



ĐỒ ÁN TỐT NGHIỆP

Tên đề tài:

THIẾT KẾ HỆ THỐNG THỦY LỰC XE NÂNG

SVTH: Phan Minh Triệu_21C4CLC1

GVHD: PGS. TS. Lê Minh Đức

Đà Nẵng, 2025

TÓM TẮT

Tên đề tài: Thiết kế hệ thống thủy lực xe nâng

Sinh viên thực hiện: Phan Minh Triệu

Số thẻ SV: 103210038 Lớp: 21C4CLC1

Tìm hiểu tổng quan về xe nâng hàng, cụ thể về:

Công dụng và phạm vi hoạt động, cấu tạo chung của xe nâng.

Phải xác định rõ các thông số kỹ thuật của xe nâng như tải trọng nâng tối đa, chiều cao nâng, tốc độ nâng/hạ, và các điều kiện làm việc (môi trường, nhiệt độ)

Tìm hiểu về các hệ thống truyền lực của xe nâng FDT30 bao gồm bơm thủy lực, van điều khiển (van phân phối, van an toàn, van tiết lưu một chiều,...), xi lanh thủy lực (xi lanh nâng, xi lanh nghiêng), đường ống dẫn dầu. Việc lựa chọn phải cân nhắc đến hiệu suất, chi phí và độ bền.

Khi thiết kế mạch thủy lực cho xe nâng, cần đảm bảo các chức năng như nâng/hạ tải và nghiêng khung nâng một cách an toàn và hiệu quả nên phải xem xét các yếu tố khi thiết kế mạch thủy lực như: Xác định các chức năng mà hệ thống thủy lực cần thực hiện và các chế độ hoạt động của xe (nâng lên không/có tải, hạ xuống không/có tải,...), lựa chọn bơm thủy lực, lựa chọn van điều khiển và kiểu điều khiển, lựa chọn xi lanh thủy lực, thiết kế bể dầu để chứa dầu đồng thời làm mát và lắng cặn.

Tính toán thiết kế các phần tử trong hệ thống truyền động thủy lực, xác định yêu cầu đầu ra như tải trọng, tốc độ nâng/hạ, góc nghiêng; tính toán đường kính xi lanh dựa trên việc chọn áp suất làm việc tối đa của hệ thống; tính toán và xác định các tổn thất áp suất trên đường ống để xác định áp suất thực tế mà bơm phải tạo ra để chọn loại và kích thước bơm; thiết kế tính toán van an toàn.

Sử dụng phần mềm mô phỏng chuyên dụng như Automation Studio, FluidSim, Simscape Fluids để kiểm tra tính logic của mạch thủy lực như xem xét từng chức năng nâng/hạ có được điều khiển theo mong muốn không, dầu có đi đúng đường và có xung đột giữa các van khi hoạt động tuần tự.

Thu thập các kết quả từ mô phỏng để phân tích và so sánh với các giá trị thiết kế; nếu có vấn đề cần phân tích nguyên nhân gốc rễ vấn đề đó để đưa ra cách khắc phục lỗi, tối ưu hóa quy trình trước khi thực hiện trên thực tế.

LỜI NÓI ĐẦU

Trong những năm gần đây, khi nền công nghiệp Việt Nam đã và đang có những tiến bộ và thay đổi đáng ghi nhận. Từng bước hội nhập nền kinh tế trong khu vực và trên thế giới. Tiến trình công nghiệp hoá có điều kiện thuận lợi đó là tiếp cận và sử dụng những thiết bị máy móc hiện đại. Để đáp ứng yêu cầu cho công cuộc phát triển kinh tế, đất nước thì xe chuyên dùng là một thiết bị không thể thiếu được, trong đó có kể đến xe nâng hàng. Xe nâng hàng là một trong những phương án giải quyết công việc bốc xếp và dỡ những máy móc, hàng hoá có khối lượng lớn ở các bến phà, cảng, container.

Trong điều kiện hoàn cảnh nước ta nhu cầu sử dụng xe nâng là rất lớn nhưng thực tế hầu hết xe chuyên dùng ở nước ta đều được nhập khẩu với giá thành cao. Chính vì vậy đối với sinh viên cơ khí nói chung cũng như sinh viên ngành ô tô nói riêng, khi ra trường đòi hỏi phải có hiểu biết rộng, nắm vững kiến thức để có thể tiếp thu những tiến bộ khoa học kỹ thuật và áp dụng khoa học kỹ thuật vào thực tế để từ đó có những biện pháp sửa chữa hư hỏng và nghiên cứu thiết kế nội địa hoá từng phần đến hoàn chỉnh. Vì vậy đề án tốt nghiệp là tổng hợp những kiến thức cơ sở và chuyên ngành mà qua đó giúp sinh viên hiểu thêm về chuyên ngành cũng là một bước tiếp cận thực tế xã hội hơn.

Qua những lí do trên mà đề tài “Thiết kế hệ thống thuỷ lực cho xe nâng hàng” đã được **PGS.TS. Lê Minh Đức** đồng ý giao cho em để làm đề án tốt nghiệp.

Sau một thời gian tìm hiểu, nghiên cứu, lựa chọn các thông số tính toán, dưới sự hướng dẫn nhiệt tình và chu đáo của thầy cùng toàn thể các thầy cô trong bộ môn ô tô và sự cố gắng của bản thân đề tài của em đã được hoàn thành. Vì đây là lần đầu tiên thiết kế một đề tài có tính qui mô, tính thực tế cao, cộng với bản thân kinh nghiệm thực tế còn nhiều hạn chế nên đề án của em khó có thể tránh khỏi những thiếu sót.

Em xin được bày tỏ tấm lòng biết ơn của mình tới thầy đã ân cần chỉ bảo và hướng dẫn tỉ mỉ trong quá trình làm đề án của em và tập thể các thầy cô trong bộ môn động lực trường Đại học Bách Khoa – Đại học Đà Nẵng đã giúp đỡ em trong quá trình làm đề án.

Đà Nẵng, ngày ... tháng ... năm 20...
Sinh viên thực hiện

MỤC LỤC

MỞ ĐẦU	1
Chương 1: GIỚI THIỆU TỔNG QUAN XE NÂNG HÀNG.....	2
1.1 Công dụng và phạm vi hoạt động.....	2
1.1.1. Công dụng:	2
1.1.2. Phạm vi hoạt động:.....	2
1.2 Cấu tạo chung của xe nâng hàng.....	2
1.3 Các hệ thống truyền lực của xe nâng.....	3
Chương 2: TỔNG QUAN XE NÂNG DẦU KOMATSU FDT30.....	6
2.1 Giới thiệu sơ lược về xe nâng, công dụng	6
2.1.1 Sơ lược về xe nâng Komatsu FD30T	6
2.1.2 Công dụng	6
2.2 Cấu tạo, nguyên lí làm việc của hệ thống thủy lực trên xe nâng Komatsu FD30 6	
2.2.1 Bơm thủy lực.....	6
2.2.2 Van điều khiển thủy lực.....	7
2.2.3 Hệ thống các xilanh thủy lực.....	8
2.2.3.1 Xilanh nâng.....	8
2.2.3.2 Xi lanh nghiêng	9
Chương 3. THIẾT KẾ HỆ THỐNG TĐTL XE NÂNG HÀNG	11
3.1 Sơ đồ mạch xe nâng	11
3.2 Chức năng tổng quát của các chi tiết	12
3.3 Nguyên lí hoạt động	12
Chương 4. TÍNH TOÁN THIẾT KẾ CÁC PHẦN TỬ TRONG HỆ THỐNG TRUYỀN ĐỘNG THỦY LỰC	13
4.1 Nhiệm vụ, kết cấu của xilanh truyền động.....	13
4.1.1 Nhiệm vụ của xilanh thủy lực	13

4.1.2	Kết cấu của Xi lanh thủy lực.....	13
4.1.3	Nguyên lí làm việc của xi lanh thủy lực.....	14
4.1.4	Phân loại	15
4.2	Tính toán xi lanh thủy lực.....	16
4.2.1	Xác định thông số của máy nâng	16
4.2.2	Tính chọn đường kính xi lanh và piston.....	16
4.2.3	Chọn xi lanh	18
4.2.3.1	Chọn xi lanh nâng, hạ	18
4.2.3.2	Chọn xi lanh nghiêng.....	19
4.2.4	Xác định lưu lượng và công suất.....	20
4.2.4.1	Xi lanh nâng hạ.....	20
4.2.4.2	Xi lanh nghiêng	20
4.2.5	Xác định chiều dày thành xi lanh	21
4.2.5.1	Xi lanh nâng hạ thủy lực.....	21
4.2.5.2	Xi lanh nghiêng	23
4.2.6	Tính toán độ ổn định của xi lanh.....	24
4.2.6.1	Tính bền cần piston.....	25
4.2.6.1.1	Xi lanh nâng hạ	25
4.2.6.1.2	Xi lanh nghiêng.....	25
4.3	Tính tổn thất và chọn bơm thủy lực.....	28
4.3.1	Nhiệm vụ của bơm thủy lực	28
4.3.2	Phân loại bơm.....	28
4.3.2.1	Bơm piston hướng trục	28
4.3.2.2	Bơm bánh răng	32
4.3.2.3	Các chế độ làm việc của bơm	34
4.3.3	Tính toán tổn thất và chọn bơm.....	34
4.3.3.1	Tính thể tích làm việc của bơm	34
4.3.3.2	Xác định momen quay trung bình	34
4.3.3.3	Xác định công suất trên trục truyền.....	37
4.3.3.4	Tính chọn đường ống.....	35

4.3.3.5	Tổn thất từ bơm đến điểm B (đoạn 1-2).....	36
4.3.3.6	Tính tổn thất từ 2 đến dưới xi lanh	36
4.3.3.7	Tính tổn thất từ điểm trên xi lanh về thùng dầu (đoạn 3-4)	37
4.3.4	Tính toán thiết kế van an toàn	39
4.3.4.1	Xác định các thông số cơ bản	39
4.3.4.2	Tính chọn lò xo van an toàn	39
4.3.4.3	Các kính thước khác của lò xo	41
Chương 5.	MÔ PHỎNG XI LANH VÀ BƠM	42
5.1	Tổng quan phần mềm Automation Studio	42
5.2	Modules sử dụng trong phần mềm.....	43
5.3	Các bước cơ bản để thiết kế và mô phỏng thủy lực trên Automation Studio	46
5.3.1	Khởi động và giao diện làm việc	46
5.3.2	Xây dựng và mô phỏng mạch thủy lực cơ bản (Mạch nâng hạ cơ bản)	47
5.4	Mô phỏng sơ đồ hệ thống thủy lực thiết kế	49
5.5	Đồ thị mô phỏng xilanh và bơm	51
5.5.1	Xi lanh.....	51
5.5.2	Bơm.....	51
5.6	Phân tích đồ thị của xilanh và bơm.....	52
Chương 6.	KẾT LUẬN VÀ HƯỚNG PHÁT TRIỂN.....	53
6.1	Kết luận.....	53
6.2	Hướng phát triển đề tài	53
6.2.1	Sử dụng hệ thống thủy lực điều khiển điện tử (EHS).....	53
6.2.2	Vật liệu và công nghệ chế tạo mới.....	54
6.2.3	Thủy lực thông minh (Smart Hydraulics)	54
6.2.4	Sử dụng dầu thủy lực thân thiện môi trường	54
TÀI LIỆU THAM KHẢO.....		55

DANH SÁCH CÁC BẢNG, HÌNH VẼ

Hình 1.1 Sơ đồ bố trí xe nâng hàng	3
Hình 1.2 Sơ đồ hệ thống truyền lực bằng điện.....	3
Hình 1.3 Sơ đồ truyền lực bằng cơ khí.....	4
Hình 1.4 Sơ đồ hệ thống truyền lực thủy động	4
Hình 1.5 Sơ đồ hệ thống truyền lực thể tích.....	5
Hình 2.1 Cấu tạo của bơm piston hướng trục.....	7
Hình 2.2 Cụm van thủy lực của xe	8
Hình 2.3 Cấu tạo hệ thống nâng	8
Hình 2.4 Xi lanh nâng của xe	9
Hình 2.5 Xi lanh nghiêng	10
Hình 2.6 Ống dẫn thủy lực	10
Hình 3.1 Sơ đồ thủy lực cơ cấu nâng hàng.....	11
Hình 4.1 Cấu tạo xi lanh tác dụng kép có cần piston một phía	13
Hình 4.2 Nguyên lí làm việc của xi lanh thủy lực.....	14
Hình 4.3 Phân loại xi lanh thủy lực	15
Hình 4.4 Xi lanh tác dụng kép không có giảm chấn cuối hành trình và kí hiệu	16
Hình 4.5 Sơ đồ tính toán xi lanh lực.....	17
Hình 4.6 Bản vẽ xi lanh nâng hạ thủy lực	18
Hình 4.7 Thông số của xi lanh nâng.....	18
Hình 4.8 Các thông số xi lanh nghiêng	19
Hình 4.9 Biến dạng của xi lanh khi uốn dọc	24
Hình 4.10 Tổn thất áp suất của van phân phối	27
Hình 4.11 Bảng tra tổn thất áp suất van phân phối.....	27
Hình 3.10 Tổn thất áp suất trên van tiết lưu một chiều	28
Hình 4.12 Bơm piston hướng trục trục nghiêng.....	29

Hình 4.13 Bơm piston hướng trục đĩa nghiêng	30
Hình 4.14 Phân tích lực tại khớp để trượt	31
Hình 4.15 Bơm piston dọc trục đĩa lắ.....	32
Hình 4.16 Bơm bánh răng ăn khớp ngoài.....	32
Hình 4.17 Bơm bánh răng ăn khớp trong.....	33
Hình 4.18 Bơm bánh răng nhiều cấp	33
Hình 4.19 Sơ đồ xác định thể tích làm việc của bơm.....	34
Hình 4.20 Tính toán tổn thất.....	38
Hình 5.1 Logo phần mềm Autiomation Studio	42
Hình 5.2 Giao diện của phần mềm	42
Hình 5.3 Các loại xi lanh trong phần mềm.....	43
Hình 5.4 Các loại van	43
Hình 5.5 Các loại động cơ	43
Hình 5.6 Các bộ lọc	43
Hình 5.7 Các thành phần trong mục khí nén	43
Hình 5.8 Các loại xilanh.....	44
Hình 5.9 Các loại động cơ	44
Hình 5.10 Máy nén và bộ khuếch đại.....	44
Hình 5.11 Các loại lọc trong khí nén.....	44
Hình 5.12 Các loại nguồn điện.....	44
Hình 5.13 Các loại biến áp	44
Hình 5.14 Các loại công tắc	44
Hình 5.15 Công cụ đo lường	44
Hình 5.16 Các bộ Counter	45
Hình 5.17 Các bộ Timer	45
Hình 5.18 Đồng hồ đo	45
Hình 5.19 Các loại nút bấm.....	45
Hình 5.20 Các loại công tắc	45
Hình 5.21 Các loại màn hình hiển thị.....	45
Hình 5.22 Màn hình làm việc	46

Hình 5.23 Trình duyệt thư viện	46
Hình 5.24 Các thành phần cơ bản.....	47
Hình 5.25 Nối đường ống.....	48
Hình 5.26 Chạy mô phỏng.....	48
Hình 5.27 Hành trình nâng xilanh nâng,hạ	49
Hình 5.28 Hành trình hạ xi lanh nâng,hạ.....	49
Hình 5.29 Hành trình đẩy xilanh nghiêng	50
Hình 5.30 Hành trình kéo của xilanh nghiêng.....	50
Hình 5.31 Đồ thị áp suất của xi lanh	51
Hình 5.32 Đồ thị lưu lượng của bơm	51
Hình 5.33 Đồ thị áp suất của bơm.....	52

DANH SÁCH CÁC KÍ HIỆU, CHỮ VIẾT TẮT

KÝ HIỆU:

.....

.....

.....

.....

.....

.....

CHỮ VIẾT TẮT

.....

.....

.....

.....

.....

.....

Ghi chú:

- Ký hiệu: mỗi mục ký hiệu gồm ký hiệu và phần tên gọi, diễn giải ký hiệu.
- Cụm từ viết tắt là các chữ cái và các ký hiệu thay chữ được viết liền nhau, để thay cho một cụm từ có nghĩa, thường được lặp nhiều lần trong đồ án.

MỞ ĐẦU

Trong bối cảnh công nghiệp hóa, hiện đại hóa ngày càng phát triển, xe nâng đã trở thành một thiết bị không thể thiếu trong các nhà kho, bến cảng, nhà máy sản xuất và trung tâm logistics. Khả năng nâng hạ và di chuyển hàng hóa nặng một cách hiệu quả, an toàn giúp xe nâng tối ưu hóa quy trình vận hành, tiết kiệm sức lao động và nâng cao năng suất. Để đạt được những khả năng ưu việt này, hệ thống thủy lực đóng vai trò là "trái tim" của xe nâng, chịu trách nhiệm trực tiếp trong việc tạo ra lực và truyền động để thực hiện các thao tác nâng hạ, nghiêng càng và lái.

Đề án này tập trung vào việc thiết kế hệ thống thủy lực cho xe nâng, một lĩnh vực đòi hỏi sự kết hợp chặt chẽ giữa kiến thức lý thuyết về cơ học chất lỏng, truyền động thủy lực, điều khiển tự động và khả năng ứng dụng thực tiễn. Mục tiêu của đề án là xây dựng một hệ thống thủy lực hoạt động ổn định, hiệu quả, đáp ứng các yêu cầu về tải trọng, tốc độ và độ an toàn trong vận hành xe nâng.

Việc thiết kế hệ thống thủy lực không chỉ đơn thuần là lựa chọn các linh kiện mà còn là quá trình phân tích kỹ lưỡng các thông số kỹ thuật, tính toán công suất, áp suất, lưu lượng, và đảm bảo sự phối hợp nhịp nhàng giữa các bộ phận như bơm, van, xi lanh và các đường ống dẫn. Đồng thời, đề án cũng sẽ xem xét đến các yếu tố về hiệu suất năng lượng, khả năng bảo trì và tuổi thọ của hệ thống, hướng tới một giải pháp tối ưu và bền vững.

Thông qua đề án này, em hi vọng sẽ đóng góp vào việc nâng cao hiểu biết về nguyên lý hoạt động và kỹ thuật thiết kế hệ thống thủy lực trên xe nâng, từ đó làm nền tảng cho việc phát triển những thế hệ xe nâng hiệu quả và tiên tiến hơn trong tương lai.

Chương 1: GIỚI THIỆU TỔNG QUAN XE NÂNG HÀNG

1.1 Công dụng và phạm vi hoạt động

1.1.1. Công dụng:

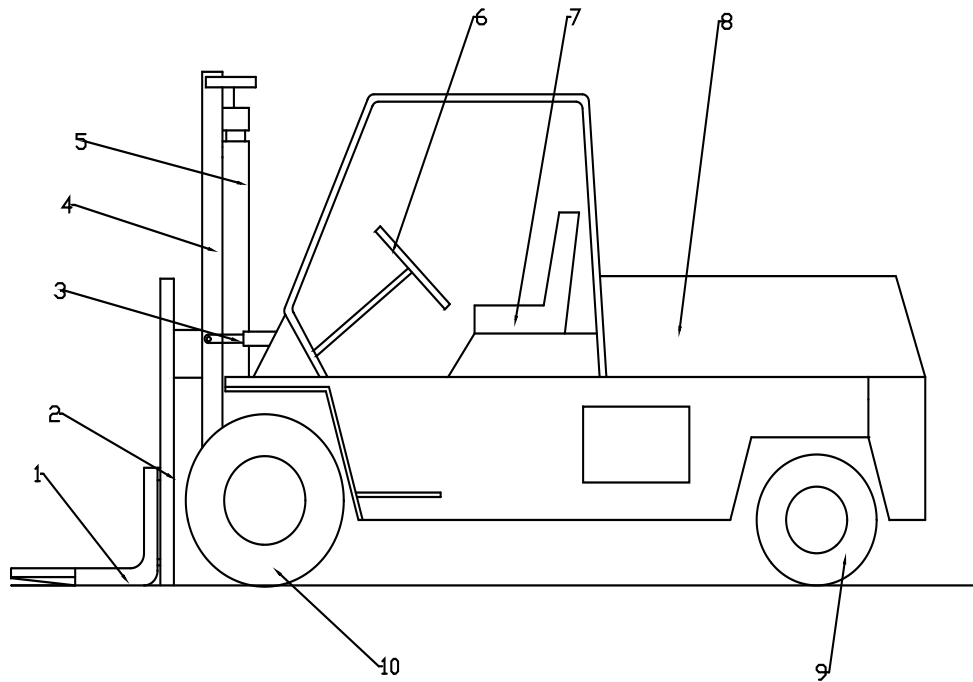
- Sự phát triển mạnh mẽ của khoa học kỹ thuật và sự tăng trưởng của nền kinh tế thì sự lưu thông hàng hoá trở lên quan trọng. Cùng với công nghiệp hoá đất nước thì việc trang bị máy móc thiết bị công nghiệp là hết sức cần thiết. Trong quá trình vận chuyển, lắp đặt có những công việc mà con người không thể trực tiếp dùng sức để thực hiện được. Chính vì thế mà xe nâng đóng vai trò cực kỳ quan trọng. Nó giúp con người thực hiện các công việc nặng nhọc như: bốc xếp vận chuyển hàng hoá theo xu hướng nhanh gọn, tăng năng suất.

1.1.2. Phạm vi hoạt động:

- Với nền kinh tế ngày càng phát triển thì xe nâng cũng phải có những cải tiến sao cho phù hợp với tính chất công việc. Do vậy phạm vi hoạt động cũng ngày càng mở rộng. Không chỉ sử dụng xe nâng trong các bến cảng, bãi bốc xếp, trong lĩnh vực xây dựng, trong các công ty, nhà máy mà xe nâng còn phải đáp ứng yêu cầu về nhanh gọn thích nghi với mọi điều kiện không gian, địa hình phức tạp. Bên cạnh đó chủng loại, kích cỡ xe phải đa dạng. Cùng với chủ trương của nhà nước nhằm phát triển vùng sâu, vùng xa, xây dựng các cơ sở hạ tầng thì xe nâng càng có phạm vi hoạt động rộng tốc độ nâng hàng, địa hình làm việc tùy thuộc vào yêu cầu thực tế và mục đích sử dụng.

1.2 Cấu tạo chung của xe nâng hàng

- Xe nâng hàng chính là một loại xe chuyên dùng phục vụ vào việc vận chuyển bốc xếp nâng hạ hàng hóa. Vì thế xe nâng vẫn mang những nét đặc trưng chung của ô tô như sơ đồ sau:

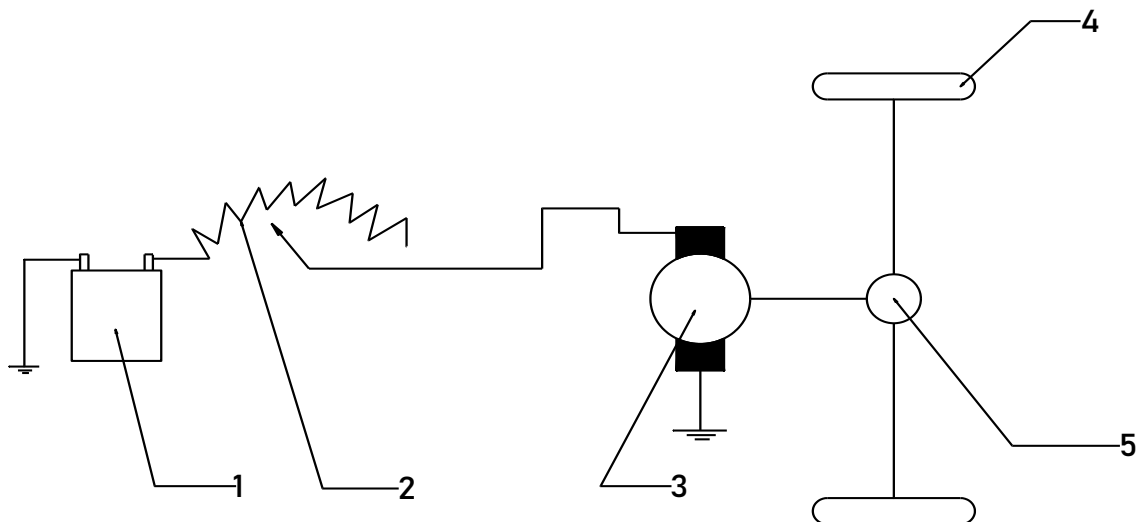


Hình 1.1 Sơ đồ bố trí xe nâng hàng

1. Càng nâng; 2. Hộp nâng; 3. Xilanh điều khiển độ nghiêng khung; 4. Khung ngoài;
5. Xilanh nâng; 6. Vô lăng; 7. Ghế ngồi; 8. Vỏ xe; 9. Cầu sau; 10. Cầu trước.

1.3 Các hệ thống truyền lực của xe nâng

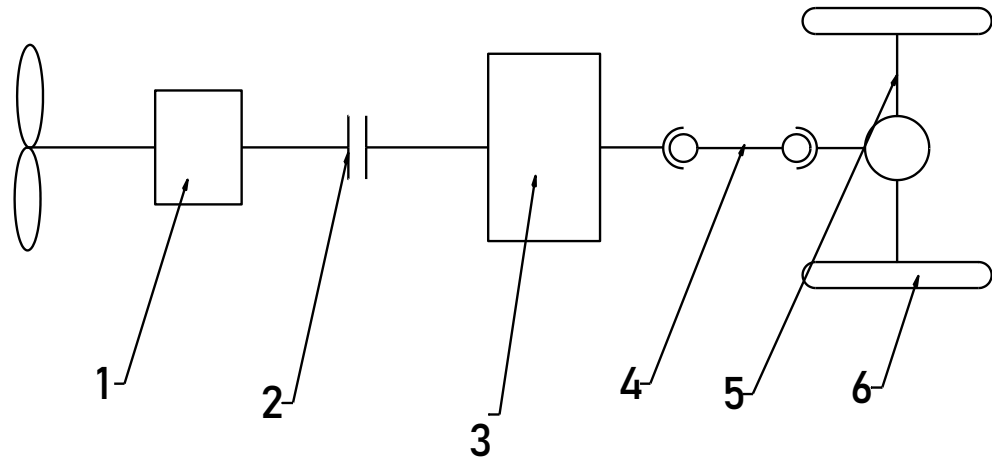
- Hệ thống truyền lực bằng điện:



Hình 1.2 Sơ đồ hệ thống truyền lực bằng điện

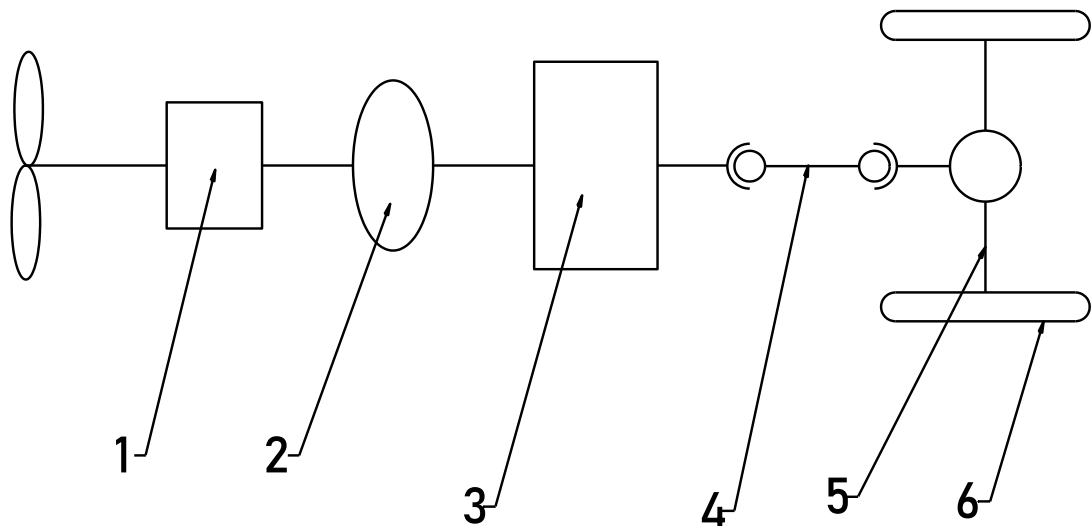
1. Ắc quy; 2. Biến trở; 3. Mô tơ điện; 4. Các bánh xe chủ động; 5. Cầu chủ động
- Nguyên lí hoạt động: Khi mở khóa điện dòng điện từ ắc quy đến biến trở đến mô tơ điện đi đến cầu chủ động, tốc độ của xe phụ thuộc vào vị trí của biến trở.
 - Ưu điểm: Kích thước nhỏ gọn, truyền động êm dịu.

- Nhược điểm: Thời gian sử dụng kém, trong quá trình làm việc phải nạp điện liên tục nên độ bền ắc quy sẽ không được cao.
- Hệ thống truyền động bằng cơ khí



Hình 1.3 Sơ đồ truyền lực bằng cơ khí

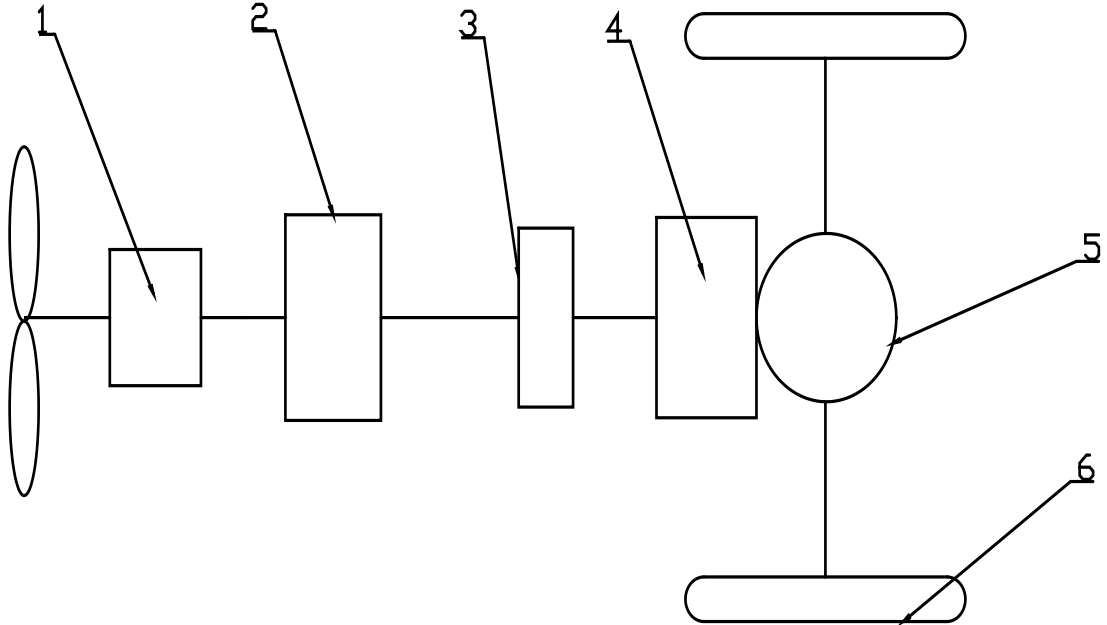
1. Động cơ nhiệt; 2. Li hợp; 3. Hộp số; 4. Các đăng; 5. Cầu chủ động; 6. Các bánh xe chủ động
- Nguyên lí hoạt động: Dùng động cơ nhiệt dẫn động hệ thống truyền lực. Nguồn năng lượng từ động cơ đốt trong truyền qua li hợp đến hộp số truyền qua cầu chủ động thông qua trục các đăng.
 - Ưu điểm: Hiệu suất của hệ thống truyền lực cao, dễ vận hành và sửa chữa.
 - Nhược điểm: Gây tiếng ồn lớn, kết cấu phức tạp.
- Hệ thống truyền lực thủy động



Hình 1.4 Sơ đồ hệ thống truyền lực thủy động

1. Động cơ; 2. Li hợp thủy lực hoặc biến mô thủy lực; 3. Hộp số cơ khí; 4. Các đăng; 5. Cầu chủ động; 6. Các bánh xe chủ động

- Nguyên lý hoạt động: Công suất được truyền trực tiếp từ động cơ đến biến mô thủy lực (hoặc li hợp thủy lực) đến hộp số cơ khí đến cầu chủ động.
 - Ưu điểm: Truyền động êm dịu hơn truyền lực cơ khí, điều khiển nhẹ nhàng.
 - Nhược điểm: Kết cấu phức tạp, giá thành cao.
- Truyền lực thể tích



Hình 1.5 Sơ đồ hệ thống truyền lực thể tích

1. Động cơ nhiệt; 2. Bơm thủy lực; 3. Cơ cấu điều khiển dòng chất lỏng; 4. Động cơ thủy lực; 5. Truyền lực chính; 6. Bánh xe chủ động
- Nguyên lý hoạt động: Động cơ nổ kéo bơm thủy lực quay, khi xe đứng yên dầu qua cơ cấu điều khiển về thùng, khi xe chạy tiến hay lùi phụ thuộc vào cơ cấu điều khiển chất lỏng, động cơ thủy lực quay kéo cầu chủ động quay theo.
 - Ưu điểm: Truyền động nhẹ nhàng và êm dịu, giảm sức lao động người lái
 - Nhược điểm: Giá thành cao, chi phí sửa chữa và bảo dưỡng cao, kết cấu xe phức tạp

**** Kết luận:** Qua phân tích các phương án truyền lực như trên, để đảm bảo xe thiết kế có giá thành thấp làm việc ổn định, chi phí cho vận hành sửa chữa và bảo dưỡng là thấp nhất; phụ tùng thay thế sẵn có và dễ kiếm rẻ. Ta lựa chọn phương án truyền lực cơ khí là phương án số 2.

Chương 2: TỔNG QUAN XE NÂNG DẦU KOMATSU FD30T

2.1 Giới thiệu sơ lược về xe nâng, công dụng

2.1.1 Sơ lược về xe nâng Komatsu FD30T

- Xe nâng dầu Komatsu hiện đang được sử dụng rộng rãi tại các nhà máy tại Việt Nam. Xe được trang bị động cơ Diesel từ thương hiệu nổi tiếng của Nhật Bản. Động cơ mang lại cho người vận hành cảm giác hoạt động mạnh mẽ nhưng cũng không kém phần êm ái, dễ chịu. Ngoài ra động cơ các hệ thống tiên tiến giúp cho xe có được hiệu suất tiết kiệm nhiên liệu và tuổi thọ động cơ cao.
- Ngoài ra các tiện ích trên xe như: ghế lái, bảng điều khiển, hệ thống chiếu sáng,...đều được cải tiến mang lại cho người dung trải nghiệm lái tốt hơn.
- cao nên cánh tay đòn với tâm quay của cơ cấu nâng lớn nên đường kính xi lanh có thể làm nhỏ hơn so với loại đặt phía dưới.

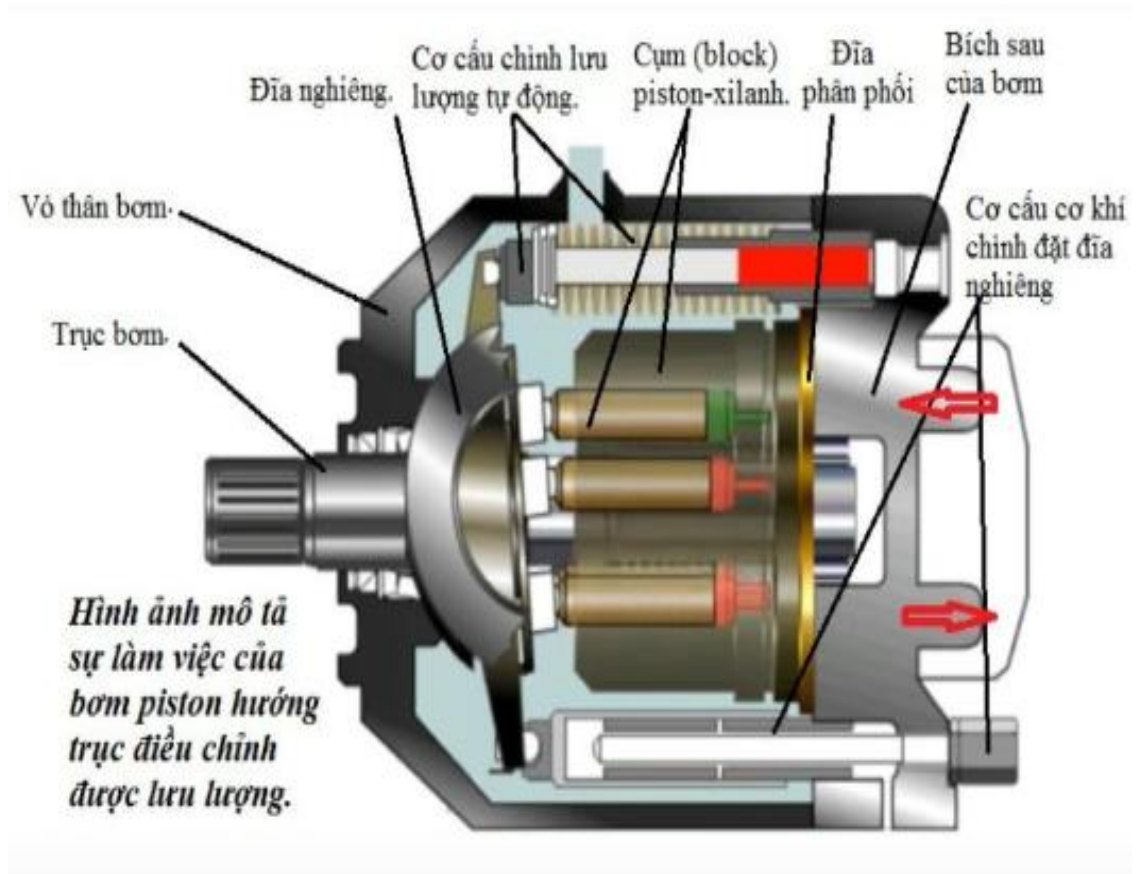
2.1.2 Công dụng

- FD30T được trang bị hệ thống nâng hạ bằng thủy lực. Mang lại cho xe một hiệu suất làm việc cao (tải trọng tối đa lên đến 3,5 tấn). Giúp xe có thể làm việc linh hoạt với các lượng hàng hóa nặng trong các môi trường Công nghiệp như: nhà máy, cảng biển...
- FDT30 còn được trang bị khung nâng gồm 2 khung thép thẳng đứng, giúp cho quỹ đạo làm việc được tối ưu – chiều cao nâng tối đa có thể lên đến 3 mét 2.

2.2 Cấu tạo, nguyên lí làm việc của hệ thống thủy lực trên xe nâng Komatsu FD30

2.2.1 Bơm thủy lực

- Bơm thủy lực xe nâng là một loại thiết bị cơ khí được ứng dụng nhiều trong hệ thống các xe nâng. Tác dụng chính của thiết bị này là chuyển hóa nguồn năng lượng ở trục động cơ để hệ thống thủy lực có thể hoạt động được.
- Tùy theo từng động cơ, loại máy sẽ có những bơm thủy lực khác nhau. Xe nâng dầu Komatsu FD30T thường sử dụng bơm thủy lực loại bơm piston hướng trục để tạo áp lực thủy lực cần thiết để nâng và hạ tải trọng. vì chúng có hiệu suất cao và khả năng làm việc ổn định trong các ứng dụng yêu cầu áp lực thủy lực cao.



Hình 2.1 Cấu tạo của bơm piston hướng trục

- Nguyên lý: Trục của bơm sẽ nối với động cơ motor. Các piston sẽ được bố trí trong khoang bơm. Các đầu piston lắp tì vào đĩa nghiêng. Khi motor quay sẽ làm trục bơm quay và làm các piston trong bơm quay theo. Đĩa nghiêng nghiêng một góc nên sẽ làm cho piston chuyển động tịnh tiến trong khoang bơm.

Trong nửa vòng quay đầu tiên, các piston sẽ biến đổi khoảng cách để tạo nên khoảng trống bên trong bơm làm giảm áp suất và hút dầu/chất lỏng thủy lực đi vào. Tiếp nửa vòng quay còn lại, piston sẽ chuyển động để thể tích trong bơm giảm đi, dầu và chất lỏng bị ép ra ngoài với một áp nhất định. Và do kết nối với motor nên khi motor quay vài nghìn vòng trên một phút thì lượng dầu hút và đẩy ra liên tục rất lớn. Khi thay đổi góc nghiêng của đĩa nghiêng cũng làm thay đổi lưu lượng trên một vòng của bơm từ đó làm thay đổi lưu lượng bơm.

2.2.2 Van điều khiển thủy lực

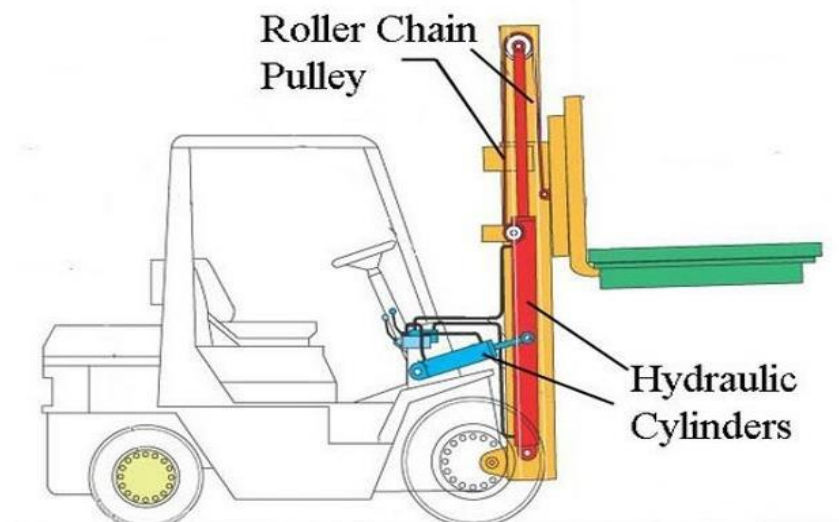
- Van điều khiển thủy lực trên xe có chức năng kiểm soát và điều chỉnh áp lực để thực hiện chức năng nâng hạ, quay thùng hàng và các chức năng khác của xe.



Hình 2.2 Cụm van thủy lực của xe

2.2.3 Hệ thống các xilanh thủy lực

- Hệ thống các xi lanh trên xe nâng hàng là một phần quan trọng của hệ thống thủy lực, được sử dụng để thực hiện các chức năng như nâng, hạ, nghiêng thùng hàng,....



Hình 2.3 Cấu tạo hệ thống nâng

2.2.3.1 Xilanh nâng

- Xylanh nâng có tác dụng nâng hoặc hạ khung và càng nâng, xi lanh nâng thường được trợ lực bằng thủy lực và chỉ đẩy theo một chiều. Nó là một xi

lanh chỉ đẩy theo một hướng, van điều khiển hướng chất lỏng đến xi lanh khi đặt ở vị trí nâng.

- Khi van điều khiển được đưa vào vị trí hạ thấp, trọng lượng của thiết bị thẳng đứng, có tải hoặc rỗng sẽ ép chất lỏng trở lại qua các đường hồi về bể chứa.



Hình 2.4 Xi lanh nâng của xe

2.2.3.2 Xi lanh nghiêng

- Xylanh nghiêng tương tự như xylanh nâng, tuy nhiên nó điều khiển chuyển động nghiêng của xe và góc của khung nâng so với mặt đất. Nói một cách đơn giản, xi lanh nghiêng kiểm soát lượng mà xe nâng có thể nghiêng ra khỏi vị trí thẳng đứng, tiến hoặc lùi.
- Xylanh nghiêng là xi lanh thủy lực tác động kép, có nghĩa là nó có thể vừa đẩy vừa kéo tải trọng của nó. Có hai xi lanh nghiêng trên xe nâng, kết nối các đường ray cố định bên trái và bên phải của cụm thẳng đứng với khung.



Hình 2.5 Xi lanh nghiêng

2.2.3.3 Đường ống thủy lực

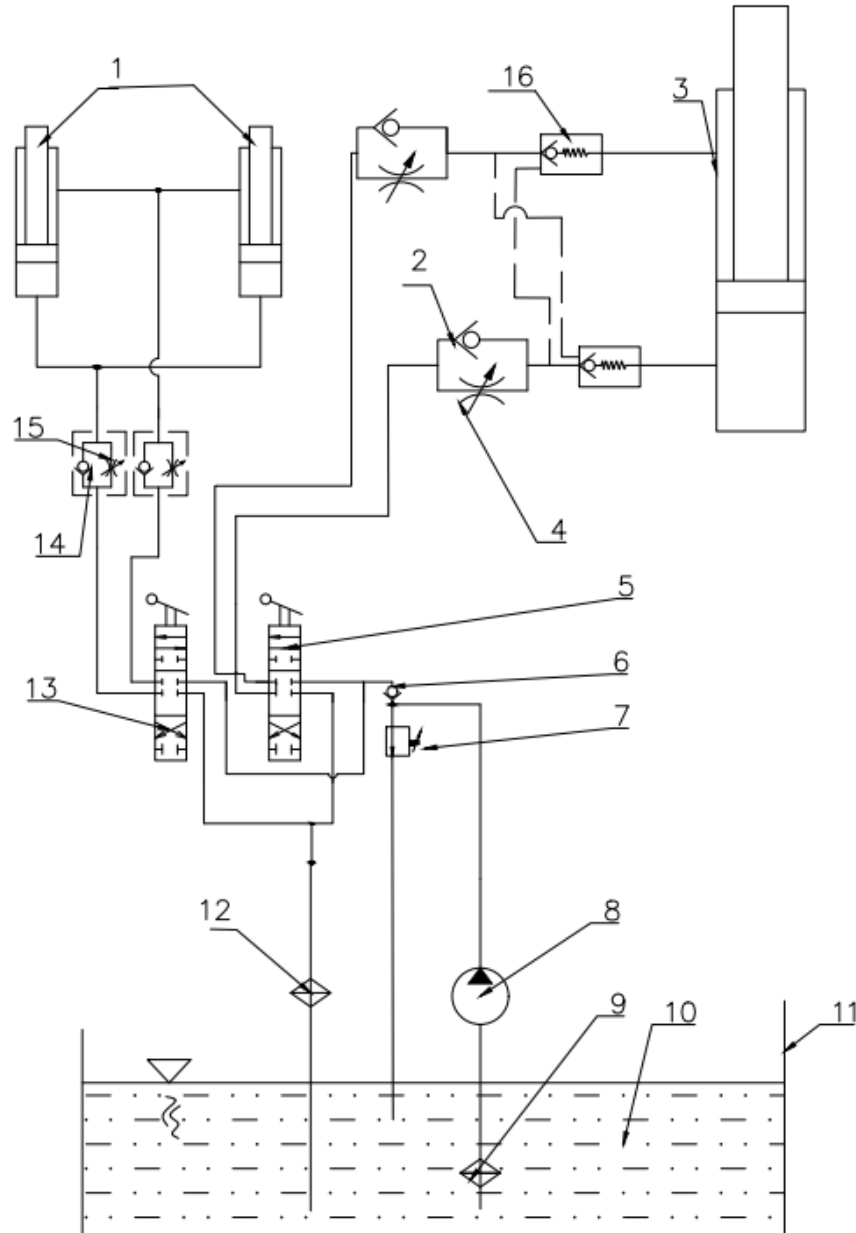
- Hệ thống đường ống thủy lực trong xe nâng là một phần quan trọng để truyền tải dầu thủy lực từ bơm và van đến các xi lanh và các phần khác của hệ thống. Đường ống thủy lực phải được thiết kế để chịu áp lực và dòng dầu thủy lực mà hệ thống thủy lực tạo ra.
- Các ống dầu thủy lực thường được làm bằng cao su gia cố hoặc các loại vật liệu chịu áp lực cao.



Hình 2.6 Ống dẫn thủy lực

Chương 3. THIẾT KẾ HỆ THỐNG TĐTL XE NÂNG HÀNG

3.1 Sơ đồ mạch xe nâng



Hình 3.1 Sơ đồ thủy lực cơ cấu nâng hàng

1. Xilanh nghiêng; 2. Van một chiều; 3. Xi lanh lực nâng; 4. Van tiết lưu có điều khiển của xi lanh nâng; 5. Van phân phối điều khiển xi lanh nâng; 6. Van một chiều; 7. Van an toàn; 8. Bơm thủy lực; 9. Bộ lọc dầu thủy lực (lọc thô); 10. Chất lỏng công tác; 11. Thùng chứa nhiên liệu; 12. Van an toàn; 13. Bộ lọc dầu thủy lực (lọc tinh); 14. Van phân phối điều khiển xi lanh nghiêng; 15. Van một chiều; 16. Van tiết lưu có điều khiển của xi lanh nghiêng; 17. Van chống khóa lẫn

3.2 Chức năng tổng quát của các chi tiết

1. Bể dầu: Chứa dầu thủy lực của hệ thống
2. Lọc dầu: Lọc sạch dầu trước khi đưa vào hệ thống. Tránh tình trạng gây hao mòn, kẹt cơ cấu chấp hành
3. Bơm thủy lực: Tạo áp suất dầu trong hệ thống, phân phối đến cơ cấu chấp hành
4. Van an toàn: Đảm bảo áp suất trong hệ thống không vượt quá giá trị cho phép
5. Van phân phối 4/3: Điều khiển và phân phối dòng dầu đến các xi lanh để thực hiện chức năng nâng hạ
6. Van tiết lưu một chiều: Kiểm soát lưu lượng của dòng dầu trong hệ thống, điều chỉnh tốc độ nâng hạ tải theo yêu cầu sử dụng
7. Xi lanh: Cơ cấu chấp hành chính của hệ thống giúp nâng hạ hàng

3.3 Nguyên lý hoạt động

1. Chế độ nâng tải
 - Dầu thủy lực được bơm piston hút từ bể dầu qua bộ lọc dầu để đi đến van phân phối 4/3 để điều khiển hướng dòng dầu. Dòng dầu đi qua cổng P-A tới van tiết lưu một chiều, tại đây dầu được chia đều qua 2 nhánh và bị chặn với van một chiều, dầu di chuyển qua van tiết lưu và kiểm soát lưu lượng sao cho phù hợp với yêu cầu sử dụng, dầu đi vào cửa dưới của xi lanh, áp suất cao đẩy piston đi lên qua cơ cấu con lăn khung nâng sẽ được nâng lên. Dòng dầu phía trên xi lanh được xả di chuyển theo cổng B – T của van phân phối và trở lại bể dầu.
2. Chế độ hạ tải
 - Dầu được bơm piston đẩy đến van phân phối 4/3 sau đó di chuyển qua cổng P-B đến cửa trên xi lanh để đẩy piston đi xuống. Dòng dầu phía dưới xi lanh di chuyển qua van tiết lưu 1 chiều, tại đây dầu di chuyển qua van một chiều đi đến cổng A-T của van phân phối và trở về bể dầu.
3. Các chế độ đặc biệt
 - Khi áp suất trong hệ thống quá tải: van an toàn sẽ được mở dầu sẽ được di chuyển qua van an toàn và trở về bể dầu.
 - Khi bơm hoạt động mà chưa nâng, hạ cầu: Dầu sẽ được bơm đến cổng P-T của van phân phối 4/3 và đưa trở lại bể dầu.

Chương 4. TÍNH TOÁN THIẾT KẾ CÁC PHẦN TỬ TRONG HỆ THỐNG TRUYỀN ĐỘNG THỦY LỰC

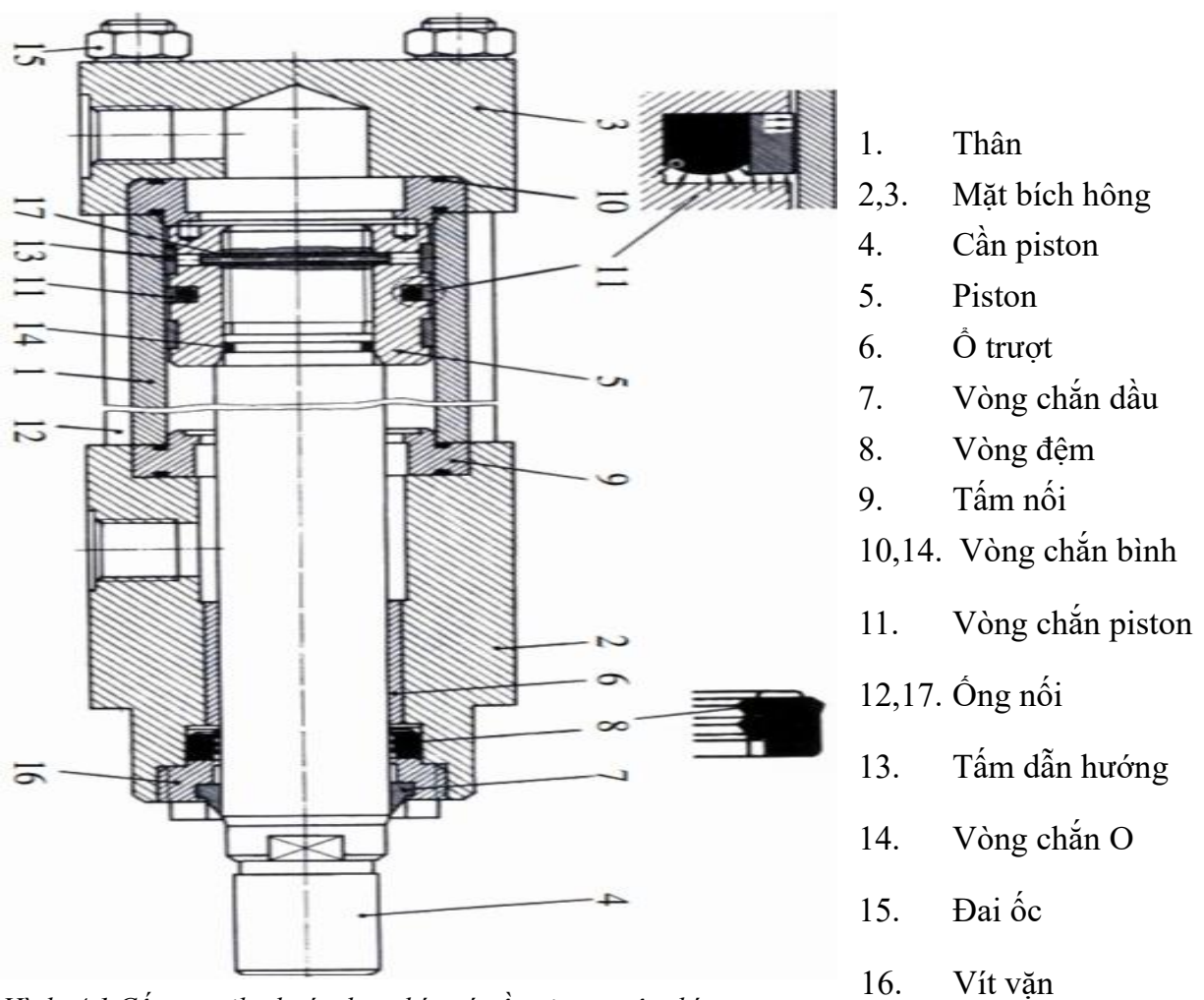
4.1 Nhiệm vụ, kết cấu của xilanh truyền động

4.1.1 Nhiệm vụ của xilanh thủy lực

- Chuyển đổi nguồn năng lượng từ chất lỏng thủy lực thành động năng cơ học
- Nhiệm vụ của xi lanh truyền động trong xe máy nâng là chuyển hóa năng lượng dầu cao áp được vận chuyển từ bơm chuyển đổi thành động năng nhằm tạo ra lực ở đầu cần để thực hiện các chức năng nâng – hạ hàng hóa.

4.1.2 Kết cấu của Xi lanh thủy lực

- Xi lanh thủy lực có cấu tạo phức tạp gồm rất nhiều bộ phận, nhưng có các chi tiết nổi bật như: piston thủy lực, ống xi lanh, đế (nắp) hình trụ, đầu xi lanh, thanh piston, vòng seal,..

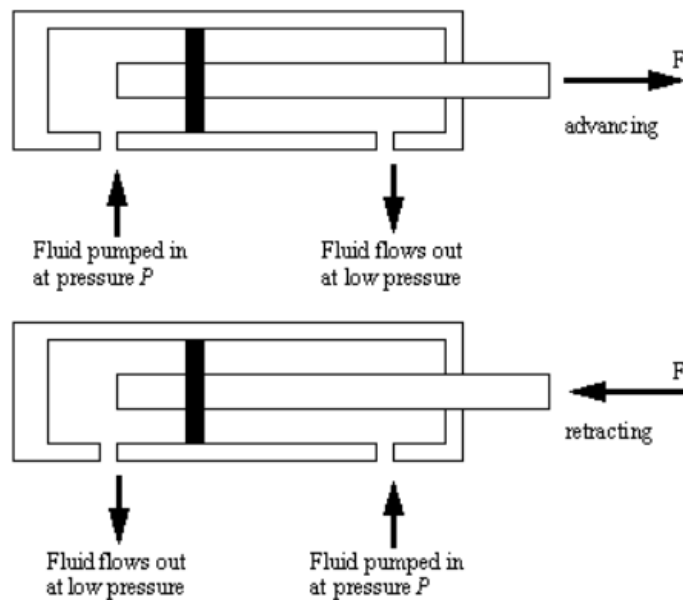


Hình 4.1 Cấu tạo xilanh tác dụng kép có cần piston một phía

Các chi tiết chính của xilanh thủy lực có các chức năng sau:

- Ống xi lanh: Nơi chứa piston thủy có chức năng định hướng chuyển động của piston
- Đầu và đuôi xi lanh: Là nắp đậy cho hai mặt của xi lanh, trong đó để được thiết kế nối liền với thân của xi lanh thông qua việc gắn bu lông hoặc hàn xì, đầu được nối với xi lanh thông qua thanh tie hoặc bu long
- Cần piston: Là bộ phận cố định với piston có nhiệm vụ truyền lực cơ học do piston chuyển đổi ra bên ngoài
- Piston: Là bộ phận hình đĩa chuyển động qua lại trong ống xi lanh, dầu thủy lực áp suất cao sẽ tác động vào piston để thực hiện chuyển đổi năng lượng chất lỏng thành cơ năng
- Vòng chắn dầu: Giúp cho dầu thủy lực không rò rỉ ra bên ngoài
- Tăm dẫn hướng: Chịu mài mòn giữa ống xi lanh và piston
- Ngoài các thành phần chính trên, trong cấu tạo của một xilanh thủy lực còn có: vít răn, bạc đạn, bu long, mặt bích,... Các chi tiết phụ này sẽ được lắp đặt một cách chặt chẽ với các thành phần chính để tạo nên một xi lanh thủy lực tổng thể

4.1.3 Nguyên lý làm việc của xilanh thủy lực



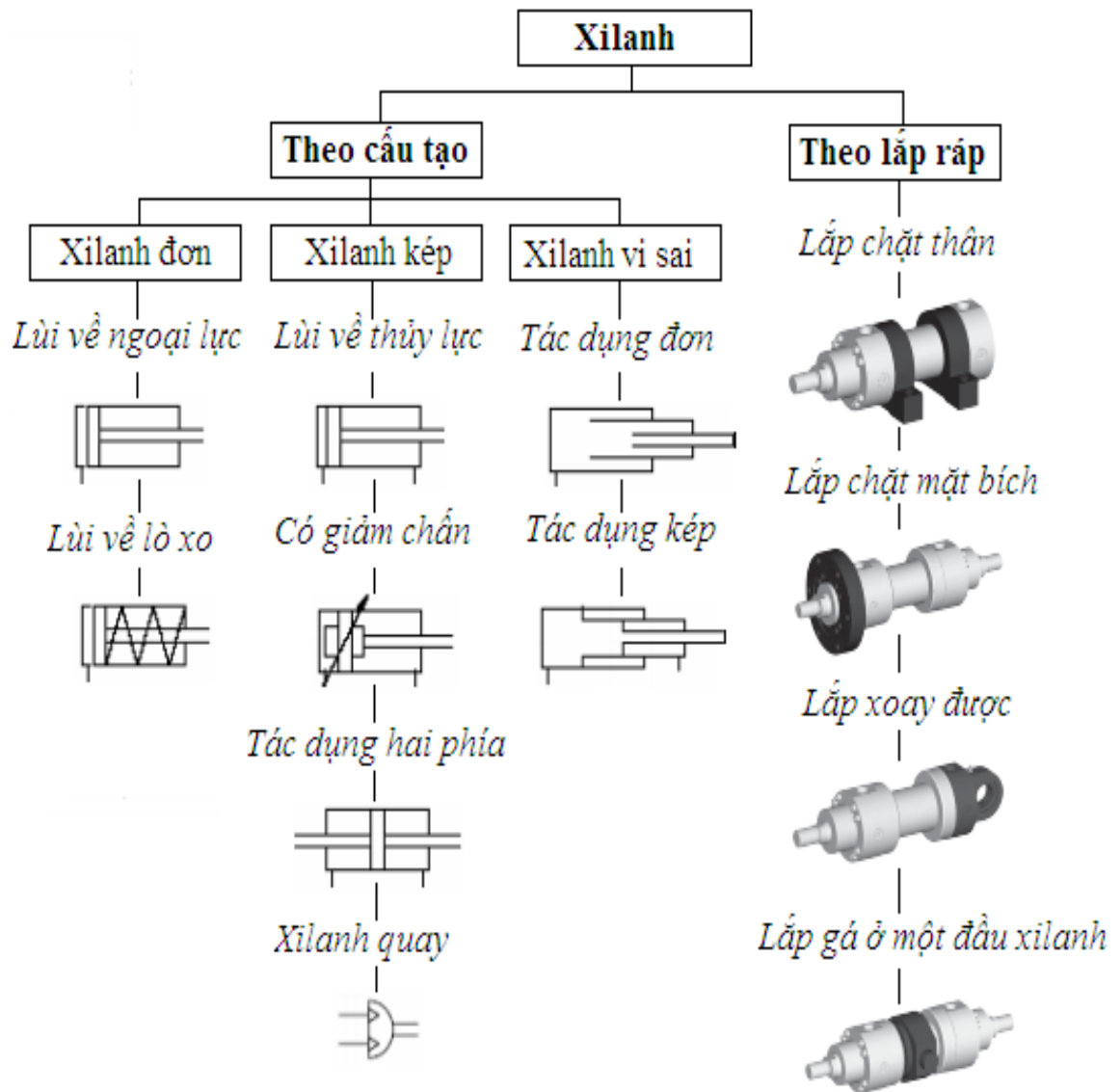
Hình 4.2 Nguyên lý làm việc của xi lanh thủy lực

- Xi lanh thủy lực trong hệ thống truyền động thủy lực trên máy nâng có nguyên tắc hoạt động hai chiều khi ta cấp dầu cao áp một đầu thì piston sẽ có chiều chuyển động về phía đầu bên kia, chẳng hạn như khi ta cấp dầu cao áp phía

bên phải piston thì lực đẩy do áp năng của dầu tác dụng lên bề mặt tiếp xúc của piston với dầu cao áp sẽ đẩy piston chuyển động về phía bên trái, dầu trong khoang phía bên trái piston sẽ được dẫn về thùng chứa. Nếu mà ta đóng van phân phối thì hai bên piston đều có dầu cao áp và đều tác dụng lực lên piston, dầu cao áp không được cấp thêm và không được thoát đi nên piston sẽ đứng yên và không di chuyển.

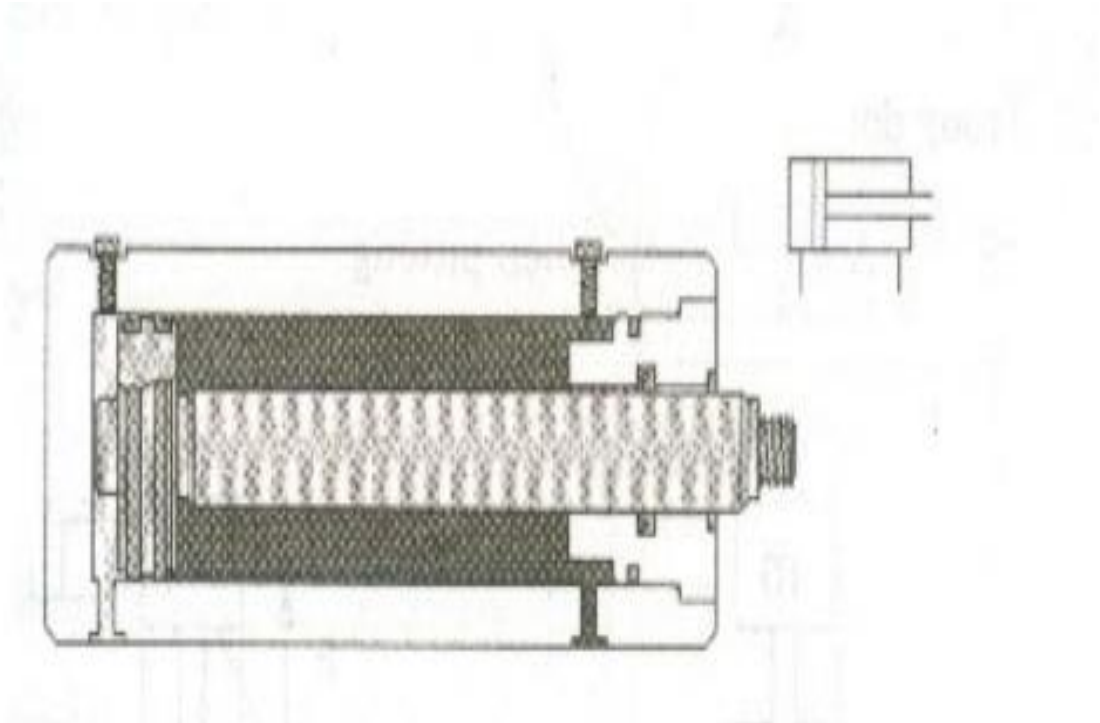
4.1.4 Phân loại

- Xi lanh thủy lực được chia làm 2 loại: Xilanh lực và xilanh quay. Trong xilanh lực, chuyển động tương đối giữa pít tông với xilanh là chuyển động tịnh tiến. Trong xilanh quay chuyển động tương đối giữa pít tông với xilanh là chuyển động quay, góc quay thường nhỏ hơn 360°



Hình 4.3 Phân loại xi lanh thủy lực

- ➔ Từ những phân loại các xi lanh trên và thông qua sơ đồ thủy lực ta chọn loại xe nâng tham khảo Komatsu FD30T và ta tính chọn xi lanh tác dụng kép không có giảm chấn cuối hành trình, dựa trên chất lỏng làm việc tác động vào hai phía của piston tạo ra chuyển động tịnh tiến hai chiều.



Hình 4.4 Xi lanh tác dụng kép không có giảm chấn cuối hành trình và kí hiệu

4.2 Tính toán xi lanh thủy lực

4.2.1 Xác định thông số của máy nâng

- Dựa theo xe tham khảo Komatsu FD30T-17, ta có các thông số sau:
 - + Tải trọng toàn bộ máy nâng: 4310 Kg
 - + Tải trọng nâng của máy: 3000 Kg
 - + Áp suất dầu làm việc trong hệ thống $p = 130 \text{ (Kg/cm}^2\text{)}$

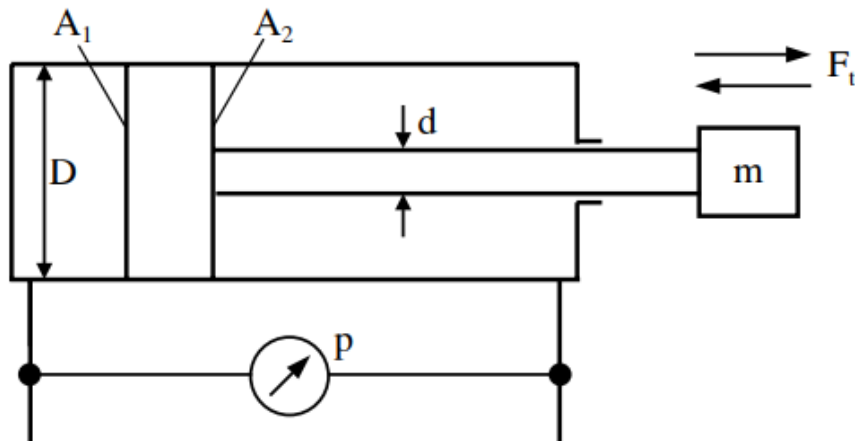
4.2.2 Tính chọn đường kính xi lanh và piston

- Theo tài liệu Giáo trình Hệ thống điều khiển bằng thủy lực – Lý thuyết và các ứng dụng thực tế thì để piston bắt đầu chuyển động ta có điều kiện sau:

$$F_t > F_G + F_A + F_R \quad (4.1)$$

- Với F_G : Trọng lực, $F_G = m \times g = 4310 \times 9,81 = 42281,2 \text{ (N)}$
- F_A và F_R là lực gia tốc và lực ma sát sẽ bỏ qua trong quá trình tính toán vì giá trị nhỏ

→ Vậy piston sẽ chuyển động được khi $F_t > 42281,2 \text{ (N)}$



Hình 4.5 Sơ đồ tính toán xi lanh lực

- Diện tích làm việc của piston
- + Ta có công thức tính diện tích làm việc khoang A1 của piston

$$A_1 = \frac{F_t}{p \times \eta} \times 10^4 \quad (4.2)$$

- Trong đó: A_1 : Diện tích tiết diện piston (cm^2)

F_t : Lực (KN)

p : Áp suất dầu làm việc (Kg/cm^2)

η : Hiệu suất (%)

- Dựa vào bảng 3.5 trang 103 tài liệu [12], ta có thể dựa vào xu hướng và chọn η bằng 92%.
- Nên tiết diện của piston:

$$A_1 = \frac{42281,2 \times 10^{-3}}{130 \times 0,92} \times 10^4 = 3535,22 \text{ (cm}^2\text{)}$$

- Đường kính trong của xi lanh và cần xi lanh

+ Ta có đường kính trong của xi lanh: $A_1 = \frac{\pi \times d^2}{4}$

Nên $d = \sqrt{\frac{4 \times A_1}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \times 3535,22}{\pi}} = 67,1 \text{ (mm)}$ chọn theo tiêu chuẩn $d = 80 \text{ (mm)}$

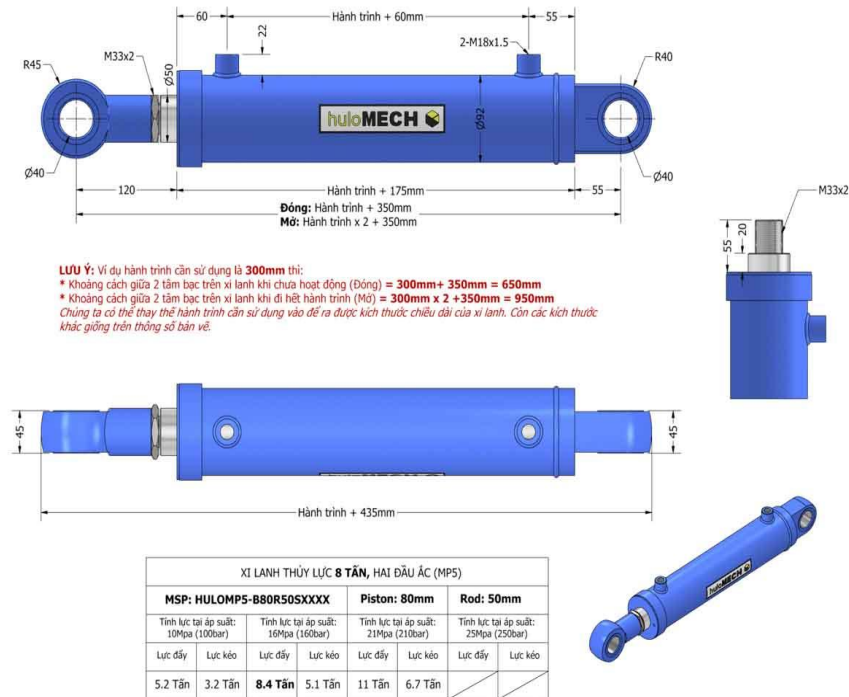
+ Ta tính đường kính cần xi lanh theo công thức sau: $d_c = (0,40 \div 0,60) d$

Nên đường kính cần xi lanh $d_c = 0,4 \times 80 = 32 \text{ (mm)}$, chọn $d_c = 35 \text{ (mm)}$

4.2.3 Chọn xi lanh

4.2.3.1 Chọn xi lanh nâng, hạ

- Tham khảo tài liệu Truckmanualshub.com_Komatsu FD-, FG-series Forklifts Shop Manual của xe tham khảo Komatsu FD30T-17 ta chọn xi lanh nâng hạ loại huloMech – Hai đầu ắc vòng bi (MP5) kí hiệu HULOMP5-B80R50SXXX với hành trình 1300 (mm)



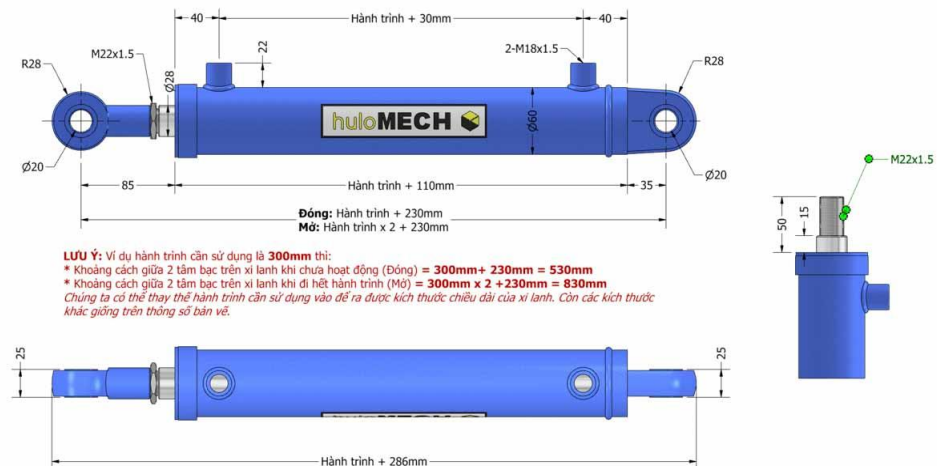
Hình 4.6 Bản vẽ xi lanh nâng hạ thủy lực

Thời gian sản xuất và giao hàng	10 – 15 ngày	Áp suất kiểm tra (Testing Pressure)	21Mpa/210bar
Xuất xứ	HULOMECH Việt Nam	Áp suất làm việc (Working Pressure)	16Mpa/160bar
Lực đẩy/kéo tại 10Mpa	5.2/3.2 tấn	Đường kính ống (Tube Diameter)	92/80mm
Lực đẩy/kéo tại 16Mpa	8.4/5.1 tấn	Đường kính piston (Piston Diameter)	80mm
Lực đẩy/kéo tại 21Mpa	11/6.7 tấn	Đường kính ti (Rod Diameter)	50mm
Tốc độ làm việc tối đa (Max working speed)	0.5m/s	Hành trình (Stroke)	Tùy chọn tới 4000mm, 100mm, 150mm, 200mm, 250mm, 300mm, 350mm, 400mm, 500mm, 600mm, 700mm, 800mm, 900mm, 1000mm, 1100mm, 1200mm, 1300mm, 1500mm

Hình 4.7 Thông số của xi lanh nâng

4.2.3.2 Chọn xi lanh nghiêng

- Tham khảo tài liệu Truckmanualshub.com_Komatsu FD-, FG-series Forklifts Shop Manual của xe tham khảo Komatsu FD30T-17 ta chọn xi lanh nâng hạ loại huloMech - Hai đầu ắc vòng bi (MP5) kí hiệu HULOMP5-B80R50SXXX với hành trình 200 (mm)



XI LẠNH THỦY LỰC 3 TẦN, HAI ĐẦU ẮC (MP5)							
MSP: HULOMP5-B50R28SXXXX				Piston: 50mm		Rod: 28mm	
Tính lực tại áp suất: 10Mpa (100bar)	Tính lực tại áp suất: 16Mpa (160bar)	Tính lực tại áp suất: 21Mpa (210bar)	Tính lực tại áp suất: 25Mpa (250bar)	Lực đẩy	Lực kéo	Lực đẩy	Lực kéo
2.0 Tấn	1.4 Tấn	3.3 Tấn	2.2 Tấn	4.3 Tấn	2.9 Tấn		

Hình 4.8 Bản vẽ xi lanh nghiêng

Xuất xứ	HULOMECH Việt Nam	Áp suất kiểm tra (Testing Pressure)	21Mpa/210bar
Lực đẩy/kéo tại 10Mpa	2.0 tấn/ 1.4 tấn	Áp suất làm việc (Working Pressure)	16Mpa/160bar
Lực đẩy/kéo tại 16Mpa	3.3 tấn/ 2.2 tấn	Đường kính ống (Tube Diameter)	60/50mm
Lực đẩy/kéo tại 21Mpa	4.3 tấn/ 2.9 tấn	Đường kính piston (Piston Diameter)	50mm
Tốc độ làm việc tối đa (Max working speed)	0.5m/s	Đường kính ti (Rod Diameter)	28mm
		Hành trình (Stroke)	Tùy chọn tới 4000mm, 100mm, 200mm, 300mm, 400mm, 500mm, 600mm, 700mm, 800mm, 900mm, 1000mm, 1100mm, 1200mm, 1500mm

Hình 4.8 Các thông số xi lanh nghiêng

4.2.4 Xác định lưu lượng và công suất

4.2.4.1 Xi lanh nâng hạ

- Lưu lượng cần cung cấp trong hành trình nâng được tính bằng công thức sau

$$Q_1 = A_1 \times v \left[\frac{l}{ph} \right] \quad (4.3)$$

- Với Q_1 - Lưu lượng cần cung cấp trong hành trình công tác, v - Vận tốc nâng tải trong hành trình công tác, A_1 - Diện tích làm việc của piston
- Dựa vào tài liệu tham khảo thì ta tốc độ nâng tải của xe là $V_{\max} = v = 515$ mm/s nên lưu lượng qua xi lanh khi xe làm việc là

$$Q_1 = 60 \times 515 \times \frac{\pi \times 80^2}{4} = 155320340,8 \left(\frac{mm^3}{ph} \right) \approx 155 \left(\frac{l}{ph} \right)$$

⇒ Bỏ qua rò rỉ không đáng kể, lưu lượng khi đi qua bơm để đến cơ cấu chấp hành là: $Q_b = (1,1 \div 1,2) Q_1 = 1,15 \times 155 = 178,25 \left(\frac{l}{ph} \right)$

- Lưu lượng cần cung cấp cho hành trình công tác hạ được tính bằng công thức:

$$Q_2 = A_2 \times v$$

- Với Q_2 - Lưu lượng cần cung cấp trong hành trình công tác, v - vận tốc hạ tải trong hành trình công tác, A_2 - Diện tích làm việc của piston
- Mà $A_2 = \frac{\pi \times (D^2 - d^2)}{4} = \frac{\pi \times (80^2 - 50^2)}{4} = 3063,05 \text{ (mm}^2\text{)}$
- Dựa vào tài liệu tham khảo thì ta tốc độ hạ tải của xe là $v = 420$ mm/s nên lưu lượng qua xi lanh khi xe làm việc là

$$\Rightarrow Q_2 = 3063,05 \times 420 \times 60 = 77188931,5 \left(\frac{mm^3}{ph} \right) \approx 77 \left(\frac{l}{ph} \right)$$

- Công suất của cơ cấu chấp hành

$$N = \frac{F_n \times v}{10^3} \text{ [kW]} \quad (4.4)$$

+ Trong đó F_n - Lực nâng tải trọng cần thiết (N)

v - Vận tốc nâng trong hành trình công tác (m/s)

$$\Rightarrow \text{Nên } N = \frac{42281,2 \times 0,515}{10^3} = 21,7 \text{ [kW]}$$

- Công suất thủy lực

$$P = \frac{p \times Q_1}{600} \text{ [kW]} \quad (4.5)$$

+ Trong đó: p - Áp suất dầu làm việc trong xi lanh (bar)

Q_1 - Lưu lượng công tác nâng (l/ph)

$$\text{Nên } P = \frac{130 \times 155}{600} = 33,58 \text{ [kW]}$$

4.2.4.2 Xi lanh nghiêng

- Dựa vào tài liệu của xe tham khảo Komatsu FD30T ta có thời gian để xi lanh nghiêng thực hiện quá trình đẩy là 3 giây, với thông số hành trình của piston đã chọn là 200 (mm), ta có được vận tốc chuyển động trong hành trình công tác:

$$V_{max} = \frac{200}{3} = 66,67 \text{ (mm/s)} = 4000 \text{ (mm/ph)}$$

- Lưu lượng công tác đẩy

$$Q_1 = A_1 \times v \left[\frac{l}{ph} \right] \quad (4.6)$$

- Với Q_1 - Lưu lượng cần cung cấp trong hành trình công tác, v – Vận tốc đẩy tải trong hành trình công tác, A_1 – Diện tích làm việc của piston

$$\text{Mà } A_1 = \frac{\pi \times D^2}{4} = \frac{\pi \times 50^2}{4} = 1963,5 \text{ (mm}^2\text{)}$$

$$\Rightarrow \text{Nên } Q_1 = 1963,5 \times 4000 = 7854000 \left(\frac{\text{mm}^3}{ph} \right) \approx 7,8 \left(\frac{l}{ph} \right)$$

- Lưu lượng công tác kéo

$$Q_2 = A_2 \times v$$

- Với Q_2 – Lưu lượng cần cung cấp trong hành trình công tác, v – vận tốc kéo tải trong hành trình công tác, A_2 – Diện tích làm việc của piston

$$\text{Mà } A_2 = \frac{\pi \times (D^2 - d^2)}{4} = \frac{\pi \times (50^2 - 28^2)}{4} = 1347,74 \text{ (mm}^2\text{)}$$

$$\Rightarrow \text{Nên } Q_2 = 1347,74 \times 4000 = 5390972,9 \left(\frac{\text{mm}^3}{ph} \right) \approx 5,4 \left(\frac{l}{ph} \right)$$

- Công suất cơ cấu chấp hành

$$N = \frac{F_n \times v}{10^3} \text{ [kW]} \quad (4.7)$$

+ Trong đó F_n – Lực nâng tải trọng cần thiết (N)

v – Vận tốc nâng trong hành trình công tác (m/s)

$$\Rightarrow \text{Nên } N = \frac{42281,2 \times 0,067}{10^3} = 2,81 \text{ [kW]}$$

- Công suất thủy lực

$$P = \frac{p \times Q_1}{600} \text{ [kW]} \quad (4.8)$$

+ Trong đó p – Áp suất dầu làm việc trong xi lanh (bar)

Q_1 - Lưu lượng công tác nâng (l/ph)

$$\text{Nên } P = \frac{130 \times 7,8}{600} = 1,69 \text{ [kW]}$$

4.2.5 Xác định chiều dày thành xi lanh

4.2.5.1 Xi lanh nâng hạ thủy lực

- Chiều dày S_2 của thành xi lanh được xác định theo công thức

$$S_{t2} = \frac{p \times D}{230 \times [\sigma] - p} + C \text{ (mm)} \quad (4.9)$$

+ Trong đó

D – Đường kính piston, mm

p – Áp suất dầu thủy lực trong xi lanh khi làm việc, Kg/cm²

[σ] - Ứng suất cho phép trên thành xi lanh, Kg/mm²

C – Đại lượng bổ sung cho chiều dày tối thiểu thành xi lanh, theo tài liệu [10] ta có với xi lanh nâng hạ với đường kính piston D = 80 (mm)

D, mm	Đến 30	30 – 80	80 – 120	120 – 180
C, mm	0,5	0,7	0,8	1,0

- Theo bảng ta chọn C = 0,7
- Giá trị ứng suất cho phép được tính:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_b}{n} \cdot \eta \text{ (Kg/mm}^2\text{)} \quad (4.10)$$

+ Trong đó

σ_b – giới hạn bền của vật liệu làm xy lanh, Kg/mm²

n – hệ số an toàn, thường n = 3

η – hệ số độ bền của mối hàn

- Theo sách [10] ta có giới hạn bền σ_b < 90 kG/mm² khi áp suất của chất lỏng làm việc nhỏ hơn 200 Kg/cm²

⇒ Ta chọn σ_b = 70 Kg/mm²

- Hệ số độ bền mối hàn η = 0,9 [10]
- Do đó $[\sigma] = \frac{\sigma_b}{n} \cdot \eta = \frac{70}{3} \cdot 0,9 = 21 \text{ (Kg/mm}^2\text{)}$
- Thay vào công thức (4.9) ta có chiều dày thành xi lanh:

$$S_{t2} = \frac{130 \times 80}{230 \times 21 - 130} + 0,7 = 6,5 \text{ (mm)}$$

- Ta lấy chiều dày thành xi lanh là S_{t2} = 7 (mm)

4.2.5.2 Xi lanh nghiêng

- Chiều dày S_{t2} của thành xi lanh được xác định theo công thức

$$S_{t2} = \frac{p \times D}{230 \times [\sigma] - p} + C \text{ (mm)} \quad (4.11)$$

+ Trong đó

D – Đường kính piston, mm

p – Áp suất dầu thủy lực trong xi lanh khi làm việc, Kg/cm²

$[\sigma]$ - Ứng suất cho phép trên thành xi lanh, Kg/mm²

C – Đại lượng bổ sung cho chiều dày tối thiểu thành xi lanh, theo tài liệu [10] ta có với xi lanh nâng hạ với đường kính piston $D = 50$ (mm)

D, mm	Đến 30	30 – 80	80 – 120	120 – 180
C, mm	0,5	0,7	0,8	1,0

- Theo bảng ta chọn $C = 0,7$
- Giá trị ứng suất cho phép được tính:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_b}{n} \cdot \eta \text{ (Kg/mm}^2\text{)} \quad (4.12)$$

+ Trong đó

σ_b – giới hạn bền của vật liệu làm xy lanh, Kg/mm²

n – hệ số an toàn, thường $n = 3$

η – hệ số độ bền của mối hàn

- Theo tài liệu [10] ta có giới hạn bền $\sigma_b < 90 \text{ kG/mm}^2$ khi áp suất của chất lỏng làm việc nhỏ hơn 200 Kg/cm^2

⇒ Ta chọn $\sigma_b = 70 \text{ Kg/mm}^2$

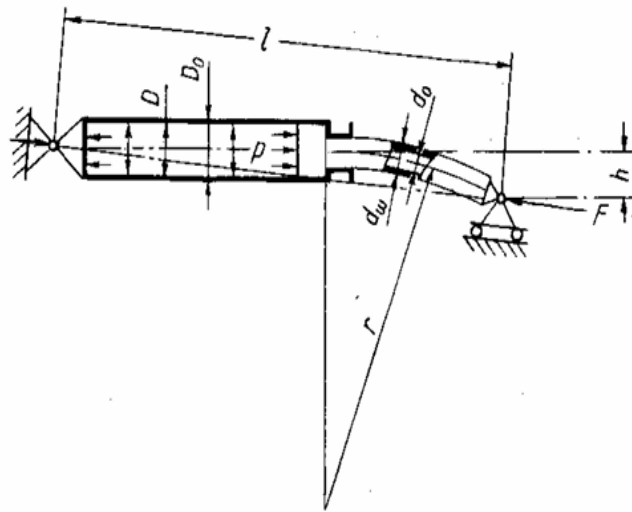
- Hệ số độ bền mối hàn $\eta = 0,9$
- Do đó $[\sigma] = \frac{\sigma_b}{n} \cdot \eta = \frac{70}{3} \cdot 0,9 = 21 \text{ (Kg/mm}^2\text{)}$
- Thay vào công thức (4.11) ta có chiều dày thành xi lanh:

$$S_{t2} = \frac{130 \times 50}{230 \times 21 - 130} + 0,7 = 4,9 \text{ (mm)}$$

- Ta lấy chiều dày thành xi lanh là $S_{t2} = 5 \text{ (mm)}$

4.2.6 Tính toán độ ổn định của xi lanh

- Dưới tác dụng của áp suất chất lỏng làm việc và của tải trọng bên ngoài, các xy lanh thủy lực làm việc như một dầm chịu nén-uốn có tiết. diện thay đổi. Trong thực tế thường gặp các xy lanh được kẹp chặt với khớp bản lề chịu tác dụng của lực nén dọc F (hình 5.2). Khi lực nén dọc F bằng lực tới hạn F_{th} ($F = F_{th}$), sẽ xuất hiện độ võng h trên xy lanh và nếu tiếp tục tăng tải trọng lên với giá trị không lớn cũng có thể phá hủy xy lanh. Lực tới hạn F_{th} có thể được coi là lực phá hủy.



Hình 4.9 Biến dạng của xi lanh khi uốn dọc

- Ta có:

$$F_{CF} = \frac{F_{th}}{k \cdot n_o} \quad (4.13)$$

+ Trong đó: k – Hệ số tính tới khả năng tăng ứng suất trong hệ thống thủy lực, chọn $k = 1,15$

n_o – Hệ số an toàn về ổn định phụ thuộc vào vật liệu và công dụng của xi lanh, ta chọn $n_o = 3$

- Lực phá hủy được xác định như sau

$$F_{th} = \xi F_a \quad (4.14)$$

+ Trong đó: F_a - Lực tới hạn đối với xy lanh có tiết diện không đổi

ξ – Hệ số tính đến sự thay đổi của tiết diện xy lanh (chọn $\xi = 0,8$)

σ_{th} - ứng suất tới hạn. Dựa theo TL [Truyền dẫn thủy lực trong chế tạo máy], để chọn được giá trị σ_{th} ta phải xác định được giá trị l/i

+ Trong đó: l – Chiều dài toàn bộ của xi lanh, $l = 1775$ (mm)

i – Bán kính quán tính ($i = \sqrt{\frac{J}{f}}$)

- Ta có:

$$f = \frac{\pi}{4} (D_o^2 - D^2) = \frac{\pi}{4} (87^2 - 80^2) = 918,13 \text{ mm}^2$$

$$J = \frac{\pi}{64} (D_o^4 - D^4) = \frac{\pi}{64} (87^4 - 80^4) = 801585,3 \text{ mm}^4$$

$$\Rightarrow i = \sqrt{\frac{J}{f}} = \sqrt{\frac{801585,3}{918,13}} = 29,55$$

$$\Rightarrow l/i = 1775/29,55 \approx 60$$

- Ta chọn được giá trị $\sigma_{th} = 48 \text{ Kg/mm}^2$
- Nên $F_a = \sigma_{th} \cdot f = 48 \times 918,13 = 44070,24 \text{ (Kg)} = 432,4 \text{ (KN)}$
- Vậy lực phá hủy: $F_{th} = 0,8 \times 432,4 = 345,92 \text{ (KN)}$
- $\Rightarrow F_{CF} = \frac{F_{th}}{k \cdot n_o} = \frac{345,92}{1,15 \times 3} = 100,27 \text{ (KN)}$

4.2.6.1 Tính bền cần piston

4.2.6.1.1 Xi lanh nâng hạ

- Cần piston là một thanh chịu nén đúng tâm, để đảm bảo sự làm việc của thanh chịu nén thì ứng suất trên mặt cắt ngang có nó không được vượt quá ứng suất cho phép, ta có công thức tính toán sau:

$$\sigma = \frac{N}{F} \leq [\sigma] \quad (4.15)$$

+ Trong đó: N – Lực dọc

F – Tiết diện cần piston

- Ta lại có $N = F_t = 42281,2 \text{ (N)} = 42,28 \text{ (KN)}$
- Và $F = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{\pi \times 50^2}{4} = 1963,5 \text{ (mm}^2\text{)}$
- $\Rightarrow$ Nên $\sigma = \frac{N}{F} = \frac{42281,2}{1963,5} = 21,5 \text{ (N/mm}^2\text{)}$
- Ta chọn vật liệu chế tạo là thép C45 có $[\sigma] = 49 \text{ (Kg/mm}^2\text{)} = 480,6 \text{ (N/mm}^2\text{)}$
- $\Rightarrow$ Thỏa mãn điều kiện bền

4.2.6.1.2 Xi lanh nghiêng

- Tương tự như xi lanh nâng hạ thì ta vẫn có công thức tính bền sau:

$$\sigma = \frac{N}{F} \leq [\sigma] \quad (4.16)$$

+ Trong đó: N – Lực dọc

F – Tiết diện cần piston

- Ta lại có $N = F_t = 42281,2 \text{ (N)} = 42,28 \text{ (KN)}$

- Và $F = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{\pi \times 28^2}{4} = 615,75 \text{ (mm}^2\text{)}$

⇒ Nên $\sigma = \frac{N}{F} = \frac{42281,2}{615,75} = 68,66 \text{ (N/mm}^2\text{)}$

- Ta chọn vật liệu chế tạo là thép C45 có $[\sigma] = 49 \text{ (Kg/mm}^2\text{)} = 480,6 \text{ (N/mm}^2\text{)}$

⇒ Thỏa mãn điều kiện bền

- Ta được các thông số sau:

+ Xi lanh nâng hạ

Áp suất làm việc tối đa	210 bar
Áp suất làm việc	130 bar
Đường kính ống	92/80 mm
Đường kính piston	80 mm
Đường kính ti	50 mm
Hành trình	1300 mm
Kiểu lắp	MP5 (Tai bi cầu)
Tốc độ làm việc tối đa	0,5 m/s

+ Xi lanh nghiêng

Áp suất làm việc tối đa	160 bar
Áp suất làm việc	130 bar
Đường kính ống	60/50 mm
Đường kính piston	50 mm
Đường kính ti	28 mm
Hành trình	200 mm
Kiểu lắp	MP5 (Tai bi cầu)
Tốc độ làm việc tối đa	0,5 m/s

⇒ Chọn van phân phối

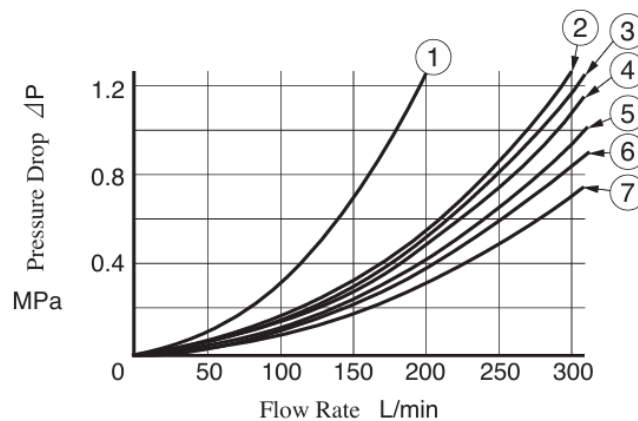
- Van phân phối 4/3 của hãng YUKEN

- Mã sản phẩm: DSHS-04-3C2

- Ta có các thông số sau

+ Lưu lượng tối đa: 178,25 l/ph

+ Áp suất làm việc tối đa: 130 bar



Hình 4.10 Tổn thất áp suất của van phân phối

● DSHG-04

Spool Type	Pressure Drop Curve Number				
	P→A	B→T	P→B	A→T	P→T
2	⑤	④	⑤	⑥	—
3	⑤	③	⑤	⑤	⑦
4	⑤	③	⑤	⑤	—
40	⑤	④	⑤	⑥	—
5	⑦	④	⑤	⑤	⑤
6	⑤	③	⑤	⑥	①

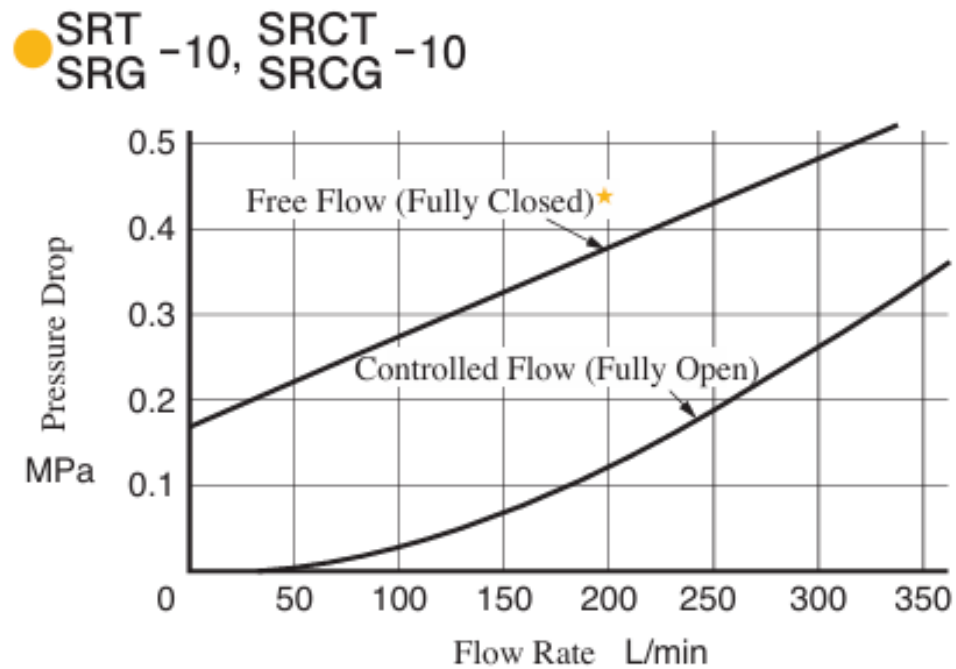
Hình 4.11 Bảng tra tổn thất áp suất van phân phối

- Trong quá trình nén, dầu đi theo cổng P-A nên ta tra đường số 5, lưu lượng qua van bằng 178,25 (l/ph) nên ta được $\Delta P_{pp1} = 0,4 \text{ MPa} = 4 \text{ bar}$

- Trong quá trình dầu hồi, dầu đi theo cổng B-T nên ta tra đường số 4, lưu lượng qua van bằng 77 (l/ph) nên ta được $\Delta P_{pp2} = 0,15 \text{ MPa} = 1,5 \text{ bar}$

⇒ Chọn van tiết lưu cân bằng

- Chọn van hãng YUKEN
- Mã sản phẩm: SRCT-10
- Lưu lượng tối đa: 230 l/ph
- Áp suất tối đa: 25 MPa
- Khối lượng: 9,1 Kg



Hình 3.10 Tổn thất áp suất trên van tiết lưu một chiều

- Lưu lượng khi đi qua van được kiểm soát là 155 l/ph nên ta tra đường Controlled Flow trên hình, ta được $\Delta P_{tl} = 0,07 \text{ MPa} = 0,7 \text{ bar}$

4.3 Tính tổn thất và chọn bơm thủy lực

4.3.1 Nhiệm vụ của bơm thủy lực

- Bơm thủy lực có nhiệm vụ chuyển đổi năng lượng cơ học thành năng lượng thủy lực cung cấp cho các phụ tải chuyển động quay

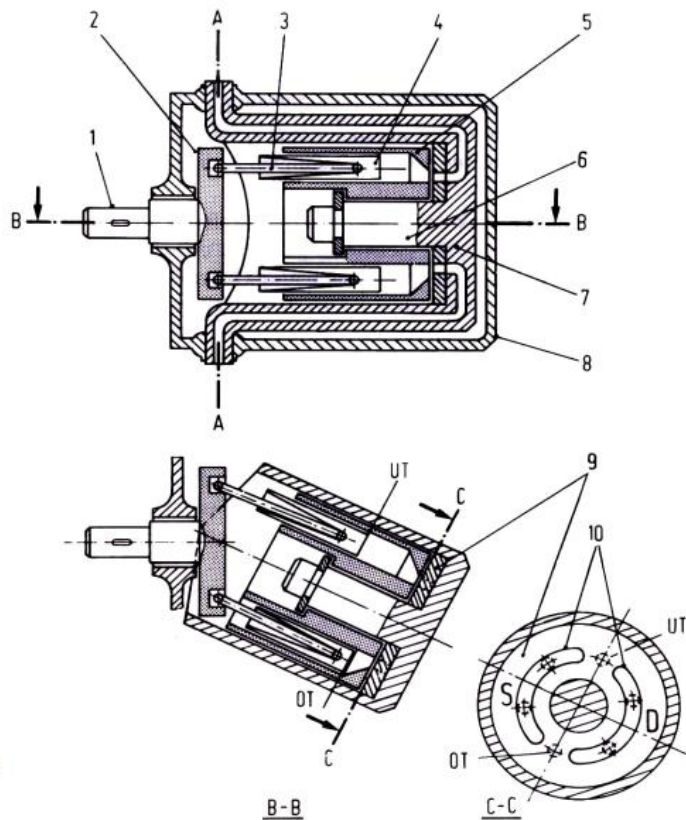
4.3.2 Phân loại bơm

4.3.2.1 Bơm piston hướng trục

a) Bơm piston hướng trục trục nghiêng

- Đây là dạng cấu trúc cổ nhất của máy thủy lực piston dọc trục, cấu trúc tiêu biểu nhất là dạng vỏ nghiêng chuyển động lắc tương đối so với trục, ngoài ra cũng có thể bố trí đĩa chủ động chuyển động lắc tương đối so với trục của vỏ.

- + Cấu tạo và hoạt động: Máy trục nghiêng tiêu biểu nhất được trình bày trên hình 4.9. Trục chủ động 1 được nối cứng với đĩa chủ động. Khối xy lanh 5 có chứa các pít tông 4 có thể quay được trên chốt 6. Pít tông được truyền chuyển động từ đĩa chủ động qua cần pít tông 3. Chốt 6 được nối cứng trong vỏ lắ 7 bên trong vỏ ngoài 8. Vỏ lắ 7 được lắp đặt để có thể lắ quanh trục A -A.



- 1 - Trục chủ động
- 2 - Đĩa chủ động
- 3 - Cần piston
- 4 - Piston
- 5 - Khối xilanh
- 6 - Chốt tựa
- 7 - Vỏ lắ
- 8 - Vỏ cố định
- 9 - Đĩa điều khiển
- 10 - Rãnh điều khiển
- S - Phía nạp
- D - Phía đẩy

Hình 4.12 Bơm piston hướng trục trục nghiêng

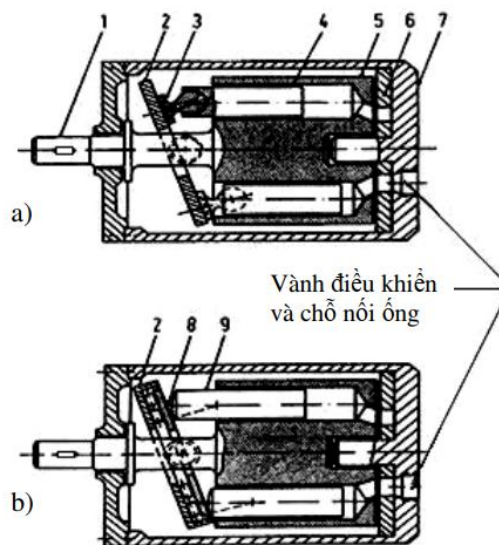
- Khi hoạt động ở chế độ bơm, trục 1 được truyền chuyển động quay, do đó đĩa chủ động 2, cần pít tông 3, pít tông 4 và cả khối xy lanh 5 cũng quay theo. Nếu vỏ lắ 7 quay như hình vẽ trên mặt cắt B -B, thì sẽ tạo ra chuyển động tịnh tiến của tất cả các pít tông có trong khối xy lanh. Khi khối xy lanh quay được 180° thì pít tông bên trên trong hình vẽ mặt cắt B -B chuyển động từ điểm chết dưới đến điểm chết trên và cung cấp một dòng dầu thành phần.
- Trong nửa vòng quay tiếp theo dầu lại được nạp vào. Khoảng một nửa số pít tông thực hiện hành trình đẩy còn nửa kia thực hiện hành trình nạp. Cửa nạp và cửa đẩy của bơm được nối qua các rãnh nạp và rãnh đẩy 10 trên đĩa điều khiển 9 đến phần nạp và đẩy của các xilanh.
- Đặc điểm cấu trúc: Đĩa điều khiển ngoài việc điều khiển xi lanh từ phía nạp sang phía đẩy và ngược lại thì đĩa điều khiển còn có nhiệm vụ định hướng

dọc trục cho khối xi lanh, một trong hai rãnh điều khiển như rãnh S phải được nối với đường ống nạp, rãnh D được nối với đường ống đẩy

- Cần lưu ý rằng số piston không nên là số chẵn mà phải chọn số lẻ để giữ các xung áp suất và lượng nhỏ nhất có thể.
- Nhược điểm: Chi phí chế tạo lớn, xuất hiện hao tổn lớn vì dòng dầu được dẫn từ phía đẩy sang phía nạp qua rất nhiều đoạn cong dài.

b) Bơm piston rotor hướng trục đĩa nghiêng

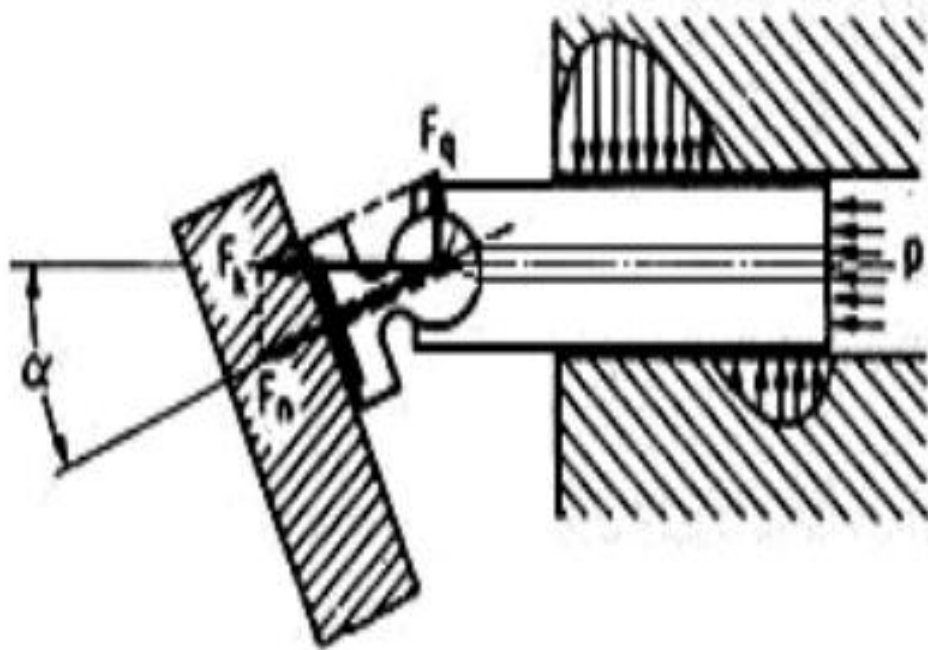
- Bơm piston rotor hướng trục đĩa nghiêng đã được sản xuất với số lượng lớn sau năm 1950. Có thể phân biệt bơm piston hướng trục đĩa nghiêng theo hai loại: bơm piston hướng trục đĩa nghiêng để trượt và bơm piston hướng trục đĩa nghiêng có đuôi pít tông chỏm cầu.
- Cấu tạo và hoạt động trên các bơm piston hướng trục đĩa nghiêng khối xi lanh 5 (hình 4.10) được nối cứng với trục chủ động 1. Đĩa nghiêng 2 được nối cứng với vỏ 7. Piston 4 không có cần piston mà tựa qua đế trượt 3 hoặc tựa trực tiếp qua đuôi pít tông vào đĩa nghiêng 2. Để giảm ma sát khi truyền lực giữa đuôi piston và đĩa nghiêng thông thường người ta lắp thêm một đĩa con lăn 8. Nếu trục chủ động 1 và xi lanh 5 quay thì các piston sẽ được truyền chuyển động tịnh tiến. Nhờ có đủ áp suất dầu ở phía áp suất thấp hoặc là nối với bộ phận giữ áp suất thấp nên đảm bảo không xuất hiện mất liên kết giữa đế trượt, đuôi piston và đĩa nghiêng hoặc đĩa con lăn.



Hình 4.13 Bơm piston hướng trục đĩa nghiêng

a) Bơm đĩa nghiêng để trượt b) Bơm đĩa nghiêng có đuôi piston chỏm cầu

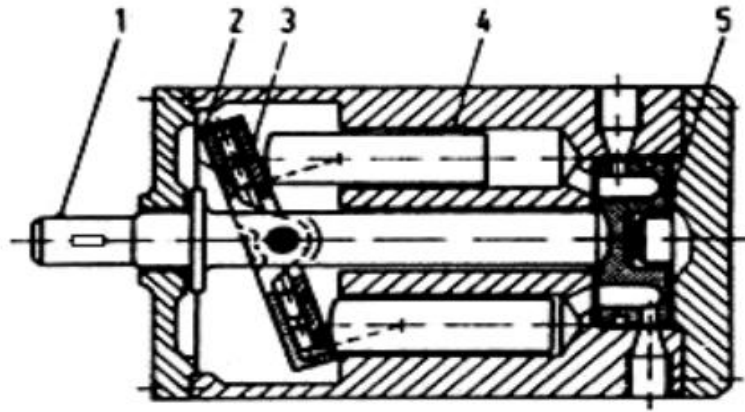
- Đặc điểm cấu trúc: Lực ngang luôn gây khó khăn cho các nhà thiết kế ở giai đoạn phát triển bơm thủy lực đĩa nghiêng, do luôn có điểm đặt lực ngoài diện tích trượt của piston nên lực ngang tạo ra áp lực cục bộ lớn giữa piston và xilanh, là nguyên nhân làm cho lực ma sát lớn và thường gặp nhất trong các trường hợp sử dụng là tạo ra ma sát nửa ướt. Cũng do lực ngang lớn nên gây ra tải trọng ngang lên khối xi lanh dẫn đến lệch khe hở giữa khối xi lanh và đĩa điều khiển dẫn đến tang hao tổn. Để khắc phục tình trạng trên thì cần phải tính toán thiết kế đỡ khối xi lanh sao cho đĩa điều khiển không phải chịu momen lật.



Hình 4.14 Phân tích lực tại khớp đế trượt

c) Bơm piston dọc trục đĩa lắc

- Một thí dụ về bơm piston dọc trục đĩa lắc được mô tả trên hình 4.12, piston 4 được bố trí trong một khối xy lanh cố định, còn đĩa lắc 2 và đĩa điều khiển 5 được nối cứng và quay theo trục chủ động 1. Đuôi piston dạng chỏm cầu luôn tựa vào đĩa lắc qua một đĩa con lăn trung gian 3. Khi trục chủ động và đĩa lắc quay làm cho piston chuyển động tịnh tiến và đĩa điều khiển quay. Nhờ đó phần nạp và phần đẩy sẽ được nối với đầu nối vào và ra của máy thủy lực thông qua các rãnh điều khiển.
- Máy piston hướng trục đĩa lắc là loại máy thủy lực đơn giản, nhỏ gọn, có hao tổn lọt dòng nhỏ và hiệu suất tương đối cao. Nhược điểm của máy là có giá thành cao.

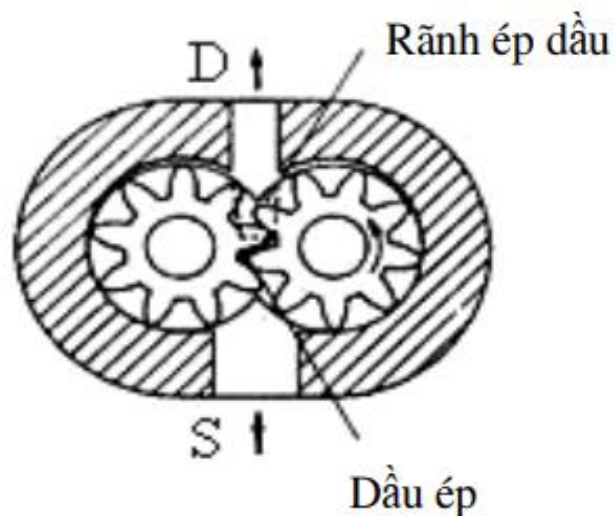


Hình 4.15 Bơm piston dọc trục đĩa lắc

4.3.2.2 Bơm bánh răng

a) Bơm bánh răng ăn khớp ngoài

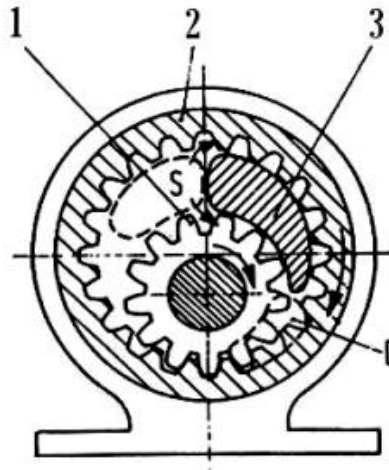
- Bơm bánh răng ăn khớp ngoài cấu tạo cơ bản từ hai bánh răng ăn khớp với nhau, trong đó một bánh răng chủ động và một bánh răng bị động (hình 4.13).
- Dầu áp suất cao được cung cấp theo các không gian tạo bởi các rãnh răng và vỏ khi các bánh răng quay. Khi một răng dịch chuyển khỏi vùng nạp cùng với một rãnh răng, xuất hiện một sự tăng thể tích trong không gian nạp, giảm áp suất, tạo nên một tác động hút dầu.
- Dầu được cuốn theo rãnh răng đưa đến làm tăng áp suất trong không gian áp suất cao. Các không gian cuốn dầu được làm kín ở các mặt bên. Để tránh việc nén ép dầu và nhờ đó tránh được các đỉnh áp suất khi các cặp răng vào ăn khớp người ta thường tạo ra các rãnh thoát tải ở vỏ hoặc vỏ ổ đỡ.



Hình 4.16 Bơm bánh răng ăn khớp ngoài

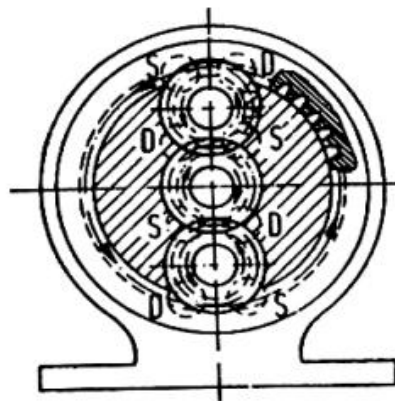
b) Bơm bánh răng ăn khớp trong

- Trên hình 4.14 giới thiệu bơm bánh răng ăn khớp trong. Bánh răng chủ động 1 quay truyền cho vành răng trong 2 quay theo. Dầu thủy lực được cuốn theo không gian giữa rãnh răng và vành nạp 3. Trên bơm bánh răng ăn khớp trong cũng có cấu trúc, khe hở dọc trục và hướng kính tự lựa thủy lực. Trong thực tế người ta còn sử dụng máy bánh răng ăn khớp trong nhiều cấp (hình 4.15).



Hình 4.17 Bơm bánh răng ăn khớp trong

- Thông thường các bánh răng được sử dụng là bánh răng trụ răng thẳng, với các dạng răng khác nhau (răng thân khai, răng Trochoid).
- Do bố trí lệch tâm lớn giữa bánh răng chủ động với vành răng trong nên với cùng một thể tích làm việc, bơm bánh răng ăn khớp trong sẽ có kết cấu nhỏ gọn hơn bơm bánh răng ăn khớp ngoài. Ngoài ra còn cho phép chiều dài ăn khớp lớn và do đó làm kín tốt hơn giữa vùng áp suất cao với vùng nạp cũng như giảm đáng kể tính chất xung áp suất, lưu lượng và tiếng ồn so với bơm bánh răng ăn khớp ngoài.



Hình 4.18 Bơm bánh răng nhiều cấp

⇒ **Phương án thiết kế:** Thiết kế bơm piston rotor hướng trục đĩa nghiêng

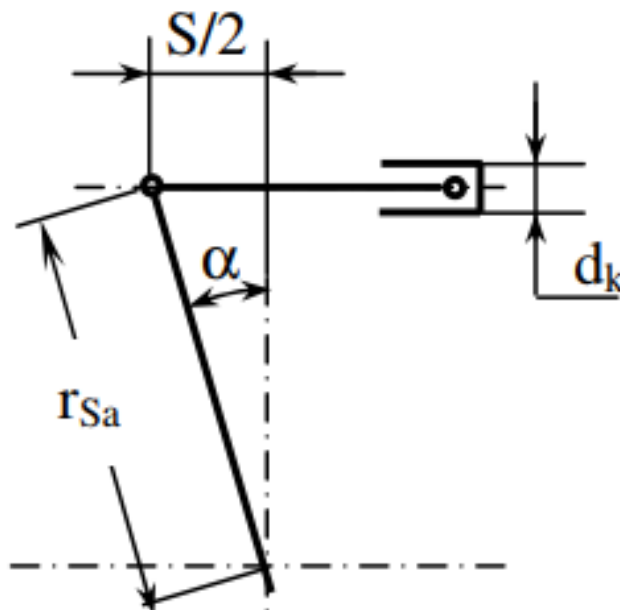
4.3.2.3 Các chế độ làm việc của bơm

- Làm việc độc lập: Một xi lanh nâng làm việc, hai xi lanh nghiêng đứng yên hoặc hai xi lanh nghiêng làm việc và xi lanh nâng đứng yên
- Làm việc song song: Cả ba xi lanh đều làm việc
- ➔ Trong thực tế để đảm bảo an toàn cho hàng hoá và người điều khiển phương tiện thì khi nâng hàng người điều khiển xe nâng không sử dụng đến xi lanh nghiêng, khi nâng đến độ cao cần thiết thì tạm dừng hoạt động của xi lanh nâng mà chỉ dùng xi lanh nghiêng để trút hàng. Do vậy thiết kế bơm sẽ lấy trường hợp làm việc độc lập.
- Ta có lưu lượng thực tế bơm cần phải cung cấp là: $Q_b = 178,25 \text{ (l/ph)}$

4.3.3 Tính toán tổn thất và chọn bơm

4.3.3.1 Tính thể tích làm việc của bơm

- Thể tích làm việc là thể tích dầu do bơm cung cấp trong một vòng quay, thể tích làm việc được tính toán theo kích thước của bơm piston hướng trục
- Đối với bơm piston trục nghiêng thì hành trình của piston được xác định theo giáo trình [8], ta có:



Hình 4.19 Sơ đồ xác định thể tích làm việc của bơm

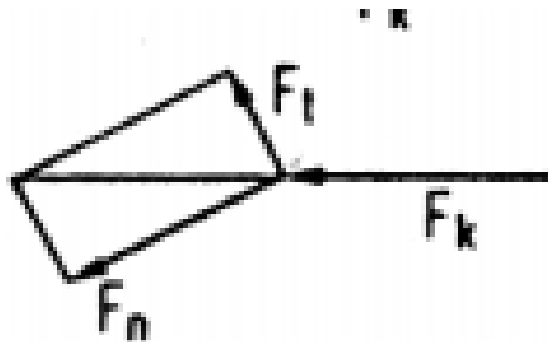
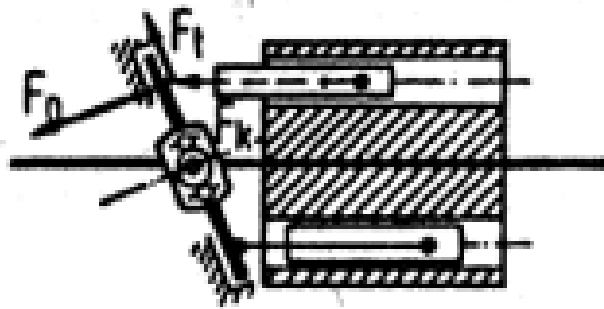
- Ta có: $S = 2r_{sa} \sin(\alpha)$
- Từ đó ta có thể tích làm việc cho bơm piston hướng trục đĩa nghiêng có $z = 9$ xi lanh với diện tích A_k sẽ là:

$$V = zSA_k = \frac{z}{2}\pi d_k^2 r_{sa} \sin(\alpha) = \frac{9}{2} \times \pi \times 28^2 \times 70 \times \sin(15) = 200804,1 \text{ (mm}^3\text{)} = 0,2 \text{ (dm}^3\text{)}$$

4.3.3.2 Xác định momen quay trung bình

- Ta có lực truyền đến piston F_k được phân tích thành lực ngang F_t và lực pháp tuyến F_n
- Momen quay trung bình trên trục truyền từ bơm thủy lực được xác định theo công thức:

$$M = \frac{z}{2} \frac{1}{\pi} \int_0^\pi F_t r_{sa} \sin(\alpha) d\alpha = \frac{z}{2} \frac{1}{\pi} F_t 2r_{sa} \quad (4.17)$$



- Thay $F_t = F_k \sin(\alpha) = p \times \frac{\pi d_k^2}{4} \sin(\alpha)$ vào phương trình (4.17) ta nhận được:

$$M = \frac{z}{4} p d_k^2 r_{sa} \sin(\alpha) = \frac{9}{4} \times 130 \times 28^2 \times 70 \times \sin(15) = 135466,8 \text{ (N.mm)} = 135 \text{ (N.m)}$$

4.3.3.3 Tính chọn đường ống

- Chọn dầu thủy lực CITGO có:
 - + Độ nhớt động học $\nu = 32 \text{ cSt}$
 - + Trọng lượng riêng $\gamma = 860 \text{ kg/m}^3$
 - + Sử dụng ống dẫn dầu là ống cao su mềm có $\varepsilon = 0,01$
- Theo Giáo trình truyền động thủy khí, ta chọn $V_h = 3 \left(\frac{m}{s}\right)$ và $V_n = 6 \left(\frac{m}{s}\right)$
- Lượng lưu lượng của bơm $Q_b = 175,28 \left(\frac{l}{ph}\right)$

- Từ công thức tính lưu lượng ta tính đường kính ống hút:

$$d_1 = \sqrt{\frac{4Q_b}{\pi V_h}} = \sqrt{\frac{4 \times \frac{178,25}{60000}}{3\pi}} = 0,035 \text{ (m)} \quad (4.19)$$

⇒ Chọn $d_1 = 35 \text{ (mm)}$

- Đường kính đường ống đẩy:

$$d_2 = \sqrt{\frac{4Q_b}{\pi V_n}} = \sqrt{\frac{4 \times \frac{178,25}{60000}}{6\pi}} = 0,025 \text{ (m)} \quad (4.20)$$

⇒ Chọn $d_2 = 25 \text{ (mm)}$

4.3.3.4 Tổn thất từ bơm đến điểm B (đoạn 1-2)

- Theo [6] ta có được hệ số Reynolds:

$$R_e = \frac{V_n \times d_2}{\nu} = \frac{6 \times 0,025}{32 \times 10^{-6}} = 4688$$

⇒ Vì $R_e = 4688 > 3000$ nên chảy rối

- Từ công thức Colebrook ta được:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log\left(\frac{\frac{\varepsilon}{d_2}}{3,7} + \frac{2,51}{R_e \times \sqrt{\lambda}}\right) \quad (4.21)$$

⇒ Nên hệ số ma sát của ống $\lambda = 0,0385$

- Tổn thất trên đoạn (1-2)

$$\Delta P_{d1} = \left(\lambda \frac{l_1}{d_2} + \varepsilon_A + 8\varepsilon_n \right) \frac{\rho V_n^2}{2g}$$

⇒ Nên $\Delta P_{d1} = \left(0,0385 \frac{2500}{25} + 1 + 8 \times 0,1 \right) \frac{860 \times 6^2}{2 \times 9,81} = 8915,6 \text{ kg/m}^2 = 0,895 \text{ bar}$

Trong đó: l_1 – Chiều dài đoạn ống dầu thủy lực từ bơm đến 1

ε_A – Hệ số tổn thất cục bộ tại A, chọn theo [8]

ε_n – Hệ số tổn thất tại các khớp nối, chọn theo [8]

Nên tổn thất áp suất trên đoạn 1-2

$$\Delta P_{12} = \Delta P_{d1} + \Delta P_{pp} = 0,895 + 4 = 4,985 \text{ bar}$$

Trong đó: $\Delta P_{pp} = 0,4 \text{ MPa}$ – Áp suất tổn thất qua van phân phối

4.3.3.5 Tính tổn thất từ 2 đến dưới xi lanh

- Lưu lượng khi đi qua van tiết lưu được điều chỉnh $Q = 155 \text{ (l/ph)}$
- Vận tốc dầu trong đường ống

$$V_{23} = \frac{4Q}{\pi D^2} = \frac{4 \times \frac{155}{60000}}{\pi \times 0,025^2} = 5,27 \left(\frac{m}{s} \right)$$

- Theo [9] ta có được hệ số Reynolds:

$$R_e = \frac{V_{23} \times d_2}{\nu} = \frac{5,27 \times 0,025}{32 \times 10^{-6}} = 4117 > \text{Chảy rối}$$

- Từ công thức Colebrook ta được:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log \left(\frac{\frac{\varepsilon}{d_2}}{3,7} + \frac{2,51}{R_e \times \sqrt{\lambda}} \right)$$

⇒ Nên hệ số ma sát của ống $\lambda = 0,027$

- Tổn thất áp suất trên đoạn 2-3

$$\Delta P_{23} = \Delta P_{tl} + \left(\lambda \frac{l_{23}}{d_2} + \varepsilon_{dm} + 2\varepsilon_n \right) \frac{\rho V_{23}^2}{2g}$$

$$\Delta P_{23} = 0,7 + \left(0,027 \frac{2500}{0,025} + 1 + 2 \times 0,1 \right) \times \frac{860 \times 5,27^2}{2 \times 9,81} = 328834 \text{ kg/m}^2 = 3,23 \text{ bar}$$

+ Trong đó: $\varepsilon_{dm} = 1$ – Hệ số tổn thất đột thu

$\Delta P_{tl} = 0,7$ – Tổn thất trên van tiết lưu

$l_{23} = 2500 \text{ mm}$ – Chiều dài đường ống 2-3

4.3.3.6 Tính tổn thất từ điểm trên xi lanh về thùng dầu (đoạn 3-4)

- Lưu lượng đầu ra xi lanh là $Q = 77 \text{ (l/ph)}$
- Vận tốc trên đường ống khi ra xi lanh

$$V_{34} = \frac{4Q}{\pi D^2} = \frac{4 \times \frac{77}{60000}}{\pi \times 0,025^2} = 2,61 \text{ (m/s)}$$

⇒ Nên hệ số Reynolds: $R_e = \frac{V_{34} \times d_2}{\nu} = \frac{2,61 \times 0,025}{32 \times 10^{-6}} = 2039 < 3000 \Rightarrow \text{Chảy tầng}$

- Hệ số ma sát của ống: $\lambda = \frac{64}{R_e} = \frac{64}{2039} = 0,031$
- Tổn thất áp suất đoạn 3-4

$$\Delta P_{34} = \Delta P_{tl} + \Delta P_{pp2} + \left(\lambda \frac{l_{34}}{d_2} + \varepsilon_{dt} + \varepsilon_C + 9\varepsilon_n \right) \frac{\rho V_{34}^2}{2g}$$

$$\Delta P_{34} = 2,2 + \left(0,031 \frac{2500}{0,025} + 0,5 + 2 + 9 \times 0,1 \right) \frac{860 \times 2,61^2}{2 \times 9,81} \times 9,81 \times 10^{-5} = 9,09 \text{ bar}$$

- Suy ra áp suất tại bơm là:

$$P_b = P_1 + \Delta P_{12} + \Delta P_{23} + \Delta P_{34} = 130 + 4,985 + 3,23 + 9,09 \approx 148 \text{ bar}$$

$$= 148 \times 10^5 \text{ N/m}^2$$

4.3.3.7 Xác định công suất trên trục truyền

- Khi tính toán thực tế cần phải tính đến hiệu suất bơm nên công suất thủy lực tính theo hiệu suất η :

$$N_{dc} = \frac{Q_b \times P_b}{\eta_Q \cdot \eta_{ck}} \quad (4.18)$$

+ Trong đó: Q_b – Lưu lượng bơm, $Q_b = 175,28 \left(\frac{l}{ph} \right) = 2,97 \times 10^{-3} \left(\frac{m^3}{s} \right)$

η_Q – Hiệu suất (%), ta chọn $\eta_Q = 0,98$

η_{CK} – Hiệu suất cơ và thủy lực, ta chọn: $\eta_{CK} = 0,93$

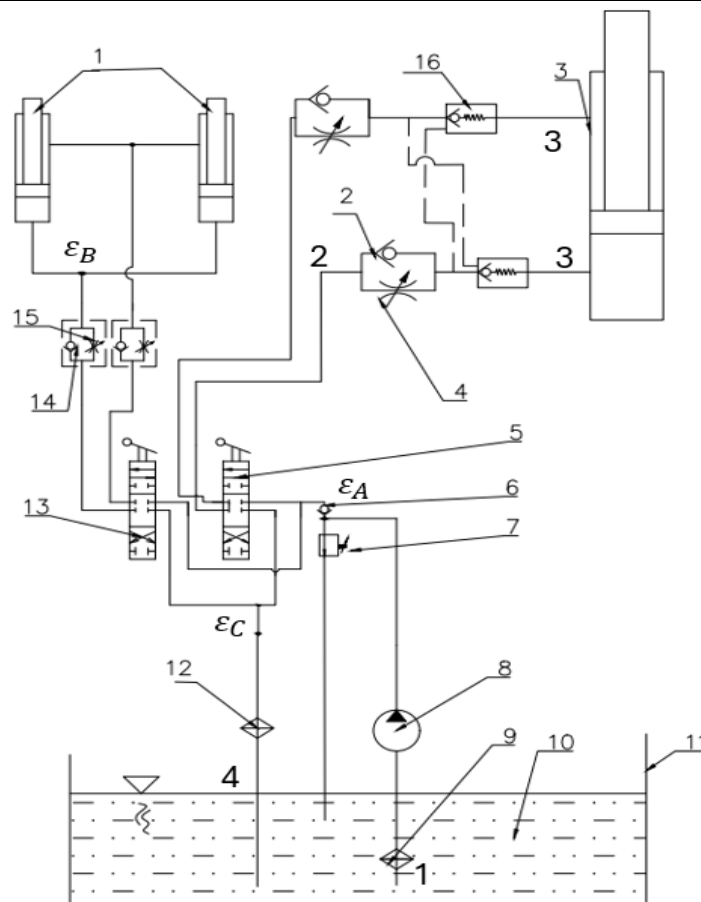
η – Hiệu suất toàn phần, $\eta = \eta_Q \cdot \eta_{CK} = 0,98 \times 0,93 = 0,91$

⇒ Nên công suất truyền động bơm là:

$$N_{dc} = \frac{Q_b \times P_b}{\eta} = \frac{2,97 \times 10^{-3} \times 148 \times 10^5}{0,91} = 48303 \text{ (W)} = 48,3 \text{ (kW)}$$

⇒ Ta chọn bơm:

Hãng bơm	LPV
Mã sản phẩm	LPV70
Momen xoắn đầu ra	162,3 Nm
Áp suất làm việc định mức	35 MPa
Tốc độ định mức	2500 (vòng/ph)
Công suất đầu ra	45 kW



Hình 4.20 Tính toán tổn thất

4.3.4 Tính toán thiết kế van an toàn

4.3.4.1 Xác định các thông số cơ bản

- Theo **Truyền dẫn thủy lực trong chế tạo máy**, ta xác định lưu lượng của van an toàn

$$Q = \mu f \sqrt{\frac{2g}{\gamma} \Delta P} \quad (4.22)$$

+ Trong đó: $Q = Q_b = 178,25 \frac{1}{\text{ph}} = 2,97 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ – Lưu lượng bơm

μ – Hệ số lưu lượng

$\Delta P = 9.09 \text{ bar}$ – Độ chênh áp suất trong van

f – Diện tích có ích của khe hở thông của van

$$f = \pi d h \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right) \times \left(1 - \frac{h}{2d} \sin(\alpha)\right) \quad (4.23)$$

- Để tránh hiện tượng kẹt khi đóng nút van phải đảm bảo $\alpha \geq 60^\circ$. Ta chọn $\alpha = 90^\circ$, vì h khá nhỏ so với d nên công thức tính được rút gọn như sau:

$$f = \pi \times d \times h \times \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right)$$

+ Trong đó: d – Đường kính lỗ vào van

h – Chiều cao nâng nút côn dọc theo đường trục của nó

α – Góc đỉnh mặt côn của nút van

- Dựa vào **Truyền dẫn thủy lực trong chế tạo máy**, ta chọn $h = 0,3d$ nên hệ số lưu lượng $\mu = 0,663$

$$\Rightarrow \text{Nên } f = \pi \times 0,3d^2 \times \sin\left(\frac{90}{2}\right) = 0,667d^2$$

- Thay vào (4.22) ta được

$$2,97 \times 10^{-3} = 0,663 \times 0,667d^2 \times \sqrt{\frac{2 \times 9,81 \times 9.09 \times 10^5}{860}}$$

$$\Rightarrow d = 16,9 \times 10^{-3} \text{ (m)}$$

$$\Rightarrow \text{Chọn } d = 18 \text{ (mm)} \text{ nên } h = 0,3 \times 18 = 5,4 \text{ (mm)}$$

4.3.4.2 Tính chọn lò xo van an toàn

- Theo **Truyền dẫn thủy lực trong chế tạo máy**, khi nút van mở ta có diện tích có ích của bề mặt nút van là:

$$F_e = \frac{\pi}{4} (d - (h \sin(2\beta)))^2 \quad (4.24)$$

$$F_e = \frac{\pi}{4} \times (0,018 - (0,0054 \times \sin(2 \times 45)))^2 = 3,08 \times 10^{-5} \text{ (m}^2\text{)}$$

$$+ \text{ Với } \beta = 90 - \frac{\alpha}{2} = 45^\circ$$

- Lực mở do van áp suất P_1 sinh ra

$$F_1 = P_1 \times F_e = 130 \times 10^5 \times 3,08 \times 10^{-5} = 408,2 \text{ (N)}$$

- Khi van tách khỏi lỗ đồng thời cũng có lực có xu hướng đóng kín nút van (ngược chiều F_1) nên lực này được xem như lực lò xo thủy lực

$$F_{td} = Q\rho(V_1 - V_2 \cos\left(\frac{\alpha}{2}\right)) \quad (4.25)$$

- + Trong đó: $V_1 = V_n = 6 \text{ m/s}$ – Vận tốc chất lỏng trước khe hở thông qua van
 V_2 – Vận tốc chất lỏng trong khe hở thông qua van

$$\text{+ Với } A = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{\pi \times 0,018^2}{4} = 3,84 \times 10^{-5} \text{ (m}^2\text{)}$$

$$\text{+ Và } f = 0,667d^2 = 0,667 \times 0,018^2 = 3,26 \times 10^{-5}$$

$$\text{+ Nên } V_2 = \frac{A}{f} V_1 = \frac{3,84 \times 10^{-5}}{3,26 \times 10^{-5}} \times 6 = 7,06 \text{ (m/s)}$$

$$\Rightarrow F_{td} = 2,97 \times 10^{-3} \times 8600 \times \left(6 - 7,06 \times \cos\left(\frac{90}{2}\right)\right) = 26,82 \text{ (N)}$$

- Hệ số cứng của lò xo

$$C_{td} = \frac{F_{td}}{h} = \frac{26,82}{1,2} = 22,35 \text{ (N/mm)}$$

- Lực ban đầu của lò xo, ta chọn $h_0 = 5 \text{ (mm)}$

$$F_0 = F_1 - F_{td} = 408,2 - 26,82 = 381,4 \text{ (N)}$$

- Độ cứng ban đầu của lò xo

$$C_0 = \frac{F_0}{h_0} = \frac{381,4}{5} = 76,28 \text{ (N/mm)}$$

$$\Rightarrow \text{Độ cứng tổng cộng của van an toàn: } C_t = C_0 + C_{td} = 98,63 \text{ (N/mm)}$$

- Khi chọn lò xo, đối với lực lò xo biến dạng lớn nhất, ta cần chọn lò xo có lực biến dạng lớn hơn lực ban đầu của lò xo
- Theo Tiêu chuẩn Việt Nam TCVN 2028:1977 về lò xo trụ nén loại III cấp 1, ta chọn lò xo có số hiệu 280 có các thông số cơ bản sau:

Lực lò xo khi biến dạng lớn nhất	400	(N)
Đường kính dây (d)	1,6	mm
Đường kính dây bên (d_b)	3,5	mm
Đường kính ngoài lò xo (D)	18	mm
Độ cứng một vòng (Z_1)	77,71	N/mm
Biến dạng lớn nhất của một vòng lò xo (f_3)	5,147	mm

4.3.4.3 Các kích thước khác của lò xo

- Đường kính trong của lò xo

$$D_t = D - 2d = 18 - 2 \times 1,6 = 14,8 \text{ (mm)}$$

- Bán kính xoắn lò xo

$$r = \frac{D - d}{2} = \frac{18 - 1,6}{2} = 8,2 \text{ (mm)}$$

- Số vòng xoắn của lò xo

$$Z = \frac{C_{td}}{Z_1} + (1 \div 2) = 3,87 \Rightarrow \text{Chọn } Z = 4 \text{ vòng}$$

- Bước lò xo

$$p = f_3 + d = 5,147 + 1,6 = 6,747 \text{ (mm)}$$

- Chiều dài ban đầu của lò xo

$$L_0 = p(Z - 0,5) + 2d = 6,747 \times 3,5 + 2 \times 1,6 = 23,06 \text{ (mm)}$$

Chương 5. MÔ PHÒNG XI LANH VÀ BƠM

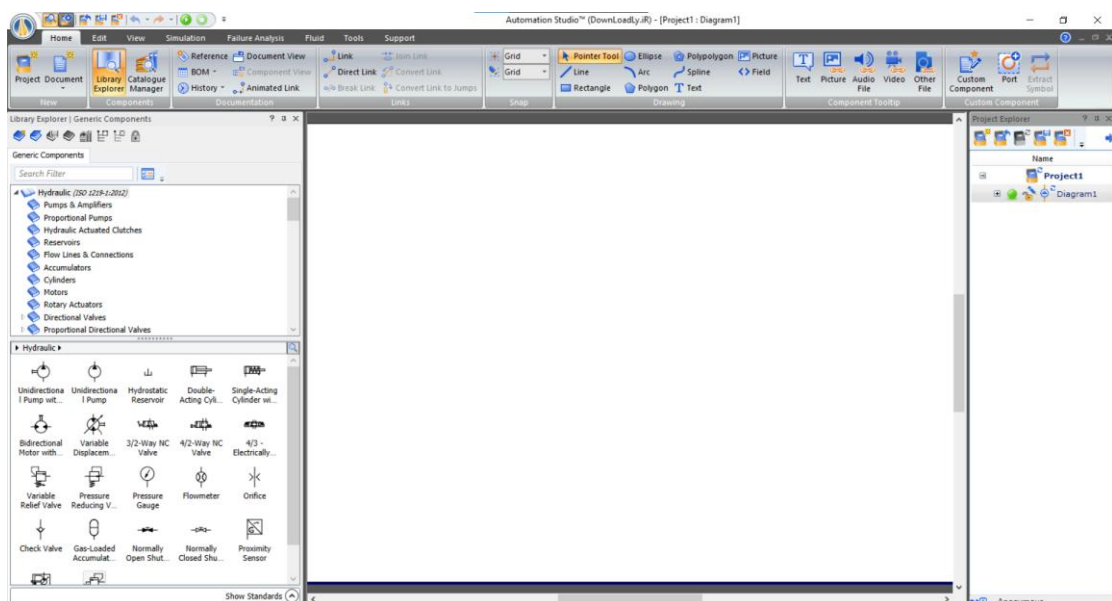
5.1 Tổng quan phần mềm Automation Studio

- **Automation Studio** là một phần mềm thiết kế, mô phỏng và phân tích hệ thống tự động hóa mạnh mẽ và độc đáo, được phát triển bởi Famic Technologies Inc. Nó được sử dụng rộng rãi trong cả lĩnh vực giáo dục và công nghiệp. Automation studio là một công cụ toàn diện giúp người dùng dễ dàng tạo, mô phỏng và khắc phục sự cố các mạch thuộc nhiều công nghệ khác nhau như: Thủy lực và khí nén, điện tử, PLC (Bộ điều khiển logic khả trình)



Hình 5.1 Logo phần mềm Automation Studio

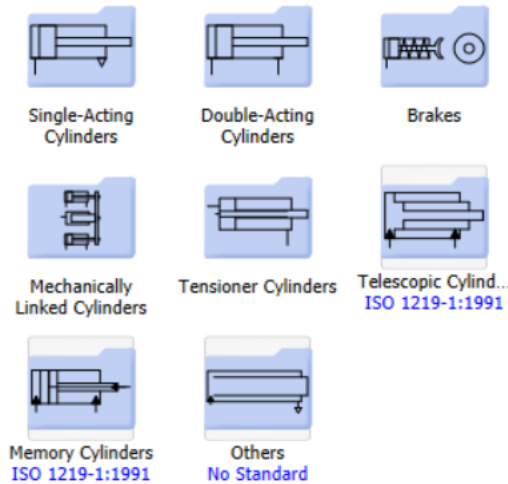
- Phần mềm là một nền tảng tích hợp cho phép:
 - + Thiết kế mạch: Tạo sơ đồ mạch thủy lực, khí nén, điện tử, điện điều khiển, PLC... bằng cách kéo thả các ký hiệu tiêu chuẩn.
 - + Mô phỏng động: Quan sát hoạt động của hệ thống một cách trực quan, với các hiệu ứng động, màu sắc thay đổi theo trạng thái.
 - + Phân tích và tính toán: Cung cấp các công cụ để phân tích hiệu suất, tổn thất, và thậm chí là mô phỏng lỗi.



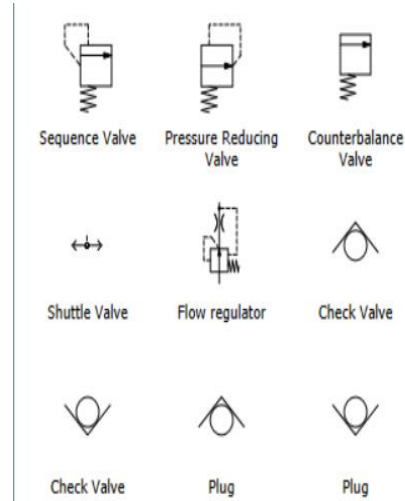
Hình 5.2 Giao diện của phần mềm

5.2 Modules sử dụng trong phần mềm

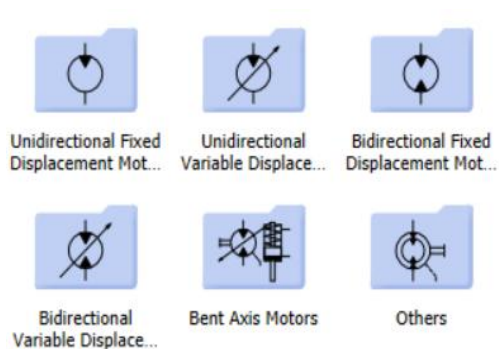
- Thủy lực (Hydraulics): dùng để thiết kế, mô phỏng và phân tích mạch thủy lực, bao gồm cả thủy lực cơ, điều khiển điện – thủy lực. Thư viện cung cấp các bơm, xi lanh, van (van hướng, van áp suất, van lưu lượng), động cơ thủy lực, bộ lọc, bình tích áp, đường ống, và các thành phần khác theo tiêu chuẩn ISO.



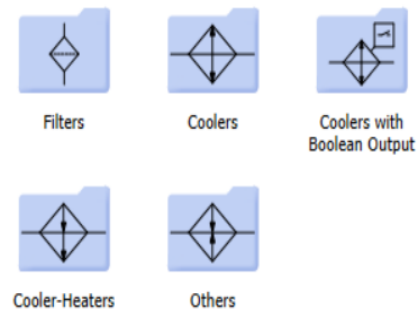
Hình 4.3 Các loại xi lanh trong phần mềm



Hình 5.4 Các loại van

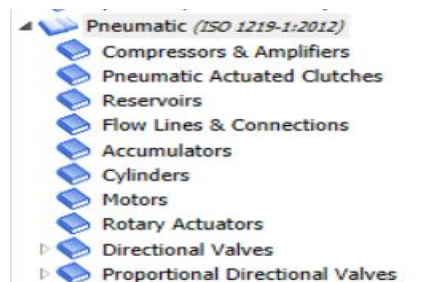


Hình 5.5 Các loại động cơ

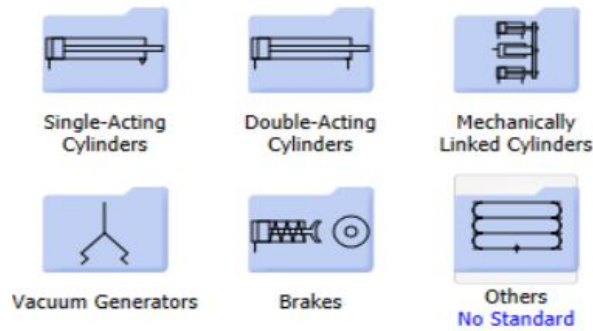


Hình 5.6 Các bộ lọc

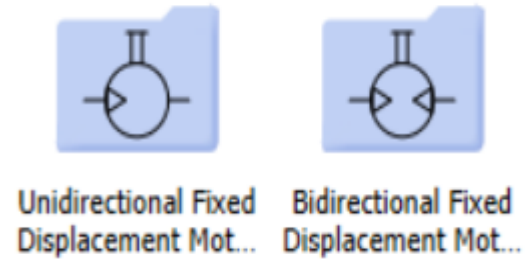
- Khí nén (Pneumatics): dùng để thiết kế, mô phỏng và phân tích các mạch khí nén, bao gồm khí nén cơ bản, điều khiển điện-khí nén. Thư viện Cung cấp các máy nén khí, xi lanh khí nén, van điều khiển (van 3/2, 5/2, van tiết lưu, van một chiều), động cơ khí nén, và các phụ kiện khác theo tiêu chuẩn ISO.



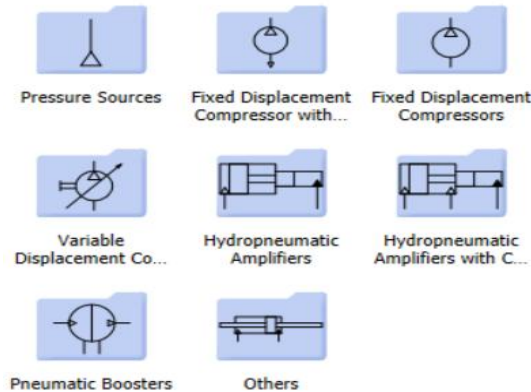
Hình 5.7 Các thành phần trong mục khí nén



Hình 5.8 Các loại xilanh



Hình 5.9 Các loại động cơ

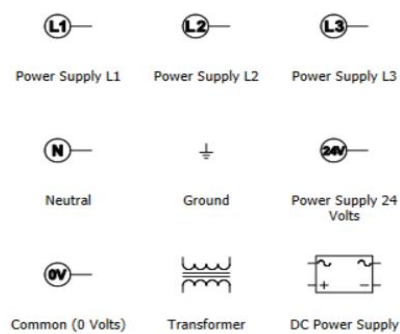


Hình 5.10 Máy nén và bộ khuếch đại

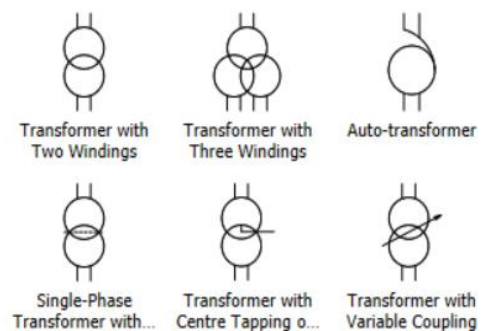


Hình 5.11 Các loại lọc trong khí nén

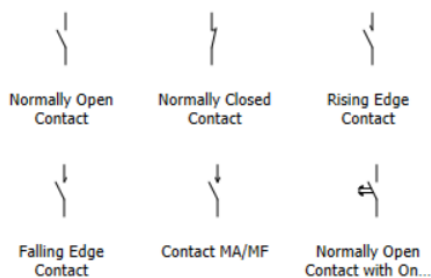
- Điện (Electrical – IEC – NEMA – JIC – SAE): dùng để thiết kế và mô phỏng các mạch điện công suất. Thư viện gồm các nguồn điện (AC/DC), công tắc, rơ le, contactor, động cơ điện, cầu chì, đèn báo, biến áp, cảm biến.



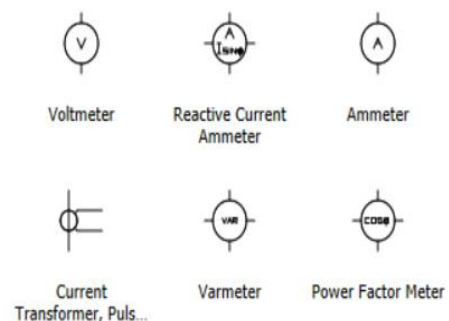
Hình 5.12 Các loại nguồn điện



Hình 5.13 Các loại biến áp

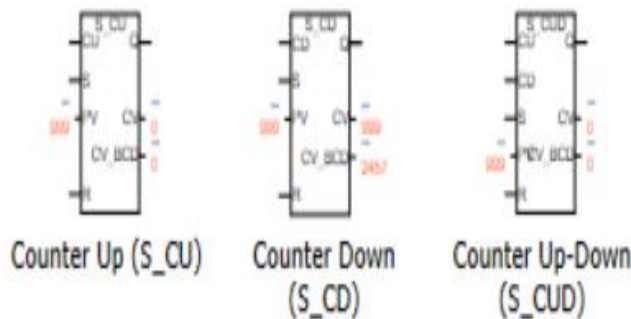


Hình 5.14 Các loại công tắc

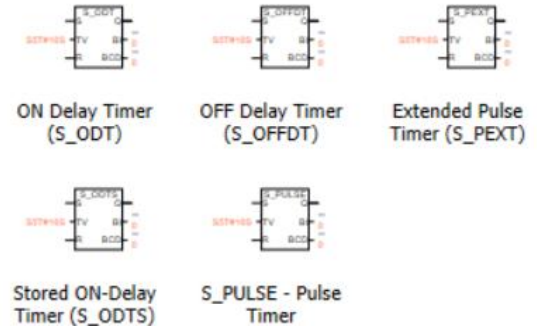


Hình 5.15 Công cụ đo lường

- PLC (Programmable Logic Controller): dùng để lập trình và mô phỏng logic điều khiển PLC. Thư viện gồm các khối chức năng PLC, ngõ vào/ra, timer, counter. Hỗ trợ các ngôn ngữ lập trình như Ladder Diagram (LD), Biểu đồ chức năng tuần tự (SFC/GRAFCET).

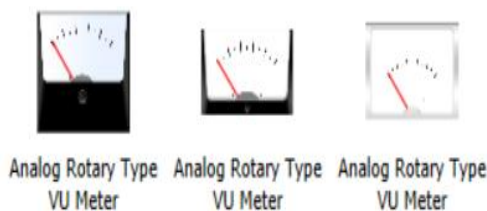


Hình 5.16 Các bộ Counter



Hình 5.17 Các bộ Timer

- HMI & Control Panels 2D/3D: dùng để tạo giao diện người máy (HMI) và bảng điều khiển trực quan 2D/3D để tương tác với hệ thống mô phỏng. Thư viện gồm Các nút nhấn, công tắc, đèn báo, đồng hồ đo, màn hình hiển thị, cần gạt, v.v., có thể tùy chỉnh.



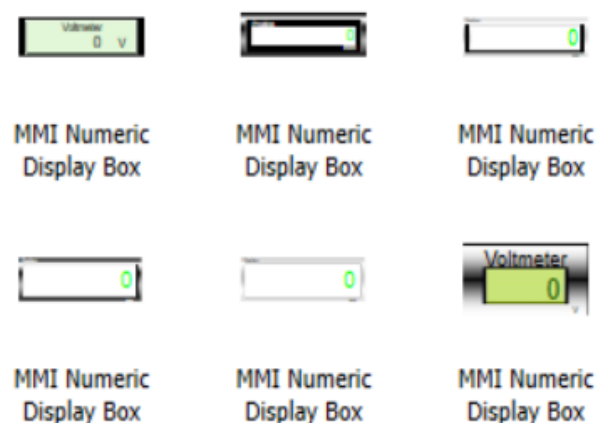
Hình 5.18 Đồng hồ đo



Hình 5.19 Các loại nút bấm



Hình 5.20 Các loại công tắc

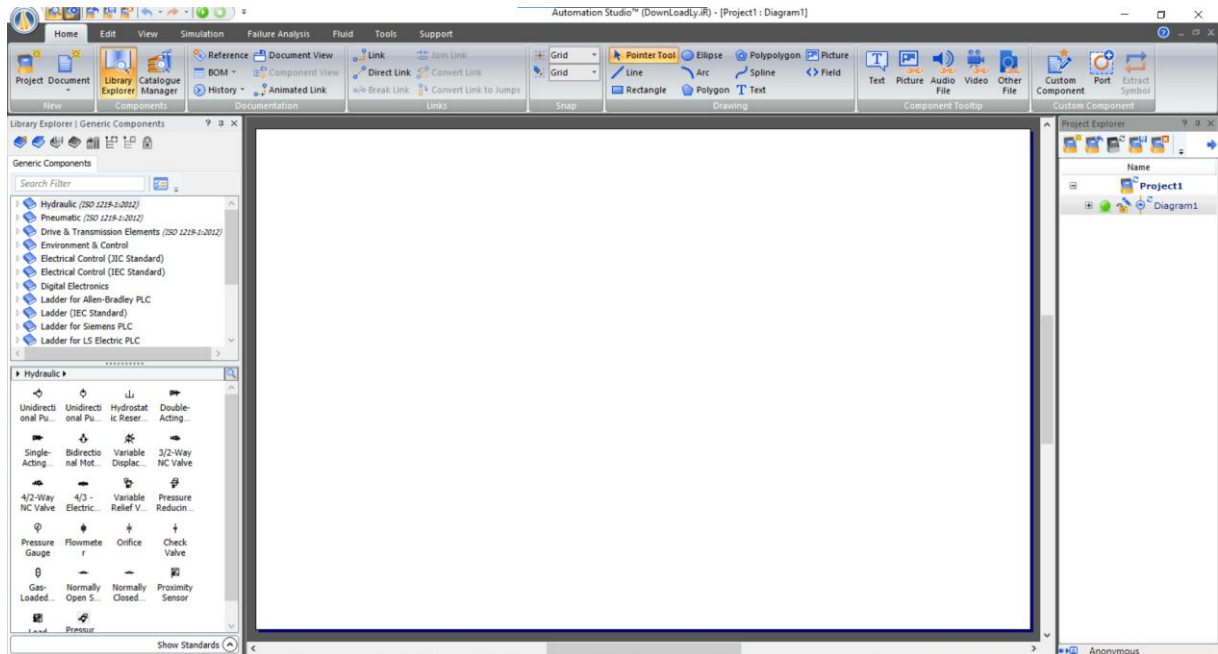


Hình 5.21 Các loại màn hình hiển thị

5.3 Các bước cơ bản để thiết kế và mô phỏng thủy lực trên Automation Studio

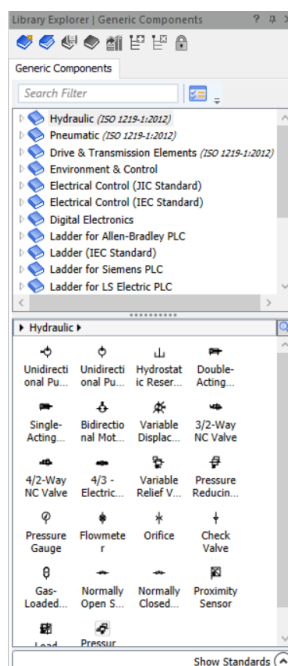
5.3.1 Khởi động và giao diện làm việc

- Khởi động phần mềm: Mở Automation Studio
- Tạo dự án mới: File -> New Project (Ctrl+N), bạn sẽ được đưa đến không gian làm việc



Hình 5.22 Màn hình làm việc

- Cửa sổ Library Explorer (Trình duyệt thư viện): Đây là nơi chứa tất cả các thành phần mà bạn có thể sử dụng. Thường nằm ở phía bên trái của màn hình.



Hình 5.23 Trình duyệt thư viện

5.3.2 Xây dựng và mô phỏng mạch thủy lực cơ bản (Mạch nâng hạ cơ bản)

- Bước 1: Kéo thả các thành phần cơ bản

Bể dầu (Tank): Từ Hydraulics -> Tanks & Filters, kéo biểu tượng bể dầu (ví dụ: Tank with lines) vào không gian làm việc.

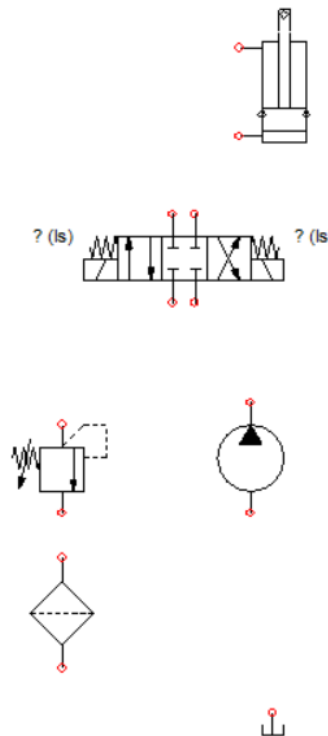
Bơm thủy lực (Pump): Từ Hydraulics -> Pumps & Motors, kéo biểu tượng bơm (ví dụ: Fixed displacement pump - unidirectional) vào.

Van an toàn (Pressure Relief Valve): Từ Hydraulics -> Pressure Valves, kéo biểu tượng van an toàn (ví dụ: Relief valve, direct operated) vào. Đặt van an toàn song song với bơm và nối đường áp suất của bơm vào van, đường hồi về bể.

Van phân phối (Directional Control Valve - DCV): Từ Hydraulics -> Directional Valves, kéo biểu tượng van phân phối 4/3 (ví dụ: 4/3-way valve, lever operated, center closed) vào.

Xy lanh thủy lực (Cylinder): Từ Hydraulics -> Cylinders, kéo biểu tượng xy lanh tác động đơn (ví dụ: Single-acting cylinder) hoặc tác động kép (Double-acting cylinder) vào.

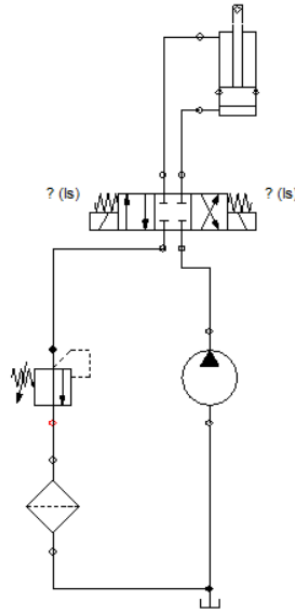
Bộ lọc (Filter): Từ Hydraulics -> Tanks & Filters, kéo biểu tượng bộ lọc (ví dụ: Return line filter) vào đường hồi về bể.



Hình 5.24 Các thành phần cơ bản

- **Bước 2: Nối các đường ống (Lines)**

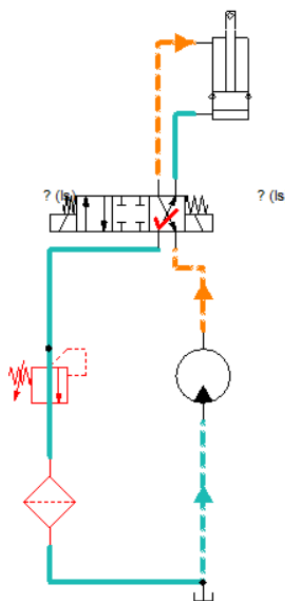
Di chuyển chuột đến một cổng nối của thành phần (ví dụ: cổng ra của bơm). Khi con trỏ chuột biến thành dấu cộng nhỏ màu đỏ, nhấp và giữ chuột, sau đó kéo đến cổng nối của thành phần khác mà bạn muốn nối. Khi xuất hiện đường màu xanh lá cây, thả chuột để tạo kết nối.



Hình 5.25 Nối đường ống

- **Bước 3: Chạy mô phỏng**

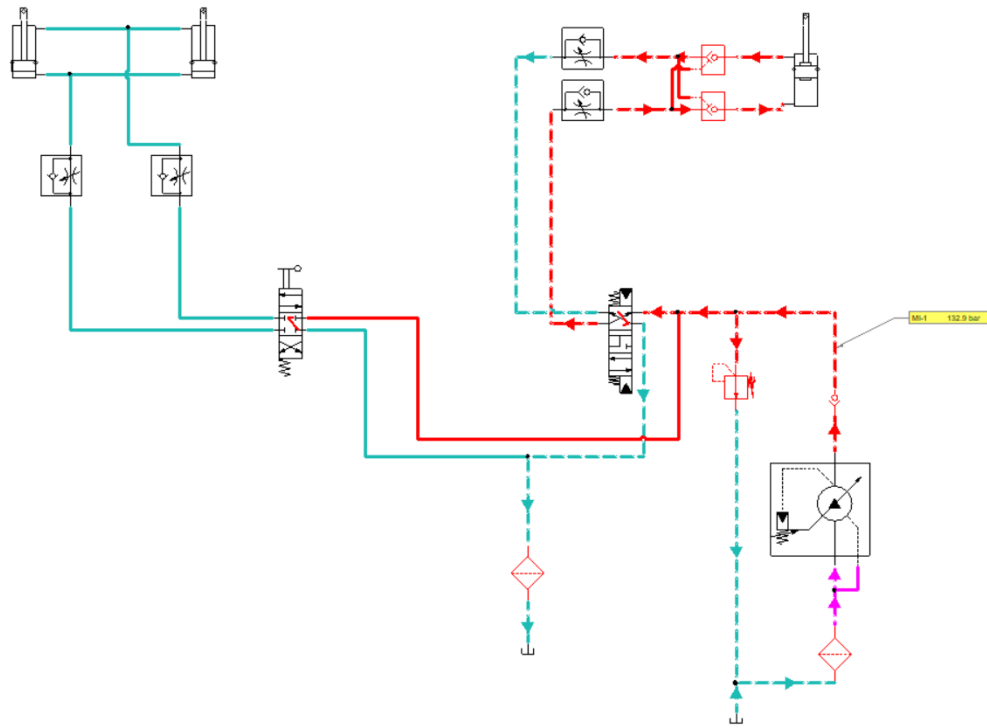
Nhấp vào nút **Play** (biểu tượng mũi tên tam giác) trên thanh công cụ hoặc nhấn phím F5



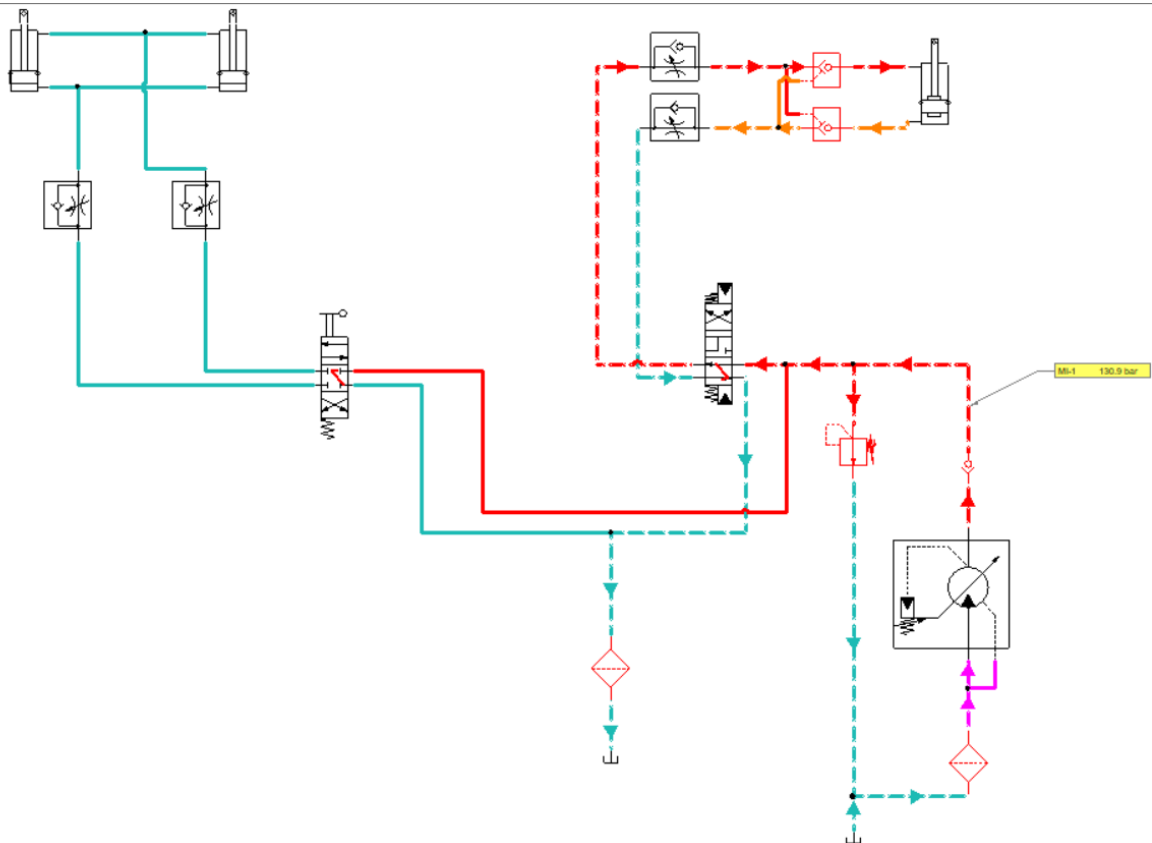
Hình 5.26 Chạy mô phỏng

5.4 Mô phỏng sơ đồ hệ thống thủy lực thiết kế

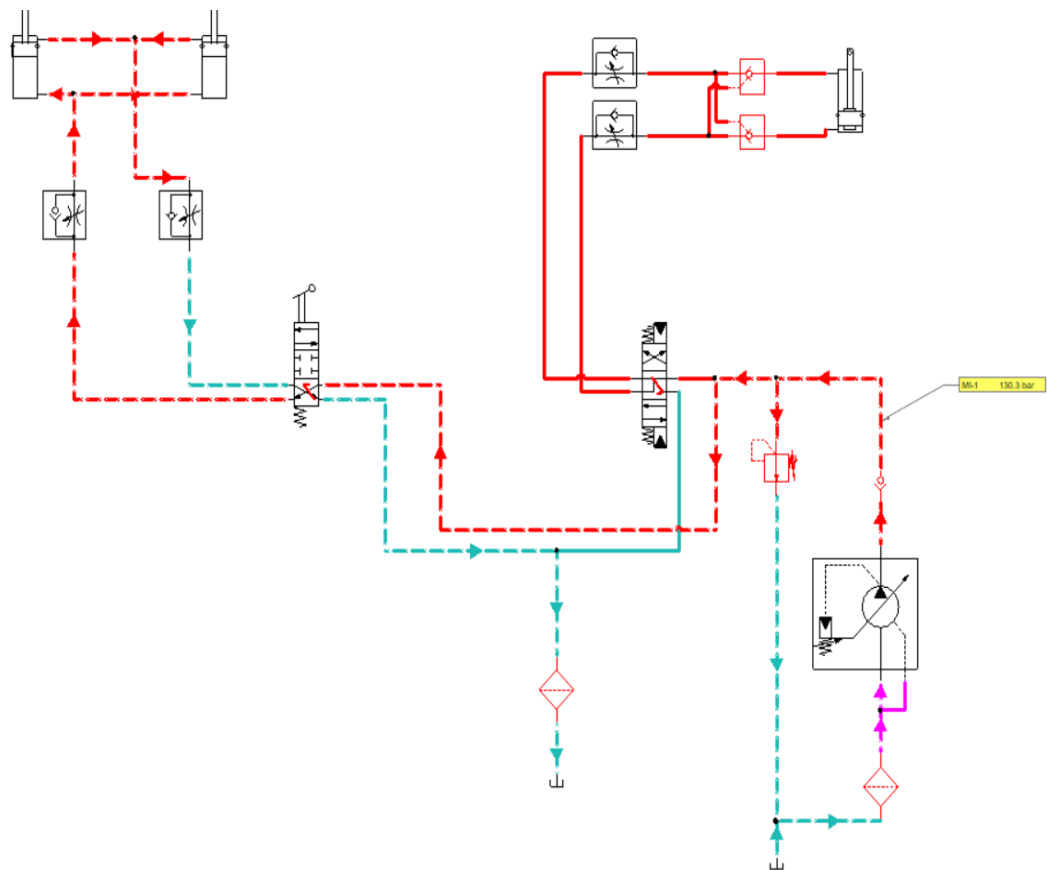
- Mạch điều khiển thiết kế theo sơ đồ mạch thủy lực của hệ thống, dưới đây là nguyên lý hoạt động cho từng giai đoạn làm việc của hệ thống:



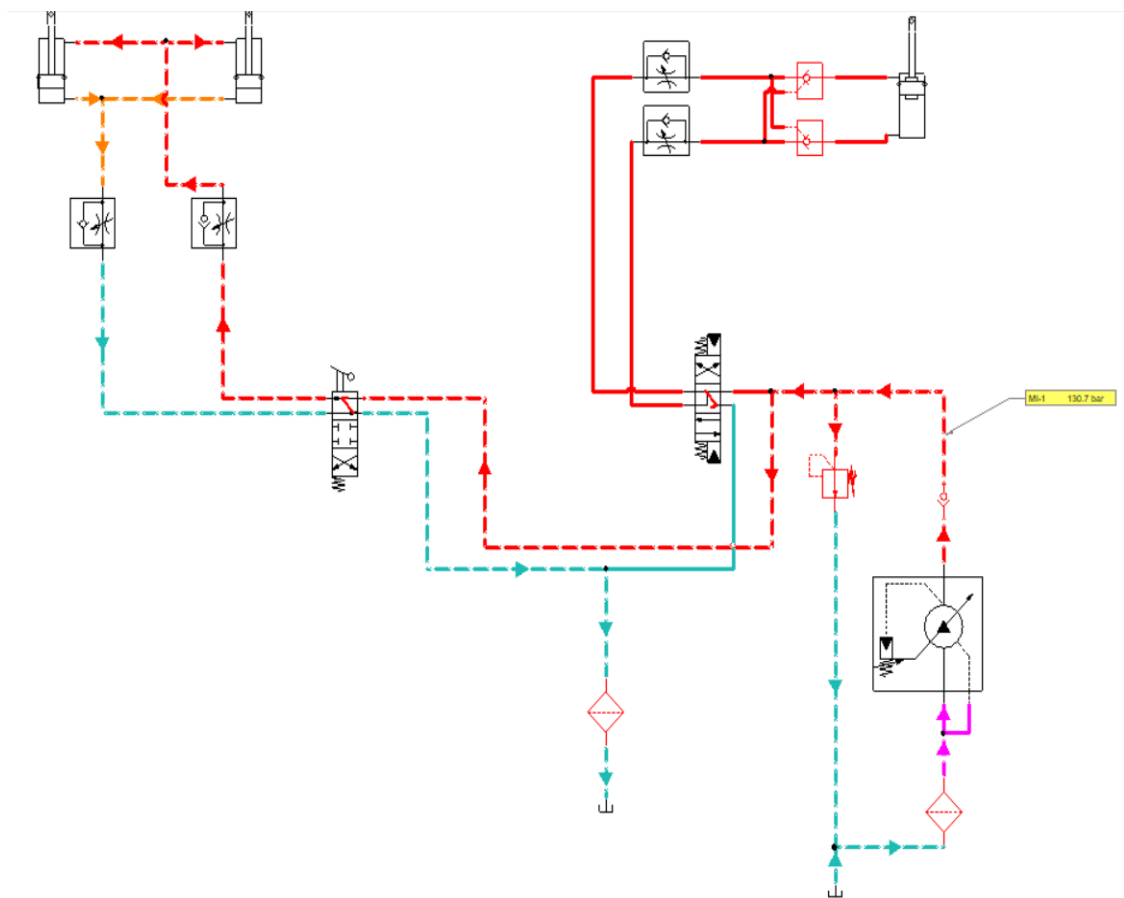
Hình 5.27 Hành trình nâng xilanh nâng, hạ



Hình 5.28 Hành trình hạ xi lanh nâng, hạ



Hình 5.29 Hành trình đẩy xilanh nghiêng



Hình 5.30 Hành trình kéo của xilanh nghiêng

5.5 Đồ thị mô phỏng xilanh và bơm

5.5.1 Xi lanh



Hình 5.31 Đồ thị áp suất của xi lanh

5.5.2 Bơm



Hình 5.32 Đồ thị lưu lượng của bơm



Hình 5.33 Đồ thị áp suất của bơm

5.6 Phân tích đồ thị của xilanh và bơm

- Tại đồ thị áp suất làm việc của xilanh (Hình 5.1) cho ta thấy áp suất làm việc ổn định của xi lanh ở mức 130 bar (Giá trị làm việc khi chưa tính tổn thất). Nên mạch mô phỏng hoạt động tương đối chính xác so với thực tế

- Tại đồ thị lưu lượng của bơm (Hình 5.2) ta thấy khi bơm bắt đầu hoạt động thì lưu lượng tăng đều, sau một khoảng thời gian thì lưu lượng bơm đạt tới lưu lượng làm việc của hệ thống ($Q = 170 \text{ l/ph}$) và duy trì ổn định. Nên mạch mô phỏng hoạt động tương đối chính xác so với thực tế

- Tại đồ thị áp suất của bơm (hình 5.3), ta thấy áp suất của bơm luôn duy trì trong khoảng 130 bar, nên bơm mô phỏng hoạt động tương đối chính xác so với thực tế

Chương 6. KẾT LUẬN VÀ HƯỚNG PHÁT TRIỂN

6.1 Kết luận

- Cùng với sự phát triển mạnh mẽ của nền công nghiệp nói chung cũng như ngành cơ khí động lực nói riêng trong những năm gần đây thì nhu cầu sử dụng xe nâng là rất lớn. Đồ án tính toán hệ thống thủy lực nâng hàng 3,5 tấn trong quá trình tính toán đã hoàn thành các hạng mục đã đề ra như tính toán thiết kế các phần tử trong hệ thống truyền động thủy lực, cụ thể như

+ Tính toán xilanh thủy lực: đã xác định được đường kính, chiều dày xilanh; xác định được lưu lượng và công suất và độ ổn định của xi lanh đồng thời tính được độ bền của cần piston

+ Tính toán được thể tích làm việc của bơm; xác định công suất trên trục truyền, tính chọn và đồng thời xác định các tổn thất áp suất trên đường ống để hướng đến chọn bơm cho hệ thống thủy lực của xe nâng

+ Xác định các thông số cơ bản và tính chọn lò xo để thiết kế tính toán van an toàn

+ Mô phỏng hệ thống thủy lực để phân tích lưu lượng và áp suất làm việc của xilanh và bơm đồng thời đề ra hướng phát triển cho xe nâng.

- Việc lựa chọn vật liệu rẻ và dễ kiếm nhất nhằm phần nào có thể giảm giá thành cho sản phẩm để có khả năng cạnh tranh cao hơn. Kết cấu được lựa chọn sao cho người vận hành thấy thoải mái và thuận tiện mặt khác chi phí cho việc bảo dưỡng, sửa chữa là thấp.

- Tuy đề tài có tính thực tế cao, thầy hướng dẫn nhiệt tình và chu đáo song do trình độ còn có hạn và kiến thức thực tế còn chưa cao. Vì vậy trong quá trình làm đồ án còn có chỗ thiếu sót em mong các thầy cô chỉ bảo thêm để kiến thức được nâng cao.

6.2 Hướng phát triển đề tài

- Việc thiết kế hệ thống thủy lực cho xe nâng hàng đang phát triển theo nhiều hướng để đáp ứng nhu cầu ngày càng cao về hiệu suất, an toàn, tiết kiệm năng lượng và giảm thiểu tác động môi trường, nên sẽ có những định hướng dưới đây:

6.2.1 Sử dụng hệ thống thủy lực điều khiển điện tử (EHS)

- Thay thế điều khiển cơ khí bằng các cảm biến và van điều khiển điện tử cho phép điều chỉnh chính xác hơn lưu lượng và áp suất dầu, từ đó tối ưu hóa hiệu suất hoạt động và giảm lãng phí năng lượng. Việc này cũng mở ra khả năng tích hợp các thuật toán điều khiển thông minh.

6.2.2 Vật liệu và công nghệ chế tạo mới

- Nghiên cứu và ứng dụng các vật liệu nhẹ, bền hơn và có khả năng chịu mài mòn, ăn mòn tốt hơn để tăng tuổi thọ và độ tin cậy của các thành phần thủy lực.

6.2.3 Thủy lực thông minh (Smart Hydraulics)

- Kết hợp các bộ truyền động thủy lực với bộ điều khiển điện tử, cảm biến và khả năng kết nối mạng (IoT) để tạo ra các hệ thống tự thích ứng, tự chẩn đoán và điều khiển từ xa.

6.2.4 Sử dụng dầu thủy lực thân thiện môi trường

- Chuyển dịch sang các loại dầu thủy lực sinh học (biodegradable hydraulic fluids) hoặc dầu có khả năng phân hủy sinh học, giảm thiểu tác động nếu xảy ra rò rỉ.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] Catalogue xe nâng dầu FD30T [[FORKLIFT 2-3T CM KOMATSU FD30T-17 Documentation - Flexihire](#)]
- [2] Hướng dẫn thuyết kế xe nâng hàng [[FORKLIFT 2-3T CM KOMATSU FD30T-17 Documentation - Flexihire](#)]
- [3] Catalogue xilanh thủy lực [<https://hulo.vn/san-pham/xi-lanh-thuy-luc-5-tan-hai-dau-ac-vong-bi-mp5/>]
- [4] Catalogue van phân phối [[E-Edit0E.indb](#)]
- [5] Catalogue van tiết lưu 1 chiều [[D_Edit0E.indd](#)]
- [6] PGS.TS. Lê Minh Đức. *BÀI GIẢNG TRUYỀN ĐỘNG THỦY KHÍ. KHOA CƠ KHÍ GIAO THÔNG, ĐẠI HỌC BÁCH KHOA – ĐH ĐÀ NẴNG*
- [7] Trần Xuân Tuy, Trần Minh Chính, Trần Ngọc Hải. *GIÁO TRÌNH TRUYỀN ĐỘNG THỦY KHÍ. KHOA CƠ KHÍ, ĐẠI HỌC BÁCH KHOA – ĐH ĐÀ NẴNG*
- [8] Trần Học Hải, Trần Xuân Tuy. *GIÁO TRÌNH TRUYỀN ĐỘNG HỆ THỐNG THỦY LỰC VÀ KHÍ NÉN. NHÀ XUẤT BẢN XÂY DỰNG*
- [9] Phan Thành Long. *BÀI GIẢNG THỦY KHÍ. KHOA CƠ KHÍ GIAO THÔNG, ĐẠI HỌC BÁCH KHOA – ĐH ĐÀ NẴNG*
- [10] Trần Doãn Đình. *TRUYỀN DẪN THỦY LỰC TRONG CHẾ TẠO MÁY. NHÀ XUẤT BẢN KHOA HỌC VÀ KỸ THUẬT*
- [11] Tiêu chuẩn Việt Nam TCVN 2028:1977 về Lò xo xoắn trụ nén loại III cấp 1 bằng thép mặt cắt tròn - Thông số cơ bản (năm 1977)
- [12] Nguyễn Ngọc Phương, Huỳnh Nguyễn Hoàng. *GIÁO TRÌNH HỆ THỐNG ĐIỀU KHIỂN BẰNG THỦY LỰC. NHÀ XUẤT BẢN GIÁO DỤC*