

**BỘ GIÁO DỤC VÀ ĐÀO TẠO
TRƯỜNG ĐẠI HỌC SƯ PHẠM KỸ THUẬT
THÀNH PHỐ HỒ CHÍ MINH**



CÔNG TRÌNH NGHIÊN CỨU KHOA HỌC CẤP TRƯỜNG

**NGHIÊN CỨU PHƯƠNG PHÁP
CÁN REN VÍT DÀI VÔ TẬN**



MÃ SỐ: T2013 - 121



Tp. Hồ Chí Minh, 2013

**BỘ GIÁO DỤC & ĐÀO TẠO
TRƯỜNG ĐẠI HỌC SƯ PHẠM KỸ THUẬT
THÀNH PHỐ HỒ CHÍ MINH
KHOA CƠ KHÍ MÁY**

**BÁO CÁO TỔNG KẾT
ĐỀ TÀI KH & CN CẤP TRƯỜNG
NGHIÊN CỨU PHƯƠNG PHÁP
CÁN REN VÍT DÀI VÔ TẬN**

MÃ SỐ: T2013 - 121

Chủ nhiệm đề tài: GV. Hồ Viết Bình

TP. HCM, Tháng 11 Năm 2013

Tp. HCM, Ngày 20 tháng 11 năm 2013

THÔNG TIN KẾT QUẢ NGHIÊN CỨU

1.Thông tin chung:

- Tên đề tài: NGHIÊN CỨU PHƯƠNG PHÁP CÁN REN VÍT DÀI VÔ TẬN
- Mã số: T2013 – 121
- Chủ nhiệm: Hồ Viết Bình
- Cơ quan chủ trì: Đại học Sư phạm Kỹ thuật TP.HCM
- Thời gian thực hiện: tháng 3/2013 đến tháng 12/2013

2.Mục tiêu:

Nghiên cứu thực nghiệm công nghệ cán ren vít đặc biệt là vít dài để bổ sung lý thuyết tạo hình vào chương trình công nghệ chế tạo chi tiết máy, giúp người học có tầm nhìn rộng hơn về nguyên lý tạo hình từ đó ứng dụng vào thực tế sản xuất.

3.Tính mới và sáng tạo:

Cán ren vô tận bằng con lăn hót vòng cho phép cán được trên các chi tiết có đường kính khác nhau với cùng một bước ren.

4.Kết quả nghiên cứu:

- Nghiên cứu tổng kết lý thuyết cán ren hướng kính và cán ren vô tận, có đủ các thông số để thiết kế máy.
- Thực nghiệm trên mô hình đơn giản và cho kết quả là cán ren vô tận được bằng con lăn hót vòng như đã phân tích lý thuyết.
- Thiết kế được máy cán ren (cán được cả ren hướng kính và ren vô tận)

5.Sản phẩm:

Tập thuyết minh kèm đĩa CD chứa kết quả nghiên cứu.

6. Hiệu quả, phương thức chuyển giao kết quả nghiên cứu và khả năng áp dụng:

- Áp dụng vào chương trình đào tạo môn học Công nghệ chế tạo máy
- Tư vấn thiết kế máy cán ren đa năng cho các công ty có nhu cầu

Trưởng đơn vị
(ký, họ và tên)

Chủ nhiệm đề tài
(ký, họ và tên)

INFORMATION ON RESEARCH RESULTS

1. General information:

- Project title: Research on Thread Thru-Rolling Methods
- Code number: T2013 – 121
- Coordinator: Ho Viet Binh
- Implementing institution: University of Technical Education HCMC
- Duration: March 2013 to December 2013

2. Objective(s)

- The implementation of the machinery manufacturing theory
- Helps learner to have practical experiences in shaped principle

3. Creativeness and innovativeness:

- Using the Thread Thru-Rolling Methods to roll through different diameter parts with same step thread

4. Research results:

- Research summarized radial thread rolling and thru-rolling theory, to design the machinery
- Experimented on simple rolled models and can be able to thru-rolled with lace cut rollers as theoretical analysis
- Design the rolling mills (both radial and through thread)

5. Products:

- Description notes and a CD of contents and research results

6. Effects, transfer alternatives of research results and applicability:

- Apply on Machinery Technology training courses
- Consulting on design the versatile lace mills for firms

Chương 1- TỔNG QUAN VỀ ĐỀ TÀI

1-1 Đặt vấn đề



Ren vít là dạng bề mặt tiêu chuẩn dùng trong lắp ghép và truyền động. Trong các máy móc và thiết bị công nghiệp những chi tiết máy có bề mặt ren chiếm rất nhiều, đó là bulong, vít cây, trục vít me...

Những chi tiết có ren thường là ren ngắn nhưng cũng có những chi tiết ren dài, việc chế tạo ren dài có nhiều phương pháp khác nhau nhưng việc cán ren có nhiều ưu điểm như năng suất cao, chất lượng bề mặt ren tốt, bền hơn gia công cắt gọt.

Việc chế tạo ren bằng phương pháp cán không mới nhưng ít tài liệu viết cụ thể nên sinh viên khó tiếp cận. Nghiên cứu và viết thật cụ thể về cán ren giúp sinh viên có thể thiết kế và chế tạo được máy cán ren là công việc đòi hỏi nhiều thời gian và công sức. Điều này đặt ra cho các giáo viên giảng dạy môn công nghệ chế tạo máy một công việc là phải viết chuyên đề và bổ sung vào lý thuyết công nghệ chế tạo máy.

1-2 Mục tiêu đề tài

Nghiên cứu thực nghiệm công nghệ cán ren vít đặc biệt là vít dài để bổ sung lý thuyết tạo hình vào chương trình công nghệ chế tạo chi tiết máy, giúp người học có tầm nhìn rộng hơn về nguyên lý tạo hình từ đó ứng dụng vào thực tế sản xuất.

1-3 Tình hình nghiên cứu trong & ngoài nước

Cán ren vít vô tận là công nghệ đã có từ lâu nhưng chưa được ứng dụng nhiều trong gia công kim loại vì có một số lý do kỹ thuật, trong đó việc chế tạo thiết bị là trở ngại chính.

Hiện nay việc nghiên cứu công nghệ và chế tạo máy cán ren vô tận thành công sẽ được ứng dụng nhiều trong cơ khí chế tạo để thay thế việc tiện ren, như vậy giá thành gia công sẽ rẻ hơn.

1-4 Phương pháp và trình tự nghiên cứu

- 1- Nguyên lý và tính toán
- 2- Thiết kế thiết bị

3- Chế tạo mô hình thử nghiệm

4- Kết luận

1-5 Các phương pháp gia công ren:

a/ Phương pháp tiện: phương pháp này sử dụng máy tiện và xích truyền động để tạo ra ren. Phương pháp này cho năng suất thấp, chất lượng ren không cao.

b/ Phương pháp phay: Dùng khi bước ren lớn.

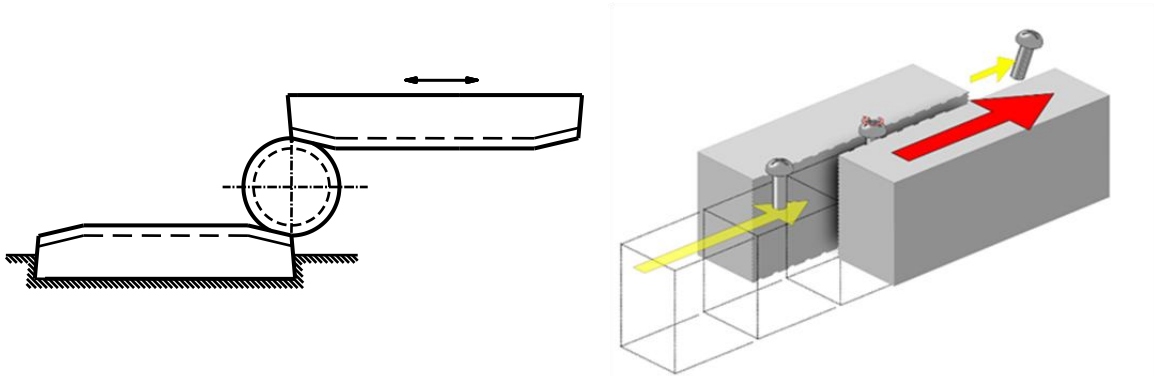
c/ Phương pháp cắt ren bằng bàn ren: Năng suất thấp, dùng trong sản xuất nhỏ

d/ Phương pháp cán: Phương pháp này có khả năng tạo ren ngắn, dài cho năng suất cao, cơ tính tốt. Phương pháp này dùng trong sản xuất lớn.

1-6 Tính cấp thiết và hướng thiết kế

Cán ren là công việc phổ biến nhưng các thông số để tính toán thì thiếu tài liệu, đặc biệt là cán ren dài vì thế cần gấp rút bổ sung vào lý thuyết công nghệ chế tạo máy để giảng dạy cho sinh viên.

2.1. Nguyên lý cán ren bằng bàn cán



Hình 2.1: Nguyên lý cán ren bằng bàn cán

Nguyên lý:

Ren cán được hoàn thành sau một hành trình kép của bàn cán động. Hướng ren của cả hai bàn cán cùng chiều với nhau và ngược chiều với chiều ren thành phẩm.

Ren của bàn cán này được đánh lệch với ren của bàn cán kia ở phần giữa kể từ bề mặt định vị là $0,5S$ (S là bước ren) với sai lệch cho phép là $\pm 0,2$ mm. Để tránh sự phức tạp trong quá trình gá đặt nhà sản xuất sẽ thiết kế chiều dài bàn cán cố định và bàn cán di động lệch nhau một nửa bước ren cần cán.

Khả năng công nghệ:

Dùng bàn lăn ép ren trên các máy bàn lăn ép ren phẳng (máy tự động) hoặc trên các máy bào ngang, có gá để lăn ép ren được sử dụng rộng rãi để chế tạo các ren xiết chặt cấp chính xác cấp 2-4 trên thanh bằng kim loại màu, thép cacbon và thép hợp kim quy chuẩn.

Đường kính lớn nhất của ren gia công là 27 mm đường kính nhỏ nhất là 1 mm ; Chiều dài ren từ 60-80 mm. Trong trường hợp đặc biệt khi đường kính ren là 6-15 mm chiều dài này có thể tăng đến 100 mm.

Thông số bàn cán:

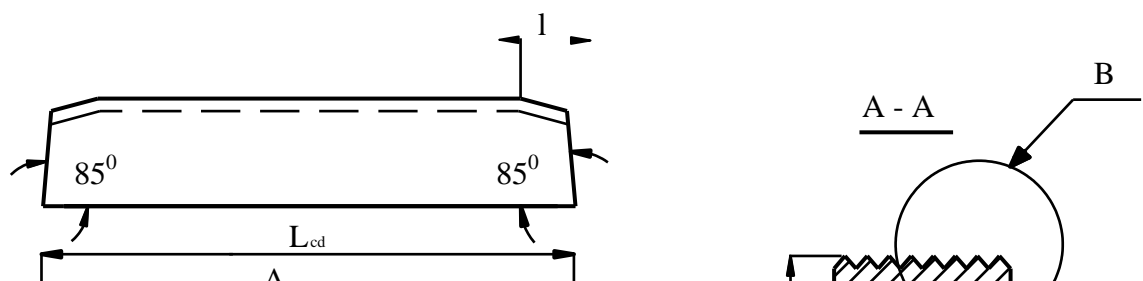
Bộ dụng cụ để lăn ép ren trên máy bàn cán ép ren phẳng gồm có hai bàn cán – chuyển động và cố định. Khi thiếu qui chuẩn và các bàn cán có thể tính theo công thức sau.

$$l = (1-2) \cdot \pi \cdot d_{tb} ; L_{cd} = (5-8) \cdot \pi \cdot d_{tb} ; L_d = L_{cd} + (1,5-3) \cdot d_0$$

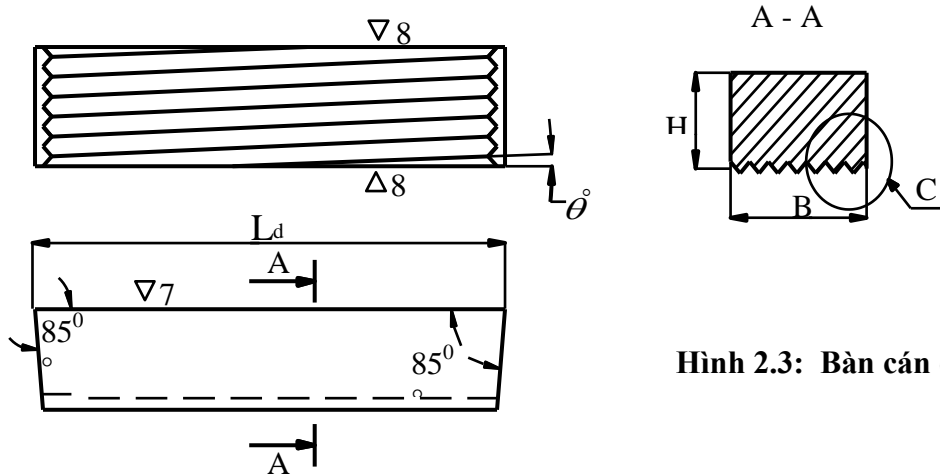
$$B = l_H + 5 \text{ mm} ; a = 1, 2t ; l_1 = (2-3) \cdot \pi \cdot d_{tb}$$

$$H = (4-7) \cdot d_0 \text{ khi } d_0 \leq 12 \text{ mm}$$

$$H = (2-3) \cdot d_0 \text{ khi } d_0 \leq 14-25 \text{ mm}$$



A



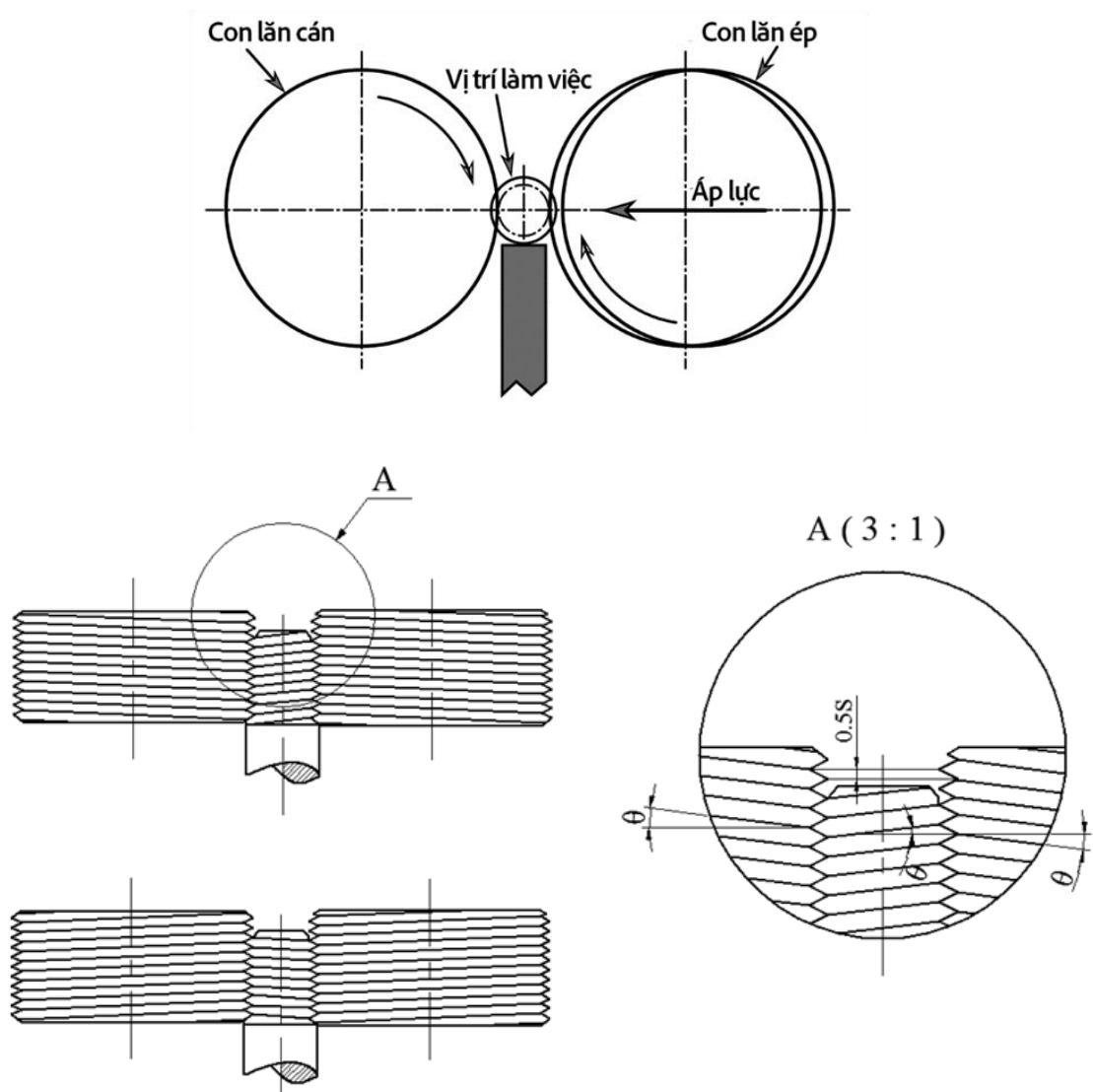
Hình 2.3: Bàn cán di động

Trong đó :

d_0 : đường kính ngoài của ren gia công

- d_{tb} : đường kính trung bình của ren gia công
- t : chiều cao ren của bàn cán
- l_H : chiều dài của ren lăn ép
- L_d : chiều dài của bàn cán động
- S: bước ren
- B: bề rộng của bàn cán ren (cho cả cố định và di động)
- H: chiều cao của bàn cán
- α : góc profin ren $\alpha = 60^\circ$
- θ : góc nâng ren của bàn cán (chính là góc nâng ren của sản phẩm cán)

2.2. Nguyên lý cán ren bằng con lăn hướng kính



Hình 2.4: Nguyên lý lăn ép ren bằng hai con lăn hướng kính

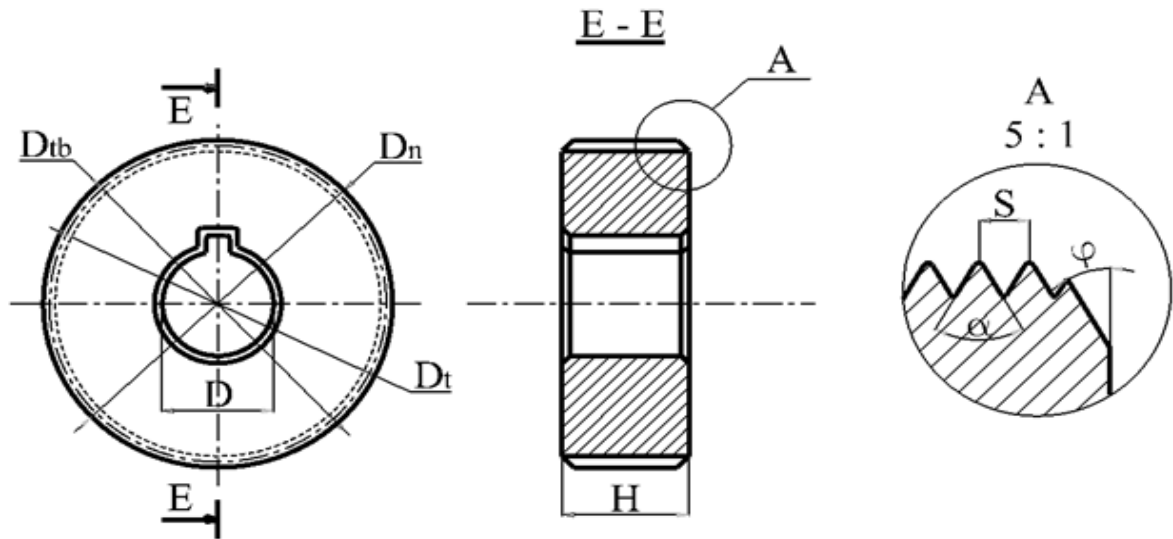
Lăn ép ren có đường kính từ 0,5 đến 100-120 mm thường vật liệu đặc hoặc thành mỏng bằng kim loại màu, hoặc thép đã qua thường hóa.

Các con lăn quay cùng 1 chiều chuyển động, bước tiến hướng kính được thực hiện bằng dịch chuyển một trong các con lăn. Đường tâm của con lăn song song với

đường tâm phôi, phôi quay tự do và dịch chuyển theo hướng kính của một trong hai con lăn. Đường xoắn của con lăn có chiều nghiêng ngược với chiều ren lăn ép nghĩa là để lăn ép ren phải trên con lăn có ren trái hoặc ngược lại.

Cấu tạo con lăn :

Các con lăn thường chế tạo bằng thép Cr12Mo, Cr6WV, Cr12V1 đối với các sản phẩm có độ cứng HB 160 – 200 và bằng thép 6X6B3M ϕ C đối với các sản phẩm có độ cứng HB 370 - 400 .



Hình 2.5: Cấu tạo con lăn cán ren

Trong đó :

- D_n : Đường kính ngoài của con lăn
- D_{tb} : Đường kính trung bình của con lăn
- D_t : Đường kính trong ren của con lăn
- H: bề rộng con lăn
- S: bước ren của con lăn
- α : góc prôphin của con lăn

Đặc điểm chính của con lăn cán là có sự tương ứng về góc nâng ren của con lăn cán và sản phẩm cán có nghĩa là :

$$\frac{D_{tb}}{d_{tb}} = \frac{I}{i} = \frac{S}{s} = k$$

$$d_{tb} I = D_{tb} i$$

$$D_{tb} = d_{tb} k$$

D_{tb}, I, S : Đường kính trung bình, số đầu mỗi ren, bước ren con lăn cán.

d_{tb}, i, s : Đường kính trung bình, số đầu mỗi ren, bước ren sản phẩm.

k: số nguyên

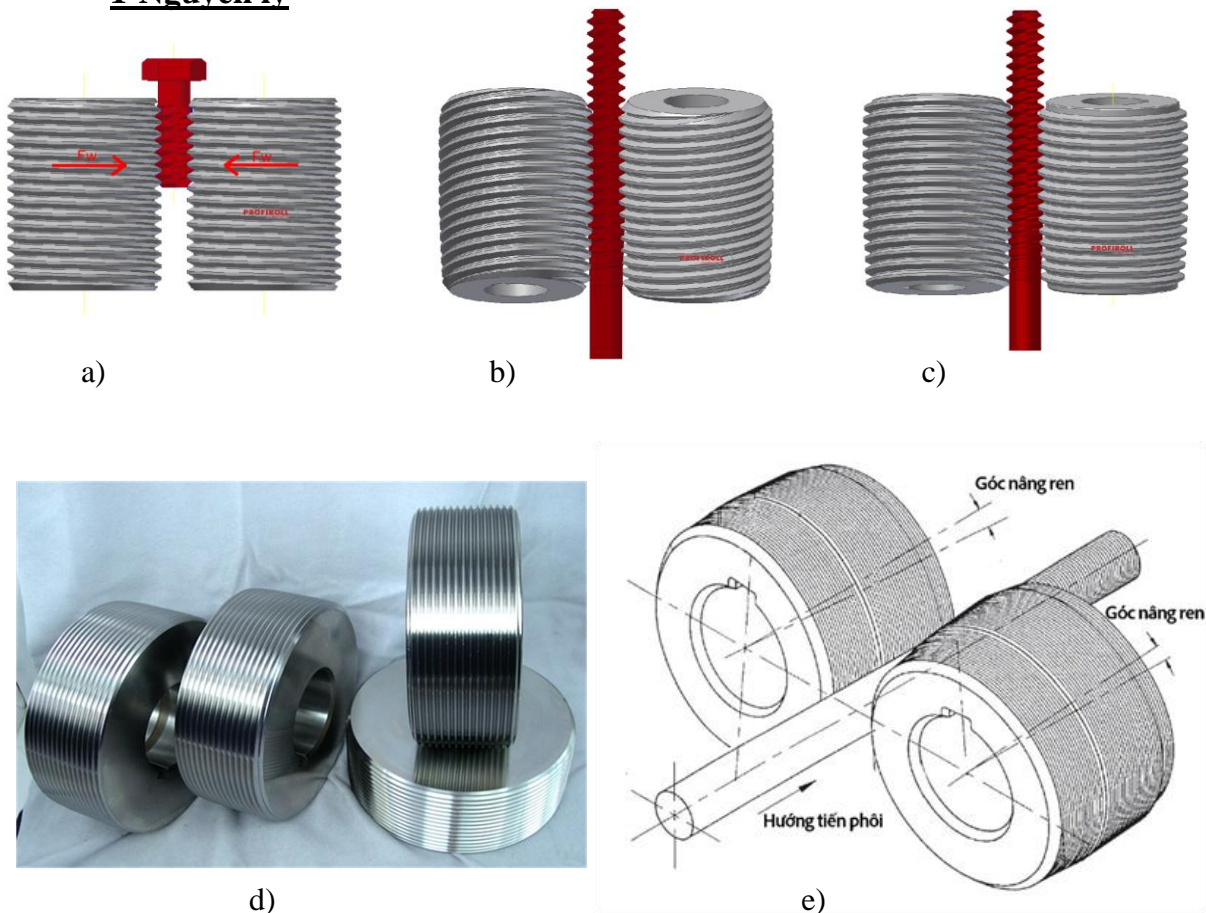
Tốc độ cán v khi dùng hai con lăn với bước tiến hướng kính lăn ép ren phụ thuộc vào cơ tính của vật liệu phôi.

Với đồng thau $v = 100 - 200$ m/phút

Với thép $v = 15 - 100$ m/phút, tùy thuộc cơ tính vật liệu thép

2.3. Nguyên lý cán ren bằng con lăn dọc trục (ren vô tận)

1- Nguyên lý



Hình 2.6: Các sơ đồ cán ren

Hình 2.6a) cán ren hướng kính dùng con lăn có ren nhiều đầu mỗi

Hình 2.6b) cán ren dọc trục dùng con lăn có ren một đầu mỗi

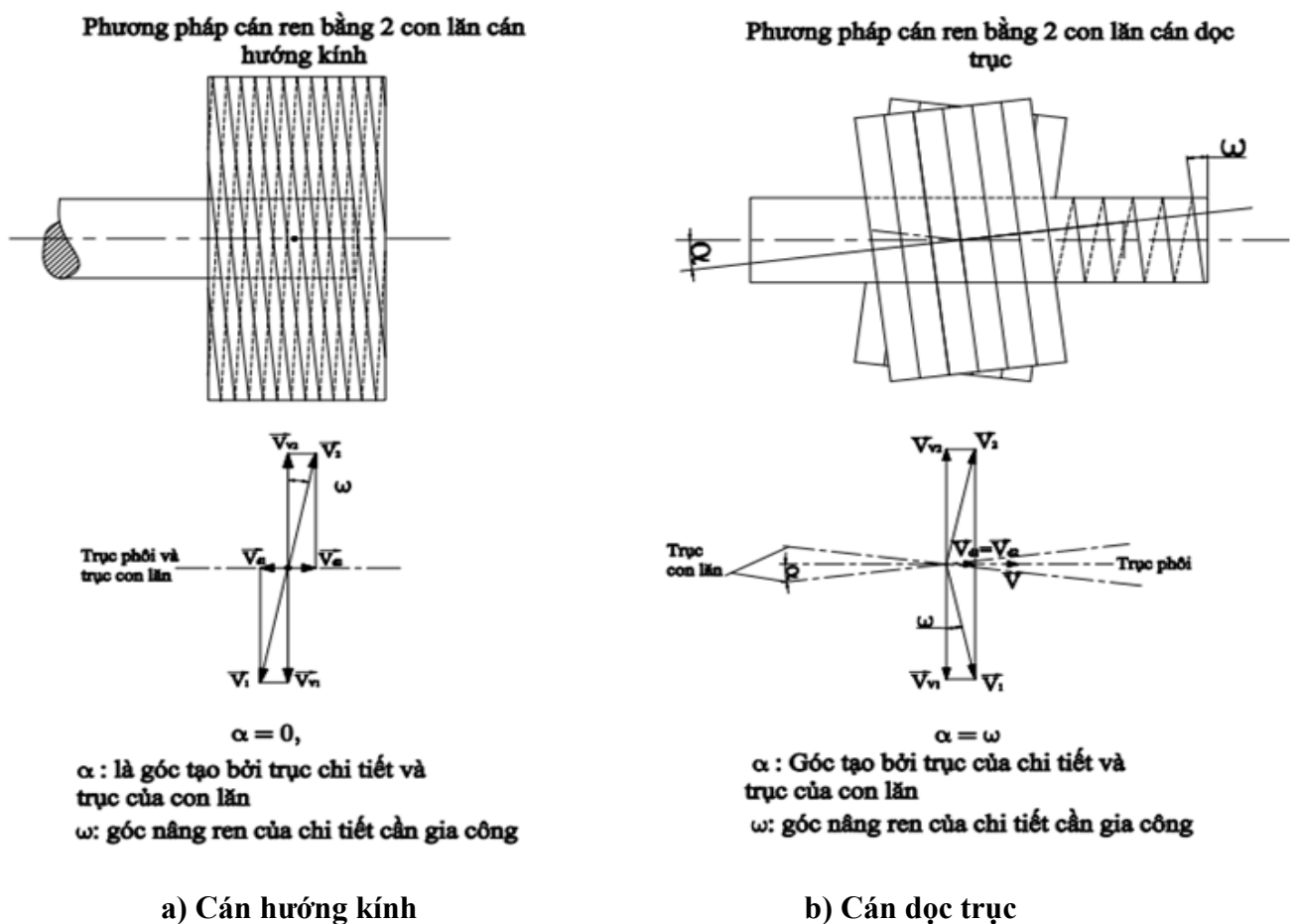
Hình 2.6c), d), e) cán ren dọc trục dùng con lăn hớt vòng (không phải ren mà là các vòng tròn đồng tâm có bước bằng bước ren cần cán)

Điểm khác biệt trên con lăn thường và con lăn hớt vòng là kết cấu hình học của các đường mối ren trên con lăn. Con lăn thường có mối ren đi theo hình xoắn ốc, con lăn hớt vòng có đường mối ren hình khuyên, song song đồng trục với nhau.

Nguyên tắc tạo ren đối với con lăn thường là ứng với mỗi đường kính, bước ren, chiều ren khác nhau cần tạo, sẽ có các cặp con lăn khác nhau nguyên nhân là do ứng với mỗi đường kính và bước ren khác nhau, góc nâng ren sẽ khác nhau.

Điều này tạo ra ưu điểm cho con lăn hót vòng, với kết cấu máy phức tạp hơn nhưng điều chỉnh được góc nâng ren, theo đó có thể điều chỉnh ren trái hoặc ren phải, trên lý thuyết, con lăn hót vòng còn có thể cán được những đường kính khác nhau trong giới hạn sai lệch cho phép.

Phân tích chuyển động của phôi trong quá trình cán ren giữa phương pháp cán ren hướng kính và phương pháp cán ren dọc trục :



Hình 2.7: Phân tích chiều chuyển động khi cán ren

2- Cấu tạo con lăn hót vòng:

Các công thức chính để tính con lăn hót vòng

Các đại lượng cần xác định	Ký hiệu	Công thức
----------------------------	---------	-----------

Chiều cao của đầu ren	h_1	$h_1 = \frac{d_{tbmax} - d_{1max}}{2} + \Delta h_1$
Dung sai mòn của đầu ren	Δh_1	$\Delta h_1 = -0,04S$
Chiều cao của chân ren	h_2	$h_2 = \frac{d_{0max} - d_{tbmax}}{2}$
Dung sai chiều cao chân ren	Δh_2	$\Delta h_2 = -0,025S$
Bán kính góc lượn ở đỉnh	R	$R = 0,07S$
Dung sai bán kính góc lượn ở đỉnh	δ_R	$\delta_R = + 0,04.S$
Bước ren hót vòng đã hiệu chỉnh	S_k	$S_k = S.\cos\varphi$
Góc prôphin ren đã hiệu chỉnh	α_k	$\operatorname{tg} \frac{\alpha_k}{2} = \frac{S_k}{2t_o}$
Góc của phần dẫn	φ	$\varphi = 4 - 5^\circ$
Chiều dài phần dẫn	l_φ	$l_\varphi = \frac{t_o}{2} \operatorname{ctg}\varphi$

Trong đó :

t_o : Chiều cao danh nghĩa của ren

S: Bước ren

Ví dụ:

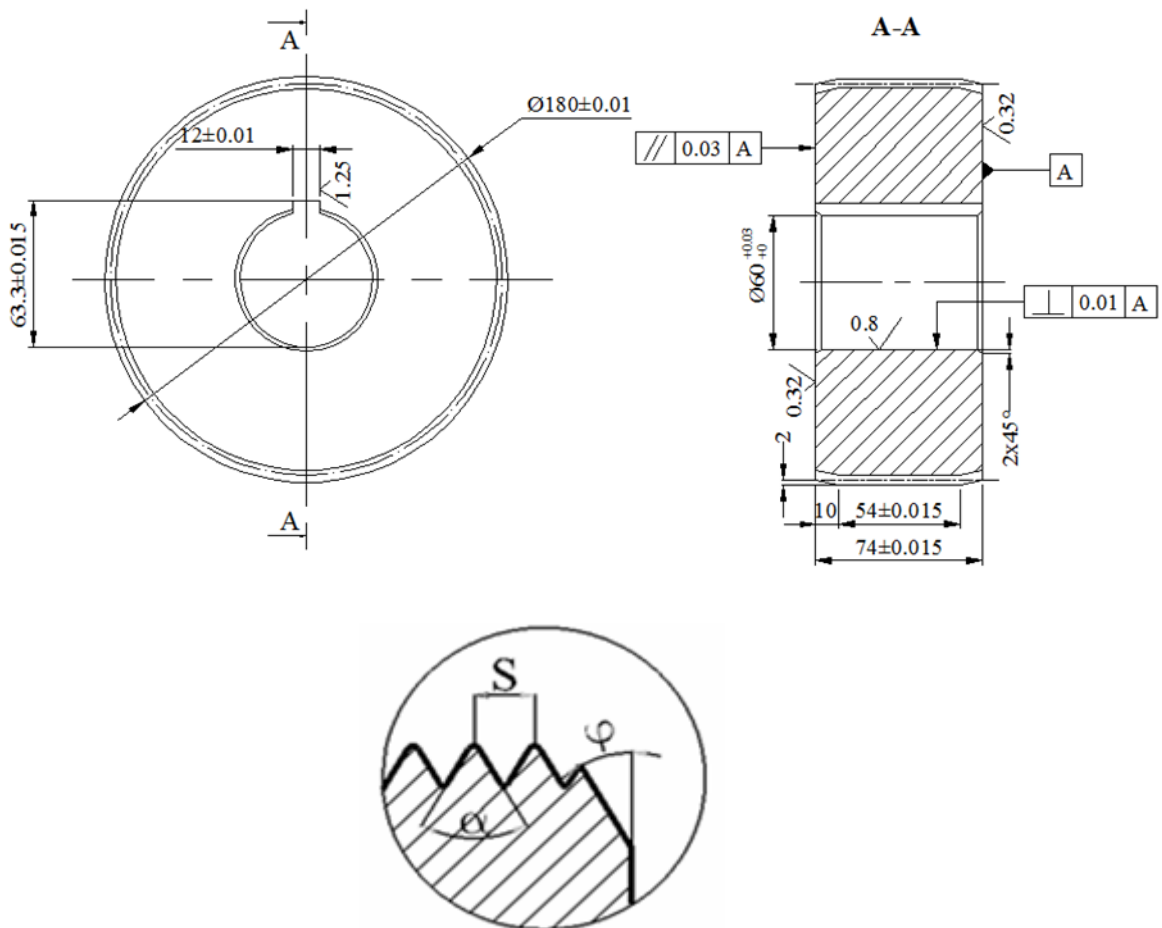
Tính toán thiết kế bộ con lăn ren hót vòng chi tiết với chi tiết có bước ren M20x2

Chọn đường kính phôi để cán $d_{ph} = (18,5 - 18,66)$ mm

Tính toán các thông số con lăn như sau :

- Chiều cao ren: $t_o = \frac{S}{2 \cdot \tan 30} = 0,866.S = 0,866.2 = 1,732$ mm
- Đường kính trung bình của chi tiết: $d_{tbmax} = d_o - 0,866S = 20 - 0,866.2 = 18,268$ mm
- Đường kính trong của chi tiết: $d_{1max} = d_{0max} - 2.t_o = 16,536$
- Dung sai mòn đầu ren: $\Delta h_1 = -0,04.S = -0,08$
- Đường kính trung bình của con lăn $D_{tb} = 178,5$ mm
- Chiều cao đầu ren của con lăn $h_1 = \frac{d_{tbmax} - d_{1max}}{2} + \Delta h_1 + \delta_1 = 0,786$ mm
- Chiều cao chân ren của con lăn $h_2 = \frac{d_{0max} - d_{tbmax}}{2} + \delta_2 = 0,866$ mm
- Đường kính ngoài của con lăn $D_n = D_{tb} + 2h_1 = 178,5 + 2.0,768 = 180,036 \approx 180$ mm
- Đường kính trong của con lăn $D_t = D_{tb} - 2h_2 = 178,5 - 2.0,866 = 176,77$ mm
- Chọn góc vát mặt đầu của con lăn $\varphi = 5^\circ$
- Đoạn vát mặt đầu $l_\varphi = \frac{t_o}{2} \operatorname{ctg}\varphi = \frac{1,732}{2} \cdot \cot 5^\circ = 9,89$ mm chọn $l_t = 10$ mm
- Chiều rộng các con lăn của chi tiết $H = l + 2l_t + 2S = 50 + 2.10 + 2.2 = 74$ mm

- Từ giới hạn bền $\delta_b = 600 MPa$ và giới hạn chảy $\delta_c = 360 MPa$ ta chọn ra lượng chạy dao hướng kính là $0,05 mm/vòng$ phôi và số vòng quay cần thiết để hình thành ren là $10 - 12$ vòng. Tốc độ cán $V = 12 - 50 m/ph$
- Dựa theo đường kính ngoài là $D_n = 180 mm$ và từ catalog (trang 28 Tài liệu [6]) ta chọn ra $D = 54 mm$ và bề rộng then $B = 12 mm$ theo kiểu machine model là



Hình 2.8: Con lăn hót vòng để cán ren M20

3- Thực nghiệm bằng mô hình

Chế tạo mô hình gồm 2 con lăn hót vòng và một bộ truyền động xích, quay nghiêng hai con lăn theo góc nghiêng ren cần cán, phôi ở đây là thỏi sấp để phù hợp với công suất nhỏ, quay bằng tay.

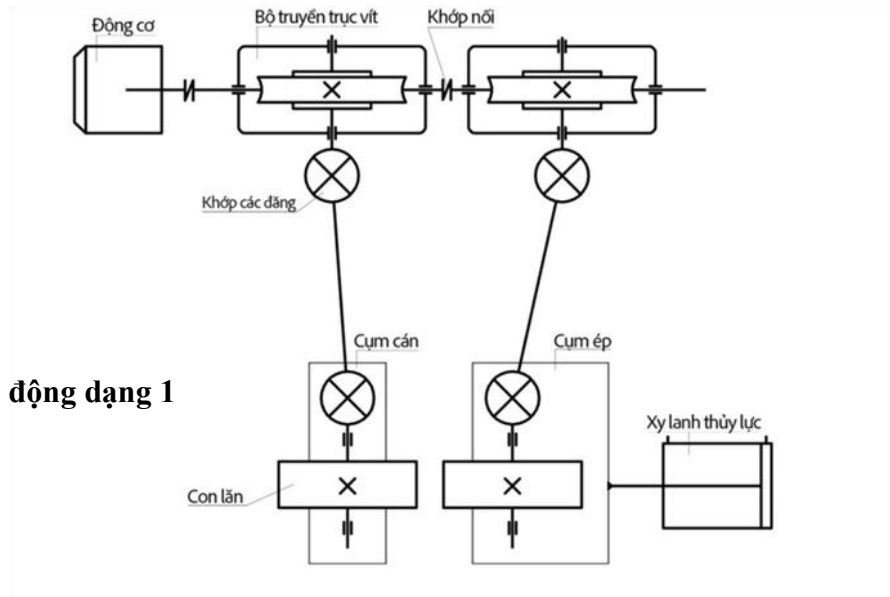


Hình 2.9: Mô hình cán ren vít vô tận bằng con lăn hút vòng

Chương 3- THIẾT KẾ MÁY CÁN REN

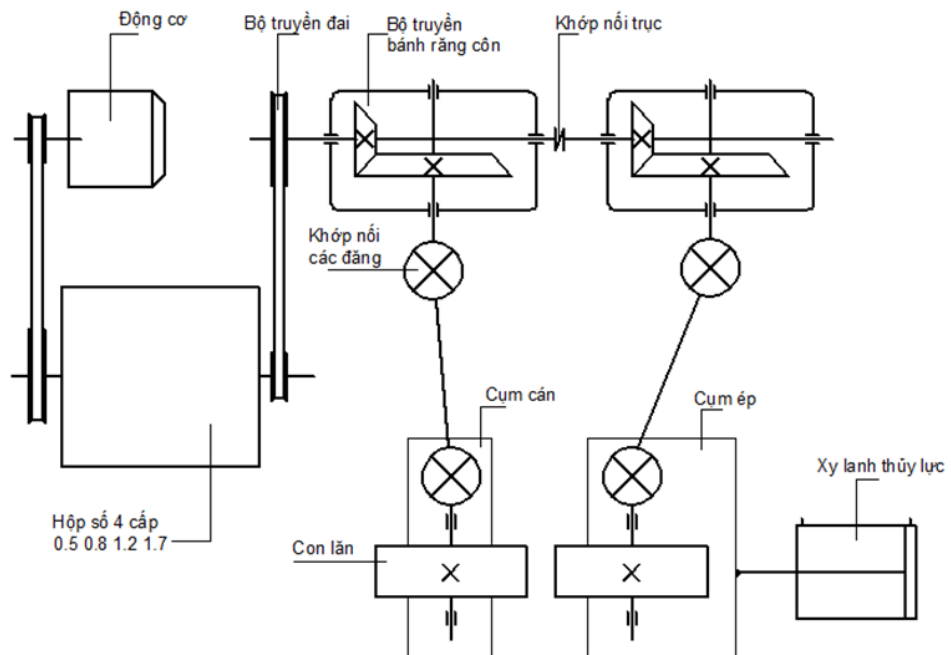
3.1 Thiết kế động học

1- Phương án 1 : Động cơ – Bộ truyền trục vít



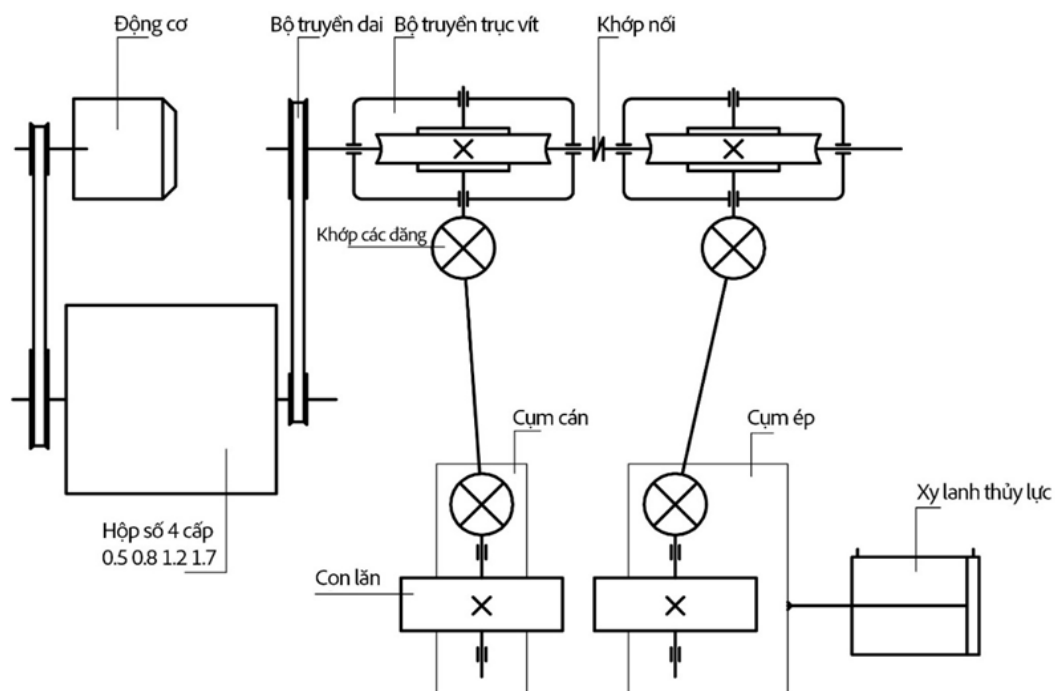
Hình 3.1: Sơ đồ động dạng 1

2- Phương án 2 : Động cơ – Đai – Hộp giảm tốc – Đai – Bộ truyền bánh răng côn



Hình 3.2: Sơ đồ động dạng 2

3- Phương án 3: Động cơ – Đai – Hộp giảm tốc – Đai – Bộ truyền trục vít



Hình 3.3: Sơ đồ động dạng 3

Phương án 3(dạng 3) cho ưu điểm về việc chống quá tải, hộp số 4 cấp với tỉ số truyền là 0,5 0,8 1,2 1,7 cho ra một dãy tốc độ đáp ứng nhiều chế độ làm việc khác nhau của máy cán từ 12 đến 50m/ph . Tối ưu về giá, làm chủ được tỉ số truyền ở các hộp giảm tốc trục vis đạt hiệu suất cao nhất.

Máy cán ren được chọn sử dụng bộ 2 con lăn hớt vòng, sơ đồ bố trí truyền động có đi qua hộp số 4 cấp giúp thay đổi tốc độ trục cán, đáp ứng nhiều nhu cầu về vật liệu cũng như khả năng tự động khác nhau.

3.2. Tính toán hệ thống truyền động

1-Thông số chung

Tốc độ cán thường được chọn từ 12m/ph đến 25m/ph tùy theo vật liệu gia công. Ren ở trạng thái nóng (nhà máy sản xuất bu lông) có thể tăng đến 50m/ph để đáp ứng nhu cầu tự động.

Tốc độ cán ren thiết kế : $v = 12\text{m/ph}$ đến 50m/ph

Với bước ren lớn nhất $p_{\max} = 2\text{mm}$, thép có giới hạn bền

Lực cán : $P = 3500 \text{ Kg}$

Lực hướng kính do cán : $F_t = P \cdot 0,12 = 420 \text{ Kg}$

Phân phối tỉ số truyền

Tốc độ vòng quay cần thiết (cán bằng 2 con lăn)

$$n_{ct} = \frac{v}{2\pi D} = 10 \div 44 \text{ v/ph}$$

Chọn động cơ có tốc độ vòng quay tương đương xấp xỉ :

$n_{dc} = 1450$ v/ph (chọn sơ bộ)
 Tỷ số truyền chung cả hệ thống
 $i = n_{dc} / n_{ct} = 1450/10 \div 1450/44 = 145 \div 32,95$
 Qua lựa chọn sơ bộ, ta phân phối tỉ số truyền như sau
 Tỷ số truyền qua đai đầu tiên : $i_{d1} = 2,8$
 Tỷ số truyền qua hộp số 4 cấp : $i_{hs1} = 0,5$; $i_{hs2} = 0,8$; $i_{hs3} = 1,2$; $i_{hs4} = 1,7$
 Tỷ số truyền qua đai thứ hai : $i_{d2} = 1,75$
 Tỷ số truyền qua hộp giảm tốc trục vis bánh vis : $i_{v1} = i_{v2} = 16$
 Tỷ số truyền chung sau lựa chọn
 $i = 2,8.(0,5 ; 0,8 ; 1,2 ; 1,7). 1,75.16 = (39,2 ; 62,72 ; 94,08 ; 133,28)$
 Tốc độ đầu ra ứng với 4 cấp hộp số
 $n_{ct} = (36,99 ; 23,12 ; 15,41 ; 10,88)$ (v/ph)
 Vận tốc cán : chọn $v = 20$ m/ph = $0,33$ m/s
 Công suất cần thiết lớn nhất trên trục cán

$$P_{ct} = \frac{2 \cdot F_t \cdot v}{1000} = \frac{2.4200.0,33}{1000} = 2,8 \text{ kW}$$

2- Hiệu suất bộ truyền:

Ô lăn : $\eta_o = 0,99$
 Đai : $\eta_{dai} = 0,95$
 Khớp các răng: $\eta_{cd} = 0,99$
 Hộp số : $\eta_{hd} = 0,9$
 Trục vít, bánh vít : $\eta_{tv} = 0,9$
 Hiệu suất tổng của bộ truyền

$$\eta = \eta_{dai}^2 \cdot \eta_o^7 \cdot \eta_{tv}^2 \cdot \eta_{cd}^1 \cdot \eta_{hd}^2 \cdot \eta_{hd}^1 = 0,95^2 \cdot 0,99^7 \cdot 0,9^2 \cdot 1,0 \cdot 0,99^2 \cdot 0,9 = 0,6$$

Công suất cần thiết của động cơ : $P_{dc} = \frac{P_{ct}}{\eta} = \frac{2,8}{0,6} = 4,67$ (kW)

Ta chọn động cơ 132S theo catalog của nhà sản xuất EnerTech, công suất $P_{dc} = 5,5$ kW, $n_{dc} = 1455$ v/ph

3- Tính toán trục:

- Trục 1:

$$n_1 = \frac{n_{dc}}{i_{dai}} = \frac{1455}{2,8} = 520 \text{ (vòng/phút)}$$

$$P_1 = P_{dc} \cdot \eta_{dai} = 4,67 \cdot 0,95 = 4,437 \text{ (kW)}$$

$$T_{1max} = \frac{9,55 \cdot 10^6 \cdot P_1}{n_1} = 81487,212 \text{ (N.mm)}$$

- Trục 2:

$$n_{21} = \frac{n_1}{i_{hs1}} = \frac{520}{0,5} = 1040 \text{ (vòng/phút)}$$

$$n_{22} = \frac{n_1}{i_{hs2}} = \frac{520}{0,8} = 650 \text{ (vòng/phút)}$$

$$n_{23} = \frac{n_1}{i_{hs3}} = \frac{520}{1,2} = 433 \text{ (vòng/phút)}$$

$$n_{24} = \frac{n_1}{i_{hs4}} = \frac{520}{1,7} = 306 \text{ (vòng/phút)}$$

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_{htd} = 4,437 \cdot 0,9 = 3,993 \text{ (kW)}$$

$$T_{2max} = \frac{9,55 \cdot 10^6 \cdot P_2}{n_{24}} = 124618,137 \text{ (N.mm)}$$

-Trục 3:

$$n_{31} = \frac{n_{21}}{i_{dai2}} = \frac{1040}{1,75} = 594 \text{ (vòng/phút)}$$

$$n_{32} = \frac{n_{22}}{i_{dai2}} = \frac{650}{1,75} = 371 \text{ (vòng/phút)}$$

$$n_{33} = \frac{n_{23}}{i_{dai2}} = \frac{433}{1,75} = 247 \text{ (vòng/phút)}$$

$$n_{34} = \frac{n_{24}}{i_{dai2}} = \frac{306}{1,75} = 175 \text{ (vòng/phút)}$$

$$P_3 = P_2 \cdot \eta_o^2 \cdot \eta_{dai} \cdot \eta_{nt} = 3,993 \cdot 0,99^2 \cdot 0,95 \cdot 1 = 3,718 \text{ (kW)}$$

$$T_{3max} = \frac{9,55 \cdot 10^6 \cdot P_3}{n_{34}} = 202896,571 \text{ (N.mm)}$$

-Trục 4:

$$n_{41} = \frac{n_{31}}{i_{tv}} = \frac{594}{16} = 37 \text{ (vòng/phút)}$$

$$n_{42} = \frac{n_{32}}{i_{tv}} = \frac{371}{16} = 23 \text{ (vòng/phút)}$$

$$n_{43} = \frac{n_{33}}{i_{tv}} = \frac{247}{16} = 15 \text{ (vòng/phút)}$$

$$n_{44} = \frac{n_{34}}{i_{tv}} = \frac{175}{16} = 11 \text{ (vòng/phút)}$$

$$P_4 = P_3 \cdot \eta_o^2 \cdot \eta_{tv}^2 / 2 = 3,718 \cdot 0,99^2 \cdot 0,9^2 / 2 = 1,476 \text{ (kW)}$$

$$T_{4max} = \frac{9,55 \cdot 10^6 \cdot P_4}{n_{44}} = 1281436,364 \text{ (N.mm)}$$

-Trục 5:

$$n_{51} = \frac{n_{41}}{i_{cd}} = \frac{37}{1} = 37 \text{ (vòng/phút)}$$

$$n_{52} = \frac{n_{42}}{i_{cd}} = \frac{23}{1} = 23 \text{ (vòng/phút)}$$

$$n_{53} = \frac{n_{43}}{i_{cd}} = \frac{15}{1} = 15 \text{ (vòng/phút)}$$

$$n_{54} = \frac{n_{44}}{i_{cd}} = \frac{11}{1} = 11 \text{ (vòng/phút)}$$

$$P_5 = P_4 \cdot \eta_{\delta}^2 \cdot \eta_{cd}^2 = 1,476 \cdot 0,99^2 \cdot 0,99^2 = 1,418 \text{ (kW)}$$

$$T_{5\max} = \frac{9,55 \cdot 10^6 \cdot P_5}{n_{54}} = 1231081,818 \text{ (N.mm)}$$

4- Các thông số chính khi thiết kế máy cán ren

Thông số \ Trục	Động cơ	Trục 1	Trục 2	Trục 3	Trục 4	Trục 5
Công suất P (kW)	4,67	4,437	3,993	3,718	1,476	1,418
Tỉ số truyền i	2.8	0.5	1.75	16	1	
		0.8				
		1.2				
		1.7				
Momen xoắn T_{\max} (Nmm)	36099,66	81487,212	124618,137	202896,571	1281436,364	1231081,818
Số vòng quay n (v/ph)	1455	520	1040	594	37	37
			650	371	23	23
			433	247	15	15
			306	175	11	11

5- Tính toán thiết kế bộ truyền đai 1

Thông số bộ truyền đai thang:

Số vòng quay bánh nhỏ $n_1 = n_{dc} = 1455$ (v/p)

Công suất truyền trên bánh đai nhỏ $P_1 = P_{dc} = 4,67$ (KW)

Chọn tiết diện đai:

Dựa vào số vòng quay bánh nhỏ và công suất truyền, (xem bảng 4.1 trang 59 [7]) chọn đai thang thường tiết diện đai có kí hiệu **A**.

Xác định đường kính đai:

Theo bảng 4.13 trang 59 [7] ta chọn đường kính bánh đai nhỏ $d_1 = 125$ (mm).

Suy ra vận tốc đai

$$v = \frac{\pi d_1 \cdot n_{dc}}{60000} = 9,52 \text{ (m/s)}$$

nhỏ hơn vận tốc cho phép của đai thang thường $v_{\max} = 25$ (m/s)

Đường kính bánh đai lớn: Công thức 4.2 [7]

$$d_2 = u \cdot d_1 \cdot (1 - \varepsilon)$$

Trong đó: $\varepsilon = 0,01 - 0,02$ - hệ số trượt.

Theo bảng 4.21 trang 63 [7] ta chọn đường kính tiêu chuẩn $d_2 = 355$ (mm)

Tỷ số truyền thực tế

$$u_t = \frac{d_2}{d_1 \cdot (1 - 0,02)} = 2,82$$

→ Độ sai lệch tỷ số truyền

$$\Delta u = \frac{|u_t - u|}{u} \cdot 100\% = 1\%$$

$\Delta u = 1\%$ nằm trong phạm vi cho phép không quá 3~4%.

Xác định chiều dài đai và khoảng cách trục:

Dựa vào bảng 4.14 trang 60 [7] chọn sơ bộ khoảng cách trục

$$a = 1,0 \cdot d_2 = 355 \text{ (mm)}$$

+Chiều dài dây đai xác định theo công thức 4.4 [7]:

$$l = 2a + 0,5\pi \cdot (d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a} = 1500,8 \text{ (mm)}$$

Theo bảng 4.13 trang 59 [7] chọn chiều dài tiêu chuẩn $l = 1500 \text{ (mm)}$.

Khi đó số vòng chạy của đai trong 1 giây, theo công thức 4.15 [7]:

$$i = \frac{v}{l} = \frac{9,52}{1,5} = 6,35 < i_{\text{Max}} = 10$$

+Tính khoảng cách trục a theo chiều dài tiêu chuẩn: Công thức 4.6 [7]

$$a = \frac{\lambda + \sqrt{\lambda^2 - 8 \cdot \Delta^2}}{4}$$

$$\text{với } \lambda = l - \frac{\pi(d_1 + d_2)}{2} = 1500 - \frac{\pi \cdot (125 + 355)}{2} = 746,4$$

$$\Delta = \frac{d_2 - d_1}{2} = \frac{355 - 125}{2} = 115$$

$$\rightarrow a = 354,54 \text{ (mm)} \text{ (Thỏa điều kiện } 0,55(d_1 + d_2) + h \leq a \leq 2(d_1 + d_2))$$

+Tính góc ôm α_1 : Công thức 4.7 [7]

$$\alpha_1 = 180 - \frac{57 \cdot (d_2 - d_1)}{a} = 143 \text{ (đ)}$$

$$\alpha_1 = 143^\circ > \alpha_{\text{min}} = 120^\circ \rightarrow \text{thỏa điều kiện đai không bị trượt.}$$

Xác định số đai z :

Theo công thức 4.16 [7]

$$z = \frac{P_1 \cdot K_d}{[P_0] C_a C_1 C_u C_z}$$

$K_d = 1,25$ tra theo bảng 4.7 [7] với tải va đập nhẹ

$$\alpha_1 = 147^\circ \rightarrow C_a = 0,89 \text{ (tra bảng 4.15, trang 61, [7])}$$

$$\text{Với } \frac{1}{l_0} = \frac{1500}{1700} = 0,88 \rightarrow C_1 = 1$$

$C_u = 1,135$ tra bảng 4.17 [7] với $u = 2,8$

$[P_0] = 2\text{kW}$ (theo bảng 4.19 trang 62, [7]) chiều dài đai thử nghiệm $l_0 = 1700$ mm với $v = 9,52$ m/s, $d_1 = 125$ mm

$$Z' = \frac{P_1}{P} = \frac{5,5}{2} = 2,75 \Rightarrow \text{Chọn } C_z = 0,95 \quad (\text{Bảng 4.18, trang 61, [7]})$$

$$C_z = 0,95$$

Suy ra :

$$z = 3,58$$

Lấy $z = 4$ đai.

Các thông số hình học bánh đai:

+ Chiều rộng bánh đai: Công thức 4.17 [7]

$$B = (z-1).t + 2e = 65 \text{ mm}$$

+ Đường kính ngoài bánh đai : Công thức 4.18 [7]

$$d_a = d_1 + 2.h_0 = 131,6 \text{ mm}$$

Trong đó $t = 15$, $e = 10$, $h_0 = 3,3$ tra bảng 4.21 trang 63 [7]

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

+ Theo công thức 4.19 [7] lực căng ban đầu :

$$F_0 = \frac{780 \cdot P_1 \cdot K_d}{v \cdot C_u \cdot z} + F_v = 167,74 \text{ (N)}$$

Trong đó $F_v = q_m \cdot v^2 = 9,52$ N, $q_m = 0,105$ (kg/m) tra bảng 4.22 trang 64 [7].

+ Theo công thức 4.22 [7] lực tác dụng lên trục :

$$F_r = 2.F_0.z.\sin(\alpha_1/2) = 1272,6 \text{ (N)}$$

Kết quả bộ truyền đai:

Ký hiệu đai	A
Đường kính bánh đai nhỏ	$d_1 = 125$ (mm)
Đường kính bánh đai lớn	$d_2 = 355$ (mm)
Chiều dài đai	$l = 1500$ (mm)
Bề rộng đai	$B = 65$ (mm)
Số đai	$z = 4$
Khoảng cách trục	$a = 354,54$ (mm)
Lực căng đai	$F_0 = 167,74$ (N)
Lực tác dụng lên trục	$F_r = 1272,6$ (N)

6- Tính toán bộ truyền đai 2

Thông số bộ truyền đai thang:

Số vòng quay bánh nhỏ

$$n_1 = 1040 \text{ (v/p)}$$

Công suất truyền trên bánh đai nhỏ $P_1 = 3,993$ (KW)

Chọn tiết diện đai:

Dựa vào số vòng quay bánh nhỏ và công suất truyền, xem bảng 4.1 trang 59 [7] chọn đai thang thường tiết diện đai có kí hiệu A.

Xác định đường kính đai:

Theo bảng 4.13 trang 59 [7] ta chọn đường kính bánh đai nhỏ $d_1 = 180$ (mm).

Suy ra vận tốc đai

$$v = \frac{\pi d_1 \cdot n_1}{60000} = 9,79 \text{ (m/s)}$$

nhỏ hơn vận tốc cho phép của đai thang thường $v_{\max} = 25$ (m/s)

Đường kính bánh đai lớn: Công thức 4.2 [7]

$$d_2 = u \cdot d_1 \cdot (1 - \varepsilon)$$

Trong đó: $\varepsilon = 0,01 - 0,02$ - hệ số trượt.

Theo bảng 4.21 trang 63 [7] ta chọn đường kính tiêu chuẩn $d_2 = 315$ (mm)

Tỷ số truyền thực tế

$$u_t = \frac{d_2}{d_1 \cdot (1 - 0,02)} = 1,76$$

→ Độ sai lệch tỷ số truyền

$$\Delta u = \frac{|u_t - u|}{u} \cdot 100\% = 1\%$$

$\Delta u = 1$ nằm trong phạm vi cho phép không quá 3~4%.

Xác định chiều dài đai và khoảng cách trục:

Dựa vào bảng 4.14 trang 60 [7] chọn sơ bộ khoảng cách trục

$$a = 1,2 \cdot d_2 = 378 \text{ (mm)}$$

+Chiều dài dây đai xác định theo công thức 4.4 [7]:

$$l = 2a + 0,5\pi \cdot (d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a} = 1545,2 \text{ (mm)}$$

Theo bảng 4.13 trang 59 [7] chọn chiều dài tiêu chuẩn $l = 1600$ (mm).

+Tính khoảng cách trục a theo chiều dài tiêu chuẩn: Công thức 4.6 [7]

$$a = \frac{\lambda + \sqrt{\lambda^2 - 8 \cdot \Delta^2}}{4}$$

$$\text{vi } \lambda = l - \frac{\pi(d_1 + d_2)}{2} = 1600 - \frac{\pi \cdot (180 + 315)}{2} = 822,85$$

$$\Delta = \frac{d_2 - d_1}{2} = \frac{315 - 180}{2} = 67,5$$

$$\rightarrow a = 406 \text{ (mm)} \text{ (Thỏa đk } 0,55(d_1 + d_2) + h \leq a \leq 2 \cdot (d_1 + d_2))$$

+Tính góc ôm α_1 : Công thức 4.7 [7]

$$\alpha_1 = 180 - \frac{57 \cdot (d_2 - d_1)}{a} = 161 \text{ (đ)}$$

$\alpha_1 = 161^\circ > \alpha_{\min} = 120^\circ \rightarrow$ thỏa điều kiện đai không bị trượt.

Xác định số đai z:

Theo công thức 4.16 [7]

$$z = \frac{P_1 \cdot K_d}{[P_0] C_\alpha C_1 C_u C_z}$$

$K_d = 1,25$ tra theo bảng 4.7 [7] với tải va đập nhẹ

$\alpha_1 = 161^\circ \rightarrow C_\alpha = 0,95$ tra bảng 4.15, trang 61, [7]

Với $\frac{l}{l_0} = \frac{1600}{1700} = 0,94 \rightarrow C_1 = 1$

$C_u = 1,12$ tra bảng 4.17 [7] với $u = 1,75$

$[P_0] = 2,47$ kW (theo bảng 4.19 trang 62, [7]) chiều dài đai thử nghiệm $l_0 = 1700$ mm với

$v = 9,52$ m/s, $d_1 = 180$ mm

$$Z' = \frac{P_2}{P} = \frac{3,993}{2,47} = 1,616 \Rightarrow \text{Chọn } C_z = 0,95 \text{ (Bảng 4.18, trang 61, [7])}$$

$$C_z = 0,95$$

Suy ra : $z = 2,39$

Lấy $z = 3$ đai.

Các thông số hình học bánh đai:

+ Chiều rộng bánh đai: (Công thức 4.17 [7])

$$B = (z-1).t + 2e = 50 \text{ mm}$$

+ Đường kính ngoài bánh đai : (Công thức 4.18 [7])

$$d_a = d_1 + 2.h_0 = 186,6 \text{ mm}$$

Trong đó $t = 15$, $e = 10$, $h_0 = 3,3$ tra bảng 4.21 trang 63 [7]

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

+ Theo công thức 4.19 [7] lực căng ban đầu :

$$F_0 = \frac{780 \cdot P_2 \cdot K_d}{v \cdot C_\alpha \cdot z} + F_v = 149,6 \text{ (N)}$$

Trong đó $F_v = q_m \cdot v^2 = 10,06$ N, $q_m = 0,105$ (kg/m) tra bảng 4.22 trang 64 [7].

+ Theo công thức 4.22 [7] lực tác dụng lên trục :

$$F_r = 2.F_0.z.\sin(\alpha_1/2) = 885,29 \text{ (N)}$$

Kết quả bộ truyền đai:

Ký hiệu đai	A
Đường kính bánh đai nhỏ	$d_1 = 180$ (mm)
Đường kính bánh đai lớn	$d_2 = 315$ (mm)
Chiều dài đai	$l = 1600$ (mm)
Bề rộng đai	$B = 50$ (mm)
Số đai	$z = 3$
Khoảng cách trục	$a = 406$ (mm)

Lực căng đai	$F_0 = 149,6 \text{ (N)}$
Lực tác dụng lên trục	$F_r = 885,29 \text{ (N)}$

7- Tính toán, thiết kế bộ truyền trục vít bánh vít

Tính vận tốc sơ bộ

$$V_s = 4,5 \cdot 10^{-5} \cdot n_3 \cdot \sqrt[3]{T_4} = 4,5 \cdot 10^{-5} \cdot 594 \cdot \sqrt[3]{1281436,364} = 2,903 \text{ (m/s)} \quad V_s < 5 \text{ (m/s)}$$

(Công thức 7.1, trang 147, [7])

Chọn vật liệu làm bánh vít là đồng thanh không thiếc và đồng thau
 Chọn vật liệu làm trục vít là thép 45, tôi bề mặt đạt độ rắn HRC 45

Tính ứng suất cho phép

Theo bảng 7.1 [7] trang 146 với bánh vít làm bằng vật liệu như trên đúc trong khuôn cát có

$$\sigma_b = 400 \text{ (MPa)}, \quad \sigma_{ch} = 200 \text{ (MPa)}.$$

Tính ứng suất tiếp xúc cho phép $[\sigma_H] = 160 \text{ (MPa)}$ (tra bảng 7.2, trang 148, [7])

Tính ứng suất uốn cho phép

$$[\sigma_{F_0}] = 0,25 \cdot \sigma_b + 0,08 \cdot \sigma_{ch} = 0,25 \cdot 400 + 0,08 \cdot 200 = 116 \text{ (MPa)}$$

$$N_{FE} = 60 \cdot \sum (T_{4i} / T_{4max})^9 \cdot n_{4i} \cdot t_{4i} = 7168143,22 \quad (\text{chu kỳ})$$

K_{FL} – hệ số tuổi thọ

$$K_{FL} = \sqrt[3]{10^6 / N_{FE}} = 0,803$$

$$[\sigma_F] = [\sigma_{F_0}] \cdot K_{FL} = 116 \cdot 0,803 = 93,2 \text{ (MPa)}$$

Ứng suất quá tải

với bánh vít bằng đồng thanh không thiếc

$$[\sigma_H]_{max} = 2 \cdot \sigma_{ch} = 2 \cdot 200 = 400 \text{ (MPa)};$$

$$[\sigma_F]_{max} = 0,8 \cdot \sigma_{ch} = 0,8 \cdot 200 = 160 \text{ (MPa)};$$

Tính thiết kế

- Xác định a_w : Chọn sơ bộ $K_H = 1,2$.

Với $u = 16$ chọn $z_3 = 2$ do đó $z_4 = z_3 \cdot u = 2 \cdot 16 = 32$ răng

Mô men xoắn trên trục 4 là $T_4 = 1281436,364 \text{ (Nmm)}$

Tính theo công thức thực nghiệm $q = 0,3 \cdot z_4 = 9,6$

Chọn hệ số đường kính trục vít $q = 10$ (theo bảng 7.3, trang 150, [7])

Tính khoảng cách trục sơ bộ

Vì tải trọng thay đổi không đáng kể do đó chọn hệ số tập trung tải trọng là

$$K_{H\beta} = K_{F\beta} = 1.$$

Chọn hệ số tải trọng động $K_{Hv} = K_{Fv} = 1,2$

$$a_w = (z_4 + q) \sqrt[3]{\left(\frac{170}{z_4 \cdot [\sigma_H]}\right)^2 \frac{T_4 \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Hv}}{q}}$$

$$a_w = (32+10) \sqrt[3]{\left(\frac{170}{32.160}\right)^2 \frac{1281436,364.1.1,2}{10}} = 232,45 \text{ (mm)}$$

Mô đun $m = 2.a_w/(z_4 + q) = 2.132/42 = 11,06 \text{ (mm)}$

Lấy theo tiêu chuẩn chọn mô đun $m = 12,5 \text{ (mm)}$

$$\Rightarrow a_w = \frac{m}{2}(z_4 + q) = \frac{12,5.42}{2} = 262,5 \text{ (mm)}$$

Hệ số điều chỉnh

$$x = (a_w / m) - 0,5.(q + z_4) = 0$$

Vận tốc trượt

$$v_t = \frac{m.n_3}{19100} \cdot \sqrt{z_3^2 + q^2} = \frac{12,5.594}{19100} \sqrt{2^2 + 10^2} = 1,90 \text{ (m/s)}$$

Tính góc vít γ

$$\text{tg } \gamma = z_3/(q+2.x) = 2/10 = 0,2 \Rightarrow \gamma = 11^{\circ}18'$$

$$d_{w3} = (q+2.x).m = 125 \text{ (mm)}$$

Hệ số ma sát $f = 0,035$ và góc ma sát $\varphi = 2^{\circ}$ (tra bảng 7.4, trang 152, [7])

Hiệu suất bộ truyền

$$\eta = 0,95 \cdot \frac{\text{tg}(\gamma - \varphi)}{\text{tg}\gamma} = 0,78$$

Kiểm nghiệm bộ truyền trục vít bánh vít

Kiểm nghiệm ứng suất uốn

Tính số răng tương đương

$$z_{td} = z_4/\cos^3(\gamma) = 32/\cos^3(11^{\circ}18') = 38 \text{ răng}$$

(tra bảng 7.8 [7]) ta có hệ số dạng răng $Y_F = 1,6$

Đường kính vòng chia bánh vít : $d_4 = m.z_4 = 12,5.32 = 400 \text{ (mm)}$

Đường kính vòng chia trục vít : $d_3 = m.q = 12,5. 10 = 125 \text{ (mm)}$

Đường kính vòng đỉnh trục vít : $d_{a3} = d_3 + 2.m = 125 + 2.12,5 = 150 \text{ (mm)}$

Chiều rộng b_4 của bánh vít : $b_4 = 0,75.d_{a3} = 0,75.150 = 112,5 \text{ (mm)}$

Ứng suất uốn trong răng bánh vít

$$\sigma_F = \frac{1,4.T_4.Y_F.K_{F\beta}K_{Fv}}{b_4.d_4.m_n} = 6,24 \text{ (MPa)} < [\sigma_F]$$

$$m_n = m.\cos \gamma = 12,5.\cos 11^{\circ}18' = 12,26$$

Kiểm nghiệm ứng suất tiếp xúc

$$K_{H\beta} = 1 + (z_4/\theta)^3(1 - K_t)$$

Chọn θ theo bảng 7.5 [7] trang 153 ta có : $\theta = 190$

$$\Rightarrow K_{H\beta} = 1 + (32/190)^3.(1-0,8125) = 1,01$$

ta có $K_{Hv} = 1,2$. ứng suất tiếp xúc

$$\sigma_H = (170/z_4) \cdot \sqrt{[(z_4 + q)/a_w]^3 T_4 K_{Hv} / q} = 133,32 \text{ (MPa)} < [\sigma_H]_{\max}$$

Các thông số bộ truyền trục vít bánh vít

Khoảng cách trục:	$a_w = 262,5$ (mm)
Mô đun :	$m = 12,5$ (mm)
Hệ số đường kính :	$q = 10$
Tỷ số truyền :	$u = 16$
Số ren trục vít và số răng bánh vít :	$z_3 = 2; z_4 = 32$
Hệ số dịch chỉnh bánh vít :	$x_2 = 0$
Góc vít :	$\gamma = 11^{\circ}18'$
Chiều dài phần cắt ren của trục vít:	$b_3 = (11 + 0,07 \cdot z_4) \cdot m = 165,5$ (mm)
Chiều rộng bánh vít :	$b_4 = 75$ (mm)
Đường kính vòng đỉnh bánh vít :	$d_{a4} = m(z_4 + 2 + 2 \cdot x) = 425$ (mm)
Đường kính ngoài bánh vít :	$d_{aM4} = d_{a4} + 1,5 \cdot m = 443,75$ (mm);
Đường kính chia :	$d_3 = 125$ (mm); $d_4 = 400$ (mm)
Đường kính đỉnh :	$d_{a3} = 150$ (mm); $d_{a4} = 425$ (mm)
Đường kính đáy :	$d_{f3} = d_3 - 2,4 \cdot m = 95$ (mm); $d_{f4} = 395$ (mm)

Tính nhiệt truyền động trục vít

Diện tích thoát nhiệt cần thiết của hộp giảm tốc

$$A = \frac{1000(1 - \eta)P_3}{[0,7K_t(1 + \psi) + 0,3K_tq] \cdot \beta(t_d - t_0)}$$

$$\beta = t_{ck} / (\sum P_i t_i / t_{ck}) = 8 / (5 + 0,5 \cdot 3) = 1,23$$

Chọn $K_t = 8$ W/(m²C) ; $\psi = 0,25$; $t_0 = 25^{\circ}$; $t_d = 90^{\circ}$; $K_{tq} = 29$;

$$A = 1,16 \text{ (m}^2\text{)}$$

Tính lực tác dụng lên bộ truyền trục vít

$$F_{t3} = F_{a4} = 2 \cdot T_3 / d_3 = 2 \cdot 202896,571 / 125 = 3246,35 \text{ (N)}$$

$$F_{t4} = F_{a3} = 2 \cdot T_4 / d_4 = 2 \cdot 1281436,364 / 400 = 6407,18 \text{ (N)}$$

$$F_{r3} = F_{r4} = F_{t4} \cdot \text{tg} \alpha / \cos \gamma = 6407,18 \cdot \text{tg}(20) / \cos(11^{\circ}18') = 2377,13 \text{ (N)}$$

8- Tính toán và thiết kế trục

Chọn vật liệu chế tạo trục

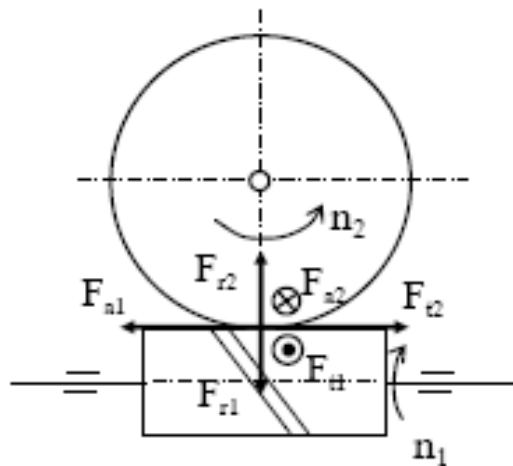
Vì trục cần chế tạo là những bộ phận chi tiết máy quan trọng và chịu tải lớn nên ta sẽ chọn vật liệu chế tạo trục là thép C45 thường hóa hoặc tôi cải thiện. Ngoài thép C45 ta có thể chọn thép 40Cr, 20Cr...

Phân tích các lực tác dụng lên bộ truyền trục vít bánh vít

- Lực tiếp tuyến F_{t3} tác dụng lên trục vít, lực F_{t4} tác dụng lên bánh vít.
- Giá trị của F_{t3} và F_{t4} : $F_{t3} = 2T_3/d_3$; $F_{t4} = 2T_4/d_4$.
- Quan hệ giữa F_{t3} và F_{t4} được xác định: $F_{t3} = F_{t4} \cdot \text{tg}(\gamma + \phi)$
- Mô men xoắn trên trục dẫn T_3 , trên trục bị dẫn T_4 ; Nmm.

- Lực hướng tâm F_{r3} tác dụng lên trục 3, vuông góc với trục 3 và hướng về phía tâm trục 3. Lực hướng tâm F_{r4} vuông góc với trục 4 và hướng về phía tâm trục 4. Giá trị: $F_{r3} = F_{r4} = F_{t4} \cdot \tan \alpha / \cos \gamma$
(α là góc áp lực trên vòng chia, $\alpha = 20^\circ$)
- Lực dọc trục F_{a3} tác dụng lên trục 3, song song với trục 3. Lực dọc trục F_{a4} song song với trục 4. Chiều của lực F_{a3} , F_{a4} phụ thuộc vào chiều quay và chiều nghiêng của đường ren. Giá trị của lực dọc trục:
 $F_{a3} = F_{t4} = 2 \cdot T_4 / d_4$
 $F_{a4} = F_{t3} = 2 \cdot T_3 / d_3$

Hình 3.4: Phân tích lực



Tính toán :

$$F_{t3} = \frac{2T_3}{d_3} = \frac{2 \cdot 202896,571}{125} = 3246,35 N$$

$$F_{t4} = \frac{2T_4}{d_4} = \frac{2 \cdot 1281436,364}{400} = 6407,18 N$$

$$F_{r3} = F_{r4} = \frac{F_{t3} \tan \alpha}{\cos \gamma} = \frac{13429,69 \cdot \tan 20^\circ}{\cos 11^\circ 18'} = 1204,43 N$$

Vì ta có góc ma sát $\varphi = 2^\circ < 3^\circ$ nên ta có thể tính gần đúng
 $F_{a3} = F_{t4} = 6407,18 N$ và $F_{a4} = F_{t3} = 3246,35 N$

Tính sơ bộ trục

- Đường kính trục được xác định bằng moment xoắn theo công thức

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

Trong đó thì :

- T – moment xoắn , Nmm

- $[\tau]$ ứng suất xoắn cho phép MPa, với vật liệu là trục thép 45, 40Cr $[\tau] = 15 - 30$ MPa

- Đường kính trục 3 $d_3 \geq \sqrt[3]{\frac{T_3}{0,2[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{202896,571}{0,2 \cdot 30}} = 32,33 \text{ (mm)} \rightarrow$ chọn $d_3 = 35$ mm

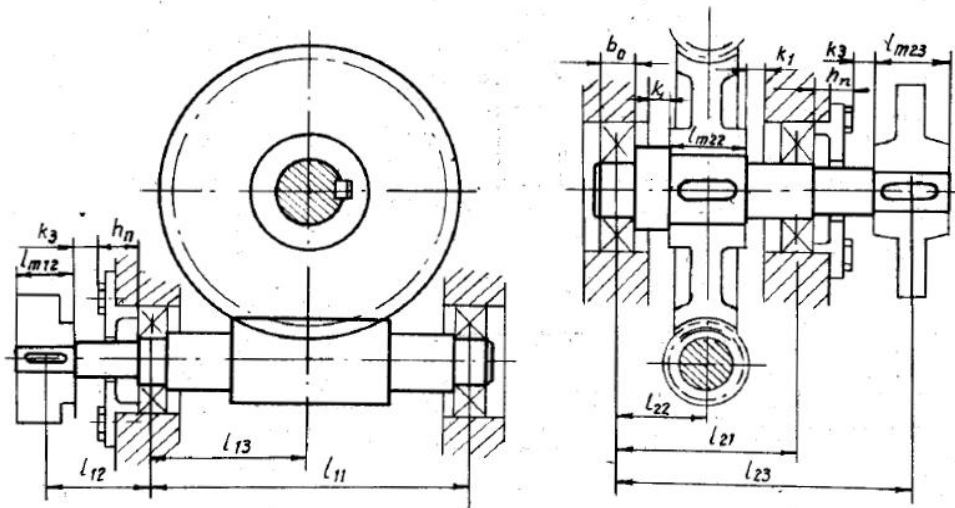
- Đường kính trục 4 $d_4 \geq \sqrt[3]{\frac{T_4}{0,2[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{1281436,364}{0,2 \cdot 30}} = 59,77 \text{ (mm)}$
 chọn $\rightarrow d_4 = 60 \text{ (mm)}$

- Đường kính trục 5 $d_5 \geq \sqrt[3]{\frac{T_5}{0,2[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{1231081,818}{0,2 \cdot 30}} = 58,98 \text{ (mm)} \rightarrow$ chọn
 $d_5 = 60 \text{ (mm)}$

Từ đường kính trục ta có thể xác định gần đúng chiều rộng ổ lăn b theo bảng 10.2 trang 189 [7] với $d_3 = 35 \text{ mm} \rightarrow b = 21 \text{ mm}$ và với $d_4 = d_5 = 60 \text{ mm} \rightarrow b = 31 \text{ mm}$

Xác định khoảng cách của các gối đỡ và các điểm đặt lực

- Dựa vào bảng 10.4 trang 191 tài liệu [7]



Hình 3.5: Xác định khoảng cách trục

$$l_{11} = d_{aM4} = 443,75 \text{ mm}$$

$$l_{13} = \frac{l_{11}}{2} = 221,875 \text{ mm}$$

$$l_{12} = -l_{c12} = 0,5(l_{m12} + b_0) + k_3 + h_n = 0,5(42 + 21) + 10 + 15 = 56,5 \text{ mm}$$

Trong đó :

d_{aM4} Đường kính ngoài của bánh vít .

h_n chiều cao nắp ổ và đầu bulông chọn $h_n=15$ theo *bảng 10.3 trang 189 tài liệu [7]*

Tính toán các kích thước của bộ truyền theo hình 10.11 *trang 194 tài liệu [7]*

$$l_{22} = 0,5(72 + 31) + 8 + 5 = 64,5 \text{ mm}$$

$$l_{21} = 2l_{22} = 129 \text{ mm}$$

$$l_{23} = l_{21} + l_{c23} = 129 + 0,5(b_0 + l_{m23}) + k_3 + h_n = 129 + 0,5(31 + 72) + 10 + 15 = 205,5 \text{ mm}$$

k_3 Khoảng cách từ mặt mút chi tiết quay tới nắp ổ chọn $k_3=10$

Tính toán các lực và mômen tác động lên trục 3

Xét trong mặt phẳng oyz ta có :

$$\sum \overline{m_D} = 0 \Leftrightarrow F_{r2}(56,5 + 443,75) + F_{y33} \cdot 443,75 - \frac{F_{a3} d_4}{2} + F_{r3} \cdot 221,875 = 0 \rightarrow F_{y33} = 1287,52 \text{ (N)}$$

$$\sum F_y = 0 \Leftrightarrow F_{r2} + F_{y33} + F_{r3} - F_{y34} = 0 \rightarrow F_{y34} = 3377,24 \text{ (N)}$$

Xét trong mặt phẳng oxz ta có :

$$\sum \overline{m_D} = 0 \Leftrightarrow F_{x33} \cdot 443,75 - F_{t3} \cdot 221,875 = 0 \rightarrow F_{x33} = 1623,175 \text{ (N)} = F_{x34}$$

Tính chính xác trục 3

- Tại A ta có $M_{xA} = 0 = M_{yA}$, $M_{rdA} = \sqrt{0,75 \cdot 202896,571^2} = 175713,58 \text{ (Nmm)}$

Theo *bảng 10.5 trang 195* với thép C45 tôi cải thiện ứng suất cho phép của trục là $[\delta] = 67 \text{ (MPa)}$ ta có:

$$d_A = \sqrt[3]{\frac{M_{rdA}}{0,1[\delta]}} = \sqrt[3]{\frac{175713,58}{0,1 \cdot 67}} \approx 29,7 \text{ mm}$$

- Tại B ta có $M_{yB} = 0, M_{xB} = 50018,89 \text{ Nmm} \rightarrow M_{jB} = 50018,89 \text{ Nmm}$

$$M_{rdB} = \sqrt{M_{jB}^2 + 0,75 \cdot T_3^2} = \sqrt{50018,89^2 + 0,75 \cdot 202896,571^2} = 182694,15 \text{ Nmm}$$

$$d_B = \sqrt[3]{\frac{M_{rdB}}{0,1[\delta]}} = \sqrt[3]{\frac{182694,15}{0,1 \cdot 67}} \approx 30,09 \text{ mm}$$

- Tại C ta có $M_{yC} = 360141,95, M_{xC} = 749325 \text{ Nmm} \rightarrow M_{jC} = 831378,48 \text{ Nmm}$

$$M_{rdC} = \sqrt{M_{jC}^2 + 0,75 \cdot T_3^2} = \sqrt{831378,48^2 + 0,75 \cdot 202896,571^2} = 849744,34 \text{ Nmm}$$

$$d_C = \sqrt[3]{\frac{M_{rdC}}{0,1[\delta]}} = \sqrt[3]{\frac{849744,34}{0,1 \cdot 67}} \approx 50,24 \text{ mm}$$

➤ Sau khi tính ta được đường kính trục ở các gối đỡ và dựa vào kích thước bộ truyền trục vít ta thiết kế trục 3 như sau:

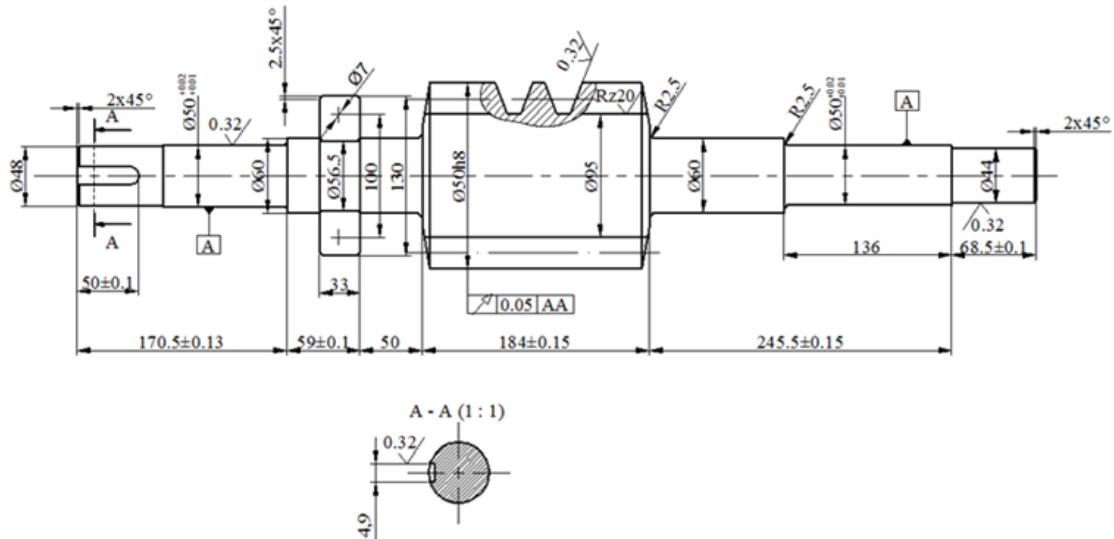
$$d_A = 50 \text{ mm} = d_D$$

$$d_B = 70 \text{ mm}$$

$$d_C = 80 \text{ mm}$$

Trên trục 3 gồm 2 then bằng, đường kính ngõng trục $\phi 35 \text{ mm}$ và $\phi 40 \text{ mm}$. Một đầu lắp với bánh đai, một đầu lắp với khớp nối đàn hồi hình sao. Trục 3 ở bộ truyền trục vít

thứ nhất có then bằng ở đầu lắp với bộ truyền đai. Trục 3 ở bộ truyền trục vít thứ hai không có rãnh then này.



Hình 3.6: Cấu tạo trục vít

Kiểm nghiệm trục 3 về độ bền mỏi

Mặt cắt có tiết diện nguy hiểm tại C

Điều kiện bền: thép 45 có $\sigma_b = 600$ MPa,

$\sigma_{-1} = 0,436 \cdot \sigma_b = 261,6$ MPa

$\tau_{-1} = 0,58 \cdot \sigma_{-1} = 0,58 \cdot 261,6 = 151,73$ MPa,

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

$$\text{Với } S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{K_{ad} \cdot \sigma_a + \Psi_\sigma \cdot \sigma_m}, \quad S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{K_{ad} \cdot \tau_a + \Psi_\tau \cdot \tau_m}$$

Trong đó $\sigma_a, \tau_a, \sigma_m, \tau_m$ biên độ và trị số trung bình của ứng suất pháp và ứng suất tiếp.

Theo công thức 10.26

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

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

K_x hệ số tập trung ứng suất do trạng thái bề mặt,

Tra bảng 10.8 [7]

$$K_x = 1,06, \text{ với } R_a = 2,5 \div 0,63 \mu m$$

K_y là hệ số tăng bề mặt tiếp xúc

Theo bảng 10.9, $K_y = 1,6$

ε_σ và ε_τ hệ số kích thước ảnh hưởng đến kích thước tiết diện trục

Tra bảng 10.10, $\varepsilon_\sigma = 0,88$; $\varepsilon_\tau = 0,81$

K_σ và K_τ hệ số tập trung ứng suất thực tế khi uốn và khi xoắn

Tra bảng 10.11, $K_\sigma = 1,76$; $K_\tau = 1,54$

Tra bảng: $\frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma} = 2,06$, $\frac{K_\tau}{\varepsilon_\tau} = 1,64$

$$\Rightarrow K_{\sigma d} = (K_\sigma/\varepsilon_\sigma + K_x - 1)/K_y = (2,06 + 1,06 - 1)/1,6 = 1,325$$

$$\Rightarrow K_{\tau d} = (K_\tau/\varepsilon_\tau + K_x - 1)/K_y = (1,9 + 1,06 - 1)/1,6 = 1,225$$

Ta có: $\sigma_a = \sigma_{m.x} = M/W$, $\tau_m = \tau_a = T/(2W_0)$

Với $M = 642529,7$ Nmm

$$T = 202896,571 \text{ Nmm}$$

Tra bảng 9.1 ta được $b = 20$ $t_1 = 7,5$

$$W = \frac{\pi.d^3}{32} - \frac{b.t_1(d-t_1)^2}{d} = \frac{\pi.70^3}{32} - \frac{20.7,5(70-7,5)^2}{70} = 25286,33 \text{ mm}^3$$

$$W_0 = \frac{\pi.d^3}{16} - \frac{b.t_1(d-t_1)^2}{d} = \frac{\pi.70^3}{16} - \frac{20.7,5(70-7,5)^2}{70} = 58943,2 \text{ mm}^3$$

$$\sigma_a = 831378,48/25286,33 = 32,89 \text{ Mpa}$$

$$\tau_a = 202896,571/2.58943,2 = 1,72 \text{ Mpa}$$

Đổi với trục quay thay đổi theo chu kỳ $\Rightarrow \sigma_m = 0$

Theo bảng 10.7 ta có

Hệ số ảnh hưởng của ứng suất trung bình

$$\psi_\sigma = 0,05, \quad \psi_\tau = 0$$

Vậy ta có

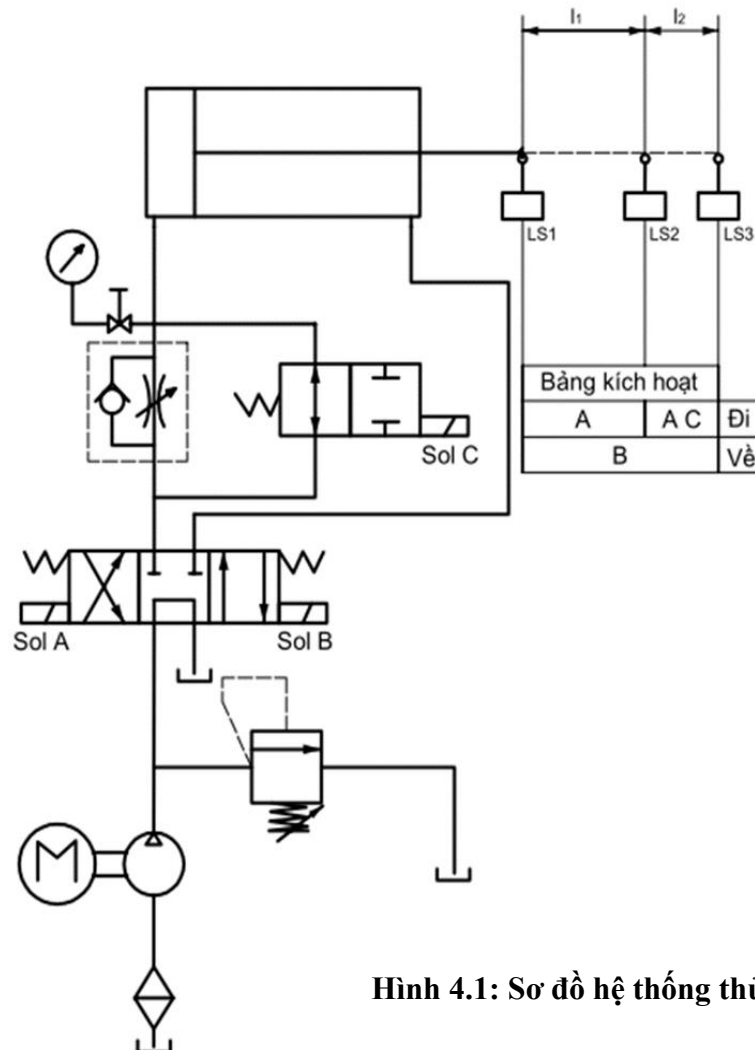
$$s_\sigma = \frac{261,6}{1,325.32,89} = 6$$

$$s_\tau = \frac{151,7}{1,225.1,72} = 72$$

$$\Rightarrow s = \frac{6.72}{\sqrt{6^2 + 72^2}} = 5,98 > [s] = 1,5 \div 2,5$$

Thỏa mãn điều kiện bền

Chương 4- THIẾT KẾ HỆ THỐNG THỦY LỰC



Hình 4.1: Sơ đồ hệ thống thủy lực

Nguyên lý hoạt động

Khi khởi động động cơ điện, bơm hoạt động hút dầu từ bể dầu qua bộ lọc. Khi áp suất lớn hơn giá trị quy định, van an toàn sẽ được kích hoạt đảm bảo áp suất hoạt động bên trong của hệ thống. Van phân phối 4-3 ở trạng tĩnh, dầu được đưa ngược lại bể chứa dầu.

Khi cuộn solenoid A tại van 4 3 được kích hoạt, xylanh thủy lực thực hiện hành trình đẩy bàn ép có con lăn tiến đến vị trí cán phôi với tốc độ lớn vì không thông qua van lưu lượng. Trong quá trình thực hiện hành trình, để giữ tuổi thọ và đảm bảo hoạt động cho máy, con lăn khi tiến một vị trí điều chỉnh sẽ được giảm đến vận tốc an toàn thiết lập, được kích hoạt bằng công tắc hành trình LS2, LS2 sẽ kích hoạt cuộn solenoid C tại van 2 2, ép dầu phải lưu thông qua van lưu lượng. Khi con lăn tiến đến vị trí làm việc, công tắc hành trình LS3 được kích hoạt, tại đây cuộn solenoid A sẽ bị tắt kích hoạt đồng thời khởi động timer định thời quy định thời gian cán.

Sau đó, timer định thời sẽ kích hoạt cuộn solenoid B tại van phân phối 4-3, xy lanh thủy lực thực hiện hành trình về với tốc độ không phụ thuộc vào van lưu lượng. Khi hành trình về tiến đến vị trí LS1, solenoid B bị tắt kích hoạt. Xylanh thủy lực tiếp tục thực hiện quá trình như trên.

Chọn áp suất làm việc của xy lanh này cũng như của toàn bộ hệ thống là $p = 75\text{bar}$.

Một số thông số kỹ thuật yêu cầu của xy lanh này như sau :

- Lực ép đầu cần piston : F

Lực ép cần thiết $F_c = 3500 \cdot 9,81 = 34335\text{ N}$

Lực do ma sát với rãnh T khi làm việc $F_{ms} = (\text{bàn ép} + \text{xy lanh}) \cdot 9,81 \cdot k$

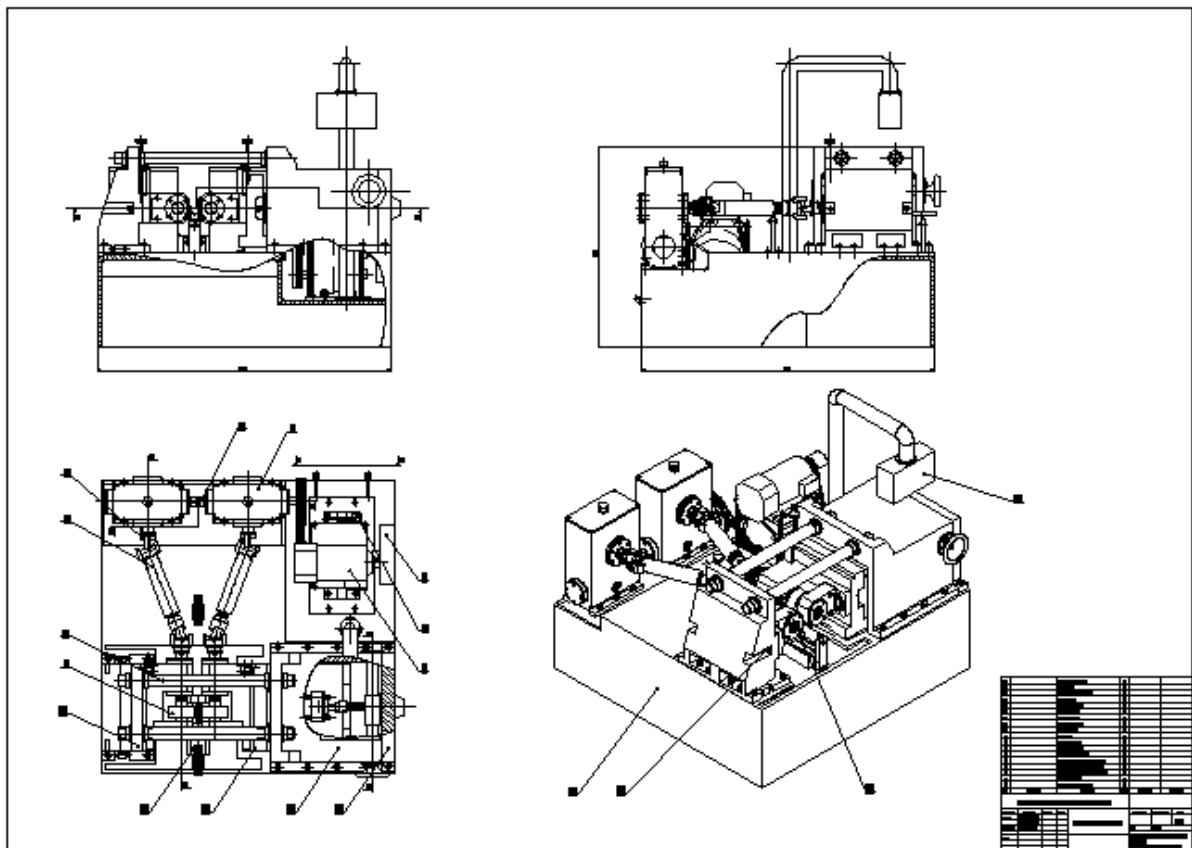
Với bàn ép = 180kg, xy lanh 30kg, hệ số ma sát $k = 0,6$

Ta có $F_{ms} = 1237\text{ N}$

Lực ép đầu cần piston :

$F = 35572\text{ N}$

- Thời gian thực hiện hành trình tiến (ứng với quá trình ép) : $t_1 = 3\text{ (s)}$.
- Thời gian thực hiện hành trình xylanh lùi về: $t_2 = 3\text{ (s)}$
- Hành trình : $s = 0,15\text{ (m)} = 150\text{ (mm)}$.



Hình 4.2: Bản vẽ lắp máy cán ren đa năng

KẾT LUẬN VÀ ĐỀ NGHỊ

Kết quả nghiên cứu:

- Nghiên cứu tổng kết lý thuyết cán ren hướng kính và cán ren vô tận, có đủ các thông số để thiết kế máy.
- Thực nghiệm trên mô hình đơn giản và cho kết quả là cán ren vô tận được bằng con lăn hót vòng như đã phân tích lý thuyết.
- Thiết kế được máy cán ren (cán được cả ren hướng kính và ren vô tận)

Đề nghị:

Đưa phần lý thuyết vào giảng dạy trong học phần công nghệ chế tạo máy

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] Nguyễn Ngọc Ánh, Nguyễn Văn Tính
Sổ Tay Công Nghệ Chế Tạo Máy Tập VI, 1985
- [2] Nguyễn Văn Huyền,
Cẩm Nang Kỹ Thuật Cơ Khí, nhà xuất bản xây dựng.
- [3] Nguyễn Đắc Lộc, Lê Văn Tiến, Ninh Đức Tôn, Trần Xuân Việt,
Sổ Tay Công Nghệ Chế Tạo Máy Tập I, Nhà xuất bản khoa học kỹ thuật, Hà Nội, 2007.
- [4] Nghiêm Hùng
Sách Tra Cứu Thép Gang Thông Dụng, Trường đại học Bách Khoa Hà Nội, 1997
- [5] Ninh Đức Tôn
Dung Sai Lắp Ghép, nhà xuất bản giáo dục
- [6] Reed – Rico
Precision Tool Group, Thread rolling dies.
- [7] Trịnh chất – Lê Văn Uyển
Tính Toán Thiết Kế Hệ Dẫn Động Cơ Khí, Nhà xuất bản giáo dục, 2008
- [8] Nguyễn Hữu Lộc
Cơ sở thiết kế máy

MỤC LỤC

Chương 1-Tổng quan đề tài	2
1-1 Đặt vấn đề	2
1-2 Mục tiêu đề tài	2
1-3 Tình hình nghiên cứu trong và ngoài nước	2
1-4 Phương pháp và trình tự nghiên cứu	2
1-5 Các phương pháp gia công ren	3
1-6 Tính cấp thiết và hướng thiết kế	3
Chương 2- Nguyên lý cán ren hướng kính	4
2-1 Nguyên lý cán ren bằng bàn cán	4
2-2 Nguyên lý cán hướng kính.....	6
2-3 Nguyên lý cán dọc vô tận	8
Chương 3- Thiết kế máy cán ren	13
3-1 Thiết kế động học	13
3-2 Thiết kế hệ thống truyền động	14
Chương 4 – Thiết kế hệ thống thủy lực	30
Kết luận và đề nghị	32
Tài liệu tham khảo	32

