

## Đồ án tốt nghiệp

# Thiết kế máy uôn ống cỡ lớn

<a href="#">Hình 1.4. Sơ đồ nguyên lý gò tự do.....</a>	<a href="#">8</a>
<a href="#">Hình 1.7.Sơ đồ nguyên lý ép kim loại thành ống.....</a>	<a href="#">10</a>
<a href="#">Hình 2.1. Biểu đồ tải trọng.....</a>	<a href="#">16</a>
<a href="#">Hình 2.9. Sơ đồ lực trong trường hợp 1.....</a>	<a href="#">22</a>
<a href="#">Hình 3.3. Sơ đồ phương án uốn 3 trục cán, trục ép bố trí sau.....</a>	<a href="#">30</a>
<a href="#">Hình 3.4. Sơ đồ phương án uốn 4 trục cán, 2 trục ép bố trí sau.....</a>	<a href="#">31</a>
<a href="#">Hình 4.1. Sơ đồ uốn ống.....</a>	<a href="#">38</a>

### LỜI NÓI ĐẦU

Trong thời đại ngày nay, ngành cơ khí nói chung và ngành cơ khí chế tạo máy nói riêng là một trong những ngành quan trọng, có tính then chốt và cuing là nền tảng để đưa đất nước ta trở thành một nước công nghiệp hiện đại. Để đáp ứng nhu cầu khoa học kỹ thuật nói chung và ngành cơ khí nói riêng, thì người kỹ sư cơ khí là rất cần thiết đối với một nước công nghiệp phát triển.

Hiện nay, nhu cầu về ống là rất cần thiết để phục vụ cho nhiều lĩnh vực khác nhau trong cuộc sống và trong lao động như: ngành y tế, hàng tiêu dùng, thủy lợi, đóng thuyền, xây dựng... Việc lắp đặt hay tạo hình các ống có thể sẽ gặp rất nhiều khó khăn vì phải uốn lượn với những góc độ khác nhau, hay dùng rất nhiều ống nối chữ T, nối  $90^0$  để có thể đưa chất chuyên tải đến nơi cần thiết nói chung còn trong lĩnh vực đóng tàu biển thì các đường ống lắp đặt trên tàu nếu chỉ dùng các ống nối chữ T, nối  $90^0$  thì sẽ không đáp ứng được vì các đường ống trên tàu nối với nhau bởi góc độ.

Trước thực trạng đó để đáp ứng nhu cầu sử dụng của xã hội nói chung và ngành đóng tàu nói riêng, với sự nhất trí cho phép của Khoa cơ khí và thầy giáo hướng dẫn em xin thiết kế **Máy uốn ống cỡ lớn** làm đề tài tốt nghiệp.

Em hy vọng với đề tài này sẽ giúp em kiểm tra lại kiến thức đã học được và trang bị thêm kiến thức để làm nền tảng cho em sau này.

Đây là lần đầu tiên em thiết kế đề tài có kiến thức tổng hợp khá rộng. Trong thời gian thiết kế em đã cố gắng vận dụng những kiến thức đã học vào nhiệm vụ thiết kế của mình. Tuy đa rất cố gắng nhưng do thời gian và trình độ học thức còn hạn chế nên trong quá trình làm đồ án có nhiều sai sót, kính mong sự chỉ dẫn thêm của các quý thầy cô, bạn bè.

Cuối cùng em xin chân thành cảm ơn thầy giáo hướng dẫn **PGS.TS.LÊ VIỆT NGUÛ** và quý thầy cô đã tận tình giúp đỡ em hoàn thành đồ án này

Đà Nẵng ngày 25 tháng 05 năm 2013

Sinh viên thực hiện

Trần Mậu Phan

## CHƯƠNG I: CÁC LOẠI ỚNG VÀ PHƯƠNG PHÁP CHẾ TẠO.

### 1.1. Các loại ống:

#### 1.1.1. Nhu cầu ống thép và các thông số kỹ thuật:

Ống thép được sử dụng rộng rãi trong hầu hết các lĩnh vực như trong công nghiệp, y tế, hàng tiêu dùng...

- Trong công nghiệp ống được sử dụng để dẫn các hoá chất, các loại khí, hay dẫn ga trong thiết bị truyền nhiệt, cầu đường.



*Hình 1.1. Ống thép hòa phát*

- Trong hàng tiêu dùng và công nghệ thực phẩm ống được dùng để làm bàn ghế, tay cầu thang, bình nước lọc, bình nước chứa hay các vật dụng trang trí nội thất...



*Hình 1.2. Ống thép được sử dụng trong dẫn dầu, khí đốt.*



Các loại ống thường được sử dụng với các đường kính và chiều dày theo bảng 1.1

**Bảng 1.1. Đường kính và chiều dày một số loại ống.**

D (mm)	S (mm)	D (mm)	S (mm)	D (mm)	S (mm)
13,5-114	2,3-4,75	20-102	0,7-4,0	20-102	1-4,75
76-254	0,55-0,9	20-102	2-10	73-219	2-6
6-32	0,4-1,25	4-16	0,5-0,9	152-426	3-8,5
10-76	0,8-3	426-1420	6-12	159-529	2,5-9
20-102	1,0-4,75	426-1220	6-14	13-30	1,25-1,5
13-76	0,4-3,0	426-1020	4-12	15-30	2-3
76-152	0,8-4,0	159-2500	4-25	20-50	2-4
6,35-168	2-8	6-32	0,4-1,25	25-115	2,5-5
12-219	0,25-8,0	10-60	1-3	10-60	2,36-4,7
6-15	0,7-0,9	10-76	0,8-3,5	21,25-88,5	2,75-4,0

### 1.2.2. Vật liệu và yêu cầu kỹ thuật:

Tuỳ vào mỗi lĩnh vực mà yêu cầu sử dụng các loại ống khác nhau, riêng trong lĩnh vực đóng tàu thủy thì các vật liệu chủ yếu là ống làm bằng thép, kể cả ống có tỉ lệ cacbon thấp và thép hợp kim nguyên chất và ống thép mạ kẽm. Các loại ống này dẫn tất cả các loại chất lỏng (nước, dầu...) và dẫn khí lưu thông trên tàu. Chính vì vậy vật liệu chế tạo ống phải đảm bảo được tính chống gỉ và chống ăn mòn bởi nước biển. Để đáp ứng chuyển tải các chất thì các ống phải đáp ứng đủ các yêu cầu kỹ thuật sau:

- Bề mặt ống không bị rỗ khí.
- Mối ghép phải được hàn ngấu tốt.
- Mối hàn không có xỉ nhiều.
- Bề mặt ống có độ bóng đạt  $Ra = 5$
- Bề dày ống  $S = 1 \text{ mm}$
- Vật liệu thép được cho ở bảng 1.2

**Bảng 1.2. Thành phần vật liệu có trong thép.**

Tiêu chuẩn	Mác thép	C	Cr	Si	Mn
TCVN	12Cr 13	0,09 - 0,15	12 - 14	1	0,6
TCVN	20Cr 13	0,16 - 0,24	12 - 14	1	0,6
TCVN	30Cr 13	0,25 - 0,34	12 - 14	1	0,6
TCVN	40Cr 13	0,35 - 0,44	12 - 14	1	0,6

Một số loại thép không gỉ:

\* Thép không gỉ hai pha: với các mác 12Cr13, 20Cr13, 30Cr13 và 40Cr13 có tổ chức hai pha là ferit (hoà tan Crôm cao).

- Là loại thép có  $0,1 \div 0,4\%C$  và  $1,3\%Cr$
- Tính chống ăn mòn cao.
- Khá dẻo, dai, có thể chịu biến dạng nguội.
- \* Thép không gỉ một pha ferit: với các mác 08Cr13, 12Cr17, 15Cr25Ti.
- Nếu dùng  $13\%Cr$  thì hàm lượng cacbon  $< 0,08\%$  nếu dùng  $0,1 \div 0,2\%C$  thì hàm lượng Cr là  $17 \div 25\%$
- Không có chuyển biến pha, thù hình, luôn có tổ chức ferit
- \* Thép không gỉ một pha austenit:
- Đặc tính của thép này là không những có Crôm cao ( $>16 \div 18\%$ ) mà còn chứa Ni cao ( $\geq 6 \div 8\%$ ) là nguyên tố mở rộng khu vực ( $\gamma$ ) đủ để thép có tổ chức austenit.
- Chịu được ăn mòn cao
- Có độ dẻo và giới hạn chảy cao.
- \* Thép không gỉ hoá bền tiết pha:
- Về thành phần và tổ chức gần với họ austenit song với lượng Cr, Ni thấp hơn đôi chút ( $13 \div 17Cr$  và  $4 \div 7Ni$ ) có thêm Al, Cu, Mo...và tổ chức austenit không thật ổn định.
- Vừa có tính công nghệ vừa có cơ tính cao, rất dễ biến dạng và gia công cắt. Thép ở trạng thái mềm, sau đó hoá bền nó bằng hoá già, ở nhiệt độ thấp nhờ đó tránh được biến dạng và oxy hoá.

### 1.3. Các phương pháp chế tạo ống:

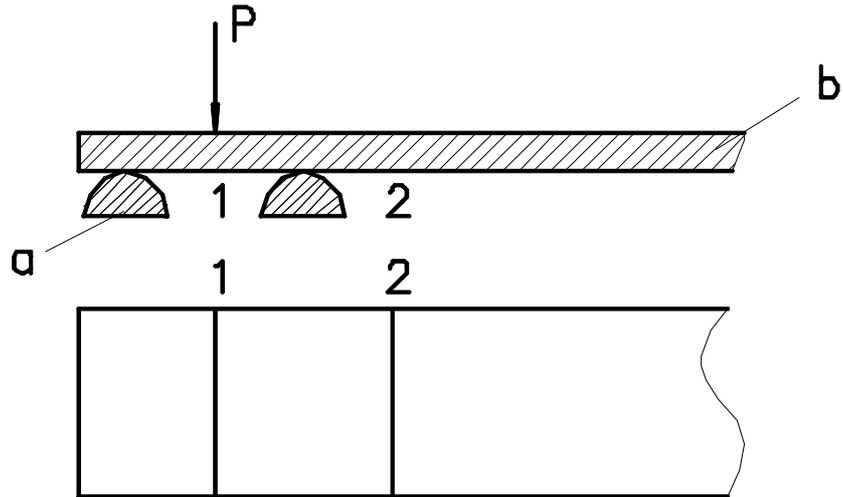
Ngày nay có rất nhiều phương pháp sản xuất ống thép nhưng để đáp ứng yêu cầu kỹ thuật của sản phẩm và đạt hiệu quả kinh tế người ta thường sử dụng các phương pháp sau:

- Phương pháp gò.
- Phương pháp cán.
- Phương pháp kéo, ép.
- Phương pháp uốn.

Tùy thuộc vào yêu cầu kỹ thuật, cơ sở sản xuất và hiệu quả kinh tế mà nhà sản xuất lựa chọn phương pháp sản xuất hiệu quả nhất. Nhưng nhìn chung phương pháp gò thường được các xí nghiệp nhỏ hoặc cơ sở sản xuất tư nhân áp dụng trong sản xuất đơn chiếc, yêu cầu kỹ thuật của sản phẩm thấp, hình dáng phức tạp. Phương pháp cuốn thường được sử dụng trong sản xuất đơn chiếc, loạt nhỏ, loạt vừa. Còn hai phương pháp cán, ép, thường được áp dụng trong sản xuất hàng loạt, hàng khối, ba phương pháp này cho ra sản phẩm chất lượng cao nhưng đòi hỏi vốn đầu tư lớn.

#### 1.3.1. Phương pháp gò:

Gò là phương pháp gia công áp lực có từ rất lâu đời. Trong thực tế phương pháp này được chia ra làm hai loại là gò tự do và gò theo khuôn mẫu. Đối với phương pháp gò tự do đòi hỏi công nhân có bậc tương đối cao.

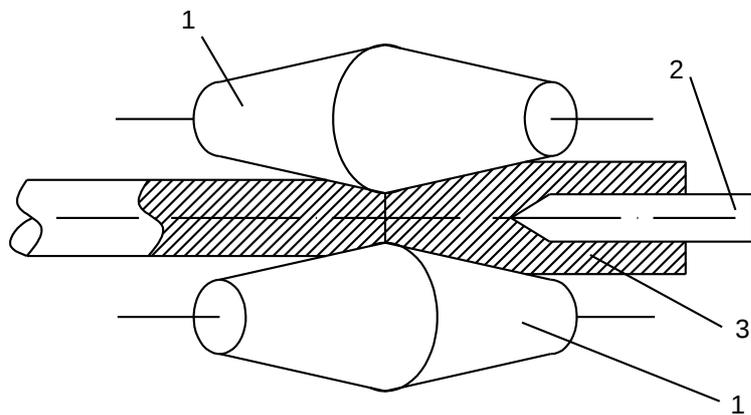


Hình 1.4. Sơ đồ nguyên lý gò tựa do  
a) Gối tựa b) Phôi

### 1.3.2. Phương pháp cán không hàn:

Khi cán ống không hàn phôi ban đầu là thép đặc máy cán có hai trục cán, một trục có hai phần hình nón cắt đặt ngược nhau, quay cùng chiều và đặt chéo nhau trong không gian một góc  $2\alpha = 4^\circ - 6^\circ$

Trong khi cán, phôi vừa chuyển động tịnh tiến dọc trục vừa chuyển động quay ở vùng biến dạng, tâm của phôi bị biến dạng nhiều và chịu ứng suất kéo, nén thay đổi liên tục, làm xuất hiện các vết nứt và tạo lỗ, sau đó lỗ được mũi xoáy sửa lại biên dạng.

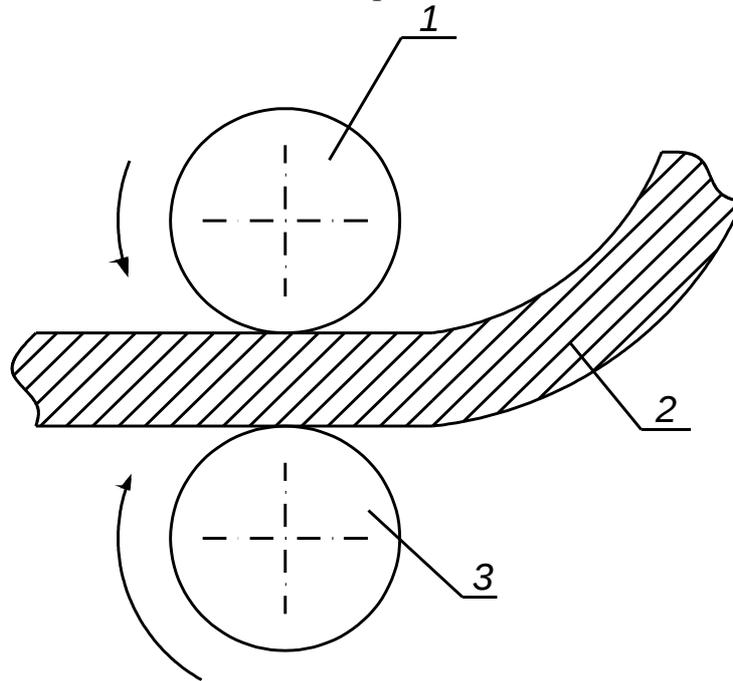


Hình 1.5. Sơ đồ cán ống không hàn  
1. Trục cán; 2. Mũi xoáy; 3. Phôi

### 1.3.3. Phương pháp cán ống có hàn (cán ống hai trục):

Đây là phương pháp gia công áp lực. Trong đó kim loại ở hai mặt của tấm bị biến dạng để tạo ra hình dạng cần thiết.

Khi làm việc trục 1 với tốc độ lớn hơn trục 3 nên kim loại ở bề mặt tiếp xúc với trục 1 biến dạng nhanh hơn kim loại ở bề mặt tiếp xúc với trục 3 làm vật uốn cong lên.



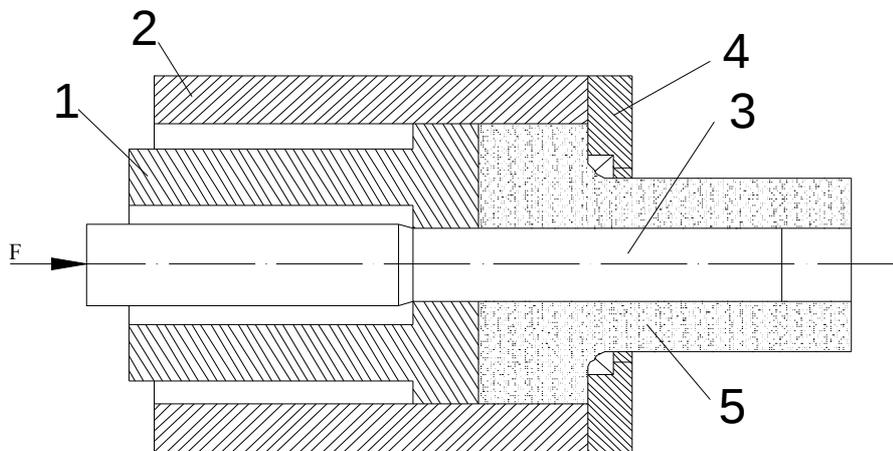
Hình 1.6. Sơ đồ nguyên lý cán ống hàn  
1,3. Trục cán ; 2. Phôi

### 1.3.4. Phương pháp đùn ép, kéo:

#### 1.3.4.1. Phương pháp đùn ép tạo thành ống:

Ép ống là phương pháp gia công áp lực làm biến dạng kim loại bằng cách đẩy kim loại đi qua lỗ khuôn định hình.

Với phương pháp này thì lỗ ống được tạo thành nhờ lõi (3), phôi ép có lõi rỗng để đặt lõi (3). Khi pittông (1) ép, kim loại bị đẩy qua khe hở giữa lỗ hình của khuôn (4) và lõi(5) tạo thành ống

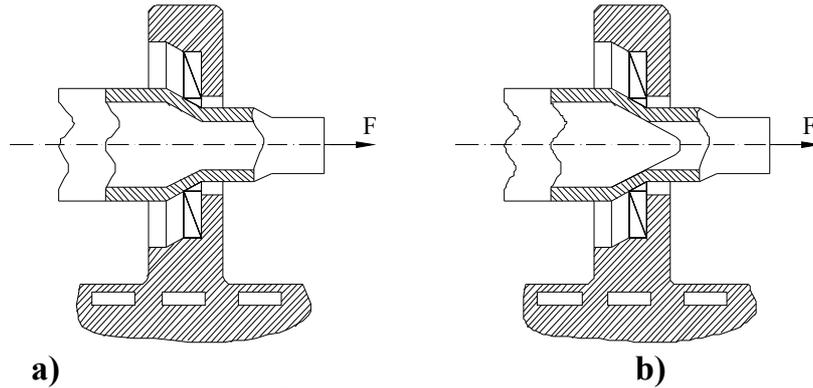


Hình 1.7. Sơ đồ nguyên lý ép kim loại thành ống

1. Pittông; 2.Xylanh; 3. Lỗ tạo lỗ; 4. Khuôn ép; 5. Kim loại

**1.3.4.2. Phương pháp kéo thành ống:**

Kéo kim loại là một phương pháp gia công áp lực. Trong đó kim loại bị biến dạng và tạo ra hình dạng theo yêu cầu bằng cách kéo qua lỗ khuôn định hình. Trên hình 2.5 trình bày sơ đồ nguyên lý phương pháp kéo.

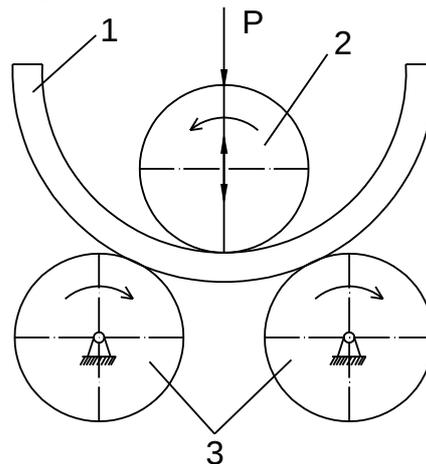


Hình 1.8. Sơ đồ nguyên lý phương pháp kéo  
a) Kéo ống không dùng lỗ tựa      b) kéo ống có dùng lỗ tựa

Đặc trưng cho mức độ kéo là thông số :  $k = \frac{d_0}{d_1}$

Trong đó  $d_0$ ,  $d_1$  là đường kính ngoài của phôi trước và sau một lần kéo. Phương pháp này thường dùng để sản xuất ống có đường kính nhỏ (kéo nguội và có lỗ tựa).

**1.3.4.3. Phương pháp uốn ống 3 trục:**

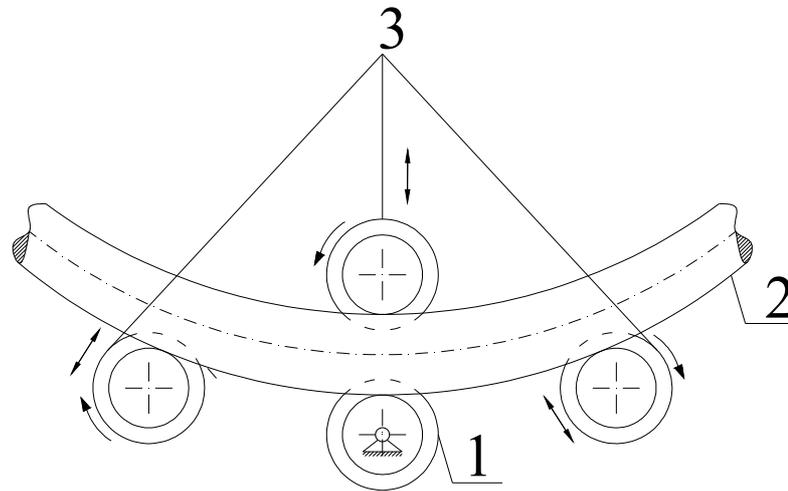


Hình 1.9. Sơ đồ nguyên lý phương pháp uốn trên máy uốn 3 trục  
1. Trục ép ; 2. Phôi; 3. Trục chủ động

Đây là phương pháp gia công áp lực. Trong đó kim loại bị biến dạng nguội bởi lực tác dụng (mặt trong của ống chịu nén, mặt ngoài của ống chịu kéo) để nhận được hình dáng cần thiết. Trong thực tế hiện nay người ta dùng phương pháp cuốn ống ba

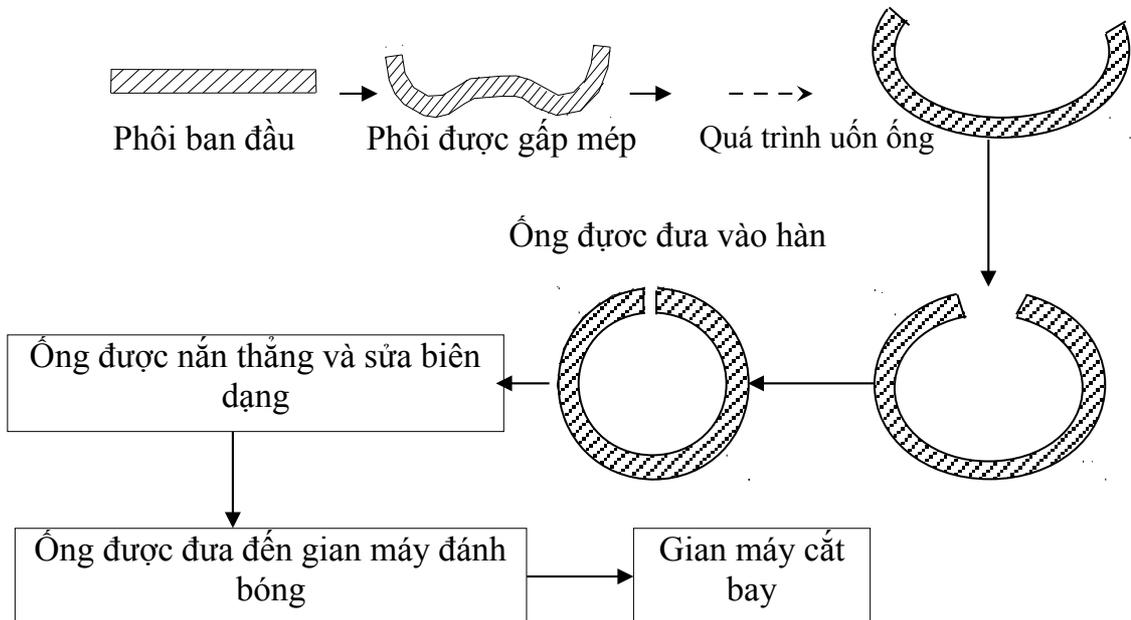
trục (2 trục chủ động và một trục bị động). Phương pháp này có thể tạo ra ống có đường hàn song song với trục của ống hoặc có đường hàn xoắn quanh trục của ống. Trên hình 2.6 trình bày nguyên lý phương pháp cuộn ống trên máy cuộn 3 trục.

#### 1.3.4.4. Phương pháp uốn ống 4 trục:



Hình 1.10. Sơ đồ nguyên lý phương pháp uốn trên máy uốn 4 trục  
1. Trục chủ động ; 2. Phôi; 3. Trục ép

#### 1.3.4.5. Quá trình sản xuất ống:



Hình 1.11: Quy trình công nghệ sản xuất ống trên dây chuyền uốn ống

Bước 1: Phôi dài được đưa vào gá đặt sẵn trên máy tháo cuộn nhờ hệ thống palăng cầu trục chuyên dùng. Được cấp vào cụm máy nhờ cặp lô cán cuộn đầu tiên, qua cặp lô là phẳng phôi và hai cặp con lăn dẫn hướng. Tiếp tục phôi dài được đưa vào cuộn định hình, dẫn qua các cụm lô ngang và lô đứng. Trong đó các cặp lô

ngang là lô chủ động, được dẫn động bằng 1 động cơ, qua bộ truyền đai, đến hộp giảm tốc, qua bộ truyền bánh vít trục vít, đến trục cacđăng rồi đến lô chủ động. Còn các cặp lô bị động quay theo tiến trình của sản phẩm, để đảm bảo biên dạng thiết kế. Sản phẩm được khẹp mí và hàn giáp mí, khe hở giáp mí và chất lượng mối hàn nhờ cặp lô giáp mí và cặp lô chống biến dạng, cặp lô là mối hàn sau khi hàn.

Bước 2: Sản phẩm được tự động dẫn đến cụm máy mài. Tại đây hai máy mài gắn phốt mài bằng vải nhám mềm bố trí liên tiếp, đặt chéo nhau và chéo với đường hàn 1 góc  $45^\circ$ . Sau bước công nghệ này ống sản phẩm được hình thành với chất lượng sạch đẹp, phẳng mặt không bị xước.

Bước 3: Sản phẩm được tự động dẫn đến cụm máy sửa biên dạng và nắn thẳng. Sản phẩm qua các quá trình công nghệ cán cuốn hàn đã bị biến dạng cơ và biến dạng nhiệt, do đó tại bước công nghệ này sản phẩm được tinh sửa biên dạng và nắn thẳng nhờ 6 cặp lô bị động và 6 cặp lô chủ động. Tiếp tục sản phẩm được chuyển đến máy tinh nắn thẳng bố trí ở cuối bước công nghệ này.

Qua máy nắn thẳng sản phẩm được chỉnh thẳng theo yêu cầu nhờ có cặp lô điều chỉnh tâm ống theo hai phương thẳng đứng và nằm ngang.

Bước 4: Sản phẩm được đi vào máy cắt bay và chạy đến máng thu sản phẩm, ngay sau khi đạt qui cách chiều dài định trước, nhờ hệ thống điều khiển tự động bằng điện khí nén thực hiện động tác kẹp chặt ống và cơ cấu cắt bay để thu sản phẩm rơi vào máng, đồng thời bàn máy cắt lùi về phía ban đầu cho thực hiện chu kì tiếp theo.

Bước 5: Sản phẩm tiếp tục được chuyển đến gian máy đánh bóng toàn phần.

Sử dụng phương pháp uốn từng phần liên tục để tạo ống tròn. Phôi ban đầu là thép tấm, thép bản. Công nghệ này đơn giản, đầu tư ít, thiết bị không đắt và không phức tạp như máy cán ống không hàn.

#### **1.4. Thiết bị uốn ống:**

##### **1.4.1 Các bộ phận chính của máy uốn ống kim loại.**

###### **- Má động**

+ Là phần quay trong máy uốn ống có nhiệm vụ kẹp và uốn ống với các góc độ khác nhau.

+ Má động được chế tạo liền khối có gắn đầu trượt để kẹp ống, cơ cấu pittong- xi lanh dẫn động đầu trượt. Có cử hành trình bảo đảm an toàn cho máy khi má động uốn ống và trở về vị trí ban đầu. Trên má động có gắn đĩa xích và nhận chuyển động do pitong kéo xích truyền sang đĩa xích.

+ Đầu trượt có gắn má kẹp có xẻ rãnh để tăng ma sát trong quá trình kẹp, uốn (đây là bộ phận nhanh hỏng trong máy uốn vì ma sát rất lớn trong khi uốn).

###### **- Má tĩnh**

+ Má tĩnh cùng với chày uốn và má động có nhiệm vụ kẹp chặt ống.

+ Má tĩnh gồm có nhiều con lăn có chiều dài lớn hơn má động để định hướng và kẹp chặt.

- Puly động: dùng để vừa kẹp chặt ống với đầu kẹp má động và vừa có nhiệm vụ tạo góc độ ống cần uốn.

- Chày uốn: Chày uốn dùng để chống dập cho ống có đường kính phù hợp với các ống khác nhau.
  - Cơ cấu dẫn động chày uốn : Gồm có pittông xi lanh dẫn động dùng thay đổi khoảng cách của chày uốn so với các má kẹp. Các con lăn đỡ chày, đỡ ống được bố trí trên thân máy.
  - Xi lanh dẫn động đầu trượt má động :Dẫn động đầu trượt chuyển động tịnh tiến để kẹp chặt.
  - Xi lanh dẫn động đầu trượt má tĩnh.
  - Động cơ điện.
  - Các van điều khiển (van SOLENOID) và Các cử hành trình.
- Điều khiển hoạt động của máy là các van điều khiển theo hành trình uốn và chuyển động tịnh tiến của các xi lanh. Các cử hành trình đảm bảo an toàn cho máy.

#### 1.4.2 Lựa chọn các loại đầu kẹp ống

Có 2 loại đầu kẹp ống : Đầu kẹp có sử dụng các con lăn và đầu kẹp sử dụng các má kẹp.

##### 1.4.2.1 Đầu kẹp sử dụng con lăn:

Các máy uốn ống sử dụng đầu kẹp này chủ yếu là các máy có công suất bé vì khi uốn ma sát sinh ra trên ống kẹp và puly uốn nhỏ (ma sát lăn). Nhược điểm của loại này là khi các ống có kích thước bé lớn thì kết cấu puly công kênh và đầu kẹp sẽ lớn.

##### 1.4.2.2 Đầu kẹp sử dụng các má kẹp:

Các má kẹp này có kết cấu khá đơn giản có thể dùng kẹp các ống có đường kính lớn nhưng nhược điểm của nó là tạo ra lực ma sát lớn khi uốn (ma sát trượt). Để hạn chế ma sát trượt trên má kẹp vì dễ làm hư hỏng ống khi ống trượt trên má kẹp ( đặc biệt là các ống inox mỏng) ta thiết kế bộ phận dẫn động cho má kẹp ( ở trên má kẹp tĩnh)  
(Hình 1.12 và 1.13)

#### 1.4.3 Lựa chọn Puly uốn.

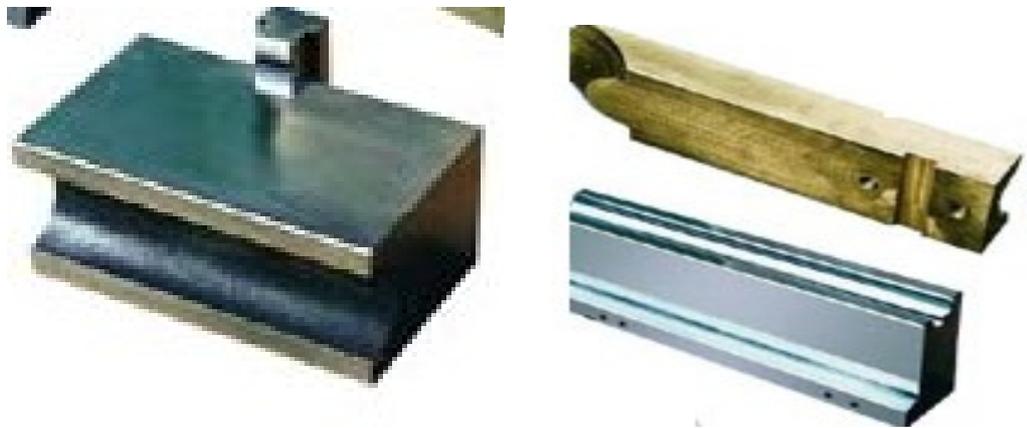
Tùy thuộc vào đường kính ống uốn khác nhau mà ta có các loại puly khác nhau, mà vòng bán nguyệt trên puly khác nhau.

Trên puly có gắn một má kẹp kết hợp với má kẹp di động tạo thành một cơ cấu giúp ta uốn ống theo hình dáng yêu cầu.

Puly uốn có cấu tạo như hình minh họa nhằm đảm bảo ống không bị trượt trong quá trình uốn (Hình 1.14)



Hình 1.12: Con lăn và Má kẹp



Hình 1.13: Kết cấu má kẹp



Hình 1.14: Khi kẹp ống

#### 1.4.4 Chày uốn



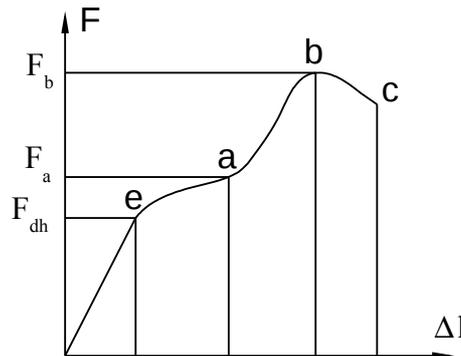
Hình 1.15: Chày chống mốp ống

Qua tìm hiểu ta được biết các loại ống đã và đang được ử dụng rất nhiều trong thực tế, trong cuộc sống , không chỉ có trong sản xuất mà còn được sử dụng trong các nhu cầu trang trí , giải trí và đặc biệt là trong công nghệ đóng tàu.....Ống được chế tạo bằng nhiều phương pháp khác nhau. Để có được các biên dạng ống chính xác, đảm bảo tiêu chuẩn theo yêu cầu thì ta cần có một thiết bị rất quan trọng đó là máy uốn ống.

## CHƯƠNG 2: CƠ SỞ LÝ THUYẾT UỐN.

### 2.1. Các quá trình biến dạng xảy ra khi uốn:

Khi uốn ống thường xảy ra ba quá trình: biến dạng đàn hồi, biến dạng dẻo và phá huỷ là ba quá trình thường xảy ra trong kim loại và phần lớn hợp kim dưới tác dụng của tải trọng.



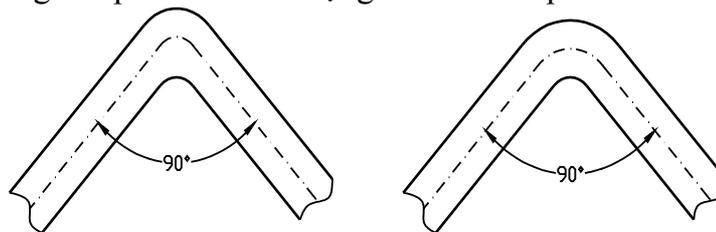
Hình 2.1. Biểu đồ tải trọng.

- Lúc đầu khi tăng tải trọng độ biến dạng  $\Delta F$  tăng theo tỉ lệ bậc nhất với nó, ứng với đoạn OF.
  - Khi tải trọng vượt quá giá trị lớn nhất định (điểm e) biến dạng tăng nhanh hơn. Bao gồm biến dạng dẻo đi kèm với biến dạng đàn hồi.
  - Khi tải trọng đạt đến giá trị lớn nhất (điểm b), biến dạng tập trung xuất hiện gây vết nứt và phá huỷ mẫu. Đó là giai đoạn phá huỷ.
  - Quá trình xảy ra biến dạng đàn hồi, biến dạng dẻo hoặc phá huỷ tùy theo ứng suất phát sinh.
- \* Các hiện tượng xảy ra khi biến dạng dẻo:
- Sự thay đổi dạng hạt: sự thay đổi hình dáng chủ yếu là nhờ quá trình trượt. Hình dạng của hạt không những thay đổi về kích thước mà trong quá trình biến dạng các hạt có thể vỡ ra thành nhiều khối nhỏ, làm tăng cơ tính.
  - Sự thay đổi hướng của hạt: trước khi biến dạng các hạt sắp xếp không theo một hướng nhất định, trong khi trượt các hạt trượt được quay về phía trục tác dụng lực và sau khi biến dạng tinh thể được định hướng theo một chiều hướng đó gây ra tổ chức sợi trong kim loại. Mức độ định hướng càng lớn nếu độ biến dạng càng nhiều và tổ chức sợi càng thể hiện rõ ràng. Sự hình thành tổ chức sợi dẫn đến sự khác nhau về cơ tính kim loại mất tính đẳng hướng.
  - Sự tạo thành ứng suất dư: khi gia công áp lực do biến dạng không đồng đều và không cùng một lúc nên trong nội bộ vật thể khi biến dạng còn để lại ứng suất gọi là ứng suất dư bao gồm ba loại:
    - + Ứng suất dư loại 1: là ứng suất dư sinh ra do biến dạng không đồng đều giữa các bộ phận của vật thể.

- + Ứng suất dư loại 2: là ứng suất dư sinh ra do biến dạng không đồng đều giữa các hạt.
- + Ứng suất dư loại 3: là ứng suất dư sinh ra do biến dạng không đồng đều trong nội bộ hạt.
- Sự thay đổi thể tích và tải trọng: trong kim loại có nhiều khe xốp, lỗ rỗng, vết nứt tế vi do đó khi biến dạng dẻo, trong nội bộ kim loại bao giờ cũng xảy ra hai quá trình ngược nhau.
- Quá trình tạo ra khe xốp, lỗ rỗng, vết nứt tế vi do sự vỡ nát của mạng tinh thể khi trượt và song tinh làm cho thể tích tăng lên.
- Quá trình hàn gắn, huỷ những lỗ rỗng vết nứt khi kết tinh lại do đó làm tỉ trọng tăng lên.
- Do vậy tỷ trọng và thể tích của kim loại khi gia công áp lực thay đổi không đáng kể.

## 2.2. Quá trình công nghệ uốn:

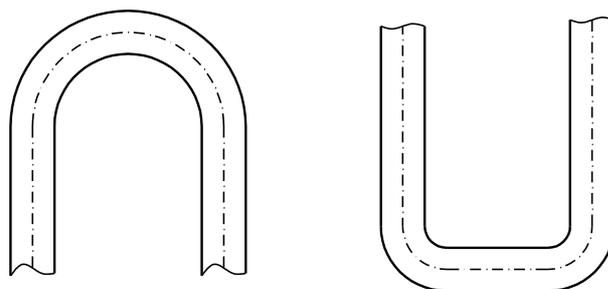
- Uốn là một trong những nguyên công thường gặp nhất trong dập nguội. Uốn ống tức là biến ống thẳng thành những ống cong hay gấp khúc. Khối lượng vật uốn trong ngành chế tạo máy và dụng cụ không ngừng tăng lên.
- Phụ thuộc vào kích thước và hình dáng vật uốn, dạng phôi ban đầu ta có thể uốn trong khuôn hay tiến hành uốn trên máy ép trục khuỷu lệch tâm, ma sát hay thủy lực. Đôi khi có thể tiến hành trên các dụng cụ uốn bằng tay hoặc trên máy uốn chuyên dùng.
- Đặc điểm của quá trình uốn là dưới tác dụng của chày, cối hay lực kẹp, lực uốn phôi bị biến dạng dẻo từng vùng tạo thành hình dạng cần thiết. Quá trình biến dạng bao gồm quá trình biến dạng đàn hồi và quá trình biến dạng dẻo.



Bán kính cong bé

Bán kính cong lớn

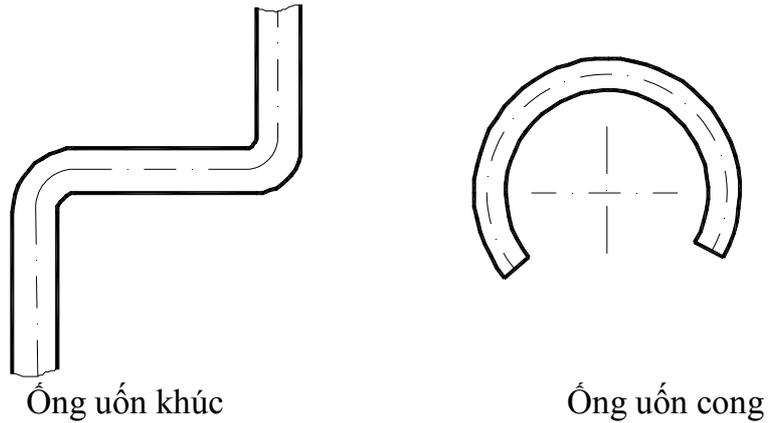
Hình 2.2. Ống uốn  $90^{\circ}$ .



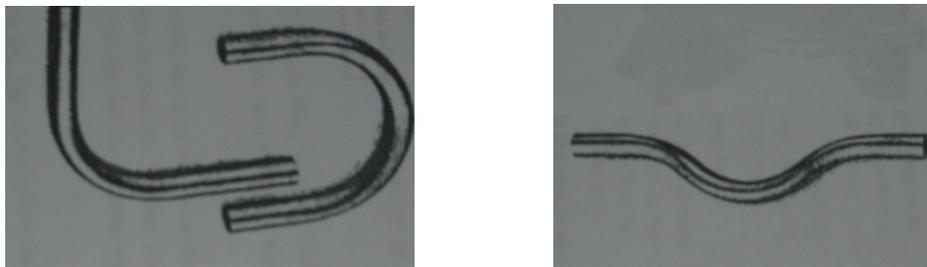
Ống uốn  $180^{\circ}$

Ống uốn dạng chữ U

Hình 2.3. Ống uốn  $180^{\circ}$ .



Hình 2.4. Ống uốn khúc.



Hình 2.5. Một số hình dạng ống uốn phổ biến.



Hình 2.6. Các sản phẩm ống.

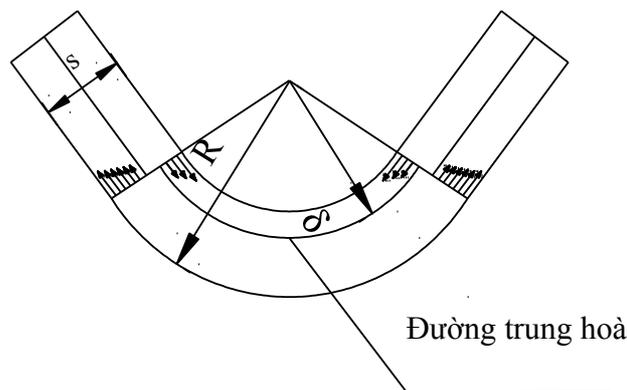
### 2.3. Phân tích lực tại tiết diện bị uốn:

#### 2.3.1. Lớp trung hoà:

- Trên thành của phôi trước khi uốn ta kẻ những ô vuông. Sau khi uốn ta thấy những ô vuông ở phần thẳng không thay đổi, còn những ô vuông ở phần cong thì biến thành hình thang.
- Các vạch ngang tính từ tâm uốn ra, các vạch ở phía ngoài dài ra, còn các vạch ở phía trong ngắn lại. Chỉ có đường 00 là chiều dài không đổi. Đó là lớp trung hoà. Phần ngoài lớp trung hoà chịu kéo còn phần trong chịu nén. Lớp trung hoà không chịu kéo hay nén, nên giữ được độ dài ban đầu. Đó là căn cứ tốt nhất để xác định phôi uốn.
- Quan sát tiết diện cắt trên cung uốn, ta thấy có dạng hình quạt. Phần dưới

lớp trung hoà thì co lại, phân trên phình ra. Lớp trung hoà giữ nguyên được bề rộng ban đầu của phôi. Biểu tượng này càng rõ rệt, khi bề rộng vật uốn càng hẹp và bán kính uốn càng nhỏ.

- Người ta đã chứng minh rằng lớp trung hoà đi qua trọng tâm của mặt phẳng tiết diện. Trong quá trình uốn, bán kính uốn càng nhỏ dần thì hình dáng tiết diện cũng thay đổi dần, nên trọng tâm của tiết diện cũng di chuyển dần về phía tâm uốn.
- Khi uốn những dải kim loại hẹp, xảy ra sự sai lệch rất lớn về tiết diện ngang, bao gồm sự giảm chiều dày ở chỗ uốn, độ giãn rộng ở trong góc với sự tạo thành độ cong ngang và hiện tượng co mặt ngoài.
- Do sự biến mỏng vật liệu và sai lệch hình dạng tiết diện ngang, lớp trung hoà ở chỗ bán kính uốn nhỏ nhất sẽ không đi qua giữa tiết diện nữa mà dịch chuyển về phía bán kính nhỏ. Khi uốn kim loại dải mỏng hoặc tấm cũng xảy ra biến dạng mỏng vật liệu, nhưng hầu như không có sai lệch tiết diện ngang, bởi vì trở kháng của vật liệu có chiều rộng lớn hơn sẽ chống lại sự biến dạng theo hướng ngang.



Hình 2.7. Sơ đồ biến dạng dẻo

- Khi uốn kim loại với bán kính lượn nhỏ thì ứng suất và biến dạng không được tập trung ở dưới chày mà phân bố trên chiều dài lớn của phôi giữa các gối tựa. Do đó phôi được uốn theo đường cong parabol với độ cong tăng dần và tay đòn uốn bị giảm đi.

### 2.3.2. Tính toán phôi uốn:

Để tính toán chiều dài phôi đảm bảo kích thước của chi tiết sau khi uốn thì cần phải:

- a) Xác định vị trí lớp trung hoà, chiều dài lớp trung hoà ở vùng biến dạng.
- b) Chia kết cấu của chi tiết uốn thành những đoạn thẳng và cong đơn giản.
- c) Tổng cộng chiều dài của các đoạn đó lại. Chiều dài của các phần thẳng không thay đổi, còn các phần cong được tính theo chiều dài lớp trung hoà.

\* Khi tính toán chiều dài phôi uốn chia ra làm hai trường hợp:

- 1) Bán kính uốn  $r > 0.5S$ .

Khi các kích thước ghi trên bản vẽ chi tiết, chiều dài phôi uốn được xác định theo công thức:

$$L = 11 + 12 + \frac{\pi\varphi^0}{180^0}(r + xs)$$

Đối với trường hợp có nhiều góc uốn:

$$L=11+12+\dots+1n+1+\frac{\pi\varphi_1^0}{180^0}(r_1 + x_1s) + \frac{\pi\varphi_2^0}{180^0}(r_2 + x_2s) + \dots + \frac{\pi\varphi_n^0}{180^0}(r_n + x_ns)$$

2) Bán kính uốn  $r < 0.5S$ .

Trong thực tế khi uốn với bán kính nhỏ, chiều dài phôi bị kéo dài ra và chiều dài vật liệu nơi uốn bị mỏng đi. Góc uốn càng nhỏ và có nhiều góc uốn cùng một lúc thì hiện tượng kéo dài càng rõ rệt.

### 2.3.3 Tính toán lực uốn:

- Lực uốn trong khuôn dập bao gồm lực uốn tự do và lực là phẳng vật liệu. Trị số lực là phẳng lớn hơn rất nhiều so với lực uốn tự do.
- Sự thay đổi lực uốn khi uốn một góc. Lực uốn cuối cùng  $P_0$  (KG) có mặt phẳng vật liệu khi uốn hình chữ nhật được tính theo công thức:

$$PC = k \frac{S^2}{l} . B\sigma_b + q.F$$

Trong đó:

$$k = 1,33 \text{ khi } \frac{l}{S} > 8 \text{ và}$$

$$k = 1,26 \text{ khi } \frac{l}{S} > 12$$

l- chiều rộng miệng cối( khoảng cách giữa hai ụ đỡ)	mm
B- chiều rộng vật uốn	mm
q- áp suất để là phẳng	KG/mm <sup>2</sup>
F- diện tích là phẳng dưới chày	mm <sup>2</sup>

$$\text{Khi } \alpha = 60^0, F = B.[2l - 3,5(r + S + R1)]$$

$$\text{Khi } \alpha = 90^0, F = B.[1,4l - 2(r + S + R1)]$$

$$\text{Khi } \alpha = 120^0, F = B.[1,1l - (r + S + R1)]$$

r - bán kính uốn của chày mm

R1 - bán kính trượt của cối mm

- Các yếu tố ảnh hưởng đến lực uốn là các tỉ số  $r/S$ ,  $l/S$ ,  $l/r$  và kiểu khuôn uốn.
- Để giảm lực uốn trong trường hợp có là phẳng sau cùng, đôi khi người ta khoét bớt chày để giảm diện tích là phẳng F.
- Khi uốn ống chữ U và vật uốn được đẩy qua cối thì lực uốn được xác định theo công thức:

$$PC = 0,4.B.S. \sigma_b, \text{ kG}$$

Công thức này thích hợp khi tỉ số:

$$r/L = 0,15 \div 0,2$$

nếu  $r/L > 0,2$  lực PC sẽ nhỏ hơn

nếu  $r/L < 0,15$  lực PC sẽ lớn hơn

Khi uốn hình chữ U có là phẳng cuối cùng, lực uốn được tính theo công thức:

$$PC = 0,7 \cdot \frac{BS^2 \sigma_b}{r + S} + q \cdot F$$

Trong đó:

$\sigma_b$  - giới hạn bền của vật liệu

$\text{kG/mm}^2$

B - chiều rộng của vật uốn

mm

q- áp suất để là phẳng khi uốn chữ U

$\text{kG/mm}^2$

F = (L - 2r).B diện tích là phẳng dưới chày ( $\text{mm}^2$ )

L- kích thước của chày hoặc khoảng cách giữa hai thành vật uốn, mm

## 2.4. Bán kính uốn cho phép:

### 2.4.1. Bán kính uốn lớn nhất và nhỏ nhất:

- Khi uốn bán kính trong được quy định trong một giới hạn nhất định. Nếu lớn quá, vật uốn sẽ không có khả năng giữ được hình dạng sau khi không còn tác dụng của ngoại lực vì chưa đến mức độ biến dạng dẻo.
- Ngược lại, nếu quá nhỏ thì có thể làm đứt, nứt vật liệu ở tiết diện uốn.
- Bán kính uốn lớn nhất cho phép được xác định theo công thức:

$$r_{\max} = \frac{\varepsilon}{2\sigma_T}$$

$\varepsilon$  : môđun đàn hồi khi kéo

$\text{N/mm}^2$

- Bán kính uốn nhỏ nhất cho phép được xác định theo công thức thực nghiệm:

$$r_{\min} = K \cdot S$$

trong đó : K được lấy trong bảng 34 - [4] CNDN-TÔN YÊN

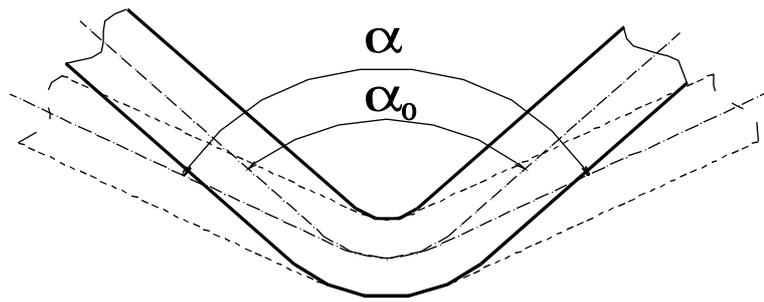
Bán kính nhỏ nhất để uốn ống ở bảng 33 - [4] CNDN-TÔN YÊN

### 2.4.2. Yếu tố ảnh hưởng đến bán kính uốn:

- Cơ tính của vật liệu và phương pháp nhiệt luyện.
- Ảnh hưởng của góc uốn: cùng một bán kính uốn như góc uốn và càng nhỏ thì vùng biến dạng càng lớn.

## 2.5. Ảnh hưởng tính đàn hồi khi uốn:

- Như đã biết, trong quá trình uốn không phải toàn bộ phần kim loại phần cung uốn đều bị biến dạng dẻo, mà còn có một phần bị biến dạng đàn hồi. Do đó sẽ có một phần biến dạng đàn hồi sau khi uốn.



Hình 2.8. Sự phục hồi biến dạng do đàn hồi.

- Sự phục hồi đàn hồi thường được thể hiện bằng sự thay đổi của góc uốn. Để có chi tiết góc uốn  $\alpha$  thì người ta phải uốn góc  $\alpha_0$  và góc uốn đàn hồi được xác định:

$$\beta = \frac{\alpha - \alpha_0}{2}$$

Góc đàn hồi  $\beta$  có thể tính toán hoặc xác định bằng thí nghiệm.

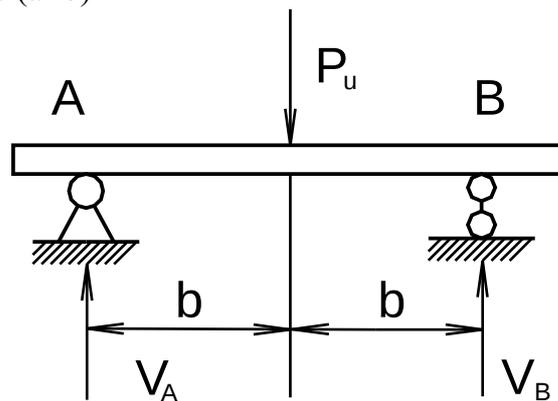
Tùy thuộc vào phương pháp uốn ống mà góc độ đàn hồi  $\beta$  khác nhau:

- Trường hợp dùng phương pháp uốn ép, chuyển động uốn là chuyển động tịnh tiến, thì góc đàn hồi  $\beta$  được tra bảng 35 ÷ 36
- Trường hợp dùng phương pháp uốn với chuyển động uốn là chuyển động quay thì sự phục hồi đàn hồi rất bé và có thể bỏ qua.

## 2.6. Tính lực uốn:

Trong quá trình tính toán lực khi uốn, ta xem ống như dầm chịu uốn phẳng thuần túy với đặc trưng mặt cắt ngang là tròn rỗng.

### 2.6.1. Trường hợp 1: (a>b)



Hình 2.9. Sơ đồ lực trong trường hợp 1

- Xác định phản lực gối:

$$\Sigma Y = -V_A + V_B - P = 0 \quad (1)$$

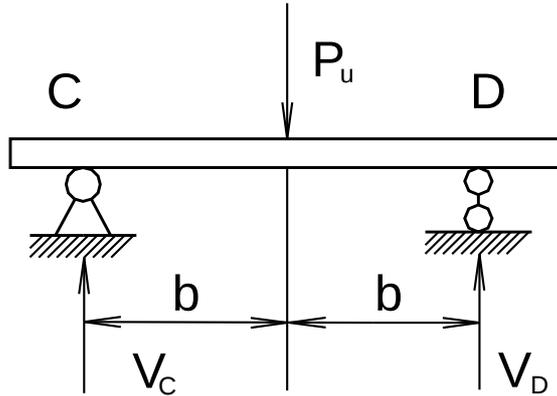
$$\Sigma m_A = V_B \cdot a - P \cdot (a+b) = 0 \quad (2)$$

$$\Rightarrow V_B = \frac{P \cdot (a+b)}{a}$$

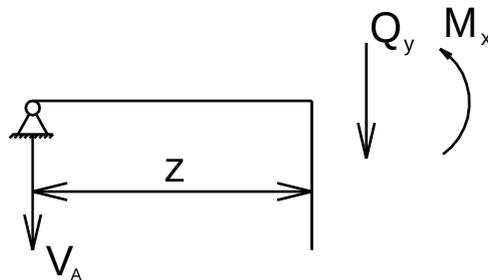
$$V_A = V_B - P_u = \frac{P \cdot (a+b)}{a} - P_u = \frac{P \cdot b}{a}$$

2) Xác định momen uốn  $M_x$ :

a. Tính tại mặt cắt 1-1 (góc A):  $0 \leq z \leq a$



Hình 2.10. Sơ đồ lực trong trường hợp 2



Hình 2.11: Thành phần lực và mômen tại Z

$$\Sigma Y = Q_Y + V_A = 0$$

$$\Rightarrow Q_Y = -V_A = \frac{P \cdot b}{a}$$

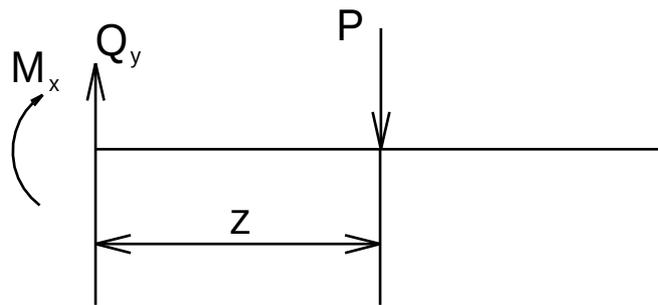
$$\Sigma m_0 = M_X + V_A \cdot z = 0$$

$$\Rightarrow M_X = -V_A \cdot z = -\frac{P \cdot b \cdot z}{a}$$

$$\text{Tại } z = 0 \Rightarrow M_X = 0$$

$$\text{Tại } z = a \Rightarrow M_X = -P \cdot b$$

b. Tính tại mặt cắt 2-2:  $a \leq z \leq b$



Hình 2.12 :Thành phần lực và mômen tại vị trí có tọa độ z

$$\Sigma Y = QY - P = 0$$

$$\Rightarrow QY = P$$

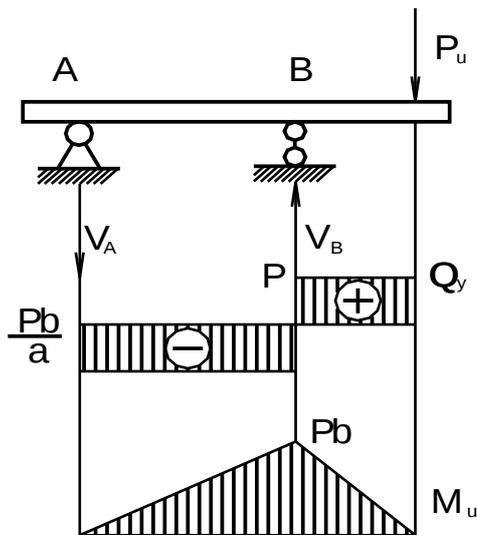
$$\Sigma m_0 = -MX - P.z = 0$$

$$\Rightarrow MX = -P.z$$

Tại  $z = 0 \Rightarrow MX = 0$

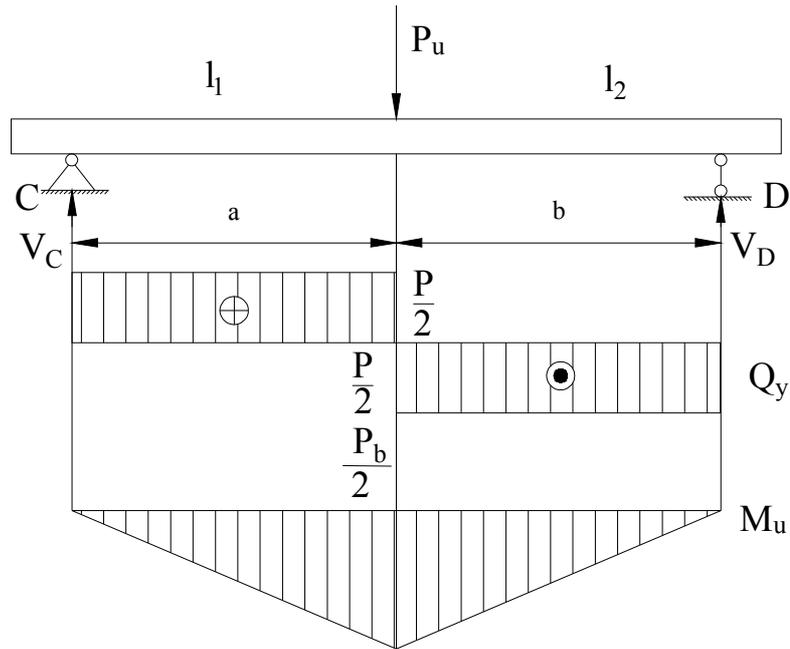
Tại  $z = a \Rightarrow MX = P.b$

Biểu đồ nội lực:



Hình 2.13:Biểu đồ nội lực

### 2.6.2. Trường hợp 2: (a = b)



Hình 2.14 : Biểu đồ nội lực

$$V_C = V_D = P/2$$

a. Tính tại mặt cắt 1-1 (góc C):  $0 \leq z \leq b$

$$\Sigma Y = Q_Y - V_C = 0$$

$$\Rightarrow V_C = P/2$$

$$\Sigma m_0 = M_X - V_C \cdot z = 0$$

$$\Rightarrow M_X = V_C \cdot z$$

$$\text{Tại } z = 0 \Rightarrow M_X = 0$$

$$\text{Tại } z = a \Rightarrow M_X = \frac{P \cdot b}{2}$$

b. Tính tại mặt cắt 1-1 (góc C):  $b \leq z \leq 2b$

$$\Sigma Y = Q_Y + P - V_C = Q_Y + P - P/2 = 0$$

$$\Rightarrow Q_Y = -P/2$$

$$\Sigma m_0 = 0$$

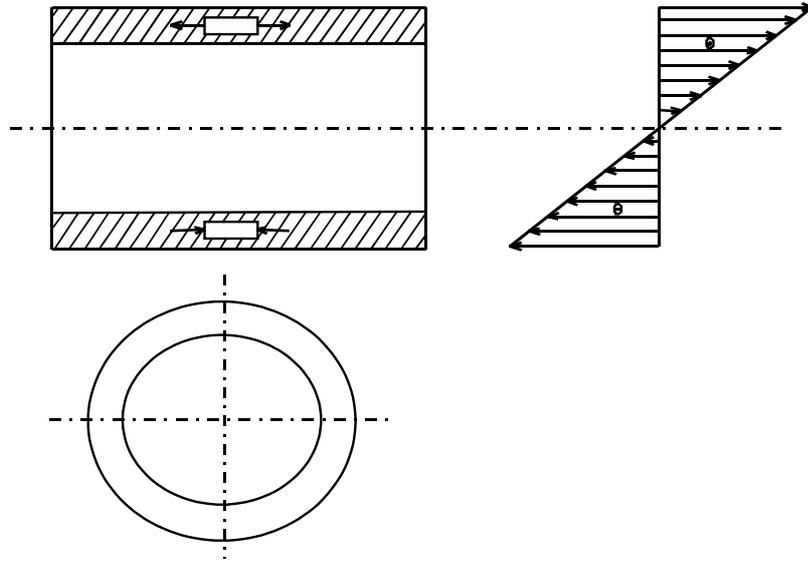
$$\Rightarrow -\frac{P}{2} \cdot z - P \cdot (3-b) + M_X = 0$$

$$\text{Tại } z = b \Rightarrow M_X = \frac{P \cdot b}{2}$$

$$\text{Tại } z = 2b \Rightarrow M_X = 0$$

## 2.7. Xác định lực uốn:

Để xác định lực uốn, ta xét đến đặc trưng hình học của mặt cắt ngang của dầm chịu uốn thuần túy. Ta có mặt ngang của ống là hình vành khăn.



Hình 2.15. Biểu đồ ứng suất của ống khi chịu uốn.

Khi chịu uốn 1/2 phần trên ống chịu ứng suất kéo còn 1/2 phần dưới chịu ứng suất nén. Ta có biểu đồ ứng suất như hình vẽ trên.

Ta có công thức:

$$\sigma_n = \sigma_k = \frac{M_x}{W_k} = \frac{M_x}{W_n}$$

Trong đó :

$\sigma_n$	: Ứng suất nén	$N/m^2$
$\sigma_k$	: Ứng suất kéo	$N/m^2$
$MX$	: Momen xoắn	$N.m$
$W_k$ và $W_n$	: Momen chống uốn của mặt cắt ngang	$m^3$

$$W_k = W_n = 0,1.D^3.(1 - \alpha^4)$$

$$\alpha = \frac{d}{D}$$

\* Thay các giá trị trên, ta có lực uốn tương ứng mỗi trường hợp ta xét:

Đối với trường hợp 1:

$$P_u = \frac{\sigma_n \cdot W_n}{b} =$$

$$\frac{\sigma_k \cdot W_k}{b}$$

Đối với trường hợp 2:

$$P_u = \frac{2 \cdot \sigma_n \cdot W_n}{b} = \frac{2 \cdot \sigma_k \cdot W_k}{b}$$



### CHƯƠNG 3: PHÂN TÍCH CHỌN PHƯƠNG ÁN THIẾT KẾ MÁY.

#### 3.1. Giới thiệu chung về máy uốn ống:

Khi chế tạo ra được ống thẳng, đơn giản thì người ta cần những ống gấp khúc, hình dạng khác nhau để ứng dụng trong thực tế. Do đó cần phải uốn các ống thẳng cong theo một hình dạng nhất định phù hợp với thực tế thì máy uốn ống được ra đời. Đầu tiên là máy uốn ống điều khiển bằng tay, sau phát triển thành máy điều khiển tự động, và dùng thủy lực...

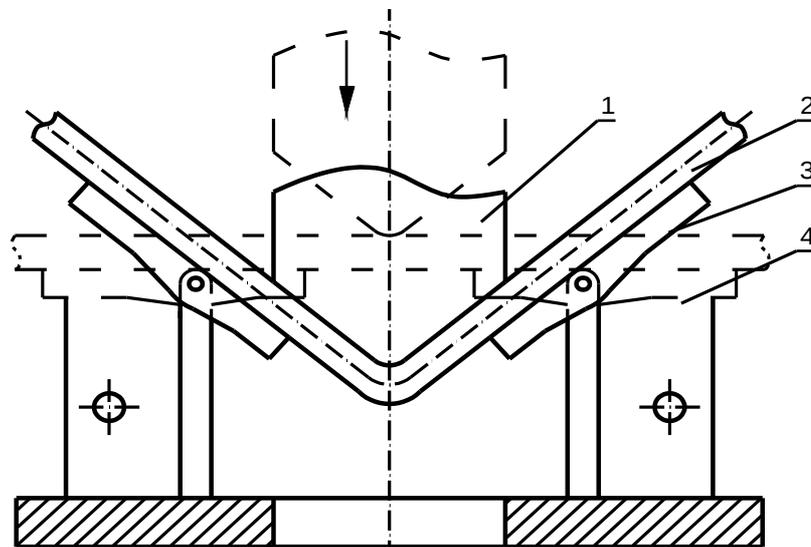
#### 3.2. Các phương án uốn ống:

Như đã biết, quá trình uốn ống là dưới tác dụng của chày và cối, phôi bị biến dạng dẻo từng vùng để tạo thành hình có dạng cong đều, gấp khúc theo góc độ nào đó.

Có thể có rất nhiều phương án thực hiện quá trình uốn. Sau đây giới thiệu một số phương án uốn ống.

##### 3.2.1. Chuyển động tịnh tiến:

- Sơ đồ nguyên lý:



Hình 3.1. Sơ đồ uốn ống bằng phương pháp chuyển động tịnh tiến.

1. Chày uốn

2. Phôi

3. Bàn máy

4. Thân máy

- Nguyên lý làm việc:

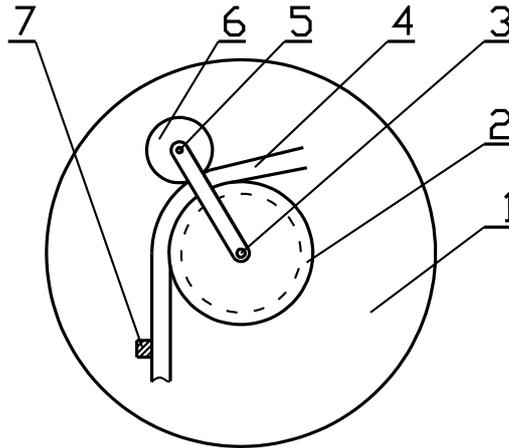
Chày uốn đi xuống ( tịnh tiến ) nhờ chuyển động của máy ép ( như máy ép ma sát trục khuỷu, máy ép ma sát trục vít, máy ép lệch tâm, máy ép thủy lực ...), tác dụng lực lên chi tiết làm chi tiết biến dạng theo hình dáng của chày uốn.

- Đặc điểm:

Cơ cấu này đơn giản, dễ chế tạo, hoạt động đơn giản có thể thực trên bất kỳ loại máy ép nào. Tuy nhiên hình dạng bị hạn chế, để đa dạng hình dạng ta phải chế tạo nhiều kiểu chày khác nhau. Sử dụng trên các máy ép ma sát nên kết cấu công kênh, góc đàn hồi lớn.

### 3.2.2. Chuyển động quay:

- Sơ đồ nguyên lý:



Hình 3.2. Sơ đồ nguyên lý bằng chuyển động quay.  
1. Mâm quay; 2. Puly cố định; 3. Trục puly; 4. Ống  
5. Trục con lăn; 6. Con lăn; 7. Chốt tỳ giữ ống

- Nguyên lý làm việc:

Mâm quay (1) chuyển động quay quanh trục puly cố định (chạy lồng không) làm cho trục con lăn quay. Các con lăn được lắp lồng trên trục nên nó còn có thể quay quanh tâm. Nhờ đó các con lăn khi thực hiện chuyển động uốn, nó sẽ lăn trượt lên thành ống, không gây ra ma sát trượt làm hỏng bề mặt của ống.

- Đặc điểm:

Kết cấu đơn giản dễ chế tạo, dễ vận hành, sử dụng và bảo quản, kết cấu gọn. Có thể uốn nhiều góc độ khác nhau  $\leq 180^\circ$ , hình dạng khác nhau, góc đàn hồi bé, bán kính cong nhỏ, máy chỉ có thể uốn góc không uốn cong.

### 3.2.3. Chuyển động quay kiểu 3 trục cán:

- Sơ đồ nguyên lý (Hình trang bên)

Có 2 phương án bố trí:

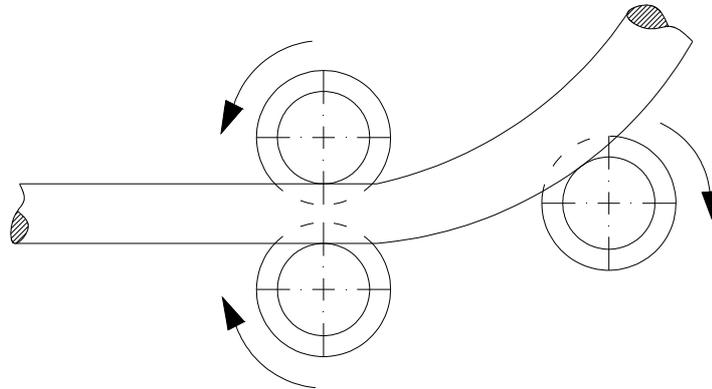
+ Phương án trục ép bố trí phía sau 2 trục dẫn

+ Phương án trục ép bố trí giữa 2 trục dẫn

- Nguyên lý làm việc: Cả 2 phương án trên đều cùng nguyên lý hoạt động.

Động cơ truyền chuyển động cả ba trục nhờ các bộ truyền bánh răng. Hai trục dẫn (đỡ) có cùng chiều tiến, trục ép quay ngược chiều so với hai trục dẫn, đồng thời trục

ép còn được điều chỉnh khoảng cách so với hai trục dẫn nhờ cơ cấu thủy lực tạo sức ép nên bán kính cong khi uốn.



Hình 3.3. Sơ đồ phương án uốn 3 trục cán, trục ép bố trí sau.

Có 2 phương án bố trí :

+ Phương án trục ép bố trí phía sau 2 trục dẫn

+ Phương án trục ép bố trí giữa 2 trục dẫn

- Nguyên lý làm việc: Cả 2 phương án trên đều cùng nguyên lý hoạt động.

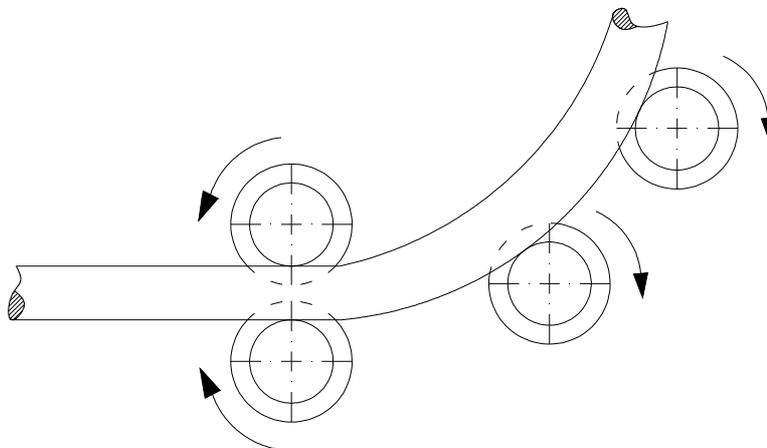
Động cơ truyền chuyển động cả ba trục nhờ các bộ truyền bánh răng. Hai trục dẫn (đỡ) có cùng chiều tiến, trục ép quay ngược chiều so với hai trục dẫn, đồng thời trục ép còn được điều chỉnh khoảng cách so với hai trục dẫn nhờ cơ cấu thủy lực tạo sức ép nên bán kính cong khi uốn.

- Đặc điểm:

Hệ thống có độ cứng cao, kết cấu đơn giản, dễ chế tạo. Tuy nhiên, máy có nhược điểm là không thể uốn góc, mà chỉ uốn cong ống, kết cấu máy cồng kềnh hơn so với chuyển quay, chuyển động tịnh tiến.

### 3.2.4. Chuyển động quay kiểu 4 trục cán:

- Sơ đồ nguyên lý :



Hình 3.4. Sơ đồ phương án uốn 4 trục cán, 2 trục ép bố trí sau.

**\* Kết luận:**

Qua các phương án nêu trên, phương án nào cũng có ưu điểm nhất định, và cũng các nhược điểm riêng. Tuy nhiên, căn cứ vào nhiệm vụ thiết kế, yêu cầu thiết kế máy uốn ống, cũng như căn cứ vào tính năng kỹ thuật của máy, tính kinh tế, khả năng linh hoạt của máy. Ta thấy chọn phương án kiểu quay là phù hợp nhất.

**3.3. Phân tích chọn kết cấu máy:**

**3.3.1 Các loại máy uốn:**

Máy uốn ống dùng để uốn cong một ống thẳng theo một cung hay một góc độ nào đó.

Yêu cầu: uốn ống cong đảm bảo theo một góc cho trước và ống không bị móp, méo, nứt, biến dạng... Các loại máy uốn ống đa số là tương tự nhau, chỉ khác ở bộ phận dẫn động và khuôn uốn to nhỏ theo nhiều cỡ khác nhau và chiều quay của khuôn uốn và cơ cấu kẹp phôi khác nhau.

**3.3.2. Các phương án kết cấu máy:**

-Sau khi chọn phương án uốn ống là phương án chuyển quay hai trục.

-Do yêu cầu để đảm bảo sự biến dạng dẻo của kim loại trong khi uốn thì lực tác dụng lên chi tiết phải đủ lớn, đủ thời gian để gây ra biến dạng dẻo đồng thời đảm bảo chất lượng sản phẩm. Do đó, vận tốc mâm quay phải bé (theo kinh nghiệm lấy  $v = 0,1 \div 0,3$  m/p). Vì vậy vấn đề chọn ra kết cấu máy, các bộ truyền hợp lý là một vấn đề quan trọng. Khi thiết kế máy cần làm sao đảm bảo sự phân bố các tỉ số truyền vừa đảm bảo được lực uốn và kết cấu máy nhỏ gọn, đảm bảo công suất, đảm bảo chỉ tiêu kinh tế.

- Dưới đây là một số phương án chọn bộ truyền:

1. Bộ truyền đai + Hộp giảm tốc + Bộ truyền bánh răng trụ
2. Bộ truyền đai + Hộp giảm tốc + Bộ truyền bánh răng nón
3. Động cơ + Hộp giảm tốc + Bộ truyền bánh răng trụ
4. Bộ truyền đai + Bơm dầu + Xylanh + Bánh răng - Thanh răng
5. Động cơ + Bơm dầu + Xylanh Xích

+ **Bộ truyền đai:** thường dùng để truyền dẫn trục có khoảng cách xa, làm việc êm, kết cấu đơn giản. Có khả năng giữ được an toàn cho các chi tiết máy khác khi quá tải đột ngột do có sự trượt đai, giá thành rẻ. Tuy nhiên do có sự trượt giữa đai và bánh đai nên tỷ số truyền không ổn định, công suất truyền nhỏ.

+ **Bộ truyền xích:** làm việc với vận tốc không lớn ( $v < 15$  m/s) có thể truyền được công suất lớn. Thường dùng trong các trường hợp các trục có khoảng cách trung bình, có kích thước nhỏ hơn so với bộ truyền đai, hiệu suất cao nếu chăm sóc tốt, lực tác dụng lên trục nhỏ. Khi làm việc có nhiều tiếng ồn, yêu cầu thường xuyên chăm sóc (bôi trơn, điều chỉnh làm căng xích). Ngoài ra việc chế tạo lắp ráp đòi phức tạp hơn giá thành tương đối cao, không khắc phục được điều kiện quá tải.

**\* Kết luận:**

Qua sự phân tích giữa hai bộ truyền xích và đai, ta thấy rằng bộ truyền xích hợp lý nhất vì nó có thể đảm bảo được lực truyền lớn, đảm bảo được yêu cầu kỹ thuật

đồng thời đảm bảo được cả chỉ tiêu kinh tế.

Như vậy ta còn hai phương án:

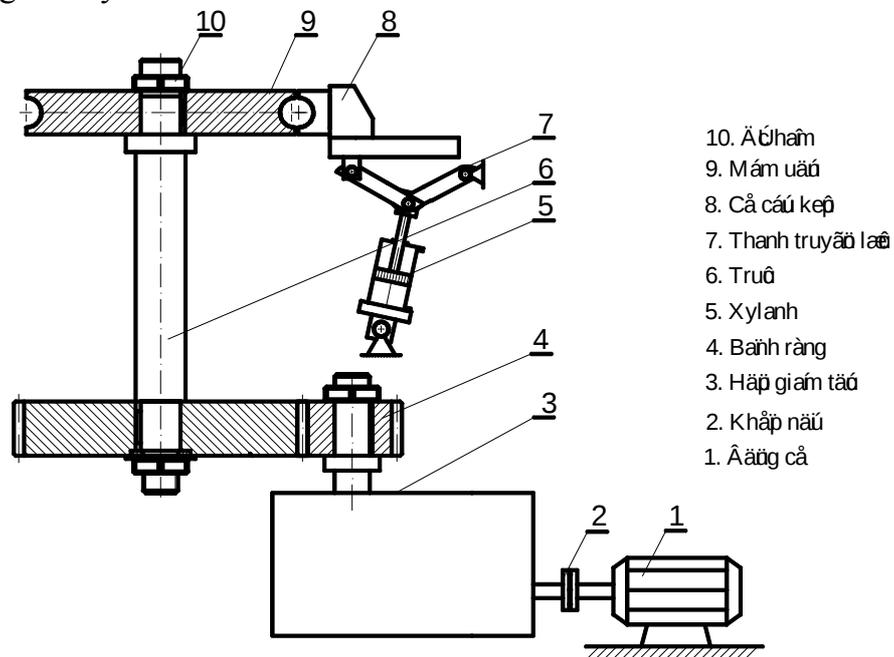
+ Động cơ + Hộp giảm tốc + Bộ truyền bánh răng trụ

+ Động cơ + Bom dầu + Xylanh\_Xích

**- Phương án 1:**

Động cơ + Hộp giảm tốc + Bộ truyền bánh răng trụ

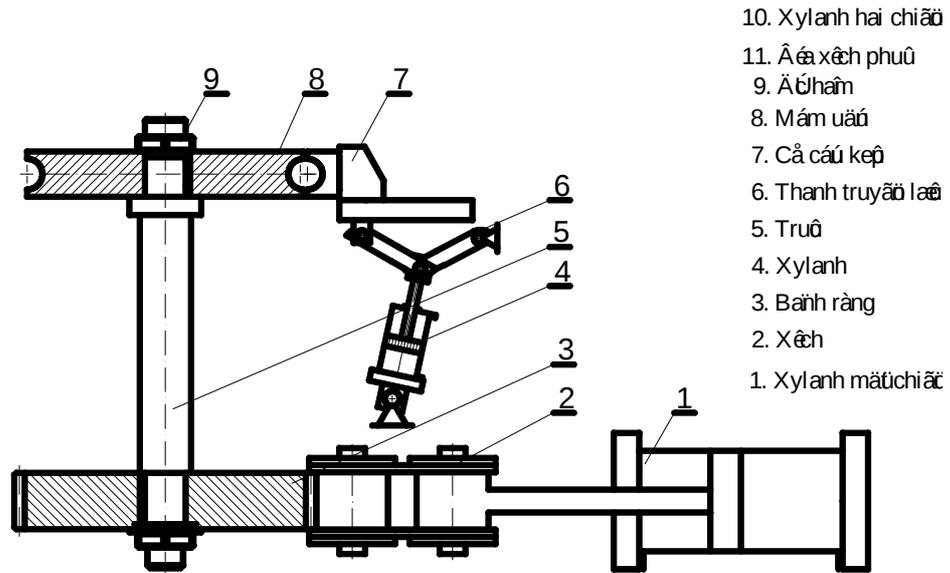
Phương án này có ưu điểm là ít công kênh vật liệu chế tạo đơn giản, rẻ tiền nhưng có nhược điểm là không thể truyền chuyển động với công suất lớn để có thể uốn được những ống có đường kính và chiều dày lớn. Chính vì vậy ta không thể chọn phương án này.



Hình 3.5. Phương án dùng hộp giảm tốc và bộ truyền bánh răng

**- Phương án 2:**

Động cơ + Bom dầu + Xylanh\_Xích

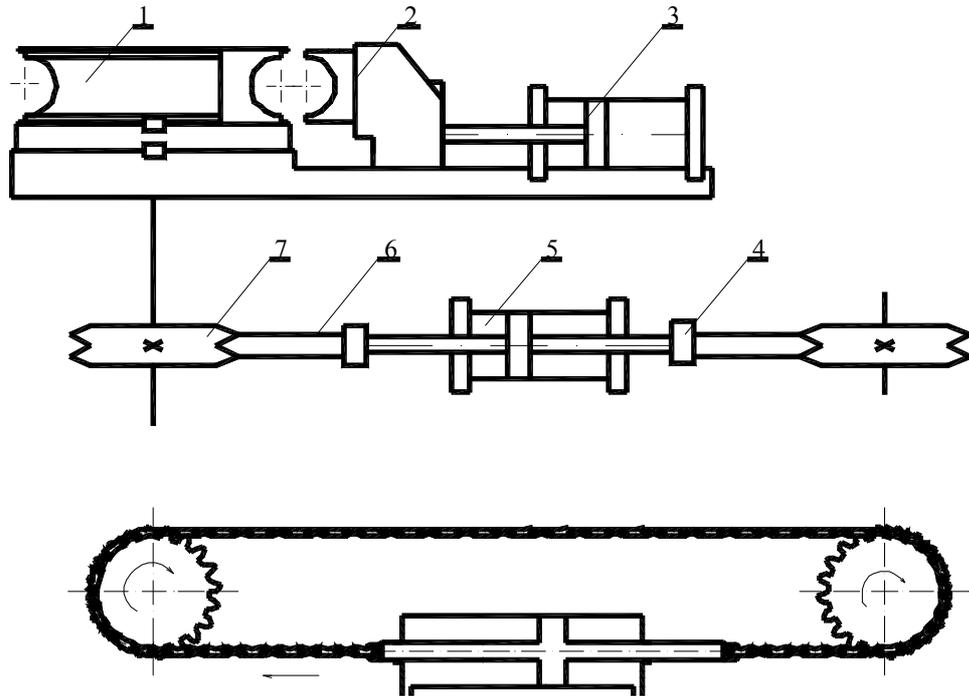


Hình 3.6. Truyền động bằng xích.

Trong phương án này ta có hai phương án truyền động:

### 1. Dùng một xylanh hai chiều:

+ Sơ đồ nguyên lý:



Hình 3.6. Phương án dùng xylanh hai chiều.

1) Mâm quay

2) Má kẹp

3) Xylanh kẹp

4) Khớp nối

5) Xylanh 2 chiều

6) Xích

7) Đĩa xích

+ Nguyên lý hoạt động:

Động cơ làm bơm dầu hoạt động, dầu được nén dưới một áp suất nhất định vào xy lanh làm pittông chuyển động. Cần pittông nối với xích, kéo xích chuyển động làm bánh răng trục mâm quay quay. Chuyển động này được truyền lên mâm quay quay tại chỗ và làm cho bàn gá cơ cấu kẹp phôi quay theo để uốn cong ống.

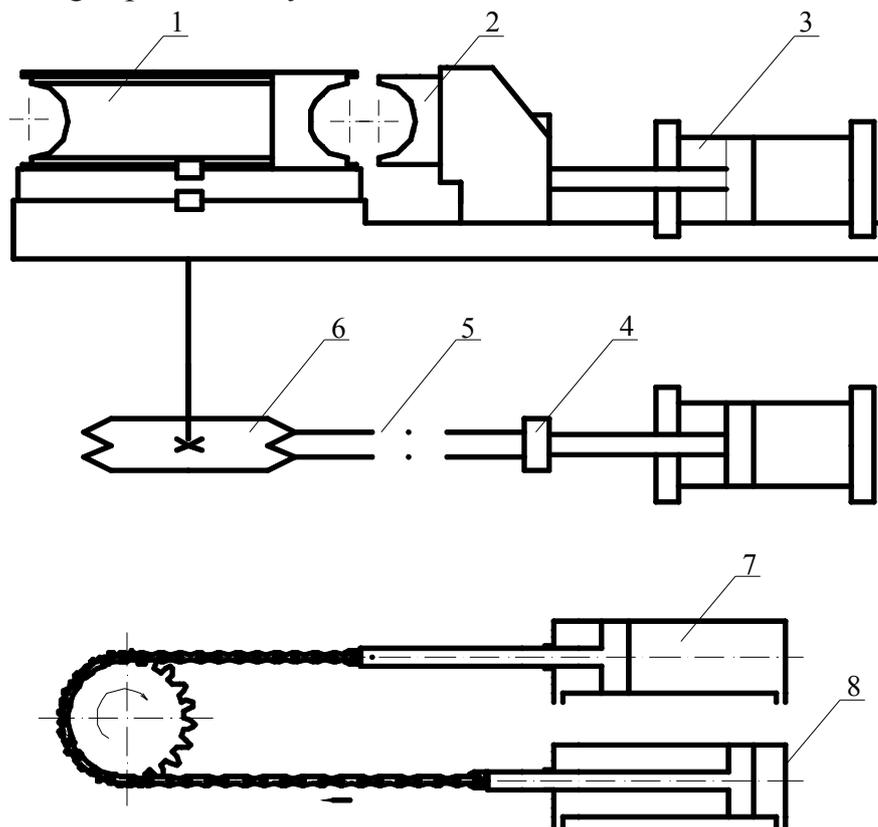
## 2. Dùng hai xy lanh một chiều:

+ Sơ đồ nguyên lý: (hình trang bên)

+ Nguyên lý hoạt động:

Để uốn ống ta cung cấp dầu cho xy lanh A, dầu được nén dưới một áp suất nhất định vào xy lanh A làm pittông chuyển động. Cần pittông nối với xích, kéo xích chuyển động làm bánh răng trục mâm quay quay. Chuyển động này được truyền lên mâm quay quay tại chỗ và làm cho bàn gá cơ cấu kẹp phôi quay theo để uốn cong ống.

Khi quay bàn gá cơ cấu kẹp phôi trở về, ngừng cung cấp dầu cho xy lanh A và mở van cung cấp dầu cho xy lanh B



Hình 3.7. Phương án dùng hai xy lanh một chiều.

- |                     |                 |
|---------------------|-----------------|
| 1) Bánh mâm quay    | 2) Mả kẹp       |
| 3) Xylanh           | kẹp 4) Khớp nối |
| 5) Xích             | 6) Đĩa xích     |
| 7,8) Xylanh 2 chiều |                 |

**\* Phân tích chọn phương án truyền động:**

Ta có 3 phương án truyền động cho mâm quay:

- Bánh răng \_ thanh răng:

Dầu được đưa vào xylanh đẩy pittông di chuyển và truyền chuyển động này cho thanh răng. Chuyển động tịnh tiến của thanh răng biến thành chuyển động quay của bánh răng và truyền đến trục làm mâm quay quay.

- Truyền động xích:

+ Dùng hai xylanh một chiều: dầu được đưa vào một trong hai xylanh làm cho pittông dịch chuyển, chuyển động này kéo xích chuyển động theo. Chuyển động của xích sẽ làm quay đĩa xích và đĩa xích sẽ truyền chuyển động này lên mâm quay nhờ trục.

+ Dùng một xylanh hai chiều: cung giống như chuyển động dùng hai xylanh một chiều nhưng ở đây là hệ kín.

\* Chọn phương án truyền động:

Nếu dùng phương pháp truyền động bằng bánh răng \_ thanh răng thì ta sẽ phải mất một khoảng không gian và với phương án truyền động này thì để uốn được ống có đường kính và chiều dày lớn thì kết cấu của thanh răng phải lớn và có độ bền cao và thanh răng phải có chiều dài  $l_r = 1000$  (mm)

Nếu dùng phương án truyền động bằng xích với một xylanh hai chiều thì gọn gàng hơn bộ truyền động bằng bánh răng \_ thanh răng vì ta có thể bố trí một bánh răng quay lồng không nằm trong phía máy. Nhưng phương án này vẫn không thể uốn được những ống có đường kính và chiều dày lớn.

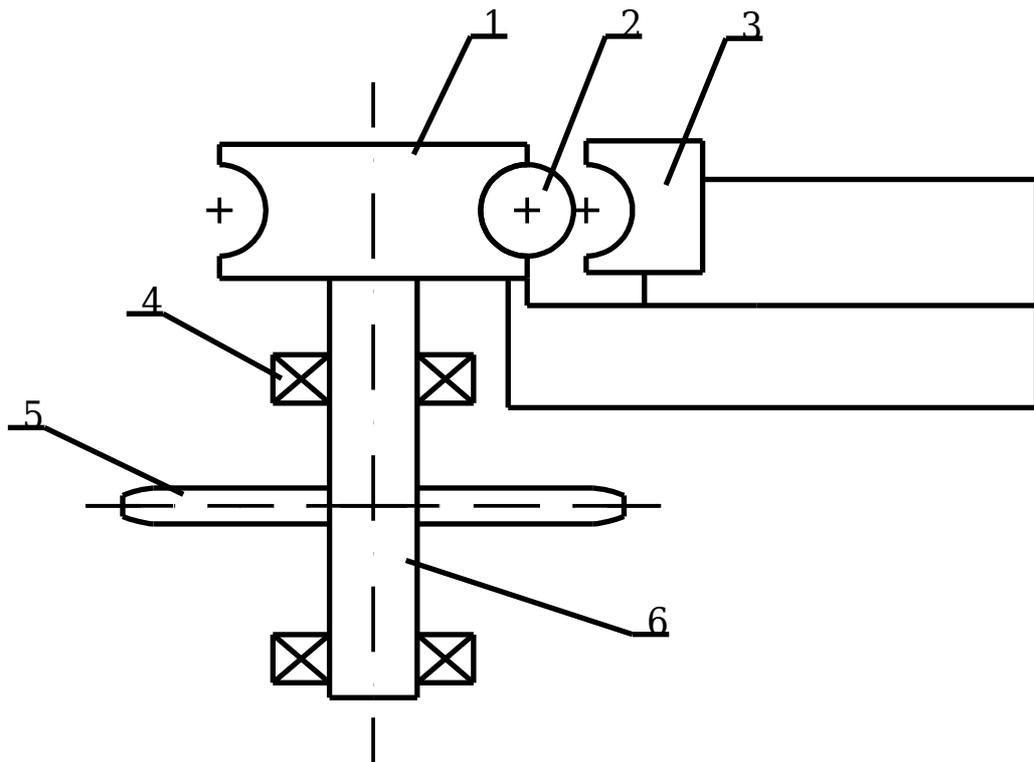
Nếu dùng phương án truyền động bằng xích với hai xylanh một chiều ta có thể uốn được những ống có đường kính, chiều dày lớn đồng thời gọn gàng hơn so với hai phương án truyền động kia.

Vậy : Ta chọn phương án thiết kế máy là : Dùng xi lanh 1 chiều , truyền động bằng xích

**3.3.3. Sơ đồ động của máy uốn:**

**1. Sơ đồ động:**





Hình 3.9: Sơ đồ nguyên lí má động máy uốn

Trong đó:

- |             |                    |
|-------------|--------------------|
| 1. Puly uốn | 5. Đĩa xích        |
| 2. Ống      | 6. Má kẹp puly uốn |
| 3. Má kẹp   | 7. Trục uốn        |
| 4. Ổ bi     |                    |

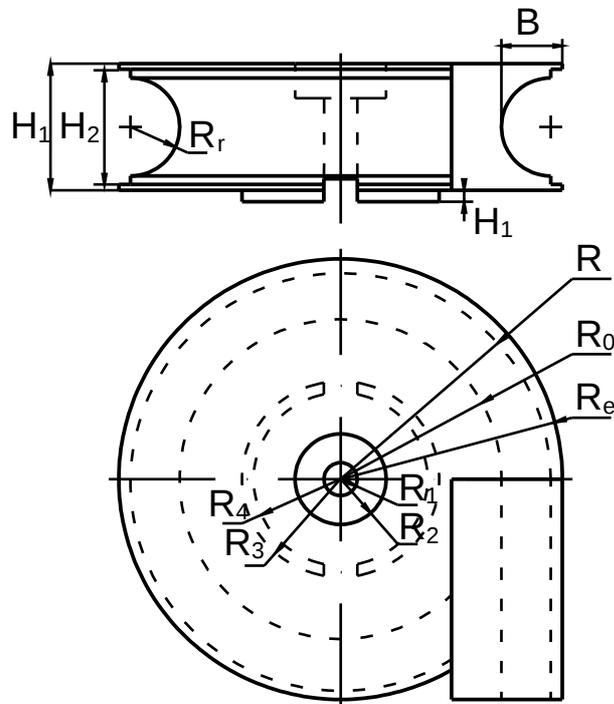
## 2. Nguyên lí hoạt động của máy uốn ống

Kết cấu má động là một khối gồm có thân má động làm bàn trượt cho đầu trượt, trục má động có gắn đĩa xích bằng thép và được dẫn động lùi về bằng 2 xi lanh, má động được đỡ trên thân máy thông qua 2 ổ đỡ. Khi uốn đầu trượt má động kết hợp pu ly uốn kẹp cứng phôi ống, đầu kẹp má tĩnh kết hợp với chày uốn và pu ly uốn để giữ thẳng ống uốn. Khi xi lanh uốn kéo xích uốn chuyển động, má động chuyển động quay và bẻ cong ống, ống được quay quanh pu ly uốn tạo thành bán kính uốn và trượt trên má kẹp của má tĩnh và chày uốn.



120	15,0	Thép	95	9,5	Thép CT0÷ CT6
120	15,0	CT0÷ CT6	95	9,5	Thép C5÷ C45
120	10,0	Thép C5÷ C45	95	8,5	Thép không gỉ
115	13,0	Thép	90	8,0	Thép CT0÷ CT6
115	13,0	CT0÷ CT6	90	8,0	Thép C5÷ C45
115	10,0	Thép C5÷ C45	90	7,0	Thép không gỉ
110	12,0	Thép	85	6,5	Thép CT0÷ CT6
110	12,0	CT0÷ CT6	85	6,5	Thép C5÷ C45
110	9,5	Thép C5÷ C45	85	6	Thép không gỉ
105	11,0	Thép	80	5,5	Thép CT0÷ CT6
105	11,0	CT0÷ CT6	80	5,5	Thép C5÷ C45
105	9,5	Thép C5÷ C45	80	5	Thép không gỉ
100	10,0	Thép	75	4,5	Thép CT0÷ CT6
100	10,0	CT0÷ CT6	75	4,5	Thép C5÷ C45
100	9	Thép C5÷ C45	75	4,0	Thép không gỉ
		Thép không gỉ			

Để uốn được ống có đường kính  $\varnothing = 120$  mm thì ta nên chọn bán kính rãnh uốn của puly bằng bán kính của phôi,  $R_r = R_{ph}$  để tránh xảy ra hiện tượng trượt khi uốn và tránh bị móp ống.

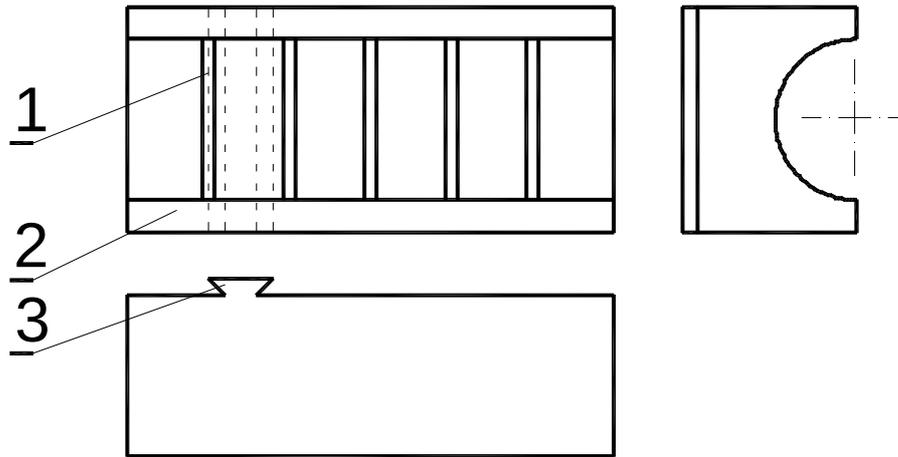


Hình 4.2. Kích thước mâm quay uốn ống.

- $R_r$  : bán kính rãnh trên mâm quay chính là bán kính phôi uốn (mm)  
 $R_r = R_{ph} = 60$  mm
- $R_0$  : bán kính vòng chân của mâm quay chính là bán kính uốn ống (mm)  
 (lấy theo yêu cầu chế tạo  $R_0 = 140$  mm)
- $R$  : bán kính vòng đỉnh của mâm quay (mm)  
 $R = R_0 + R_r = 140 + 60 = 200$  (mm)
- $H_1$  : chiều cao mâm quay (mm)
- $H_2$  : chiều cao cho phép của cơ cấu kẹp phôi (mm)  
 $H_1 = H_2 + (20 \div 40)$   
 $H_2 = 2 \cdot R_r + (30 \div 50) = 2 \cdot 60 + 40 = 160$  (mm)  
 $H_1 = 160 + 30 = 190$  (mm)
- $B$  : chiều sâu rãnh (mm)  
 $B = R_r + (10 \div 20) = 60 + 15 = 65$  (mm)
- $R_e$  : bán kính thật của mâm quay (mm)  
 $R_e = R_0 + B = 140 + 65 = 205$  (mm)
- $R_1$  : bán kính lỗ cố định mâm quay quay tại một chỗ (mm)  
 (thường lấy theo  $R_1 = \frac{1}{10} \cdot R = \frac{1}{10} \cdot 200 = 20$  mm)
- $R_2$  : bán kính rãnh bắt vít cố định mâm quay quay tại một chỗ (mm)  
 $R_2 = R_1 + (25 \div 30) = 20 + 25 = 45$  (mm)
- $R_3$  : bán kính ngoài rãnh xoay mâm quay (mm)  
 $R_3 = (0,4 \div 0,5) \cdot R = 0,45 \cdot R = 0,45 \cdot 200 = 90$  (mm)
- $R_4$  : bán kính trong rãnh xoay mâm quay (mm)  
 $R_4 = R_3 - 30 = 90 - 30 = 60$  (mm)
- $H_3$  : chiều sâu rãnh xoay mâm quay (mm)  
 $H_4 = \frac{1}{10} \cdot H_1 = \frac{1}{10} \cdot 190 = 19$  (mm)  
 lấy tròn  $H_4 = 20$  (mm)

#### 4.1.3. Kích thước cụm kẹp cố định:

Cơ cấu này dùng để kẹp chi tiết đồng thời tạo lực uốn khi uốn ống. Để chống hiện tượng móp ống, người ta chế tạo có hình bán nguyệt và bán kính bằng bán kính  $R_r$  của mâm quay và bằng bán kính ống uốn.



Hình 4.3. Má kẹp cố định.  
1. Rãnh kẹp phôi    2. Thân má kẹp    3. Rãnh mang cá

- $B_1$  : bề rộng má kẹp (mm)  
 Thường lấy  $B_1 = 1,5.R_r = 1,5.60 = 90$  (mm)
- $H_4$  : chiều cao trên của má kẹp (mm)  
 $H_4 = (B_{2pl} - 2.R_r) / 2 = (160 - 2.60) / 2 = 20$  (mm)
- $H_2$  : chiều cao của má kẹp (mm)  
 Thường lấy  $H_2 = 2.R_r + H_4 + 10 = 120 + 20 + 10 = 150$  (mm)
- 1 : chiều dài của má kẹp thường bằng bán kính vòng đỉnh của puly (mm)  
 ( $l = 200$  mm)

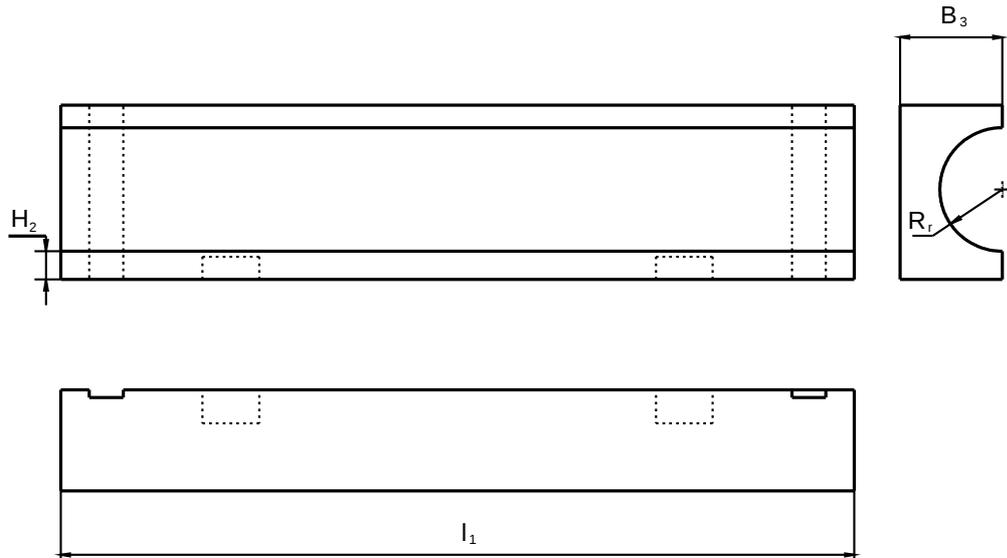
#### 4.2. Phân tích chọn phương án thiết kế chi tiết giảm ma sát khi uốn và cố định phương ống khi uốn:

##### + Yêu cầu:

- Dẫn hướng khi uốn ống
- Giảm ma sát khi uốn ống

Trên bất kỳ máy uốn nào thì đều có một phần ống được cố định. Đối với trên máy uốn ống bằng thủy lực này thì phần ống được cố định là phần ống được kẹp bởi puly và má kẹp tạo lực uốn. Khi uốn sẽ có một lực ma sát tạo ra, để hạn chế ma sát thì ta cần có cơ cấu kẹp chuyển động tịnh tiến hay dùng các con lăn chuyển động quay quanh trục cố định.

##### 4.2.1. Phương án 1: Cơ cấu chuyển động tịnh tiến



Hình 4.4. Cơ cấu cố định và dẫn hướng ống theo phương ban đầu chuyển động tịnh tiến.

$\varnothing_r$  : đường kính rãnh hình bán nguyệt (mm)

$$\varnothing_r = 120 \text{ mm}$$

$H_5$  : chiều cao lớp trên và lớp dưới của má kẹp (mm)

Để đảm bảo độ cứng vững và độ bền ta lấy  $H_5 = 20^{-0.02} \text{ mm}$

$l_1$  : chiều dài má kẹp chuyển động tịnh tiến giảm ma sát (mm)

$$l_1 \geq \frac{2 \cdot \pi \cdot R \cdot \alpha_{\max}}{360^\circ}$$

trong đó :

$R$  : bán kính vòng đỉnh của pully (mm)

$$R = 200 \text{ mm}$$

$\alpha_{\max}$  : góc uốn lớn nhất cho phép uốn trên máy. (độ)

Vì tất cả các sản phẩm uốn đều yêu cầu uốn với các góc  $\leq 180^\circ$  nên ta chỉ nên sử dụng góc uốn lớn nhất trên máy thực hiện được là  $\alpha_{\max} = 200^\circ$  vì tính thêm góc đàn hồi của ống uốn.

$$l_1 \geq \frac{2 \cdot \pi \cdot 200 \cdot 200^\circ}{360^\circ} = 698 \text{ mm}$$

$$l_1 = 700 \text{ mm}$$

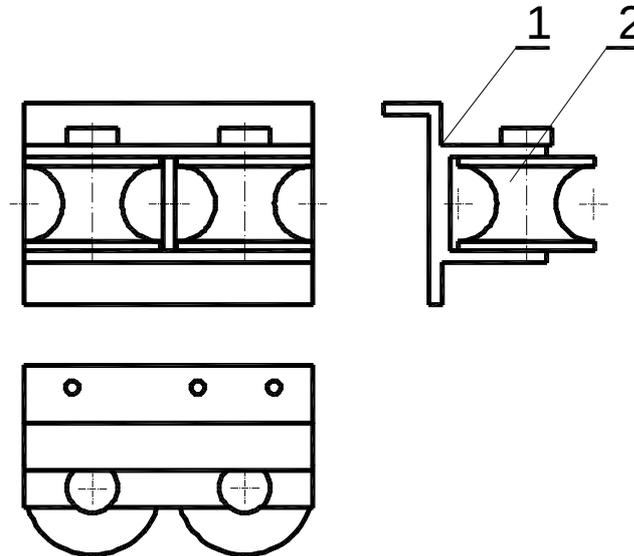
$B_3$  : chiều rộng má kẹp (mm)

$$B_3 = 160^{-0.02} \text{ mm}$$

Nếu ta chọn phương án này thì ta cần bố trí thêm một xylanh-pittông thuỷ lực để kéo cơ cấu này về vì khi uốn cơ cấu này chuyển động tịnh tiến theo ống cùng với

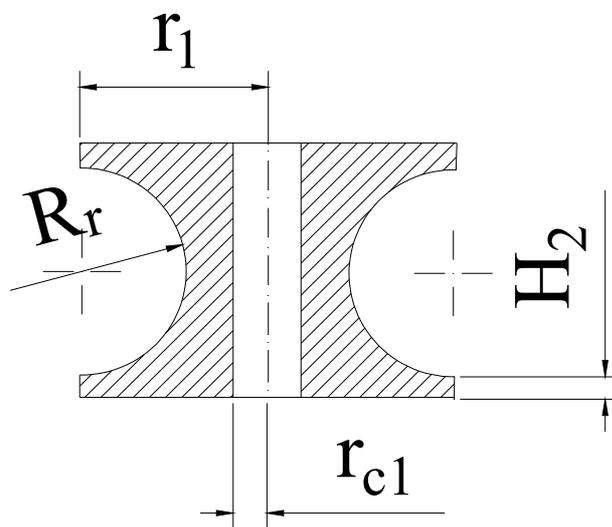
phương ban đầu của ống. Khi tháo kẹp và cho cơ cấu tạo lực uốn trở về như cũ thì cơ cấu này đang ở vị trí cùng với vị trí ban đầu của cơ cấu kẹp chặt tạo lực uốn. Vì vậy việc bố trí thêm một xy lanh-pittong thủy lực là điều cần thiết.

#### 4.2.2. Phương án 2: Cơ cấu chuyển động quay



Hình 4.5. Cơ cấu cố định và dẫn hướng ống theo phương ban đầu chuyển động quay.

1. Giá đỡ con lăn 2. Con lăn



Hình 4.6. Kết cấu con lăn.

$\varnothing_{cl}$  : đường kính con lăn (mm)

$$\varnothing_{cl} = 3.R_r = 3.60 = 180 \text{ mm}$$

$R_r$  : phần rãnh tiếp xúc với chi tiết (mm)

$$R_r = 60 \text{ mm}$$

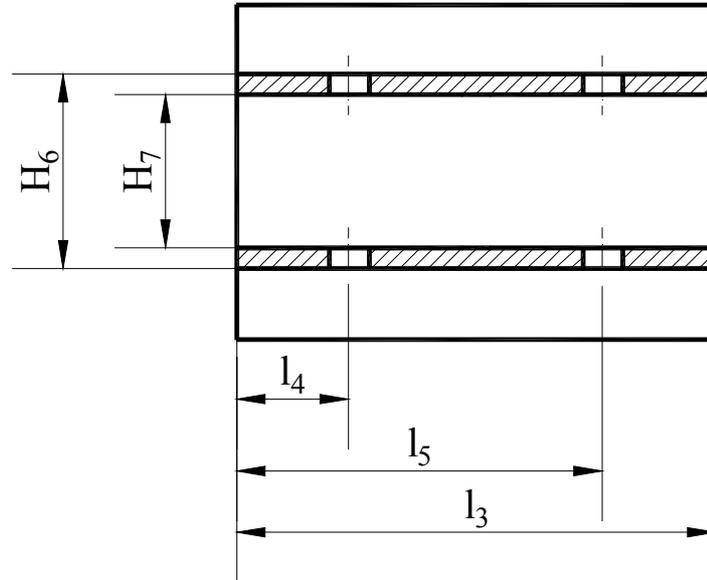
$H_5$  : chiều cao trên và dưới của con lăn (mm)

$$H_5 = 20^{-0,02} \text{ mm}$$

$\varnothing_1$  : đường kính lỗ lắp trục cố định con lăn (mm)

$$\text{nên chọn } \varnothing_1 = 20^{+0,02} \text{ mm}$$

Đối với phương án này ta có hai cách bố trí con lăn lên giá đỡ.



Hình 4.7. Giá đỡ con lăn.

$l_4$  : chiều dài từ vị trí đặt con lăn ra đến mép ngoài (mm)

$$l_4 \geq \frac{1}{2} \cdot \varnothing_{cl} = \frac{1}{2} \cdot 180 = 90 \text{ mm}$$

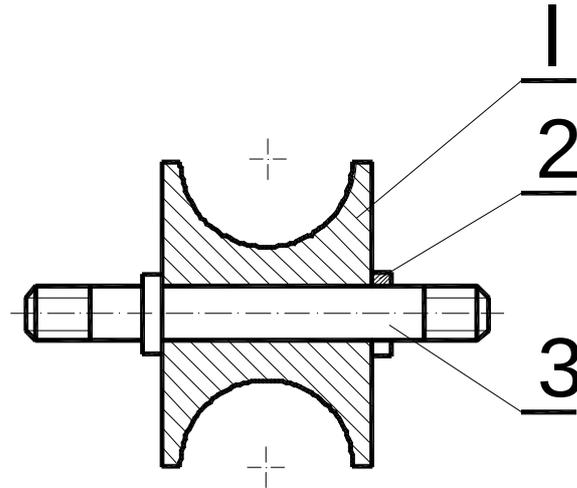
$l_5$  : khoảng cách giữa hai con lăn (mm)

$$l_5 = \varnothing_{cl} + (10 \div 30) = 180 + 20 = 200 \text{ mm}$$

$l_3$  : chiều dài giá đỡ (mm)

$l_3$  phụ thuộc vào số con lăn bố trí lên giá đỡ thường từ (2 ÷ 4)

\* Phương án bố trí 1:

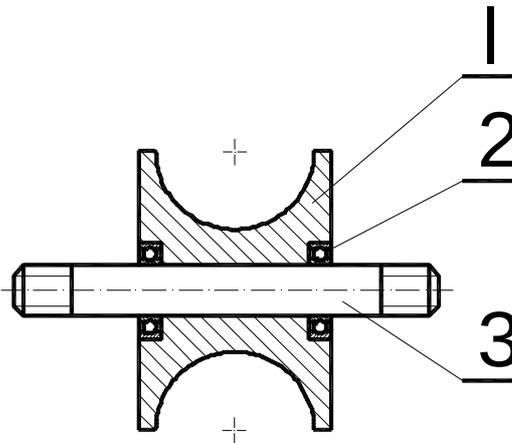


Hình 4.8. Kết cấu con lăn và trục con lăn theo phương án 1.

1. Con lăn                      2. Seclip                      3. Trục

Ta có thể dùng kết cấu trục như trên với con lăn được lắp lỏng trên trục và phân ren để cố định trục lên giá đỡ.

\* Phương án bố trí 2:



Hình 4.9. Kết cấu con lăn và trục con lăn theo phương án 2.

1. Con lăn                      2. Ổ bi                      3. Trục

Với cách này thì con lăn được lắp trên trục nhờ hai ổ bi đỡ.

So với phương án 1 thì phương án 2 tránh được sự tác dụng lực lên trục tại một vị trí đồng thời giảm được một phần ma sát sinh ra trong quá trình con lăn quay quanh trục.

\* Phân tích chọn phương án dẫn hướng và giảm ma sát khi uốn ống:

Giữa phương án cơ cấu cố định ống với chuyển động tịnh tiến và phương án cố định ống với chuyển động quay để giảm ma sát.

- Tính kỹ thuật:

Đối với phương án thứ nhất thì lực tác dụng của ống lên cơ cấu này được phân bố đều trên chiều dài của má kẹp còn đối với phương án thứ hai thì lực tác dụng của ống sẽ tác dụng lên trục cố định con lăn lên giá đỡ. Về mặt này thì để có thể uốn các ống có đường kính lớn thì việc chọn cơ cấu chuyển động tịnh tiến là hợp lý nhất.

- Tính kinh tế:

Xét về tính kinh tế để chế tạo máy thì việc dùng cơ cấu con lăn mang tính kinh tế cao hơn vì cơ cấu chuyển động tịnh tiến cồng kềnh và phải bố trí thêm xy lanh-pittong.

Như tính kỹ thuật đã nêu trên thì trong quá trình làm việc lâu dài những trục cố định con lăn thương xuyên phải thay thế và các trục luôn phải chịu lực tác dụng làm cong đi so với hình dạng ban đầu.

Vậy ta chọn cơ cấu giảm ma sát của ống tác dụng lên cơ cấu kẹp và giữ một đầu phần ống theo phương cố định là cơ cấu chuyển động tịnh tiến vì nó có hiệu quả kinh tế lâu dài và không phải tiến hành quá trình tháo lắp để sửa chữa, thay thế.

### 4.3. Thiết kế động học cho máy:

#### 4.3.1. Tính năng kỹ thuật của máy:

Chọn các thông số kỹ thuật của máy

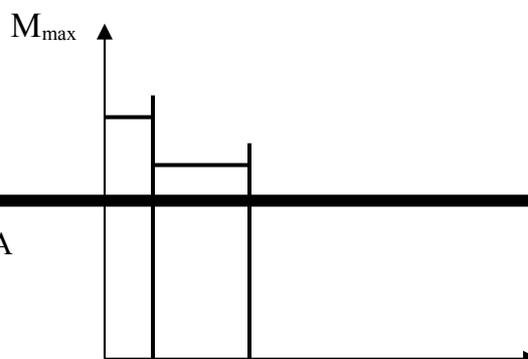
- Thời gian làm việc : 10 năm
- Mỗi năm làm việc : 365 ngày
- Mỗi ngày làm 2 ca : 8 giờ
- Máy uốn ống có đường kính :  $75 \div 120$  mm
- Góc độ uốn :  $\alpha \leq 200^\circ$  độ
- Số vòng quay của máy :  $n = 4$  vg/ph
- Đường kính mâm quay : 400 mm
- Máy làm việc : 1 chiều

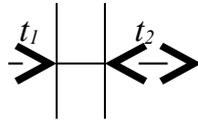
- Sơ đồ tải trọng máy

$$M_{\max} = 1,25.M$$

M : momen của máy sinh ra lực uốn N.mm

$M_{\max}$  : momen mở máy N.mm





t

#### 4.4 PHẦN TÍNH TOÁN

##### 4.4.1 TÍNH TOÁN LỰC UỐN CONG ỐNG.

###### 4.4.1.1. Cơ sở quá trình tính toán.

Khi tính toán thiết kế máy ta chọn vật liệu phôi ống và đường kính ống để tính ra lực uốn lớn nhất mà máy cần để uốn từ đó tính ra công suất bơm dầu và công suất động cơ điện.

- + Thép gia công CT38 có  $\sigma_{\text{chảy}} = 24 \text{ KG/mm}^2$ ;  $\sigma_b = 40 \text{ KG/mm}^2$
- + Đường kính phôi ống lớn nhất là :  $D_{\text{max}} = 120 \text{ (mm)}$
- + Đường kính phôi ống nhỏ nhất là :  $D_{\text{min}} = 75 \text{ (mm)}$
- + Chiều dày thành ống lớn nhất uốn được là :  $b_{\text{max}} = 15 \text{ (mm)}$
- + Chiều dài phôi thép lớn nhất  $l_{\text{max}} = 6000 \text{ (mm)}$

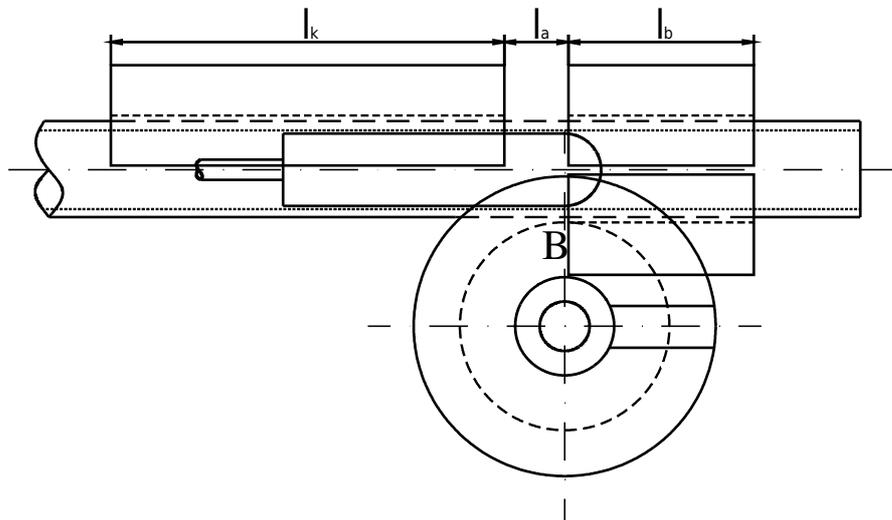
###### 4.4.1.2. Sơ đồ lực của quá trình uốn ống.

Để tính được lực tác dụng lên đĩa xích kéo má động chuyển động thì ta tách các thành phần lực tác dụng lên má động trong từng thời kì chuyển động. Chọn thời điểm tính toán là điểm bắt đầu bẻ cong ống vì tại thời điểm này lực tác dụng lớn nhất: lực tác dụng phải thắng mô men chống uốn của phôi ống và thắng lực kẹp của má kẹp, lực ma sát trên chày uốn và các má kẹp, lực làm chuyển động má động.

Cụ thể:

- + Tính lực uốn cong ống và các áp lực tác động lên má kẹp.
- + Các áp lực tác động lên má kẹp
- + Lực ma sát lên chày uốn và má kẹp
- + Lực kéo đĩa xích

###### 4.4.1.3. Phân tích quá trình uốn ống .

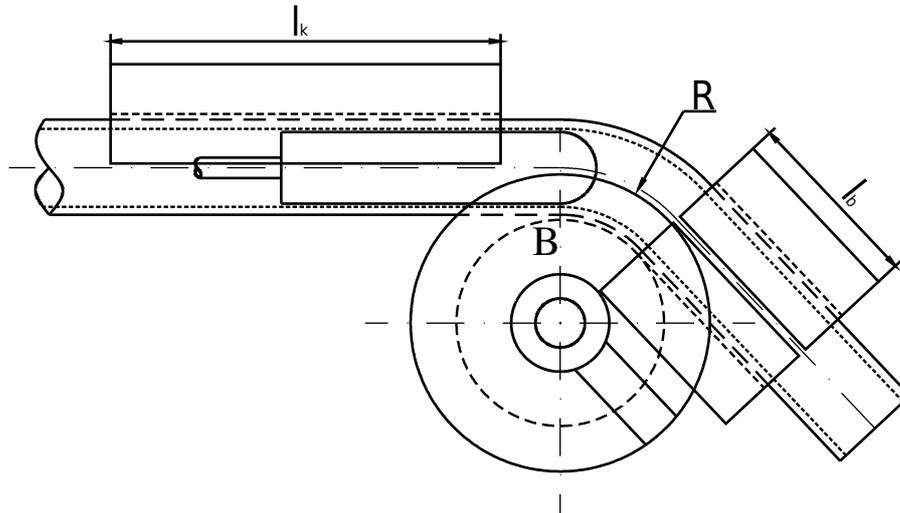


Hình 4.10 : Quá trình kẹp

- Má động tiến hành kẹp chặt, giữ ống đồng thời tiến hành chuyển động quay quanh trục để uốn ống.
- Puly uốn quay cùng má động và đóng vai trò là một điểm tựa cho quá trình uốn.
- Má tĩnh cùng với chày uốn sẽ tạo thành một điểm tựa thứ hai cho quá trình uốn. Trước khi uốn má tĩnh kẹp chặt và giữ ống tại vị trí uốn nhưng trong

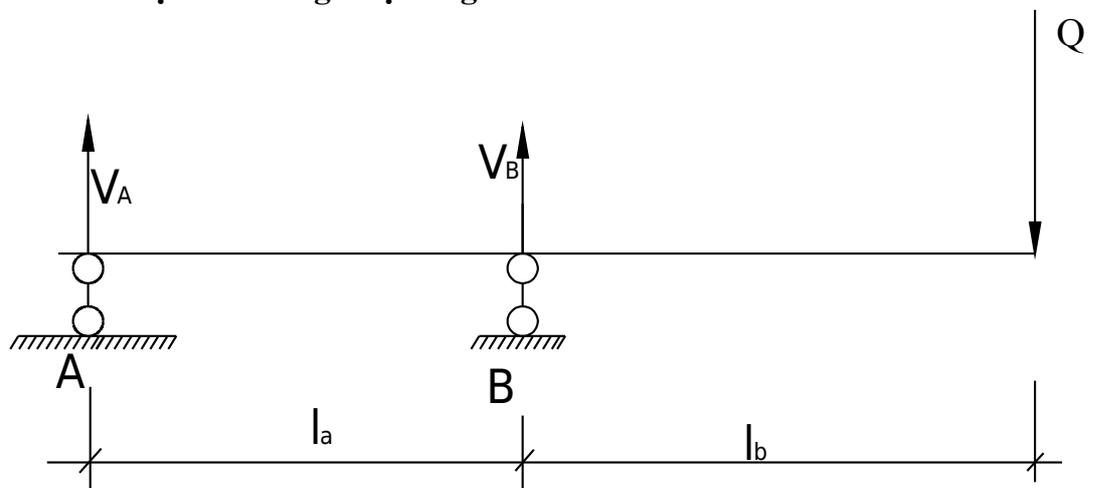
khi uốn các má kẹp này chịu lực ép khá lớn do quá trình bẻ cong và biến dạng của kim loại.

- Lực uốn thay đổi trong quá trình uốn do điểm tác dụng lực ngày càng xa dần điểm tựa uốn ( tạo thành bán kính uốn ).
- Phôi ống bị trượt trên má kẹp má tĩnh, trên chày uốn và quay quanh pu ly uốn.



Hình 4.11 : Quá trình uốn

#### 4.4.1.4 Tính lực uốn cong được ống.



Hình 4.12: Sơ đồ lực quá trình uốn

- Tại A ( má kẹp ) ta có mô hình gối đỡ.
- Tại B ( pu ly ) ta có mô hình gối đỡ.

#### 4.4.1.5. Các tính toán.

- Đường kính phôi ống lớn nhất là :  $D_{\max} = 120 \text{ (mm)}$
- Đường kính phôi ống nhỏ nhất là :  $D_{\min} = 75 \text{ (mm)}$
- Chiều dày thành ống lớn nhất uốn được là :  $b_{\max} = 15 \text{ (mm)}$
- Bán kính uốn cong lớn nhất là:  $R = 200 \text{ (mm)}$
- Góc uốn lớn nhất :  $\alpha = 190^{\circ}$

- Công thức tính chiều dài má kẹp má tĩnh và độ dài kẹp

Chiều dài má kẹp má tĩnh:

$$L_k = R.3,14. (\alpha /180) + T.K_r$$

( [www.bendtooling.com](http://www.bendtooling.com) )

Độ dài kẹp:

Nếu  $(T.K_r.2,5) - R < T \times K_s$  thì  $L_b = T.K_s$

Nếu  $(T.K_r.2,5) - R > T.K_s$  thì  $L_b = (T.K_r.2,5) - R$

( [www.bendtooling.com](http://www.bendtooling.com) )

Trong đó:

+ R - Bán kính đường tâm uốn. ( mm )

+  $\alpha$  - Góc quay. (  $^{\circ}$  )

+  $K_r$  - Hằng số độ cứng  $K_r = 2$

+  $K_s$  - Hằng số độ dài kẹp nhỏ nhất (Hằng số giới hạn chiều dài kẹp nhỏ nhất  $K_s$  phụ thuộc vào bề mặt của má kẹp. Nếu má kẹp có xẻ rãnh thì  $K_s=1$ , nếu các má kẹp không có rãnh tăng ma sát thì  $K_s = 2$ ). Ta chọn má kẹp có xẻ rãnh vậy  $K_s = 1$ .

+  $L_k$  - Chiều dài má kẹp. ( mm )

+  $L_b$  - Độ dài kẹp. ( mm )

+ T - Đường kính ngoài của ống. ( mm )

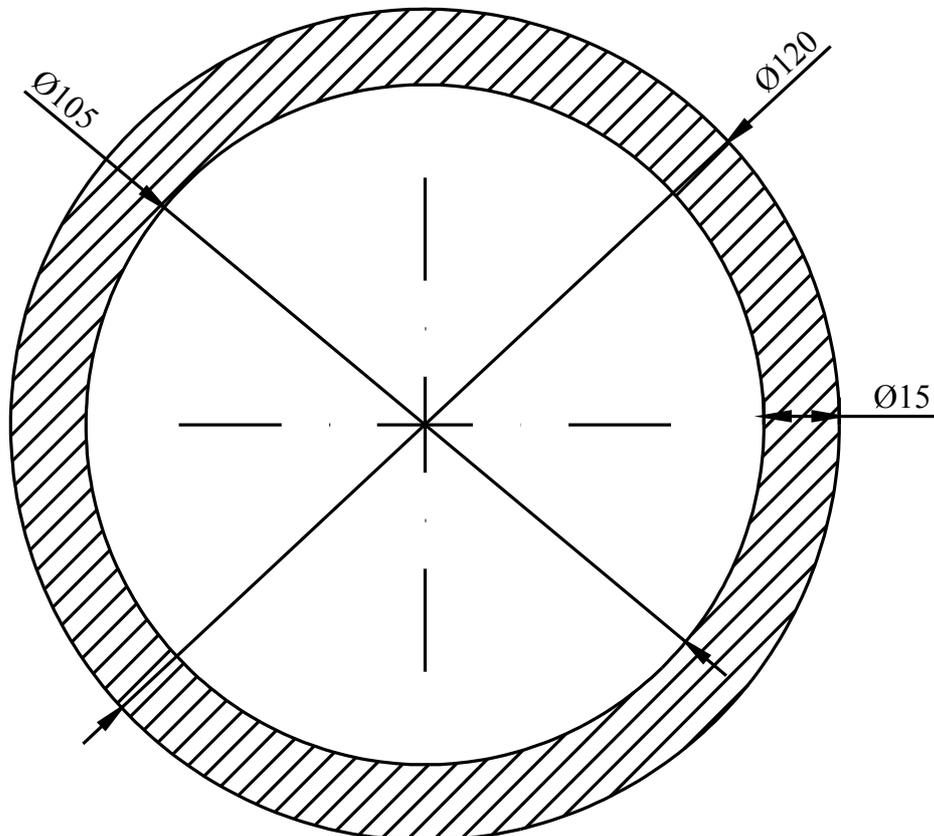
$$\Rightarrow L_k = 200.3,14.190/180 + 120.2 = 902 \quad (\text{mm})$$

$$\text{Vì } 120.2.2,5 - 200 > 120.2$$

$$\Rightarrow L_b = 120.(2.2,5) - 200 = 400 \quad (\text{mm})$$

• **Tính lực bẻ cong ống.**

Mô men chống uốn của ống thép:



Hình 3.16: Phôi ống

$$\begin{aligned} \Rightarrow W_u &= \frac{\pi \cdot D^3}{32} \times \left(1 - \left(\frac{d}{D}\right)^4\right) \\ &= \frac{3,14 \times 120^3}{32} \times \left(1 - \left(\frac{105}{120}\right)^4\right) = 70167 \text{ (mm}^3\text{)} \end{aligned}$$

Ta có 
$$\sigma_u = \frac{M_{u \max}}{W_u} \text{ (mm}^3\text{)}$$

Để uốn được ống thì ứng suất do lực Q sinh ra phải thắng ứng suất chảy của vật liệu :  $\sigma_u > \sigma_{0,2}$

Ta chọn loại thép uốn là loại thép CT38 có  $\sigma_{0,2} = 240 \text{ (N/mm}^2\text{)}$

$$\Rightarrow \frac{Q \times l}{W_u} > 240 \Rightarrow Q_{\min} = \frac{l \times W_u}{240}$$

Trong đó :

$$l = 400 \text{ (mm)}$$

$$W_u = 70167 \text{ (mm}^3\text{)}$$

$$\Rightarrow Q_{\min} = \frac{70167 \times 400}{240} = 116945 \text{ (N)}$$

Trong quá trình sử dụng ta uốn nhiều loại vật liệu khác nhau có  $\sigma_{0,2}$  thay đổi do đó ta lấy giá trị  $Q_u = 1,5 \cdot Q_{\min}$

$$= 1,5 \cdot 116945 = 175417,5 \text{ (N)}$$

- **Tính phản lực tại các điểm uốn:**

$$L_a = 500 \text{ (mm)}$$

$$L_c = 50 + l_b/2 = 220 \text{ (mm)}$$

$$V_A + V_B - Q = 0$$

$$\Leftrightarrow V_A + V_B = 175417,5$$

$$M_A = V_B \cdot l_a - Q \cdot (l_a + l_c) = 0$$

$$\Leftrightarrow V_B \cdot 500 - 175417,5 \cdot (500 + 220) = 0$$

$$\Rightarrow V_A = -77183,7 \text{ (N)}$$

$$V_B = 252601,2 \text{ (N)}$$

- **Tính lực ma sát tại má tĩnh**

Khi bẻ cong ống thì ống bị ma sát trên má kẹp tĩnh. Chọn hệ số ma sát trượt cho cặp vật liệu thép là:  $\mu = 0,15 \text{ (tr38 - [4])}$

$$\begin{aligned} F_{msA} &= \mu \cdot V_A = 0,15 \cdot 77183,7 \\ &= 11577,6 \text{ (N)} \end{aligned}$$

- **Tính ma sát trên chày uốn**

Ở trạng thái uốn phôi ống tiếp xúc với chày uốn tại vị trí đầu đỉnh của chày uốn và ống sẽ trượt lên đỉnh chày uốn.

Áp lực tác động lên chày uốn :  $V_B$

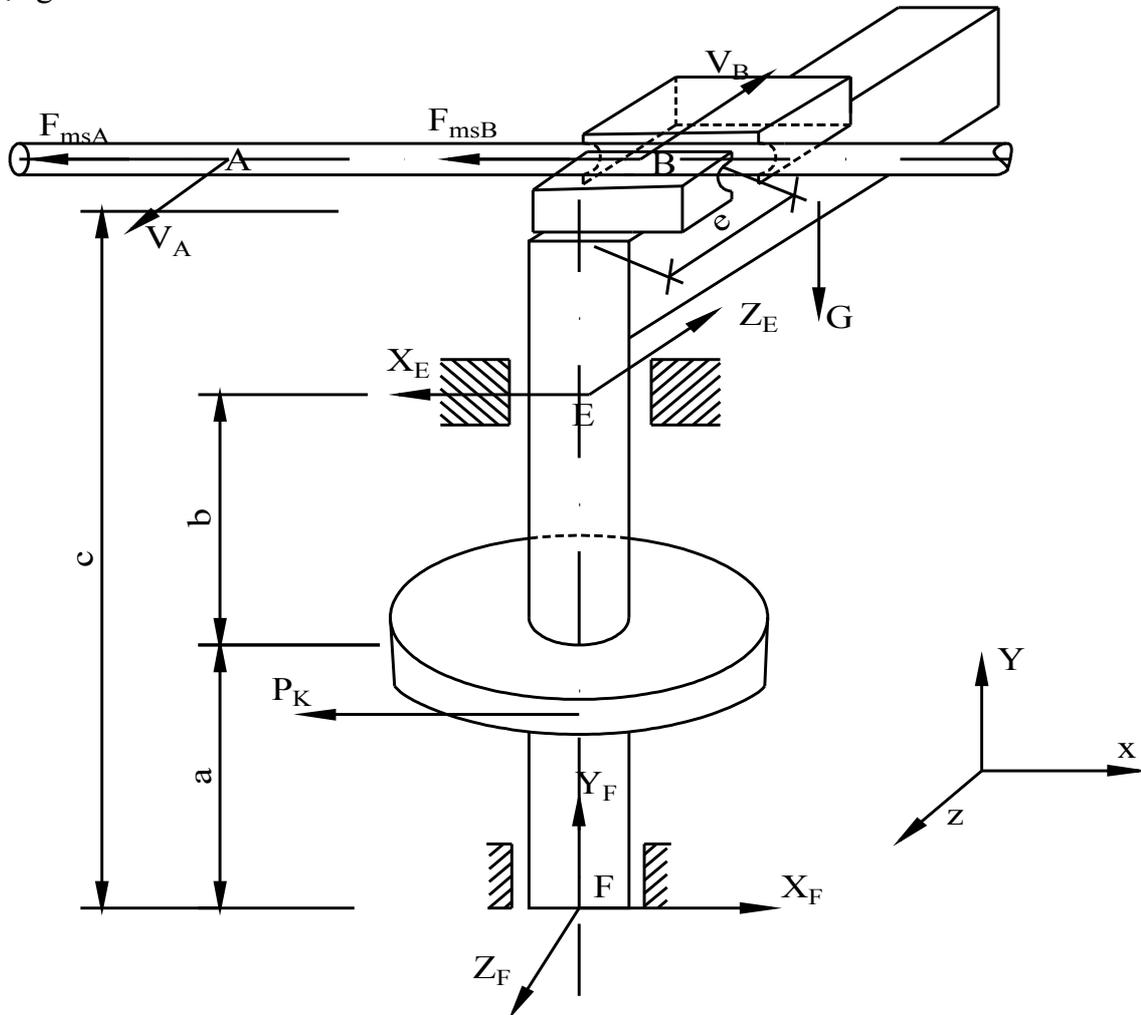
Chọn hệ số ma sát lăn cho cặp vật liệu thép là:  $\mu = 0,005 \text{ (tr38 - [4])}$

$$\begin{aligned} F_{msB} &= \mu \cdot V_B = 0,005 \cdot 252601,2 \\ &= 1263 \text{ (N)} \end{aligned}$$

- **Tính lực kéo má động quay quanh trục của nó ( khi có tải)**

Giả thiết khối lượng của má động thiết kế có khối lượng là 250 Kg, chiều dài thiết kế của má động là 1200 (mm), trọng tâm của má đặt tại vị trí cách trục quay 400(mm). Đường kính đĩa xích  $D_x = 450$  (mm). Khoảng cách của 2 ổ đỡ má động là  $a+b$  (mm). Khoảng cách từ điểm đặt lực tới trục uốn là  $e = 300$  (mm)

Sơ đồ tính toán: Ta giải phóng các liên kết và đặt tại các liên kết đó các lực tác dụng ta sẽ có sơ đồ tính toán như sau:



Hình 4.13 : Sơ đồ lực tính toán lực kéo má động

Từ sơ đồ ta có :

Hệ lực có xét đến ma sát ta xét đến trạng thái cân bằng tới hạn. Hệ lực cân bằng

$$(P_K, X_F, Y_F, Z_F, X_E, Z_E)$$

Chiều của các lực được giả thiết như hình vẽ, sau khi tính toán nếu các lực có giá trị âm thì ta có chiều ngược lại.

⇒ Hệ lực không gian tổng quát

⇒ Phương trình cân bằng:

$$\sum F_x = X_F - X_E - P_K - F_{msA} - F_{msB} = 0 \quad (1)$$

$$\sum F_y = Y_F - G \Rightarrow Y_F = 2500 \quad (2)$$

$$\sum F_z = Z_F - Z_E + V_A - V_B = 0 \quad (3)$$

$$\sum m_{X_E} = -Z_E.(a+b) - G.400 - V_B.c + V_A.c = 0 \quad (4)$$

$$\sum m_{Y_A} = P_K \cdot 160 + (F_{msA} + F_{msB}) \cdot e + V_A \cdot l_a = 0 \quad (5)$$

$$\sum m_{Z_E} = P_K \cdot a + X_E \cdot (a+b) + (F_{msA} + F_{msB}) \cdot c = 0 \quad (6)$$

Thay các giá trị vào :

$$\begin{cases} a = 200(mm) \\ b = 200(mm) \\ c = 600(mm) \end{cases} \quad \begin{cases} e = 300(mm) \\ l_a = 500(mm) \end{cases}$$

$$\begin{cases} V_A = 77183,7(N) \\ V_B = 252601,2(N) \\ F_{msA} = 11577,6(N) \\ F_{msB} = 1263(N) \end{cases}$$

$$\begin{aligned} \Rightarrow X_F - X_E - P_K - 11577,6 - 1263 &= 0 & (1) \\ Y_F - G &= 0 \\ \Rightarrow Y_F &= 2500 & (2) \\ Z_F - Z_E + 77183,7 - 252601,2 &= 0 & (3) \\ -Z_E \cdot (200+200) - G \cdot 400 - 252601,2 \cdot 600 + 77183,7 \cdot 600 &= 0 & (4) \\ P_K \cdot 225 + (11577,6 + 1263) \cdot 300 + 186515,3 \cdot 500 &= 0 & (5) \\ P_K \cdot 200 + X_E \cdot (200+200) + (11577,6 + 1263) \cdot 600 &= 0 & (6) \end{aligned}$$

Giải hệ phương trình ta có :

$$\begin{aligned} X_E &= 75059 \quad (N) & Z_E &= -265626,25 \quad (N) \\ X_F &= -100740,4 \quad (N) & Y_F &= 2500 \quad (N) \\ P_K &= -188640 \quad (N) & Z_F &= -90208,75 \quad (N) \end{aligned}$$

Sau khi thực hiện quá trình uốn, má động được kéo về vị trí ban đầu nhờ xi lanh kéo về do khi kéo về chỉ cần thắng mô men quán tính tĩnh của má động, và do kết cấu của máy thiết kế có hành trình đi và về của pittong giống nhau (chiều dài của cần pittong lớn) nên ta chọn lực kéo về  $P_{kv} = 1/3P_K$   
 $= 1/3 \cdot 188640 = 62880 \quad (N)$ .

## 4.5 KẾT CẤU MÁY.

### 4.5.1 Thiết kế bộ truyền xích.

Bộ truyền xích được sử dụng trong máy uốn ống là bộ truyền xích hở, thay đĩa xích dẫn bằng hai pittong kéo đi và kéo về.

#### 4.5.1.1 Chọn loại xích.

Các loại xích truyền động thường dùng hiện nay gồm xích con lăn, xích ống, xích răng. Trong đó  
 + Xích con lăn.

Cấu tạo đơn giản, rẽ tiền, tương đối dễ chế tạo, có khả năng giảm mòn răng đĩa xích.

+ Xích ống.

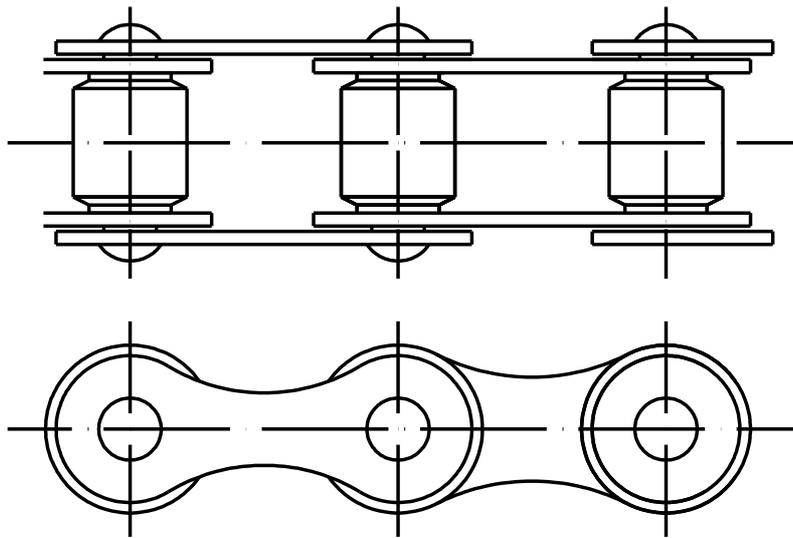
Cấu tạo như xích con lăn nhưng không có con lăn. Giá thành chế tạo rẻ hơn, khối lượng xích cũng nhỏ hơn nhưng xích và răng đĩa chóng mòn

+ Xích răng.

Có khả năng tải cao hơn xích con lăn, làm việc êm và ít ồn hơn. Nhưng chế tạo khó khăn và khối lượng nặng hơn

Với đặc điểm của máy làm việc đòi hỏi không quá êm, tải cũng không lớn lắm nên ta chọn xích con lăn.

Cấu tạo xích con lăn.



Hình 4.14: Cấu tạo xích ống con lăn

#### 4.5.1.2. Định số răng đĩa xích.

Số răng của đĩa xích càng ít thì xích bị mòn càng nhanh, va đập của mắt xích vào đĩa càng tăng và xích làm việc ồn. Do đó cần hạn chế số răng của đĩa xích. Vậy ta chọn số răng đĩa xích bị dẫn theo bảng 6 - 3 ( trang 105 [2] )

Chọn đĩa xích bị dẫn  $Z_1 = 30$  (răng)

##### a. Định bước xích.

- Ta tính hệ số điều kiện sử dụng:  $K = K_d K_A K_0 K_{dc} K_b K_c$ .

Trong đó:

- +  $K_d = 1,2$  : Hệ số kể đến tải va đập
- +  $K_A = 1$  : Hệ số kể đến khoảng cách trục
- +  $K_0 = 1$  : Hệ số kể đến bộ truyền đặt nghiêng nhỏ hơn  $60^\circ$
- +  $K_{dc} = 1,25$  : Hệ số tính đến khả năng điều chỉnh trục xích không được
- +  $K_b = 1,5$  : Hệ số kể đến bôi trơn định kỳ
- +  $K_c = 1$  : Hệ số làm việc một ca

Vậy  $K = 1,2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,25 \cdot 1,5 \cdot 1 = 2,16$ .

- Hệ số răng đĩa dẫn.

$$K_z = \frac{Z_{01}}{Z_1} = \frac{25}{30} = 0,83$$

– Công suất tính toán:

$$N_t = K.K_z.N$$

$$= 2,16.0,83.8,3 = 14,9 \text{ (KW)}.$$

Dựa vào bảng 6.4-[2] ứng với cột  $n_{01} = 50$  (vg/ph) ta chọn được xích ống con lăn một dây có bước xích:  $t = 44,45$  (mm) có  $F = 473$  (mm<sup>2</sup>) và công suất cho phép  $[N] = 15,3$  (KW)

Và ta sẽ tìm được kích thước chủ yếu ở bảng 6.1 [2] , tải trọng phá hỏng  $Q = 130000$  (N), khối lượng một mét xích  $q = 750$  ( kg ).

Kiểm nghiệm số vòng quay theo điều kiện  $n_1 \leq n_{gh}$  . Theo bảng 6-5[2] với bước xích  $t = 44,45$  (mm) và số răng đĩa dẫn  $Z_1 = 30$  (răng), số vòng quay giới hạn của đĩa dẫn có thể đến 460 (vg/ph)

Như vậy điều kiện được thỏa mãn  $\left( n_1 = 5 \left( \frac{vg}{ph} \right) \right)$

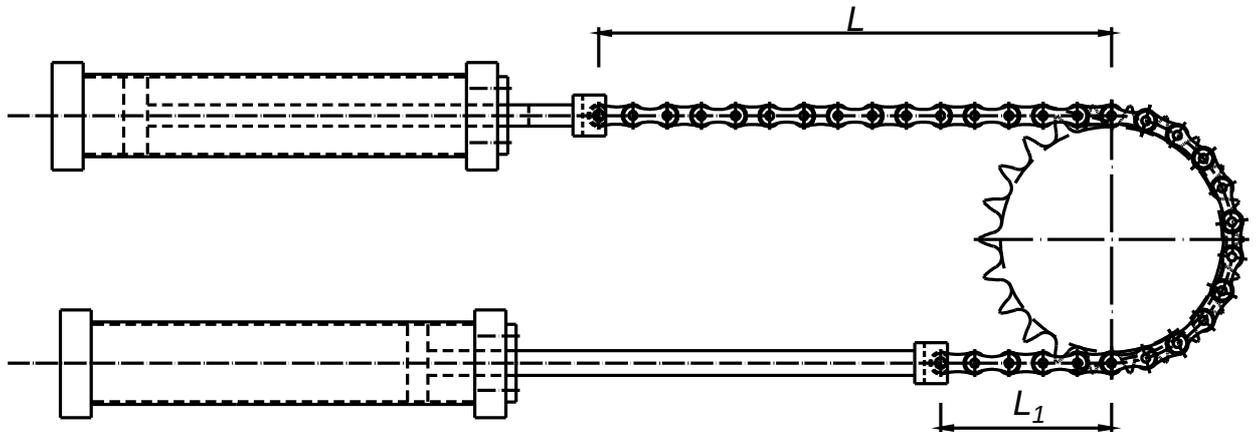
**b. Tính đường kính vòng chia của đĩa xích :**

$$D_c = \frac{t}{\sin \frac{180}{30}} = \frac{44,45}{\sin \frac{180}{30}} = 425 \text{ ( mm )}$$

Chọn đường kính đĩa xích  $D_c = 450$  (mm)

**c. Tính chiều dài xích và số mắt xích:**

Từ góc uốn lớn nhất của ống có thể uốn được trên máy là  $\alpha = 190^\circ$  ta có:



Hình 4.15. Sơ đồ tính chiều dài xích

Điều kiện chiều dài xích.

$$L \geq \frac{\alpha}{180} \times \pi \times R = \frac{190}{180} \times 3,14 \times 225 = 745 \text{ (mm)}$$

Chiều dài xích.

$$L_{xt} = L + \frac{\pi R}{2} = 745 + \frac{3,14 \times 225}{2} = 1098,25 \text{ (mm)}$$

Để đảm bảo trong quá trình hoạt động khớp nối không va vào đĩa xích ta chọn  $L_1 = 500$  (mm)

+ Chiều dài xích cần thiết là

$$L_x = L_{xt} + L_1$$

$$= 1098,25 + 500 = 1598,25 \quad (\text{mm})$$

Số mắt xích tính toán là

$$X = \frac{L_x}{t} = \frac{1598,25}{44,45} = 35,9 \quad (\text{mắt xích})$$

Thực tế số mắt xích là số nguyên nên ta lấy  $X = 36$  (mắt xích)

+ Chiều dài xích thực tế:

$$L_{xtt} = 36 \cdot 44,45 = 1600,2 \quad (\text{mm})$$

• Số lần va đập u của bản lề xích trong 1 giây.

$$u = \frac{4 \times v}{L} = \frac{Zn}{15X} \leq [u]$$

$$= \frac{30 \times 5}{15 \times 36} = 0,27 \quad (\text{lần}) \leq [u] = 15$$

Vậy xích đảm bảo an toàn, ổn định khi làm việc.

• Tính lực tác dụng lên trục:

Lực tác dụng lên trục được tính theo công thức:

$$R_x = \frac{6 \cdot 10^7 \cdot K_t \cdot N}{Ztn}$$

$K_t$  hệ số xét đến tác dụng của trọng lượng xích lên trục.

+ Khi bộ truyền nằm ngang hoặc nghiêng một góc nhỏ hơn  $40^\circ$  so với đường nằm ngang  $K_t = 1,15$

+ Khi bộ truyền nằm thẳng đứng hoặc nghiêng một góc lớn hơn  $40^\circ$  so với phương ngang  $K_t = 1,05$

Chọn  $K_t = 1,15$

$$\Rightarrow R = \frac{6 \cdot 10^7 \times 1,15 \times 13}{30 \times 44,45 \times 5} = 134533 \quad (\text{N})$$

#### 4.6 Thiết kế trục.

##### 4.6.1 Tính gần đúng trục.

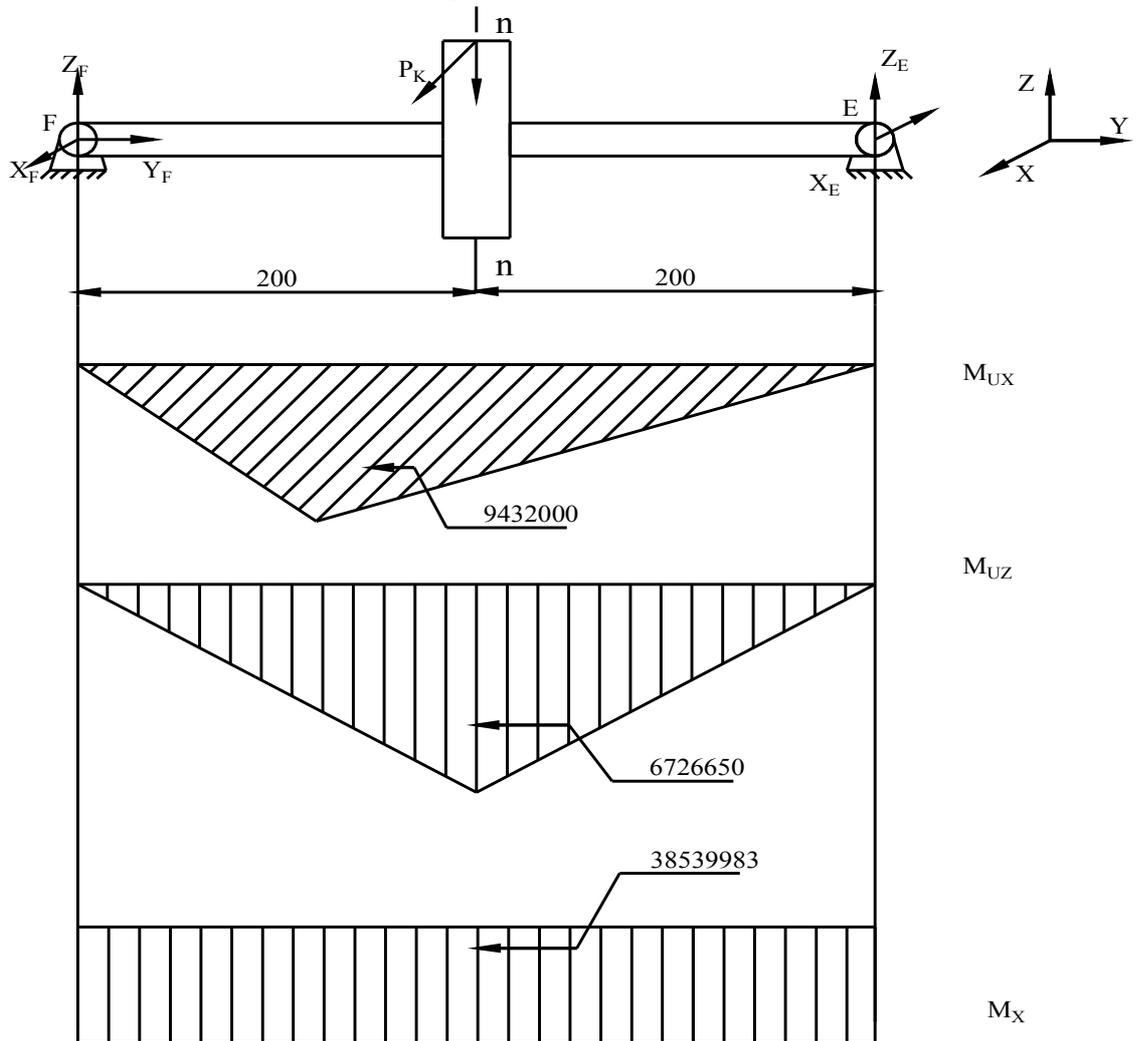
+ Ở đây lực :

$$\left\{ \begin{array}{l} P_K = 188640 \quad (\text{N}) \\ R = 134533 \quad (\text{N}) \\ L_1 = 200 \quad (\text{mm}) \\ L_2 = 200 \quad (\text{mm}) \\ M_X = P_K \cdot r \\ = 188640 \cdot 225 = 42444000 \quad (\text{N} \cdot \text{mm}) \end{array} \right.$$

+ Phản lực ở các gối trục :

$$\left\{ \begin{array}{l} X_E = 75059 \quad (\text{N}) \\ Z_E = 265626,25 \quad (\text{N}) \\ X_F = 100740,4 \quad (\text{N}) \\ Y_F = 2500 \quad (\text{N}) \\ Z_F = 90208,75 \quad (\text{N}) \end{array} \right.$$

Tính mômen uốn ở tiết diện nguy hiểm.



Hình 4.16: Sơ đồ momen uốn

Ở tiết diện n - n

$$M_{u\ n-n} = \sqrt{M_{ux}^2 + M_{uz}^2}$$

Trong đó :

$$\begin{aligned} M^{uz} &= \frac{R \times l}{4} \\ &= \frac{134533 \times 200}{4} = 6726650 \quad (\text{N.mm}) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_{ux} &= \frac{P_K \times l}{4} \\ &= \frac{188640 \times 200}{4} = 9432000 \quad (\text{N.mm}) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_{u\ n-n} &= \sqrt{6726650^2 + 9432000^2} \\ &= 11584923 \quad (\text{N.mm}) \end{aligned}$$

$$M_{td} = \sqrt{M_u^2 + 0,75.M_x^2}$$

$$M_{td} = \sqrt{11584923^2 + 0,75 \times 42444000^2}$$

$$= 38539983 \quad (\text{N.mm})$$

Tính đường kính trục ở tiết diện n - n và theo công thức (7-3)

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_{td}}{0,1.[\sigma]}} \quad (\text{mm})$$

Đường kính trục ở tiết diện n - n:

$$[\sigma] = 50 \text{ (N/mm}^2\text{)} \quad (\text{bảng 7-2})$$

$$d_{n-n} \geq \sqrt[3]{\frac{11584923}{0,1.50}} = 197,5 \quad (\text{mm})$$

Đường kính ở tiết diện n - n lấy theo tiêu chuẩn bằng  $d = 200 \text{ (mm)}$

#### 4.6.2 Tính chính xác trục .

Tính chính xác trục theo công thức 7-5, [2]

$$n = \frac{n_\sigma \cdot n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} \geq [n]$$

$n_\sigma, n_\tau$  Hệ số an toàn chỉ xét riêng ứng suất pháp và ứng suất tiếp  
 Vì trục quay nên ứng suất pháp (uốn) biến đổi theo chu kì đối xứng

$$\sigma_a = \sigma_{\max} = \sigma_{\min} = \frac{M_u}{W}$$

$$\sigma_m = 0$$

Vậy 
$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma \cdot \beta} \cdot \sigma_a}$$

Bộ truyền làm việc hai chiều nên ứng suất tiếp (xoắn) biến đổi theo chu kỳ đối xứng

$$\tau_a = \tau_{\max} = \frac{M_x}{W_0}$$

Vậy 
$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau \cdot \beta} \cdot \tau_a + \Psi_\tau \cdot \tau_m}$$

Giới hạn mỏi uốn và xoắn

$$\sigma_{-1} = 0,45 \cdot \sigma_b$$

$$= 0,45 \cdot 600 = 270 \quad (\text{N/mm}^2)$$

( Trục bằng thép 45 có  $\sigma_b = 600 \text{ N/mm}^2$ )

$$\tau_{-1} = 0,25 \cdot \sigma_b$$

$$= 0,25 \cdot 600 = 150 \quad (\text{N/mm}^2)$$

- *Tại tiết diện n - n*

Ta có :

$$M_u = 9448642,2 \text{ (N.mm)} ; M_x = 42444000 \text{ (Nmm)}$$

Trong đó  $W, W_0$  là mô men chống uốn và mô men chống xoắn.

$$+ \quad W = \frac{\pi \cdot d^3}{32}$$

$$\begin{aligned}
 &= \frac{3,14 \times 200^3}{32} = 785000 \quad (\text{mm}^3) \\
 + \quad W_0 &= \frac{\pi d^3}{16} \\
 &= \frac{3,14 \times 200^3}{16} = 1570000 \quad (\text{mm}^3) \\
 + \quad \sigma_a &= \frac{M_u}{W} \\
 &= \frac{9448642,2}{785000} = 12 \quad (\text{N/mm}^2) \\
 + \quad \tau_a = \tau_{\max} &= \frac{M_x}{W_0} \\
 &= \frac{42444000}{1570000} = 27 \quad (\text{N/mm}^2)
 \end{aligned}$$

Chọn hệ số  $\psi_\sigma$  và  $\psi_\tau$  theo vật liệu .

Đối với thép cacbon trung bình

$$\psi_\sigma = 0,1 \text{ và } \psi_\tau = 0,05 . \text{ Hệ số tăng bền } \beta = 1$$

Theo bảng 7-4, trang 123, [1]

$$\text{Lấy } \varepsilon_\sigma = 0,61 ; \varepsilon_\tau = 0,52$$

Theo bảng 7-8, trang 127, [1]

$$\text{Lấy } k_\sigma = 1,63 ; k_\tau = 1,5$$

$$\text{Tỉ số } \frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma} = \frac{1,63}{0,61} = 2,67 ; \frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau} = \frac{1,5}{0,52} = 2,88$$

Tập trung ứng suất do lắp căng, với kiểu lắp ta chọn T3 áp suất sinh ra trên bề mặt ghép  $\geq 30 \text{ N/mm}^2$ , tra bảng 7-10, [2] ta có :  $\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma} = 3,2$

$$\begin{aligned}
 \frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau} &= 1 + 0,6 \left( \frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma} - 1 \right) \\
 &= 1 + 0,6(3,2 - 1) = 2,32
 \end{aligned}$$

$$n_\sigma = \frac{270}{3,2 \times 12} = 7,03$$

$$n_\tau = \frac{150}{2,32 \times 27 + 0,05 \times 27} = 2,3$$

$$n = \frac{7,03 \times 2,3}{\sqrt{7,03^2 + 2,3^2}} = 2,1$$

Vậy  $n > [n]$  . Hệ số an toàn cho phép  $[n]$  thường lấy bằng 1,5 - 2,5  
Trục đủ độ bền lấy đường kính trục  $d = 200 \text{ (mm)}$

#### 4.6.3 Tính then .

Để cố định đĩa xích theo phương tiếp tuyến, nói cách khác là để truyền momen và chuyển động từ trục đến bánh răng hoặc ngược lại ta dùng then. Then có nhiều loại, ta chọn loại then bằng để thiết kế .

Ta tính then cho đoạn trục dùng để lắp bánh răng có đường kính  $d = 200 \text{ (mm)}$

Tra bảng 7 -23- [2] ta chọn then có các thông số sau:

$b = 45, h = 25, t = 13 ; t_1 = 12,2 ; k = 14,6 .$

Chiều dài then  $0,8l_m$  ( $l_m$  - chiều dài máy) )

Bánh xích có chiều rộng  $B = 100$  (mm)

Chọn  $l_m$  theo điều kiện  $\begin{cases} l_m \geq B \\ l_m = (1,2 \div 1,5) \cdot d = (1,2 \div 1,5) \cdot 200 = 240 \div 300 \end{cases}$

Ta lấy  $l_m = 260$  (mm)

Kiểm nghiệm về sức bền dập theo công thức 7-11.

$$\sigma_d = \frac{2.M_x}{dkl} \leq [\sigma]_d \quad (N/mm^2)$$

Ở đây :  $M_x = 42444000$  (Nmm)

$$\sigma_d = \frac{2 \times 42444000}{200 \times 14,6 \times 208} = 140 < [\sigma]_d$$

Theo bảng 7-20, ta có

$$[\sigma]_d = 150(N/mm^2) . \text{Thoả mãn điều kiện.}$$

Kiểm nghiệm sức bền cắt theo công thức 7-12- [2]

$$\tau_c = \frac{2.M_x}{dbl} = \frac{2.2790902,5}{130.36.180} = 9,2 < [\tau]_c$$

Tra bảng 7 - 21 ta có :

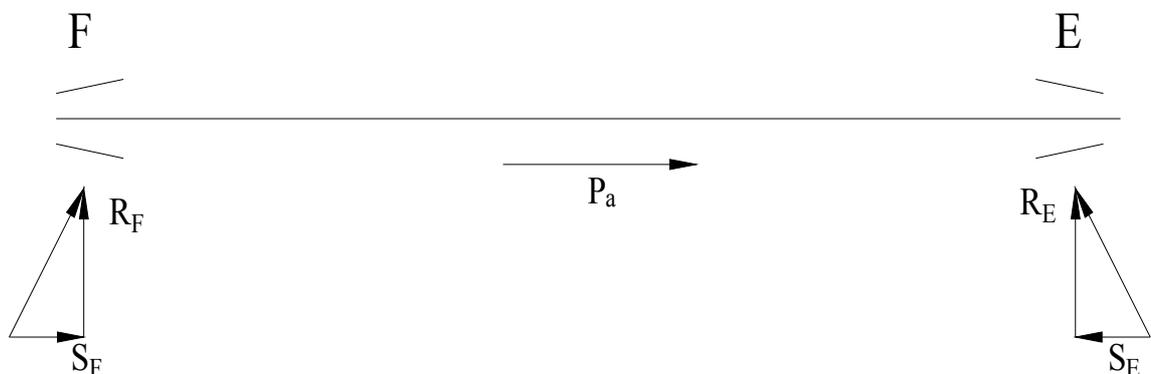
$$[\tau]_c = 87(N/mm^2)$$

Vậy then đã chọn thoả mãn điều kiện làm việc.

#### 4.6.4. Thiết kế gối đỡ trục.

Vì trục quay chịu lực dọc trục và lực hướng tâm lớn nên ta chọn ổ bi đũa côn đỡ chặn.

Sơ đồ chọn ổ



Hình 4.17: Sơ đồ chọn ổ

Ta có :  $P_{a1} = 2500$  [N]

Vì có lực hướng tâm lớn nên chọn ổ đĩa côn làm gối đỡ trục.

Chọn sơ bộ  $\beta = 12^\circ 10'$ .

Hệ số khả năng làm việc tính theo công thức

$$C = Q(n.h)^{0,3} \leq C_{\text{bảng}}$$

Trong đó

+  $n = 5$  [vg/ph]

+  $h = 8.300.6 = 14400$  [giờ]

+  $m = 1,5$  - hệ số chuyển tải trọng dọc trục về tải trọng hướng tâm.

$$R_E = \sqrt{R_{Ex}^2 + R_{Ez}^2}$$

$$= \sqrt{75059^2 + 265626,25^2} = 276027 \quad (\text{N})$$

$$R_F = \sqrt{R_{Fx}^2 + R_{Fy}^2 + R_{Fz}^2}$$

$$= \sqrt{100740,4^2 + 2500^2 + 90208,75^2} = 135249,7 \quad (\text{N})$$

+  $K_t = 1$  - tải trọng tĩnh.

+  $K_n = 1$  - nhiệt độ làm việc dưới  $100^\circ \text{C}$

+  $K_v = 1$  - hệ số xét đến vòng nào của ổ là vòng quay

$$S_E = 1,3R_E.tg\beta$$

$$= 1,3.276027.tg12^\circ 10' = 77364,4 \quad (\text{N})$$

$$S_F = 1,3.R_F.tg\beta$$

$$= 1,3.135249,7.tg12^\circ 10' = 37907,56 \quad (\text{N})$$

$$A_t = S_F + P_{a1} - S_E$$

$$= 37907,56 + 2500 - 77364,4 = -36956,84 \quad (\text{N})$$

Như vậy lực  $A_t$  hướng về gối trục bên trái trục,

Phản lực tại gối E lớn hơn gối F nên ta tính cho gối E sau đó lấy cùng loại cho gối F:

$$Q = (K_v.R_E + m.A_t).K_n.K_t$$

$$= (1.276027 + 1,5.36956,84).1.1$$

$$= 331462,26 \quad (\text{N}) = 33146,2 \quad [\text{daN}]$$

Thay vào công thức trên ta có :

$$\Rightarrow C = 33146,2.(5.14400)^{0,3} = 949803$$

Tra bảng 8 trang 593- [ 3 ], ứng với  $d = 200$  (mm) chọn ổ có kí hiệu 7624,  $C_{\text{bảng}} = 970000$

Đường kính ngoài  $D = 310$  (mm), bề rộng  $B = 82$  (mm.), tải trọng cho phép 70000 (KG)

## CHƯƠNG 5: TÍNH TOÁN CÁC PHẦN TỬ THỦY LỰC.

### 5.1 Đặc điểm hệ thống thủy lực

Thủy lực ngày càng được ứng dụng rộng rãi trong ngành công nghiệp chế tạo máy. Phần lớn các máy đang sử dụng ở nước ta hiện nay đang sử dụng đều có cơ cấu thủy lực thể tích. Ngành công nghiệp chế tạo máy ở nước ta cũng đã bắt đầu chế tạo các hệ thống truyền dẫn thủy lực và các phần tử thông dụng của hệ thống truyền dẫn này.

Truyền động thủy lực là một hệ thống truyền động dùng môi trường chất lỏng (các loại dầu) làm khâu trung gian để truyền dẫn. Truyền động được thực hiện bằng cách cung cấp cho dầu một năng lượng dưới dạng thể năng. Sau đó biến đổi thể năng của dầu thành động năng để thực hiện các chuyển động quay hoặc tịnh tiến.

Bất kỳ một hệ thống truyền dẫn thủy lực nào cũng có hai phần chính là :

- + Cơ cấu biến đổi năng lượng ( Bơm , động cơ , xi lanh ).
- + Cơ cấu điều khiển , điều chỉnh ( các loại van ).

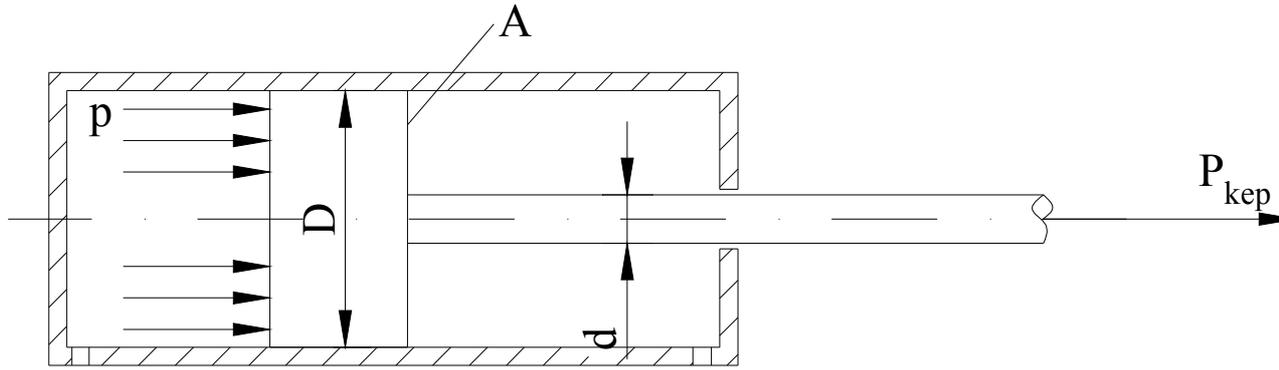
Ngoài ra còn có các thiết bị phụ khác để đảm bảo hệ thống làm việc. Phần lớn các thiết bị cơ cấu trong truyền dẫn thủy lực đã được tiêu chuẩn hóa. Nên việc thiết kế, tính toán và lựa chọn sao cho phù hợp với thiết kế máy trên.

So với các loại truyền dẫn khác, truyền dẫn thủy lực có những ưu nhược điểm sau

- Ưu điểm
  - + Kết cấu nhỏ gọn, các phần tử dẫn và không dẫn không phụ thuộc nhau.
  - + Tự động hóa dễ dàng,
  - + Dễ đề phòng quá tải nhờ các van toàn.
  - + Truyền được công suất cao, lực lớn, độ tin cậy cao.
  - + Có khả năng giảm khối lượng và kích thước của máy.
  - + Điều khiển vô cấp, dễ thực hiện tự động hóa theo điều kiện làm việc hoặc theo chương trình.
  - + Nhờ quán tính nhỏ nên hoạt động ít gây ra tiếng ồn.
- Nhược điểm.
  - + Chi phí thiết kế máy lớn.
  - + Thường xuyên theo dõi chăm sóc và bảo dưỡng để hệ thống làm việc an toàn tin cậy.
  - + Mất mát trong đường ống dẫn và rò rỉ bên trong các phần tử, làm giảm hiệu suất và hạn chế phạm vi sử dụng.
  - + Khó giữ được vận tốc không đổi khi phụ tải thay đổi do tính nén được của chất lỏng và tính đàn hồi của đường ống dẫn.
  - + Khi mới khởi động, nhiệt độ của hệ thống chưa ổn định, vận tốc làm việc thay đổi do độ nhớt của chất lỏng thay đổi.

### 5.2 Tính toán thiết kế cơ cấu kẹp ống.





Hình 5.2: Sơ đồ phân tích lực pittong kẹp

Trị số đường kính đều được tiêu chuẩn và có thể dùng các trị số sau : 45; 55 ; 65; 75 ; 90 ; 105 ; 150 ; 180; 200 .....

Từ công thức  $D/d = k$  ( tr38 - [ 4] )

Trong đó:

k: hệ số giữa đường kính pittong và cần pittông.

Với các máy thủy lực có công suất vừa thì  $k = 0,5 \div 0,8$  Chọn  $k = 0,5$

$$\Rightarrow d = 1/2.D$$

Đường kính của xi lanh kẹp má động là:

$$D = 4 \cdot \sqrt{\frac{1}{3} \times \frac{P_{kẹp}}{p \cdot \pi}}$$

$$= 4 \cdot \sqrt{\frac{1}{3} \times \frac{8560,4}{150 \times 3,14}} = 9,8 \text{ ( cm )} = 98 \text{ ( mm )}$$

Chọn đường kính ngoài pittông theo tiêu chuẩn

$$D = 105 \text{ ( mm )}$$

$$\Rightarrow d = 55 \text{ ( mm )}$$

### 5.2.2 Tính đường kính xi lanh kẹp má tĩnh.

Chọn pittông kẹp má tĩnh có đường kính ngoài và đường kính trong giống xi lanh kẹp má động.

Chọn đường kính ngoài pittông theo tiêu chuẩn

$$D = 105 \text{ ( mm )}$$

$$d = 55 \text{ ( mm )}$$

### 5.3 Tính toán thiết kế cơ cấu uốn ống kim loại.

#### 5.3.1 Tính đường kính xi lanh - pittông kéo má động .

Theo yêu cầu của việc uốn thì lực cần thiết tạo ra để làm biến dạng phiê ống như đã tính toán là :

$$P_k = 188640 \text{ ( N )} = 18864 \text{ ( KG )}$$

$$\text{Từ công thức } P_k = \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2) \cdot P}{4} \quad (\text{ tr38 - [ 4] })$$

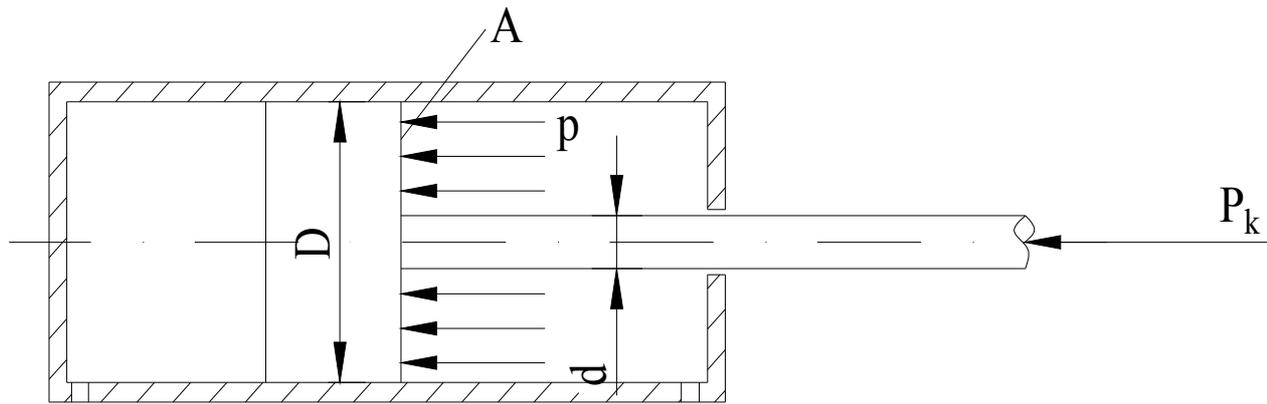
Trong đó:

P : Áp suất khí lớn nhất (KG/cm<sup>2</sup>). Chọn  $p = 150 \text{ ( KG/cm}^2 \text{)}$ .

$P_{max}$  : Lực ép lớn nhất (KG).

D : Đường kính của piston chính (mm).

$d$  : Đường kính cần piston (mm).



Hình 5.3 : Sơ đồ phân tích lực pittông kéo

Trị số đường kính đều được tiêu chuẩn và có thể dùng các trị số sau : 45; 55 ; 65; 75 ; 90 ;105 ;150 ;180; 200 .....

Từ công thức  $D/d = k$  ( tr38 - [ 4] )

Trong đó:

$k$ : hệ số giữa đường kính pittông và cần pittông.

Với các máy thủy lực có công suất vừa thì  $k = 0,5 - 0,8$  Chọn  $k = 0,5$

$$D = 4 \cdot \sqrt{\frac{1}{3} \times \frac{P_k}{p \cdot \pi}}$$

$$= 4 \cdot \sqrt{\frac{1}{3} \times \frac{18864}{150 \times 3,14}} = 14,6 \text{ (cm)} = 146 \text{ (mm)}$$

Chọn

Đường kính pittông :  $D = 150 \text{ (mm)}$

$\Rightarrow$   $d = 75 \text{ (mm)}$

#### 5.4 Tính chọn xi lanh - pittông kéo về .

Khi kéo về lực kéo về chỉ bằng trọng lượng của má động:

$$P_{kv} = 62880 \text{ (N)} = 6288 \text{ (KG)}$$

Từ công thức:  $P_{kv} = \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2) \cdot P}{4}$  ( tr38 - [ 4] )

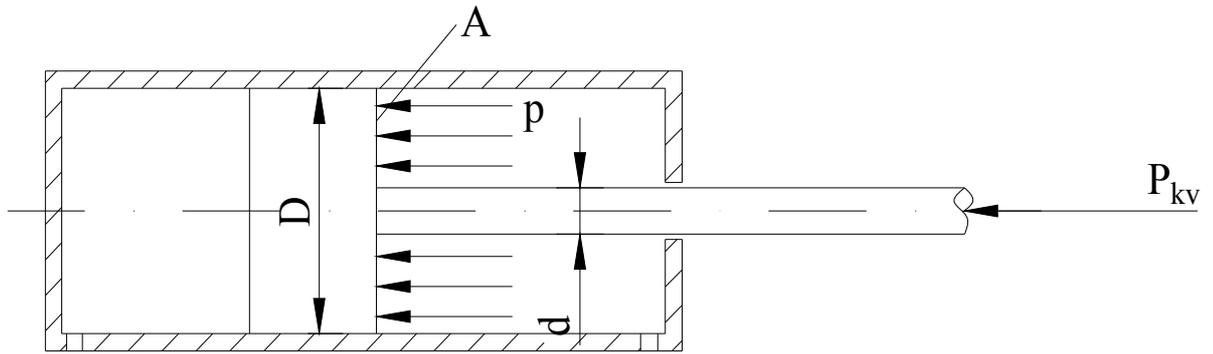
Trong đó:

$P$  : Áp suất khí lớn nhất (KG/cm<sup>2</sup>). Chọn  $p = 150 \text{ (KG/cm}^2\text{)}$ .

$P_{kv}$ : Lực ép lớn nhất (KG).

$D$  : Đường kính của pittông chính (mm).

$d$  : Đường kính cần pittông. (mm).



Hình 5.4: Sơ đồ phân tích lực pittong kéo về

Trị số đường kính đều được tiêu chuẩn và có thể dùng các trị số sau : 45,55 , 65,75, 90 ,105,150 , 180, 200 ...

Từ công thức  $D/d = k$  ( tr38 - [ 4 ] )

Trong đó:

k: hệ số giữa đường kính pittông và cần pittông

Với các máy thủy lực có công suất vừa thì  $k = 0,5 - 0,8$  Ta chọn  $k = 0,5$

$$\Rightarrow d = 1/2D$$

Đường kính ngoài của xi lanh kéo về là:

$$D = 4 \cdot \sqrt{\frac{P_{kv}}{3p \cdot \pi}}$$

$$= 4 \cdot \sqrt{\frac{6288}{3 \cdot 150 \cdot 3,14}} = 8,4 \text{ (cm)} = 84 \text{ (mm)}$$

Chọn đường kính ngoài pittông theo tiêu chuẩn

$$D = 90 \text{ (mm)} ; d = 45 \text{ (mm)}$$

## 5.5 Tính công suất bơm dầu và công suất động cơ điện.

### 5.5.1 Tính toán các tổn thất áp suất trong hệ thống .

Tổn thất áp suất là sự giảm áp suất do sức cản trên đường chuyển động của dầu từ bơm đến cơ cấu chấp hành (xi lanh thủy lực). Sức cản này chủ yếu được hình thành do chiều dài ống dẫn, sự thay đổi tiết diện ống dẫn, thay đổi hướng chuyển động cũng như sự chuyển động và độ nhớt của dầu gây nên. Vì vậy tổn thất áp suất có thể xảy ra ở nhiều bộ phận trong hệ thống thủy lực.

Nếu gọi  $p_0$  là áp suất mà bơm cung cấp vào hệ thống,  $p_1$  là áp suất đo ở buồng công tác của cơ cấu chấp hành, thì tổn thất áp suất của hệ thống được biểu thị ở dạng hiệu suất :

$$\eta = \frac{p_0 - p_1}{p_0} = \frac{\Delta p}{p_0}$$

Xét về mặt kết cấu của hệ thống thủy lực thì tổn thất áp suất có thể quy về hai dạng tổn thất áp suất chính :

- + Tổn thất áp suất qua van.
- + Tổn thất áp suất trên ống dẫn.

#### a Tổn thất áp suất qua van : ( $p_1$ )

Đối với mỗi kết cấu van ta có những công thức tính toán tổn thất áp suất khác nhau. Bằng thực nghiệm người ta đã xác định được những khoảng giá trị tổn thất áp suất đối với từng loại van.

Để đơn giản trong quá trình thiết kế, ta có thể dựa vào bảng tra sau đây để tìm các giá trị tổn thất áp suất (Bảng 7).

**Bảng 7: Một số tổn thất áp suất qua van.**

Kiểu van	Tổn thất áp suất $\Delta P_1$
Van an toàn	$2 \div 3(\text{KG/cm}^2)$
Van đảo chiều	$1,5 \div 3(\text{KG/cm}^2)$
Van điều áp	$2,5 \div 6(\text{KG/cm}^2)$
Van tiết lưu	$2 \div 3,5(\text{KG/cm}^2)$
Van tiết lưu điều chỉnh	$3 \div 6(\text{KG/cm}^2)$
Van giảm áp	$3 \div 10(\text{KG/cm}^2)$
Van một chiều	$1,5 \div 2(\text{KG/cm}^2)$

Như vậy với toàn máy ta có tổn thất áp suất qua các van như sau

Tổn thất áp suất qua van đảo chiều ( có 6 van đảo chiều ) :  $\times$   
 $6.2,5 = 13(\text{KG/cm}^2)$

Tổn thất áp suất qua van an toàn :  $2,5 (\text{KG/cm}^2)$

$$\Delta P_1 = 13 + 2,5 = 15,5 (\text{KG/cm}^2)$$

### b Tổn thất áp suất trong ống dẫn.

Tổn thất áp suất trong ống dẫn có hai loại cơ bản sau :

+ Tổn thất đường dài.

+ Tổn thất cục bộ.

Xét về chiều dài ống dẫn trong hệ thống thủy lực của máy có thể coi là khá ngắn nên ta có thể bỏ qua tổn thất áp suất do chiều dài ống. ở đây ta chỉ quan tâm đến tổn thất áp suất cục bộ trong hệ thống ống dẫn

Giá trị tổn thất cục bộ được tính theo công thức sau :

$$\Delta P_2 = 10 \cdot \xi \cdot \frac{\gamma}{2 \cdot g} \cdot V^2 \quad (\text{N/m}^2)$$

$$\text{hay} \quad \Delta P_2 = 10^{-4} \cdot \xi \cdot \frac{\gamma}{2 \cdot g} \cdot V^2 \quad (\text{KG/m}^2).$$

Trong đó :  $\gamma$  - khối lượng riêng của dầu ( $\text{KG/m}^3$ )

$g$  - gia tốc trọng trường  $g = 9,81 (\text{m/s}^2)$

$\xi$  - hệ số tổn thất cục bộ. Hệ số này trong từng bộ phận của hệ thống thủy lực thường được xác định bằng thực nghiệm. Nó phụ thuộc vào trị số Re, phụ thuộc vào nhiệt độ, vận tốc, hướng chuyển động của vòng dầu và hình dáng tiết diện tại nơi gây ra tổn thất.

Để đơn giản trong quá trình thiết kế, có thể lấy giá trị tổn thất áp suất cục bộ trong ống dẫn theo công thức sau đây :

$$\Delta P_2 = 0,05 \cdot p_{ch}$$

Trong đó  $p_{ch}$  : là áp suất của cơ cấu chấp hành. Cơ cấu chấp hành là các xi lanh thủy lực trong đó xi lanh kéo má động có đường kính lớn nhất nên sẽ gây tổn thất nhiều nhất. Từ công thức

$$P_k = \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2) \cdot P}{4}$$

– Áp lực lớn nhất tác dụng lên xi lanh:

$$P_{max} = \frac{4 \times P_k}{\pi \times (D^2 - d^2)} = \frac{4 \times 18864}{3,13 \times (15^2 - 7,5^2)}$$

$$= 142,4 \quad (\text{KG/cm}^2)$$

$$p_{ch} = 142,4 \quad (\text{KG/cm}^2)$$

$$\text{Vậy} \quad \Delta P_2 = 0,05 \cdot 142,4 = 7,12 \quad (\text{KG/cm}^2)$$

### c Tính các tổn thất thể tích trong hệ thống

Dạng tổn thất thể tích trong hệ thống thủy lực chủ yếu do dầu chảy qua các khe hở gây ra. Nếu áp suất càng lớn, vận tốc càng nhỏ, và độ nhớt càng nhỏ thì tổn thất thể tích là đáng kể. Trong các yếu tố ảnh hưởng trên thì áp suất của hệ thống là yếu tố quyết định đến giá trị tổn thất thể tích.

Tổn thất thể tích xảy ra ở mọi bộ phận trong hệ thống, chủ yếu là ở các cơ cấu biến đổi năng lượng như : bơm dầu, động cơ dầu, xi lanh truyền lực.

Ước tính tổn thất thể tích trong hệ thống theo công thức sau:

$$\Sigma q_{tt} = \sigma \cdot \Delta p \quad (*)$$

Trong đó :

$\Sigma q_{tt}$ : Tổng tổn thất thể tích ( $\text{cm}^3/\text{s}$ ).

$\sigma$  : Trị số tổn thất thể tích tính cho một đơn vị áp suất

– Đối với bơm  $(0,5 \div 0,7) \cdot 10^{-6}$

– Van đảo chiều  $(0,02 \div 0,025) \cdot 10^{-6}$

– Xi lanh lực  $(0,01 \div 0,02) \cdot 10^{-6}$

$\Delta p$  : Tổn thất áp suất trong hệ thống.

$$\Delta p = \Delta p_1 + \Delta p_2$$

$$= 15,5 + 7,12$$

$$= 22,62 \quad (\text{KG/cm}^2)$$

Chọn các giá trị tổn thất thể tích riêng tính cho từng phần tử thủy lực như sau :

– Đối với bơm  $\sigma = 0,6 \cdot 10^{-6}$

– Van đảo chiều  $\sigma = 0,025 \cdot 10^{-6}$

– Xi lanh thủy lực  $\sigma = 0,015 \cdot 10^{-6}$

Thay các giá trị  $\Delta p$ ,  $\sigma$  vào công thức (\*) để tính  $\Sigma q_{tt}$ :

$$\Sigma q_{tt} = (0,6 + 0,025 + 0,015) \cdot 21,5 \cdot 10^{-6}$$

$$\Sigma q_{tt} = 13,76 \cdot 10^{-6} \quad (\text{cm}^3/\text{s})$$

$$= 825,6 \cdot 10^{-6} \quad (\text{cm}^3/\text{ph}).$$

### 5.6 Tính và chọn các thông số của bơm.

Ở mục tính toán và chọn lựa các thông số của bơm ( lưu lượng, áp suất, công suất ) cần lưu ý :

Các giá trị tính toán về áp suất, lưu lượng, công suất, là các giá trị tối thiểu mà bơm phải đạt được. Sau khi tính toán được các giá trị đó, ta tra bảng thông số kỹ thuật của các loại bơm để chọn lại các giá trị này hợp lý.

Trong quá trình chọn lựa các thông số của bơm, thông thường các giá trị này không trùng khít với các giá trị cho trong bảng tra. Vì vậy có thể chọn lựa các thông số về áp suất, lưu lượng lớn hơn một ít so với giá trị tính toán.

Ứng với mỗi loại kết cấu của bơm thì nó làm việc với những khoảng giá trị áp suất và lưu lượng nhất định, ngoài ra căn cứ vào điều kiện thực tế, ta chọn bơm dầu là bơm bánh răng.

Bơm bánh răng có kết cấu đơn giản, dễ chế tạo phù hợp với trình độ công nghệ của nước ta hiện nay.

### 5.6.1 Lưu lượng của bơm : (Q<sub>b</sub>)

Lưu lượng của bơm tạo ra gồm có hai phần, một phần cung cấp cho hành trình công tác, và một phần khác bù vào phần tổn thất thể tích.

$$Q_b = Q_{ct} + \Sigma q_{tt}$$

Trong đó :

$$\Sigma q_{tt} = 825,6 \cdot 10^{-6} \text{ (cm}^3\text{/ph)} = 825,6 \cdot 10^{-9} \text{ (l/ph)}$$

Nhận xét :

$\Sigma q_{tt}$  quá bé so với giá trị  $Q_{ct}$  nên tổn thất lưu lượng có thể được bỏ qua.

Chọn giá trị lưu lượng bơm  $Q_b$  bằng giá trị lưu lượng công tác :

Tính lưu lượng qua xi lanh:

$$Q_{ct} = A \cdot v = \frac{\pi \times (D^2 - d^2)}{4} \times v \quad (\text{cm}^3\text{/ph)}$$

Trong đó  $v$  là vận tốc của xích dẫn:

$$v = R \cdot \omega$$

Với :  $R$  : Bán kính đĩa xích ;  $R=225(\text{mm})$

$\omega$  : Vận tốc góc của má động. Chọn  $\omega = 30 \text{ (}^\circ\text{/s)}$

$$+ \quad v = \frac{225 \times 30}{180} = 37,5 \text{ (mm/s)} = 225 \text{ (cm/ph)}$$

$$+ \quad Q_{ct} = \frac{3,14 \times (15^2 - 7,5^2)}{4} \times 225$$

$$= 29805,5 \text{ (cm}^3\text{/ph)} = 29,8 \text{ (l/ph)}$$

$$+ \quad Q_b = Q_{ct} = 29,8 \text{ (l/ph)}$$

### 5.6.2.Áp suất bơm : (P<sub>b</sub>)

Tương tự như cách tính giá trị lưu lượng, giá trị áp suất cũng gồm hai phần. Một phần của giá trị áp suất công tác, phần còn lại là giá trị áp suất tổn thất :

$$P_b = P_1 + \Delta p$$

Trong đó : áp suất công tác :  $p_{ct} = p_{\max} = 142,4 \text{ (KG/cm}^2\text{)}$ .

Tổn thất áp suất :  $\Delta p = 24,62 \text{ (KG/cm}^2\text{)}$ .

Vậy áp suất bơm :  $P_b = 142,4 + 24,62 = 167,02 \text{ (KG/cm}^2\text{)}$ .

### 5.6.3.Tính công suất bơm dầu

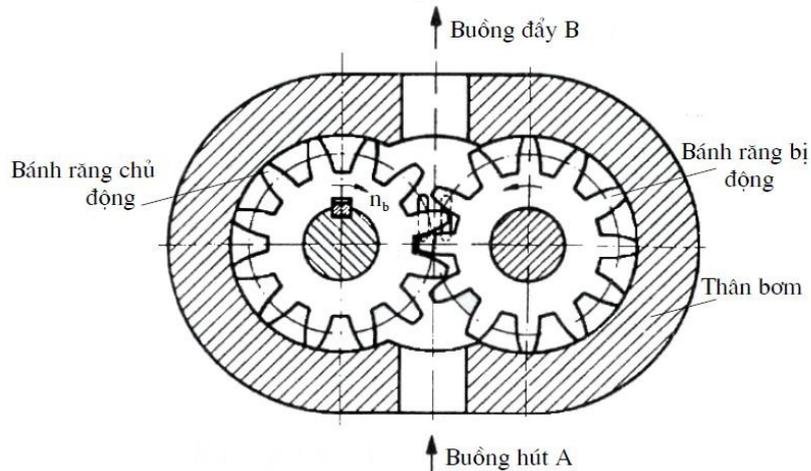
Từ công thức:  $N_b = \frac{P_b \times Q_b}{612} \quad (\text{KW})$

Trong đó:

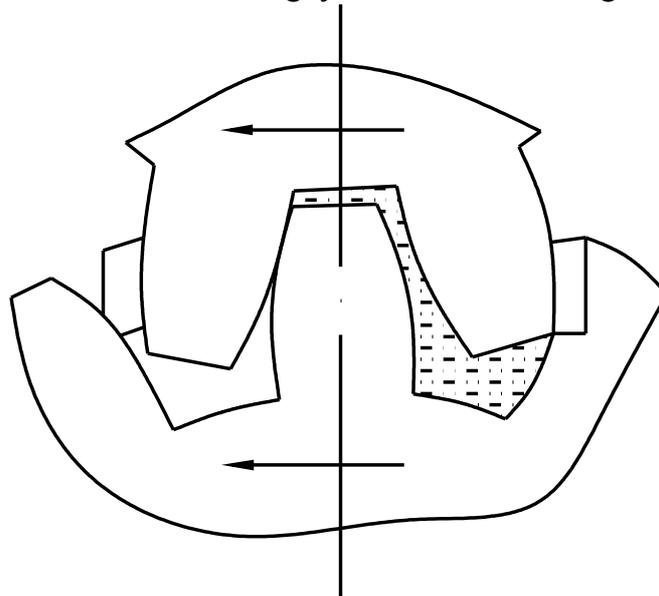
- +  $P_b$  : Áp suất của bơm (KG/cm<sup>2</sup>)
- +  $Q_b$  : Lưu lượng của bơm (lít/phút)
- +  $\eta$  : Hiệu suất của bơm dầu, lấy  $\eta = 0,98$

$$N_b = \frac{167,02 \times 29,8}{612 \cdot 0,98} = 8,3 \quad (\text{KW})$$

Chọn loại bơm dầu là loại bơm bánh răng



Hình 5.5: Sơ đồ nguyên lý bơm bánh răng



Hình 5.6: Dầu trong các răng của bơm

Bơm bánh răng được ứng dụng trong các máy thủy lực (như máy ép, máy nâng, máy cầu, máy đào đất...); hệ thống điều khiển tự động,, đặc biệt trong công nghệ người máy, trong bôi trơn các bộ phận chuyển động của máy.

Do không có van hút và van đẩy nên bơm bánh răng có thể quay với vận tốc lớn ( $n=700 - 5000$  vg/p) nên nó thường nhận truyền động trực tiếp từ động cơ. Vì khi làm việc bơm bánh răng luôn tiếp xúc với dầu nhờn, dầu thủy lực nên tuổi thọ của nó cao. Các bề mặt làm việc của bơm phải được chế tạo với độ chính xác và độ bóng cao thì mới tạo được áp lực lớn và không tổn thất nhiều lưu lượng

#### 5.6.4. Tính công suất động cơ điện

$\eta_1$  hiệu suất của động cơ điện  $\eta_1 = 0,855$

Công suất của động cơ điện là:

$$N_{dc} = \frac{N_b}{\eta\eta_1}$$
$$= \frac{8,3}{0,98 \times 0,855} = 9,9 \text{ (KW)}$$

⇒ Chọn công suất của động cơ điện là loại động cơ không đồng bộ có mô men mở máy cao, được che kín có quạt gió kiểu AO $\pi$ 2 có công suất N = 13KW. Có

n = 1460 ( vg/p), kiểu A2-61-4 ( tr 321- [2] )

#### 5.7 Tính toán thiết kế các phần tử thủy lực khác.

##### 5.7.1 Giới thiệu các phần tử thủy lực trong máy

###### • Van an toàn

Van an toàn được dùng để đảm bảo cho hệ thống được an toàn khi có quá tải. Nó được đặt trên ống chính có áp suất cao.

Nếu van an toàn chỉ làm việc gián đoạn thì đó gọi là van chống đỡ. Còn khi nó làm việc liên tục (luôn có chất lỏng thoát qua van) thì nó gọi là van tràn. Cùng một van nhưng tùy theo sự phối hợp của nó trong hệ thống mà nó có thể làm việc như một van tràn hay van chống đỡ.

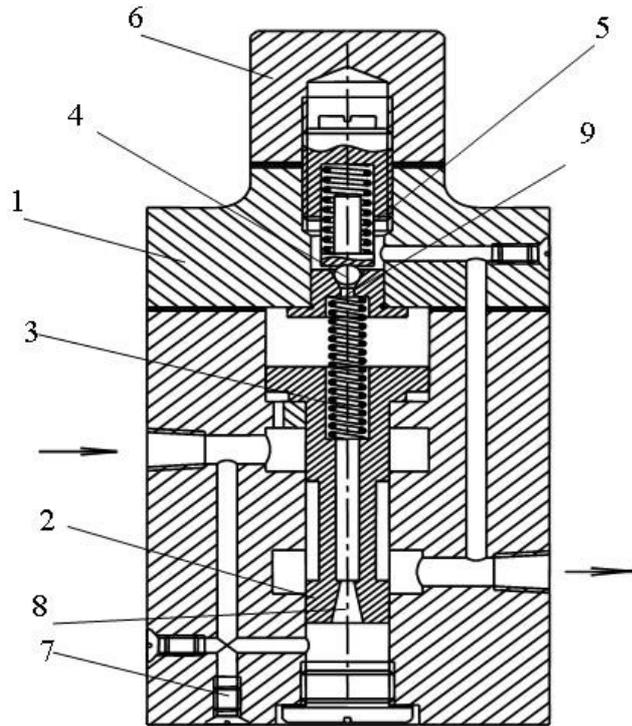
Dựa vào nguyên lý hoạt động chia van an toàn ra làm hai loại chủ yếu:

- Van an toàn tác dụng trực tiếp.
- Van an toàn có tác dụng tùy động.

Đối với hệ thống thủy lực của máy thiết kế, ta chọn loại van an toàn có tác dụng tùy động.

Loại này có các ưu điểm nổi trội so với loại van có tác dụng trực tiếp, đó là:

- Làm việc với áp suất cao.
- Không những bảo vệ hệ thống khi quá tải mà còn ổn định áp suất làm việc của hệ thống.
- Không gây va đập trong van.
- Sơ đồ nguyên lý:



Hình 5.7 :Kết cấu nguyên lí van an toàn

Trong đó:

- |              |                 |
|--------------|-----------------|
| 1. Thân giữa | 2. piston       |
| 3. lò xo     | 4. van bi       |
| 5. lò xo     | 6. Thân trên    |
| 7. vít       | 8. lỗ giảm chấn |
| 9. lỗ thông  |                 |

– Nguyên lý hoạt động.

Chất lỏng làm việc từ bơm được dẫn vào buồng (a) và bị đẩy về phía thùng chứa qua buồng (b). Dưới tác dụng của lò xo yếu (3), piston (2) bị ép xuống dưới. Trong lỗ thông (9) ở giữa piston (2) có lỗ giảm chấn (8) (có đường kính nhỏ), nhờ đó buồng (a) cũng luôn thông với buồng (e). lò xo (5) có tác dụng ép viên bi vào đế van, ứng lực của nó có thể điều chỉnh được nhờ vít (7).

Khi áp lực dầu chưa vượt qua trị số ứng lực cho phép của lò xo (5) thì van bi (4) chưa mở, lúc này buồng (a) thông với buồng (b). Chất lỏng trong các buồng đều ở trạng thái tĩnh vì vậy áp suất trong các buồng a, c, d, e coi như bằng nhau.

Khi đó piston (2) ở vị trí thấp nhất dưới tác dụng của lực lò xo (3) (vì áp suất dầu tác dụng lên piston (2) về phía buồng c) cân bằng với áp lực về phía buồng d và e. khi hệ thống quá tải áp suất trong các buồng a, c, d, e đồng thời tăng lên đột ngột. Lúc này áp lực của dầu lên viênbi (4) vượt quá lực lò xo (5), viên bi (4) bị đẩy trên và một ít chất lỏng từ buồng (c) được đẩy ra ngoài về thùng chứa. Khi đó nhờ lỗ giảm chấn (8) gây tổn thất áp suất dầu, điều này tạo ra sự chênh áp giữa buồng d, e và c. Như vậy trạng thái cân bằng lực tác dụng lên piston (3) mất đi. Dưới tác dụng của áp suất cao trong buồng c và e piston được nâng cao lên cho đến khi lập lại sự cân bằng của áp lực chất lỏng và lực lò xo (3), lúc này piston ngừng đi lên. Kết quả là buồng (a) thông với buồng (b) và qua đó dầu trong hệ thống được đẩy bớt về

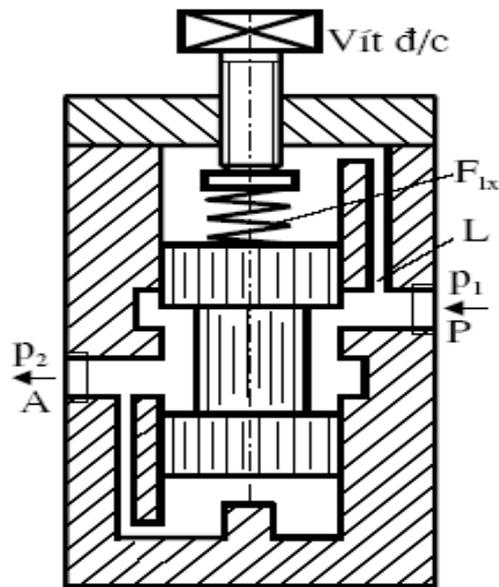
thùng chứa, giảm tải cho hệ thống. Nếu áp suất trong hệ thống (ở buồng a) càng tăng mạnh thì dòng dầu chảy từ buồng d, c, lên (c) qua van bi về thùng càng mạnh, tổn thất áp suất tại lỗ (8) càng lớn độ chênh áp trên piston càng tăng. Kết quả là piston (2) tiếp tục được nâng lên, cửa lưu thông giữa buồng (a) và (b) càng rộng, dầu càng thoát nhiều về thùng.

Trong thực tế người ta cho van làm việc như một van an toàn bằng cách điều chỉnh ứng lực lò xo (5) sao cho van bi luôn mở, nghĩa là luôn có chất lỏng thoát từ hệ thống về thùng và van bi và qua cửa lưu thông giữa buồng (a) và (b). Nhờ hoạt động của van, áp suất trong hệ thống buồng không thay đổi.

• **Van giảm áp**

Trong nhiều trường hợp hệ thống thủy lực một bơm dầu phải cung cấp năng lượng cho nhiều cơ cấu chấp hành có áp suất khác nhau. Lúc này ta phải cho bơm làm việc với áp suất lớn nhất và dùng van giảm áp đặt trước cơ cấu chấp hành nhằm để giảm áp suất đến một giá trị cần thiết.

- Sơ đồ nguyên lý :



Hình 5.8: Kết cấu nguyên lý van giảm áp

• **Van cản**

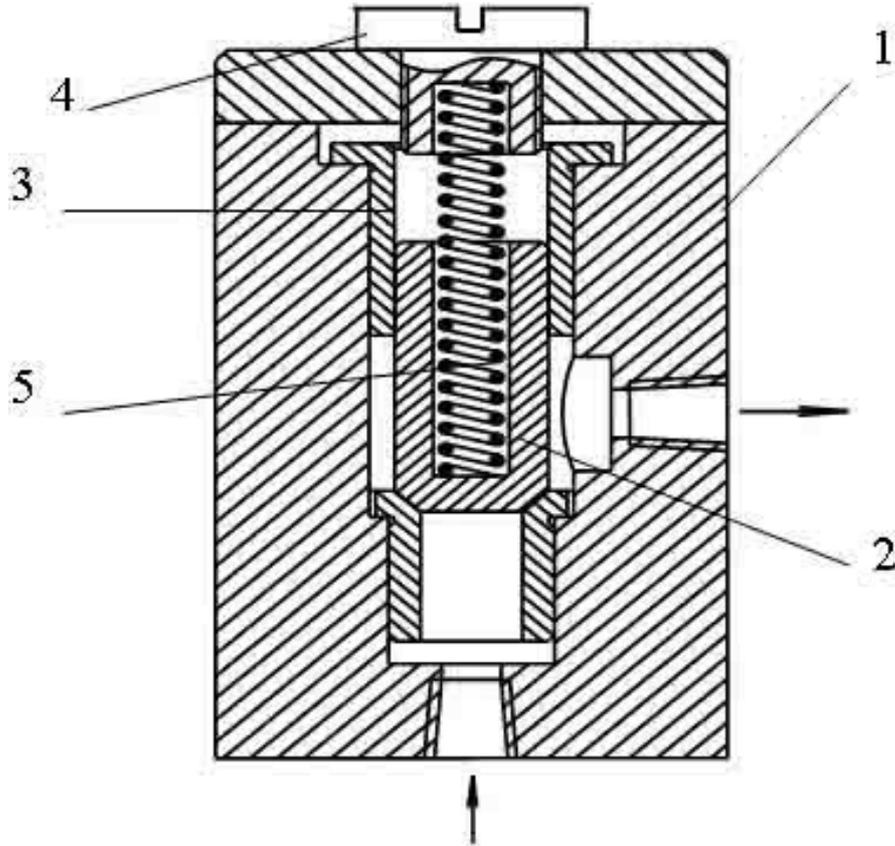
Van cản dùng để tạo nên một sức cản trong hệ thống thủy lực. Ở cửa ra người ra đặt một van cản để tạo ra một áp suất nhất định, điều này làm cho chất lỏng không bị đứt quãng do đó piston của cơ cấu chấp hành chuyển động êm, nhẹ.

Mặt khác van cản đặt ở đường dầu hồi về nên khi máy ngừng làm việc dầu trong xilanh không chảy hết về bể dầu. Vì vậy khi máy bắt đầu hoạt động thì piston không bị gây chấn động.

Dựa vào kết cấu van, người ta chia van cản ra làm ba loại chính:

- Loại van bi cầu.
- Loại van bi côn.
- Loại van piston.

- Sơ đồ nguyên lý:



Hình 5.9: Kết cấu nguyên lý van giảm.

Trong đó:

- 1. Thân van
- 2. Con trượt
- 3. Bạc lót

- 4. Vít điều chỉnh
- 5. Lò xo

• **Van tiết lưu.**

Van tiết lưu dùng để điều chỉnh lưu lượng dầu, và do đó điều chỉnh được vận tốc của cơ cấu chấp hành.

Vì quá trình kẹp chi tiết hạn chế va đập của má kẹp vào ống ta sử dụng van tiết lưu một chiều.

Kí hiệu:



Hình 5.10: Van tiết lưu thay đổi được lưu lượng

• **Van điều khiển**

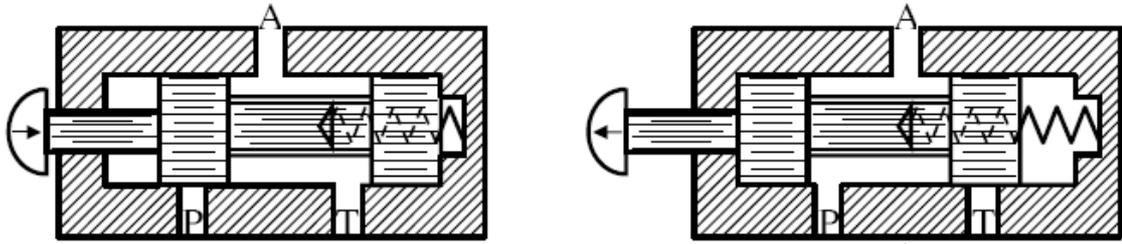
Sử dụng các van đảo chiều dùng để đóng mở các ống dẫn để khởi động các cơ cấu biến đổi năng lượng, dùng đảo chiều các chuyển động của cơ cấu chấp hành.

– Số vị trí: là số định vị con trượt của van. Thông thường van đảo chiều có 2 của 3 vị trí. Trong những trường hợp đặc biệt số vị trí có thể nhiều hơn.

– Số cửa: là số lỗ để dẫn dầu vào hay ra. Số cửa của van đảo chiều thường là 2, 3 và 4. Trong những trường hợp đặc biệt số cửa có thể nhiều hơn.

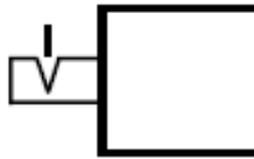
a. **Van đảo chiều 3 của 2 vị trí**

– Sơ đồ nguyên lí:



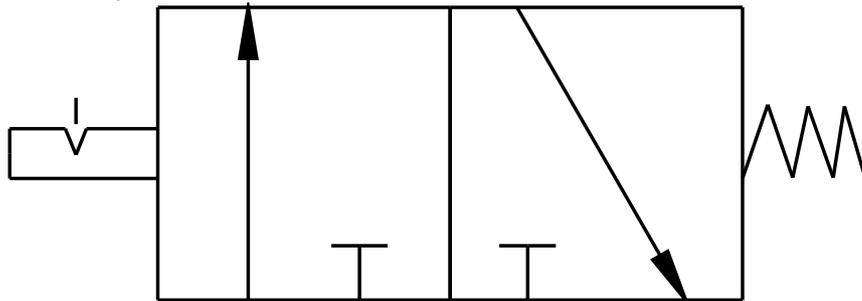
Hình 5.11: Van đảo chiều 3/2

– Tín hiệu tác động vào van:



Hình 5.12: Tín hiệu tác động vào van

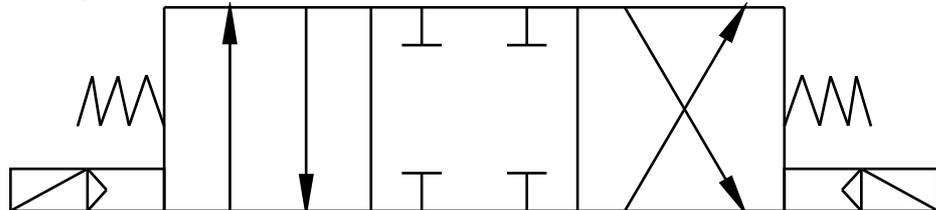
• Kí hiệu:



Hình 5.13: Kí hiệu van đảo chiều 3/2

b. **Van đảo chiều 4 cửa 3 vị trí:**

Kí hiệu:



Hình 5.14: Kí hiệu van đảo chiều 4/3

Ta sử dụng van đảo chiều 4/3: vị trí trung gian các cửa nối bị chặn. Dầu từ bơm cung cấp cho van đi qua van tràn để về thùng chứa. Loại van này được sử dụng khi cần điều khiển cơ cấu truyền lực cố định tại một vị trí xác định khi dừng lại.

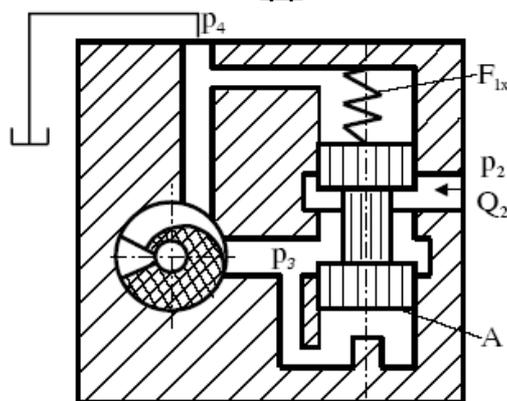
• **Bộ ổn tốc**

Bộ ổn tốc là cơ cấu đảm bảo hiệu áp không đổi khi giảm áp ( $\Delta p = \text{const}$ ), và do đó đảm bảo một lưu lượng không đổi chảy qua van, tức là làm cho vận tốc của cơ cấu chấp hành có giá trị gần như không đổi.

Như vậy để ổn định vận tốc ta sử dụng bộ ổn tốc.

**a. Bộ ổn tốc**

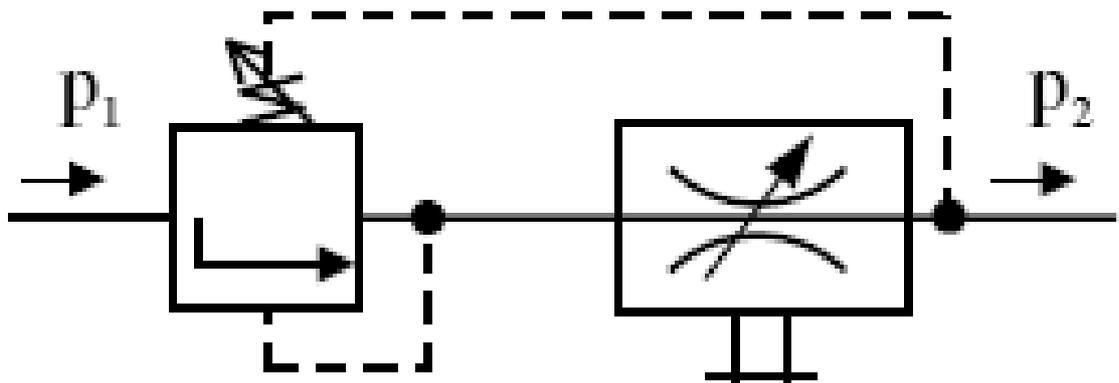
- Sơ đồ nguyên lí:



Hình 5.15: Kết cấu bộ ổn tốc

Bộ ổn tốc là một van ghép gồm có: một van giảm áp và một van tiết lưu. Bộ ổn tốc có thể lắp trên đường vào hoặc đường ra của cơ cấu chấp hành như ở van tiết lưu, nhưng phổ biến nhất là lắp ở đường ra của cơ cấu chấp hành.

- Kí hiệu:



Hình 5.16: Kí hiệu bộ ổn tốc

**b. Chọn lọc dầu cho hệ thống:**

Độ bẩn của dầu có ảnh hưởng rất lớn đến khả năng làm việc, độ bền và tuổi thọ của thiết bị. Sự bẩn của dầu làm tăng ma sát, cản trở chuyển động các chi tiết trong hệ thống thủy lực.

Trên cơ sở thí nghiệm và thực tế có thể đưa ra các tác hại của độ bẩn của dầu.

Hạt bẩn có kích thước bằng hoặc lớn hơn khe hở các bề mặt tiếp xúc của các phần tử thủy lực làm tăng lực cần thiết để dịch chuyển các phần tử này.

Đối với các loại bơm, tuổi thọ giảm đi tỷ lệ với sự tăng kích thước và nồng độ các hạt bẩn.

Độ cứng các hạt bẩn trong chất lỏng càng lớn, càng nhanh chóng mài mòn các bề mặt tiếp xúc của các phần tử thủy lực.

Qua các kết luận trên ta thấy rằng: muốn tăng tuổi thọ các phần tử thủy lực và giảm đi chi phí trong quá trình sử dụng máy có truyền dẫn thủy lực thì cách tốt nhất là sử dụng hệ thống lọc cho hệ thống.

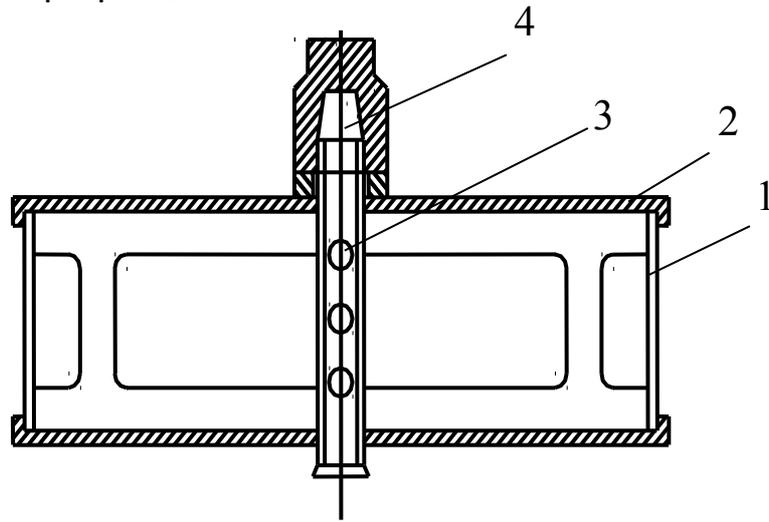
Ở máy thiết kế ta chọn hai loại lọc:

- Lọc thô (đặt ở đường hút của bơm).
- Lọc tinh (đặt ở đường đẩy của bơm).

❖ **Lọc thô:**

Lọc thô đặt ở đường hút của bơm, thông thường ta dùng bộ lọc lưới.

- Cấu tạo lọc lưới:



Hình 5.17: Kết cấu bộ lọc lưới.

Trong đó:

- 1: lưới bằng đồng.
- 2: Khung cứng.
- 3: Các lỗ.
- 4: ống hút.

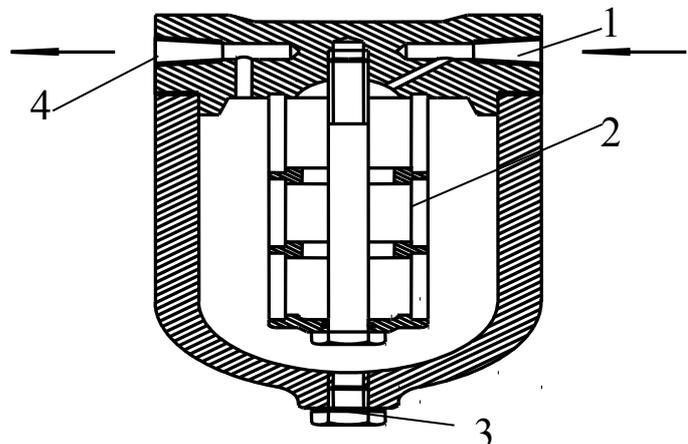
- Nguyên lý: Dầu từ ngoài xuyên qua các mắt lưới (1) và các lỗ (3) để vào ống hút (4).
- Các thông số của bộ lọc lưới:  
Tổn thất áp suất thường lấy  $\Delta p = 0,3 \div 0,5$  bar, trường hợp đặc biệt có thể lấy

$$\Delta p = 1 \div 2 \text{ bar.}$$

Lưới làm bộ lọc có số lỗ 17.000 (lỗ/cm<sup>2</sup>).

• **Lọc tinh:**

Kết cấu bộ lọc tinh:



Trong đó:

- 1. Cửa vào
- 2. Phần tử lọc
- 3. Vít tháo chất bẩn
- 4. Cửa ra

Hình 5.18. Kết cấu bộ lọc cao áp

Lọc tinh đặt trên đường đẩy của bơm nên còn gọi là lọc cao áp. Quá trình tinh lọc chủ yếu được thực hiện nhờ các lỗ xốp của vật liệu lọc. Các phần tử lọc loại này thường được chế tạo từ các vật liệu xơ, xốp, hạt bột, giấy, gốm – kim loại...

Các phần tử lọc được chế tạo bằng cách cho vào khuôn kim loại vật liệu chế tạo, sau đó tẩm chất kết dính và nung đến khi vật liệu được định hình vững chắc theo mẫu cần thiết.

Ở đây ta chọn bộ lọc tinh có phần tử lọc là vật liệu gốm – kim loại.

Dầu từ bơm sẽ chảy vào lọc ở cửa vào, nhờ các lỗ xốp trên của phần tử lọc, các hạt chất bẩn sẽ được giữ lại, dầu sạch tiếp tục đi đến cửa ra và cung cấp vào hệ thống. Sau một thời gian, tháo vít để đưa chất bẩn ra ngoài.

### 5.8 Chọn dầu.

Việc lựa chọn loại dầu phụ thuộc vào nhiều yếu tố dựa vào một số nguyên tắc lựa chọn sau:

Đối với hệ thống làm việc với áp lực cao cần chọn dầu có độ nhớt cao. Với vận tốc cao cần chọn loại dầu có độ nhớt thấp. Ngoài ra cần chú ý các điểm cơ bản sau:

- 1: Đối với hệ thống thủy lực thực hiện chuyển động thẳng: Làm việc với áp suất (20 ÷ 30) bar thường chọn dầu có độ nhớt từ  $(11 \div 20) \cdot 10^6 \text{ m}^2/\text{s}$  tương ứng với dầu công nghiệp 12 và 20.
- 2: Đối với hệ thống làm việc với áp suất lớn hơn 175 bar ta chọn dầu có độ nhớt từ  $(100 \div 200) \cdot 10^6 \text{ m}^2/\text{s}$ .
- 3: Đối với hệ thống làm việc với áp suất từ (20 ÷ 70) bar dùng dầu có độ nhớt từ  $(20 \div 40) \cdot 10^6 \text{ m}^2/\text{s}$ .
- 4: Đối với hệ thống làm việc với áp suất từ  $70 < P < 170$  bar chọn dầu có độ nhớt từ  $(60 \div 70) \cdot 10^6 \text{ m}^2/\text{s}$ .
- 5: Đối với hệ thống làm việc trong khoảng nhiệt độ tương đối rộng (20 ÷ 70)<sup>0</sup>C thì dùng dầu có độ nhớt từ  $(25 \div 30) \cdot 10^6 \text{ m}^2/\text{s}$ .

Trường hợp yêu cầu phải đảm bảo độ chính xác truyền động cao trong phạm vi nhiệt độ rộng thì dùng dầu tổng hợp Silicon.

Từ những nguyên tắc trên ta chọn loại dầu có độ nhớt từ  $(20 \div 30) \cdot 10^6 \text{ m}^2/\text{s}$ . Nó phù hợp với điều kiện làm việc của máy nhiệt độ dầu khoảng 40<sup>0</sup>C.

Áp suất  $P < 160$  bar .

Ta chọn dầu công nghiệp có các đặc tính như bảng 8

**Bảng 5.1 : Đặc tính của dầu.**

Độ nhớt		Nhiệt độ bùng cháy min <sup>0</sup> C	Nhiệt độ đông đặc	Tỷ lệ cốc % max	Tỷ lệ T <sup>0</sup> max	Giới hạn T <sup>0</sup> làm việc	Khối lượng riêng kg/m <sup>3</sup>
Đo bằng m <sup>2</sup> /s	Đo bằng C <sub>st</sub>						
(27÷ 33).10 <sub>6</sub>	27÷ 33	180	-15	0,3	0,007	10÷ 50	866 ÷ 916

**5.9 . Tính toán ống dẫn dầu.**

**5.9.1. Yêu cầu đối với ống dẫn:**

- + Ống dẫn cần phải có đủ độ bền và đảm bảo tổn thất áp suất là nhỏ nhất. Để giảm tổn thất áp suất thì ống dẫn phải có các yêu cầu sau:
- + Chiều dài ống càng ngắn càng tốt.
- + Tránh sự biến dạng của tiết diện ống dẫn trong suốt quá trình làm việc.
- + Ống dẫn có hình dáng sao cho hướng chuyển động của dòng dầu ít thay đổi. Nếu cần thiết đổi hướng thì phải thay đổi từ từ.

**5.9.2. Xác định đường kính ống dẫn:**

Từ công thức: 
$$d = 4,6 \sqrt{\frac{Q}{V}} \quad (\text{mm}).$$

Trong đó:

- + Q: lưu lượng đi qua ống, Q = 38,2 (lít/phút).
- + d: đường kính trong của ống dẫn dầu (mm).
- + V: vận tốc dòng chảy trên ống dẫn (m/s)

• Xác định đường kính ống dẫn.

- Đối với ống hút:  $V = (1,5 \div 2) \quad (\text{m/s})$   
 Chọn  $V = 2 \quad (\text{m/s})$   
 $\Rightarrow d = 20,1(\text{mm}),$  lấy  $d = 20 \quad (\text{mm})$

- Đối với ống nén:  $V = (3 \div 5) \quad (\text{m/s})$   
 Chọn  $V = 4 \quad (\text{m/s})$   
 $\Rightarrow d = 14,2 (\text{mm});$  lấy  $d = 15 \quad (\text{mm})$

• Xác định chiều dày của ống dẫn.

Từ công thức  $[\sigma] = 10^5 \cdot P \cdot d / 2 \cdot S$  (N/mm<sup>2</sup>)

Trong đó:

- $[\sigma]$ : Ứng suất cho phép, thường chọn:
  - + Đối với ống thép:  $[\sigma] = (400 \div 600) \cdot 10^5$  (N/mm<sup>2</sup>)
  - + Đối với ống đồng:  $[\sigma] = 255 \cdot 10^5$  (N/mm<sup>2</sup>)
  - + Đối với ống gang:  $[\sigma] = (150 \div 250) \cdot 10^5$  (N/mm<sup>2</sup>.)

Ta chọn ống là vật liệu thép nên ta lấy  $[\sigma] = 500 \cdot 10^5$  (N/mm<sup>2</sup>)

- Áp suất dầu trong ống  $P = 160$  (KG/cm<sup>2</sup>)
- $d$ : Đường kính trong của ống (mm)
- $S$ : Chiều dày thành ống. (mm)

$$S = \frac{10^5 \cdot P \cdot d}{2[\sigma]}$$

Đối với ống hút  $d = 20$  (mm)  $\Rightarrow S = 3,2$  (mm)

Đối với ống nén  $d = 15$  (mm)  $\Rightarrow S = 2,4$  (mm).

### 5.9.3. Tính toán thiết kế bể chứa dầu.

Bình chứa dầu có hai chức năng: Lưu trữ dầu và điều hòa dầu trong hệ thống. Các bộ lọc có nhiệm vụ tách chất bẩn trong bể dầu để khỏi gây nghẹt dẫn đến sự phá hủy hệ thống. Bộ tản nhiệt hay bộ làm mát được dùng để duy trì nhiệt độ dầu trong giới hạn an toàn và ngăn cản sự biến chất của dầu.

### 5.9.4 Thiết kế bình chứa dầu.

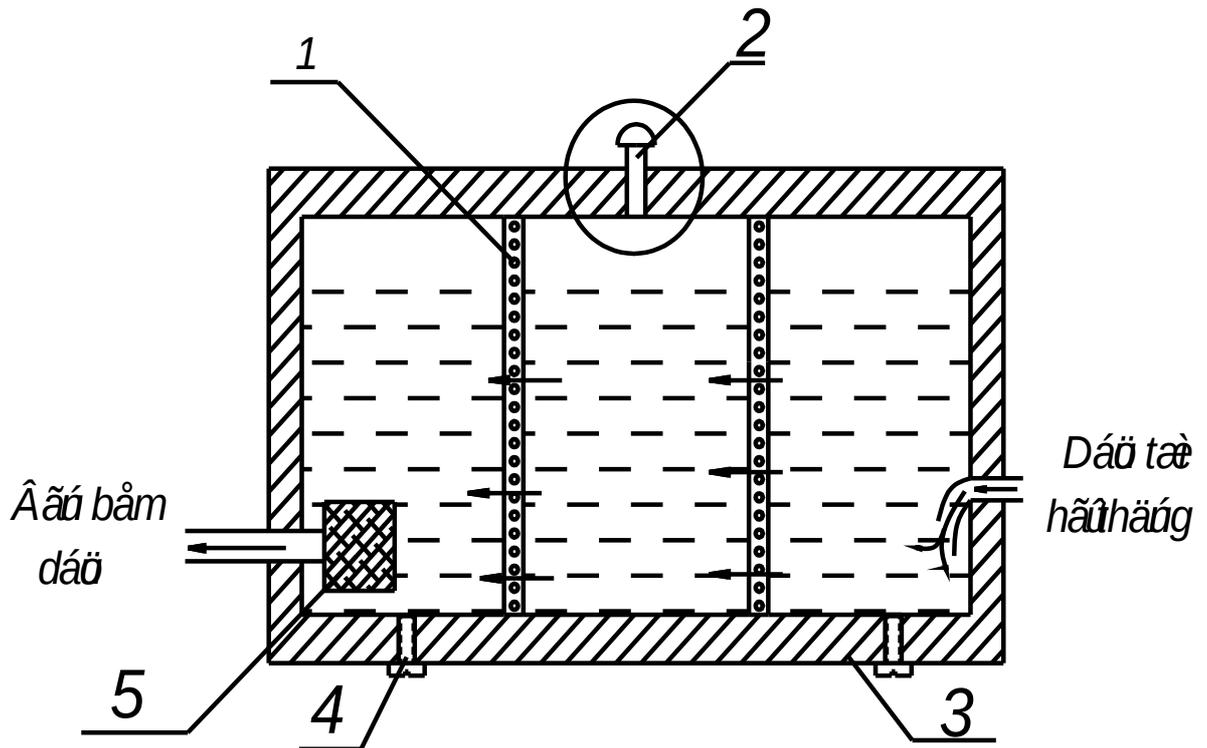
Thật dễ dàng để thiết kế bình chứa dầu lý tưởng nếu không bị những ràng buộc về giới hạn không gian, về trọng lượng và có thể chọn vị trí lắp đặt theo ý muốn. Tuy nhiên với những bình chứa dầu thủy lực trên các máy có những ràng buộc trên. Vì vậy việc thiết kế bình chứa dầu có kích thước, hình dáng, vị trí một cách tối ưu cũng là một vấn đề lớn.

Bình chứa dầu thủy lực có cấu tạo hợp lý, ngoài việc cung cấp đủ dầu cho bơm còn phải có các khả năng:

- + Tỏa nhiệt tốt.
- + Tách được không khí ra khỏi dầu.
- + Nhận biết được sự ô nhiễm dầu.

Chúng ta sẽ xem xét một số vấn đề liên quan đến việc thiết kế bình chứa dầu:

- **Hình dạng**



Hình 5.19: Sơ đồ bể chứa dầu.

Trong đó:

1. Vách ngăn có các lỗ cho dầu qua.
2. Bộ lọc không khí
3. Thành bể dầu.
4. Nút xả .
5. Bộ lọc.

Về hình dạng bình chứa dầu nên thiết kế cao và hẹp tốt hơn là nông và rộng. Cùng dung tích nhưng bình cao và hẹp có mức dầu cao hơn bình nông và rộng. Mức dầu trong bình cao hơn cửa ống nạp của bơm, sẽ tránh sự xoáy lốc của dầu. Nếu có sự xoáy lốc của dầu ở đường ống nạp sẽ có không khí đi vào hệ thống, khi dầu có lẫn không khí khả năng truyền công suất sẽ giảm vì không khí bị nén. Hơn nữa, không khí sẽ làm giảm khả năng bôi trơn của dầu.

- **Kích thước:**

- + Trong thời gian dài, thường ta áp dụng quy tắc là dung tích chứa dầu phải bằng 2 hoặc 3 lần lưu lượng dầu được ra trong một phút. Với quy tắc này, nếu lượng dầu ở ngõ ra của bơm là 10 lít trên một phút thì bình chứa dầu phải có dung tích từ 20 đến 30 lít trong một phút. Thật ra quy tắc này thích hợp với các máy móc tĩnh.

- + Bình chứa dầu có kích thước lớn sẽ có khả năng làm mát dầu cao do diện tích bề mặt lớn nên việc tản dầu ra không khí bên ngoài sẽ dễ dàng hơn. Bình chứa lớn, thì sự tuần hoàn dầu cũng ít dầu hơn nên các chất bẩn dễ lắng đọng.

+ Kích thước bình chứa dầu cũng phải đủ để có thể chứa dầu khi tất cả các pistông trở về vị trí ban đầu và khoảng trống đủ cho sự giãn nở của dầu khi tăng nhiệt độ.

+ Lưu lượng lớn nhất của bơm trong quá trình hoạt động của máy là 38,2 lít trên một phút do đó ta thiết kế bể dầu có thể tích là 120 lít.

- **Vị trí đặt:**

Bình chứa đặt phía trên bơm chiếm tỉ lệ khá cao trong hệ thống thủy lực như vậy sẽ làm giảm khả năng có khoảng trống trong bơm. Khi trong bơm có khoảng trống thì sự ăn mòn sẽ xảy ra. Dầu trong ống nạp không đầy cũng có thể gây ra sự xoáy lốc dầu ở cửa nạp.

- **Tấm ngăn:**

Trong bình chứa có bố trí một số tấm ngăn. Chiều cao tấm ngăn khoảng bằng 2/3 mực dầu. Các tấm ngăn có hai tác dụng:

+ Ngăn không cho dầu trên đường ống trở về đi ngay vào bơm. Có tấm ngăn, dầu trở về sẽ tản ra phía vách thùng chứa, nhiệt độ sẽ giảm thấp trước khi hòa vào lượng dầu có sẵn trong bình.

+ Tránh sự tung tóe dầu trong bình chứa khi hệ thống đang hoạt động. Nắp bình chứa thường có lỗ thông hơi, trên nắp có bộ lọc để ngăn bụi lọt vào cùng không khí. Một số bình chứa không dùng lỗ thông hơi mà thay thế là van điều khiển. Van sẽ tự động đưa không khí lọc vào bình chứa nhưng ngăn không cho không khí đi ra ngoài cho đến khi áp suất trong bình đạt đến giá trị xác định trước.

#### **5.9.5. Bảo dưỡng bình chứa dầu thủy lực.**

Việc bảo dưỡng bình chứa bao gồm việc xả dầu cũ và làm sạch bình chứa theo định kỳ qui định của nhà sản xuất. Cũng có những thiết kế không cần phải tiến hành việc bảo dưỡng.

4.5.4 Trên bình chứa thường có ô kính kiểm soát hoặc một que kiểm tra để người vận hành hệ thống thủy lực có thể kiểm tra mực dầu. Nếu thiếu dầu bơm thủy lực sẽ bị hư hỏng do không được bôi trơn đầy đủ.

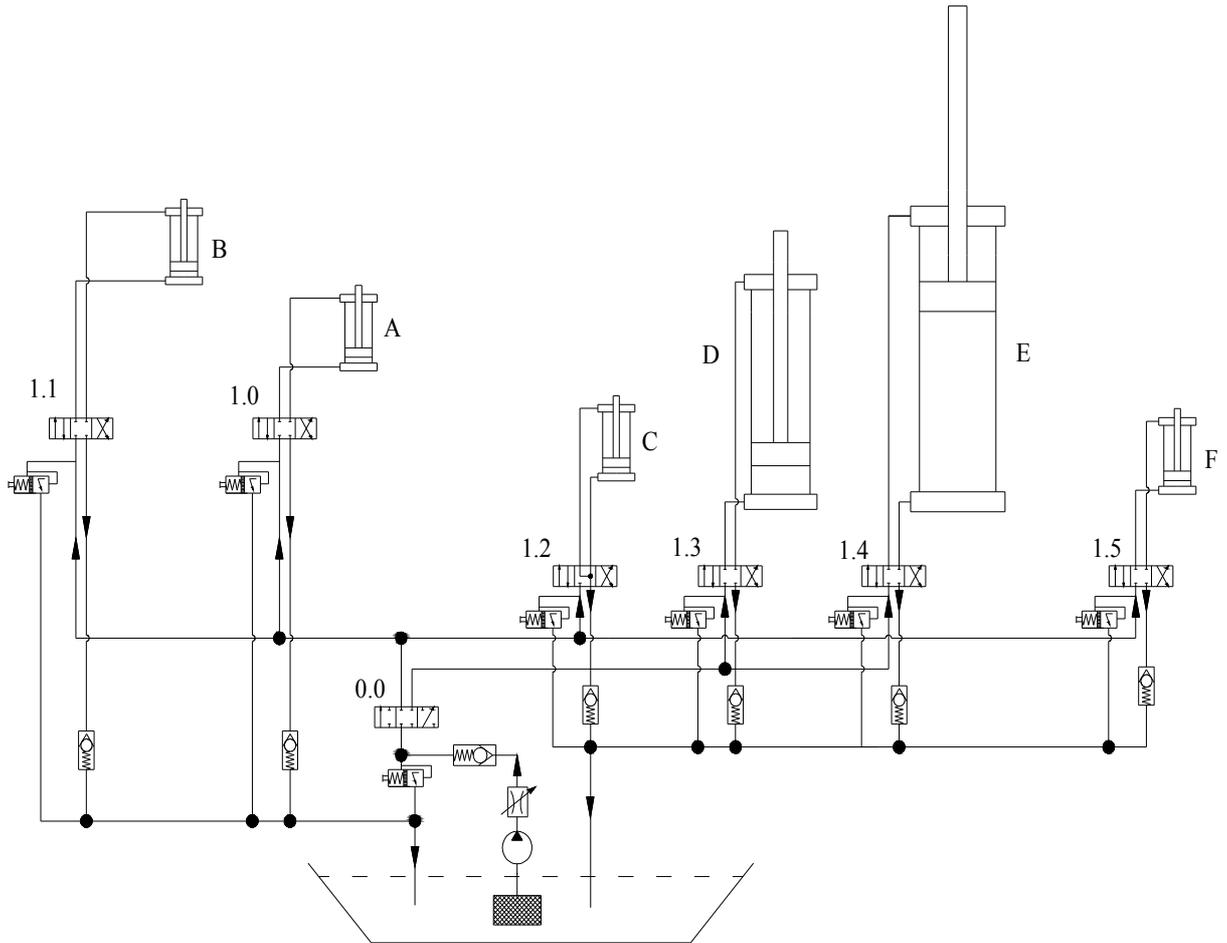
4.5.5 Bộ lọc trên đường ống nạp của bơm có thể không cần thiết phải bảo dưỡng thường xuyên nhưng màng lọc trên đường ống dầu trở về phải được thay thế sau thời gian qui định. Vì vậy, bộ lọc trở về thường không đặt bên trong bình chứa để thuận lợi cho việc bảo dưỡng.

4.5.6 Trong không khí luôn luôn có hơi nước vì vậy cần phải có bộ tách ẩm và phải trí ở nơi nào mà có thể xem xét hằng ngày.

4.5.7 Đường ống nối từ bình chứa tới bơm phải có chỗ nối với bình chứa cao hơn đáy thùng. Với cách này cấu bản lắng dưới đáy thùng không thể đi vào đường ống khi thùng chứa hoặc bộ lọc được súc rửa.

4.5.8 Đường ống dầu trở về nối vào thùng chứa ở vị trí thấp hơn mực dầu trong thùng và không đối diện với đường ống nạp của bơm. Cách bố trí này tạo hiệu quả tốt cho việc hạ nhiệt độ trở về và giảm sự xoáy lốc.

#### **5.5. Sơ đồ mạch dầu ép điều khiển:**



Hình 5.20. Sơ đồ mạch dầu ép trong máy uốn.

Nguyên lý hoạt động:

Ban đầu: - xy lanh

A ở vị trí ( $a_0$ )

B ở vị trí ( $b_0$ )

C ở vị trí ( $c_0$ )

D ở vị trí ( $d_0$ )

E ở vị trí ( $e_1$ )

F ở vị trí ( $f_0$ )

“0” là khi xi lanh lùi về

“1” là khi xi lanh duỗi thẳng

- Các van 1.0, 1.1, 1.2, 1.3, 1.4, 1.5 ở vị trí (2)

\* Uốn phôi:

Khi đặt phôi cần uốn vào bàn uốn → ta cần điều chỉnh van 0.0 ở vị trí (1) → tác động vào nút điều khiển làm van 1.0 và 1.1 làm việc tại vị trí (1) → xy lanh A, B hoạt động dịch chuyển qua ( $a_1$ ), ( $b_1$ ).

Sau khi A, B hoạt động xong → các van 1.0, 1.1 trở về lại vị trí (2). Lúc này ta tác động van 1.5, van 1.5 làm việc tại vị trí (1) cho đến khi chạm vào ( $f_1$ ) thì van 1.5 trở về vị trí (2).

Ta cần điều chỉnh van 0.0 ở vị trí (3) → tác động vào 1.2, 1.3, 1.4. Van 1.3 làm việc tại vị trí (1) và van 1.4 làm việc tại vị trí (1). Khi D chạm ( $d_1$ ) và E

chạm ( $e_1$ ) thì van 1.3 và 1.4 trở về lại vị trí (2). Lúc này ta đã thực hiện uôn phôi.

\* Lùi bàn uôn về:

Ta cần điều chỉnh van 0.0 ở vị trí (1) → tác động vào van 1.5 để van làm việc ở vị trí (3) cho đến khi F chạm vào ( $f_0$ ) thì van 1.5 lại trở về vị trí (2).

Tác động vào van 1.0, 1.1 để hai van này làm việc ở vị trí (3) cho đến khi A chạm ( $a_0$ ) và B chạm ( $b_0$ ) thì hai van này tự động trở về vị trí (2).

Tác động vào van 1.2 để cơ cấu chuyển động tịnh tiến lùi về cho đến khi xy lanh C chạm vào ( $c_0$ ) thì van tự trở về vị trí (2)

Ta cần điều chỉnh van 0.0 ở vị trí (3) → tác động vào van 1.3, 1.4 cho đến khi xy lanh D chạm vào ( $d_0$ ) và E chạm vào ( $e_0$ ) thì hai van này tự động trở về vị trí (2)

### 5.6. Biểu đồ trạng thái:

Các phần tử		Trạng thái		Các bước thực hiện thời gian										
Ký hiệu	Tên gọi	Chuyển động, chức năng	Vị trí	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
A	Xylanh pittông	Thực hiện kẹp phôi	$a_1$ $a_0$											
B	Xylanh pittông	Thực hiện kẹp phôi	$b_1$ $b_0$											
C	Xylanh pittông	Lùi cơ cấu tịnh tiến	$c_1$ $c_0$											
D	Xylanh pittông	Lùi bàn uốn vê	$d_1$ $d_0$											
E	Xylanh pittông	Chuyển động uốn	$e_1$ $e_0$											
F	Xylanh pittông	Chuyển động chày chống móp ống	$f_1$ $f_0$											
0.0	Van đảo chiều 4/3	Phân bố đường dầu	3 2 1											
1.0	Van đảo chiều 4/3	Điều khiển xylanh A	3 2 1											
1.1	Van đảo chiều 4/3	Điều khiển xylanh B	3 2 1											
1.2	Van đảo chiều 4/3	Điều khiển xylanh C	3 2 1											
1.3	Van đảo chiều 4/3	Điều khiển xylanh D	3 2 1											
1.4	Van đảo chiều 4/3	Điều khiển xylanh E	3 2 1											
1.5	Van đảo chiều 4/3	Điều khiển xylanh F	3 2 1											

## CHƯƠNG 6: QUI ĐỊNH VẬN HÀNH, BÔI TRƠN VÀ BẢO DƯỠNG MÁY

### 6.1 Quy định vận hành máy.

#### 6.1.1 An toàn lao động khi sử dụng máy .

##### ❖ Đối với người sử dụng

- Khi sử dụng máy phải mặc bảo hộ lao động, phải ăn mặc gọn gàng.
- Máy phải đặt ở một nơi có không gian đủ rộng để trong quá trình vận hành không bị vướng mắc gây tai nạn.
- Thường xuyên kiểm tra các đường ống, các van, đồng hồ đo áp
- Những nơi nguy hiểm phải có những bảng báo như thoát dầu thừa khi uồn, các nơi có điện nguy hiểm
- Trước khi gia công cần phải chạy thử máy kiểm tra

##### ❖ Đối với máy

- Máy phải được đặt trên nền có đủ độ cứng vững để chịu được bản thân máy và lực sinh ra khi uồn.
- Các bộ phận điều khiển máy phải bố trí vừa tầm tay cho công nhân thuận tiện thao tác, không phải với tay, không cúi. Các nút điều khiển phải nhạy và làm việc tin cậy.
- Tất cả các bộ truyền động của máy đều phải che chắn kín phần chuyển động và phần điện.

#### 6.1.2 Hướng dẫn sử dụng .

Người vận hành máy phải thực hiện đúng qui định vận hành và tuân thủ tuần tự theo các bước sau:

- Trước khi cho máy làm việc phải :
  - + Kiểm tra toàn bộ không gian xung quanh máy, loại bỏ các chướng ngại vật trong phạm vi hoạt động của má động.
  - + Vệ sinh công nghiệp cho toàn máy.
- Với các ống có đường kính khác nhau thì trước tiên ta phải chuẩn bị chày uồn và puly uồn, các đầu kẹp cho phù hợp với đường kính đó. Lắp chày uồn và puly uồn vào máy. Bôi trơn chày uồn bằng mỡ công nghiệp để giảm ma sát do ống trượt trên chày uồn khi uồn.
- Điều khiển chày uồn đến vị trí phù hợp với puly uồn.
- Luôn thổi ống vào chày uồn.

- Điều khiển má động và má tĩnh để tiến hành kẹp chặt ống.
- Điều khiển chuyển động quay của má động đến vị trí có góc uốn yêu cầu.
- Nhả kẹp má động, nhả kẹp má tĩnh để lấy ống ra khỏi chày uốn.
- Điều khiển má động trở về vị trí ban đầu.
- Kiểm tra lại máy để chuẩn bị cho lần uốn tiếp theo.

### **6.1.3. Yêu cầu vận hành.**

- Máy sau khi lắp xong phải được chạy thử không tải, sau đó xiết chặt các bu lông.
- Trước khi cho máy chạy ta phải kiểm tra lại toàn bộ các bộ phận có chuyển động quay như đĩa xích, độ ăn khớp của xích với đĩa xích, mối ghép, kiểm tra lại hệ thống điện và các van điều chỉnh dầu. Sau khi kiểm tra xong ta vận hành máy
- Phát hiện ra sự cố kịp thời để đảm bảo sửa chữa thay thế
- Biết được tính công nghệ của các bộ phận có biện pháp vận hành tốt, giảm được thời gian chạy không cũng như thời gian chết máy hay quá tải.

### **6.1.4. Bôi trơn máy**

Để giảm mất mát công suất vì ma sát, giảm mài mòn lên bộ phận chuyển động, đảm bảo thoát nhiệt tốt giữ độ chính xác và kéo dài tuổi thọ của máy, cần phải bôi trơn liên tục lên các bộ phận trong máy tức là nâng cao thời gian sử dụng máy.

Ở bộ truyền xích ta tiến hành bôi trơn bằng mỡ và phải che kính để tránh bụi bẩn.

## **6.2 Bảo dưỡng máy**

Để máy hoạt động tốt, chính xác và nâng cao tuổi thọ cần phải có chế độ bảo quản máy theo đúng kế hoạch sau :

- *Bảo quản hằng ngày :*
- Trước khi khởi động máy phải kiểm tra lượng dầu, độ nhớt của dầu trong các hộp giảm tốc và hộp tốc độ thông qua mắt dầu, và thay dầu đúng thời hạn tránh để dầu quá bị biến chất do thời gian làm việc dài và nhiệt độ cao.

- Nếu có hiện tượng gì khác thường khi máy hoạt động thì phải ngừng máy và kiểm tra lại để điều chỉnh máy.
- *Bảo quản máy hằng tháng :*
- Kiểm tra kỹ thuật các mối lắp ghép, mối hàn.
- Kiểm tra kỹ thuật và xiết chặt các bu lông cố định.
- *Bảo quản hai năm một lần:*
- Kiểm tra tổng thể toàn máy, các vị trí mối ghép, nối trục các chỗ ăn khớp, và các gối đỡ, ổ trượt.

### ***KẾT LUẬN.***

Sau một thời gian thực hiện dưới sự hướng dẫn tận tình của thầy **Lê Viết Ngu** em đã hoàn thành nhiệm vụ thiết kế với nội dung như trình bày ở phần mục lục theo đúng thời gian yêu cầu.

Trong quá trình thiết kế em đã ứng dụng các lý thuyết về biến dạng dẻo kim loại trong các tài liệu về công nghệ tạo phôi, công nghệ dập nguội, vật liệu học, lý thuyết về truyền động thủy lực và tham khảo thực tế máy tại công ty Sông Thu thuộc bộ công nghiệp quốc phòng tại đường 2- 9 Đà Nẵng.

Máy uốn ống hiện nay chưa được sử dụng phổ biến rộng rãi như các máy khác nhưng nhu cầu về sản phẩm ống uốn cung cấp cho ngành đóng tàu thủy, ngành y tế, thủy lợi.... là rất lớn. Chính vì vậy mà các công ty, xí nghiệp cần được trang bị đầy đủ để cung cấp cho nhu cầu ngày càng nhiều của xã hội.

Yêu cầu về vận hành máy cũng khá đơn giản, không đòi hỏi công nhân phải có trình độ tay nghề cao. Hơn nữa uốn được nhiều kích cỡ ống nhờ thay đổi pully uốn và các cơ cấu kẹp để cho phù hợp với yêu cầu của sản phẩm tuy nhiên máy có nhược điểm là chiếm nhiều không gian. Với trình độ kỹ thuật nước ta hiện nay thì hoàn toàn có thể xuất và hoàn thiện hơn để đáp ứng nhu cầu ngày càng tăng trong các ngành công nghiệp.

Vì khả năng có hạn, kiến thức thực tế còn ít, thời gian ngắn nên đồ án của em không thể tránh khỏi thiếu sót rất mong sự chỉ bảo của các thầy cô.

Một lần nữa em xin chân thành bày tỏ lòng biết ơn đến thầy **Lê Viết Ngu** và các thầy cô trong khoa cơ khí đã giúp đỡ và tạo điều kiện cho em hoàn thành nhiệm vụ thiết kế được giao.

Đà Nẵng, ngày 25 tháng 05 năm 2013

**Người thiết kế**  
( Ký, ghi rõ họ tên)

Trần Mậu Phạn

**TÀI LIỆU THAM KHẢO.**

- [1] CẨM NANG CƠ KHÍ - Nguyễn Văn Huyền  
NXB Giáo Dục Năm 2000.
- [2] THIẾT KẾ CHI TIẾT MÁY - Nguyễn Trọng Hiệp - NXB Giáo Dục  
Năm 2000 .
- [3] THIẾT KẾ MÁY CÁN THÉP - TS Đỗ Hữu Nhơn - NXB Khoa Học  
kỹ thuật, 70 Trần Hưng Đạo - Hà Nội Năm 2001.
- [4] TRUYỀN ĐỘNG THỦY LỰC - PGS.TS .Trần Xuân Tuy - NXB Giáo Dục
- [5] CÔNG NGHỆ DẬP NGUỘI - Tôn Yên - NXB Khoa Học và Kỹ Thuật  
Hà Nội - 1981.
- [6] DUNG SAI LẮP GHÉP - Ninh Đức Tôn - NXB Giáo Dục
  
- [7] CÔNG NGHỆ NHIỆT LUYỆN - Phạm Thị Minh Phương - NXB Giáo Dục.  
Năm 2000
- [7] SỨC BỀN VẬT LIỆU - Lê Viết Giảng - NXB Giáo Dục Năm 2000
- [8] TẬP BẢN VẼ KỸ THUẬT CƠ KHÍ - Tập 1,2 - Trần Hữu Quế - NXB Giáo  
Dục .Năm 2000.