỏ kéo dây đai (03) làm quay bánh đai lớn (06), từ đó truyền momen xoắn đến trục chính (08). Trục chính được đỡ bằng gối ổ và dẫn ra phía trước để kết nối với trống thành hình. Kết cấu này đảm bảo sự ổn định, chính xác và liên tục trong quá trình quay, góp phần quan trọng vào việc phân bố đều vật liệu thành lốp quanh chu vi trống.

Bộ phận thứ hai là trống thành hình loại bung gập bằng đĩa trượt nghiêng, là nơi trực tiếp thực hiện quá trình bung và định hình lốp. Trống được cấu tạo gồm mặt nạ trống (09), sống trượt nghiêng (10), đĩa trượt nghiêng (11) và ống trượt (12) liên kết lại với nhau, có khả năng mở rộng và co lại theo điều khiển từ xy lanh bung gập (04). Khi xy lanh này hoạt động, các đĩa trượt nghiêng (11) sẽ tịnh tiến nhờ sống trượt nghiêng (10), làm cho các mảng mặt nạ trống (09) bung ra theo phương xuyên tâm, giúp ôm chặt lớp gót lốp và định hình đúng hình dạng mong muốn. Cơ cấu chống xoay cần xy lanh (05) được lắp kèm để giữ cho cần xy lanh không bị vặn trong quá trình làm việc. Trục phụ bung gập trống (07) kết nối xy lanh với trống đóng vai trò trung gian truyền chuyển động. Nhờ kết cấu trượt nghiêng, lực bung được khuếch đại hiệu quả, đồng thời đảm bảo độ mở đồng đều của trống khi làm việc, nâng cao chất lượng định hình sản phẩm.

Bộ phận cuối cùng là cụm bàn hỗ trợ lấy sản phẩm sau khi thành hình, có nhiệm vụ đỡ và đưa sản phẩm lốp (13) ra khỏi trống một cách nhẹ nhàng và an toàn. Sau khi trống hoàn tất quá trình quay và được thu gọn lại, cụm này được đưa vào vị trí dưới trống nhờ hệ thống ray trượt (16) dẫn hướng chuyển động ngang. Bệ đỡ sản phẩm (14) được gắn trên cụm nâng kiểu bàn nâng chữ X, có xy lanh nâng hạ (15) để điều chỉnh cao độ sao cho tiếp xúc nhẹ với lốp. Toàn bộ cụm được truyền động ra vào bằng trục vít me (17) và bộ truyền xích (18), dẫn động bởi một động cơ giảm tốc riêng biệt (19). Khi bệ đỡ tiếp xúc lốp, người vận hành

có thể dễ dàng rút sản phẩm ra ngoài mà không gây biến dạng hoặc rơi lệch, đồng thời tiết kiệm công sức thao tác trong môi trường công nghiệp.

+ **Cụm băng tải cấp su kết hợp puly cà dưới:**



Hình 2.4. Sơ đồ động học cụm băng tải cấp su

❖ *Chú thích:*
01/ Máy thành hình lốp đặc *02/ Lớp cao su thành hình* *03/ Con lăn cà su*
04/ Bộ truyền xích băng tải gập *05/ Bộ truyền xích băng tải chính*

06/ Lưỡi dao tròn cắt su 07/ Bộ truyền đai dao cắt su 08/ Động cơ dao cắt su
09/ Cơ cấu mang dao cắt su 10/ Con lăn ép phẳng su 11/ Lô cuốn su
12/ Con lăn căng băng tải 13/ Động cơ giảm tốc truyền động trục vít me
14/ Bộ truyền xích truyền động trục vít me
15/ Động cơ giảm tốc truyền động băng tải
16/ Xylanh nâng hạ băng tải gập
17/ Bộ truyền vít me-đai ốc tạo chuyển động tiến dao ngang
18/ Bộ truyền xích đồng tốc băng tải

- **Giải thích sơ đồ động học cụm băng tải cấp su:**

Cụm băng tải cấp su có nhiệm vụ cấp lớp cao su giữa (02) – là lớp dài nhất trong cấu trúc lốp đặc – từ lô cuốn su (11) đến trống của máy thành hình (01). Đây là lớp cao su tận dụng, cần được đưa lên trống thành hình một cách chính xác và liên tục để đảm bảo quy trình cuộn su được tự động hóa, đồng đều. Sau khi được kéo ra từ lô cuốn (11), tấm su sẽ đi qua con lăn ép phẳng (10) để dàn đều, sau đó di chuyển nhờ băng tải chính, được dẫn động bởi động cơ giảm tốc (15) thông qua bộ truyền xích (05). Trong quá trình di chuyển, hệ thống con lăn căng (12) có nhiệm vụ duy trì độ căng ổn định của dây băng, đảm bảo cao su không bị mấp mô trong quá trình vận hành.

Khi lớp cao su đạt đúng chiều dài theo yêu cầu, hệ thống dao tròn cắt su (06) sẽ hoạt động. Dao cắt được lắp trên cơ cấu mang dao (09), nhận truyền động quay từ động cơ riêng (08) thông qua bộ truyền đai (07), đồng thời dịch chuyển ngang nhờ bộ truyền vít me – đai ốc (17). Sự phối hợp nhịp nhàng giữa chuyển động quay và tịnh tiến giúp đảm bảo đường cắt su dứt khoát, chính xác theo chiều rộng su quy định.

Sau khi cắt, lớp su tiếp tục được băng tải gập đưa về phía trống thành hình. Băng tải gập này được truyền động bởi bộ truyền xích riêng (04) và có thể nâng lên hạ xuống bằng xy lanh (16) để đảm bảo độ cao phù hợp giữa mặt băng và trống. Ngay tại đầu ra của băng tải gập, hệ thống con lăn cà su (03) được bố trí phía dưới, có nhiệm vụ ép chặt lớp su vào sát bề mặt trống khi trống quay. Điều này giúp các lớp su bám dính chắc vào nhau, đảm bảo chất lượng thành hình trong quá trình cuộn.

Băng tải chính và băng tải gập được đồng bộ hóa bằng bộ truyền xích đồng tốc (18), giúp toàn hệ thống vận hành trơn tru, tránh hiện tượng lệch su hoặc gián đoạn khi cuộn. Đáng chú ý, các lớp cao su còn lại như lớp gót lốp và lớp mặt lốp sẽ được công nhân dán thủ công bằng keo vì đã được cắt sẵn từ khu vực khác đưa tới. Cách kết hợp bán tự động – tự động như trên giúp tiết kiệm chi phí đầu tư thiết bị mà vẫn đảm bảo chất lượng và hiệu quả sản xuất.

CHƯƠNG III: TÍNH TOÁN THIẾT KẾ HỆ THỐNG MÁY THÀNH HÌNH LỐP ĐẶC

3.1. TÍNH TOÁN THIẾT KẾ CỤM MÁY 1 MÁY THÀNH HÌNH LỐP ĐẶC:

3.1.1. Tính toán thiết kế trống thành hình:

- **Cơ sở thiết kế trống thành hình:**
  + Theo sáng chế WO2004012927A1 **"Collapsible tire building drum"** của tác giả **D. J. Griffiths and R. A. MacDonald**:

    Bất kể phương pháp sản xuất lốp như thế nào, trong tất cả các trường hợp, trống thành hình đều được lắp vào các máy thành hình lốp, vận hành cùng với các thiết bị cung cấp nguyên liệu ("stock servicers"). Mặc dù hiện nay đã có các hệ thống tự động, nhưng chúng vẫn còn hiếm và trong phần lớn trường hợp, máy thành hình lốp vẫn do công nhân ("tire builders") vận hành.

    Trong quá trình thành hình sơ cấp điển hình, các lớp như lớp lót trong, gót lốp, lớp thân, các lớp bố và thành bên được đặt lên trống và ép lại với nhau. Sau đó, trống phải "co lại" (collapse) – tức là giảm đường kính của trống – để người vận hành có thể tháo lốp sống ra khỏi trống.

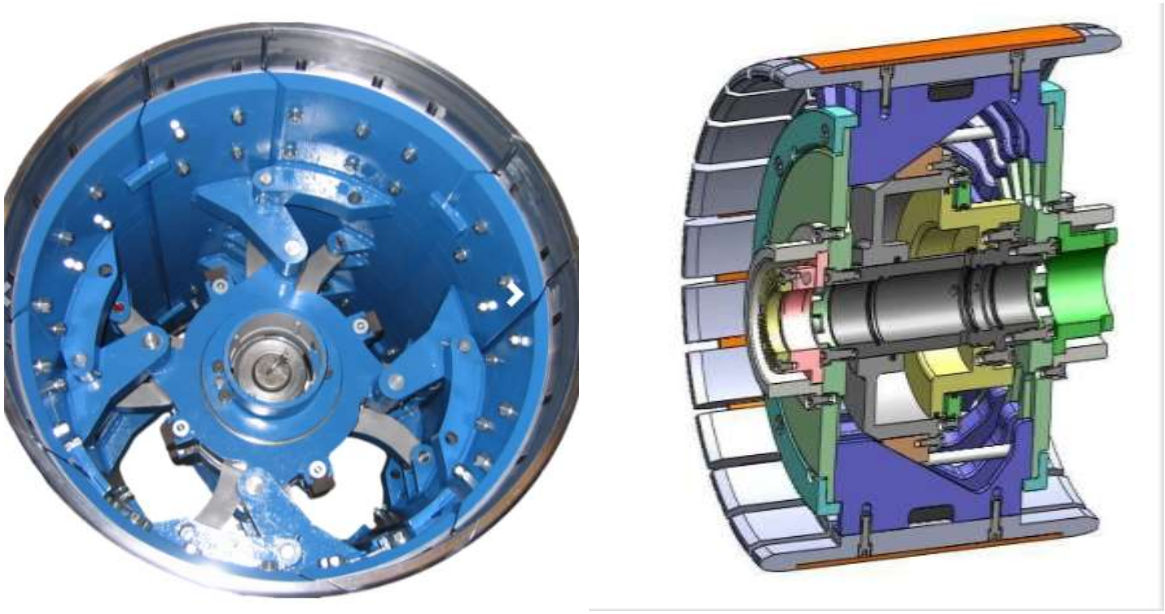
    Nhiều cơ cấu đã được đề xuất để tạo khả năng co lại cho trống thành hình, từ các phương pháp tháo lắp thủ công đến các hệ thống tự động, trong đó cơ cấu truyền động của máy thành hình sẽ kích hoạt cơ cấu co trống. Các loại trống co tự động chủ yếu được phân thành hai nhóm:

    Loại co xoay (rotary collapse): thân trụ của trống được tạo thành từ nhiều đoạn có thể dịch chuyển dọc trục, được liên kết với nhau thông qua các khớp bản lề nối về một trục trung tâm. Khi xoay các liên kết này, sẽ tạo ra sự co lại hoặc giãn ra của các đoạn trống.

    Loại co hướng tâm (radial collapse): các đoạn trống được gắn trên các thanh trượt hoặc thanh dẫn chuyển động hướng tâm, cho phép co và giãn đều theo phương bán kính khi được kích hoạt.

    Mặc dù hệ thống co xoay từng rất phổ biến, nhưng trong những năm gần đây, hệ thống co hướng tâm được ưa chuộng hơn nhờ tính chính xác và khả năng đồng bộ cao.

  + Trống bung gập loại co xoay và loại co hướng tâm:
    - Sự khác biệt rõ ràng nhất giữa 2 loại trống này thực chất nằm ở chuyển động của trục bung gập.
    - Đối với loại co xoay, khi bung hay gập trống chuyển động xoay của trục bung gập sẽ kéo theo các tay gạt vươn ra hoặc thu lại làm trống bung gập.
    - Đối với loại co hướng tâm, khi bung hay gập trống trục bung gập sẽ tịnh tiến kéo theo cơ cấu đĩa trượt nghiêng làm trống bung ra hoặc gập vào.

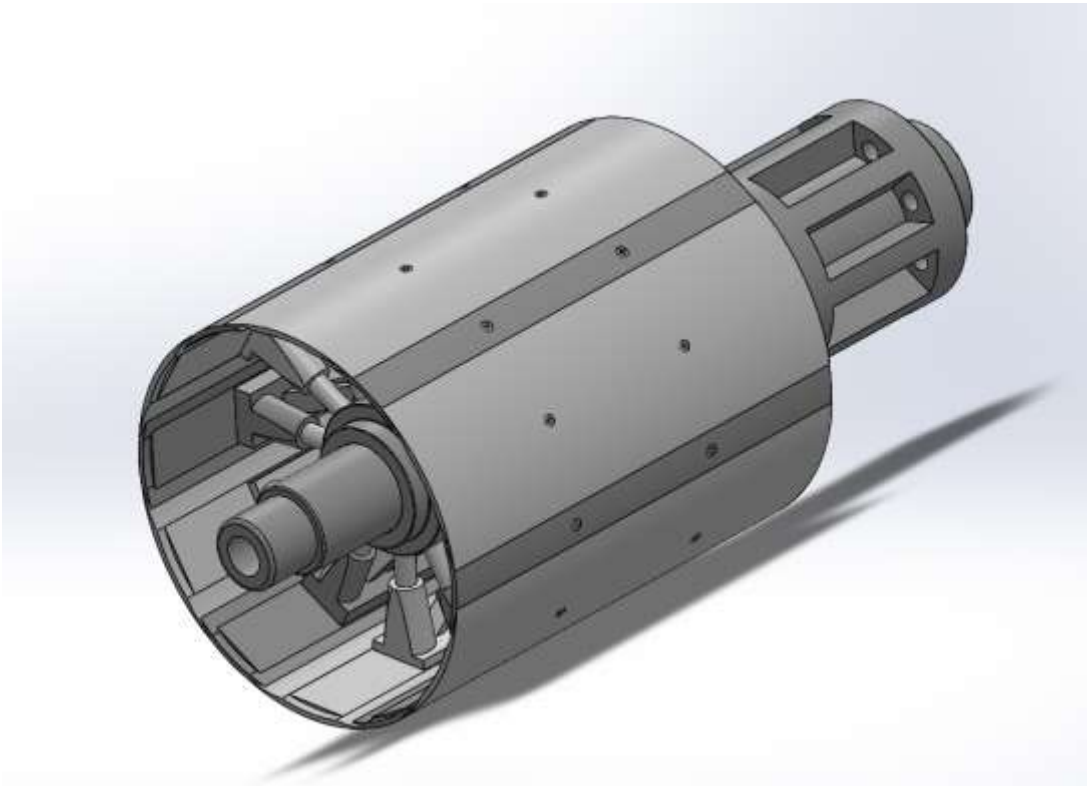


Hình 3.1. Trống bung gập loại co xoay và loại co hướng tâm

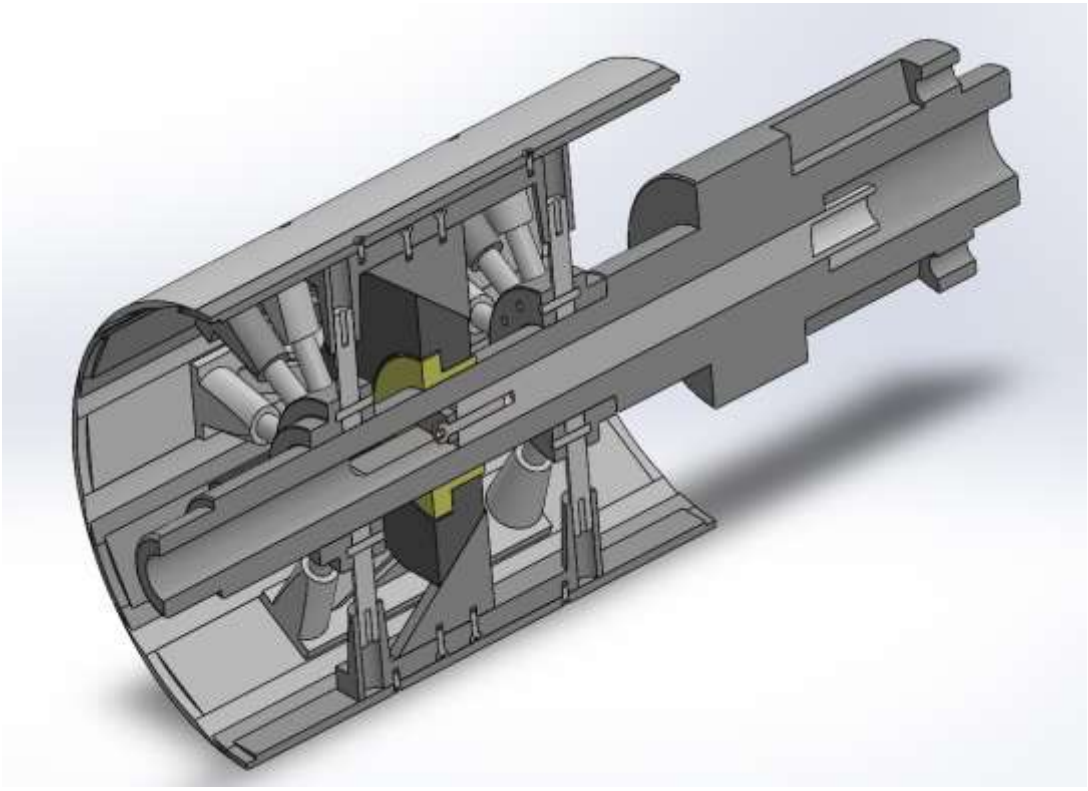
+ Đúng theo nghiên cứu, hiện nay tại DRC đã dần chuyển giao từ các loại trống co xoay cũ sang loại co hướng tâm và loại trống nhóm em thiết kế là loại co hướng tâm. Tuy nhiên các tài liệu cụ thể về thiết kế trống rất hạn chế, các bài báo nước ngoài chủ yếu chỉ giới thiệu cấu tạo, không đề cập đến các tính toán cụ thể. Vậy nên nhóm em đã tháo rời các bộ phận của trống thành hình đang có tại công ty để quan sát rõ tất cả chi tiết, cấu tạo bên trong trống đồng thời đo đạt và vẽ lại cho đúng kích thước trống công ty yêu cầu đường kính 200 mm.

Hình 3.2. Trống thành hình đường kính 305mm của công ty

+ Mô hình trống 3D được nhóm xây dựng lại:

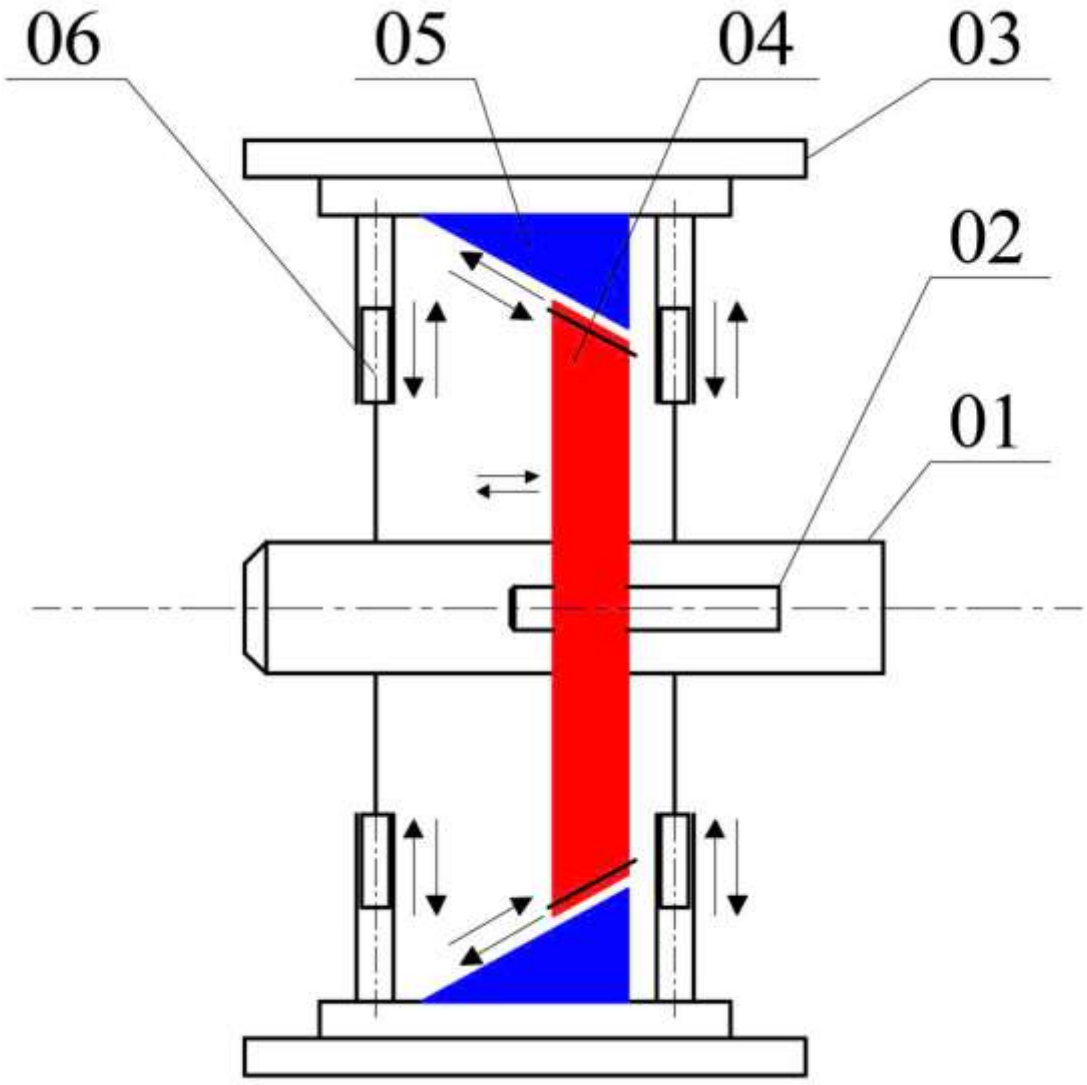


Hình 3.3. Mô hình 3D trống thành hình



Hình 3.4. Mô hình 3D mặt cắt trống thành hình

– **Sơ đồ nguyên lý trống thành hình:**



Hình 3.5. Sơ đồ nguyên lý trống thành hình

❖ Chú thích:

01/ Trục rỗng lắp với trục chính của máy thành hình
02/ Trục bung gập lắp với trục phụ của máy thành hình
03/ Mặt nạ của trống thành hình *04/ Đĩa trượt tạo chuyển động bung gập trống*
05/ Sống trượt nghiêng *06/ Ống trượt định vị mặt nạ*

- **Giải thích sơ đồ nguyên lý của trống thành hình:**

Trống thành hình này hoạt động dựa trên nguyên lý chuyển động tương đối giữa trục rỗng (01) và trục bung gập (02). Trục rỗng (01) được lắp với trục chính của máy thành hình và quay cùng tốc độ với nó, trong khi trục bung gập (02) gắn với trục phụ và có khả năng chuyển động tịnh tiến tương đối so với trục rỗng.

Khi trục bung gập (02) dịch chuyển dọc theo phương trục, nó kéo theo đĩa trượt (04) chuyển động lên hoặc xuống. Đĩa trượt này liên kết với các sống trượt nghiêng (05) – là các thanh dẫn có mặt nghiêng. Khi đĩa trượt chuyển động, nhờ mặt nghiêng, nó ép các sống trượt di chuyển hướng ra ngoài (bung ra) hoặc hướng vào trong (thu lại) theo phương hướng tâm.

Các sống trượt nghiêng (05) được gắn cố định với mặt nạ trống thành hình (03) nên khi sống trượt chuyển động hướng tâm, mặt nạ cũng sẽ bung ra hoặc gập lại theo. Mặt nạ được định vị và dẫn hướng bởi các ống trượt (06) để đảm bảo chuyển động ổn định, chính xác.

Như vậy, bằng cách điều khiển chuyển động của trục phụ (02), người vận hành có thể điều khiển quá trình bung và gập của mặt nạ trống, giúp trống thành hình ôm chặt hoặc thả lớp cao su/gót lốp đúng lúc trong chu kỳ làm việc.

- **Thông số ban đầu:**
  - + Đường kính max khi trống bung: D_{max} = 200 (mm)
  - + Đường kính min khi trống gập: D_{min} = 160 (mm)
  - + Bề rộng tiếp xúc giữa lốp và trống: W = 250 (mm)
  - + Số mặt nạ bung gập: 12 miếng (6 lớn và 6 nhỏ)
  - + Góc bung so với tâm trục chính: 90^0
  - + Khối lượng lốp đặc sau khi thành hình: 70 (kg)
  - + Hệ số ma sát: $\mu = 0,9$
  - + Ứng suất ép an toàn trên chân lốp: $\sigma = 0,05$ (MPa)
  - + Áp suất khí nén làm việc: P = 0,5 (MPa)
  - + Hành trình đĩa trượt: 23 (mm)
- **Tính lực bung trống cần thiết:**
  - + Diện tích tiếp xúc giữa trống và chân lốp:

$$A = \pi.D_{max}.W = \pi.0,2.0.25 = 0,157 \ (m^2)$$

  - + Lực ép cần thiết (theo ứng suất):

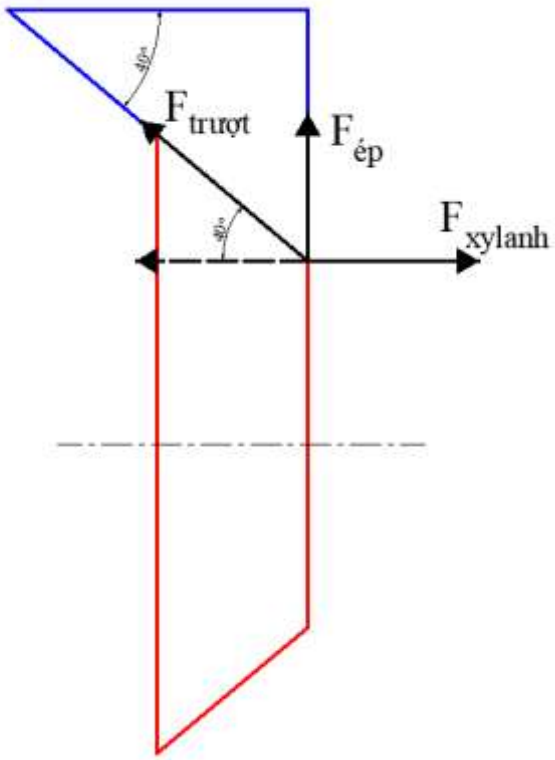
$$F_{ép} = \sigma.A = 0,05.10^6.0,157 = 7850 \ (N) = 7,85 \ (kN)$$

  - + Lực yêu cầu cho từng mặt nạ bung:

$$F_{miếng} = 7850/12 = 654,16 \ (N)$$

- **Tính toán lực kéo đĩa trượt:**

+ Sơ đồ bố trí lực:



Hình 3.6. Sơ đồ bố trí lực trên đĩa trượt

+ Với góc nghiêng của đĩa là 40^0, lực kéo dọc trục cần thiết:

$$F_{xylanh\ tính\ toán} = F_{ép}/\tan(\alpha) = 7850/\tan(40^0) = 9356\ (N)$$

Bỏ qua các ảnh hưởng của hệ số ma sát vì tình trạng bôi trơn tốt và liên tục.

– **Tính chọn và kiểm tra xylanh:**

+ Loại xylanh công ty yêu cầu sử dụng là dòng SAI của hãng Airtac có đường kính lòng xylanh d = 160 (mm).
+ Diện tích mặt piston:

$$A_{piston} = \frac{\pi.d^2}{4} = 20106{,}2\ (mm^2) = 0{,}0201\ (m^2)$$

+ Lực xylanh sinh ra:

$$F_{xylanh\ thực\ tế} = P.A_{piston} = 0{,}5.10^6.0{,}0201 = 10050\ (N)$$

+ So sánh:

Như vậy $F_{xylanh\ thực\ tế} > F_{xylanh\ tính\ toán}$, nên đảm bảo đĩa trượt bung gập ổn định.

– **Kiểm tra khả năng giữ chặt lốp khi lốp đạt đến khối lượng tối đa:**

+ Trọng lượng lốp tối đa tác dụng lên mặt trống:

$$P = m.g = 70.9{,}81 = 686{,}7 \text{ (N)}$$

+ Lực ma sát giữa lớp gót lốp và mặt trống:

$$F_{ma\ sát} = \mu.F_{ép} = 0{,}9.7850 = 7065 \text{ (N)}$$

$$\Rightarrow F_{ma\ sát} >> P$$

Ta thấy lực ma sát gấp 10 lần trọng lượng. Như vậy lốp vẫn được giữ chắc kể cả trong trường hợp có rung động.

3.1.2. Tính toán thiết kế bộ truyền đai truyền động cho trục chính:

– **Các thông số kế thừa từ các máy thành hình đang hoạt động:**

$$D_{bđ\ lớn} = 500 \text{ (mm)};\ D_{bđ\ nhỏ} = 100 \text{ (mm)}$$

– **Các thông số công ty yêu cầu:**

$$D_{trục\ chính} = 100 \text{ (mm)};\ D_{trống} = 200 \text{ (mm)};\ v_{trống} = 7 \text{ (m/ph)}$$

– **Tính tốc độ quay của trống theo vòng/phút:**

$$RPM = \frac{v\ (\frac{m}{ph})\times 1000}{\pi \times D} = \frac{7\times 1000}{\pi \times 200} = 11{,}14 \text{ (v/ph)} \approx 12 \text{ (v/ph)}$$

– **Mối liên hệ về vòng quay giữa trục chính và trống:**

$$n_{trục}.D_{trục} = n_{trống}.D_{trống}$$

$$\Rightarrow n_{trục} = \frac{n_{trống}\times D_{trống}}{D_{trục}} = \frac{12\times 200}{100} = 24 \text{ (v/ph)} = 0{,}126 \text{ (m/s)}$$

Như vậy, trống quay 12 (v/ph) thì trục chính quay 24 (v/ph).

– **Chọn tỷ số truyền cho bộ truyền đai u = 5:**

$$u = \frac{n_1}{n_2} \Leftrightarrow n_1 = u.n_2 = 5.24 = 120 \text{ (v/ph)}$$

– **Xác định công suất cần thiết của động cơ và chọn động cơ:**

$$P_{ct} \geq P_{lv} + P_{mm}$$

Trong đó:

P_{lv} (kW) – Công suất làm việc của trục chính, trong đó F (N) là lực đặt lên trục và v (m/s) là vận tốc của trục chính.

$$\Rightarrow P_{lv} = \frac{F.v}{1000} = \frac{2000.0{,}126}{1000} = 0{,}252 \text{ (kW)}$$

P_{mm} (kW) – Công suất mất mát, trong đó η là hiệu suất của hệ thống truyền động tra theo bảng 2.3 trang 19 (TTTK HTDĐCK tập 1).

=> $\eta = \eta_{ol}.\eta_{ol}.\eta_{đ} = 0,99.0,99.0,95 = 0,93$

=> $P_{mm} = \left(\frac{1}{\eta} - 1\right).P_{lv} = 0,019$ (kW)

Vậy $P_{ct} \geq P_{lv} + P_{mm} = 0,271$ (kW)

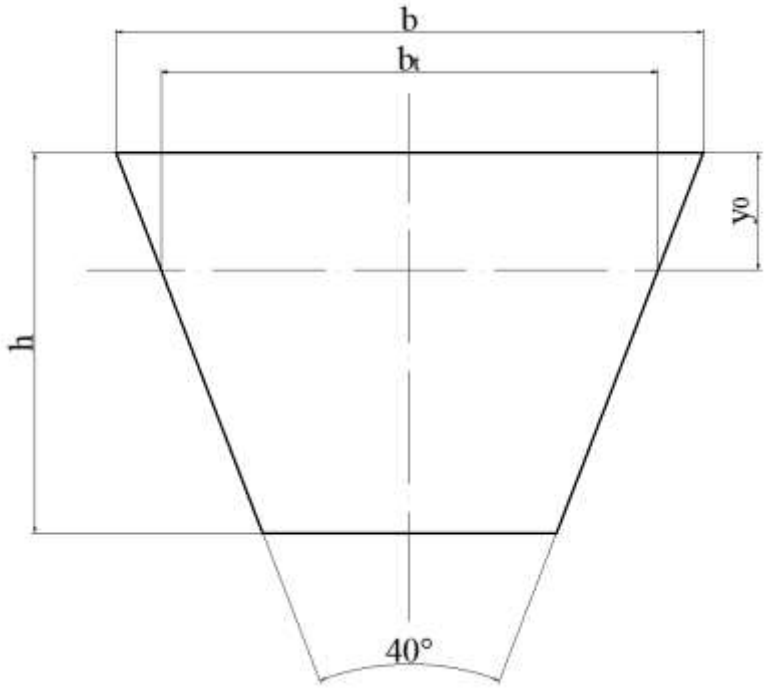
=> Chọn động cơ giảm tốc có thông số như sau:

Sử dụng điện **3 pha**, tỷ số truyền **1/10**, công suất **0,4 kW**, tốc độ trục ra **140 v/ph**.

- **Chọn loại đai và tiết diện đai:**

Với $P_1 = 0,4$ (kW); $n_1 = 140$ (v/ph). Căn cứ vào hình 4.1 trang 59 (TTTK HTDĐCK tập 1) chọn loại đai thang loại **Б**. Tra bảng 4.13 trang 59 chọn các thông số của đai hình thang loại **Б**.

=> $b_t = 14$ (mm); b = 17 (mm); h = 10,5 (mm); $y_0 = 4$ (mm); A = 138 (mm^2)



Hình 3.7. Thông số của đai thang

- **Xác định các thông số của bộ truyền:**
  + **Đường kính bánh đai nhỏ d_1:**

Chọn theo bảng 4.13 trang 59 (TTTK HTDĐCK tập 1)

=> $d_1 = 100$ (mm)

+ **Xác định vận tốc đai v:**

$v = (\pi.d_1.n_1)/60000 = (\pi.100.140)/60000 = 0,73$ (m/s)

$d_2 = u.d_1 = 100.5 = 500$ (mm)

+ **Khoảng cách trục a:**

Tra bảng 4.14 trang 60 (TTTK HTDĐCK tập 1) với u = 5:

$a/d_2 = 0,9 \Rightarrow a = 0,9.500 = 450$ (mm)

Khoảng cách trục a cần thỏa mãn:

$0,55.(d_1 + d_2) + h \leq a \leq 2.(d_1 + d_2)$

$\Rightarrow 330 \leq a \leq 1200$ (mm)

Vậy khoảng cách trục a = 450 (mm) thỏa mãn điều kiện.

+ **Chiều dài đai l:**

Xác định theo khoảng cách trục đã chọn a theo công thức (4.4) trang 54 (TTTK HTDĐCK tập 1):

$l = 2a + \pi.(d_1 + d_2)/2 + (d_2 - d_1)^2/4a$

$\Rightarrow l = 1931,36$ (mm)

Tra bảng 4.13 trang 59 (TTTK HTDĐCK tập 1)

Chọn chiều dài đai l = 2000 (mm) = 2 (m)

+ **Kiểm nghiệm đai về tuổi thọ:**

$i = v/l = 0,73/2 = 0,365$

Vậy $i \leq i_{max} = 10$ (Thỏa mãn)

+ **Tính chính xác khoảng cách trục a:**

Từ chiều dài đai đã chọn theo tiêu chuẩn tính chính xác khoảng cách trục theo công thức 4.6 trang 54 (TTTK HTDĐCK tập 1):

$$a = \left(\frac{\lambda + \sqrt{\lambda^2 - 8\Delta^2}}{4}\right)$$

Trong đó:

$$\lambda = l - \pi\frac{(d_1 + d_2)}{2} \Rightarrow \lambda = 1057,5$$

$$\Delta = \frac{d_2 - d_1}{2} \Rightarrow \Delta = 200$$

Thay λ và Δ vào công thức 4.6 => a = 488 (mm)

+ **Góc ôm α_1:**

Xác định theo công thức 4.7 trang 60 (TTTK HTDĐCK tập 1) với điều kiện $\alpha_1 \geq 120^0$

$\alpha_1 = 180^0 – (d_2 - d_1). 57^0/ a$ => $\alpha_1 = 133^0 16'$ (Thỏa mãn)

– **Xác định số đai**:

+ **Số đai z được xác định theo công thức 4.16 trang 60 (TTTK HTDĐCK tập 1):**

$$z = P_1.K_đ / ([P_0].C_\alpha.C_l.C_u.C_z)$$

Trong đó:

P_1 (kW) – Công suất trên trục bánh đai chủ động.

=> $P_1 = 0,4$ (kW)

$[P_0]$ (kW) – Công suất cho phép xác định bằng thực nghiệm, tra theo bảng 4.19 trang 61 (TTTK HTDĐCK tập 1).

=> $[P_0] = 0,92$ (kW)

$K_đ$ – Hệ số tải trọng động tra theo bảng 4.7 trang 55 (TTTK HTDĐCK tập 1).

=> $K_đ = 1,1$

C_α – Hệ số kể đến ảnh hưởng của góc ôm α_1.

=> $C_\alpha = 1-0,0025.(180-\alpha_1) = 0,88$

C_l – Hệ số kể đến ảnh hưởng của chiều dài đai tra theo bảng 4.16 trang 61 (TTTK HTDĐCK tập 1).

=> $C_l = 0,95$

C_u – Hệ số kể đến ảnh hưởng của tỷ số truyền tra theo bảng 4.17 trang 61 (TTTK HTDĐCK tập 1).

=> $C_u = 1,14$

C_z – Hệ số kể đến ảnh hưởng của sự phân bố không đều tải trọng lên các dây đai tra bảng 4.18 trang 61 (TTTK HTDĐCK tập 1).

=> $C_z = 1$

Thay các thông số vào công thức 4.16 => $z = 0,502$ (đai)

Chọn số đai $z_{chọn} \geq z$ => $z_{chọn} = 2$ (đai)

+ **Từ số đai z có thể xác định chiều rộng bánh đai B theo công thức:**

$$B = (z - 1).t + 2e = (2 - 1).19 + 2.12,5 = 44 \text{ (mm)}$$

Trong đó:

h_0; t; e – Tra theo bảng 4.21 trang 63 (TTTK HTDĐCK tập 1).

=> $h_0 = 4,2$ (mm); t = 19 (mm); e = 12,5 (mm)

+ **Đường kính ngoài của bánh đai:**

Đường kính ngoài của bánh đai nhỏ:

$$d_{a1} = d_1 + 2h_0 = 100 + 2.4,2 = 108,4 \text{ (mm)}$$

Đường kính ngoài của bánh đai lớn:

$$d_{a2} = d_2 + 2h_0 = 500 + 2.4,2 = 508,4 \text{ (mm)}$$

– **Xác định lực căng ban đầu và lực tác dụng lên trục:**

+ **Lực căng trên 1 đai được xác định theo công thức 4.19 trang 63 (TTTK HTDĐCK tập 1).**

$$F_0 = 780.P_1.K_đ/(v.C_\alpha.z) + F_v$$

Trong đó:

q_m (kg/m) – Khối lượng trên 1 mét chiều dài đai tra theo bảng 4.22 trang 64 (TTTK HTDĐCK tập 1).

=> $q_m = 0,178$ (kg/m)

$F_v = q_m.v^2$ – Lực căng do lực ly tâm sinh ra

=> $F_v = q_m.v^2 = 0,178.0,73^2 = 0,095$ (N)

Thay các thông số vào công thức 4.19:

=> $F_0 = (780.0,4.1,1)/(0,73.0,88.2) + 0,095 = 267,22$ (N)

+ **Lực tác dụng lên trục xác định theo công thức 4.21 trang 64 (TTTK HTDĐCK tập 1).**

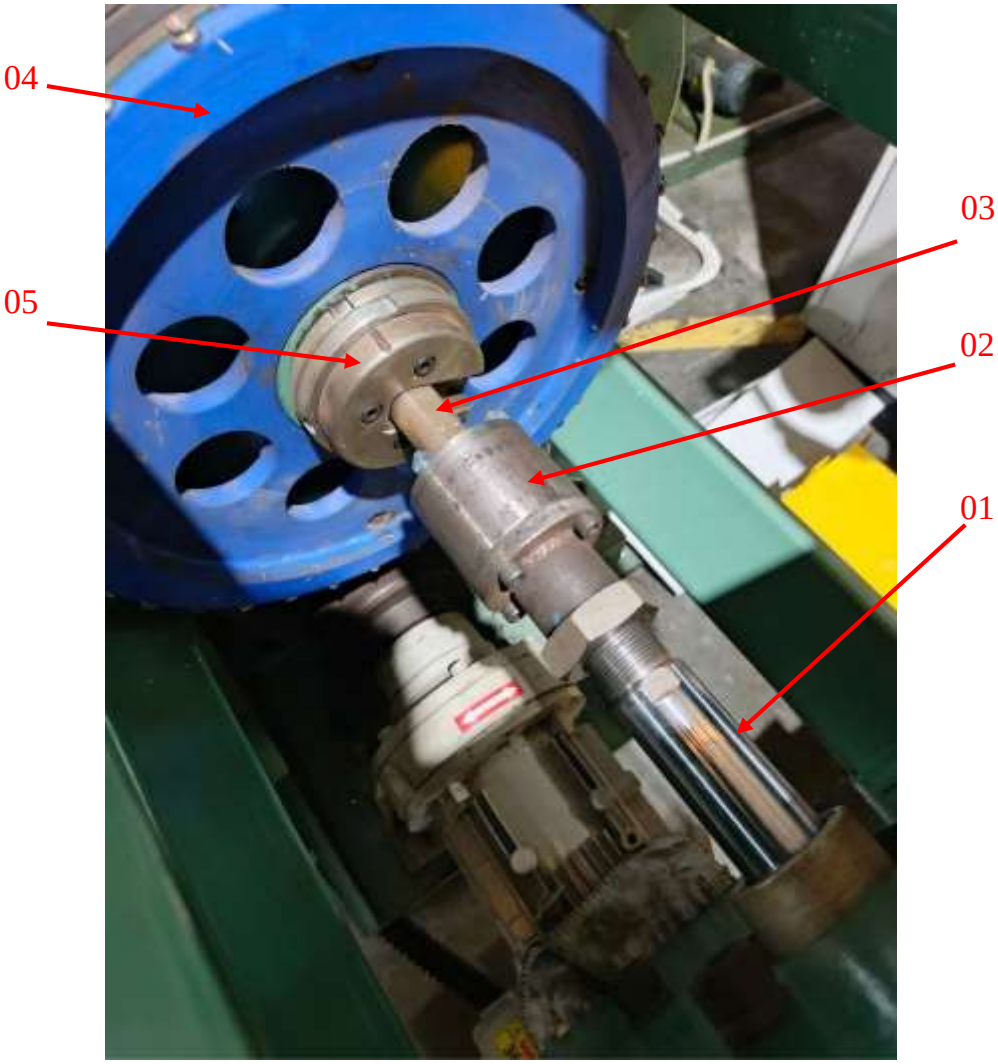
$$F_r = 2.F_0.z.\sin(\alpha_1/2) \Rightarrow F_r = 981,22 \text{ (N)}$$

3.1.3. Tính toán thiết kế trục chính:

– **Cơ sở thiết kế trục chính:**

+ Ý tưởng để thiết kế trục chính được nhóm em tham khảo từ các máy thành hình mới đang hoạt động tại xí nghiệp. Nhóm em đã tiến hành tháo máy để nghiên cứu và thiết kế lại cho phù hợp với máy thành hình lốp đặc.
+ Trục chính được thiết kế trên cơ sở phục vụ cho việc lắp trống và mang trục phụ bên trong để bung gập trống. Trục chính là 1 ống rỗng ruột, trục chính sẽ

được lắp với trục chính (01) **hình 3.5** của trống thành hình và truyền chuyển động quay cho trống. Trục phụ là 1 trục đặc trượt bên trong trục chính và được lắp với trục bung gập (02) **hình 3.5**, khi xylanh (04) **hình 2.4** kéo trục phụ (07) **hình 2.4** thì trống sẽ được bung. Bên cạnh việc trượt tịnh tiến bên trong trục chính, trục phụ còn quay bên trong trục chính thông qua 1 cơ cấu truyền đặc biệt.



Hình 3.8. Các cơ cấu bên trong máy thành hình tại DRC

❖ *Chú thích:*
01/ Cần piston 02/ Cơ cấu chống xoay cần piston 03/ Trục phụ 04/ Bánh đai lớn 05/ Đĩa truyền chuyển động quay từ trục chính sang trục phụ

– **Vật liệu chế tạo trục:**

Chọn thép 45 có ứng suất theo bảng 6.1 trang 92 (TTTK HTDĐCK tập 1):

σ_b = 600 (Mpa); σ_{ch} = 340 (Mpa) với độ cứng là 200 HB

Ứng suất xoắn cho phép [τ] = 12 ÷ 30 (MPa) tùy vào vị trí đặt lực ta đang xét.

– **Tính thiết kế trục:**

+ **Xác định sơ bộ đường kính trục:**

Ta có công thức 10.9 trang 188 (TTTK HTDĐCK tập 1):

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{T}{(0,2.[\tau])}} \text{ (mm)}$$

Trong đó:

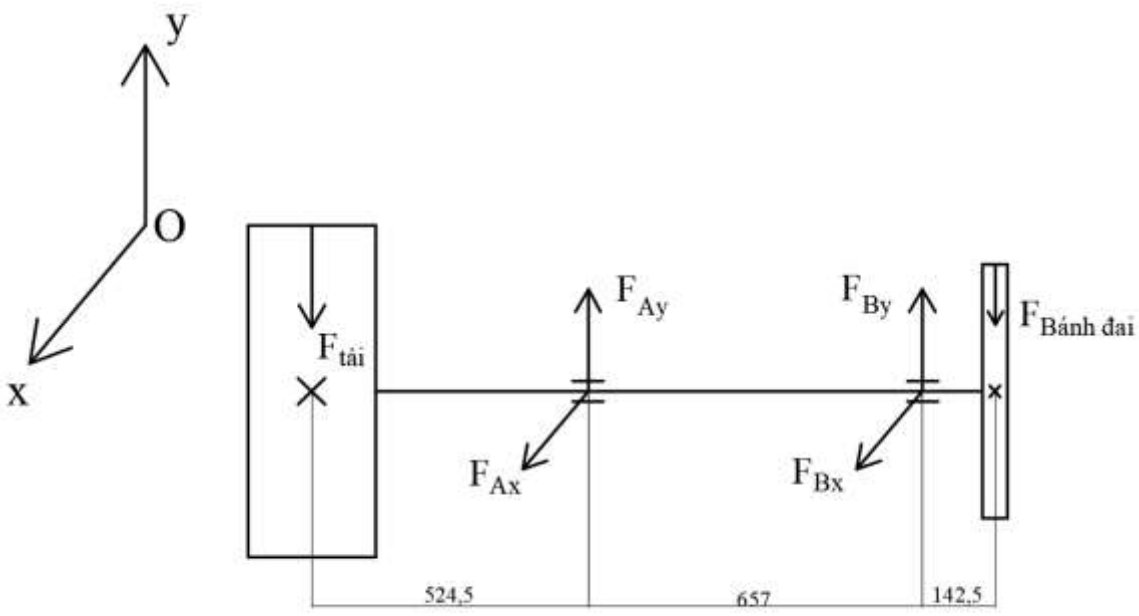
T: moomen xoắn tác dụng lên trục

$[\tau] = 12 \div 30$ (MPa) là ứng suất cho phép

Đường kính sơ bộ trục chính:

$$\Rightarrow d \geq \sqrt[3]{\frac{326000}{0,2.12}} = 51,4 \text{ (mm)}$$, chọn theo tiêu chuẩn d = 52 (mm).

+ **Xác định đường kính và chiều dài các đoạn trục:**



Hình 3.9. Sơ đồ đặt lực lên trục chính (Xem **hình 2.3** chi tiết **8**)

Các lực tác dụng lên trục:

$F_{bánh\ đai}$ = 981 (N)

$m_{Trống\ thành\ hình}$ = 20 (kg)

$m_{Su\ trống\ thành\ hình\ max}$ = 80 (kg)

$$\Rightarrow F_{tải} = (m_{trống\ thành\ hình} + m_{su\ sau\ thành\ hình\ max}).g$$

$$= (20 + 80).9{,}81 = 981\ (N)$$

Chiếu theo trục Oy ta có phương trình cân bằng lực như sau:

$$F_{tải} + F_{Ay} + F_{By} + F_{bánh\ đai} = 0$$

$$\Leftrightarrow -981 + F_{Ay} + F_{By} - 981 = 0$$

$$\Leftrightarrow F_{Ay} + F_{By} = 1962\ (N)\ (1)$$

Chiếu theo trục Oy ta có phương trình cân bằng momen tại B như sau:

$$\Sigma M_{By} = 0$$

$$\Leftrightarrow F_{tải}.(524{,}5 + 657) - F_{Ay}.657 - F_{đai}.142{,}5 = 0$$

$$\Leftrightarrow 981.1181{,}5 - 657.F_{Ay} - 981.142{,}5 = 0$$

$$\Rightarrow F_{Ay} = 1551\ (N)\ (2)$$

Từ (1) và (2) $\Rightarrow F_{By} = 411\ (N)$

Chiếu theo trục Ox ta có phương trình cân bằng lực như sau:

$$F_{Ax} + F_{Bx} = 0\ (N)\ (1)$$

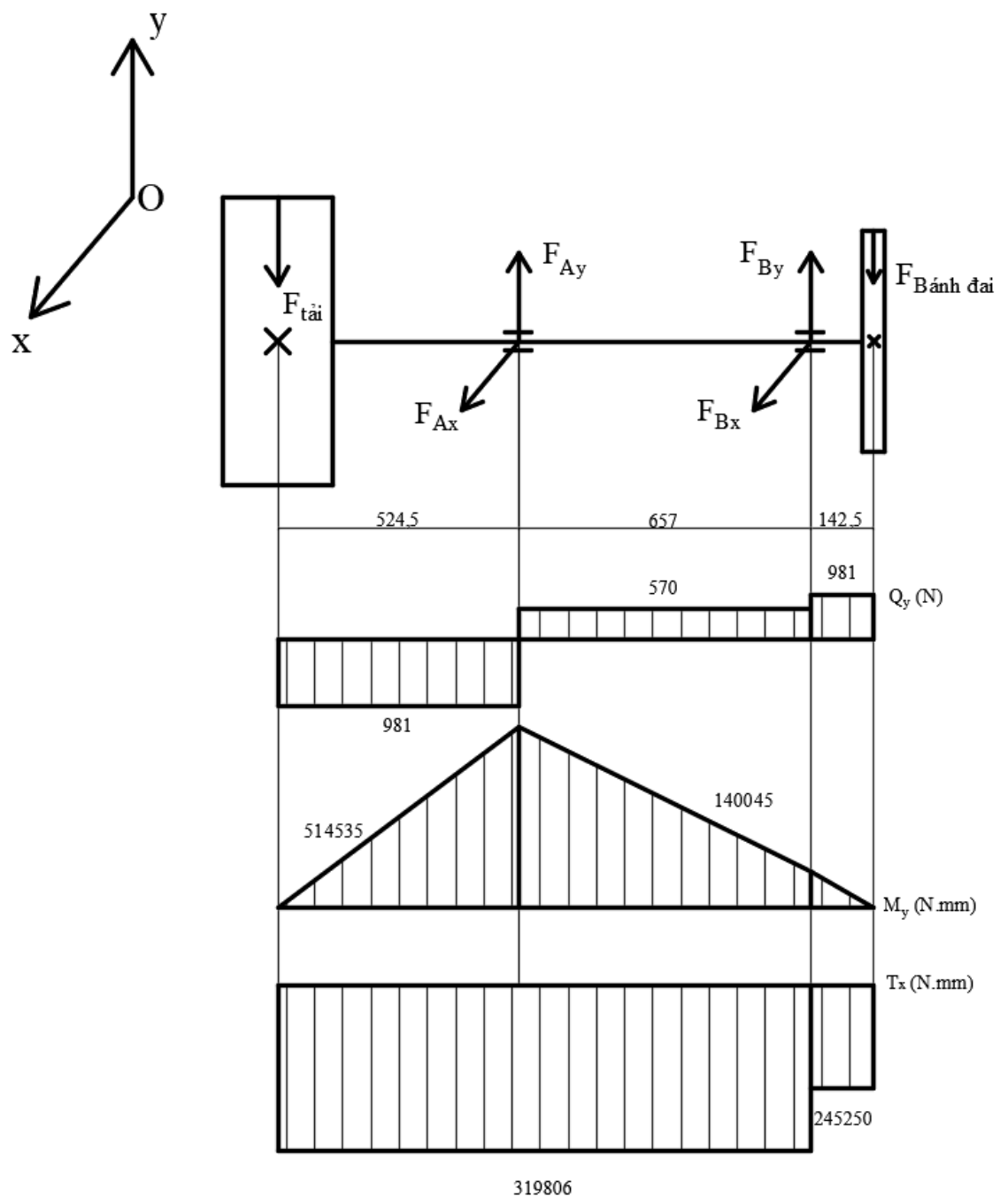
Chiếu theo trục Ox ta có phương trình cân bằng momen tại B như sau:

$$\Sigma M_{Bx} = 0$$

$$\Leftrightarrow -F_{Ax}.657 = 0 \Leftrightarrow F_{Ax} = 0$$

Thay $F_{Ax} = 0$ vào (1) $\Rightarrow F_{Bx} = 0$

+ **Vẽ biểu đồ nội lực trục chính:**



Hình 3.10. Biểu đồ momen của trục chính (Xem **hình 2.3** chi tiết **8**)

Dựa vào biểu đồ nội lực tính momen uốn tổng hợp tại từng tiết diện theo công thức 10.15 trang 194 (TTTK HTDĐCK tập 1):

$$M_j = \sqrt{(M_{yj})^2 + (M_{xj})^2} \text{ (N.mm)}$$

Và momen tương đương công thức 10.16 trang 194 (TTTK HTDĐCK 1):

$$M_{tđj} = \sqrt{(M_j)^2 + 0{,}75.(T_j)^2} \text{ (N.mm)}$$

Và trục chính trong trường hợp này là trục rỗng, ta có thông thức 10.18 trang 194 (TTTK HTDĐCK tập 1):

$$d_j = \sqrt[3]{\frac{M_{tđj}}{[0,1.(1-\beta^4).[\sigma]}} \text{ (mm)}$$

Trong đó :

$\beta = \frac{d_{oj}}{d_j}$ với d_{oj}: đường kính trong của trục rỗng tại tiết diện j (mm)

d_{oj} = 40 (mm)

$[\sigma]$ = 48 (Mpa)

Tại tiết diện 10, ta có ứng suất tiết diện trên trục là:

$M_{10} = \sqrt{0^2 + 0^2}$ = 0 (N.mm)

Momen tương đương tại 10 là:

$M_{tđ10} = \sqrt{0^2 + 0{,}75.319806^2}$ = 276960 (N.mm)

Đường kính tại tiết diện 10 là:

$$d_{10} = \sqrt[3]{\frac{276960}{[0,1.\left(1-\left(\frac{40}{d_{10}}\right)^4\right).48]}} = 48{,}05 \text{ (mm)}$$

Tại tiết diện 11, ta có ứng suất tiết diện trên trục là:

$M_{11} = \sqrt{514535^2 + 0^2}$ = 514535 (N.mm)

Momen tương đương tại 11 là:

$M_{tđ11} = \sqrt{514535^2 + 0{,}75.319806^2}$ = 584350 (N.mm)

Đường kính tại tiết diện 11 là:

$$d_{11} = \sqrt[3]{\frac{584350}{[0,1.\left(1-\left(\frac{40}{d_{11}}\right)^4\right).48]}} = 55{,}2 \text{ (mm)}$$

Tại tiết diện 12, ta có ứng suất tiết diện trên trục là:

$M_{12} = \sqrt{140045^2 + 0^2}$ = 140045 (N.mm)

Momen tương đương tại 11 là:

$M_{tđ11} = \sqrt{140045^2 + 0{,}75.319806^2}$ = 310354 (N.mm)

Đường kính tại tiết diện 12 là:

$$d_{12} = \sqrt[3]{\frac{310354}{[0,1.\left(1-\left(\frac{40}{d_{12}}\right)^4\right).48]}} = 49 \text{ (mm)}$$

Tại tiết diện 13, ta có ứng suất tiết diện trên trục là:

$$M_{13} = \sqrt{0^2 + 0^2} = 0 \text{ (N.mm)}$$

Momen tương đương tại 13 là:

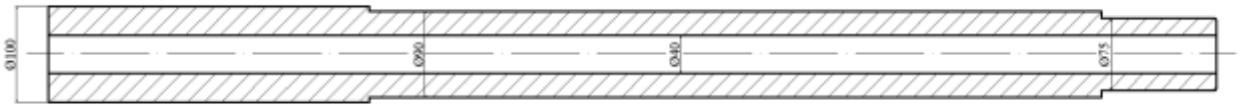
$$M_{td13} = \sqrt{0^2 + 0{,}75.245250^2} = 212393 \text{ (N.mm)}$$

Đường kính tại tiết diện 13 là:

$$d_{13} = \sqrt[3]{\frac{212393}{[0,1.\left(1-\left(\frac{40}{d_{13}}\right)^4\right).48]}} = 46{,}3 \text{ (mm)}$$

Theo tiêu chuẩn và yêu cầu về kết cấu ta chọn các tiết diện có các giá trị như sau:

$d_{10} = 100$ (mm); $d_{11} = d_{12} = 90$ (mm); $d_{13} = 75$ (mm); $d_o = 40$ (mm)



Hình 3.11. Đường kính các đoạn trục chính

+ **Kiểm nghiệm trục về độ bền mỏi:**

Với thép C45 có $\sigma_b = 600$ (MPa)

$$\sigma_{-1} = 0{,}43.\ \sigma_b = 0{,}43.600 = 258 \text{ (MPa)}$$

$$\tau_{-1} = 0{,}58.\ \sigma_{-1} = 0{,}58.258 = 149{,}64 \text{ (MPa)}$$

Theo bảng 10.7 trang 197 (TTTK HTDĐCK tập 1):

$$\psi_\sigma = 0{,}05;\ \psi_\tau = 0$$

Đối với trục quay, ứng suất uốn thay đổi theo chu kì đối xứng, do đó:

$$\sigma_{mj} = 0;\ \sigma_{aj} = \sigma_{maxj} = \frac{M_j}{W_j} = \frac{514535}{22584{,}12} = 22{,}8$$

Khi trục quay 1 chiều ứng suất xoắn thay đổi theo chu kỳ mạch động do đó:

$$\tau_{mj} = \tau_{aj} = \tau_{maxj}/2 = \frac{T_j}{2W_{oj}} = \frac{319806}{2.45168{,}25} = 3{,}5$$

Bảng 10.6 trang 196 (TTTK HTDĐCK tập 1) ta có công thức tính momen cảm uốn W_j và momen xoắn W_{oj} như sau :

- Đối với trục có lỗ ngang:

$$W_j = \frac{\pi d_j^3}{32}.(1 - 1{,}54.\frac{d_o}{d_j})$$

d_o: đường kính lỗ ngang (mm)

W_{oj}: momen xoắn (N.mm)

- Đối với trục có lỗ ngang:

$$W_{oj} = \frac{\pi d_j^3}{16}.(1 - \frac{d_o}{d_j})$$

+ **Xác định hệ số an toàn ở các tiết diện nguy hiểm của trục.**

Dựa theo kết cấu và biểu đồ momen tương ứng ta thấy tiết diện 11 là tiết diện nguy hiểm.

$$=> W_{11} = \frac{\pi.90^3}{32}.(1 - 1{,}54.\frac{40}{90}) = 22584{,}12 \text{ (N.mm)}$$

$$=> W_{o11} = \frac{\pi.90^3}{16}.(1 - 1{,}54.\frac{40}{90}) = 45168{,}25 \text{ (N.mm)}$$

Xác định các hệ số $K_{\sigma dj}$ và $K_{\tau dj}$ đối với các tiết diện nguy hiểm theo công thức 10.25 và 10.26 trang 197 (TTTK HTDĐCK tập 1):

$$K_{\sigma dj} = (K_\sigma/\varepsilon_\sigma + K_x - 1)/ K_y$$

$$K_{\tau dj} = (K_\tau/\varepsilon_\tau + K_x - 1)/ K_y$$

Theo bảng 10.8 trang 197 (TTTK HTDĐCK tập 1), chọn phương pháp tiện.

$$=> K_x = 1{,}06.$$

Theo bảng 10.9 trang 197 (TTTK HTDĐCK tập 1), phương pháp tăng bền bề mặt bằng thấm cacbon.

$$=> K_y = 2.$$

Theo bảng 10.12 trang 199 (TTTK HTDĐCK tập 1), dùng dao phay ngón => hệ số tập trung tại rãnh then ứng với vật liệu có σ_b = 600 (MPa).

$$=> K_\sigma = 1{,}76$$

$$=> K_\tau = 1{,}54$$

Theo bảng 10.10 trang 198 (TTTK HTDĐCK tập 1), ứng với thép cacbon và d_{11}= 90 ta có thông số sau:

$\varepsilon_\sigma = 0,73$; $\varepsilon_\tau = 0,71$

=> $K_{\sigma d11} = (1,76/0,73 + 1,06 – 1)/2 = 1,23$

=> $K_{\tau d11} = (1,54/0,71 + 1,06 – 1)/2 = 1,11$

Tra bảng 10.11 trang 198 (TTTK HTDĐCK tập 1), trị số $K_\sigma/\varepsilon_\sigma$ và K_τ/ε_τ với bề mặt trục lắp có độ dôi như sau:

$K_\sigma/\varepsilon_\sigma = 2,52$, ứng với d = 90 (mm), kiểu lắp k6.

$K_\tau/\varepsilon_\tau = 2,03$, ứng với d = 90 (mm), kiểu lắp k6.

Công thức tính hệ số an toàn theo công thức 10.19 trang 195 (TTTK HTDĐCK tập 1):

$$s_j = \frac{s_{\sigma j}.s_{\tau j}}{\sqrt{S_{\sigma j}^{\ 2}+S_{\tau j}^{\ 2}}} \geq [s]$$

Trong đó:

s_j: là hệ số an toàn cho phép

$s_{\sigma j}$: là hệ số an toàn chỉ riêng ứng suất pháp

$s_{\tau j}$: là hệ số an toàn chỉ riêng ứng suất tiếp

Giá trị $s_{\sigma j}$ và $s_{\tau j}$ được xác định bằng công thức sau:

$$s_{\sigma j} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma dj}\sigma_{aj} + \psi_\sigma \sigma_{mj}}$$

$$s_{\tau j} = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau dj}\tau_{aj} + \psi_\tau \tau_{mj}}$$

Vậy ta có kết quả như sau:

$$s_{\sigma 11} = \frac{258}{1,23.22,8 + 0,05.0} = 9,2$$

$$s_{\tau 11} = \frac{149,64}{1,11.3,5 + 0.3,6} = 38,5$$

=> $s_{\sigma 11} \geq [s]$ $(9,2 \geq 2,5)$

=> $s_{\tau 11} \geq [s]$ $(38,5 \geq 2,5)$

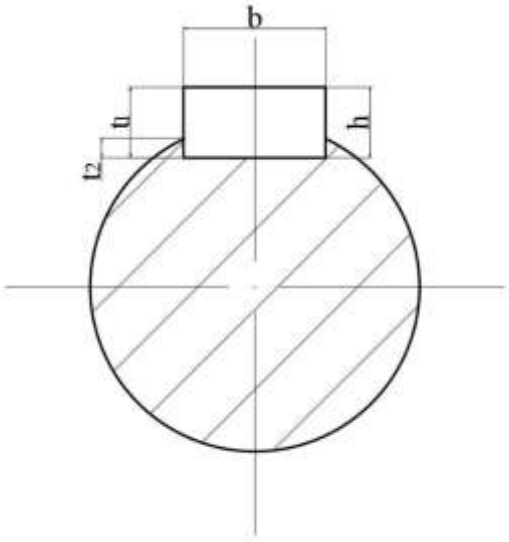
Như vậy trục đảm bảo về độ bền mỏi.

+ **Chọn và kiểm nghiệm độ bền của then:**

Chọn lắp ghép bằng then với thông số kích thước theo bảng 9.1a trang 173 (TTTK HTDĐCK tập 1):

Bảng 3.1. Thông số then

Đường kính trục d (mm)	Kích thước tiết diện then		Chiều sâu rãnh then	
	b	h	t_1	t_2
75	20	12	7,5	4,9



Hình 3.12. Các kích thước trên then

Ta có điều kiện bền dập và điều kiện bền cắt có dạng sau đây:

$$\sigma_d = \frac{2T}{[d.l_t.(h - t_1)]} \leq [\sigma_d]$$

$$\tau_c = \frac{2T}{d.l_t.b} \leq [\tau_c]$$

Trong đó:

$[\sigma_d]$ = 150 (MPa) và $[\tau_c]$ = 90 (MPa)

Ta có kết quả như sau:

$$\sigma_d = \frac{2.245250}{[75.70.(12 - 7,5)]} = 20,76 \leq 150 \text{ (MPa)}$$

$$\tau_c = \frac{2.245250}{75.70.20} = 4,67 \leq 90 \text{ (MPa)}$$

Vậy thỏa mãn độ bền dập và độ bền cắt.

+ **Kiểm nghiệm trục về độ bền tĩnh:**

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

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

Trong đó:

$$\sigma = M_{max}/(0{,}1d^3) = 514535/(0{,}1.90^3) = 7{,}06 \text{ (MPa)}$$

$$\tau = T_{max}/(0{,}2d^3) = 319806/(0{,}2.90^3) = 2{,}2 \text{ (MPa)}$$

$$[\sigma] = 0{,}8.\ \sigma_{ch} = 0{,}8.340 = 272 \text{ (MPa)}$$

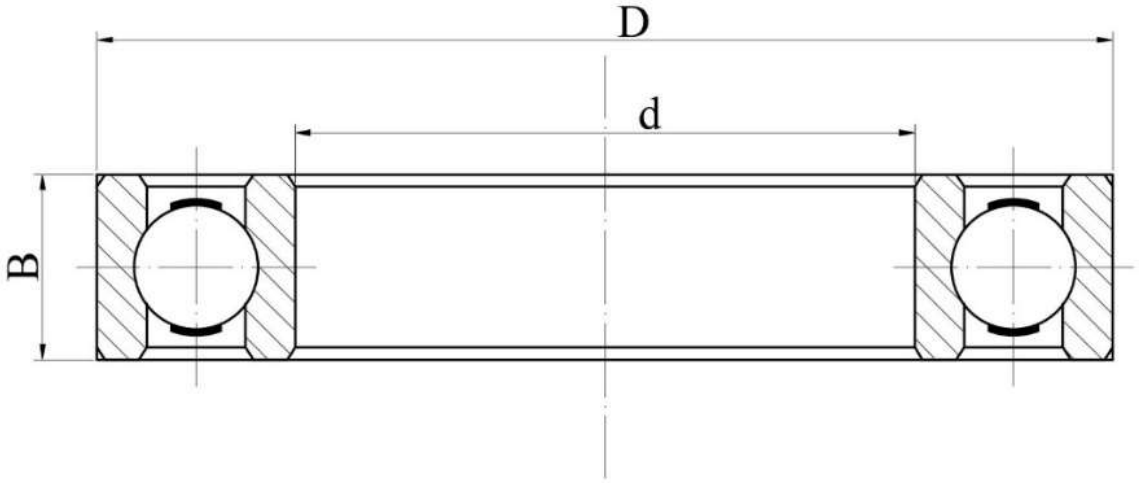
$$\Rightarrow \sigma_{td} = \sqrt{7{,}06^2 + 3.2{,}2^2} = 8{,}02 \leq 272 \text{ (MPa)}$$

Như vậy trục đảm bảo về độ bền tĩnh.

+ **Tính toán chọn ổ lăn:**

Bảng 3.2. Thông số ổ bi đỡ

Ký hiệu	d (mm)	D (mm)	B (mm)	C (kN)	C_0 (kN)
6318	90	190	43	112	101



Hình 3.13. Các kích thước ổ bi

Theo công thức 11.3 trang 214 (TTTK HTDĐCK tập 1) với $F_d = 0$:

Tải trọng quy ước đối với ổ bi đỡ:

$$Q = X.Y.F_r.\ k_t.\ k_đ$$

Trong đó:

$$F_r = \sqrt{(F_{Ax})^2 + (F_{Ay})^2} = \sqrt{0^2 + 1551^2} = 1551 \text{ (N)}$$

X = 1; Y = 1 (vòng quay); $k_t = 1$ ($t \leq 100°C$); $k_đ = 1$ (tải trọng tĩnh)

$$\Rightarrow Q = 1{,}586 \text{ (KN)}$$

+ **Kiểm nghiệm tải trọng động:**

Theo công thức 11.1 trang 213 (TTTK HTDĐCK tập 1), khả năng tải động:

$C_d = Q.\sqrt[m]{L} = 1,551.\sqrt[3]{84} = 6,8$ (KN)

=> $C_d < C$ (6,8 < 112) (KN)

Trong đó:

m = 3 (ổ bi); n = 28 (vòng/phút); $L_h = 50.10^3$ (giờ) (làm việc 3 ca)

=> $L = (60.28.50.10^3)/10^6 = 84$ (triệu vòng)

Như vậy ổ đảm bảo khả năng chịu tải trọng động.

+ **Kiểm nghiệm tải trọng tĩnh:**

Theo công thức 11.19 trang 221 (TTTK HTDĐCK 1), khả năng tải tĩnh:

$Q_t = X_o.F_r$

Trong đó:

$X_o = 0,6$ (ổ bi đỡ)

=> $Q_t = 0,6.1,551 = 0,9306$ (KN)

=> $Q_t < F_r$ (0,9306 < 1,551) (KN)

Chọn $Q_t = 1,551$ (KN)

Mà $Q_t < C_0$ (1,551 < 101) (KN)

Như vậy ổ đảm bảo khả năng chịu tải trọng tĩnh.

3.1.4. Tính toán thiết kế cơ cấu lấy lốp sau khi thành hình:

– **Cơ sở thiết kế cơ cấu lấy lốp:**

+ Cơ cấu lấy lốp sau khi thành hình được thiết kế theo yêu cầu của công ty phải đảm bảo lấy được lốp từ đường kính nhỏ nhất đường kính 386 mm đến lớn nhất 652 mm. Đảm bảo cơ cấu phải đơn giản nằm gọn trong kích thước rộng của máy thành hình.
+ Ý tưởng thiết kế được nhóm em hướng tới dựa trên các cơ cấu bàn nâng phổ biến trong các gara ô tô, các tiệm sửa chữa xe máy. Sử dụng trục vít hoặc xylanh để nâng hai thanh cắt kéo lên xuống. Với cơ cấu này đảm bảo dịch chỉnh được chiều cao để đỡ các loại lốp và khả năng chịu tải tốt.

Hình 3.14. Bàn nâng chữ X sử dụng xylanh

- **Các thông số thiết kế:**
  - + Tải trọng lốp: 80 (kg)
  - + Kích thước bàn nâng: 700x400 (mm)
  - + Chiều dài thanh cắt kéo: 700 (mm)
  - + Chiều cao thấp nhất: 440 (mm)
  - + Chiều cao cao nhất: 636 (mm)
  - + Áp suất khí nén cấp cho xylanh nâng hạ: 3 (bar)
  - + Hành trình xylanh: 150 (mm)
  - + Loại ổ bi sử dụng làm con trượt: SKF 6305
  - + Vật liệu thanh cắt kéo: Thép đặc dày 14 (mm)
  - + Vật liệu các thanh giằng ngang: Thép hộp 35x35x3 (mm)
- **Tính khả năng chịu tải của hệ thống khung:**
  - + **Thanh cắt kéo:**
    - **Tải trọng trên mỗi nhánh cắt kéo:**

      $P = m. g = 80. 9.81 = 784,8$ (N)

      $F_{thanh} = P/2 = 784,8/2 = 392,4$ (N)
    - **Momen uốn lớn nhất trên thanh:**

      Giả sử thanh chịu tải tập trung ở giữa:

      $M = F_{thanh}. l/2 = 392,4. 700/2 = 137340$ (Nmm) = 137,34 (Nm)
    - **Tính momen quán tính tiết diện:**

      Thanh cắt kéo có tiết diện chữ nhật b = 50 (mm) và h = 14 (mm)

      $$I = \frac{b.h^3}{12} = \frac{50.14^3}{12} = 11433,3 \text{ (mm}^4\text{)}$$

- **Tính ứng suất uốn lớn nhất:**

  Khoảng cách từ trung tâm đến biên:

  $c = h/2 = 14/2 = 7$ (mm)

  Ứng suất uốn:

  $$\sigma = \frac{M.c}{I} = \frac{137340.\ 7}{11433,3} \approx 84 \text{ (MPa)}$$

- **So sánh với giới hạn bền:**

  Giới hạn bền thép CT38:

  $\sigma_b = 373$ (MPa)

  Ứng suất cho phép với hệ số an toàn 2:

  $\sigma_{cho\ phép} = 373/2 = 186,5$ (MPa)

  So sánh:

  84 MPa < 186,5 MPa => thanh cắt kéo đảm bảo bền

+ **Tính khả năng chịu tải của ổ bi sử dụng làm con lăn:**

- Lực trên mỗi ổ bi:

  $P_{bi} = P/4 = 784,8/4 = 196,2$ (N)

- Khả năng tải ổ bi SKF 6305:

  Tải động C: C = 23,4 (kN)

  Tải tĩnh C_0 : C_0 = 11,6 (kN)

- So sánh:

  196,2 (N) < 23400 (N) => Ổ bi dư khả năng chịu tải

+ **Tính chọn xylanh dùng để nâng hạ khung:**

- Tính lực xylanh cần thiết để tải lốp ở vị trí cao nhất:

  $$F_{xylanh} = \frac{P.\frac{L}{2}}{d}$$

  Trong đó:

  P (N) – Trọng lượng lốp

  L (mm) – Chiều dài thanh cắt kéo

  d (mm) – Khoảng cách từ pivot đuôi xylanh đến đầu xylanh

  $$\Rightarrow F_{xylanh} = \frac{784,8.\ 350}{358} = 767 \text{ (N)}$$

- Kiểm tra xylanh:

  Xylanh công ty mong muốn sử dụng cùng 1 loại D = 63 (mm).

  Diện tích piston:

  $$A = \frac{\pi}{4}.D^2 = \frac{\pi}{4}.0,063^2 = 0,00312 \text{ (m}^2\text{)}$$

  Lực xylanh thực tế với áp suất khí cấp vào p = 3 (bar) = 300000 (N/m^2)

  $F_{xylanh\ thực\ tế} = 300000.0,00312 = 936$ (N)

  So sánh:

  936 (N) > 767 (N) => Xylanh đảm bảo lực để giữ tải

3.1.5. Tính toán thiết kế bộ truyền vít me – đai ốc tịnh tiến cơ cấu lấy lốp:

- **Thông số ban đầu:**
  + Khối lượng cụm đỡ lốp đặc: 141 (kg).
  + Khối lượng lớn nhất lốp đặc sau khi thành hình: 70 (kg).
  + Tốc độ vòng quay trên trục vít me: 120 (v/ph).
- **Xử lý số liệu đầu vào:**

  Ta có tổng khối lượng như sau:

  + Khối lượng cụm đỡ lốp đặc: 141 (kg).
  + Khối lượng lớn nhất lốp đặc sau khi thành hình: 70 (kg).

  $$\Rightarrow m = 141 + 70 = 211 \text{ (kg)}$$

  Vậy lực F_a tác dụng lên bộ truyền trục vít là:

  $$F_a = m.g = 211.9{,}81 = 2070 \text{ (N)}$$

- **Chọn vật liệu trục vít và đai ốc:**
  + Vật liệu làm vít me: Thép C45.
  + Vật liệu làm đai ốc: Đồng thanh.
  + Dùng ren vuông 1 đầu mối, hướng ren phải.
- **Đường kính trung bình của vít me:**

  Theo công thức 8.1 trang 163 (TTTK HTDĐCK tập 1), ta có:

  $$d_2 \geq \sqrt{\frac{F_a}{\pi.\psi_H.\psi_h.[q]}} \text{ (mm)}$$

  Trong đó:

  d_2: đường kính vòng chia của vít me (mm).

  F_a: lực dọc trục (N).

  ψ_H: hệ số chiều cao đai ốc, $\psi_H = 1{,}2$.

  ψ_h: hệ số chiều cao ren, $\psi_h = 0{,}5$ (then hình thang).

  [q]: áp suất cho phép (MPa), đối với thép – đồng thanh [q] = 8 (MPa)

  $$\Rightarrow d_2 \geq \sqrt{\frac{2070}{\pi.1{,}2.0{,}5.8}} = 11{,}71 \text{ (mm)}$$

  Lấy $d_2 = 36$ (mm).

- **Chọn các thông số của ren:**
  + Chiều cao prôfin ren: $h = 0{,}1d_2 = 0{,}1.36 = 3{,}6 \approx 4$ (mm)
  + Đường kính ngoài: $d = d_2 + h = 36 + 4 = 40$ (mm)

+ Đường kính trong: $d_1 = d_2 - h = 36 - 4 = 32$ (mm)
+ Bước ren: $p = 2h = 2.4 = 8$ (mm)
+ Bước vít: $p_h = Z_h.p = 1.8 = 8$ (mm)
+ Góc vít: $\gamma = arctg[p_h/(\pi d_2)] = arctg[8/(\pi 36)] = 4°$
+ Sau khi xác định được góc vít ta kiểm tra điều kiện tự hãm:

$$\rho = arctg(\frac{f}{\cos\delta})$$

Trong đó:

δ: góc nghiêng của cạnh ren làm việc, ren hình thang => $\delta = 15°$

f: hệ số ma sát phụ thuộc vào cặp vật liệu vít me đai ốc, với thép – đồng thanh thiếc

=> f = 0,1

$$=> \rho = arctg(\frac{0,1}{\cos 15°}) = 6°$$

Vậy $\gamma < \rho$, bộ truyền trục vít me đai ốc thảo mãn điều kiện tự hãm.

Ta có tỷ số truyền của bộ truyền vít me đai ốc như sau:

$$u = \frac{\pi d_2}{Z_h.p} = \frac{\pi.36}{1.8} = 14,14$$

– **Xác định chiều cao và số vòng ren:**
+ Từ d_2 và hệ số chiều cao đai ốc ψ_H, ta tính được chiều cao đai ốc như sau:

$$H = d_2.\psi_H = 36.1,2 = 43,2 \text{ (mm)}$$

Chọn H = 44 (mm).

+ Số vòng ren của đai ốc:

$$z = \frac{H}{p} = \frac{44}{8} = 5,5 \leq z_{max} = 10 \dots 12$$

– **Kiểm nghiệm vít về độ bền:**
+ Theo công thức 8.7 trang 164 (TTTK HTDĐCK tập 1), ta có:

$$\sigma_{td} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = \sqrt{(\frac{4F_a}{\pi d_1^2})^2 + 3(\frac{T}{0,2d_1^3})^2} \leq [\sigma]$$

Trong đó:

F_a: lực dọc trục (N).

T: momen xoắn trên tiết diện nguy hiểm của trục vít me (N.m).

+ Ta có momen xoắn trên tiết diện nguy hiểm của vít me bằng momen xoắn trên đầu ra của bộ truyền xích.

$$T = M = \frac{9{,}55.10^6.P}{n} \text{ (N.m)}$$

Trong đó:

P: công suất trên bộ truyền xích, P = 0,75 (kW).

n: số vòng quay trên bộ truyền xích, n = 120 (m/ph).

Ta có:

$$RPM = \frac{n(m/ph).1000}{\pi.d} = \frac{120.1000}{\pi.40} = 955 \text{ (v/ph)}$$

$$\Rightarrow T = \frac{9{,}55.10^6.0{,}75}{955} = 7500 \text{ (N.m)}$$

[σ]: ứng suất cho phép (kéo hoặc nén) (MPa), với σ_{ch} giới hạn chảy của vật liệu vít me, σ_{ch} = 360 (MPa).

$$\Rightarrow [\sigma] = \frac{\sigma_{ch}}{3} = \frac{360}{3} = 120 \text{ (MPa)}$$

d_1: đường kính trong của vít me, d_1 = 32 (mm).

$$\Rightarrow \sigma_{td} = \sqrt{(\frac{4.2070}{\pi.32^2})^2 + 3(\frac{7500}{0{,}2.32^3})^2} = 3{,}25 \text{ (MPa)}$$

Vậy $\sigma_{td} < [\sigma]$, điều kiện bền được đảm bảo.

3.1.6. Tính toán thiết kế bộ truyền xích truyền động cho trục vít me:

- **Thông số ban đầu:**
  - + P_1: công suất động cơ, P_1 = 0,75 (kW)
  - + n_1: số vòng quay trục chính của động cơ, n_1 = 480 (v/ph)
- **Chọn loại xích:**
  - + Vì tải trọng nhỏ, vận tốc thấp, dùng xích con lăn.
  - + Chọn số răng đĩa nhỏ z_1= 20, do sử dụng xích đồng tốc nên

    $z_2 = u.z_1 = 1.20 = 20 < z_{max} = 120$.

    Trong đó:

    u: là tỷ số truyền, u = 1
  - + Theo công thức 5.3 trang 88 (TTTK HTDĐCK tập 1), công suất tính toán:

    $P_t = P.k.k_z.k_n$

    Trong đó:

    k_z: hệ số số răng, $k_z = z_{01}/z_1$

    $\Rightarrow k_z = 25/z_1 = 25/20 = 1.25$

    k_n: hệ số số vòng quay, $k_n = n_{01}/n_1$

+ Tra bảng 5.5 trang 81(TTTK HTDĐCK tập 1), ta có n_{01} = 600 (v/ph)

  => $k_n = 600/n_1 = 600/480 = 1,25$

+ k được tính từ các hệ số thành phần cho trong bảng 5.6 trang 81 (TTTK HTDĐCK tập 1), với:

  $k = k_0.k_a.k_{đc}.k_{bt}.k_đ.k_c$

  Trong đó:

  k_0: hệ số kể đến ảnh hưởng của vị trí bộ truyền, k_0 = 1 (đường nối hai tâm đĩa xích so với đường nằm ngang đến 60°)

  k_a: hệ số kể đến khoảng cách trục và chiều dài xích, k_a = 1 (khoảng cách trục a = 30p)

  $k_{đc}$: hệ số kể đến ảnh hưởng của việc điều chỉnh lực căng xích,

  $k_{đc}$ = 1 (điều chỉnh bằng một trong các đĩa xích)

  k_{bt}: hệ số kể đến ảnh hưởng của bôi trơn, k_{bt} = 0,8 (không bụi)

  $k_đ$: hệ số tải trọng động, kể đến tính chất của tải trọng, $k_đ$ = 1 (tải trọng tĩnh, làm việc êm)

  k_c: hệ số kể đến chế độ làm việc của bộ truyền, k_c = 1,25 (làm việc 2 ca)

  => k = 1.1.1.1.1,25.0,8 = 1

  Như vậy:

  $P_t = 0,75.1.1,25.1,25 = 1,17$ (kW)

+ Theo bảng 5.5 với n_{01} = 600 (v/ph), chọn bộ truyền xích một dây có bước xích p = 12,7 (mm) thỏa mãn điều kiện bền mòn:

  $P_t < [P] = 3,13$ (kW)

+ đồng thời theo bảng 5.8 trang 85 (TTTK HTDĐCK tập 1):

  $p < p_{max}$

+ Khoảng cách trục:

  a = 30p = 12,7.30 = 381 (mm).

+ Theo công thức 5.12 trang 85 (TTTK HTDĐCK tập 1), số mắt xích:

  $x = 2a/p + 0,5(z_1 + z_2) + (z_2 - z_1)^2 p/(4\pi^2 a)$

  $=> x = 2.30 + 0,5.(20 + 20) + (20 - 20)^2.12,7/(4.\pi^2.381) = 80$

+ Lấy số mắt xích x = 80, tính lại khoảng cách trục theo công thức 5.13 trang (TTTK HTDĐCK tập 1):

  $a = 0,25p\{x_c - 0,5(z_2 + z_1) + \sqrt{[x_c - 0,5(z_2 + z_1)]^2 - 2[(z_2 - z_1)/\pi]^2}\}$

=> a = 0,25.12,7.{80 – 0,5(20 + 20) + $\sqrt{[80 - 0{,}5(20+20)]^2 - 2[(20-20)/\pi]^2}$ } = 381 (mm)

+ Để xích không chịu lực căng quá lớn, giảm bớt a một lượng bằng:

$\Delta a = 0{,}003.a \approx 1$ (mm), do đó a = 380 (mm)

+ Số lần va đập của xích, theo 5.14 trang 85 (TTTK HTDĐCK tập 1):

$i = z_1.n_1/(15x)$

=> i = 20.480/(15.80) = 8 < [i] = 60 [bảng 5.9 trang 85 (TTTK HTDĐCK tập 1)]

– **Tính kiểm nghiệm xích về độ bền:**

+ Theo công thức 5.15 trang 85 (TTTK HTDĐCK tập 1):

$s = Q/(k_đ F_t + F_o + F_v)$

+ Theo bảng 5.2 trang 78 (TTTK HTDĐCK tập 1), tải trọng phá hỏng Q = 18200 (N), khối lượng 1 mét xích q = 0,75 (kg).

$k_đ$: hệ số tải trọng động, $k_đ = 1{,}2$

v: vận tốc xích (m/s), $v = (z_1.p.n_1)/60000 = (20.12{,}7.480)/60000 = 2$ (m/s) = 120 (m/ph)

F_t: lực vòng (N), $F_t = 1000P/v = 1000.0{,}75/2 = 375$ (N)

F_v: lực căng do lực li tâm sinh ra (N), $F_v = qv^2 = 0{,}75.2^2 = 3$ (N)

F_o: lực căng do trọng lượng nhánh xích bọ động sinh ra (N), $F_o = 9{,}81k_f qa$

=> $F_o = 9{,}81.4.0{,}75.0{,}38 = 11{,}12$ (N)

Trong đó: $k_f = 4$ (bộ truyền nghiêng 1 góc < 40°)

Dó đó:

$s = 18200/(1{,}2.375 + 11{,}12 + 3) = 39{,}21$

Theo bảng 5.10 trang 86 (TTTK HTDĐCK tập 1) với n = 600 (v/ph), [s] = 9,3. Vậy s > [s], bộ truyền xích đảm bảo đủ bền.

– **Đường kính đĩa xích:**

+ Theo công thức 5.17 trang 86 (TTTK HTDĐCK tập 1) và bảng 13.4:

$d_1 = d_2 = p/\sin(\pi/z_1) = 12{,}7/\sin(\pi/20) = 81{,}2$ (mm)

$d_{a1} = d_{a2} = p[0{,}5 + \cot g(\pi/z_1)] = 12{,}7[0{,}5 + \cot g(\pi/16)] = 86{,}5$ (mm)

$d_{f1} = d_{f2} = d_l – 2r = 81{,}2 – 2.4{,}33 = 72{,}5$ (mm)

$r = 0,5025d_l + 0,05 = 0,5025.8,51 + 0,05 = 4,33$ (mm) và $d_l = 8,51$ [tra bảng 5.2 trang 78 (TTTK HTDĐCK tập 1)]

Trong đó:

d_1, d_2: là đường kính trung bình (mm)

d_{a1}, d_{a2}: là đường kính đỉnh xích (mm)

d_{f1}, d_{f2}: là đường kính chân xích (mm)

+ Kiểm nghiệm độ bền tiếp xúc của đĩa xích theo công thức 5.18 trang 87 (TTTK HTDĐCK tập 1):

$$\sigma_H = 0,47\sqrt{k_r(F_t k_đ + F_{vđ})E/(Ak_d)} \le [\sigma_H]$$

Trong đó:

$[\sigma_H]$: ứng suất tiếp xúc cho phép (MPa), bảng 5.11 trang 87 (TTTK HTDĐCK tập 1)

F_t: lực vòng (N)

k_d: hệ số phân bố không đều tải trọng cho các dãy

$k_đ$: hệ số tải trọng

k_r: hệ số kể đến ảnh hưởng của số răng đĩa xích, phụ thuộc vào z

E: môđun đàn hồi (MPa), $E = 2,1.10^5$ (MPa)

A: diện tích chiếu mặt tựa bản lề (mm^2)

+ Ứng với $z_1 = z_2 = 20$

Ta có: $k_r = 0,48$; $E = 2,1.10^5$ (MPa); $A = 39,6$ (mm^2) tra bảng 5.12 trang 87 (TTTK HTDĐCK tập 1); $k_đ = 1$ (xích 1 dãy); $F_t = 375$ (N).

Và: $F_{vđ} = 13.10^{-7}n_1p^3m = 13.10^{-7}.480.\ 12,7^3.1 = 1,28$ (N)

$$\Rightarrow \sigma_{H1} = 0,47\sqrt{0,48.(375.1 + 1,28).2,1.10^5/39,6.1} = 460 \text{ (MPa)}$$

Như vậy dùng thép 45 tôi cải thiện đạt độ rắn bề mặt HB210 sẽ đạt được ứng suất tiếp xúc cho phép $[\sigma_H] = 600$ (MPa), đảm bảo được độ bền tiếp xúc cho răng đĩa 1.

– **Xác định lực tác dụng lên trục:**

+ Theo công thức 5.20 trang 88 (TTTK HTDĐCK tập 1):

$$F_r = k_x.\ F_t = 1,15.375 = 431,25 \text{ (N)}$$

Trong đó đối với bộ truyền nghiêng một góc nhỏ hơn 40°, $k_x = 1,15$

3.2. TÍNH TOÁN, THIẾT KẾ CỤM MÁY 2 BĂNG TẢI CẤP SU THÀNH HÌNH:

3.2.1. Tính toán băng tải cấp cao su thành hình:

- **Các thông số ban đầu:**
  + Vận tốc băng tải: v = 7 (m/ph)
  + Vật liệu cao su lưu hoá: 3671 x 240 x 10 (mm)
  + Khối lượng riêng của cao su lưu hoá: $\rho = 1050$ (kg/m^3)
- **Diện tích mặt cắt dòng A:**

  Vì băng tải là dạng phẳng nên diện tích mặt cắt ngang là:

  A = chiều rộng x chiều dài = 0,24 x 0,01 = 0,0024 (m^2)

- **Tính nâng suất vận chuyển:**
  + Mỗi tấm cao su nặng: 9,25 (kg)
  + Với vận tốc băng tải: 7 (m/ph)
  + Mỗi tấm dài : 3,671 (m)

  $$\text{Số tấm/h} = \frac{7}{3,671} \text{ x } 60 = 114,4 \text{ (tấm/h)}$$

  => Năng suất:

  $$Q_t = 114,4 \text{ x } 9,25 = 1058,2 \text{ (kg/h)}$$

- **Tính công suất truyền động băng tải:**

  Ta có công thức như sau:

  $$P_1 = \frac{f.(l + l_o).W.v}{6120} \text{ (kW)}$$

  $$P_2 = \frac{f.(l + l_o).W_m.v}{6120} \text{ (kW)}$$

  Trong đó:

  f: hệ số ma sát của các ổ lăn đỡ con lăn

  W: khối lượng của các bộ phận chuyển động của băng tải (kg)

  W_m: khối lượng vật phẩm phân bố trên một đơn vị dài của băng tải (kg/m)

  v: vận tốc băng tải (m/ph)

  l: chiều dài băng tải theo phương ngang (m)

  l_o: chiều dài băng tải theo phương ngang được điều chỉnh (m)

  Công thức tính phụ trợ:

  $$W = \frac{W_c}{l_c} + \frac{W_r}{l_r} + 2W_1 \text{ (kg)}$$

Trong đó:

W_c: khối lượng các chi tiết quay của một cụm các con lăn đỡ tải (kg)

W_r: khối lượng các chi tiết quay của một cụm các con lăn đỡ nhánh băng tải đi về (kg)

W_1: khối lượng phân bố của băng tải (kg/m)

l_c: chiều dài các con lăn đỡ tải (m)

l_r: chiều dài các con lăn đỡ nhánh chạy không (m)

Bảng 3.3. Hệ số ma sát và độ dài điều chỉnh băng tải

f	l_o (m)	Điều kiện làm việc
0,03	49	Các băng tải tạm thời hoặc băng tải di động. Các băng tải làm việc trong môi trường rất lạnh (đến - 40°C); thường xuyên khởi động – dừng.
0,022	66	Các băng tải cố định, được bảo căng chỉnh và bảo dưỡng theo tiêu chuẩn.
0,012	156	Sử dụng khi cần tính công suất phanh khi băng tải đi xuống.

=> f = 0,022 và l_o = 66 (m), ứng với điều kiện làm việc trên

Bảng 3.4. Khối lượng băng tải chuyển động, không kể vật phẩm được vận chuyển

Chiều rộng đai (mm)	W_c (kg/bộ)	W_r (kg/bộ)
400	6,6	5,0
450	7,1	5,4
500	7,5	5,9
600	8,3	6,8

=> W_c = 7,5 (kg/bộ) và W_r = 5,9 (kg/bộ)

Bảng 3.5.Khối lượng phân bố dây băng tải

Chiều rộng đai (mm)	Khối lượng phân bổ (kg/m)
400	4,5
450	7
500	7,5
600	9

=> W_1 = 7,5 (kg/m)

Vậy ta có:

$$W = 7,5 + 5,9 + 2.7,5 = 28,4 \text{ (kg)}$$

Suy ra:

$$P_1 = \frac{0,022.(2+66).28,4.7}{6120} = 0,05 \text{ (kW)}$$

$$P_2 = \frac{0,022.(2+66).\frac{9,25}{2}.7}{6120} = 0,008 \text{ (kW)}$$

$$\Rightarrow P_{tổng} = P_1 + P_2 = 0,05 + 0,008 = 0,058 \text{ (kW)}$$

Chọn $P = 0,2$ (kW)

- **Tính lực vòng F_p:**

Ta có công thức sau:

$$F_p = \frac{6120.P}{v} = \frac{6120.0,2}{7} = 175 \text{ (KG)}$$

- **Lực căng trên 2 nhánh băng tải:**

$$F_1 = F_p.\frac{e^{\mu\theta}}{e^{\mu\theta}-1} \text{ (KG)}$$

$$F_2 = F_p.\frac{1}{e^{\mu\theta}-1} \text{ (KG)}$$

Trong đó:

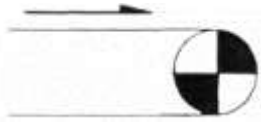
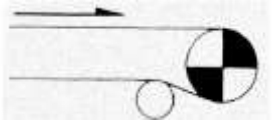
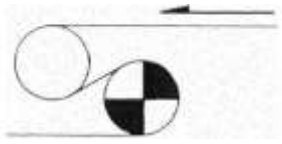
F_p: lực vòng (KG)

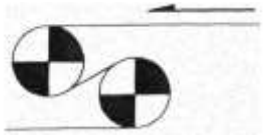
e: cơ số logarit tự nhiên

μ: hệ số ma sát giữa dây đai và puly

θ: góc ôm giữa dây đai và puly

Bảng 3.6. Góc ôm của 1 số dạng truyền dẫn

Dạng truyền dẫn	Minh họa	Góc ôm (độ)
Truyền dẫn đơn		180
Truyền dẫn đơn có bánh căng		200 – 220
Truyền dẫn đơn, puly kép		220 – 240

Truyền dẫn kép		400 – 440
Truyền dẫn bằng 2 puly		Puly 1: 170 – 220 Puly 2: 190 – 220

=> θ = 210 (độ) = $\frac{7\pi}{6}$ (rad)

Bảng 3.7. Hệ số ma sát giữa dây băng tải và puly

Dạng puly truyền dẫn	**Điều kiện bề mặt tiếp xúc giữa dây băng tải và puly**	**Hệ số ma sát μ**
Puly thép	Bẩn và ướt	0,1
	Ẩm	0,1 – 0,2
	Khô	0,3
Puly có rãnh và puly bọc cao su	Bẩn và ướt	0,2
	Ẩm	0,2 – 0,3
	Khô	0,35

=> μ = 0,3

Vậy:

$$F_1 = 175.\frac{e^{0,3.\frac{7\pi}{6}}}{e^{0,3.\frac{7\pi}{6}} - 1} = 262,38 \text{ (KG)}$$

$$F_2 = 175.\frac{1}{e^{0,3.\frac{7\pi}{6}} - 1} = 87,38 \text{ (KG)}$$

- **Lực căng tối thiểu:**

Ta có công thức sau:

$$F_{4C} = 6,25.\ l_c.(W_m + W_1) \text{ (KG)}$$

Trong đó:

F_{4C}: Lực căng tối thiểu trên nhánh căng (KG)

l_c: khoảng cách giữa các con lăn tải (m), l_c = 0,867 (m)

Vậy:

$$F_{4C} = 6,25.0,876.(\frac{9,25}{2} + 7,5) = 66,38 \text{ (KG)}$$

- **Lực kéo lớn nhất:**

Ta có công thức sau:

$$F_{max} = F_P + F_{4C} = 175 + 66,38 = 241,38 \text{ (KG)}$$

- **Tính chọn dây băng tải:**

Ta có công thức với đai dệt nhiều lớp:

$$F.TS = \frac{F_{max}.SF_z}{B}$$

Trong đó:

F_{max}: lực kéo lớn nhất (KG)

SF_z: hệ số an toàn, $SF_z = 9$

B: chiều rộng của dây đai (cm)

Vậy:

$$F.TS = \frac{241,38.9}{50} = 43,4 \text{ (KG/cm)}$$

Chọn dây đai băng tải: EP160/2

- **Tính chọn loại con lăn:**

Theo TCVN 3148-79:

$$D = \sqrt{\frac{9,81.q.L^3}{\delta.\pi.\sigma}}$$

Trong đó:

D: Đường kính con lăn (m)

q: Tải trọng phân bố trên con lăn (N/m), q = 189,5 (N/m)

L: Chiều dài con lăn (m) ≈ bề rộng băng tải, L = 0,55 (m)

δ: Độ võng cho phép, lấy bằng 0.002·L, δ = 0,0011

σ: Giới hạn bền kéo của thép thường, ~$2.5 \cdot 10^8$ (Pa)

=> D ≈ 20 (mm)

Chọn con đường kính con lăn nhánh căng D = 60 (mm).

Chọn con đường kính con lăn nhánh tải D = 80 (mm).

Đường kính con lăn tính toán theo lý thuyết là rất nhỏ do tải nhẹ và băng tải rất ngắn. Tuy nhiên trong sản xuất thường sử dụng con lăn đường kính từ 50 đến 89 mm để đảm bảo độ bền lâu dài, dễ lắp vòng bi và chống bụi. Và thực tế tại công ty DRC loại con lăn đường kính 60 mm được sử dụng rất nhiều và có thể tận dụng lại những con lăn này từ các máy đã hỏng.

3.2.2. Tính toán, thiết kế bộ truyền xích truyền động cho băng tải:

- **Thông số ban đầu:**
  + P_1: công suất động cơ (kW), P_1 = 0,2 (kW)
  + n_1: số vòng quay trục chính của động cơ, n_1 = 35 (v/ph)
- **Chọn loại xích:**

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

Chọn số răng đĩa nhỏ z_1= 16 với u = 2,5

Do đó:

$$z_2 = u.z_1 = 2,5.16 = 40 < z_{max} = 120.$$

Trong đó:

u: Tỷ số truyền, u = 2,5

Theo công thức 5.3 trang 88 (TTTK HTDĐCK tập 1), công suất tính toán:

$$P_t = P.k.k_z.k_n$$

Trong đó:

k_z: Hệ số số răng, $k_z = z_{01}/z_1$

=> $k_z = 25/z_1 = 25/16 = 1,56$

k_n: Hệ số số vòng quay, $k_n = n_{01}/n_1$

Tra bảng 5.5 trang 81(TTTK HTDĐCK tập 1), ta có n_{01} = 50 (v/ph)

=> $k_n = 50/n_1 = 50/35 = 1,43$

k được tính từ các hệ số thành phần cho trong bảng 5.6 trang 81 (TTTK HTDĐCK tập 1), với:

$$k = k_0.k_a.k_{đc}.k_{bt}.k_đ.k_c$$

Trong đó:

k_0: Hệ số kể đến ảnh hưởng của vị trí bộ truyền, k_0 = 1 (đường nối hai tâm đĩa xích so với đường nằm ngang đến 60°)

k_a: Hệ số kể đến khoảng cách trục và chiều dài xích, k_a = 1 (khoảng cách trục a = 50p)

$k_{đc}$: Hệ số kể đến ảnh hưởng của việc điều chỉnh lực căng xích,

$k_{đc}$ = 1 (điều chỉnh bằng một trong các đĩa x

k_{bt}: Hệ số kể đến ảnh hưởng của bôi trơn, k_{bt} = 0,8 (không bụi)

$k_đ$: Hệ số tải trọng động, kể đến tính chất của tải trọng, $k_đ$ = 1 (tải trọng tĩnh, làm việc êm)

k_c: Hệ số kể đến chế độ làm việc của bộ truyền, k_c = 1,25 (làm việc 2 ca)

=> k = 1.1.1.1.1,25.0,8 = 1

Như vậy:

P_t = 0,2.1.1,56.1,43 = 0,44 (kW)

Theo bảng 5.5 với n_{01} = 50 (v/ph), chọn bộ truyền xích một dây có bước xích p = 12,7 (mm) thỏa mãn điều kiện bền mòn:

P_t < [P] = 0,45 (kW)

Đồng thời theo bảng 5.8 trang 85 (TTTK HTDĐCK tập 1), p < p_{max}

Khoảng cách trục a = 50p = 12,7.40 = 635 (mm).

Theo công thức 5.12 trang 85 (TTTK HTDĐCK tập 1), số mắt xích:

$x = 2a/p + 0,5(z_1 + z_2) + (z_2 - z_1)^2 p/(4\pi^2 a)$

$x = 2.50 + 0,5.(16 + 40) + (40 - 16)^2.12,7/(4.\pi^2.635) = 128,29$

Lấy số mắt xích x = 130, tính lại khoảng cách trục theo công thức 5.13 trang (TTTK HTDĐCK tập 1):

$$a = 0,25p\{x_c - 0,5(z_2 + z_1) + \sqrt{[x_c - 0,5(z_2 + z_1)]^2 - 2[(z_2 - z_1)/\pi]^2}\}$$

$$=> a = 0,25.12,7.\{130 - 0,5(16 + 40) + \sqrt{[130 - 0,5(16 + 40)]^2 - 2[(40 - 16)/\pi]^2}\} = 645,88 \text{ (mm)}$$

Để xích không chịu lực căng quá lớn, giảm bớt a một lượng bằng:

$\Delta a = 0,003.a \approx 2$ (mm), do đó a = 644 (mm)

Số lần va đập của xích, theo 5.14 trang 85 (TTTK HTDĐCK tập 1):

$i = z_1.n_1/(15x)$

$i = 16.35/(15.130) = 0,3 < [i] = 60$

– **Tính kiểm nghiệm xích về độ bền:**

Theo công thức 5.15 trang 85 (TTTK HTDĐCK tập 1):

$s = Q/(k_đ F_t + F_o + F_v)$

Theo bảng 5.2 trang 78 (TTTK HTDĐCK tập 1), tải trọng phá hỏng Q = 18200 (N), khối lượng 1 mét xích q = 0,75 (kg).

$k_đ$: Hệ số tải trọng động

=> $k_đ$ = 1,2

v: Vận tốc xích (m/s)

=> v = (z_1.p.n_1)/60000 =(16.12,7.35)/60000 = 0,11 (m/s) =7 (m/ph)

F_t: Lực vòng (N)

=> F_t = 1000P/v = 1000.0,2/0,12 = 1667 (N)

F_v: Lực căng do lực li tâm sinh ra (N)

=> $F_v = qv^2 = 0,75.0,12^2 = 0,01$ (N)

F_o: Lực căng do trọng lượng nhánh xích bọ động sinh ra (N)

=> $F_o = 9,81k_fqa$

=> F_o = 9,81.4.0,75.0,644 = 19 (N)

Trong đó: k_f = 4 (bộ truyền nghiêng 1 góc < 40°)

Dó đó:

s = 18200/(1,2.1667 + 19 + 0,01) = 9

Theo bảng 5.10 trang 86 (TTTK HTDĐCK tập 1) với n = 50 (v/ph), [s] = 7

Vậy s > [s], bộ truyền xích đảm bảo đủ bền.

– **Đường kính đĩa xích:**

Theo công thức 5.17 trang 86 (TTTK HTDĐCK tập 1) và bảng 13.4:

$d_1 = p/\sin(\pi/z_1) = 12,7/ \sin(\pi/16) = 65$ (mm)

$d_2 = p/\sin(\pi/z_2) = 12,7/ \sin(\pi/40) = 162$ (mm)

$d_{a1} = p[0,5 + \cot g(\pi/z_1)] = 12,7[0,5 + \cot g(\pi/16)] = 70$ (mm)

$d_{a2} = p[0,5 + \cot g(\pi/z_2)] = 12,7[0,5 + \cot g(\pi/40)] = 168$ (mm)

$d_{f1} = d_l – 2r = 65 – 2.4,33 = 56$ (mm)

$d_{f2} = d_2 – 2r = 162 – 2.4,33 = 153$ (mm)

$r = 0,5025d_l + 0,05 = 0,5025.8,51 + 0,05 = 4,33$ (mm)

d_l = 8,51 [tra bảng 5.2 trang 78 (TTTK HTDĐCK tập 1)]

Trong đó:

d_1, d_2: Đường kính trung bình (mm)

d_{a1}, d_{a2}: Đường kính đỉnh xích (mm)

d_{f1}, d_{f2}: Đường kính chân xích (mm)

Kiểm nghiệm độ bền tiếp xúc của đĩa xích theo công thức 5.18 trang 87 (TTTK HTDĐCK tập 1):

$$\sigma_H = 0{,}47\sqrt{k_r(F_t k_đ + F_{vđ})E/(Ak_d)} \le [\sigma_H]$$

Trong đó:

$[\sigma_H]$ (MPa): Ứng suất tiếp xúc cho phép, bảng 5.11 trang 87 (TTTK HTDĐCK tập 1)

F_t (N): Lực vòng

k_d: Hệ số phân bố không đều tải trọng cho các dãy

$k_đ$: Hệ số tải trọng

k_r: Hệ số kể đến ảnh hưởng của số răng đĩa xích, phụ thuộc vào z

E (MPa): Môđun đàn hồi, E = $2{,}1.10^5$ (MPa)

A (mm^2): Diện tích chiếu mặt tựa bản lề

Ứng với z_1 = 16

Ta có: k_r = 0,54; E = $2{,}1.10^5$ (MPa); A = 39,6 (mm^2) tra bảng 5.12 trang 87 (TTTK HTDĐCK tập 1); $k_đ$ = 1 (xích 1 dãy); F_t = 1667 (N).

Và: $F_{vđ} = 13.10^{-7} n_1 p^3 m = 13.10^{-7}.35.\ 12{,}7^3.1 = 0{,}09$ (N)

$$\Rightarrow \sigma_{H1} = 0{,}47\sqrt{0{,}54.(1667.1 + 0{,}09).2{,}1.10^5/39{,}6.1} = 1027 \text{ (MPa)}$$

Như vậy dùng thép 20X thấm cacbon đạt độ rắn bề mặt HRC60 sẽ đạt được ứng suất tiếp xúc cho phép $[\sigma_H]$ = 1030 (MPa), đảm bảo được độ bền tiếp xúc cho răng đĩa 1.

Ứng với z_1 = 40

Ta có: k_r = 0,29; E = $2{,}1.10^5$ (MPa); A = 39,6 (mm^2) tra bảng 5.12 trang 87 (TTTK HTDĐCK tập 1); $k_đ$ = 1 (xích 1 dãy); F_t = 1667 (N).

Và: $F_{vđ} = 13.10^{-7} n_1 p^3 m = 13.10^{-7}.35.\ 12{,}7^3.1 = 0{,}09$ (N)

$$\Rightarrow \sigma_{H2} = 0{,}47\sqrt{0{,}29.(1667.1 + 0{,}09).2{,}1.10^5/39{,}6.1} = 753 \text{ (MPa)}$$

Như vậy dùng thép 45 tôi đạt độ rắn bề mặt HRC50 sẽ đạt được ứng suất tiếp xúc cho phép $[\sigma_H]$ = 900 (MPa), đảm bảo được độ bền tiếp xúc cho răng đĩa 2.

– **Xác định lực tác dụng lên trục:**

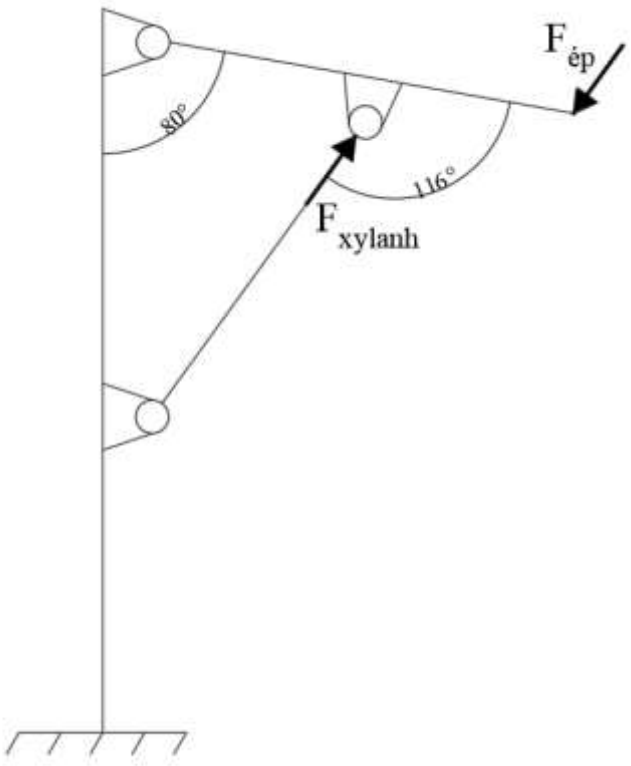
Theo công thức 5.20 trang 88 (TTTK HTDĐCK tập 1):

$$F_r = k_x.\ F_t = 1{,}15.1667 = 1917{,}05 \text{ (N)}$$

Trong đó đối với bộ truyền nghiêng một góc nhỏ hơn 40°, k_x = 1,15

3.2.3. Tính toán, chọn xylanh nâng hạ băng tải gập và ép su vào trống thành hình:

- **Các thông số ban đầu:**
  + Khối lượng của băng tải gập và các chi tiết trên nó bao gồm khung băng tải gập, các con lăn, ổ lăn: m = 74 (kg)
  + Áp suất khí cấp cho xylanh: p = 3 (bar)
- **Sơ đồ bố trí lực trên băng tải gập:**



Hình 3.15. Sơ đồ bố trí lực trên băng tải gập (xem **hình 2.4**)

- **Trọng lượng của băng tải gập:**

$$P_{\text{băng tải}} = m.g = 74.981 = 726 \text{ (N)}$$

- **Lực ép cần thiết để con cà ép su vào trống:**

Băng tải gập mang con cà có nhiệm vụ dẫn su vào trống thành hình và đồng thời tạo lực ép để con cà ép lớp su dính vào lớp su trước đó xem **hình 2.6**. Giữa các lớp su đều được quét 1 lớp keo dính vì vậy lực ép cần thiết không cần quá lớn. Sau khi nghiên cứu từ thực tế tại công ty và kết hợp nghiên cứu dây chuyền thành hình lốp đặc của công ty **Star Profit**.

Lực ép cần thiết:

$$F_{\text{ép}} = 100 \text{ (N)}$$

- **Lực xylanh cần thiết:**

Xylanh cần phải cấp đủ lực để nâng được trọng lượng của băng tải gập và tạo được lực ép lên trống thành hình:

$$F_{xylanh\ cần\ thiết} = P_{băng\ tải} + F_{ép} = 726 + 100 = 826\ (N)$$

- **Tính chọn xylanh:**

+ Tính diện tích piston:

$$F = p.A$$

Trong đó:

$F = F_{xylanh\ cần\ thiết} = 826$ (N)

p (bar): Áp suất khí nén cấp vào xylanh

p = 3 (bar) = 300000 (N/m^2)

A (m^2): Diện tích piston

Vậy: $A = F/p = 826/300000 = 0{,}00275\ (m^2)$

+ Tính đường kính xylanh cần thiết:

$$A = \frac{\pi}{4}.D^2 \Rightarrow D = 0{,}0591\ (m) = 59{,}1\ (mm)$$

Như vậy, theo tính toán chỉ cần chọn xylanh có đường kính 63 mm là đảm bảo về lực nâng cũng như lực ép yêu cầu tuy nhiên để dự phòng trường hợp cần lực ép lớn hơn và việc cải tiến thêm các cơ cấu khác làm tăng trọng lượng băng tải gập, phía cán bộ kỹ thuật và nhóm em quyết định chọn xylanh đường kính 100 mm đồng thời kết hợp van tiết lưu để điều chỉnh khí cấp vào cho phù hợp với lực ép cần thiết.

3.2.4. Tính toán chọn động cơ dao cắt su:

- **Lý thuyết về chế độ cắt cho cao su:**

Cắt cao su là một quá trình phức tạp do vật liệu có tính đàn hồi cao, dễ biến dạng và hồi phục hình dạng sau khi bị tác động lực cắt. Khi cắt cao su, cần sử dụng dao sắc, góc cắt nhỏ (thường < 30°), và áp dụng vận tốc cắt cao để hạn chế biến dạng đàn hồi và hiện tượng dính dao. Đồng thời, tốc độ tiến dao phải chậm và đều nhằm đảm bảo vết cắt sạch, tránh xé rách.

Từ đặc điểm của vật liệu cao su có độ đàn hồi cao, dễ biến dạng khi bị tác dụng lực, việc lựa chọn tốc độ cắt (cutting speed) và tốc độ tiến dao (feed rate) phù hợp là yếu tố then chốt để đảm bảo đường cắt sạch, không bị xé rách hay biến dạng. Vận tốc cắt nên nằm trong khoảng 100–300 m/ph, tùy vào độ cứng và độ dày của cao su. Với các vật liệu cao su mềm, tốc độ cắt có thể cao hơn (~200–300 m/ph), trong khi đối với cao su có cốt sợi hoặc có độ cứng cao hơn, nên duy trì tốc độ trong khoảng thấp hơn (~100–150 m/ph).

Tốc độ tiến dao nên nhỏ để đảm bảo ổn định vết cắt, tránh dao bị đẩy ngược hoặc làm rách mép cắt. Thực nghiệm trong các dây chuyền cắt cao su công nghiệp

cho thấy tốc độ tiến dao nên nằm trong khoảng 0.05–0.3 mm/vòng tùy theo dạng dao (dao thẳng, dao tròn) và cơ chế truyền động.

- **Tính công suất cần thiết và chọn động cơ dao cắt su:**
  + **Thông số ban đầu:**

    Vận tốc cắt cao su: v = 1500 (v/ph)

    Chiều rộng lớp cao su: B = 240 (mm)

    Độ dày lớp cao su: h = 10 (mm)

    Tính chất lớp cao su: Thô ráp, không quá cứng

    Lưỡi cắt su loại đĩa tròn: D = 80 (mm)

  + **Lực của su tác dụng lên dao cắt:**

    $F_{cắt} = \tau.A$ (N)

    Trong đó:

    τ (N/mm²): Ứng suất cắt của cao su, thường là 0,5 – 2 (N/mm²)

    Chọn $\tau = 1,2$ (N/mm^2)

    A (mm²): Diện tích mặt cắt khi dao đi qua

    $A = B.h = 240.10 = 2400$ (mm^2)

    Vậy $F_{cắt} = \tau.A = 1,2.\ 2400 = 2880$ (N)

    Lực cắt trên 100 mm^2: $F_{cắt} = \tau.A = 1,2.\ 100 = 120$ (N)

  + **Tính công suất cần thiết của động cơ:**

    $P_{ct} \geq P_{lv} + P_{mm}$

    Trong đó:

    P_{lv} (kW) – Công suất làm việc của dao, trong đó $F_{cắt}$ (N) là lực cao su đặt lên dao và v (m/s) là vận tốc của dao.

    => $P_{lv} = \frac{F_{cắt}.v_{dao}}{1000} = \frac{120.6,28}{1000} = 0,7536$ (kW)

    P_{mm} (kW) – Công suất mất mát, trong đó η là hiệu suất của hệ thống truyền động tra theo bảng 2.3 trang 19 (TTTK HTDĐCK tập 1).

    => $\eta = \eta_{ol}.\eta_{ol}.\eta_{đ} = 0,99.0,99.0,95 = 0,93$

    => $P_{mm} = \left(\frac{1}{\eta} - 1\right).P_{lv} = 0,019$ (kW)

    Vậy $P_{ct} \geq P_{lv} + P_{mm} = 0,7726$ (kW)

  => Chọn động cơ điện có thông số như sau:

  Sử dụng điện **3 pha**, công suất **1,1 kW**, tốc độ trục ra **1500 v/ph**.

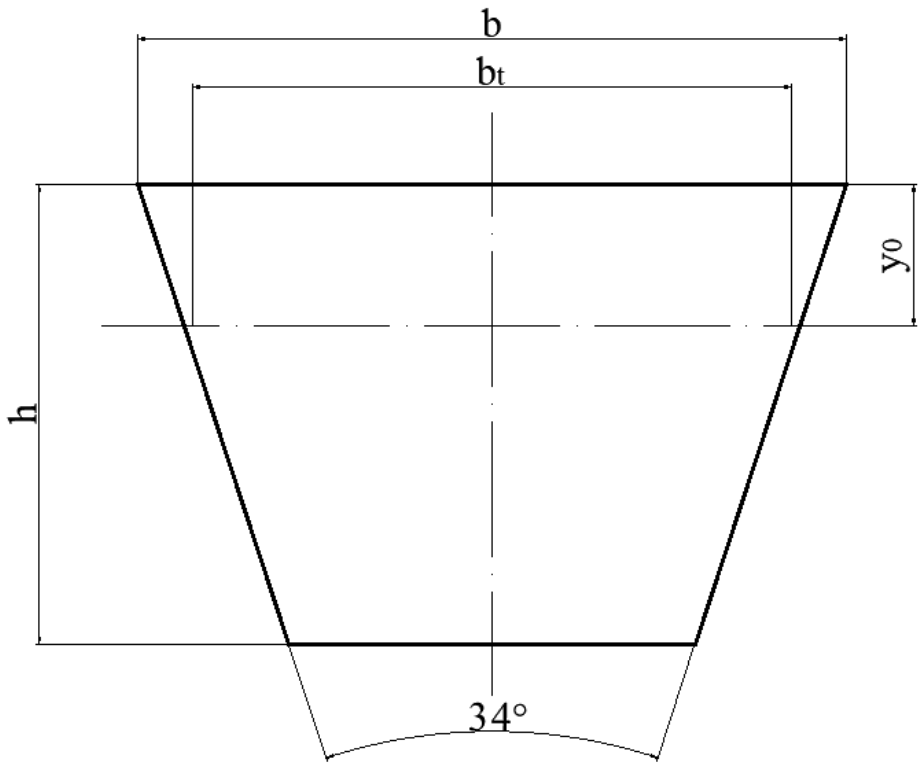
- **Tính toán thiết kế bộ truyền đai đồng tốc:**

Theo chế độ cắt của cao su cần giữ nguyên vận tốc động cơ, tuy nhiên không thể lắp trực tiếp lưỡi cắt vào trục ra của động cơ vì xét về mặt bố trí dao trên băng tải là rất khó và xét về mặt an toàn thì không đảm bảo. Khi cắt các vụn su sẽ dần bám vào lưỡi dao do nhiệt cắt lâu dần dễ xảy ra kẹt dao nếu không có bộ truyền đai như 1 cơ cấu an toàn thì rất dễ hỏng động cơ.

+ **Chọn loại đai và tiết diện đai:**

Với P_1 = 1,1 (kW); n_1 = 1500 (v/ph). Căn cứ vào hình 4.1 trang 59 (TTTK HTDĐCK tập 1) chọn loại đai thang loại **Б**. Tra bảng 4.13 trang 59 chọn các thông số của đai hình thang loại **Б**.

=> b_t = 11 (mm); b = 13 (mm); h = 8 (mm); y_0 = 2,8 (mm); A = 81 (mm^2)



Hình 3.16. Thông số của đai thang

+ **Đường kính bánh đai nhỏ d_1:**

Chọn theo bảng 4.13 trang 59 (TTTK HTDĐCK tập 1)

=> d_1 = 60 (mm)

+ **Xác định vận tốc đai v:**

$$v = (\pi.d_1.n_1)/60000 = (\pi.60.140)/60000 = 0,44 \text{ (m/s)}$$

$d_2 = u.d_1 = 60.1 = 60$ (mm)

+ **Khoảng cách trục a:**

Tra bảng 4.14 trang 60 (TTTK HTDĐCK tập 1) với u = 1:

$a/d_2 = 1,5 \Rightarrow a = 1,5.60 = 90$ (mm)

Khoảng cách trục a cần thỏa mãn:

$0,55.(d_1 + d_2) + h \leq a \leq 2.(d_1 + d_2)$

$\Rightarrow 74 \leq a \leq 240$ (mm)

Vậy khoảng cách trục a = 145 (mm) thỏa mãn điều kiện.

+ **Chiều dài đai l:**

Xác định theo khoảng cách trục đã chọn a theo công thức (4.4) trang 54 (TTTK HTDĐCK tập 1):

$l = 2a + \pi.(d_1 + d_2)/2 + (d_2 - d_1)^2/4a$

$\Rightarrow l = 478,5$ (mm)

Tra bảng 4.13 trang 59 (TTTK HTDĐCK tập 1)

Chọn chiều dài đai l = 475 (mm) = 0,475 (m)

+ **Kiểm nghiệm đai về tuổi thọ:**

$i = v/l = 0,44/0,475 = 0,93$

Vậy $i \leq i_{max} = 10$ (Thỏa mãn)

+ **Tính chính xác khoảng cách trục a:**

Từ chiều dài đai đã chọn theo tiêu chuẩn tính chính xác khoảng cách trục theo công thức 4.6 trang 54 (TTTK HTDĐCK tập 1):

$$a = \left(\frac{\lambda + \sqrt{\lambda^2 - 8\Delta^2}}{4}\right)$$

Trong đó:

$$\lambda = l - \pi\frac{(d_1 + d_2)}{2} \Rightarrow \lambda = 286,5$$

$$\Delta = \frac{d_2 - d_1}{2} \Rightarrow \Delta = 0$$

Thay λ và Δ vào công thức 4.6 => a = 143,25 (mm)

+ **Góc ôm α_1:**

Xác định theo công thức 4.7 trang 60 (TTTK HTDĐCK tập 1) với điều kiện $\alpha_1 \geq 120^0$

$\alpha_1 = 180^0 – (d_2 - d_1). 57^0/a$ => $\alpha_1 = 180^0$ (Thỏa mãn)

+ **Số đai z được xác định theo công thức 4.16 trang 60 (TTTK HTDĐCK tập 1):**

$z = P_1.K_đ /([P_0].C_\alpha.C_l.C_u.C_z)$

Trong đó:

P_1 (kW) – Công suất trên trục bánh đai chủ động.

=> $P_1 = 1,1$ (kW)

$[P_0]$ (kW) – Công suất cho phép xác định bằng thực nghiệm, tra theo bảng 4.19 trang 61 (TTTK HTDĐCK tập 1).

=> $[P_0] = 0,7$ (kW)

$K_đ$ – Hệ số tải trọng động tra theo bảng 4.7 trang 55 (TTTK HTDĐCK tập 1).

=> $K_đ = 1$

C_α – Hệ số kể đến ảnh hưởng của góc ôm α_1.

=> $C_\alpha = 1-0,0025.(180-\alpha_1) = 1$

C_l – Hệ số kể đến ảnh hưởng của chiều dài đai tra theo bảng 4.16 trang 61 (TTTK HTDĐCK tập 1).

=> $C_l = 0,8$

C_u – Hệ số kể đến ảnh hưởng của tỷ số truyền tra theo bảng 4.17 trang 61 (TTTK HTDĐCK tập 1).

=> $C_u = 1$

C_z – Hệ số kể đến ảnh hưởng của sự phân bố không đều tải trọng lên các dây đai tra bảng 4.18 trang 61 (TTTK HTDĐCK tập 1).

=> $C_z = 1$

Thay các thông số vào công thức 4.16 => z = 1,96 (đai)

Chọn số đai $z_{chọn} \geq z$ => $z_{chọn} = 2$ (đai), tuy nhiên thực tế chỉ sử dụng 1 đai do vấn đề không gian bố trí

+ **Từ số đai z có thể xác định chiều rộng bánh đai B theo công thức:**

$$B = (z - 1).t + 2e = (1 - 1).15 + 2.10 = 20 \text{ (mm)}$$

Trong đó:

h_0; t; e – Tra theo bảng 4.21 trang 63 (TTTK HTDĐCK tập 1).

=> h_0 = 3,3 (mm); t = 15 (mm); e = 10 (mm)

+ **Đường kính ngoài của bánh đai:**

Đường kính ngoài của bánh đai nhỏ:

$$d_{a1} = d_1 + 2h_0 = 60 + 2.3,3 = 66,6 \text{ (mm)}$$

Đường kính ngoài của bánh đai lớn:

$$d_{a2} = d_2 + 2h_0 = 60 + 2.3,3 = 66,6 \text{ (mm)}$$

– **Xác định lực căng ban đầu và lực tác dụng lên trục:**

+ **Lực căng trên 1 đai được xác định theo công thức 4.19 trang 63 (TTTK HTDĐCK tập 1).**

$$F_0 = 780.P_1.K_đ/(v.C_\alpha.z) + F_v$$

Trong đó:

q_m (kg/m) – Khối lượng trên 1 mét chiều dài đai tra theo bảng 4.22 trang 64 (TTTK HTDĐCK tập 1).

=> q_m = 0,178 (kg/m)

$F_v = q_m.v^2$ – Lực căng do lực ly tâm sinh ra

=> $F_v = q_m.v^2 = 0,105.0,44^2 = 0,02$ (N)

Thay các thông số vào công thức 4.19:

=> $F_0 = (780.1,1.1)/(0,44.1.1) + 0,02 = 1950,02$ (N)

+ **Lực tác dụng lên trục xác định theo công thức 4.21 trang 64 (TTTK HTDĐCK tập 1).**

$$F_r = 2.F_0.z.\sin(\alpha_1/2) \Rightarrow F_r = 3900,04 \text{ (N)}$$

3.2.5. Tính toán thiết kế bộ truyền xích truyền động trục vít me dao cắt su:

– **Thông số ban đầu:**

+ P_1: công suất động cơ, P_1 = 0,4 (kW)
+ n_1: số vòng quay trục chính của động cơ, n_1 = 142 (v/ph)

– **Chọn loại xích:**

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

Chọn số răng đĩa nhỏ z_1= 16, với u = 2

Do đó:

$z_2 = u.z_1 = 2.16 = 32 < z_{max} = 120.$

Trong đó:

u: Tỷ số truyền, u = 2

Theo công thức 5.3 trang 88 (TTTK HTDĐCK tập 1), công suất tính toán:

$P_t = P.k.k_z.k_n$

Trong đó:

k_z: Hệ số số răng, $k_z = z_{01}/z_1$

=> $k_z = 25/z_1 = 25/16 = 1,56$

k_n: Hệ số số vòng quay, $k_n = n_{01}/n_1$

Tra bảng 5.5 trang 81(TTTK HTDĐCK tập 1), ta có n_{01} = 200 (v/ph)

=> $k_n = 200/n_1 = 200/142 = 1,41$

k được tính từ các hệ số thành phần cho trong bảng 5.6 trang 81 (TTTK HTDĐCK tập 1), với:

$k = k_0.k_a.k_{đc}.k_{bt}.k_đ.k_c$

Trong đó:

k_0: Hệ số kể đến ảnh hưởng của vị trí bộ truyền, k_0 = 1 (đường nối hai tâm đĩa xích so với đường nằm ngang đến 60°)

k_a: Hệ số kể đến khoảng cách trục và chiều dài xích, k_a = 1 (khoảng cách trục a = 30p)

$k_{đc}$: Hệ số kể đến ảnh hưởng của việc điều chỉnh lực căng xích, $k_{đc}$ = 1 (điều chỉnh bằng một trong các đĩa x

k_{bt}: Hệ số kể đến ảnh hưởng của bôi trơn, k_{bt} = 0,8 (không bụi)

$k_đ$: Hệ số tải trọng động, kể đến tính chất của tải trọng, $k_đ$ = 1 (tải trọng tĩnh, làm việc êm)

k_c: Hệ số kể đến chế độ làm việc của bộ truyền, k_c = 1,25 (làm việc 2 ca)

=> k = 1.1.1.1.1,25.0,8 = 1

Như vậy:

$P_t = 0,4.1.1,56.1,41 = 0,88$ (kW)

Theo bảng 5.5 với n_{01} = 200 (v/ph), chọn bộ truyền xích một dây có bước xích p = 12,7 (mm) thỏa mãn điều kiện bền mòn:

$$P_t < [P] = 1,61 \text{ (kW)}$$

Đồng thời theo bảng 5.8 trang 85 (TTTK HTDĐCK tập 1), $p < p_{max}$

Khoảng cách trục a = 30p = 12,7.30 = 381 (mm).

Theo công thức 5.12 trang 85 (TTTK HTDĐCK tập 1), số mắt xích:

$$x = 2a/p + 0,5(z_1 + z_2) + (z_2 - z_1)^2 p/(4\pi^2 a)$$

$$x = 2.30 + 0,5.(16 + 32) + (32 - 16)^2.12,7/(4.\pi^2.381) = 84,21$$

Lấy số mắt xích x = 84, tính lại khoảng cách trục theo công thức 5.13 trang (TTTK HTDĐCK tập 1):

$$a = 0,25p\{x_c - 0,5(z_2 + z_1) + \sqrt{[x_c - 0,5(z_2 + z_1)]^2 - 2[(z_2 - z_1)/\pi]^2}\}$$

$$\Rightarrow a = 0,25.12,7.\{84 - 0,5(16 + 32) + \sqrt{[84 - 0,5(16 + 32)]^2 - 2[(32 - 16)/\pi]^2}\} = 379,62 \text{ (mm)}$$

Để xích không chịu lực căng quá lớn, giảm bớt a một lượng bằng:

$$\Delta a = 0,003.a \approx 1 \text{ (mm)}, \text{ do đó } a = 380 \text{ (mm)}$$

Số lần va đập của xích, theo 5.14 trang 85 (TTTK HTDĐCK tập 1):

$$i = z_1.n_1/(15x)$$

i = 16.142/(15.84) = 1,8 < [i] = 60 [bảng 5.9 trang 85 (TTTK HTDĐCK tập 1)]

– **Tính kiểm nghiệm xích về độ bền:**

Theo công thức 5.15 trang 85 (TTTK HTDĐCK tập 1):

$$s = Q/(k_đ F_t + F_o + F_v)$$

Theo bảng 5.2 trang 78 (TTTK HTDĐCK tập 1), tải trọng phá hỏng Q = 18200 (N), khối lượng 1 mét xích q = 0,75 (kg).

$k_đ$: Hệ số tải trọng động

$\Rightarrow k_đ = 1,2$

v: Vận tốc xích (m/s)

$\Rightarrow v = (z_1.p.n_1)/60000 = (16.12,7.142)/60000 = 0,48$ (m/s)

F_t: Lực vòng (N)

$\Rightarrow F_t = 1000P/v = 1000.0,4/0,48 = 833$ (N)

F_v: Lực căng do lực li tâm sinh ra (N)

=> $F_v = qv^2 = 0,75.0,48^2 = 0,17$ (N)

F_o: Lực căng do trọng lượng nhánh xích bọ động sinh ra (N)

=> $F_o = 9,81k_fqa = 9,81.4.0,75.0,38 = 11$ (N)

Trong đó: $k_f = 4$ (bộ truyền nghiêng 1 góc < 40°)

Dó đó:

s = 18200/(1,2.833 + 11 + 0,17) = 18

Theo bảng 5.10 trang 86 (TTTK HTDĐCK tập 1) với n = 200 (v/ph), [s] = 7,8. Vậy s > [s], bộ truyền xích đảm bảo đủ bền.

– **Đường kính đĩa xích:**

Theo công thức 5.17 trang 86 (TTTK HTDĐCK tập 1) và bảng 13.4:

$d_1 = p/\sin(\pi/z_1) = 12,7/ \sin(\pi/16) = 65$ (mm)

$d_2 = p/\sin(\pi/z_2) = 12,7/ \sin(\pi/32) = 130$ (mm)

$d_{a1} = p[0,5 + \cot g(\pi/z_1)] = 12,7[0,5 + \cot g(\pi/16)] = 70$ (mm)

$d_{a2} = p[0,5 + \cot g(\pi/z_2)] = 12,7[0,5 + \cot g(\pi/32)] = 135$ (mm)

$d_{f1} = d_l – 2r = 65 – 2.4,33 = 56$ (mm)

$d_{f2} = d_2 – 2r = 130 – 2.4,33 = 121$ (mm)

$r = 0,5025d_l + 0,05 = 0,5025.8,51 + 0,05 = 4,33$ (mm)

$d_l = 8,51$ [tra bảng 5.2 trang 78 (TTTK HTDĐCK tập 1)]

Trong đó:

d_1, d_2: Đường kính trung bình (mm)

d_{a1}, d_{a2}: Đường kính đỉnh xích (mm)

d_{f1}, d_{f2}: Đường kính chân xích (mm)

Kiểm nghiệm độ bền tiếp xúc của đĩa xích theo công thức 5.18 trang 87 (TTTK HTDĐCK tập 1):

$$\sigma_H = 0,47\sqrt{k_r(F_tk_đ + F_{vđ})E/(Ak_d)} \le [\sigma_H]$$

Trong đó:

$[\sigma_H]$: Ứng suất tiếp xúc cho phép (MPa), bảng 5.11 trang 87 (TTTK HTDĐCK tập 1)

F_t: Lực vòng (N)

k_d: Hệ số phân bố không đều tải trọng cho các dãy

$k_đ$: Hệ số tải trọng

k_r: Hệ số kể đến ảnh hưởng của số răng đĩa xích, phụ thuộc vào z

E: Môđun đàn hồi (MPa), E = $2{,}1.10^5$ (MPa)

A: Diện tích chiếu mặt tựa bản lề (mm^2)

Ứng với z_1 = 16

Ta có: k_r = 0,54; E = $2{,}1.10^5$ (MPa); A = 39,6 (mm^2) tra bảng 5.12 trang 87 (TTTK HTDĐCK tập 1); $k_đ$ = 1 (xích 1 dãy); F_t = 833 (N).

Và: $F_{vđ} = 13.10^{-7} n_1 p^3 m = 13.10^{-7}.142.\ 12{,}7^3.1 = 0{,}38$ (N)

=> $\sigma_{H1} = 0{,}47\sqrt{0{,}54.\ (833.1 + 0{,}38).\ 2{,}1.\ 10^5/39{,}6.1} = 726$ (MPa)

Như vậy dùng thép 45 tôi đạt độ rắn bề mặt HRC50 sẽ đạt được ứng suất tiếp xúc cho phép $[\sigma_H]$ = 900 (MPa), đảm bảo được độ bền tiếp xúc cho răng đĩa 1.

Ứng với z_1 = 32

Ta có: k_r = 0,34; E = $2{,}1.10^5$ (MPa); A = 39,6 (mm^2) tra bảng 5.12 trang 87 (TTTK HTDĐCK tập 1); $k_đ$ = 1 (xích 1 dãy); F_t = 833 (N).

Và: $F_{vđ} = 13.10^{-7} n_1 p^3 m = 13.10^{-7}.142.\ 12{,}7^3.1 = 0{,}38$ (N)

=> $\sigma_{H2} = 0{,}47\sqrt{0{,}34.\ (833.1 + 0{,}38).\ 2{,}1.\ 10^5/39{,}6.1} = 576$ (MPa)

Như vậy dùng thép 45 tôi cải thiện đạt độ rắn bề mặt HB210 sẽ đạt được ứng suất tiếp xúc cho phép $[\sigma_H]$ = 600 (MPa), đảm bảo được độ bền tiếp xúc cho đĩa 2.

- **Xác định lực tác dụng lên trục:**

Theo công thức 5.20 trang 88 (TTTK HTDĐCK tập 1):

$F_r = k_x.\ F_t = 1{,}15.833 = 957{,}95$ (N)

Trong đó đối với bộ truyền nghiêng một góc nhỏ hơn 40°, k_x = 1,15

3.2.6. Tính toán thiết kế bộ truyền vít me đai ốc thực hiện chuyển động dao ngang:

- **Thông số ban đầu:**
  + Khối lượng cụm động cơ cắt su : 20 (kg).
  + Tốc độ vòng quay trên trục vít me: 28,8 (m/ph).
- **Xử lý số liệu đầu vào:**

Vậy lực F_a tác dụng lên bộ truyền trục vít là:

$F_a = m.g = 20.9{,}81 = 196{,}2$ (N)

- **Chọn vật liệu trục vít và đai ốc:**
  + Vật liệu làm vít me: Thép C45.
  + Vật liệu làm đai ốc: Đồng thanh.
  + Dùng ren vuông 1 đầu mối, hướng ren phải.
- **Đường kính trung bình của vít me:**

Theo công thức 8.1 trang 163 (TTTK HTDĐCK tập 1), ta có:

$$d_2 \geq \sqrt{\frac{F_a}{\pi.\psi_H.\psi_h.[q]}} \text{ (mm)}$$

Trong đó:

d_2: đường kính vòng chia của vít me (mm).

F_a: lực dọc trục (N).

ψ_H: hệ số chiều cao đai ốc, $\psi_H = 1,2$.

ψ_h: hệ số chiều cao ren, $\psi_h = 0,5$ (then hình thang).

[q]: áp suất cho phép (MPa), đối với thép – đồng thanh [q] = 8 (MPa)

$$\Rightarrow d_2 \geq \sqrt{\frac{196,2}{\pi.1,2.0,5.8}} = 3,6 \text{ (mm)}$$

Lấy $d_2 = 18$ (mm).

- **Chọn các thông số của ren:**
  + Chiều cao prôfin ren: $h = 0,1d_2 = 0,1.18 = 1,8 \approx 2$ (mm)
  + Đường kính ngoài: $d = d_2 + h = 18 + 2 = 20$ (mm)
  + Đường kính trong: $d_1 = d_2 – h = 18 – 2 = 16$ (mm)
  + Bước ren: $p = 2h = 2.2 = 4$ (mm)
  + Bước vít: $p_h = Z_h.p = 1.4 = 4$ (mm)
  + Góc vít: $\gamma = \text{arctg}[p_h/(\pi d_2)] = \text{arctg}[4/(\pi 18)] = 4°$
  + Sau khi xác định được góc vít ta kiểm tra điều kiện tự hãm:

$$\rho = \text{arctg}\left(\frac{f}{\cos\delta}\right)$$

Trong đó:

δ: góc nghiêng của cạnh ren làm việc, ren hình thang => $\delta = 15°$

f: hệ số ma sát phụ thuộc vào cặp vật liệu vít me đai ốc, với thép – đồng thanh thiếc

=> $f = 0,1$

$$\Rightarrow \rho = \text{arctg}\left(\frac{0,1}{\cos 15°}\right) = 6°$$

Vậy $\gamma < \rho$, bộ truyền trục vít me đai ốc thảo mãn điều kiện tự hãm.

Ta có tỷ số truyền của bộ truyền vít me đai ốc như sau:

$$u = \frac{\pi d_2}{Z_h.p} = \frac{\pi.18}{1.4} = 14,14$$

- **Xác định chiều cao và số vòng ren:**
  + Từ d_2 và hệ số chiều cao đai ốc ψ_H, ta tính được chiều cao đai ốc như sau:

    $H = d_2.\ \psi_H = 18.1,2 = 21,6$ (mm)

    Chọn H = 22 (mm).

  + Số vòng ren của đai ốc:

    $$z = \frac{H}{p} = \frac{22}{4} = 5,5 \leq z_{max} = 10 \dots 12$$

- **Kiểm nghiệm vít về độ bền:**
  + Theo công thức 8.7 trang 164 (TTTK HTDĐCK tập 1), ta có:

    $$\sigma_{td} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = \sqrt{(\frac{4F_a}{\pi d_2^2})^2 + 3(\frac{T}{0,2d_2^3})^2} \leq [\sigma]$$

  Trong đó:

  F_a: lực dọc trục (N).

  T: momen xoắn trên tiết diện nguy hiểm của trục vít me (N.m).

  + Ta có momen xoắn trên tiết diện nguy hiểm của vít me bằng momen xoắn trên đầu ra của bộ truyền xích.

    $$T = M = \frac{9,55.10^6.P}{n} \text{ (N.m)}$$

  Trong đó:

  P: công suất trên bộ truyền xích, P = 0,4 (kW).

  n: số vòng quay trên bộ truyền xích, n = 28,8 (m/ph).

  Ta có:

  $$RPM = \frac{n(m/ph).1000}{\pi.d} = \frac{28,8.1000}{\pi.20} = 458 \text{ (v/ph)}$$

  $$\Rightarrow T = \frac{9,55.10^6.0,4}{458} = 8341 \text{ (N.m)}$$

  $[\sigma]$: ứng suất cho phép (kéo hoặc nén) (MPa), với σ_{ch} giới hạn chảy của vật liệu vít me, σ_{ch} = 360 (MPa).

$$\Rightarrow [\sigma] = \frac{\sigma_{ch}}{3} = \frac{360}{3} = 120 \text{ (MPa)}$$

d_2: đường kính trong của vít me, d_2 = 18 (mm).

$$\Rightarrow \sigma_{td} = \sqrt{(\frac{4.196,2}{\pi.18^2})^2 + 3(\frac{8341}{0,2.18^3})^2} = 12,41 \text{ (MPa)}$$

Vậy $\sigma_{td} < [\sigma]$, điều kiện bền được đảm bảo.

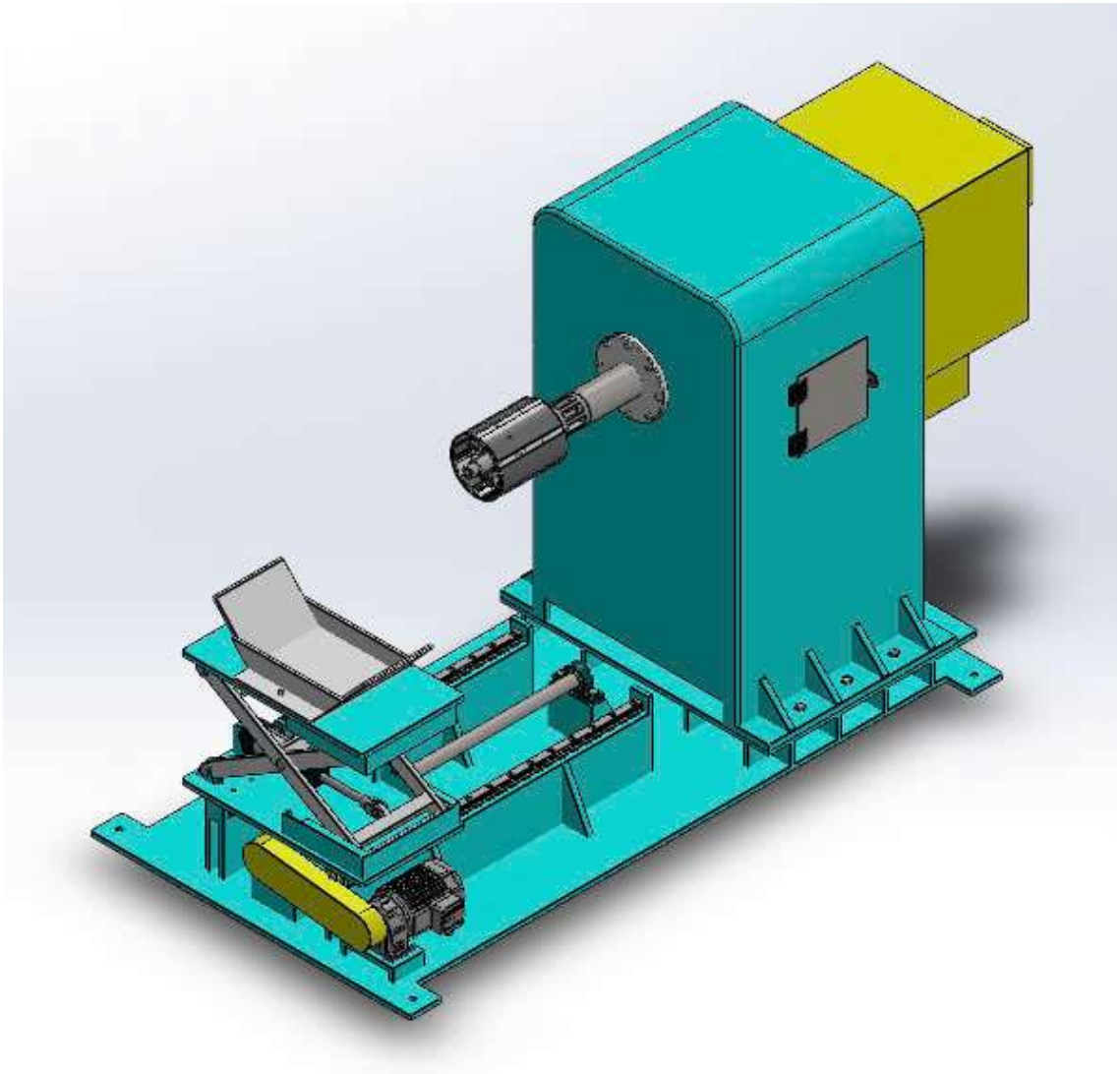
CHƯƠNG IV: MÔ HÌNH HOÁ, MÔ PHỎNG KIỂM NGHIỆM VÀ CHẾ TẠO THỰC TẾ

4.1. MÔ HÌNH 3D HỆ THỐNG MÁY:

Để trực quan hóa thiết kế và kiểm tra sự hợp lý trong bố trí không gian cũng như khả năng lắp ráp của các chi tiết, nhóm đã tiến hành xây dựng mô hình 3D toàn bộ hệ thống máy trên phần mềm SolidWorks. Mô hình này bao gồm đầy đủ hai cụm chính là **máy thành hình lốp đặc** và **băng tải cấp su**, cùng với các cơ cấu truyền động và các chi tiết phụ trợ đi kèm.

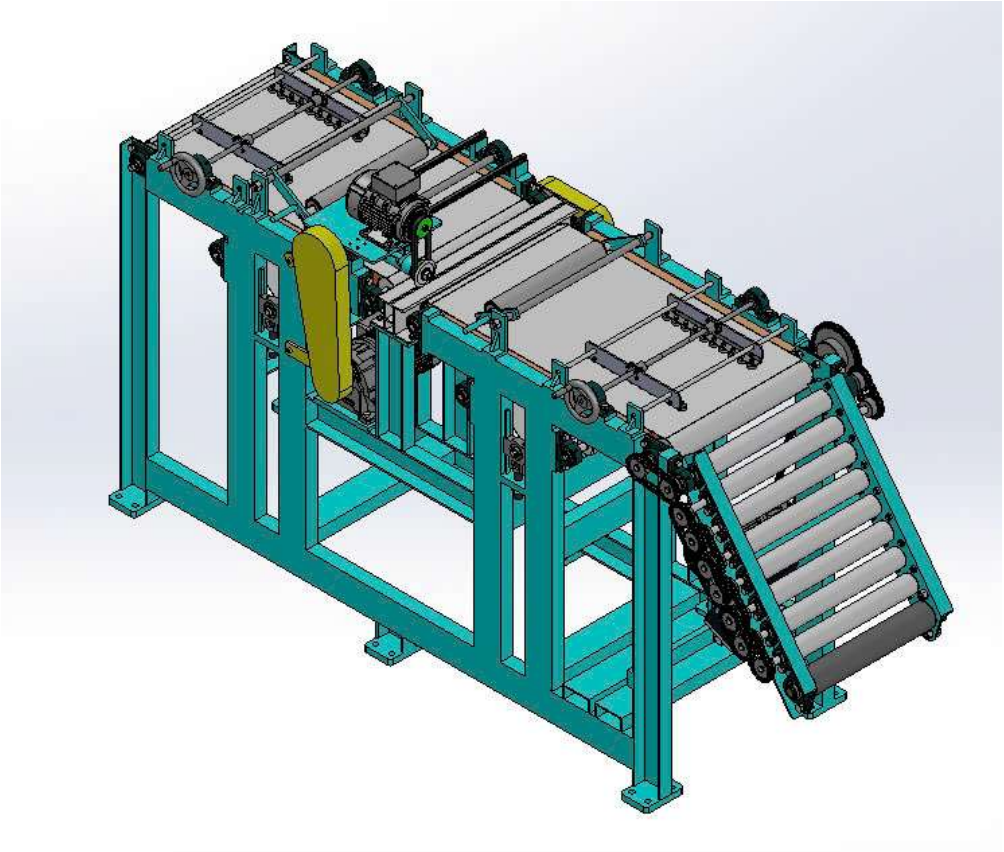
Toàn bộ mô hình được xây dựng dựa trên các kích thước thực tế thu thập từ xí nghiệp DRC, đồng thời có điều chỉnh lại để tối ưu hóa thao tác vận hành, khả năng tự động hóa, và phù hợp với yêu cầu kỹ thuật mới. Việc thiết kế mô hình 3D không chỉ hỗ trợ trong giai đoạn tính toán mà còn phục vụ cho quá trình chế tạo và lắp ráp thử nghiệm sau này.

- **Mô hình 3D cụm máy thành hình lốp đặc:**



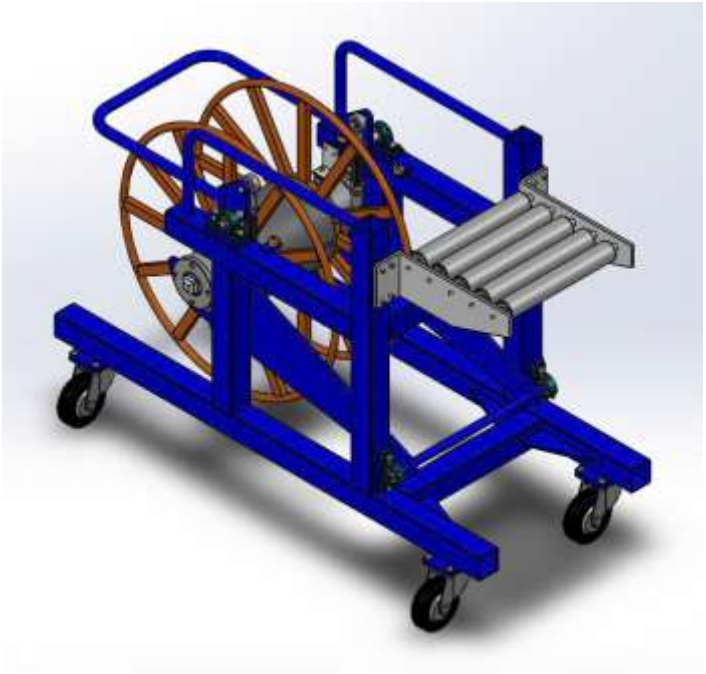
Hình 4.1. Mô hình 3D cụm máy thành hình lốp đặc

- **Mô hình 3D cụm băng tải cấp cao su thành hình:**



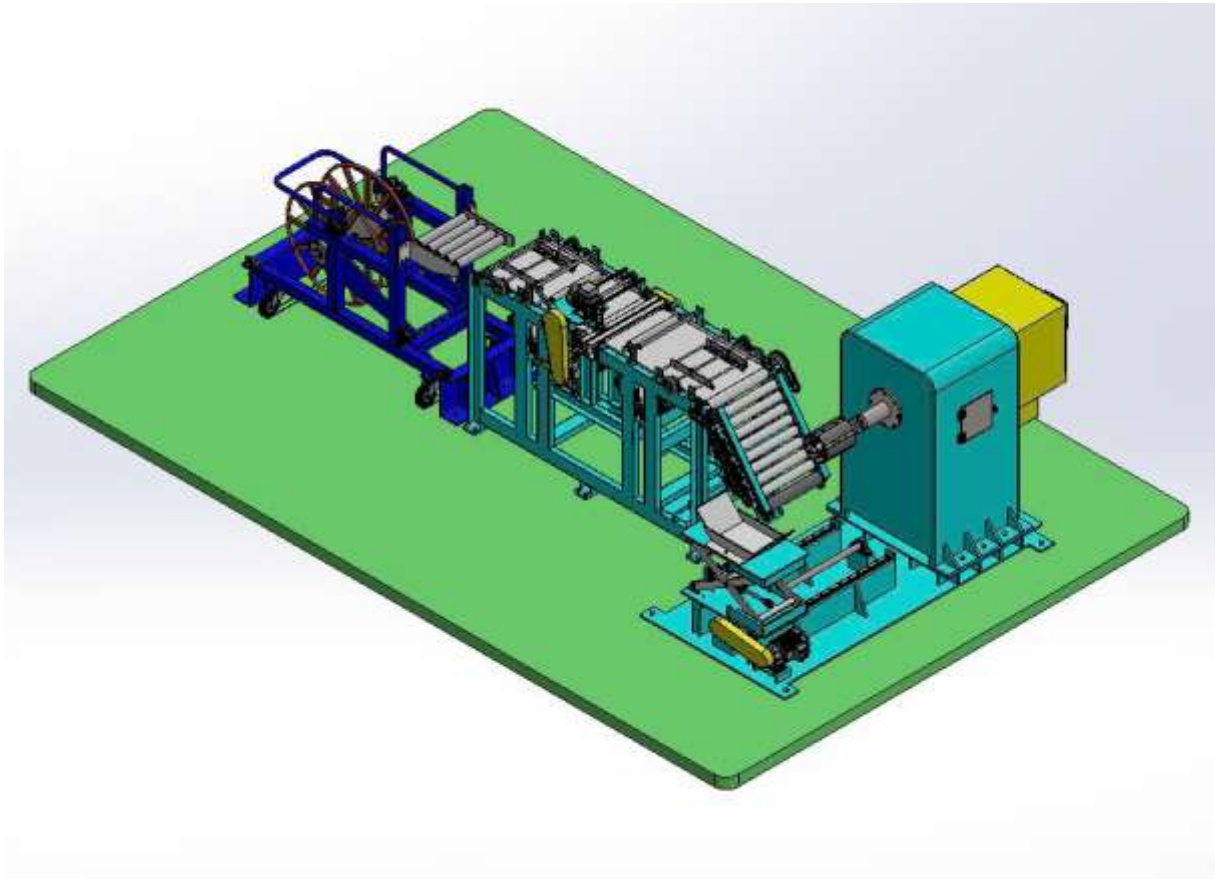
Hình 4.2. Mô hình 3D cụm băng tải cấp cao su thành hình

– **Mô hình 3D xe cấp liệu:**



Hình 4.3. Mô hình 3D xe cấp liệu

– **Mô hình 3D toàn bộ hệ thống máy thành hình lốp đặc:**

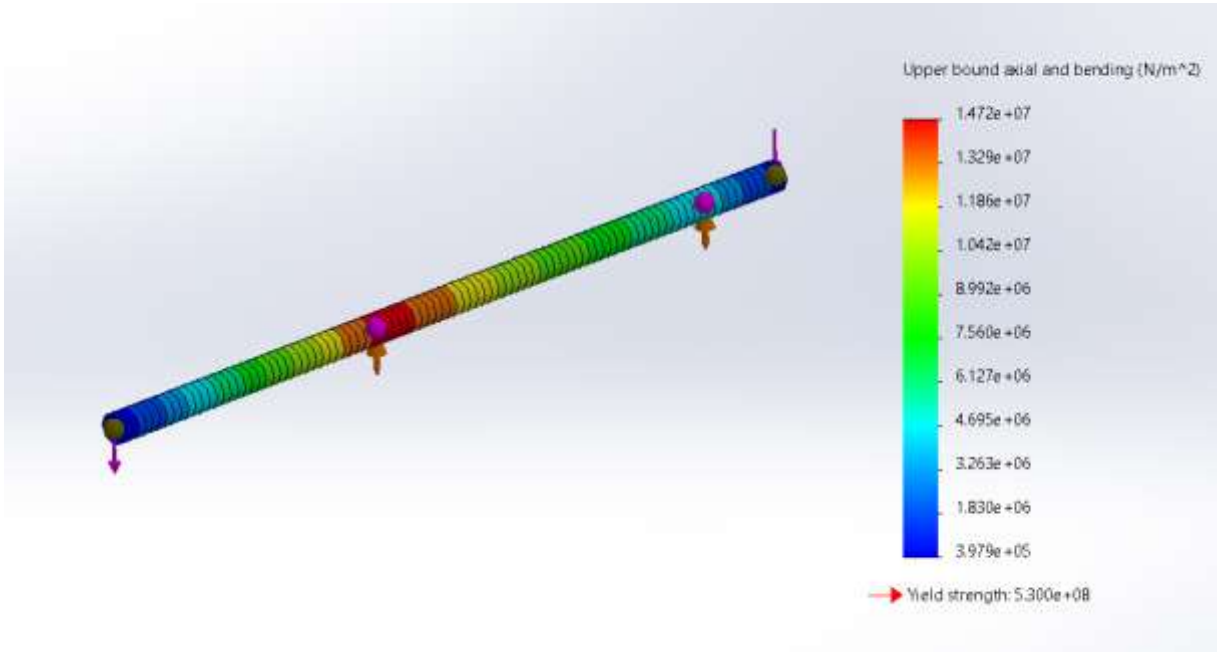


Hình 4.4. Mô hình 3D toàn bộ hệ thống máy thành hình lốp đặc

4.2. SỬ DỤNG PHẦN MỀM SOLIDWORKS MÔ PHỎNG KIỂM NGHIỆM MỘT SỐ CHI TIẾT VÀ CƠ CẤU:

4.2.1. Mô phỏng kiểm nghiệm trục chính cụm máy thành hình lốp đặc:

- Vị trí của trục chính xem sơ đồ động **Hình 2.5**.
- Phương, chiều của các lực đặt lên trục xem **Hình 3.10**.
- Độ lớn của các lực tác dụng lên trục xem các tính toán ở mục **3.1.3**.
- **Biểu đồ ứng suất của trục chính (N/m^2):**

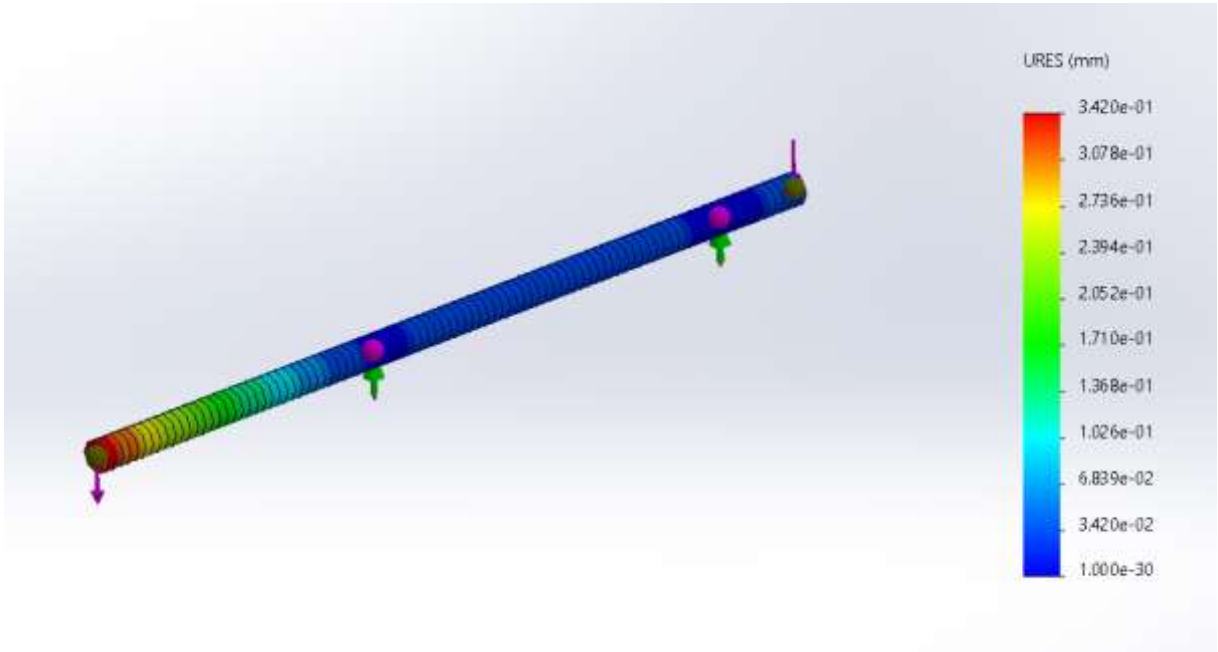


Hình 4.5. Biểu đồ ứng suất trục chính

Nhận xét:

- Biểu đồ thể hiện ứng suất dọc theo trục chính do lực dọc trục và uốn.
- Ứng suất lớn nhất đạt khoảng $1{,}4 \times 10^7$ (N/m^2), nhỏ hơn nhiều so với $5{,}3 \times 10^8$ (N/mm^2) nên trục an toàn.
- Vùng ứng suất tập trung ở trí gối đỡ và tải tác dụng.

– **Biểu đồ biến dạng của trục chính (mm):**

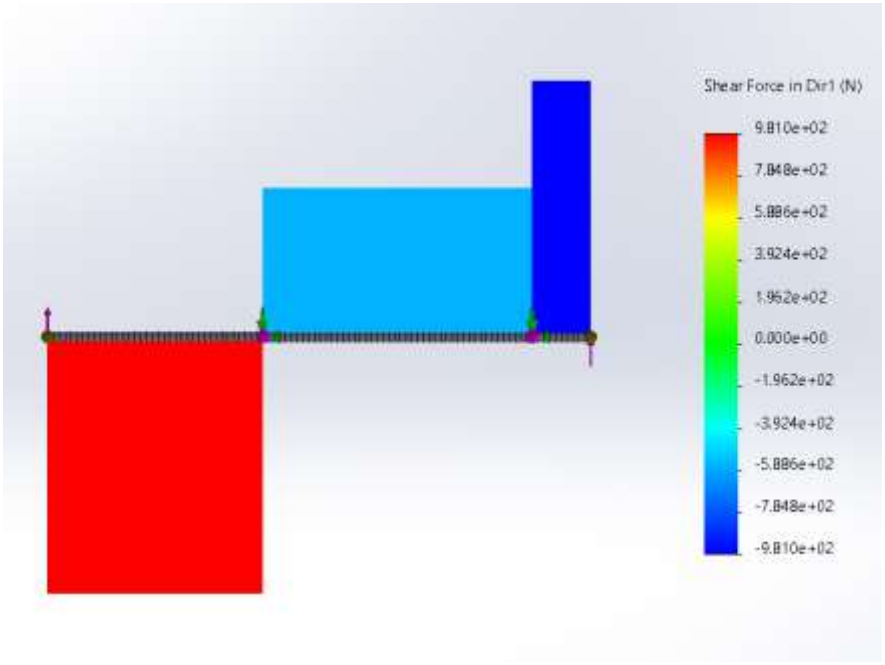


Hình 4.6. Biểu đồ biến dạng trục chính

Nhận xét:

- Biến dạng cực đại khoảng $3{,}4 \times 10^{-1}$ (mm), rất nhỏ ⇒ không ảnh hưởng đến chức năng làm việc.

– **Biểu đồ lực cắt trên trục (N):**

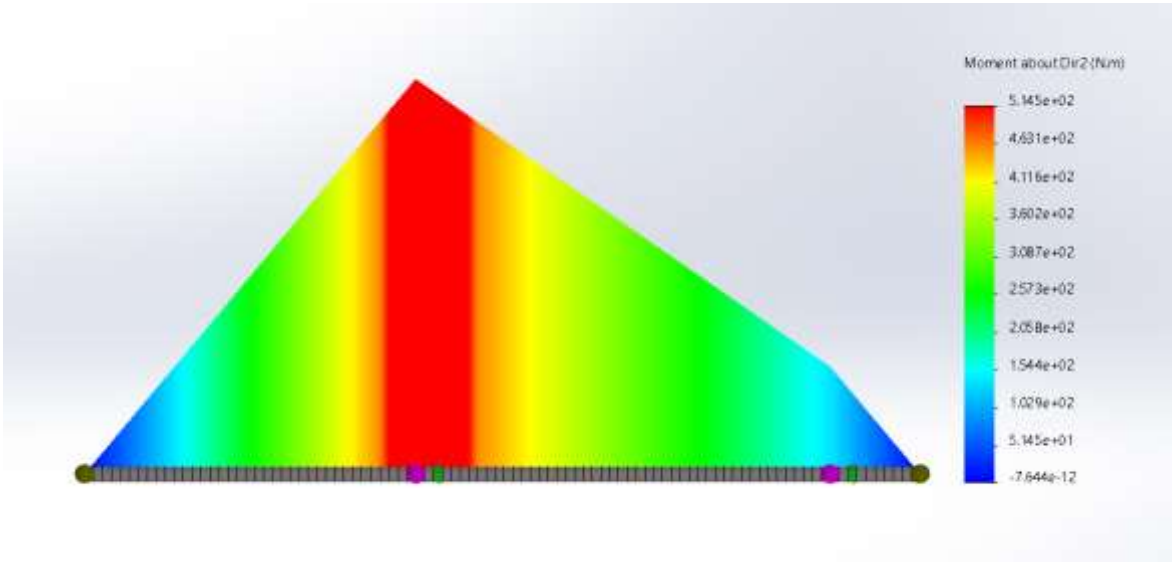


Hình 4.7. Biểu đồ lực cắt trục chính

Nhận xét:

- So sánh kết quả với biểu đồ đã tính toán thủ công ở **Hình 3.10** cho thấy tính toán chính xác.

– **Biểu đồ momen uốn trên trục (Nm):**



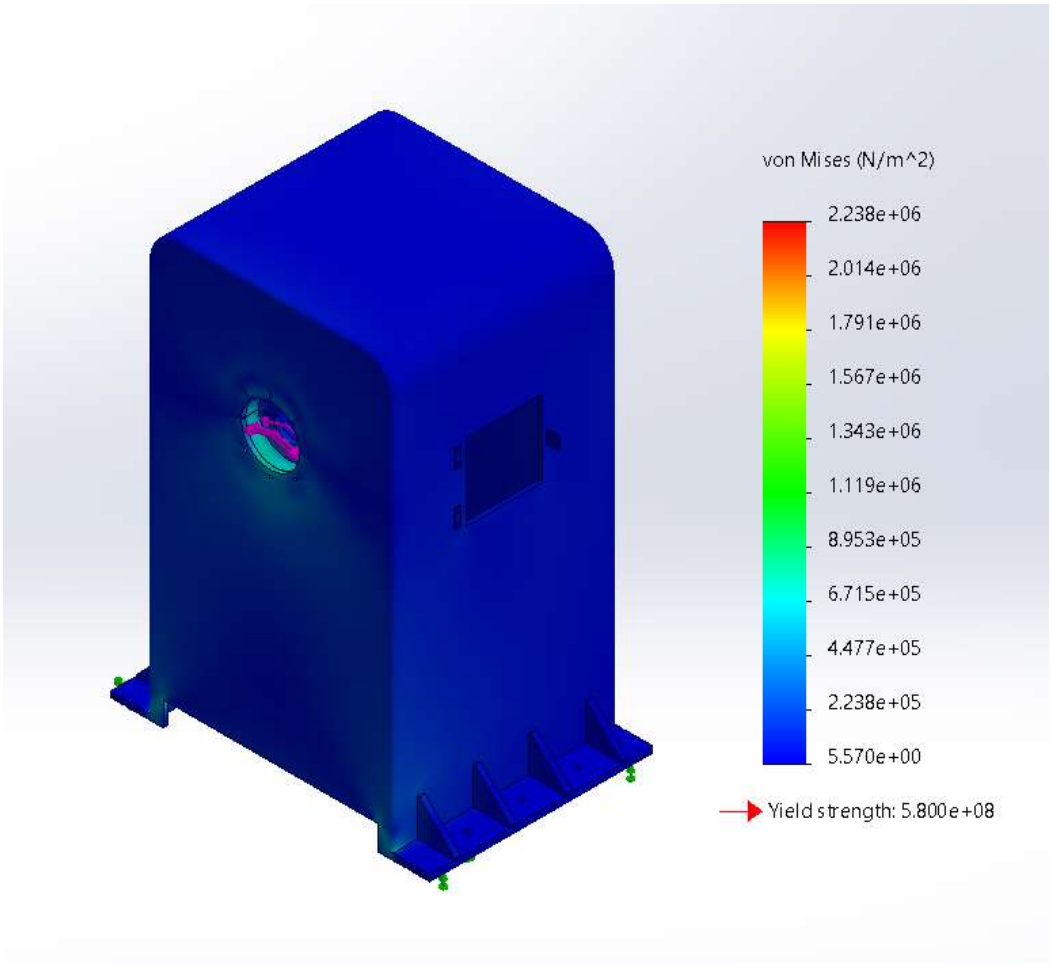
Hình 4.8. Biểu đồ momen uốn trục chính

Nhận xét:

- So sánh kết quả với biểu đồ đã tính toán thủ công ở **Hình 3.10** cho thấy tính toán chính xác.

4.2.2. Mô phỏng kiểm nghiệm khung, gầm cụm máy thành hình lốp đặc:

- Lực tác dụng lên vị trí lắp ổ bi đỡ xem **Hình 3.10** và tính toán mục **3.1.3**.
- **Biểu đồ ứng suất của khung máy (N/m^2):**



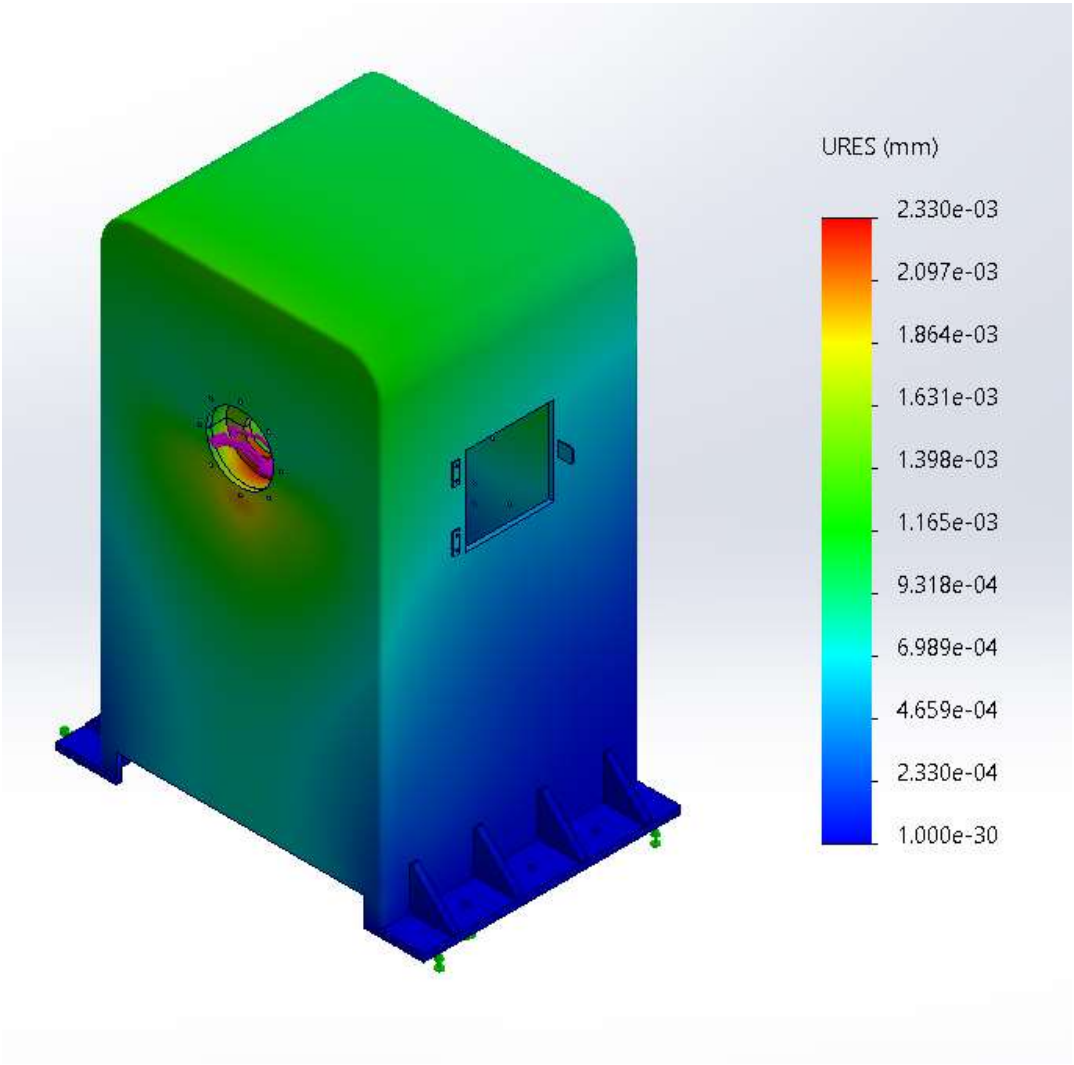
Hình 4.9. Biểu đồ ứng suất của khung máy

Nhận xét:

- Biểu đồ này thể hiện phân bố ứng suất bên trong khung máy khi chịu tải.
- Ứng suất lớn nhất đạt khoảng $2{,}2 \times 10^6$ (N/m^2), nhỏ hơn nhiều so với giới hạn chảy $5{,}8 \times 10^8$ (N/m^2), tức là khung máy vẫn an toàn về ứng suất.
- Ứng suất tập trung quanh lỗ tròn, đây là điểm yếu tự nhiên vì có sự gián đoạn vật liệu.

$\Rightarrow$ Kết quả phân tích cho thấy kết cấu đảm bảo an toàn, ứng suất nhỏ hơn nhiều so với giới hạn chịu lực cho phép.

– **Biểu đồ biến dạng của khung máy (mm):**



Hình 4.10. Biểu đồ biến dạng của khung máy

Nhận xét:

- Biến dạng tối đa là khoảng $2{,}3 \times 10^{-3}$ (mm), phân bố chủ yếu ở phần mặt trên và quanh lỗ bị tác động lực.
- Mặc dù biến dạng này là nhỏ, nhưng vẫn để ý kiểm tra kỹ nếu có yêu cầu về độ chính xác cao hoặc các bộ phận gá lắp chính xác ở khu vực này.

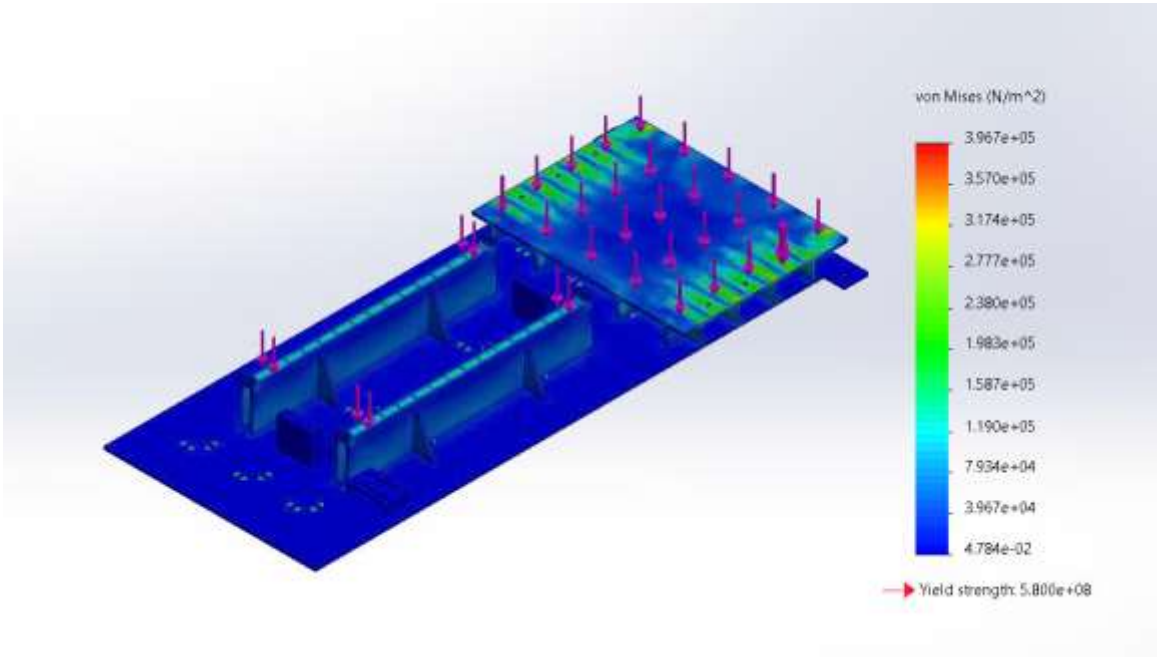
$\Rightarrow$ Độ biến dạng rất nhỏ và phân bố đều, không có điểm tập trung bất thường.

– Sử dụng phần mềm Solidworks để tính toán khối lượng đặt lên gầm:
Ta có:

Lực tác dụng lên ray: F_{ray} = 1962 (N)

Lực tác dụng lên bệ đỡ: $F_{bệ\ đỡ}$ = 4905 (N)

– **Biểu đồ ứng suất của gầm máy (N/m^2):**



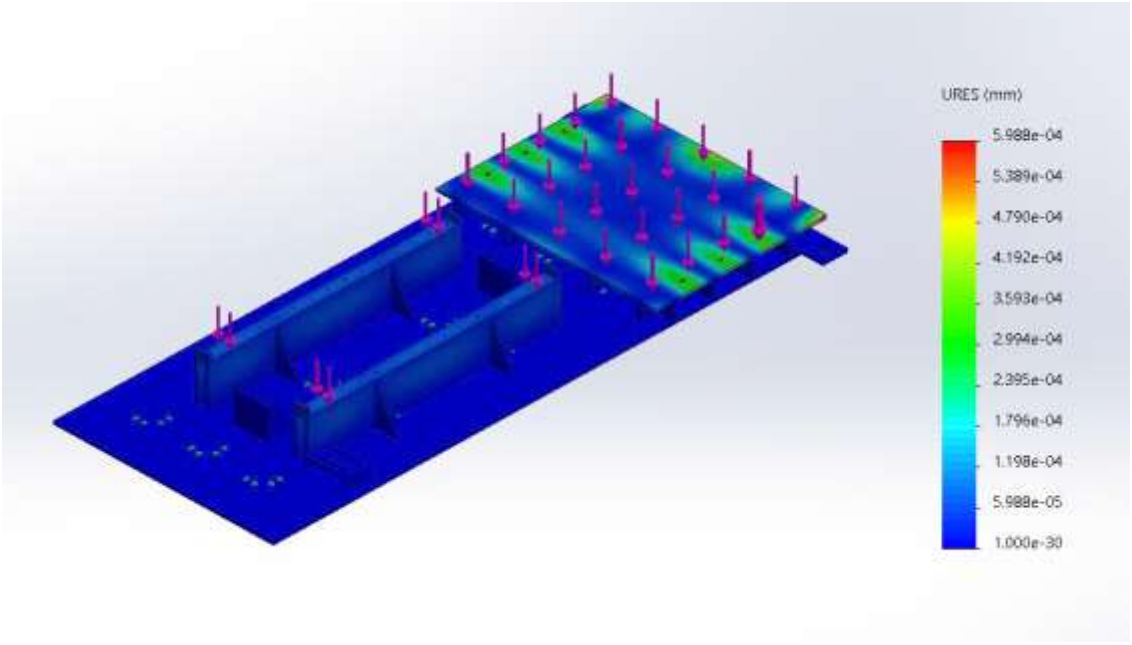
Hình 4.11. Biểu đồ ứng suất của gầm máy

Nhận xét:

- Ứng suất lớn nhất đạt khoảng 4×10^5 (N/m^2 , nhỏ hơn rất nhiều so với giới hạn chảy là $5{,}8 \times 10^8$ (N/m^2).
- Phần lớn kết cấu chịu ứng suất thấp, chỉ một số vùng nhỏ quanh mép bản sàn có ứng suất cao hơn.

$\Rightarrow$ Cấu trúc đảm bảo an toàn, chưa vượt quá giới hạn chịu lực cho phép

– **Biểu đồ biến dạng của gầm máy:**



Hình 4.12. Biểu đồ biến dạng của gầm máy

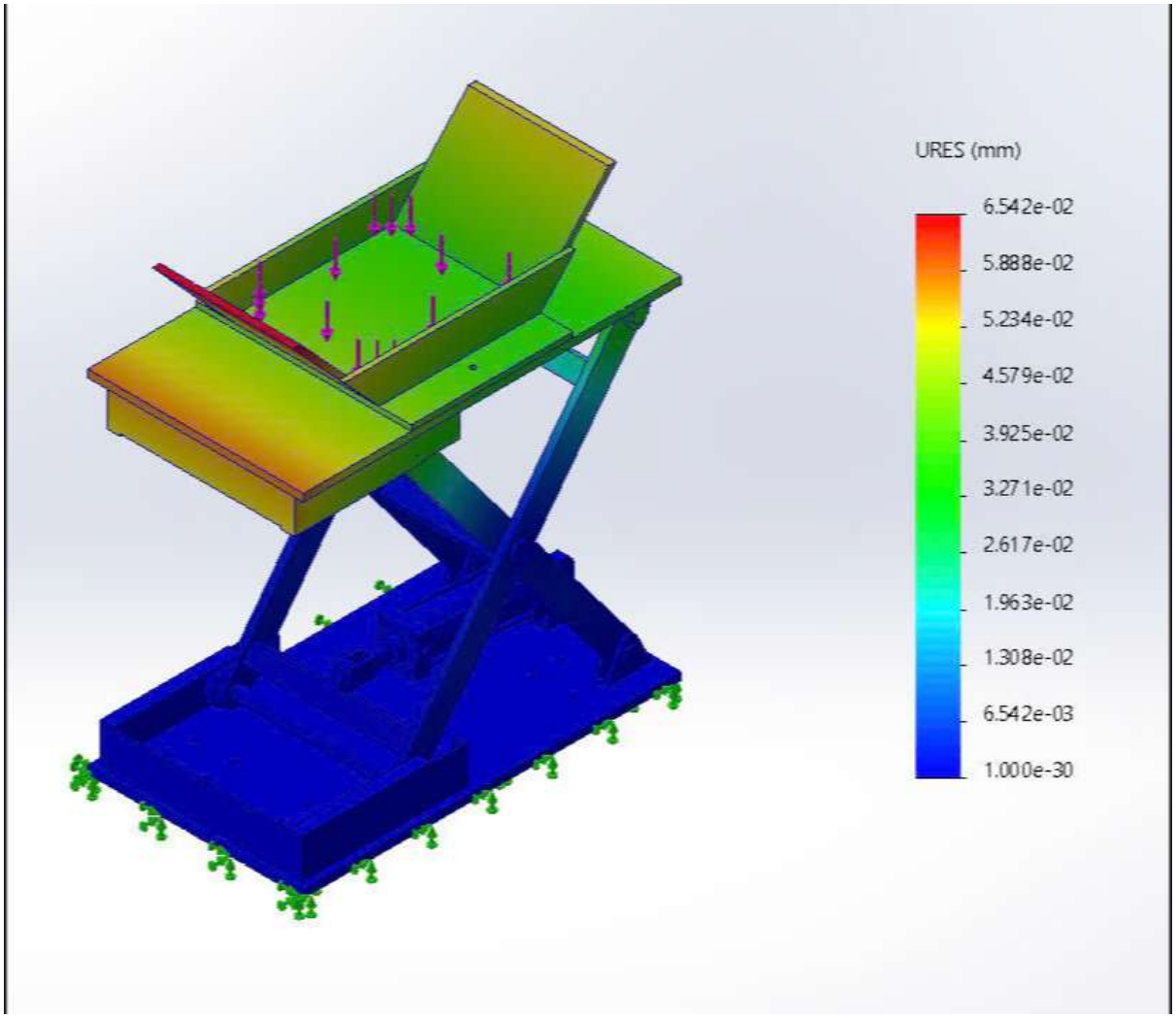
Nhận xét:

- Biến dạng lớn nhất khoảng 6×10^{-4} (mm), rất nhỏ.
- Hầu hết khu vực có biến dạng nhỏ và phân bố đều, không có điểm tập trung biến dạng bất thường.

⇒ Cấu trúc cứng vững, độ biến dạng không đáng kể, đảm bảo độ ổn định khi chịu tải.

4.2.3. Mô phỏng kiểm nghiệm cơ cấu nâng hạ lốp:

- Lực đặt lên hộp chứa lốp là trọng lượng của lốp: $P_{lốp\ max}$ = 80.9.81 = 784,8 (N)
- **Biểu đồ biến dạng của cơ cấu nâng hạ lốp (mm):**



Hình 4.13. Biểu đồ biến dạng của hệ thống nâng hạ lốp

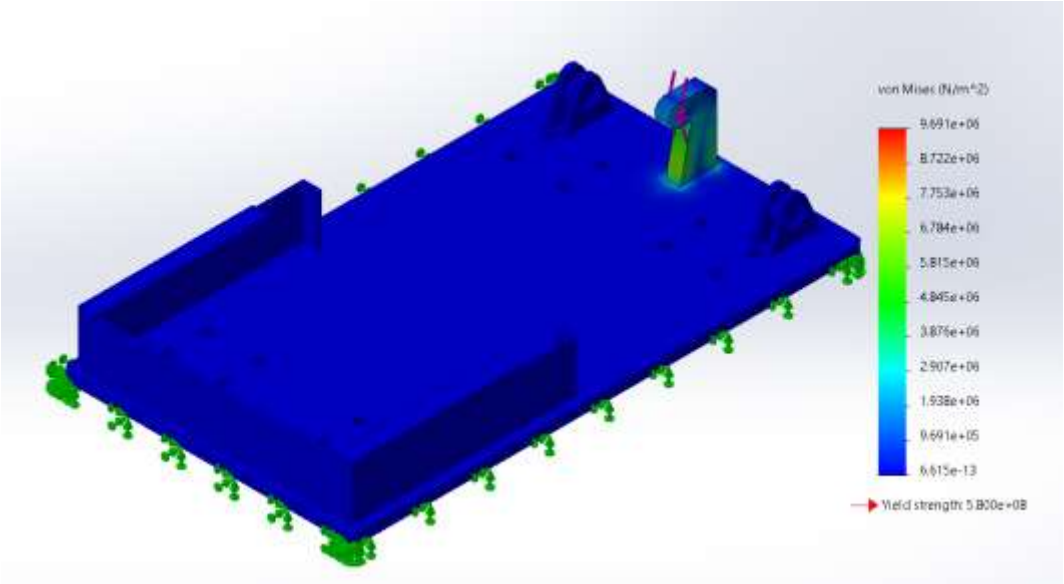
Nhận xét:

- Biến dạng cực đại của hệ thống là 0,065 mm

⇒ Biến dạng là rất nhỏ nên kết cấu đảm bảo chịu được tải trọng của tất cả các cỡ lốp.

– Lực kéo lên pivot đuôi xylanh là lực của xylanh để giữ tải: F_{xylanh} = 936 (N) xem mục **3.1.4**.

– **Biểu đồ ứng suất tại vị trí pivot đuôi xylanh (N/m^2):**

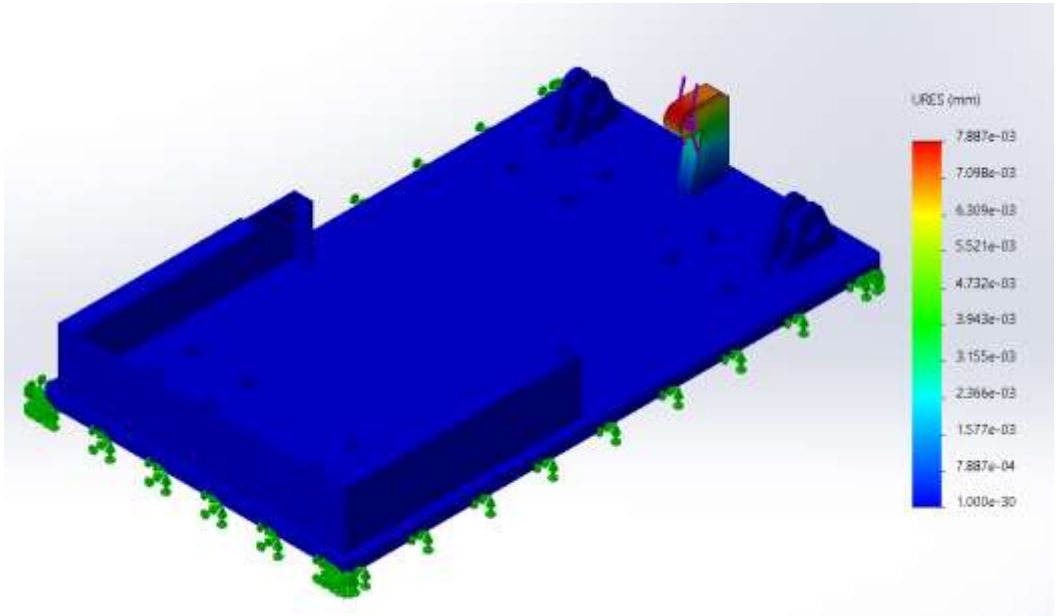


Hình 4.14. Biểu đồ ứng suất tại vị trí pivot đuôi xylanh

Nhận xét:

- Ứng suất lớn nhất đạt 9,7x10^6 N/m^2 nhỏ hơn rất nhiều so với giới hạn chảy của vật liệu 5,8x10^8 N/m^2. Như vậy vị trí pivot lắp xylanh đảm bảo chịu được lực kéo.

– **Biểu đồ biến dạng tại vị trí pivot đuôi xylanh (mm):**



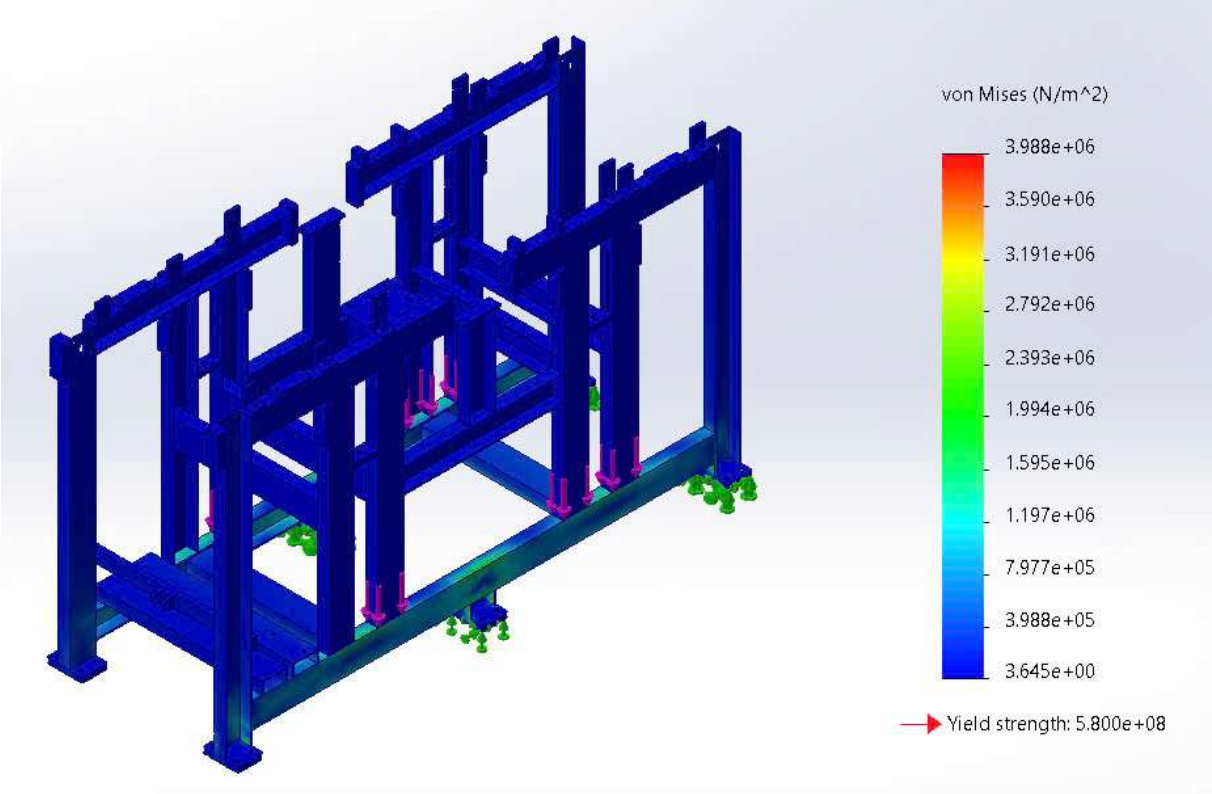
Hình 4.15. Biểu đồ biến dạng tại vị trí pivot đuôi xylanh

Nhận xét:

- Biến dạng cực đại của hệ thống là 0,0078 mm, biến dạng rất nhỏ nên vị trí pivot lắp đuôi xylanh đảm bảo đủ bền.

4.2.4. Mô phỏng kiểm nghiệm khung băng tải:

- Sử dụng phần mềm Solidworks để tính toán khối lượng đặt lên thanh dầm tại vị trí của mỗi chân là: F = 208 (N).
- **Biểu đồ ứng suất trên khung băng tải (N/m^2):**

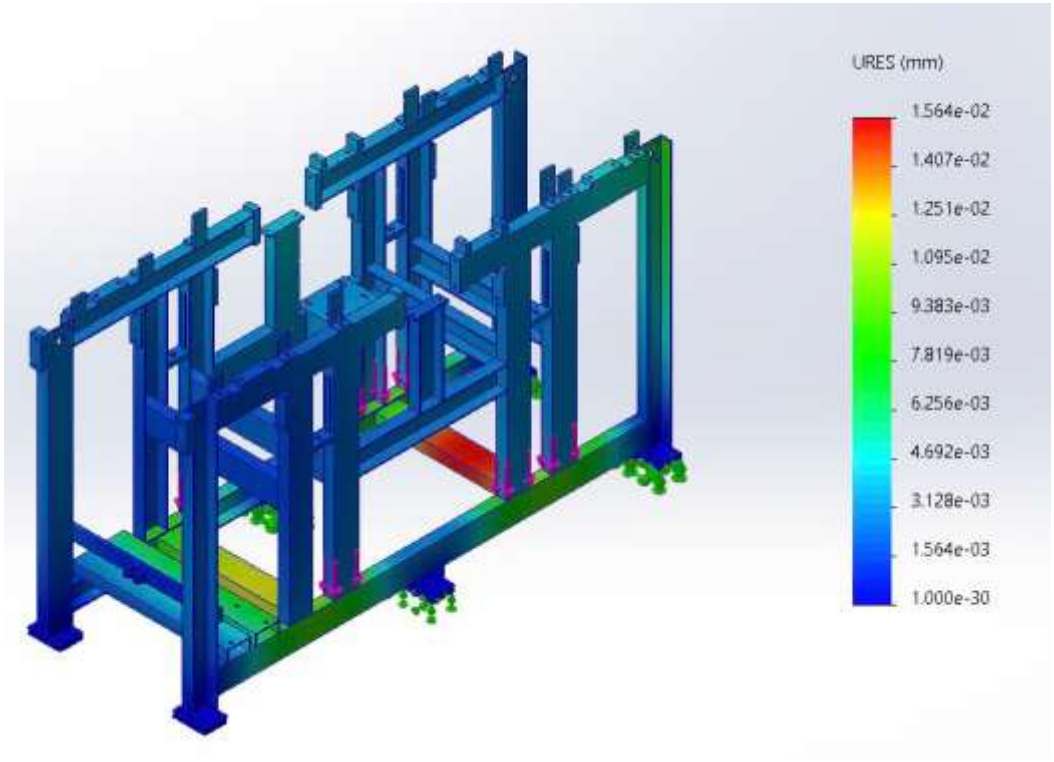


Hình 4.16. Biểu đồ ứng suất khung băng tải

Nhận xét:

- Ứng suất lớn nhất đạt 3,9x10^6 N/m^2 nhỏ hơn nhiều so với giới hạn chảy của thép 5,8x10^8 đảm bảo khung đủ bền.

- **Biểu đồ biến dạng trên khung băng tải (mm):**



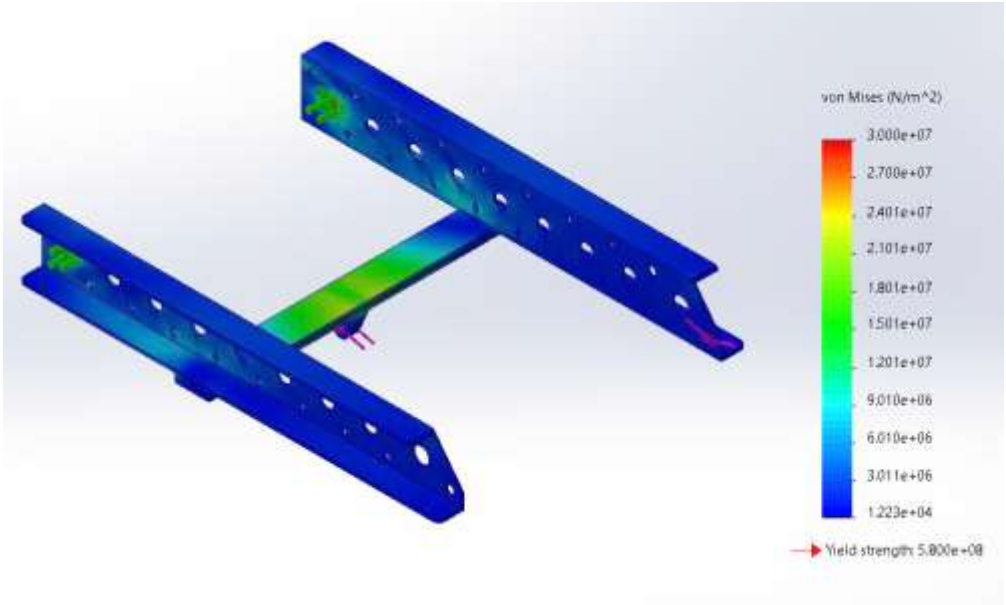
Hình 4.17. Biểu đồ biến dạng khung băng tải

Nhận xét:

- Vị trí biến dạng lớn nhất trên khung là 0,015 mm.

4.2.5. Mô phỏng kiểm nghiệm khung băng tải gập:

- Lực tác dụng lên băng tải gập xem **Hình 3.15** và độ lớn của lực xem mục **3.2.3**.
- **Biểu đồ ứng suất trên băng tải gập (N/m^2):**

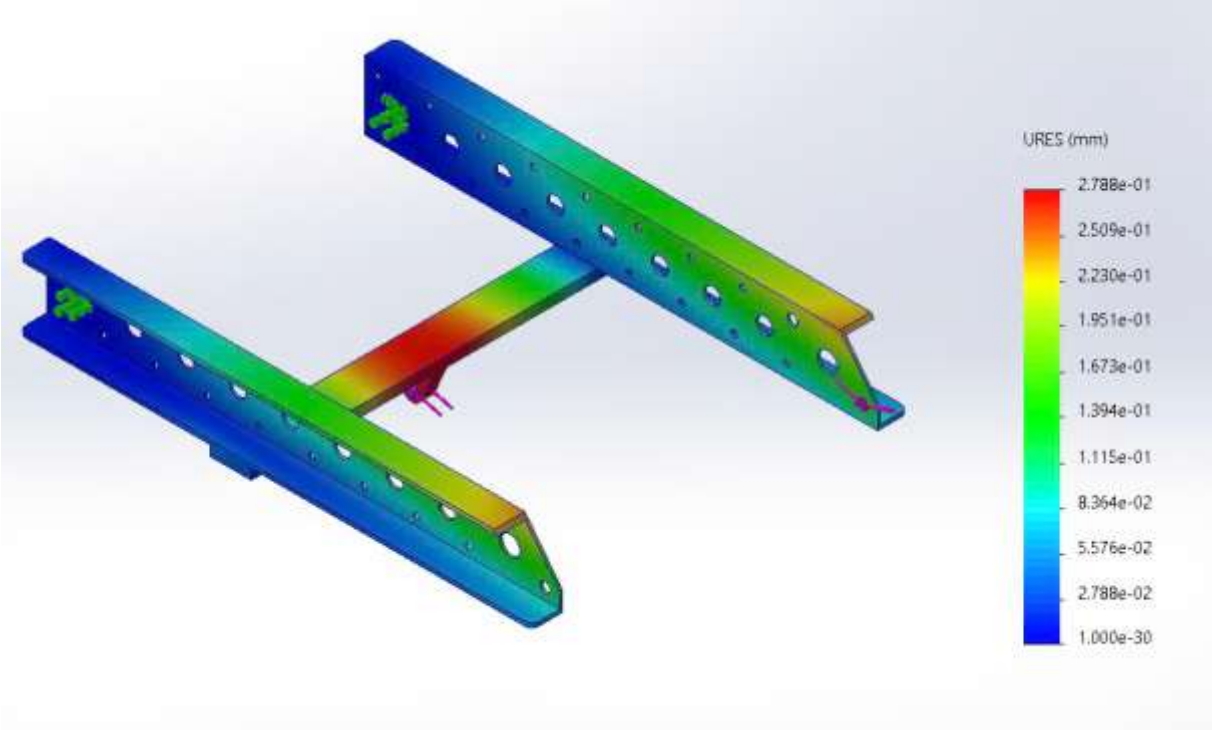


Hình 4.18. Biểu đồ ứng suất băng tải gập

Nhận xét:

- Ứng suất lớn nhất đạt $3x10^7$ N/m^2 nhỏ hơn so với giới hạn chảy của thép $5,8x10^8$ đảm bảo khung đủ bền

– **Biểu đồ biến dạng trên băng tải gập (mm):**



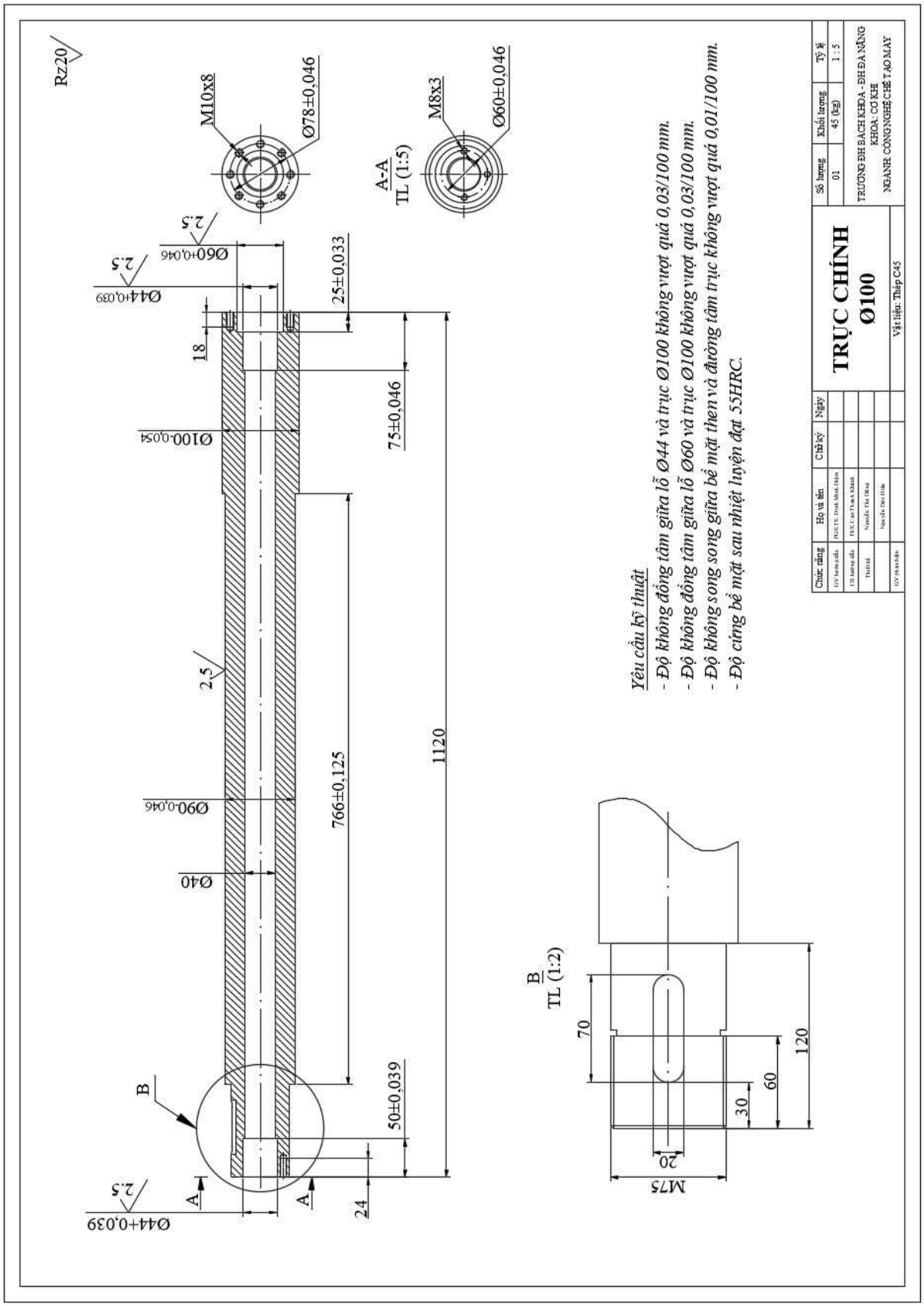
Hình 4.19. Biểu đồ biến dạng băng tải gập

Nhận xét:

- Biến dạng lớn nhất trên khung tại vị trí xylanh ép vào thanh giằng ngang là 0,27 mm. Tuy nhiên đây là mô phỏng theo lực ép tính toán lý thuyết trong thực tế áp suất khí cấp vào sẽ nhỏ hơn vì lực ép cần để su bám vào là rất nhỏ, chủ yếu là nhờ lớp keo.

4.3. CHẾ TẠO THỰC TẾ TẠI XÍ NGHIỆP CƠ KHÍ DRC:

4.3.1. Chế tạo trục chính:



Hình 4.20. Bản vẽ chi tiết trục chính

Hình 4.21. Trục chính của cụm máy thành hình đang được gia công

4.3.2. Chế tạo khung máy:

Hình 4.22. Khung máy của cụm máy thành hình đang được gia công

Hình 4.23. Chi tiết lắp ổ bi đỡ được gia công riêng để hàn vào khung máy

CHƯƠNG V: KẾT LUẬN

- Trong quá trình thực hiện đồ án, nhóm đã tiến hành khảo sát thực tế tại Xí nghiệp Đắp lốp – Công ty Cổ phần Cao su Đà Nẵng (DRC), nơi đang sử dụng hệ thống máy thành hình lốp đặc DTH-01. Qua quá trình quan sát và trao đổi với kỹ thuật viên, nhóm nhận thấy máy cũ còn tồn tại nhiều bất cập như: cơ cấu bung trống thực hiện hoàn toàn bằng tay, thiếu hệ thống lấy lốp, chưa có cơ cấu cấp su tự động, các công đoạn còn rời rạc và nguy hiểm cho người vận hành. Máy chỉ phù hợp với sản lượng thấp và yêu cầu không khắt khe về độ chính xác.
- Trên cơ sở đó, nhóm đề xuất phương án cải tiến bao gồm:
  - Thay đổi cơ cấu trống thành hình từ loại bung thủ công sang loại bung gập hướng tâm, điều khiển bằng xy lanh khí nén.
  - Thiết kế lại cụm trục chính và cơ cấu gá trống đi kèm bộ truyền đai nhằm đảm bảo mômen và tốc độ quay yêu cầu.
  - Bổ sung hệ thống băng tải cấp su tự động, tích hợp dao cắt su dạng tròn và con lăn ép su bên dưới nhằm tăng tính an toàn, độ chính xác và giảm sức lao động.
  - Bố trí lại toàn bộ cụm máy thành hình để tối ưu không gian thao tác và khả năng bảo trì.
- Trong quá trình thiết kế, nhóm đã thực hiện các tính toán và thiết kế chính như sau:
  - Cụm trống thành hình: Tính lực bung trống, lực tác động từ xy lanh, xác định góc nghiêng đĩa trượt, tính toán hành trình và lựa chọn xy lanh phù hợp.
  - Cụm máy thành hình lốp đặc: Tính toán thiết kế bộ truyền cho trục chính, tính toán kiểm nghiệm trục, khung gầm máy, hệ thống lấy lốp.
  - Cụm băng tải cấp su: Tính toán băng tải, công suất motor, tính toán bộ truyền xích, chọn động cơ giảm tốc, thiết kế cơ cấu truyền động dao cắt bằng vít me – đai ốc.
  - Dao cắt su: Tính lực cắt, chọn vật liệu dao, tính công suất yêu cầu để dao cắt được su.
  - Tính toán chọn ổ lăn và kiểm nghiệm độ bền cho các chi tiết chịu lực như trục, đĩa trượt, sống trượt.
- Các kết quả đạt được từ đồ án bao gồm:
  - Mô hình hóa 3D đầy đủ toàn bộ hệ thống trên phần mềm SolidWorks.
  - Thực hiện kiểm nghiệm ứng suất và biến dạng cho các chi tiết quan trọng như trục chính, các khung, gầm để đảm bảo máy đủ bền.
  - Lên bộ bản vẽ chi tiết và bản vẽ lắp hoàn chỉnh, sẵn sàng chuyển giao chế tạo.
  - Đã chế tạo 1 số chi tiết tại Xí nghiệp Cơ khí DRC như trục chính, khung máy. Các chi tiết còn lại vẫn đang tiếp tục được chế tạo.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

[1]. PGS.TS. Lưu Đức Bình (2015), *Kỹ thuật đo cơ khí*, NXB Giáo dục Việt Nam.

[2]. PGS.TS. Lưu Đức Bình (2023), *Trang bị công nghệ*, NXB Khoa học và Kỹ thuật.

[3]. PGS.TS. Lưu Đức Bình (2024), *Công nghệ chế tạo máy*, ĐHBK – ĐHĐN.

[4]. PGS.TS. Trịnh Chất – TS. Lê Văn Uyển (2006), *Tính toán thiết kế hệ dẫn động cơ khí tập 1,2*, NXB Giáo dục.

[5]. Nguyễn Văn Dự (2011), *Hướng dẫn thiết kế băng tải*

[6]. Griffiths, D. J. – MacDonald, R. A. (2004), *Collapsible tire building drum*, Sáng chế số WO2004012927A1.

[7]. GS.TSKH. Nguyễn Trọng Hiệp (1999), *Thiết kế chi tiết máy*, NXB Giáo dục.

[8]. PGS.TS. Trần Xuân Tuỳ - TS. Trần Ngọc Hải (2011), *Giáo trình hệ thống truyền động thuỷ lực và khí nén*, NXB Xây dựng.

[9]. https://sign-service.ru/company/articles/rezhimy-rezaniya-ispolzuemye-na-praktike-v-zavisimosti-ot-obrabatyvaemogo-materiala-i-tipa-frezy.html

[10]. https://nurzaitemahaya.wordpress.com/assignments/analysis-on-a-deformation-of-a-rubber-block/