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 HỚT LƯNG DAO PHAY MODUL TRÊN MÁY VẠN NĂNG

MÃ SỐ: T2013 - 118

SKC005357

Tp. Hồ Chí Minh, 2013

T2013-118

Danh sách những thành viên tham gia nghiên cứu đề tài :

1. Chủ trì đề tài : ThS. Trần Quốc Hùng

MỤC LỤC

Trang

CHƯƠNG 1: MỞ ĐẦU 1

CHƯƠNG 2: KHÁI QUÁT VỀ DAO PHAY ĐĨA MÔĐUN VÀ CÔNG NGHỆ GIA CÔNG DAO PHAY ĐĨA MÔDUN..... 3

CHƯƠNG 3: NGUYÊN LÝ HỚT LƯNG VÀ MÁY HỚT LƯNG K96 14

CHƯƠNG 4: XÁC ĐỊNHCÁC SỐ LIỆU BAN ĐẦU ……..... 25

CHƯƠNG 5: THIẾT KẾ KẾT CẤU CỦA ĐỒ GÁ TIỆN HỚT LƯNG 29

CHƯƠNG 6: KẾT LUẬN - KIẾN NGHỊ..... 58

TÀI LIỆU THAM KHẢO 59

DANH MỤC BẢNG BIỂU

Trang

Bảng 2.1 : Bộ dao phay với 8, 15 hoặc 26 dao.....5

Bảng 2.2 : Các kích thước của dao phay đĩa môđun.....6

Bảng 2.3 : Thành phần hóa học, các tính chất cơ lý của thép gió P18.....6

Bảng 5.1 : Hệ số ma sát của một số vật liệu dùng trong cơ cấu cam.....40

DANH MỤC SƠ ĐỒ, HÌNH VẼ

Trang

Hình 2.1: Sơ đồ cắt răng bằng dao phay đĩa môđun và dao phay ngón môđun 3
Hình 2.2:Kết cấu dao phay đĩa môđun 7
Hình 2.3: Sơ đồ tính biên dạng lưỡi cắt dao phay đĩa môđun 8
Hình 2.4: Sơ đồ tọa độ các điểm trên biên dạng răng 10
Hình 2.5: Chuyển động tạo hình đường xoắn Acsimet 11
Hình 2.6:Đường cong hớt lưng đường xoắn Acsimet 11
Hình 3.1:Sơ đồ gia công mặt sau dao phay 14
Hình 3.2:Sơ đồ nguyên lý chuyển động của máy tiện khi hớt lưng dao phay modul 15
Hình 3.3:Sơ kết cấu động học máy tiện hớt lưng đơn giản 15
Hình 3.4:Cơ cấu thực hiện chuyển động tịnh tiến của máy hớt lưng 16
Hình 3.5: Sơ đồ nguyên lý các chuyển động khi tiện hớt lưng dao phay lăn trụ. 17
Hình 3.6:Sơ đồ động học hớt lưng dao phay lăn trụ 18
Hình 3.7:Sơ đồ kết cấu động học máy hớt lưng vạn năng 20
Hình 3.8: Đường hớt lưng dao phay lăn trục vít. 20
Hình 3.9:Hình dáng máy tiện hớt lưng 21
Hình 3.10:Sơ đồ động máy tiện hớt lưng K96 22
Hình 4.1:Máy tiện vạn năng D23 tại xưởng thực hành nghề 25
Hình 4.2:Sơ đồ lực cắt khi tiện hớt lưng 27
Hình 5.1:Sơ đồ động của đồ gá hớt lưng 28
Hình 5.2:Sơ đồ tính lực tác dụng lên vít – đai ốc 29
Hình 5.3 :Phân tích lực trên mặt nghiêng của rãnh mang cá 30
Hình 5.4:Bộ truyền vít- đai ốc 31
Hình 5.5 :Sơ đồ tính lực tác dụng lên cam 34
Hình 5.6: Phân tích lực trên mặt nghiêng của rãnh mang cá 34
Hình 5.7: Quan hệ giữa lượng hớt lưng và lượng nâng cam 37
Hình 5.8:Sơ đồ kết cấu và lực tác dụng lên cam 39
Hình 5.9:Biên dạng cam hớt lưng 41
Hình 5.10:Sơ đồ lực từ các bộ truyền tác dụng lên trục 47
Hình 5.11:Sơ đồ tính khoảng cách đối với bánh răng trụ 50
Hình 5.12: Sơ đồ phân bố lực trên ổ bi 53
Hình 5.13: Núm vặn 56

T2013-118

TRƯỜNG ĐẠI HỌC SƯ PHẠM KỸ THUẬT
THÀNH PHỐ HỒ CHÍ MINH
KHOA CƠ KHÍ MÁY

CỘNG HOÀ XÃ HỘI CHỦ NGHĨA VIỆT NAM
Độc lập - Tự do - Hạnh phúc

Tp. HCM, ngày 18 tháng 11 năm 2013

THÔNG TIN KẾT QUẢ NGHIÊN CỨU

1. Thông tin chung :

Tên đề tài : "NGHIÊN CỨU PHƯƠNG PHÁP HỚT LƯNG DAO PHAY MODUL TRÊN MÁY VẠN NĂNG"

2 Mã số : T2013 - 118

2 Chủ nhiệm đề tài: ThS. Trần Quốc Hùng

2 Cơ quan chủ trì đề tài: Trường Đại học Sư Phạm Kỹ Thuật Tp.HCM

2 Thời gian thực hiện: 8 tháng.

2. Mục tiêu :

2 Nghiên cứu phương pháp hớt lưng dao phay modul trên máy hớt lưng chuyên dùng.

2 Nghiên cứu phương pháp hớt lưng dao phay modul trên máy tiện vạn năng.

2 Thiếtkế cơ cấu hớt lưng dao phay modul lắp trên máy tiện vạn năng của xưởng máy công cụ.

2 Tập bản vẽ lắp và các bản vẽ chi tiết của cơ cấu.

3. Tính mới và sáng tạo :

2 Việc hớt lưng dao phay modul chưa được tiến hành trên máy tiện vạn năng.

4. Kết quả nghiên cứu :

2 Thiết kế thành côngcơ cấuhớt lưngdao phay modul lắp trên máy tiện vạn năng.

5. Sản phẩm :

2 1 thuyết minh báo cáo khoa học cấp trường.

2 Tập bản vẽ lắp và các bản vẽ chi tiết của cơ cấu.

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

Bộ môn CN Chế tạo máy – Khoa Cơ Khí Máy – trường Đại học SPKT Tp.HCM.

Trưởng Đơn vị	**Chủ nhiệm đề tài**
(ký, họ và tên, đóng dấu)	*(ký, họ và tên)*

CHƯƠNG 1 MỞ ĐẦU

1.1 Tổng quan tình hình nghiên cứu thuộc lĩnh vực đề tài ở trong và ngoài nước

Trong lãnh vực sản xuất cơ khí,người ta sử dụng rất nhiều các loại máy móc để phục vụ cho việc sản xuất cơ khí dễ dàng và hiệu quả như : máy tiện, máy phay, máy bào…Trong đó máy phay cũng có một vai trò không nhỏ để tạo ra lượng sản phẩm khổng lồ phục vụ cho xã hội ngày nay.Để máy phay có thể cắt gọt được kim loại thì nhất thiết phải có dao phay đi kèm.Qui trình công nghệ gia công dao phay có nhiều công đoạn, trong đó có công đoạn quan trọng là hớt lưng theo biên dạng đường cong Acsimet cho dao.

Hiện nay, chỉ có máy chuyên dùng hớt lưng dao phay modul và chưa ứng dụng trên máy vạn năng.Để đáp ứng nhu cầu đó đồng thời cũng đểphục vụ cho việc giảng dạy nội dung "Máy hớt lưng chuyên dùng của môn học Máy cắt kim loại" tại trường ĐH Sư Phạm Kỹ Thuật Tp. HCM,tôi đề xuất đề tài nghiên cứu khoa học cấp trường:

"***Nghiên cứu phương pháp hớt lưng dao phay đĩa modul trên máy tiện vạn năng".***

1.2 Tính cấp thiết của đề tài

2 Về mặt khoa học: Việc hớt lưng dao phay modul được thực hiện trên máy tiện hớt lưng chuyên dùng mà hiện nay xưởng máy công cụ của trường ĐH Sư Phạm Kỹ Thuật Tp. HCM chưa có. Đề tài này nhằm nghiên cứu phương pháp hớt lưng dao phay modul trên máy tiện vạn năng để có thể chế tạo dao phay modul (đặc biệt là với dao có modul không tiêu chuẩn) trong điều kiện máy móc thiết bị của xưởng trường.

2 Về mặt thực tiễn: Mở rộng khả năng công nghệ của các máy móc thiết bị vạn năng.

1.3 Mục tiêu của đề tài

2 Tìm hiểu cấu tạo, chức năng của dao phay đĩa môđun.

2 Quy trình công nghệ chế tạo và phương pháp gia công mặt sau của dao phay môđun.

2 Thiết kế nguyên lý và đồ gá để thực hiện hớt lưng trên máy tiện vạn năng.

1.4 Cách tiếp cận

Tham khảo tài liệu trong và ngoài nước có liên quan về công nghệ chế tạo dao phay đĩa môđun.

Tham khảo và lựa chọn một máy tiện vạn năng của xưởng máy công cụ trườngthích hợp cho việc nghiên cứu kết cấu,thiết kế động học, động lực họcđồ gá hớt lưng.

1.5 Phương pháp nghiên cứu

1.5.1 Cơ sở phương pháp luận:

Xét về nguyên lý: nghiên cứu, tìm hiểu phương pháp chế tạo dụng cụ cắt gọt (đặc biệt là dao phay đĩa môđun) trong thực tế. Tìm hiểu tài liệu trên sách vở, các cơ sở gia công cơ khí và internet.

1.5.2 Các phương pháp nghiên cứu cụ thể:

2 Trực tiếp thu thập thông tin về dụng cụ cắt, máy công cụ tại xưởng máy công cụ của bộ môn thực hành nghề trường ĐHSPKT Tp.HCM.

2 Nghiên cứu, tìm hiểu về dụng cụ cắt gọt và máy công cụ chuyên dùng để thực hiện hớt lưng dao phay đĩa môđun.

2 Tham khảo tài liệuvề thiết kế máy, thiết kế đồ gá và dụng cụ cắt gọt.

1.6 Đối tượng và phạm vi nghiên cứu

1.6.1 Đối tượng nghiên cứu

2 Phương pháp hớt lưng dao phay trên máy tiện vạn năng.

2 Khả năng đáp ứng của thiết bị đối với nhu cầu của xã hội.

1.6.2 Phạm vi nghiên cứu

2 Đồ gá phục vụ cho việc giảng dạy nội dung “Máy hớt lưng chuyên dùng của môn học Máy cắt kim loại” tại trường ĐH Sư Phạm Kỹ Thuật Tp. HCM.

2 Đồ gá chỉ giới hạn trong phạm vi hớt lưng dao phay đĩa modul.

*CHƯƠNG 2*KHÁI QUÁT VỀ DAO PHAY ĐĨA MÔĐUN VÀ CÔNG NGHỆ GIA CÔNG DAO PHAY ĐĨA MÔDUN

2.1 ĐẶC ĐIỂM, CÔNG DỤNG VÀ PHÂN LOẠI CỦA DAO PHAY ĐĨA MÔĐUN

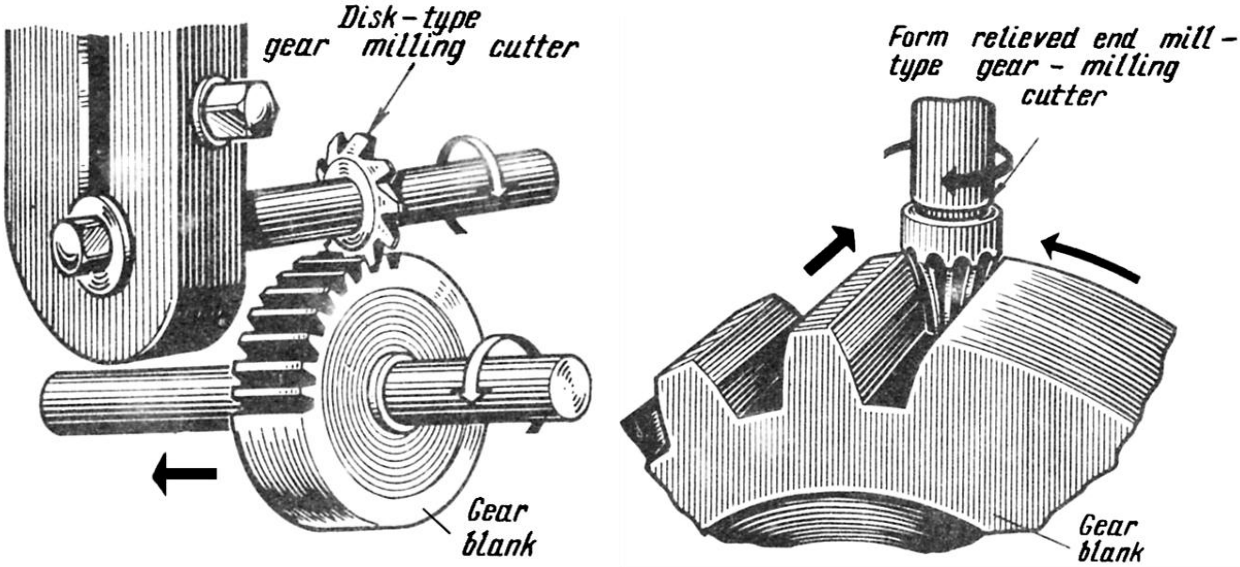
Truyền động bánh răng theo phương pháp ăn khớp được dùng rộng rất rộng rãi trong ngành chế tạo máy. Chất lượng chủ yếu là do độ chính xác chế tạo bánh răng. Quá trình cắt răng là quá trình cắt bỏ lớp kim loại của rãnh giữa hai răng để tạo thành profin của răng. Đảm bảo độ chính xác của răng chủ yếu là đảm bảo độ chính xác của profin răng, độ chính xác của bước răng (khi ăn khớp), độ đồng tâm cao của vòng chia với tâm của bánh răng.

Độ chính xác của bánh răng phụ thuộc vào độ chính xác của dụng cụ cắt, theo phương pháp gia công. Theo cách hình thành profin răng ta có các phương pháp gia công bánh răng:

2 Cắt răng theo phương pháp định hình: ở đây profin răng dụng cụ hay hình chiếu của profin là bản chép lại nguyên hình của profin rãnh giữa các rãnh của bánh răng được gia công. Trong quá trình cắt pofin dụng cụ ở tất cả các điểm đều trùng với profin của rãnh.

2 Cắt răng theo phương pháp bao hình: ở đây profin rãnh của bánh răng được gia công là đường bao của các vị trí khác nhau của lưỡi cắt dụng cụ trong quá trình cắt.

Dao phay đĩa môđun, dao phay ngón môđun là dụng cụ gia công răng theo phương pháp định hình trên máy phay chuyên dùng hay vạn năng có đầu phân độ vạn năng hay đĩa phân độ chuyên dùng, có thể ra công được bánh răng trụ, răng thẳng, răng nghiêng và răng chữ V.



Hình 2.1: Sơ đồ cắt răng bằng dao phay đĩa môđun (a) và dao phay ngón môđun (b)

Trong quá trình gia công có các chuyển động sau:

2 Chuyển động quay tròn của dao là chuyển động cắt chính.

2 Chuyển động quay phân độ của phôi (phân độ gián đoạn).

2 Chuyển động chạy dao do dao hoặc phôi thực hiện (để cắt hết chiều dày bánh răng).

2 Chuyển động để cắt hết chiều sâu của rãnh răng.

2.1.1 Ưu điểm

2 Thao tác đơn giản: có thể thực hiện trên máy phay (vạn năng hoặc chuyên dùng), dùng đầu phân độ vạn năng hoặc đĩa chia độ.

2 Với môđun $m \geq 10$ thì phương pháp này chiếm ưu thế vì khi đó chế tạo các dao theo phương pháp bao hình rất tốn kém; mặt khác với $m \geq 10$ chỉ dùng cho các bộ truyền chịu tải nặng, không yêu cầu độ chính xác cao.

2.1.2 Nhược điểm

2 Năng suất cắt thấp vì quá trình cắt không liên tục (do có chuyển động phân độ), thời gian phụ lớn.

2 Độ chính xác không cao vì:

+ Độ chính xác phân độ không cao.

+ Độ chính xác biên dạng dao không cao.

2.1.3 Phạm vi sử dụng

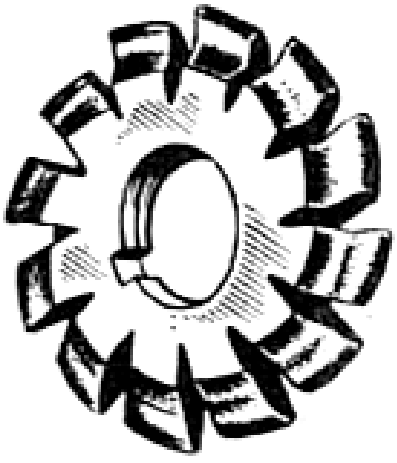
Sử dụng ở dạng sản xuất đơn chiếc, loạt nhỏ, đặc biệt ở dạng sửa chữa khi gia công bánh răng trong các bộ truyền yêu cầu độ chính xác không cao và môđun lớn.

Tuy nhiên, phương pháp định hình đạt được độ chính xác thấp và rất khó khăn trong việc điều chỉnh chính xác vị trí tương đối giữa dao và chi tiết gia công. Theo phương pháp này thì thì răng của dao phải có hình dạng như rãnh răng của bánh răng.Thế nhưng hình dạng rãnh răng thay đổi theo môđun và số răng. Về mặt lý thuyết, để có hình dạng răng chính xác ứng với một môđun và một số răng cần có dụng cụ cắt riêng, nhưng như vậy phải chế tạo rất nhiều dao. Để đảm bảo tính kinh tế, dao phay định hình phải được chế tạo theo bộ: 8, 15 hoặc 26 con với cùng môđun và góc ăn khớp. Mỗi dao được dùng để gia công bánh răng có số răng trong phạm vi nhất định (bảng 1.1).

2.1.4 Phân loại

Theo công dụng dao phay đĩa được chia làm 2 loại: loại cắt thô có profin hình thang và góc trước $\gamma > 0$, loại cắt tinh có profin trùng với biên dạng của rãnh răng và góc trước $\gamma = 0$.

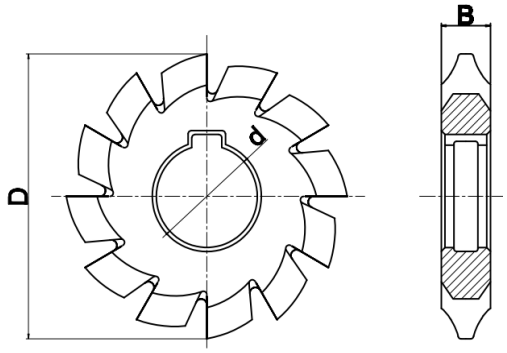
Theo kết cấu có thể chia dao phay đĩa môđun răng liền và răng chắp.



Bảng 2.1: Bộ dao phay với 8, 15 hoặc 26 dao [17]

Bộ 26 dao		Bộ 15 dao		Bộ 8 dao	
Số hiệu dao	Cắt số răng	Số hiệu dao	Cắt số răng	Số hiệu dao	Cắt số răng
1	12	1	12	1	12 ÷ 13
$1^1/_2$	13	$1^1/_2$	13		
2	14	2	14	2	14 ÷ 16
$2^1/_2$	15	$2^1/_2$	15 ÷ 16		
$2^3/_4$	16				
3	17	3	17 ÷ 18	3	17 ÷ 20
$3^1/_4$	18				
$3^1/_2$	19	$3^1/_2$	19 ÷ 20		
$3^3/_4$	20				
4	21	4	21 ÷ 22	4	21 ÷ 25
$4^1/_4$	22				
$4^1/_2$	23	$4^1/_2$	23 ÷ 25		
$4^3/_4$	24 ÷ 25				
5	26 ÷ 27	5	26 ÷ 29	5	26 ÷ 34
$5^1/_4$	28 ÷ 29				
$5^1/_2$	30 ÷ 31	$5^1/_2$	30 ÷ 34		
$5^3/_4$	32 ÷ 34				
6	35 ÷ 37	6	35 ÷ 41	6	35 ÷ 54
$6^1/_4$	38 ÷ 41				
$6^1/_2$	42 ÷ 46	$6^1/_2$	42 ÷ 54		
$6^3/_4$	47 ÷ 54				
7	55 ÷ 65	7	55 ÷ 79	7	55 ÷ 134
$7^1/_4$	66 ÷ 79				
$7^1/_2$	80 ÷ 102	$7^1/_2$	80 ÷ 134		
$7^3/_4$	103 ÷ 134				
8	135 ÷ ∞	8	135 ÷ ∞	8	135 ÷ ∞

Bảng 2.2: Các kích thước của dao phay đĩa môđun, mm



Môđun	D	d	Z	B
1,125-1,375	50	19	14	4-5,5
1,5-1,75	55	22	14	5-7
2-2,25	63	22	12	6-8,5
2,5-2,75	70	22	12	7,5-10,5
3-3,75	80	27	12	9-14
4-4,5	90	27	12	11,5-16,5
5-5,5	100	27	12	14,5-20
6-7	110	32	10	17-24,5
8-9	125	32	10	22-28
10-11	140	40	10	27-37
12-14	160	40	10	32-47
16	180	50	10	42-53
Chú thích: Trị số B lớn lấy cho số hiệu dao bé				

2.2 VẬT LIỆU CHẾ TẠO DAO

Việc chọn vật liệu làm dao là vấn đề quan trọng, quyết định đến chất lượng và giá thành của dụng cụ cắt. Vật liệu thường dùng để chế tạo dụng cụ cắt răng thường là các loại thép gió và các loại hợp kim cứng. Đối với việc cắt gọt thông thường thì dùng các loại thép gió mác P18, P12. Chọn vật liệu để chế tạo dao phay đĩa môđun là thép gió mác P18 (theo TCVN: 80W18Cr4VMo), có các thành phần hóa học và tính chất cơ lý [6] như sau:

Bảng 2.3: Thành phần hóa học, các tính chất cơ lý của thép gió P18

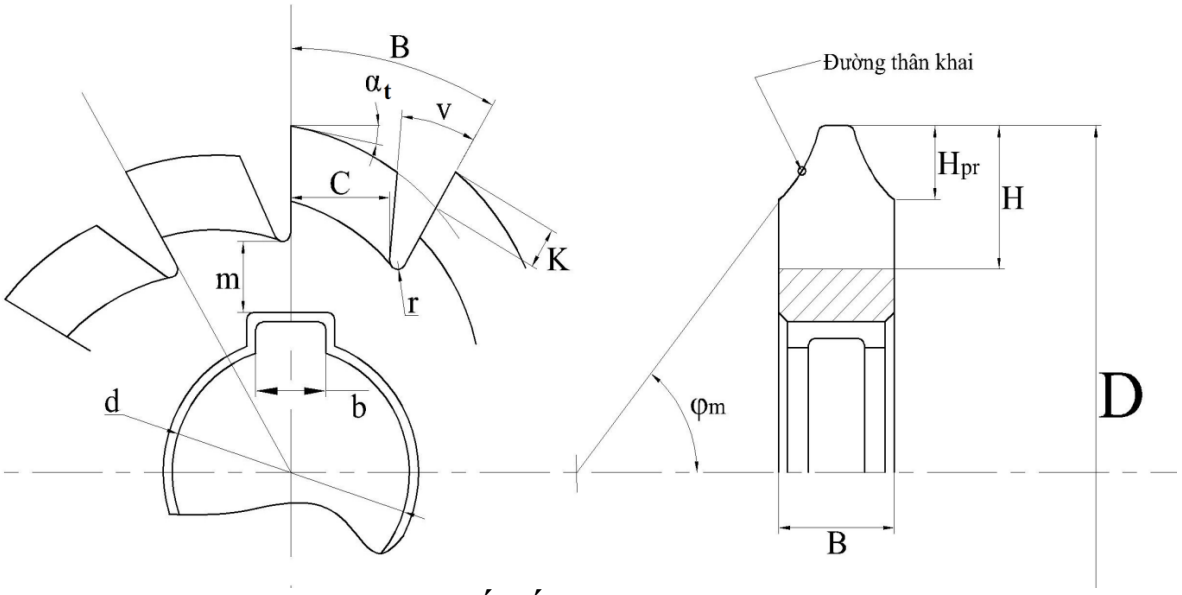
Mác thép	Thành phần các nguyên tố						Độ cứng HB ở trạng thái đã ủ, không lớn hơn	Độ cứng HRC ở trạng thái tôi, không nhỏ hơn
	C	Cr	W	Mo	V	Co		
P18	0.7-0.8	3.8-4.4	17.0-18.5	≤ 1.0	1.0-1.4	-	235	62

Mác thép	σ_u, MPa	a_k.10, H.M/CM^2	Tỉ trọng γ. g/cm^2	Độ bền nóng đỏ ^oC không nhỏ hơn	Tính dễ mài	Xu hướng quá nhiệt	Xu hướng khử cacbon	Ghi chú
	ở trạng thái đã tôi							
P18	2900-3100	3.0	8.1	620	Tốt	Không	Trung bình	ГОСТ 19265-72

Giới hạn bền kéo [18]: σ_b = 650-880 MPa, ở đây ta chọn σ_b =880 Mpa.

2.3 TÍNH TOÁN KẾT CẤU DAO PHAY ĐĨA MÔĐUN

2.3.1 Tính profin thân khai của lưỡi cắt



Hình 2.2: Kết cấu dao phay đĩa môđun

Dao phay đĩa môđun thực chất là dao phay định hình hớt lưng để gia công rãnh có profin thân khai, trong trường hợp góc trước γ=0 thì biên dạng lưỡi cắt trùng với biên dạng rãnh răng của bánh răng cần gia công. Để chế tạo dao phay đĩa môđun cần phải tính toán xác định được profin lưỡi cắt, profin dạng khởi thủy (dạng tròn xoay khi chưa phay rãnh, hớt lựng và mài sắc).

Tính toán kết cấu dao cho phay đĩa môđun có m=2, dao số 6 để cắt bánh răng có số răng từ Z =35 ÷ 54 (răng).

Các kích thước của dao: D= 63, d = 22, Z = 12, B = 7.

Ta tính các thông số của bánh răng được cắt có z=35.

- Bán kính vòng chia: $r = \frac{m.z}{2} = \frac{2.35}{2} = 35$

- Bán kính vòng đỉnh răng: $r_a = r + m = 35 + 2 = 37$

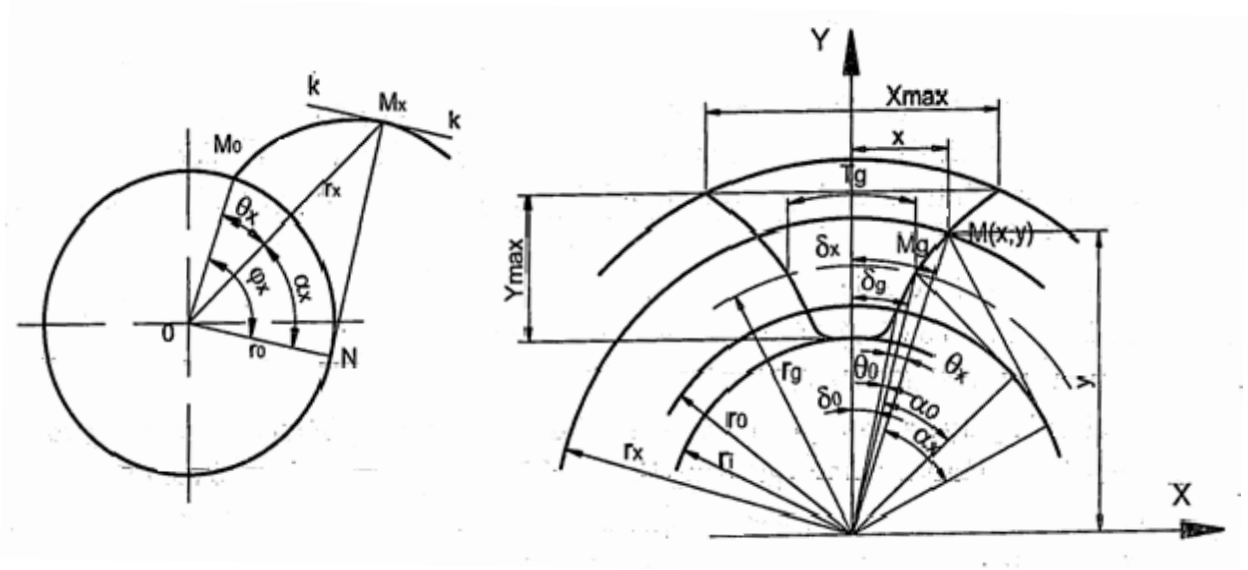
- Bán kính vòng đáy răng: $r_f = r - \frac{2,5}{2}.m = 32,5$

- Bán kính vòng tròn cơ sở: $r_o = r.\cos\alpha = 35.\cos 20^o = 32,89$

α là góc ăn khớp, $\alpha = 20^o$

Phương trình của đường thân khai trong hệ tọa độ độc cực [17]là:

$$r_x = \frac{r_0}{\cos\alpha_x}$$



Hình 2.3: Sơ đồ tính biên dạng lưỡi cắt dao phay đĩa môđun

Trong đó: r_x ⎫ bán kính vectơ tại một điểm bất kỳ trên đường thân khai.

r_o ⎭

α_x ⎫ góc áp lực.

θ_x ⎭ góc thân khai.

Gắn hệ trục tọa độ XOY có gốc O trùng với tâm bánh răng, trục OY trùng với trục đối xứng của rãnh răng, xác định tọa độ của điểm M(x;y) bất kỳ trên biên dạng của lưỡi cắt, nối các điểm tính toán với nhau sẽ xác định được biên dạng của lưỡi cắt.

Trên hình 1.2 ta có:

$x = r_x.\sin\delta_x$

$y = r_x.\cos\delta_x$

Trong đó: $\delta_x = \delta_0 + \theta_x = \delta_g + \theta_x - \theta_0$

Ta có: $\theta_x = \text{inv}\alpha_x, \theta_o = \text{inv}\alpha_o$

Mà $\delta_g = \dfrac{S}{2r_g}$

$S = \dfrac{p}{2} = \dfrac{\pi.m}{2}$

(p: bước răng)

Vậy $\delta_g = \dfrac{\pi.m}{4.r_g} = \dfrac{\pi.m}{2.D_g} = \dfrac{\pi}{2.z}$

(z là số răng)

Do đó: $\delta_x = \dfrac{\pi}{2.z} + \text{inv}\alpha_x - \text{inv}\alpha_0$

Trong đó: $\cos\alpha_x = \frac{r_0}{r_x} \Rightarrow \alpha_x = \arccos\alpha_x$

α_o= 20° ⌉ góc ăn khớp bánh răng trên vòng chia (đối với bánh răng tiêu chuẩn).

Góc α thay đổi theo biên dạng thân khai.

Chiều cao profin: h = $r_a - r_f$ = 37 – 32,5 = 4,5

Prôfin của bánh răng được xác định khi cho r_x biến từ r_o đến bán kính lớn nhất của răng r_a. Theo lý thuyết thì số điểm càng nhiều thì độ chính xác của prôfin càng cao. Với h = 4,5 ta chọn khoảng cách giữa 2 điểm là 0,5 để tính toán biên dạng của răng. Tọa độ các điểm được tính theo công thức sau:

$$\cos\alpha_x = \frac{r_0}{r_x}$$

$$\theta_x = \text{inv}\alpha_x = \tan\alpha_x - \alpha_x$$

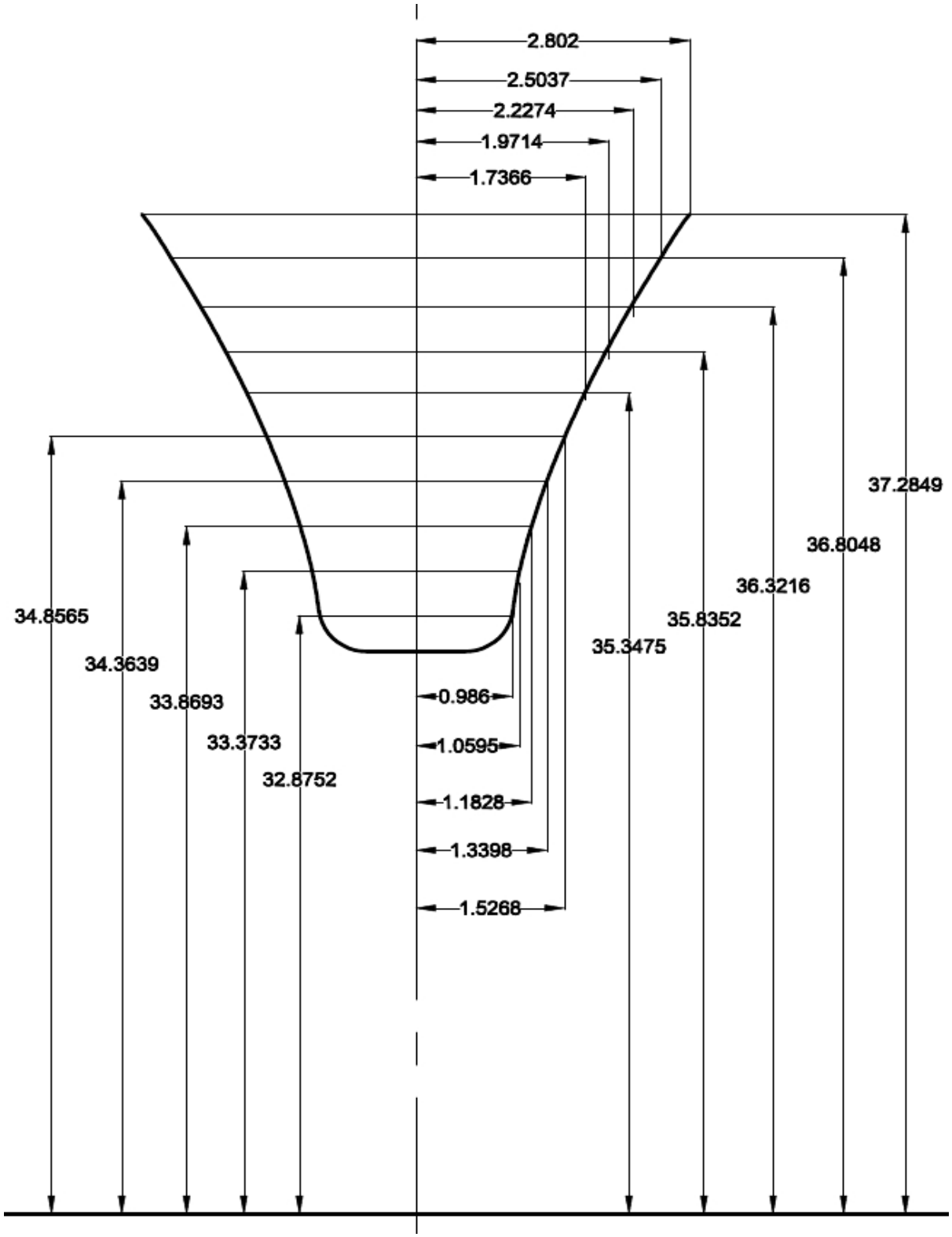
$$\delta_x = \frac{\pi}{2.z} + \text{inv}\alpha_x - \text{inv}\alpha_0$$

$x = r_x.\sin\delta_x$

$y = r_x.\cos\delta_x$

Kết quả tính toán:

STT	r_x	θ_x	δ_x	$\sin\delta_x$	$\cos\delta_x$	x	y
1	32,89	0^o	$1^o43'04''$	0,02998	0,99955	0,986	32,8752
2	33,39	$0^{o0}6'02''$	$1^o49'06''$	0,03173	0,9995	1,0595	33,3733
3	33,89	$0^o16'57''$	$2^o00'01''$	0,0349	0,99939	1,1828	33,8693
4	34,39	$0^o30'56''$	$2^o13'59''$	0,03896	0,99924	1,3398	34,3639
5	34,89	$0^o47'26''$	$2^o30'30''$	0,04376	0,99904	1,5268	34,8565
6	35,39	$1^o05'42''$	$2^o48'46''$	0,04907	0,9988	1,7366	35,3475
7	35,89	$1^o25'51''$	$3^o08'55''$	0,05493	0,99849	1,9714	35,8358
8	36,39	$1^o47'36''$	$3^o30'34''$	0,06121	0,99812	2,2274	36,3216
9	36,89	$2^o10'26''$	$3^o53'30''$	0,06787	0,99769	2,5037	36,8048
10	37,39	$2^o34'49''$	$4^o17'52''$	0,07494	0,99719	2,802	37,2849



Hình 2.4: Sơ đồ tọa độ các điểm trên biên dạng răng

2.3.2 Tính toán đường cong hớt lưng trên dao

Đường cong hớt lưng là một phần của đưởng xoắn Acsimet nhằm tạo ra góc sau của dao cắt, vì vậy lưỡi cắt của dao tiện hớt lưng phải chuyển động theo đường xoắn acsimet.

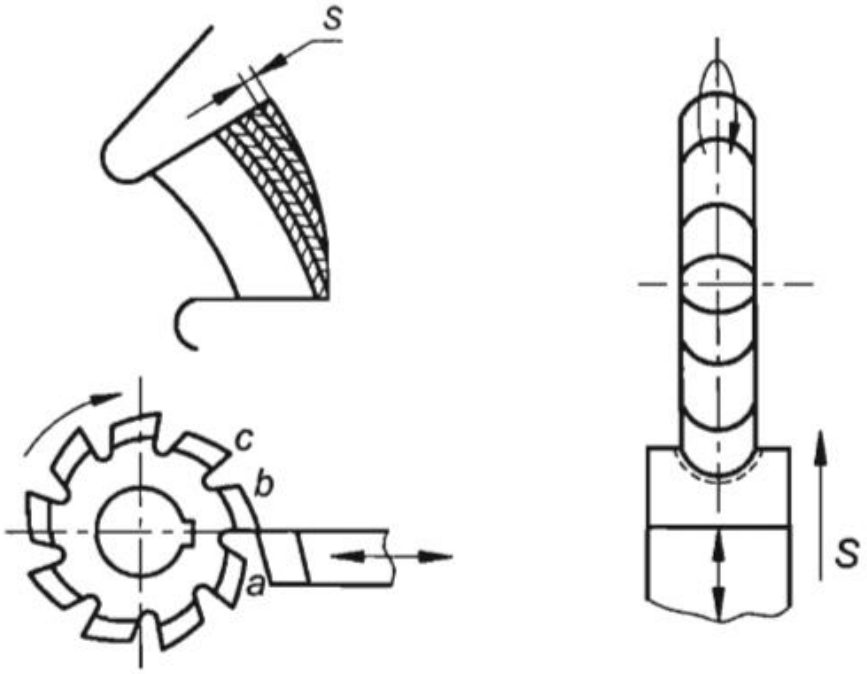
Phương trình của đường xoắn acsimet: $\rho = A.\theta$ (2.1)

Trong đó: ρ – bán kính (tọa độ cực)

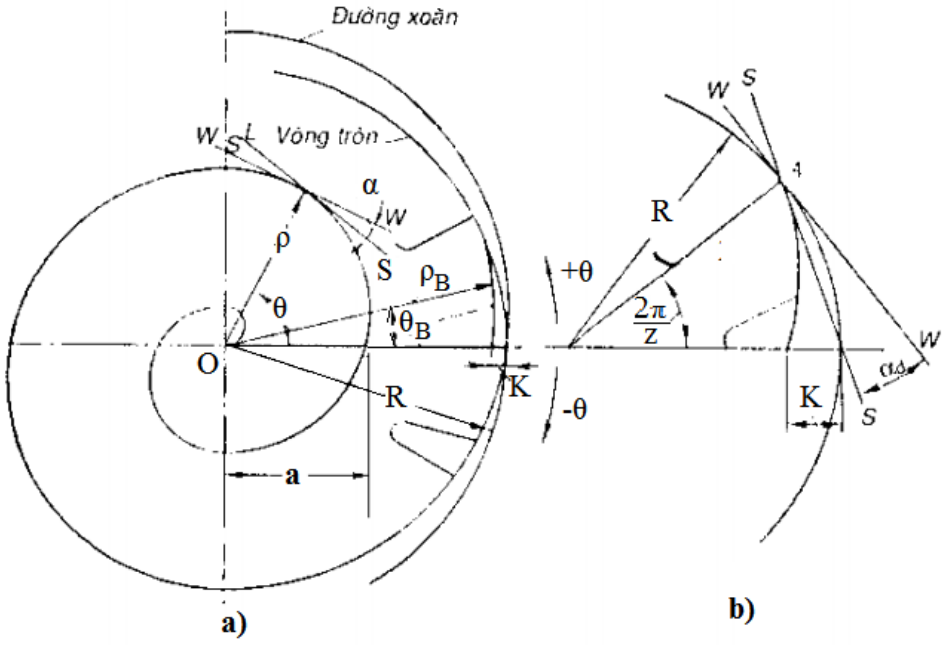
θ – góc quay

A – hệ số

Để tạo ra đường xoắn Acsimet cần phải phối hợp 2 chuyển động: chuyển động quay đều và chuyển động tịnh tiến đều, trong đó phôi quay đều còn dao tiện tịnh tiến đều.



Hình 2.5: Chuyển động tạo hình đường xoắn Acsimet



Hình 2.6: Đường cong hớt lưng đường xoắn Acsimet

Theo [13] và từ phương trình (2.1), khi góc $\theta = 2\pi$, nếu bán kính vectơ ρ = a thì $b=\frac{a}{2\pi}$ và phương trình đường xoắn có thể viết dưới dạng:

$$\rho = \frac{a}{2\pi}\theta$$

Đối với một răng dao phay, phương trình đường xoắn Acsimet ở đỉnh răng có thể viết dưới dạng [13]:

$$\rho = R - \frac{a}{2\pi}.\theta$$

a- Lượng nâng của đường acsimet.

Khi đã có profin lưỡi cắt người ta chế tạo hình tròn xoay có profin chứa trục của dao trùng với profin lưỡi cắt, tiếp theo phay rãnh thoát phoi (tức là mặt trước của răng dao) với góc rãnh $v=(22\div25)^o$. Để tạo góc sau răng dao người ta tiến hành hớt lưng với lượng hớt lưng [13]:

$$K=\frac{\pi.D}{Z}.\tan\alpha_t$$

Trong đó: K – lượng nâng của đường xoắn ứng với một răng và được gọi là lượng hớt lưng.

D – đường kính đỉnh răng dao, D = 63

Z – số răng dao, Z = 12

α_t – góc sau ở đỉnh răng dao, thường lấy $\alpha_t = (8\div10)^o$[15]

Ta lấy $\alpha_t = 10^o$, để tạo thành góc sau ta tiến hành hớt lưng hướng kính theo đường acsimet với lượng hớt lưng : $K=\frac{\pi.63}{22}.\tan10^o$ = 2,908 chọn K = 3 mm.

Sau khi đã có lượng hớt lưng K ta tính được lượng nâng của đường Acsimet:

a = K.Z = 3.12 = 36 mm

Đường xoắn acsimet tại đỉnh răng có phương trình dạng [13]:

$$\rho = R - \frac{a}{2\pi}.\theta$$

Trong đó: R là bán kínhlớn nhất của dao phay, R=D/2=63/2=31,5 mm

Thay các thông số vào, ta được: $\rho = 31,5 - \frac{36}{2\pi}.\theta = 31,5 - \frac{18}{\pi}.\theta$

Theo [13] thì đối với cam Acsimet thì trị số lượng nâng của cam bằng lượng hớt lưng của đường cong hớt lưng của đường cong hớt lưng răng dao phay. Kích thước của cam đường xoắn Acsimet không phụ thuộc vào đường kính dao phay và được xác định bằng trị số hớt lưng K.

2.4 QUY TRÌNH CÔNG NGHỆ CHẾ TẠO DAO PHAY ĐĨA MÔĐUN

Trong sản xuất hàng loạt thì phôi thép gió để chế tạo dao là phôi cán dạng thanh tròn,quy trình công nghệ chế tạo bao gồm các nguyên công sau [4]:

1. Cắt phôi.
2. Rèn phôi.
3. Ủ phôi.
4. Làm sạch phôi trong tang quay.
5. Tiện mặt đầu (để lại lượng dư mài), khoan lỗ, tiện lỗ (để lại lượng dư doa và mài), vát mép, tiện thô mặt ngoài.
6. Tiện mặt đầu còn lại (để lại lượng dư mài), vát mép lỗ, tiện thô phần mặt còn lại.
7. Mài thô hai mặt đầu trên máy mài phẳng.
8. Khử từ.
9. Xọc hoặc chuốt rãnh then.
10. Tiện profin răng.
11. Phay rãnh chứa phoi.
12. Làm sạch bavia sau khi phay.
13. Tiện hớt lưng răng.
14. Đóng nhãn.
15. Kiểm tra trung gian.
16. Nhiệt luyện.
17. Làm sạch sau nhiệt luyện bằng phun bi.
18. Mài một mặt đầu trên máy mài phẳng.
19. Mài mặt đầu còn lại trên máy mài phẳng.
20. Khử từ.
21. Mài lỗ.
22. Mài sắc mặt trước của dao.
23. Tổng kiểm tra các kích thước.
24. Cắt thử.
25. Bao gói.

CHƯƠNG 3

NGUYÊN LÝ HỚT LƯNG VÀ MÁY HỚT LƯNG K96

3.1 NGUYÊN LÝ HỚT LƯNG

Yêu cầu đối với dao phay là cần phải có biên dạng như thế nào để khi mài mặt trước (sửa lại mặt cắt khi bị mòn) hình dáng của dao vẫn không thay đổi.Do đó, mặt sau của dao (bề mặt cần phải gia công hớt lưng) cần phải là một đường cong để tất cả mọi góc do đường bán kính và tiếp tuyến tạo thành ở mọi điểm trên đường cong phải là góc không đổi (α = const). Đường cong có đặc điểm đó là đường cong lôgarit $y = A^{e\varphi}$.

Để thực hiện đường cong lôgarit, chuyển động vòng Q_1 của phôi và chuyển động tịnh tiến T của dao không thể là chuyển động đều. Do đó, kết cấu của máy sẽ phức tạp.Trên thực tế, người ta thay đường xoắn lôgarit bằng đường xoắn arsimet y = Aφ. Góc α của đường arsimet tuy không phải là một hằng số(sai số khoảng 1^o), nhưng vì chuyển động Q_1 và T để tạo thành đường xoắn arsimet là chuyển động đều nên cơ cấu máy dễ giải quyết hơn.

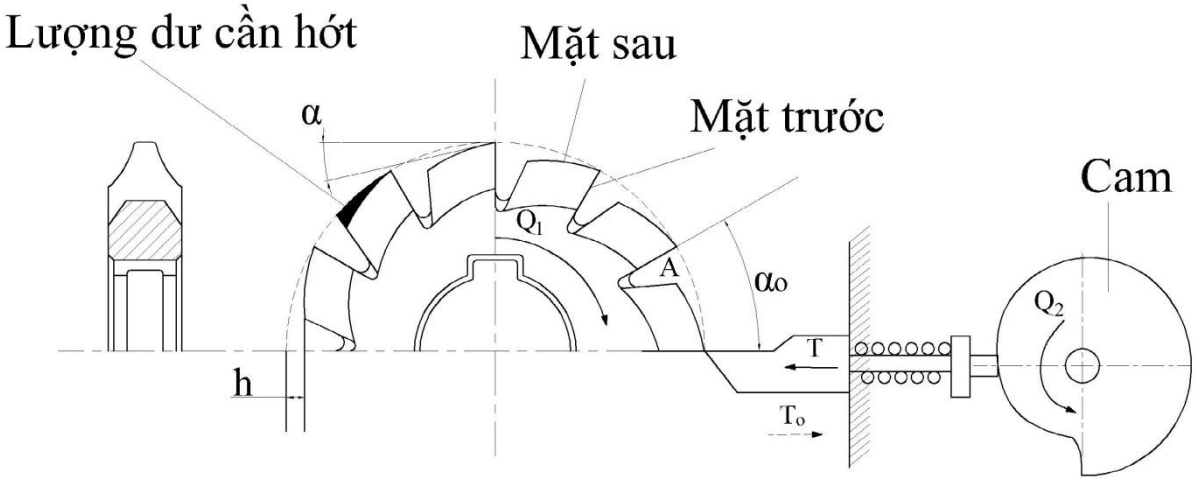
Máy hớt lưng có hai loại:

- Máy hớt lưng đơn giản: loại này không có cơ cấu chạy dao dọc tự động,chỉ dùng để hớt lưng dao phay đĩa.

- Máy hớt lưng vạn năng: có cơ cấu vi sai, nó có thể hớt lưng bất kỳ một loại dao nào có răng thẳng và răng xoắn, đồng thời có thể sử dụng như một máy tiện ren vít vạn năng. Trên máy hớt lưng vạn năng cũng có thể lắp đá mài hớt lưng để hớt lưng sau khi tôi.

Sau đây là nguyên lý hớt lưng của một vài loại dao phay

3.1.1 Hớt lưng dao phay đĩa môđun

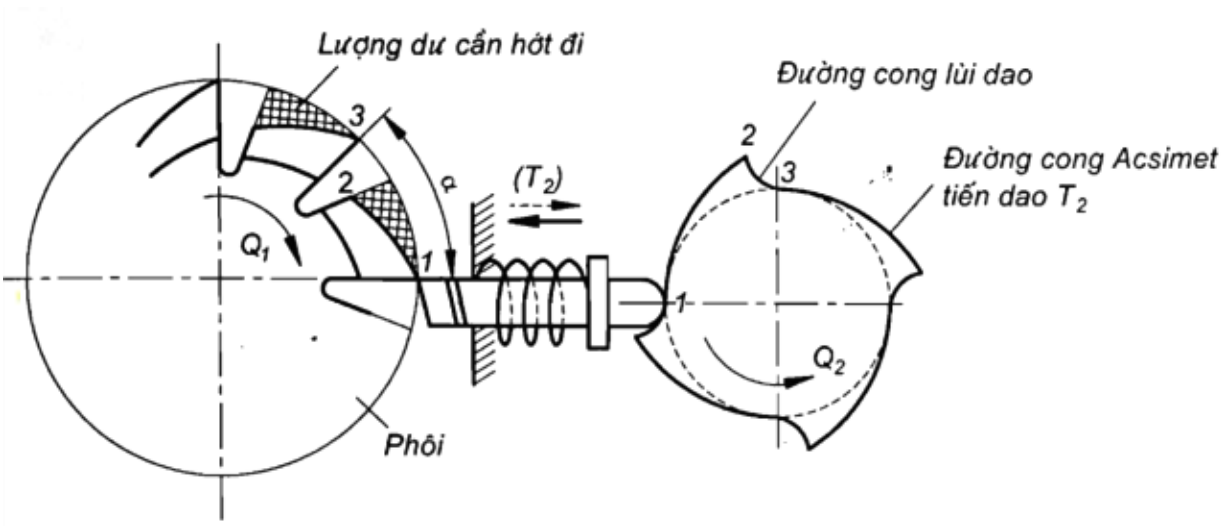


Hình 3.1: Sơ đồ gia công mặt sau dao phay

Dao phay đĩa môđun trước khi gia công hớt lưng đã có dạng như ở hình 1: mặt trước đã phay xong, mặt sau chưa gia công, còn những cung tròn.

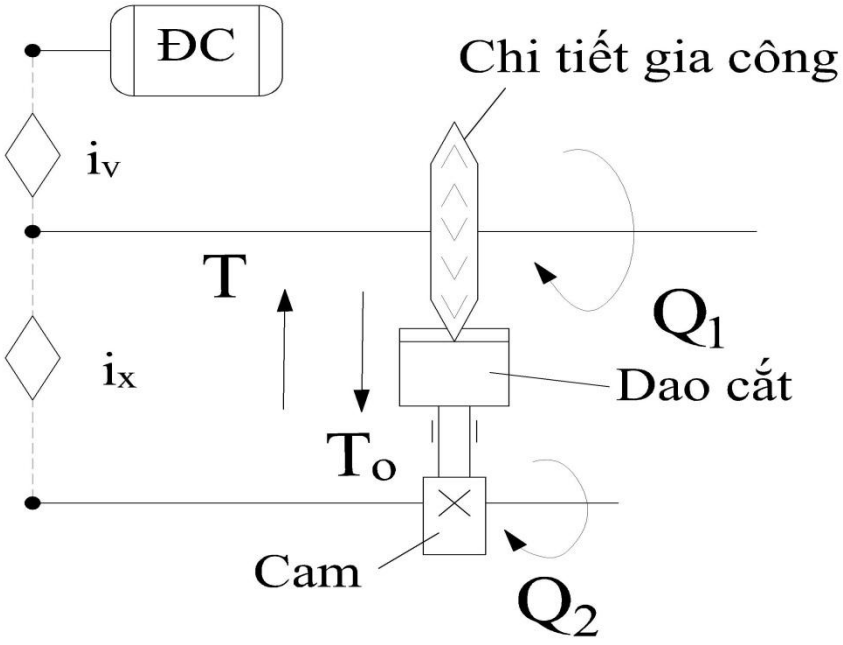
Để thực hiện tiện hớt lưng cần phải có sự phối hợp của 2 chuyển động,đó là chuyển động quay của phôi và chuyển động tịnh tiến đều của dao tiện.Phôi quay Q_1 một góc φ dao tiện hớt lưng tịnh tiến vào hớt lưng theo đường cong Acsimet rồi lùi dao nhanh ra.Chuyển động tịnh tiến đều T_2 của dao được thực hiện bởi cam có chuyển động quay Q_2. Chuyển động quay Q_2 của dao có liên hệ với chuyển động quay Q_1 của phôi như sau: phôi quay được 3/4 góc $\alpha=360^0/Z$ (với Z là số răng của dao phay modul) thì dao tiện hớt lưng tiến vào,sau đó phôi quay tiếp ¼ góc α thì dao tiện hớt lưng lùi nhanh ra vị trí ngoài cùng nhờ tác dụng của lò xo.Nếu cam có K lần nâng và phôi có Z răng thì giữa chúng có mối liên hệ sau :

Phôi quay 1/Z vòng → Cam quay 1/K vòng



Hình 3.2: Sơ đồ nguyên lý chuyển động của máy tiện khi hớt lưng dao phay modul

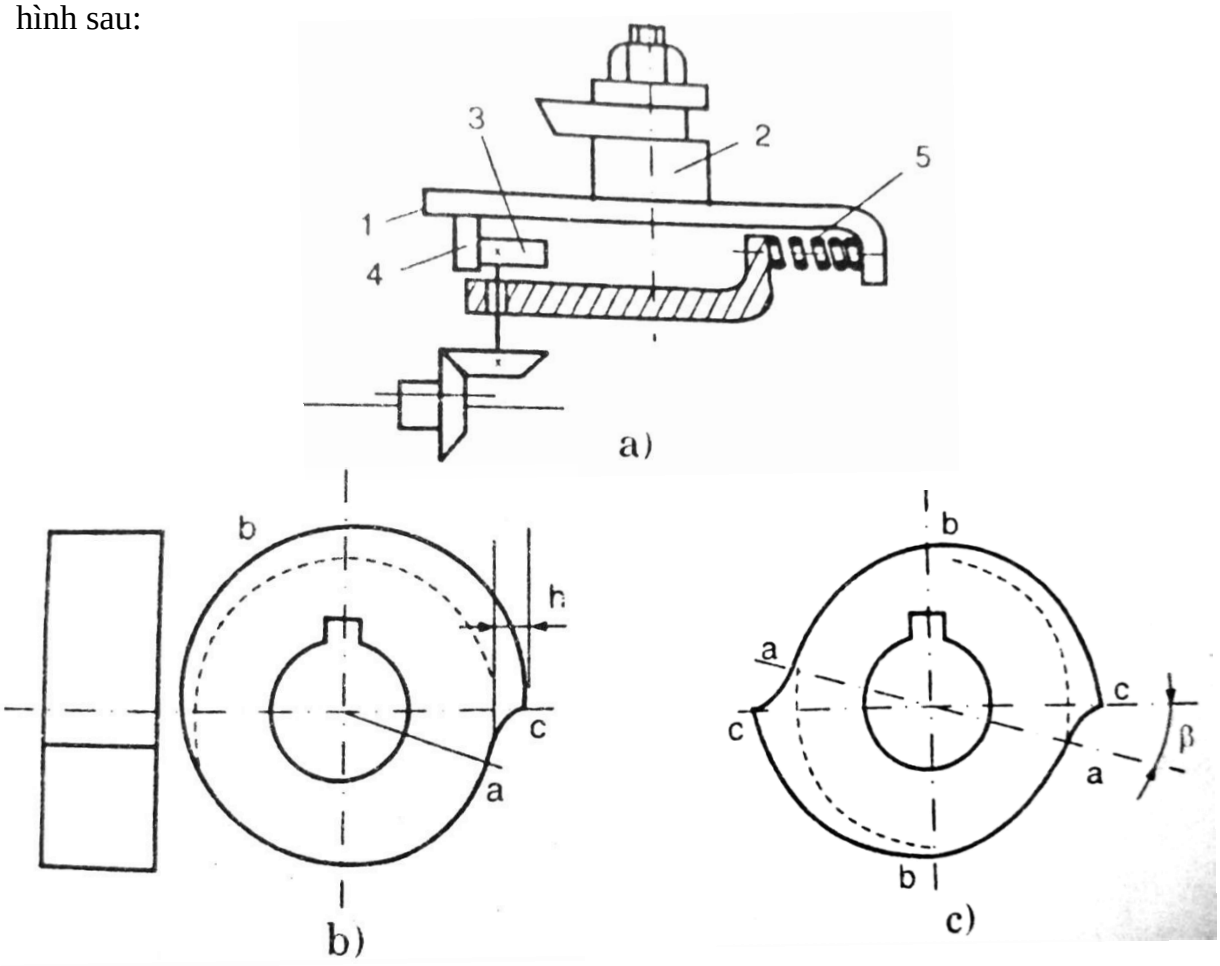
Để thực hiện những chuyển động đó, máy hớt lưng cần phải có sơ đồ kết cấu đông học như sau:



Hình 3.3: Sơ kết cấu động học máy tiện hớt lưng đơn giản

Ở đây không cần chuyển đông chạy dao. Cấu tạo chuyển động của máy gồm có nhóm chuyển động chấp hành Q_1T và chuyển động phân độ Q_1.

Cơ cấu để thực hiện chuyển động tịnh tiến của máy hớt lưng được trình bày ở hình sau:



Hình 3.4: Cơ cấu thực hiện chuyển động tịnh tiến của máy hớt lưng

Trên bàn 1 có đặt bàn dao có thể quay tròn 2. Do đó, dao tiện hớt lưng có thể điều chỉnh song song hoặc thẳng góc với trục của phôi. Cam 3 đảm bảo cho bàn 1 chuyển động tịnh tiến (hoặc lùi) nhờ có chốt 4 và lò xo 5. Lò xo 5 luôn đẩy bàn dao thực hiện chuyển động lùi. Chuyển động của cam 3 do cặp bánh răng côn truyền từ một trục khác. Cam có thể thay thế tùy theo độ cao hớt lưng và có hình dáng như hình 3.4b.

Đoạn cong abc của cam thực hiện chuyển động tiến dao T, còn đoạn cong ca thực hiện chuyển động lùi dao T_o. Đường cong của cam là đường cong acsimet, để cho chuyển động T có vận tốc đều. Độ nâng h bằng với chiều sâu hớt lưng và cam được chế tạo với những độ nâng khác nhau để có thể thay thế được.

Để giảm vận tốc quay tròn của cam, trên một cam người ta làm nhiều đường công tác. Hình 3.4c là cam có hai đường công tác, tức là có hai hành trình tiến dao và lùi dao khi cam quay 1 vòng. Số đường công tác có thể đến 4.

Để gia công những dao phay có rãnh phoi A lớn (hình 3.1), góc β của cam cần làm lớn hơn. Như thế, ta có thể kéo dài thời gian lùi dao, giảm bớt lực chấn động khi thay đổi hành trình một cách đột ngột.

Góc β có thể từ $12 \div 45°$ và độ nâng của cam h = $0,25 \div 30$ mm. Nếu như phôi cần gia công z răng, cam có k lần tiến dao (tức là k đường cong công tác), thì công thức điều chỉnh để hớt lưng dao phay đĩa môđun phải đảm bảo: phôi quay 1 vòng, cam quay z/k vòng, tức là:

$$1v.i_{tt} = \frac{z}{k} \text{ vòng cam}$$

$$i_{tt} = \frac{z}{k}$$

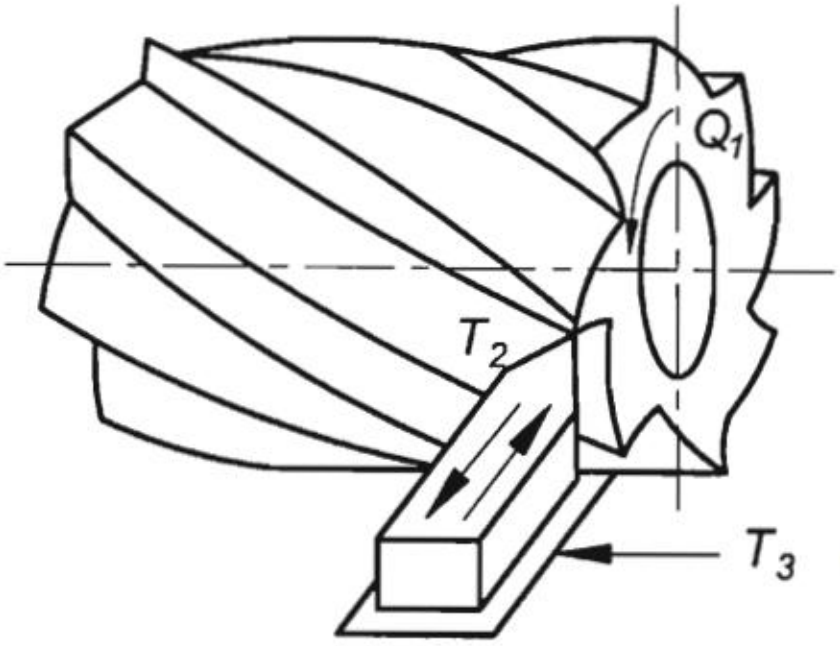
Nếu cam chỉ có một lần tiến dao thì $i_{tt} = z$.

3.1.2 Hớt lưng dao phay lăn hình trụ có đường răng xoắn

Trên hình 3.5 trình bày sơ đồ nguyên lý các chuyển động khi tiện hớt lưng dao phay lăn trụ. Quá trình tiện hớt lưng dao phay lăn trụ có các chuyển động sau:

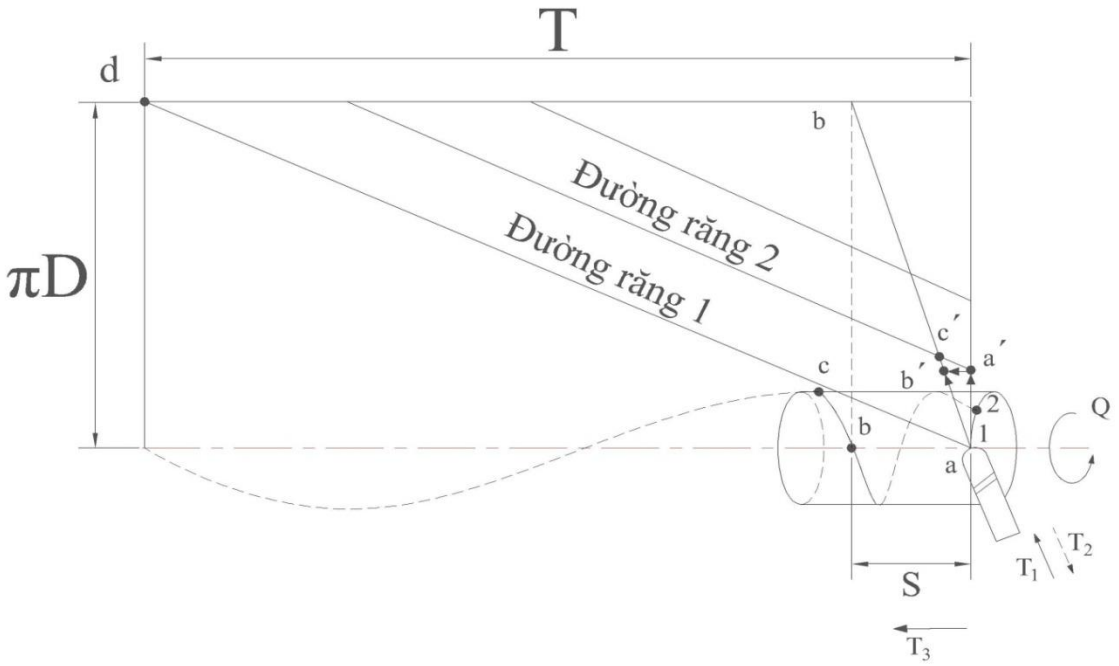
- Phôi quay Q_1, dao tịnh tiến khứ hồi T_2 như trường hợp hớt lưng dao phay đĩa môđun.

- Để hớt lưng hết chiều dai của đường răng xoắn thì dao tiện có thêm chuyển động chạy dao dọc T_3 (s) như khi tiện trơn.



Hình 3.5: Sơ đồ nguyên lý các chuyển động khi tiện hớt lưng dao phay lăn trụ

Khi hớt lưng những loại dao phay có đường răng xoắn, ngoài việc thực hiện chuyển động hớt lưng, dao hớt lưng còn phải thực hiện lượng tiến dao dọc. Giữa chuyển động vòng của chi tiết gia công và chuyển động hớt lưng có mối quan hệ chặt chẽ phụ thuộc vào số đường răng trên chi tiết gia công. Ta xét mối quan hệ giữa số vòng quay của chi tiết gia công và của cam thực hiện chuyển động hớt lưng trong trường hợp sau:



Hình 3.6: Sơ đồ khai triển dao phay răng xoắn

Để thực hiện hớt lưng răng xoắn của dao phay lăn hình trụ máy cần thực hiện chuyển động vòng Q, chuyển động đi về T_1T_2 để thực hiện hớt lưng và chuyển động T_3 để tạo nên răng xoắn có bước ren là T. Chu trình hớt lưng từ răng này sang răng khác, ví dụ từ răng 1 sang răng 2 được thực hiện như sau:

- Dao tịnh tiến T_1 tương ứng đoạn $\overline{aa'}$.

- Dao tịnh tiến dọc T_3 tương ứng với đoạn $\overline{a'b'}$.

Tổng hợp hai chuyển động này dao đi được $\overline{ab'}=\overline{aa'}+\overline{a'b'}$. Như thế, dao chỉ đi được đến điểm b’ mà chưa đến điểm c’ trên đường răng 2. Do đó, dao cần phải đi thêm một đoạn $\overline{b'c'}$ để hoàn thành chu trình hớt lưng một răng. Cứ chuyển từ răng này sang răng khác, dao đều phải đi thêm một đoạn b’c’ cho đến khi gia công toàn bộ các rãnh răng tương ứng với độ tiến dọc s, dao phải đi thêm một đoạn dài $\overline{bc}=\sum b'c'$. Như thế: khi phôi quay 1 vòng, dao tịnh tiến một bước s từ a đến b, nhưng chưa trở về đường xoắn cũ, tức là điểm c. Do đó nó không bảo đảm sự phối hợp: khi phôi quay 1 vòng $\Rightarrow$ cam phải quay z/k vòng. Vì thế, ngoài những chuyển động trên, máy cần phải thêm một chuyển động phụ nữa (thêm hoặc bớt) để dao có thể hớt lưng đến điểm c. Chuyển động phụ đó là chuyển động vi sai.

Để dao có thể cắt đến điểm c,ta có hai khả năng tạo thành kết cấu động học của máy:

2 Cho phôi quay quá 1 vòng $\Rightarrow$ cam quay z/k vòng.Trong trường hợp này phải thêm một cơ cấu vi sai vào xích quay phôi. Kết cấu máy sẽ phức tạp.

2 Cho phôi quay 1 vòng $\Rightarrow$ cam quay $(z - z_b)/k$ vòng. Tức là ta giảm số vòng quay của cam, vì phôi quay 1 vòng, dao chưa cắt hết z răng, mà chỉ hớt được $z - z_b$ răng (ở đây z_b là số răng có từ điểm b đến điểm c)

Số răng z_b được xác định như sau:

Nếu dao hớt z răng, thì đi được một đoạn đường từ a $\Rightarrow$ c = $\overline{ab}+\overline{bc}$.

Nếu dao hớt z_b răng, thì đi được đoạn đường $\overline{bc}$.

$$\frac{z}{z_b}=\frac{\overline{ab}+\overline{bc}}{\overline{bc}}=1+\frac{\overline{ab}}{\overline{bc}} \qquad (1.1)$$

Từ tam giác đồng dạng $\Delta abc \approx \Delta abd$ của hình triển khai ta có:

$$\frac{\overline{ab}}{T\text{-}s}=\frac{\overline{bc}}{s}$$

ở đây T là bước ren của răng xoắn.

$$\frac{\overline{ab}}{\overline{bc}}=\frac{T\text{-}s}{s}$$

Thay đẳng thức này vào công thức (1.1), ta có:

$$\frac{z}{z_b}=1+\frac{T\text{-}s}{s}=1\text{-}1+\frac{T}{s}$$

Từ đây: $z_b=\frac{s}{T}z$

Nếu hớt răng xoắn trái, tương tự như thế ta có: $z_b=\text{-}\frac{s}{T}z$

Nói một cách tổng quát: khi phôi quay 1 vòng, dao hớt lưng gia công được: $z\pm z_b=z\pm\frac{s}{T}z=z(1\pm\frac{s}{T})$ răng, tức là cam phải quay $\frac{z}{k}(1\pm\frac{s}{T})$ vòng.

Nói cách khác: 1 vòng quay của phôi $\Rightarrow \frac{z}{k}\left(1\pm\frac{s}{T}\right)$ vòng quay của cam.

ở đây: dấu "-" là xoắn phải và "+" là xoắn trái.

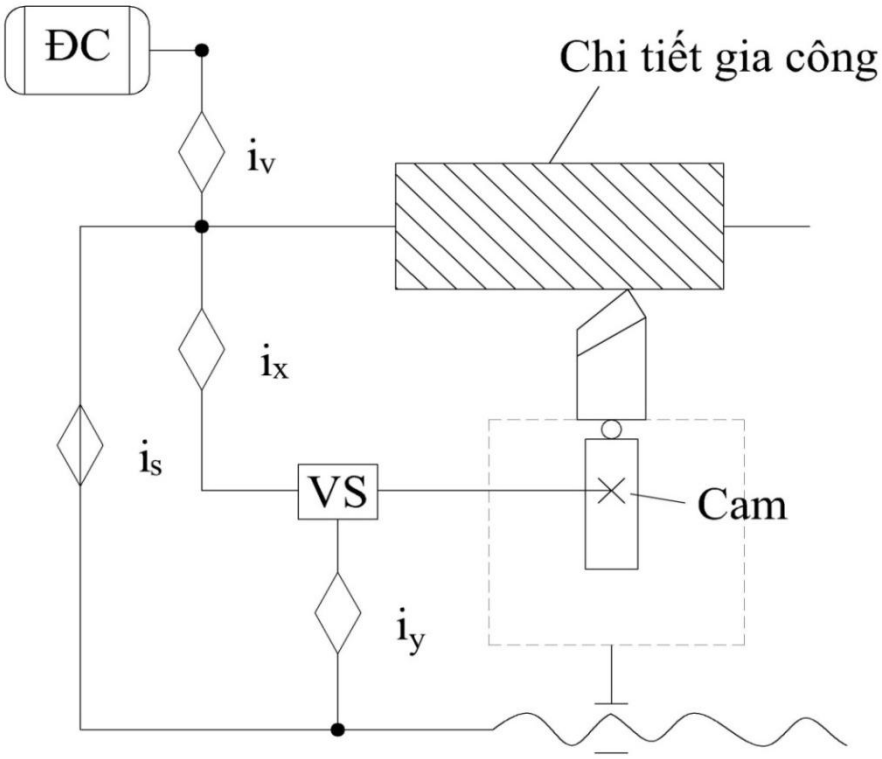
Để thực hiện chuyển động phụ (thêm hoặc bớt), kết cấu động học của máy được thực hiện như sau:

Để thực hiện: 1 vòng quay của phôi $\Rightarrow \frac{z}{k}\left(1\pm\frac{s}{T}\right)$ vòng quay của cam, truyền động đến cam chia làm 2 xích:

- Một xích phải đảm bảo: 1 vòng quay của phôi $\Rightarrow$ z/k vòng quay của cam (tức là hớt xong z răng). Đây là xích có cơ cấu điều chỉnh i_x.

- Một xích phải đảm bảo: 1 vòng quay của phôi, tức là một bước tịnh tiến s của dao $\Rightarrow \pm\frac{z}{k}.\frac{s}{T}=\pm\frac{z_b}{k}$ số vòng quay phụ thêm của cam.

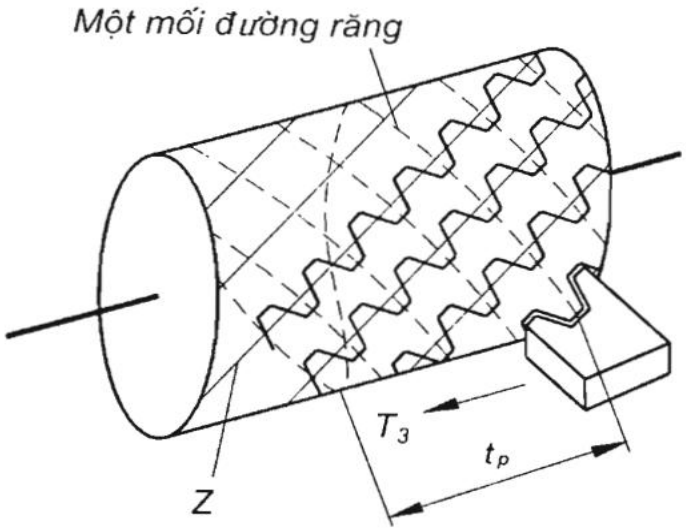
Đây là xích vi sai có cơ cấu điều chỉnh i_y.



Hình 3.7:Sơ đồ kết cấu động học máy hớt lưng vạn năng

3.1.3 Hớt lưng dao phay trục vít

Dao phay lăn trục vít dùng để gia công bánh răng và bánh vít.Nó có Z đường rãnh răng tương tự như trong trường hợp hớt lưng dao phay lăn trụ.



Hình 3.8: Đường hớt lưng dao phay lăn trục vít

Quá trình và nguyên tắc để hớt lưng dao phay trục vít giống như hớt lưng dao phay lăn hình trụ có răng xoắn, chỉ khác là số răng cần hớt lưng phân bố trên vòng ren

xoắn ốc có bước ren là t (tương ứng với s trong trường hợp trước). Cho nên lượng di động tính toán của xích phân độ cũng sẽ là:

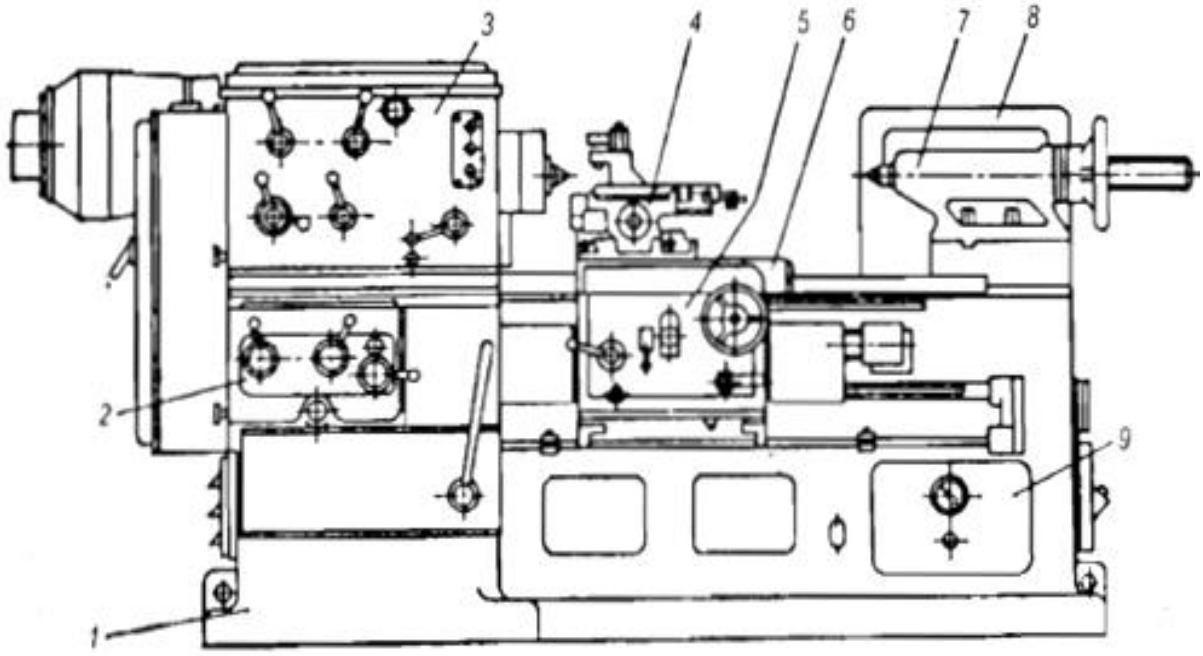
$$1 \text{ vòng quay của phôi } \Rightarrow \frac{z}{k}\left(1 \pm \frac{t}{T}\right) \text{ vòng quay của cam.}$$

Sơ đồ kết cấu động học cũng giống như trường hợp dao phay lăn hình trụ ở trên.

3.2 MÁY TIỆN HỚT LƯNG K96

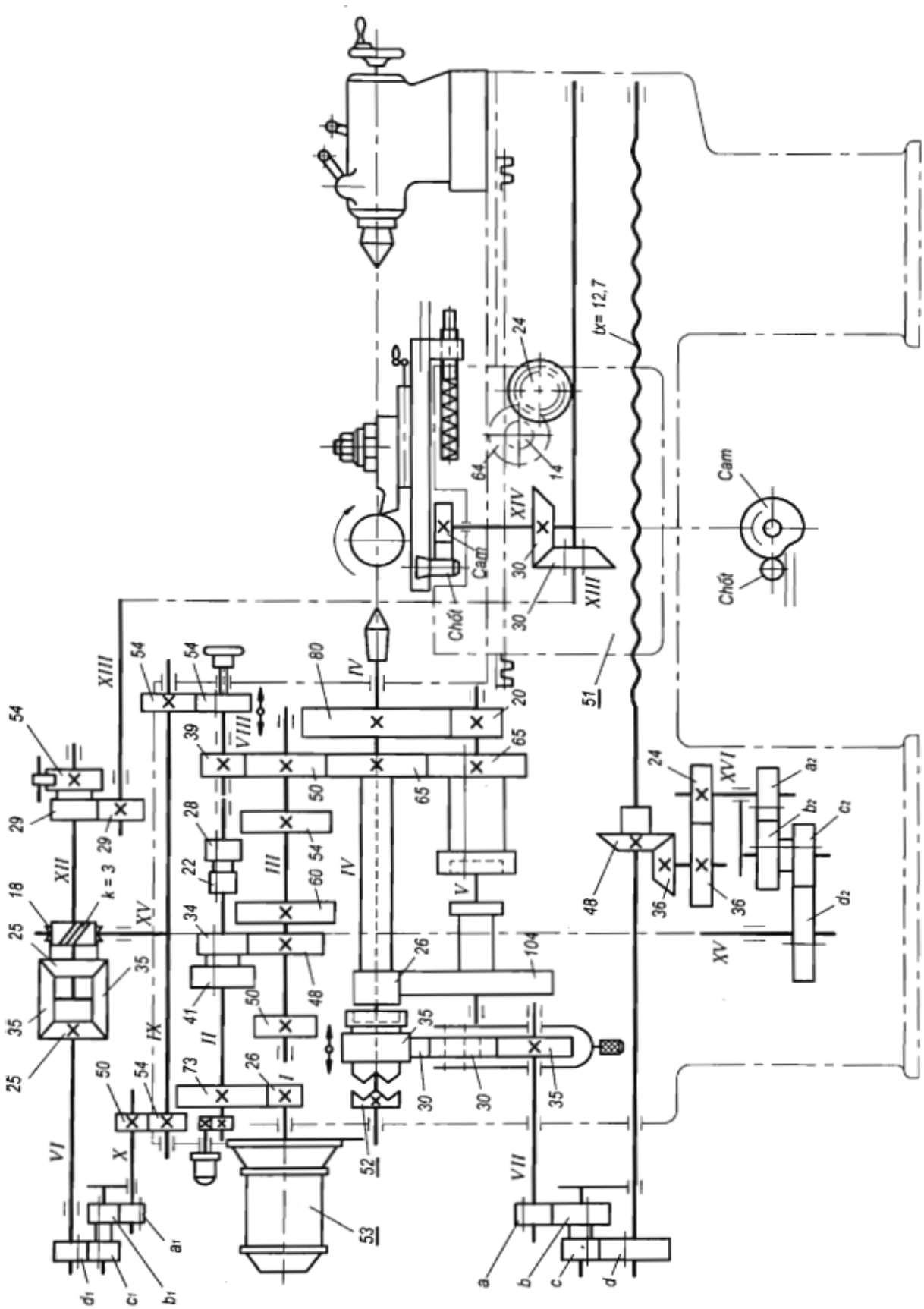
Máytiệnhớtlưng chuyên dùng K96 khác với những máy tiện thường ở chỗ: ngoài chuyển động dọc, bàn dao còn có chuyển động đi về. Ngoài xích tốc độ, xích chạy dao, K96 còn có xích hớt lưng và xích vi sai.

Máy tiện hớt lưng K96 dùng để tiện hớt lưng các loại dao phay đĩa modul, dao phay lăn trụ, dao phay lăn trục vít. Nếu thay dao tiện hớt lưng bằng đá mài thì có thể mài lưng răng.



Hình 3.9:Hình dáng máy tiện hớt lưng

1.Thân máy.2.Hộp chạy dao.3.Hộp tốc độ và ụ trục chính.4.Bàn dao.5.Hộp xe dao.6.Dẫn hướng.7.Ụ động.8.Tủđiện.


tx= 12,7
Cam
Chốt
k = 3
I
II
III
IV
V
VI
VII
VIII
IX
X
XI
XII
XIII
XIV
XV
XVI

Hình 3.10: Sơ đồ động máy tiện hớt lưng K96

3.2.1 Phương trình xích tốc độ

Đường truyền xuất phát từ động cơ điện 53 qua hai khối bánh răng di trượt cho ra 4 tỉ số truyền đến trục phôi theo 2 đường tốc độ nhanh và tốc độ chậm. Động cơ điện có N=2,5kW, vận tốc trục chính có 8 cấp tốc độ $n_1 \div n_8 = 4,5 \div 49$v/ph theo xích:

$$n_{đc}(I).\frac{26}{73}(II)\left\{\begin{matrix}\frac{41}{41}\\ \frac{34}{48}\\ \frac{22}{60}\\ \frac{28}{54}\end{matrix}\right.\frac{50}{65}(IV)\left\{\begin{matrix}\frac{26}{104}\,LHV\,\frac{20}{80}\,(VI)= n_{TC}\text{chậm}\\ \frac{65}{65}(V).\frac{20}{80}\,(VI)= n_{TC}\text{nhanh}\end{matrix}\right.$$

3.2.2 Phương trình xích chạy dao

Xuất phát từ bên phải của trục chính (1 vòng phôi) qua trục V, trục IV, ly hợp 52, các bánh răng thay thế a, b, c, d đến trục vít me:

$$\text{1 vg phôi (IV)}\left\{\begin{matrix}\frac{80}{20}\,LHV\,\frac{104}{26}\,LH52\,\text{phải}\\ LH52\ \text{trái}\\ \frac{80}{20}\frac{65}{65}(IV)\,LH52\ \text{phải}\end{matrix}\right.\quad\frac{35}{30}\cdot\frac{30}{30}\cdot\frac{30}{35}(VII).\frac{a}{b}.\frac{c}{d}.12,7=S$$

3.2.3 Phương trình xích hớt lưng

Xuất phát từ 1 vòng phôi và kết thúc là Z vòng của cam (Z là số rãnh của dao phay lăn trục vít).

$$\text{1 vòng phôi (IV)}\left\{\begin{matrix}\frac{80}{20}.\frac{65}{65}\\ \frac{80}{20}.LHV.\frac{104}{26}\end{matrix}\right.\longrightarrow$$

$$\longrightarrow\ \frac{65}{50}(III).\frac{50}{39}.(VIII).\frac{54}{54}(XI).\frac{54}{50}.\frac{a_1}{b_1}.\frac{c_1}{d_1}(XI)\ .i_{HT}(XII).\ \frac{29}{29}.(XIII).\frac{30}{30}\ =\ Z\ \text{vòng cam}$$

Trongđó: $i_x = \frac{a_1}{b_1}.\frac{c_1}{d_1}$; $i_{HT} = \frac{1}{2}$

3.2.4 Phương trình xích vi sai

Xuất phát từ trục vít me tới cam, trục vít me quay $\frac{S}{12,7}$ vòng thì cam quay vòng $Z\delta$ vòng.

Vít me. $\frac{S}{12,7}.\frac{48}{36}.\frac{36}{24}(XIV).\frac{a_2}{b_2}.\frac{c_2}{d_2}(XV).\frac{3}{18}.i_{HT}(XII).\frac{29}{29}(XIII).\frac{30}{30}(XIV) = Z\delta = \pm\frac{Z.S}{t_p}$

Trong đó: $i_y = \frac{a_2}{b_2}.\frac{c_2}{d_2}$; $i_{HT} = \frac{1}{2}$

CHƯƠNG 4 **XÁC ĐỊNHCÁC SỐ LIỆU BAN ĐẦU**

4.1 GIỚI THIỆU MÁY TIỆN VẠN NĂNG D23

Máy tiện vạn năng D23 do Cộng hòa Dân chủ Đức (cũ) sản xuất. Máy có các thông số kỹ thuật sau:

2 Đường kính lớn nhất của chi tiết gia công được trên thân máy, *mm*: 400

2 Đường kính lớn nhất của của chi tiết gia công được trên bàn dao, *mm*: 330

2 Đường kính lớn nhất của chi tiết gia công được trên rãnh hõm gần mâm cặp, *mm*: 600

2 Chiều dài tiện được, *mm* : 500-1500

2 Đường kính lỗ trục chính: 52

2 Độ côn trục chính:morse N^{o}5

2 Số tốc độ trục chính: 18

2 Phạm vi tốc độ trục chính, *vg/ph*: 16 – 1400

2 Phạm vi bước tiến dọc và ngang, *mm/vg*: 0,044–0,6

2 Các loại ren cắt được: Ren Quốc tế, ren modul, ren Anh, ren pitch

2 Độ côn nòng ụ động:morse No4

2 Công suất động cơ truyền động chính, *kW*: 5

Hình 4.1: Máy tiện vạn năng D23 tại xưởng thực hành nghề

4.2 TÍNH TOÁN CHẾ ĐỘ CẮT KHI TIỆN HỚT LƯNG

4.2.1 Chiều sâu cắt t

Trong phương pháp tiện định hình chiều sâu cắt t lấy bằng chiều rộng của lưỡi cắt. Ở đây khi tiện định hình thân khai trên dao nên chiều sâu cắt t lấy bằng chiều dài của biên dạng thân khai. Vậy từ bản vẽ dùng phần mềm CAD ta tính được t=11,05 mm.

4.2.2 Lượng chạy dao

Lượng chạy dao S được lấy nhỏ để giảm lực cắt khi tiện hớt lưng định hình. Ở đây ta chọn theo bảng 24-1 [5] lấy S=0,08 mm/vòng.

4.2.3 Vận tốc cắt

Công thức tính vận tốc cắt được tính theo [5]: $V=\frac{C_v}{T^m.t^{x_v}S^{y_v}}.K_v$

Tra bảng (1-1) [5] ta có: C_v=22,7; x_v=1;y_v=0,5; m=0,3; T=60 phút.

(2-1) K_{mv}=1,0

(7-1) K_{nv}=1,0

(8-1) K_{uv}=1,0

(9-1) $K_{\varphi v}$=1,0; $K_{\varphi 1v}$=1,0; K_{qv}=1,0

(10-1) K_{ov}=1,0

Vậy $K_v= K_{mv}.K_{nv}.K_{uv}. K_{\varphi v}.K_{\varphi 1v}.K_{qv}.K_{ov}=1$

Thay vào công thức: $V=\frac{22,7}{60^{0,3}.11,05^{1}.0,08^{0,5}}.1=2,1$ m/phút

Số vòng quay trong một phút: $n=\frac{1000.V}{\pi.D}=\frac{1000.2,1}{3,14.63}=10,6$ v/phút

Chọn theo số vòng quay của máy: n=16 v/phút.

Vậy vận tốc cắt thực tế: $V=\frac{\pi.D.n}{1000}=\frac{3,14.63.16}{1000}=3,17$ m/phút

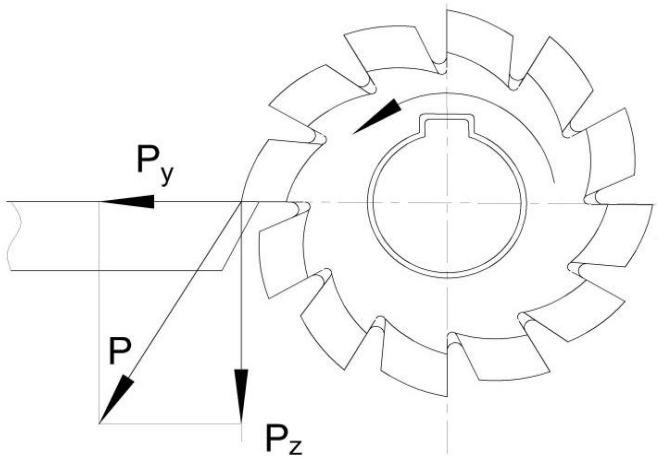
4.2.4 Lực cắt

Trong quá trình gia công, lực cắt tác dụng lên dao và cơ cấu đồ gá để thực hiện quá trình hớt lưng gồm có lực vòng P_z và lực hướng tâm P_y.Các công thức tính lực cắt như sau:

$$P_z=C_{Pz}.S^{Y_{Pz}}.t^{X_{Pz}}.V^{n_z}.K_{Pz}, \text{KG}$$

$$P_y=C_{Py}.S^{Y_{Py}}.t^{X_{Py}}.V^{n_y}.K_{Py}, \text{KG}$$

Trong đó: C_{Pz},C_{Py} – Hệ số xét đến điều kiện làm việc nhất định đến lực cắt, tra bảng (11-1)[5]. $C_{Pz}=212$, $C_{Py}=1$.



Hình 4.2: Sơ đồ lực cắt khi tiện hớt lưng

Y_{Pz}, Y_{Py}, X_{Pz}, X_{Py}, n_z, n_y ⎕Chỉ số mũ xét đến ảnh hưởng của bước tiến, chiều sâu cắt và vận tốc đến lực cắt tra theo bảng (11-1) [5].

Y_{Pz}=0,75; Y_{Py}=1; X_{Pz}=1,0; X_{Py}=1; n_z=0; n_y=1.

S – Lượng chạy dao.

t – Chiều sâu cắt, trong trường hợp tiện định hình t bằng chiều rộng lưỡi cắt.

V – Tốc độ cắt, m/ph.

K_{Pz} , K_{Py}– Hệ số hiệu chỉnh chung về lực cắt (thông số hình học của dao, vật liệu gia công,…)

Hệ số hiệu chỉnh vào góc nghiêng chính(5-1)[5]: $K_{\varphi pz}$=1; $K_{\varphi py}$=1

Hệ số hiệu chỉnh xét đến ảnh hưởng của tính chất cơ lý của vật liệu(12-1)[5]: K_{mpz}=1,13; K_{mpy}=1,4

Vậy lực tiếp tuyến: $P_z=212.0,08^{0,75}.11,05^{1}.3,17^{0}.1,13.1,0=398$ (KG)

Lực hướng kính: $P_y=1.0,08^{1}.11,05^{1}.3,17^{1}.1.1,4=4$ (KG)

Từ lực tiếp tuyến P_z ta tìm được kích thước của dao tiện định, dựa vào công thức kiểm nghiệm sức bền của cán dao [5], ta có:

$$P_z \le \frac{B.H^2[\sigma]_u}{6.l}$$

Trong đó: B, H⎕ Chiều rộng và chiều cao của tiết diện cán dao chữ nhật (mm).

$[\sigma]_u$⎕ Ứng suất uốn của vật liệu làm cán dao, thường lấy $[\sigma]_u$=20 KG/mm^2 đối với cán dao bằng thép.

l⎕ Phần nhô ra của cán dao (mm).Lấy l=15 mm.

Chiều rộng của dao phụ thuộc vào biên dạng thân khai của dao phay đĩa môđun, ở đây lấy bằng bề rộng dao phay đĩa môđun cộng thêm 2 mm.Vậy B=7+2=9 mm.

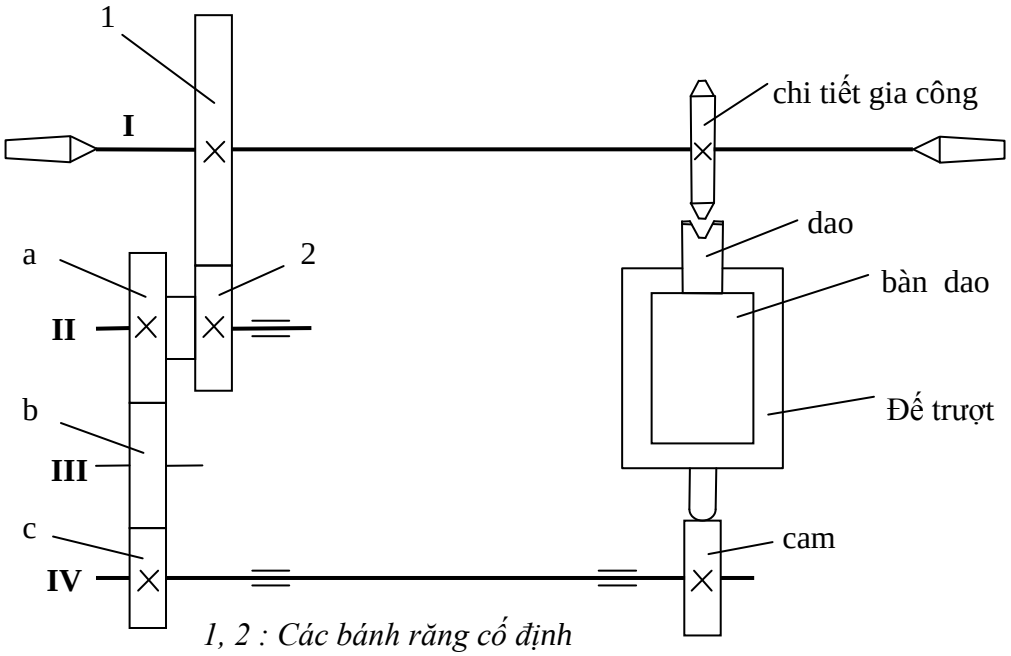
Thay vào công thức trên, tìm được H ≥ 14,1mm, lấy H=15 mm.

Vậy cán dao có tiết diện hình chữ nhật 9x15 mm.

CHƯƠNG 5

THIẾT KẾ KẾT CẤU CỦA ĐỒ GÁ TIỆN HỚT LƯNG

5.1. SƠ ĐỒ ĐỘNG



1, 2 : Các bánh răng cố định

a, b, c : Các bánh răng thay thế

Hình 5.1: Sơ đồ động của đồ gá hớt lưng

5.2. THIẾT KẾ ĐẾ ĐỒ GÁ

– Chọn vật liệu làm đế đồ gá là gang xám GX 15-32 với các thông số sau:

- Giới hạn bền kéo 150 N/mm^2
- Độ giãn dài $\delta \approx 0{,}5\%$
- Giới hạn bền uốn 320 N/mm^2
- Giới hạn bền nén 600N/mm^2
- Độ cứng 170-229 HB, chọn HB=190
- Dạng grafit: tấm thô

Tính chất hóa- lý đủ đáp ứng chức năng phục vụ và công nghệ chế tạo.

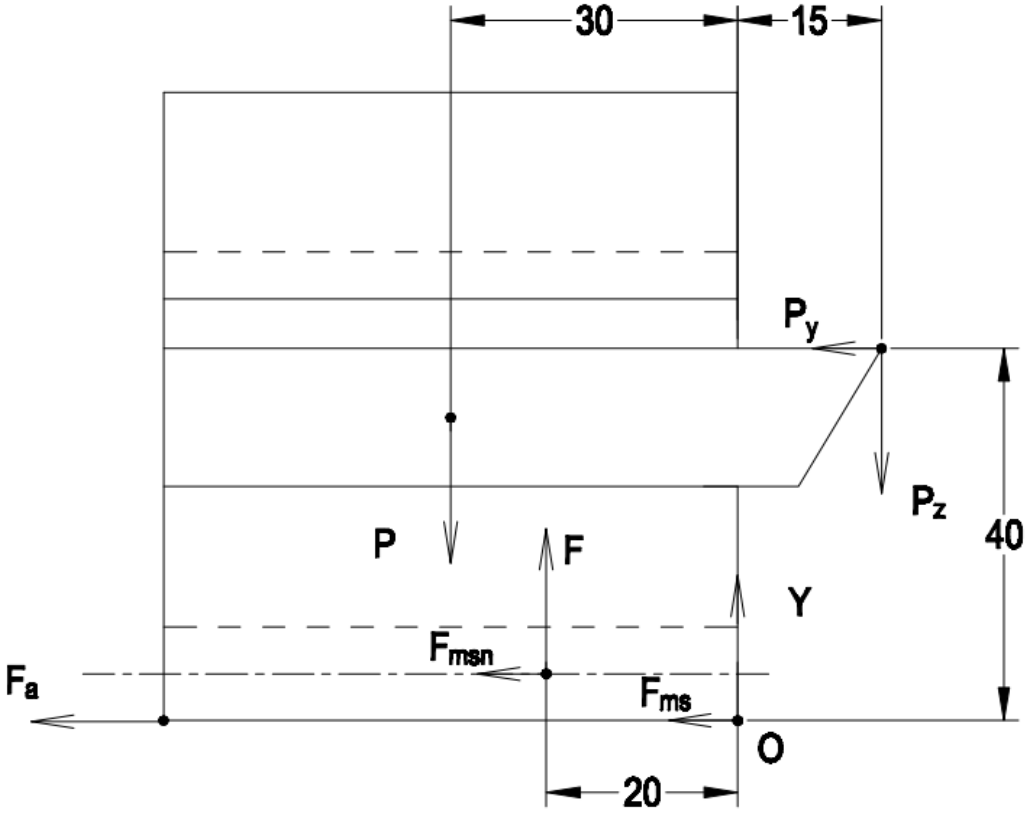
– Do đồ gá được gắn trên bàn xa dao nên các kích thước ta lấy theo kích phần làm việc của bàn xa dao.

Dựa theo kích thước rãnh trên bàn máy tiện D23 trong xưởng ta có khoảng cách giữa 2 lỗ để bắt bulông cố định đế đồ gá lên bàn máy là 150mm.

5.3. TÍNH TOÁN BỘ TRUYỀN VÍT – ĐAI ỐC ĐIỀU CHỈNH BÀN GÁ DAO

5.3.1. Lực tác dụng lên bộ truyền vít – đai ốc

Trong quá trình gia công hớt lưng, để dao ăn từng lớp nhỏ nhằm giảm lực cắt ta dùng bộ truyền vít - đai ốc để điều chỉnh vị trí tương đối giữa bề mặt dao và chi tiết. Sơ đồ tính lực tác dụng lên cơ cấu vít - đai ốc khi được tính như sau:



Hình 5.2: Sơ đồ tính lực tác dụng lên vít – đai ốc

Trong đó: P– Trọng lượng của bàn gá dao bằng thép C45, P= 14,3 N.

P_y, P_z– Lực cắt, P_y= 40 N, P_z= 3980 N.

F – Phản lực tác dụng lên mặt nghiêng của rãnh trượt mang cá.

Y – Phản lực tác dụng lên mặt phẳng trượt.

F_a – Lực tác dụng lên trục vít.

F_{msn}, F_{ms} – Lực ma sát trên mặt nghiêng rãnh mang cá và mặt phẳng trượt.

Ta có: $P + P_z – Y – F = 0.$ (5.1)

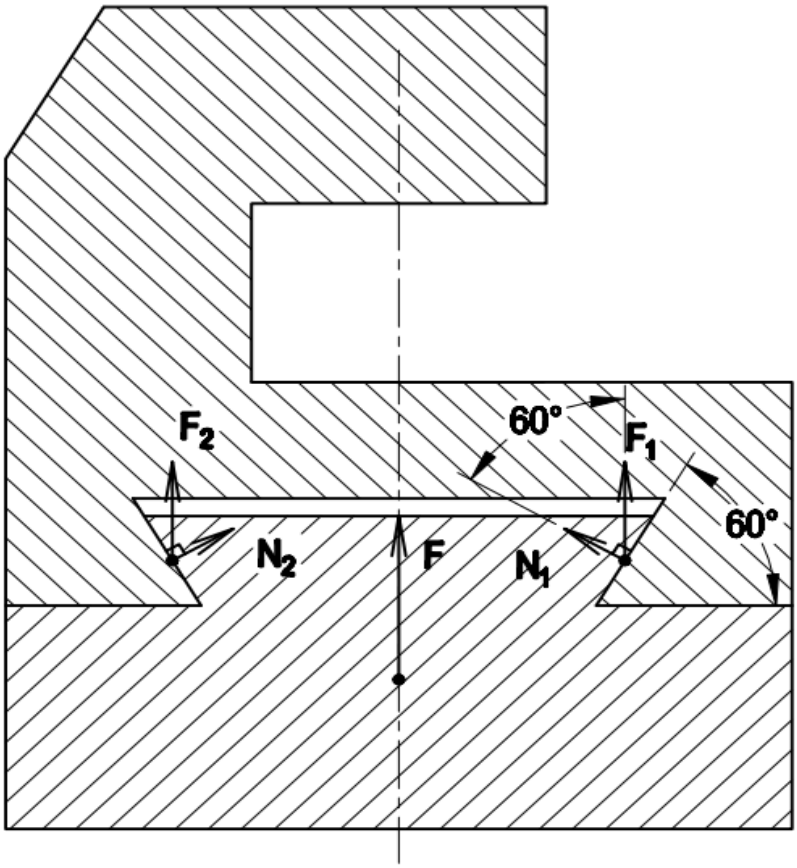
Xét cân bằng mômen tại O:

$$30P + 40P_y – 20F – 15Pz = 0$$

$$\Rightarrow F=\frac{30.P+40.P_y-15.P_z}{20}=\frac{30.14,3+40.40-15.3980}{20}=- 2883,6 \text{ N}$$

Dấu (-) chứng tỏ F có chiều ngược lại.

Thay F vào (4.1) ta được: $Y = P + P_z – F = 14,3 + 3980 – (– 2883,6) = 6877,9$ N



Hình 5.3: Phân tích lực trên mặt nghiêng của rãnh mang cá

Phản lực tác dụng lên mặt nghiêng của rãnh trượt mang cá gây ra trên bề mặt tiếp xúc áp lực pháp tuyến N_1, N_2. Chính N_1, N_2 gây ra lực ma sát $N_1.f$ và $N_2.f$ trên hai bề mặt tiếp xúc và lực ma sát tổng cộng sẽ là:

$$F_{msn} = N_1.f + N_2.f = f\ (N_1 + N_2)$$

Ta có: $N_1 = F_1.\cos(60°)$, $N_2 = F_2.\cos(60°)$

$\Rightarrow N_1 + N_2 = (F_1 + F_2).\cos(60°) = F.\cos(60°)$

Vậy $F_{msn} = F.\cos(60°).f$

Trong đó: f – Hệ số ma sát giữa thép và gang, f = 0,17 [19].

Ta được: $F_{msn} = 2883,6.\cos(60°).0,17 = 245,1$ N.

Lực dọc trục tác dụng lên vít: $F_a = F_{msn} + F_{ms} + P_y$

Trong đó: lực ma sát trên mặt phẳng tiếp xúc giữa bàn gá dao và bàn xa dao F_{ms}=f.Y=0,17.6877,9=1169,2 N

Vậy $F_a = 245,1 + 1169,2 + 40 = 1454,3$ N

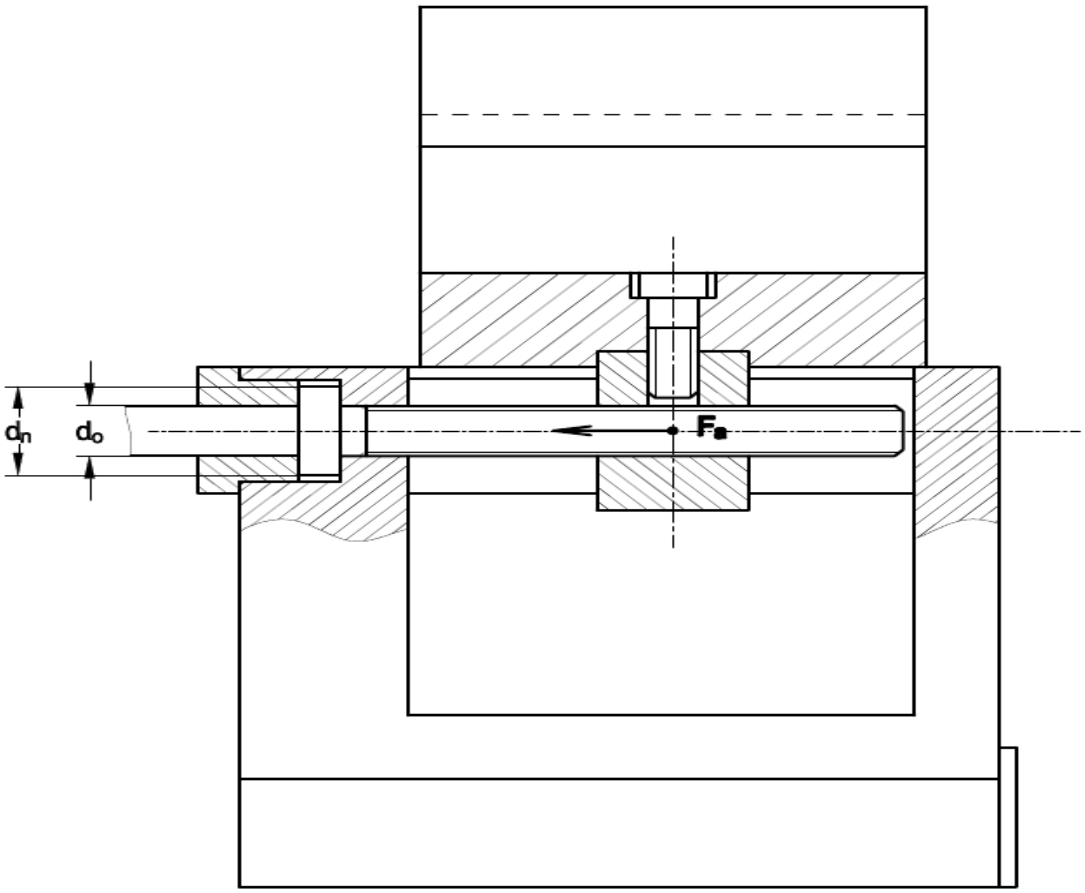
5.3.2. Thiết kế bộ truyền vít – đai ốc

a) Chọn vật liệu vít và đai ốc: với tải trọng nhỏ và để giảm ma sát chọn vật liệu vít là thép 45 tôi cải thiện có σ_{ch} = 450 Mpa; vật liệu đai ốc là gang chống ma sát (bảng 6.1)[3].

b) Xác định áp suất cho phép và ứng suất cho phép.

Với cặp vật liệu thép tôi – đồng thanh $[p_o]$ = 7÷9 MPa, lấy $[p_o]$ = 9 MPa; với hệ số an toàn S = 3, ứng suất cho phép $[\sigma] = \sigma_{ch}/3 = 450/3 = 150$MPa.

Với tải trọng nhỏ, dùng prôfin ren tam giác, có $\psi_h = 0,541$, đồng thời dùng đai ốc nguyên với $\psi_H = 2,5$ (mục 9.3.1)[2].



Hình 5.4: Bộ truyền vít me – đai ốc

c) Xác định đường trung bình d_2 và chọn các thông số của vít. Theo (9.12)[2]:

$$d_2 \geq \sqrt{\frac{F_a}{\pi.\psi_h.\psi_H.[p_o]}} = \sqrt{\frac{1454,3}{\pi.0,541.2.9}} = 6,9\,\text{mm}.$$

Trong đó: d_2 – đường kính trung bình của vít, mm; F_a – Lực dọc, N; $[p_o]$ – áp suất cho phép, MPa; $\psi_h.\psi_H$ - các hệ số đặc trưng cho prôfin và đai ốc.

Theo bảng 17.7 [3], chọn d = 8mm; p = 1,25mm; d_2 = 7,188mm; d_1 = 6,647mm.

Dùng ren một đầu mối nên ta có $p_z = p$ (p_z – bước xoắn vít), do đó góc vít γ được tính như sau: $\tan\gamma = p_z/(\pi d_2) = 1,25/(\pi.7,188) = 0,055$.

$$\Rightarrow \gamma = \arctan\gamma = 3,15°.$$

Góc ma sát thay thế:

$$\varphi' = \arctan[f/\cos(\alpha/2)] = \arctan(0,1/\cos 30^o) = 6,59^o$$

Trong đó: cặp vật liệu thép – gang chống ma sát được bôi trơn định kỳ, hệ số ma sát f = 0,1 (bảng 4.1)[2]; góc prôfin ren $\alpha = 60°$.

Như vậy $\gamma < \varphi'$ và bộ truyền có khả năng tự hãm.

d) Xác định kích thước đai ốc:

Chiều cao đai ốc $H = \psi_H.d_2 = 2.7,188 = 14,376$ mm. Lấy H = 15 mm.

Số vòng ren của đai ốc x = H/p = 15/1,25 = 12 vòng [2].

Đường kính ngoài của đai ốc D = (3,0 ÷ 3,5)d = (3,0 ÷ 3,5).8 = 24 ÷ 28 mm. Lấy D = 25 mm.

e) Kiểm nghiệm vít về độ bền:

- Mômen xoắn được xác định theo công thức (9.4)[2]:

$$T_r = F_a.\frac{d_2}{2}.\tan(\gamma+\varphi')$$

Trong đó: F_a – lực dọc trục

d_2 – đường kính trung bình của ren.

γ – góc nâng ren.

φ' – góc ma sát thay thế.

Thay các số liệu vào, ta được:

$$T_r = 1454,3.\frac{7,188}{2}.\tan(3,15^o+6,59^o) = 897,2 \text{ N.mm};$$

- Mômen ma sát trên gối tỳ của vít do lực ma sát trên gối tỳ gây ra được tính theo công thức (9.5)[2]:

$$T_g = f.F_a(d_n+d_o)/4$$

Trong đó: f – hệ số ma sát giữa vít và gối tỳ, f = 0, 17 (bảng 4.1)[2]; d_n , d_o – đường kính ngoài và đường kính trong của gối tỳ, d_n = 14 mm, d_o = 8 mm.

$$T_g = f.F_a(d_n+d_o)/4 = 0,17.1454,3.(14+8)/4 = 1359,8 \text{ N.mm}$$

Ứng suất tiếp tại tiết nguy hiểm của vít được tính theo (9.13)[2]:

$$\tau = \frac{T}{W_o} = \frac{16T}{\pi d_1^3} = \frac{16.(897,2+1359,8)}{\pi.6,647^3} = 41,5 \text{ MPa}.$$

Trong đó: T - mômen đặt vào tay quay được tính theo (9.6)[2], $T = T_r + T_g$

W_o – mômen cản xoắn của vít.

d_1 – đường kính trong của ren vít.

Ứng suất pháp tại tiết diện nguy hiểm của vít:

$$\sigma = \frac{4F_a}{\pi d_1^2} = \frac{4.1454,3}{\pi.6,647^2} = 44,5 \text{ MPa}.$$

Ứng suất tương đương:

$$\sigma_{td}=\sqrt{\sigma^2+\tau^2}=\sqrt{44,5^2+41,5^2}=60,85 \text{ MPa.}$$

Vậy điều kiện bền được thỏa vì σ_{td} = 60,85 MPa < [σ] = 150 MPa

f) Kiểm nghiệm điều kiện ổn định: theo hình 4.6 một đầu vít bị ngàm, đầu còn lại tự do, do đó hệ số chiều dài phụ thuộc vào phương pháp cố định đầu vít μ = 2 (bảng 8.3)[3].

Độ mềm vít được xác định theo công thức (8.15)[3]:

$$\delta=\frac{\mu.l}{i}=\frac{4.\mu.l}{d_1}=\frac{4.2.45}{6,647}=54,2$$

Trong đó: i – bán kính quán tính mặt vít, mm; i = d_1/4

l – chiều dài tính toán của vít, l = 45 mm.

Theo bảng (8.4)[3] thì $\delta_o \le \delta \le \delta_{th}$, do đó tải trọng tới hạn (N) được xác định theo công thức (8.14)[13]:

$$F_{ath}=\frac{\pi.d_1^2(a-b\delta)}{4}=\frac{\pi.6,647^2.(450-1,67.54,2)}{4}=12474,5 \text{ N.}$$

Trong đó: a, b – hệ số thực nghiệm phụ thuộc vào vật liệu vít, a = 450, b = 1,67 (mục 9.3.3)[2].

Hệ số an toàn ổn định thực tế theo công thức (8.12)[3]:

$$s_o=\frac{F_{ath}}{F_a}=\frac{12474,5}{1454,3}=8,6$$

Vậy s_o = 8,1 ≥ [s_o] = 4 nên điều kiện về ổn định được thỏa.

5.4. TÍNH TOÁN, THIẾT KẾ CƠ CẤU CAM

5.4.1. Phân tích lực tác dụng lên cơ cấu cam

Sơ đồ tính lực cần thiết để cam đẩy bàn trượt thực hiện hớt lưng có thể được tính gần đúng theo sơ đồ sau:

Trong đó: P – Trọng lượng của bàn gá dao và thân trượt, P= 34,8 N.

P_y, P_z – Lực cắt, P_y= 40 N, P_z= 3980 N.

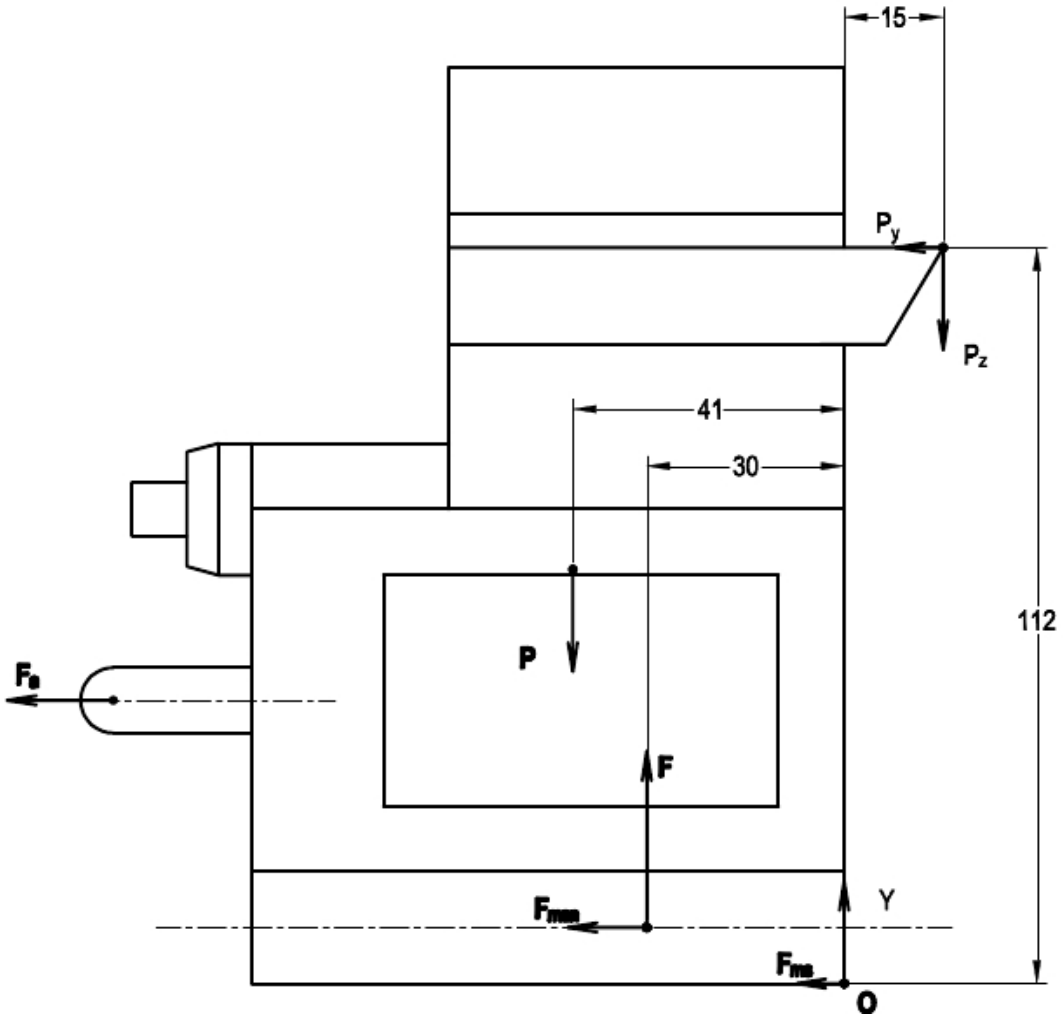
F – Phản lực tác dụng lên mặt nghiêng của rãnh trượt mang cá.

Y – Phản lực tác dụng lên mặt phẳng trượt.

F_a – Lực tác dụng lên cam.

F_{msn}, F_{ms} – Lực ma sát trên mặt nghiêng rãnh mang cá và mặt phẳng trượt.

Ta có : $P + P_z – Y – F = 0.$ (5.2)



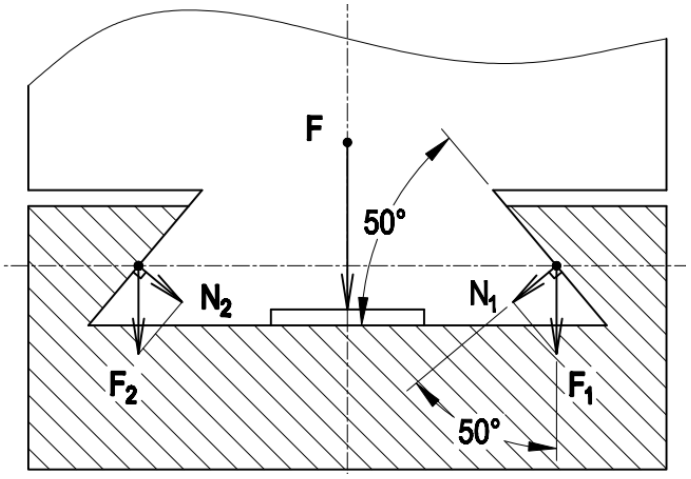
Hình 5.5: Sơ đồ tính lực tác dụng lên cam

Xét cân bằng mômen tại O: $41P + 112P_y - 30F - 15P_z = 0$

$$\Rightarrow F=\frac{41.P+112.P_y-15.P_z}{30}=\frac{30.34,8+112.40-15.3980}{30}=-1805,9\ N$$

Dấu (–) chứng tỏ F có chiều ngược lại.

Thay F vào (4.2) ta được: $Y = P + P_z - F = 34,8 + 3980 - (-1805,9) = 5820,7$ N



Hình 5.6: Phân tích lực trên mặt nghiêng của rãnh mang cá

Phản lực tác dụng lên mặt nghiêng của rãnh trượt mang cá gây ra trên bề mặt tiếp xúc áp lực pháp tuyến N_1, N_2. Chính N_1, N_2 gây ra lực ma sát $N_1.f$ và $N_2.f$ trên hai bề mặt tiếp xúc và lực ma sát tổng cộng sẽ là:

$$F_{msn} = N_1.f + N_2.f = f\ (N_1 + N_2)$$

Ta có: $N_1 = F_1.\cos(50°)$, $N_2 = F_2.\cos(50°)$

$\Rightarrow N_1 + N_2 = (F_1 + F_2).\cos(50°) = F.\cos(50°)$

Vậy $F_{msn} = F.\cos(50°).f$

Trong đó: f - Hệ số ma sát giữa gang và gang, f = 0,07 [19].

Ta đươc: $F_{msn} = 1805,9.\cos(50°).0,07 = 81,3$ N.

Lực dọc trục tác dụng lên vít: $F_a = F_{msn} + F_{ms} + P_y$

Trong đó: lực ma sát trên mặt phẳng tiếp xúc giữa bàn gá dao và bàn xa dao F_{ms}=f.Y=0,07.5820,7= 407,5 N

Vậy $F_a = 81,3 + 407,5 + 40 = 528,8$ N

5.4.2. Tính toán lò xo đẩy về

Để cần đẩy (chốt) luôn tỳ vào bề mặt cam thì cần phải dùng đến lò xo. Trong quá trình thực hiện hớt lưng lò xo bị nén lại khi đó chuyển vị làm việc của lò xo (x) bằng lượng hớt lưng (K) nên ta có x = K = 3 mm. Lò xo chỉ có tác dụng sau khi hớt lưng xong dao thực hiện hành trình lùi dao lúc đó lò xo có tác dụng đẩy dao lùi nhanh về. Khi thực hiện đẩy về, lấy lực giữa cần đẩy và cam lớn hơn lực ma sát trên rãnh trượt mang cá $F_{min} = F_{msn} + F_{ms} = 407,5+81,3 \approx 490$N. Tại vị trí cao nhất của cần đẩy (vị trí lò xo bị nén lớn nhất) ta chọn lực giữa cần đẩy và cam là F_{max} = 600 N.

a) Chọn vật liệu lò xo: thép nhiều cac bon, theo bảng (14.1)[2], σ_b = 1500 MPa; với tải trọng thay đổi ứng suất xoắn cho phép $[\tau] = 0,3\sigma_b = 0,3.1500 = 450$ MPa.

b) Chọn chỉ số của lò xo c = D/d = 6 (mục 14.2.1)[2], theo (14.8)[2] đường kính dây lò xo:

$$d=1,6\sqrt{k.F_{max}.c/[\tau]} = 1,6.\sqrt{1,24.600.6/450} = 5,03 \text{ mm.}$$

Trong đó k – hệ số kể đến độ tăng của ứng suất ở niên trong của lò xodo dây bị uốn cong, $k=\frac{4c+2}{4c-3}=\frac{4.6+2}{4.6-3}=1,24$

Lấy d = 5 mm.

c) Số vòng làm việc của lò xo theo (14.9)[2]:

$$n=\frac{xGd}{8c^3(F_{max}-F_{min})}=\frac{3.8.10^4.5}{8.6^3.(600-490)}=6,3.$$ Lấy n= 6,5 vòng.

Trong đó: x – chuyển vị làm việc, x = 3mm.

G – hệ số Poisson của vật liệu, với lò xo bằng thép G = 8.10^4 MPa

d) Đường kính trung bình của lò xo: D = c.d = 6.5 = 30mm.

e) Các thông số và kích thước khác:

2 Số vòng toàn bộ $n_o = n + 2 = 8,5$ vòng.

2 Theo (14.11)[1], chiều cao lò xo khi các vòng sít nhau:

$H_s = (n_o - 0,5)d = (8,5 – 0,5)5 = 40$mm.

Bước của vòng lò xo khi chưa chịu tải tính theo (14.12)[2]:

$p = d + 1,1.\lambda_{max}/n = 5 + 1,1.16,85/6,5 = 7,85$mm.

trong đó $\lambda_{max} = \frac{8c^3}{G.d} n.F_{max} = \frac{8.6^3}{8.10^4.5}.6,5.600 = 16,85$ mm.

- Chiều cao ban đầu $H_o = H_s + n(p – d) = 40 + 6,5(7,85 – 5) = 58,525$mm. Lấy $H_o = 58,5$mm.

f) Tỷ số $H_o/D = 58,5/30 = 1,95 \leq 2,5$ do đó có thể không cần lồng lò xo vào lõi.

5.4.3. Thiết kế cam

a) Xác định biên dạng cam

Đường cong acsmet ở mặt sau của dao được tạo thành nhờ kết hợp giữa hai chuyển động đều đó là chuyển động quay đều của phôi (chi tiết gia công) do máy thực hiện và chuyển động thẳng đều của dao do cam thực hiện. Để dao có thể chuyển động thẳng đều thì biên dạng của cam là biên dạng đường cong acsimet có phương trình được xác định như sau: [13]

Mối quan hệ giữa trị số hớt lưng và lượng nâng của cam:

Ở thời điểm ban đầu khoảng cách tâm giữa dao phay (chi tiết gia công) và cam là:

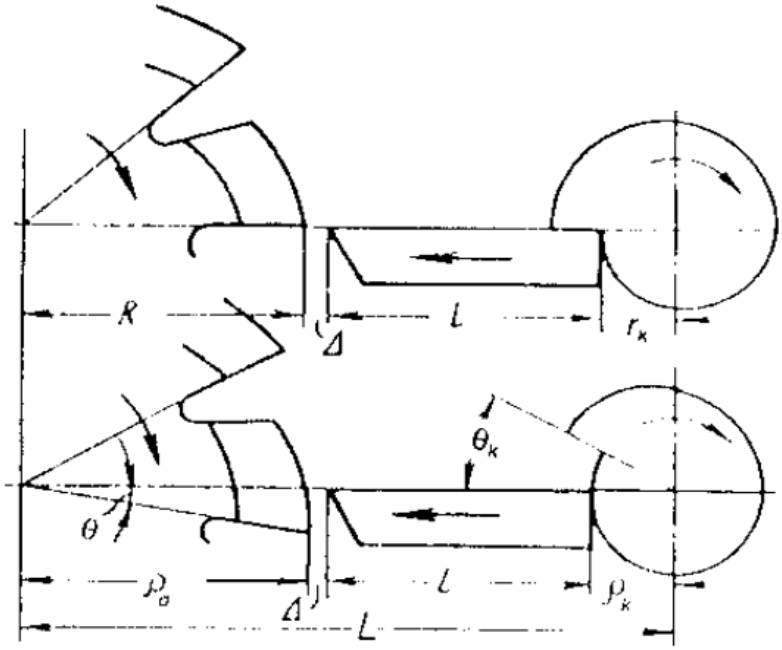
$$L = R + l + r_k + \Delta \quad (5.3)$$

Trong đó: L – chiều dài dao tiện hớt lưng.

R – bán kính của dao được hớt lưng.

r_k – bán kính nhỏ nhất của cam.

Δ – lượng rút dao tiện ra khỏi dao phay.



Hình 5.7: Quan hệ giữa lượng hớt lưng và lượng nâng cam

Khi dao (chi tiết gia công) quay một góc θ nào đó ứng với góc quay của cam θ_k, khoảng cách L tức thời được xác định như sau:

$$L = \rho_d + l + \rho_k + \Delta \quad (5.4)$$

Trong đó: ρ_d – bán kính vectơ điểm tiếp xúc của đường cong hớt lưng trên đỉnh dao.

ρ_k – bán kính vectơ điểm tiếp xúc giữa cam và dao tiện.

Cân bằng 2 vế của phương trình (5.3) và (5.4) ta được:

$$\rho_k = R + r_k - \rho_d \quad (5.5)$$

Đối với cam có một lần nâng thì khi dao phay quay một góc $\theta = \frac{2\pi}{Z}$ thì cam quay được một góc $\theta_k = 2\pi$.

Do đó: $\frac{\theta}{\theta_k} = \frac{1}{Z}$ Từ đó: $\theta = \frac{\theta_k}{Z}$ (5.6)

Sau khi cam quay một góc θ, bán kính của đường cong hớt lưng ρ_d được xác định như sau: $\rho_d = R - \frac{a}{2\pi}\theta$ (5.7)

Thay (4.7) và (4.6) vào (4.5) ta xác định được phương trình cam như sau:

$$\rho_k = R + r_k - \left(R - \frac{a}{2\pi}\theta \right)$$

$$\rho_k = R + r_k - R + \frac{K.Z}{2\pi}.\frac{\theta_k}{Z}$$

$$\rho_k = r_k + \frac{K}{2\pi}\theta_k \quad (5.8)$$

Đối với cam có A lần nâng thì tương tự ta có, khi dao phay quay một góc $\theta = \frac{2\pi}{Z}$ thì cam quay được một góc $\theta_k = \frac{2\pi}{A}$.

Do đó: $\frac{\theta}{\theta_k} = \frac{A}{Z}$ Nên suy ra $\theta = \frac{A.\theta_k}{Z}$ (5.9)

Thay (4.7) và (4.9) vào (4.5) ta xác định được phương trình cam có A lần nâng như sau: $\rho_k = R + r_k - \left(R - \frac{a}{2\pi}\theta\right)$

$$\rho_k = R + r_k - R + \frac{K.Z}{2\pi}.\frac{A.\theta_k}{Z}$$

$$\rho_k = r_k + \frac{K.A}{2\pi}\theta_k \quad (5.10)$$

Theo [13] góc sau α của đường acsimet là góc giữa tiếp tuyến của đường xoắn với tiếp tuyến của vòng tròn tại điểm khảo sát. Góc sau α được xác định như sau:

$$\tan\alpha = \frac{d\rho}{\rho d\theta} \text{ vì } \frac{d\rho}{d\theta} = \frac{K.A}{2\pi}$$

Nên: $\tan\alpha = \frac{K.A}{2\pi\rho}$ (5.11)

Theo yêu cầu cần gia công dao phay modul có m = 2 có lượng hớt lưng K=3(mm) nên độ nâng cam h=3 (mm).

Để thuận tiện cho việc tính toán số răng bánh răng thay thế và giảm số vòng quay của cam do tốc độ nhỏ nhất của máy tiện D23 là 16 vòng/phút là tương đối cao nên để giảm số vòng quay của cam lại nên ta chọn cam có số lần nâng A = 4.

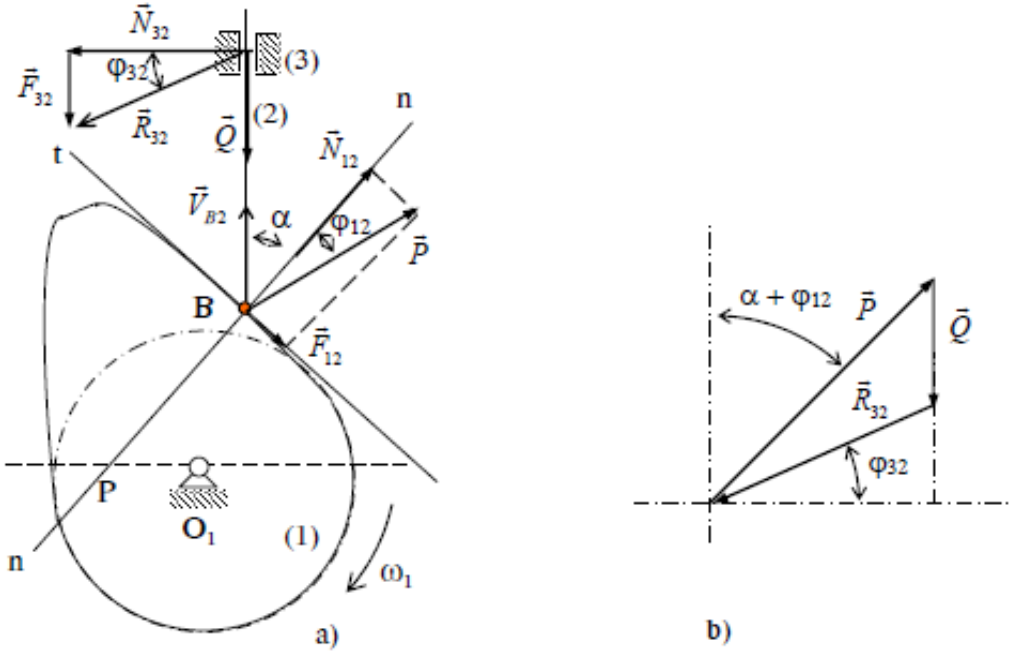
b) Xác định góc áp lực của cam:

Hãy xét cơ cấu cam cần đẩy đáy nhọn (hình 5.8 a). Gọi B là điểm tiếp xúc giữa cam và cần,nn là pháp tuyến của biên dạng cam tại điểm tiếp xúc B.

- Lực tác dụng lên cần bao gồm:
- Lực từ cam tác động lên cần:

Áp lực $\overrightarrow{N_{12}}$ nằm theo phương pháp tuyến nn.Lực ma sát $\overrightarrow{F_{12}}$ vuông góc với pháp tuyến nn.Gọi $\vec{P}$ là hợp lực của $\overrightarrow{N_{12}}$ và $\overrightarrow{F_{12}}$: $\vec{P} = \overrightarrow{N_{12}} + \overrightarrow{F_{12}}$. Góc giữa $\vec{P}$ và $\overrightarrow{N_{12}}$ bằng φ_{12} là góc ma sát giữa cam và cần.

Tải trọng $\vec{Q}$ (bao gồm trọng lượng, lực quán tính của cần,lực phục hồi của lò xo bảo toàn khớp cao giữa cam và cần…)



Hình 5.8: Sơ đồ kết cấu và lực tác dụng lên cam.

- Lực từ giá tác động lên cần:

Áp lực $\overrightarrow{N_{32}}$ vuông góc với phương trượt của cần.Lực ma sát $\overrightarrow{F_{32}}$ song song với phương trượt của cần.

Gọi $\overrightarrow{R_{32}}$ là hợp lực của $\overrightarrow{N_{32}}$ và $\overrightarrow{F_{32}}$: $\overrightarrow{R_{32}} = \overrightarrow{N_{32}} + \overrightarrow{F_{32}}$. Góc giữa $\overrightarrow{R_{32}}$ và $\overrightarrow{N_{32}}$ bằng φ_{32} với φ_{32} là góc ma sát giữa cần và giá.

- Điều kiện cân bằng lực của cần cho ta: $\overrightarrow{R_{32}} + \vec{P} + \vec{Q} = 0$

Từ họa đồ lực trên hình 5.8b,suy ra:

$$\frac{P}{\sin\left(\frac{\pi}{2}+\varphi_{32}\right)} = \frac{Q}{\sin\left(\frac{\pi}{2} - \alpha - \varphi_{32} - \varphi_{12}\right)} \Rightarrow P = Q\frac{\cos\varphi_{32}}{\cos\left(\alpha + \varphi_{32} + \varphi_{12}\right)} \quad (5.12)$$

Từ biểu thức (4.12) ta thấy khi $\alpha + \varphi_{32} + \varphi_{12} = \frac{\pi}{2}$ thì $P \to \infty$. Điều này có nghĩa là ngay khi lực cản Q rất nhỏ,cho dù giá trị lực đẩy P có giá trị lớn bao nhiêu đi nữa,cơ cấu vẫn không thể chuyển động được: cơ cấu cam rơi vào tình trạng tự hãm.Góc áp lực ứng với khi cơ cấu bị tự hãm gọi là góc áp lực tới hạn và được ký hiệu α_{th} .

$$\alpha_{th} = \frac{\pi}{2} - \varphi_{32} - \varphi_{12} \quad (5.13)$$

Trong đó: $\mu_1 = \tan\varphi_{12}$, $\mu_2 = \tan\varphi_{32}$

Như vậy,khi $\alpha = \alpha_{th}$ thì cơ cấu cam bị tự hãm.

- Để tránh hiện tượng tự hãm của cơ cấu,hơn thế nữa để cho cơ cấu làm việc được nhẹ nhàng,bảo đảm một hiệu suất hợp lý,phải thiết kế sao cho tại mọi vị trí tiếp xúc giữa đáy cần và cam,góc áp lực đáy cần phải nhỏ hơn hay bằng một giá trị cực đại cho phép $[\alpha_{max}]$.

$$\forall \alpha_i ; \alpha_i \le [\alpha_{max}] \qquad \text{trong đó} [\alpha_{max}] \le \alpha_{th}$$

- Xác định tổng hệ số ma sát $\mu_1 + \mu_2$, có thể dựa vào bảng sau:

Bảng 5.1: Hệ số ma sát của một số vật liệu dùng trong cơ cấu cam

Hệ số ma sát giữa cần đẩy và cam μ_1				
Vật liệu ma sát	Áp suất P (N/cm^2)	Tốc độ v (m/s)		
		0.03 ÷ 0.06	0.06 ÷ 0.1	0.1 ÷ 0.4
Thép tôi-thép tôi	200 ÷ 900	0.17 ÷ 0.13	0.11 ÷ 0.08	0.07 ÷ 0.04
	900 ÷ 1800	0.01 ÷ 0.09	0.08 ÷ 0.05	0.04 ÷ 0.03
Hệ số ma sát giữa cần đẩy và bạc dẫn μ_2				
Vật liệu ma sát	Tốc độ v (m/s)	Áp suất P (N/cm^2)		
		Dưới 60	60 ÷ 150	150 ÷ 250
Đồng – thép tôi	Dưới 0.03 0.03 ÷ 0.06 0.06 ÷ 0.2 0.2 ÷ 0.4	0.11 0.08 0.07 0.06	0.096 0.078 0.06 0.05	0.1 0.08 0.07 0.06
Gang – thép tôi	Dưới 0.03 0.03 ÷ 0.06 0.06 ÷ 0.2 0.2 ÷ 0.4	0.09 0.06 0.05 0.04	0.07 0.035 0.03 0.03	0.075 0.045 0.035 0.03
Thép – thép tôi	Dưới 0.03 0.03 ÷ 0.06 0.06 ÷ 0.2 0.2 ÷ 0.4	0.15 0.13 0.1 0.08	0.135 0.12 0.09 0.08	0.125 0.115 0.1 0.08

Ở đây ta chọn $\mu_1 = 0,1$; $\mu_2 = 0,15$.

Vậy theo (5.13) $\alpha_{th} = 90° - \arctan 0,1 - \arctan 0,15 = 90° - 5,71° - 8,53° = 75,76°$.

Trên cam acsimet chính tâm, góc áp lực cũng chính là góc sau của đường cong acsimet trên biên dạng cam nên ta có công thức góc áp lực như sau: $\alpha = \arctan\left(\frac{K.A}{2\pi\rho}\right)$

Tại đỉnh của cam $\rho = R_k$ (R_k – bán kính lớn nhất của cam) $\alpha = \arctan\left(\frac{K.A}{2\pi R_k}\right)$

Tại đáy của cam $\rho = r_k$ (r_k – bán kính nhỏ nhất của cam) $\alpha = \arctan\left(\frac{K.A}{2\pi r_k}\right)$

Dễ nhận thấy góc áp lực tại vị trí đáy của cam (bán kính nhỏ nhất của cam) có giá trị lớn nhất. Lấy bán kính nhỏ nhất của cam r_k = 20mm, khi đó góc áp lực $\alpha = \arctan\left(\frac{3.4}{2.\pi.20}\right) = 5{,}46^o$

Bán kính lớn nhất của cam $R_k = r_k + K = 20 + 3 = 23$ mm, góc áp lực $\alpha = \arctan\left(\frac{3.4}{2.\pi.23}\right) = 4{,}75^o$

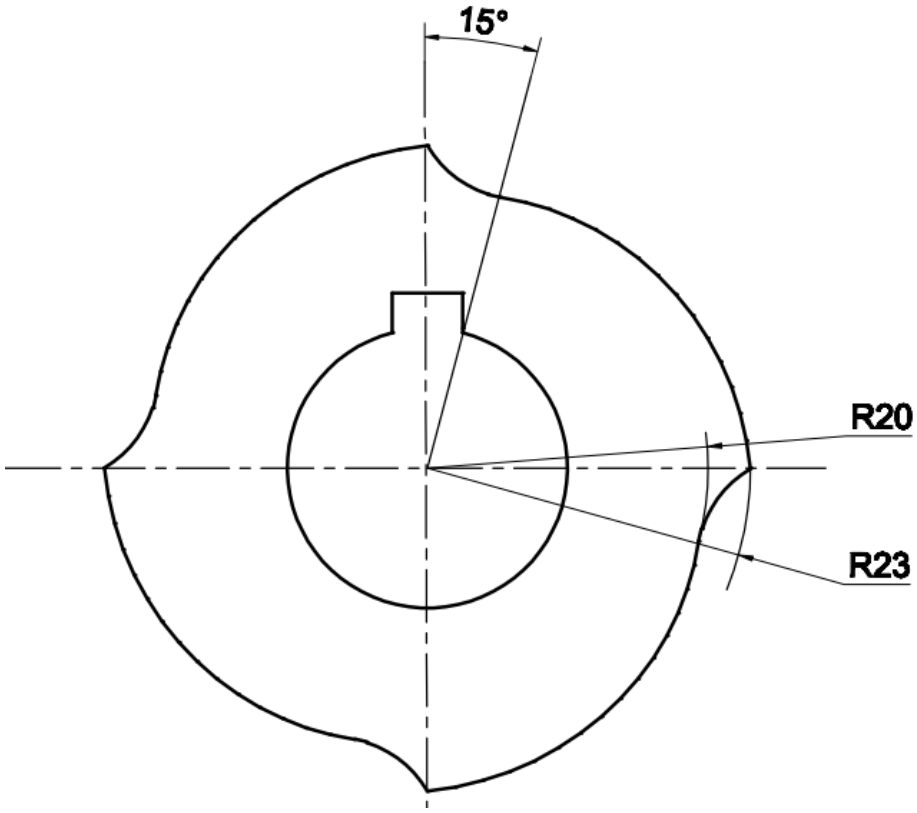
Theo (5.12), ta có:

$$P = Q\frac{\cos\varphi_{32}}{\cos\left(\alpha + \varphi_{32} + \varphi_{12}\right)} = 1128{,}8.\frac{\cos(8{,}53^o)}{\cos(5{,}56^o + 8{,}53^o + 5{,}71^o)} = 1186{,}5 \text{ N}$$

Trong đó: Q = Fa + Fmax = 528,8 + 600 = 1128,8 N

Dựa theo phương pháp thiết kế cam trong sách [8] đó là phương pháp chia đều để vẽ đường xoắn acimet với nội dung như sau: *chia độ nâng cam ra thành n phần bằng nhau và sau đó chia góc cần vẽ đường acsimet ra thành n góc bằng nhau,đường nối các điểm giao giữa các đường chia độ nâng và chia góc là đường acimet cần vẽ.*

Theo phương pháp trên kết hợp với nguyên lý hớt lưng dao phay đĩa ta có biên dạng cam như hình vẽ bên dưới :



Hình 5.9: Biên dạng cam hớt lưng

5.5. Thiết kế bộ truyền bánh răng

5.5.1. Chọn vật liệu

Thép chế tạo bánh răng được chia làm 2 nhóm khác nhau về mặt công nghệ cắtrăng,nhiệt luyện và khả năng chạy mòn.

Nhóm I có độ rắn HB ≤ 350,bánh răng được thường hóa hoặc tôi cải thiện.Nhờ có độ rắn thấp nên có thể cắt răng chính xác sau khi nhiệt luyện,đồng thời bộ truyền có khả năng chạy mòn tốt.

Nhóm II có độ rắn HB > 350 ,bánh răng được tôi thể tích,tôi bề mặt,thấm cacbon,thấm nitơ ,…Do độ rắn cao nên phải cắt răng trước khi nhiệt luyện,sau khi nhiệt luyện phải dùng các nguyên công tu sửa đắt tiền như mài,mài nghiền …Răng chạy mòn kém do đó phải nâng cao độ chính xác chế tạo,nâng cao độ cứng của trục và ổ.

Nhờ ưu điểm về công nghệ nên vật liệu nhóm I được sử dụng rộng rãi trong sản xuất đơn chiếc và loạt nhỏ,trong các bộ truyền tải nhẹ và trung bình cũng như kích thước các bộ truyền kích thước bánh răng khá lớn khó khăn khi nhiệt luyện.

→ Do bộ truyền tải trọng trung bình,sản xuất đơn chiếc nên chọn thép chế tạo bánh răng thuộc nhóm I.

Chọn vật liệu cho các bánh răng:

+*Bánh răng 1:*

Thép C45 thường hóa hoặc tôi cải thiện:Độ cứng mặt răng, lõi răng: 180 ÷ 350HB ; σ_b = 750 ; σ_c = 450

+*Bánh răng 2:*

Thép C45 thường hóa hoặc tôi cải thiện:Độ cứng mặt răng, lõi răng: 180 ÷ 350HB +(10÷15HB) ; σ_b = 850 ; σ_c = 580

+*Bánh răng 3:*

Thép C45 thường hóa hoặc tôi cải thiện:Độ cứng mặt răng, lõi răng: 180 ÷ 350HB ; σ_b = 750 ; σ_c = 450

+*Bánhrăng 4:*

Thép C45 thường hóa hoặc tôi cải thiện: Độ cứng mặt răng, lõi răng:

180 ÷ 350HB + (10÷15HB) ; σ_b = 750 ; σ_c = 450

+*Bánh răng 5:*

Thép C45 thường hóa hoặc tôi cải thiện: Độ cứng mặt răng, lõi răng:

180 ÷ 350HB + 2(10÷15) ; σ_b = 750 ; σ_c = 450

+*Bánh răng 6:*

Thép C45 thường hóa hoặc tôi cải thiện:Độ cứng mặt răng,lõi răng:

180 ÷ 350HB + 3(10÷15) ; σ_b = 750 ; σ_c = 450

5.5.2. Ứng suất cho phép

Ứng suất tiếp xúc cho phép [σ_H] và ứng suất uốn cho phép [σ_F] được xác định theo công thức sau:

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma^0_{H\lim}.Z_r.Z_v.K_{xH}.K_{HL}}{S_H}; \quad [\sigma_F] = \frac{\sigma^0_{F\lim}.Y_R.Y_s.K_{xF}.K_{FL}.K_{Fc}}{S_F}.$$

Trong đó : Z_R– Hệ số xét đến độ nhám của mặt răng làm việc.

Chọn Z_R= 1 do độ nhám $R_Z \leq 1{,}25 \ldots 0{,}63 \mu m$

Z_v– Hệ số xét đến ảnh hưởng của vận tốc vòng.

Chọn Z_V=0,925$V^{0,05}$ do độ rắn mặt răng HB>350

K_{xH}– Hệ số xét đến ảnh hưởng của kích thước bánh răng.

Chọn K_{xH} = 1 do $d_a \leq 700$ mm

Y_R– Hệ số xét đến ảnh hưởng của độ nhám mặt lượn chân răng.

Thông thường chọn Y_R= 1 do không đánh bóng mặt lượn

Y_s– Hệ số xét đến ảnh hưởng của vật liệu đối với tập trung ứng suất.

Y_S = 1,08-0,0695.ln(m),m là modul

K_{xF}– Hệ số xét đến kích thước của bánh răng ảnh hưởng đến độ bền uốn. K_{xF} = 1 do $d_a \leq 400$ mm

K_{Fc}– Hệ số xét đến ảnh hưởng đặt tải vì bộ truyền quay một chiều

nên K_{Fc} = 1(bộ truyền quay một chiều)

K_{HL},K_{FL}–Hệ số tuổi thọ.

$K_{HL} = \sqrt[m_H]{N_{HO}.\ N_{HE}}$

m_H =9,m_F= 9 do độ rắn mặt răng HB> 350

$K_{FL} = \sqrt[m_F]{N_{FO}.\ N_{FE}}$

Số chu kỳ thay đổi ứng suất cơ sở khi thử về tiếp xúc là:

$N_{HO} = 30.H^{2,4}_{HB}=30.38^{2,4}=185610$

$N_{FO} = 4.10^6 = 4000000$

$N_{HE}=N_{FE}=N=60c.n.t_\Sigma$ =60.100.16.60= 576000

$K_{HL} = \sqrt[9]{185610/576000}$ =0,88

$K_{FL} = \sqrt[9]{4000000/576000}$ = 1,24

S_H,S_F– Hệ số an toàn khi tính về tiếp xúc và uốn. S_H = 1,1 ; S_F = 1,75

+*Bánh 1:*

σ^0_{Hlim}– ứng suất tiếp xúc cho phép ứng với chu kỳ cơ sở.

σ^0_{Hlim} = 2HB + 70= 2.38 + 70 = 146[Mpa].

σ^0_{Flim}– ứng suất uốn cho phép ứng với chu kỳ cơ sở.

σ^0_{Flim} = 1,8HB= 1,8.38 =68,4[Mpa].

+*Bánh 2:*

σ^0_{Hlim}– ứng suất tiếp xúc cho phép ứng với chu kỳ cơ sở.

σ^0_{Hlim} = 2HB + 70= 2.40 + 70 = 150[Mpa].

σ^0_{Flim}– ứng suất uốn cho phép ứng với chu kỳ cơ sở.

σ^0_{Flim} = 1,8HB= 1,8.40 =72[Mpa].

+*Bánh 3:*

σ^0_{Hlim}– ứng suất tiếp xúc cho phép ứng với chu kỳ cơ sở.

σ^0_{Hlim} = 2HB + 70= 2.38 + 70 = 146[Mpa].

σ^0_{Flim}– ứng suất uốn cho phép ứng với chu kỳ cơ sở.

σ^0_{Flim} = 1,8HB= 1,8.38 =68,4[Mpa].

+*Bánh 4:*

σ^0_{Hlim}– ứng suất tiếp xúc cho phép ứng với chu kỳ cơ sở.

σ^0_{Hlim} = 2HB + 70= 2.40 + 70 = 150[Mpa].

σ^0_{Flim}– ứng suất uốn cho phép ứng với chu kỳ cơ sở.

σ^0_{Flim} = 1,8HB= 1,8.40 =72[Mpa].

+*Bánh 5:*

σ^0_{Hlim}– ứng suất tiếp xúc cho phép ứng với chu kỳ cơ sở.

σ^0_{Hlim} = 2HB + 70= 2.42 + 70 = 154[Mpa].

σ^0_{Flim}– ứng suất uốn cho phép ứng với chu kỳ cơ sở.

σ^0_{Flim} = 1,8HB= 1,8.42 =75,6[Mpa].

Khi thiết kế sơ bộ lấy $Z_R.Z_v.K_{xH} = 1$ và $Y_R.Y_sK_{xF} = 1$, do đó công thức ứng suất cho phép là: $[\sigma H]_1 = \frac{\sigma^0_{Hlim}.K_{HL}}{S_H} = \frac{146.0,88}{1,1} = 116,8$

$[\sigma H]_2 = \frac{\sigma^0_{Hlim}.K_{HL}}{S_H} = \frac{150.0,88}{1,1} = 120$

$$[\sigma H]_3 = \frac{\sigma^0_{H\lim}.K_{HL}}{S_H} = \frac{146.0,88}{1,1} = 116,8$$

$$[\sigma H]_4 = \frac{\sigma^0_{H\lim}.K_{HL}}{S_H} = \frac{150.0,88}{1,1} = 120$$

$$[\sigma H]_5 = \frac{\sigma^0_{H\lim}.K_{HL}}{S_H} = \frac{154.0,88}{1,1} = 1123,2$$

$$[\sigma F]_1 = \frac{\sigma^0_{F\lim}.K_{FL}.K_{Fc}}{S_F} = \frac{68,4.1,24.1}{1,75} = 48,47$$

$$[\sigma F]_2 = \frac{\sigma^0_{F\lim}.K_{FL}.K_{Fc}}{S_F} = \frac{72.1,24.1}{1,75} = 51$$

$$[\sigma F]_3 = \frac{\sigma^0_{F\lim}.K_{FL}.K_{Fc}}{S_F} = \frac{68,4.1,24.1}{1,75} = 48,47$$

$$[\sigma F]_4 = \frac{\sigma^0_{F\lim}.K_{FL}.K_{Fc}}{S_F} = \frac{72.1,24.1}{1,75} = 51$$

$$[\sigma F]_5 = \frac{\sigma^0_{F\lim}.K_{FL}.K_{Fc}}{S_F} = \frac{75,6.1,24.1}{1,75} = 53,6$$

+ Xác định ứng suất quá tải cho phép:

Với bánh răng được tôi cải thiện thì:

$[\sigma_H]_{max1} = 2,8.\sigma_{ch1} = 2,8.450 = 1260$ [Mpa].

$[\sigma_H]_{max2} = 2,8.\sigma_{ch2} = 2,8.580 = 1624$ [Mpa].

$[\sigma_H]_{max3} = 2,8.\sigma_{ch3} = 2,8.450 = 1260$ [Mpa].

$[\sigma_H]_{max4} = 2,8.\sigma_{ch4} = 2,8.450 = 1260$ [Mpa].

$[\sigma_H]_{max5} = 2,8.\sigma_{ch4} = 2,8.450 = 1260$ [Mpa].

$[\sigma_{F1}]_{max1} = 0,8.\sigma_{ch1} = 0,8.450 = 360$ [Mpa].

$[\sigma_{F2}]_{max2} = 0,8.\sigma_{ch2} = 0,8.580 = 464$ [Mpa].

$[\sigma_{F3}]_{max3} = 0,8.\sigma_{ch3} = 0,8.450 = 360$ [Mpa].

$[\sigma_{F4}]_{max4} = 0,8.\sigma_{ch4} = 0,8.450 = 360$ [Mpa].

$[\sigma_{F4}]_{max5} = 0,8.\sigma_{ch4} = 0,8.450 = 360$ [Mpa].

+Xác định sơ bộ khoảng cách trục a_{w1}:

$$a_{w1} = K_a.(U_1+1)\sqrt[3]{\frac{T_1.K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2.U1.\Psi_{ba}}}$$

Trong đó : K_a– Hệ số phụ thuộc vật liệu của cặp bánh răng và loại răng, tra bảng được $K_a = 49,5.MPa^{1/3}$ [3]

u_1– tỷ số truyền của cặp bánh răng, $u_1 = 2$

T_I– Momen xoắn trên trục bánh chủ động, $T_I = 74156,25$ [Nmm]

$\Psi_{\psi ba} = 0,2$; $\Psi_{bd} = 0,53\Psi_{ba}(u+1)=0,318 \Rightarrow K_{H\beta} = 1,44$

$K_{H\beta}$– Hệ số kể đến sự phân bố không đều tải trọng trên chiều

$$a_{w1} = K_a.(U_2+1)\sqrt[3]{\frac{T_1.K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2.U_2.\Psi_{ba}}} = 81,97 \text{ mm}$$

=> chọn $a_{w1} = 82$ mm

Xác định các thông số ăn khớp:

$$m = (0,01 \div 0,02)a_{w2} = (0,01 \div 0,02).82 = 0,82 \div 1,64 \text{ mm}$$

Theo bảng 6.8 [3] chọn môđun pháp m = 1,25

Xác định số răng bánh nhỏ.

Vì răng thẳng nên ta có : $Z_2 = \frac{2.a_{w2}}{m.(U2+1)} = \frac{2.82}{1,25(2+1)} = 39,5$

Chọn $Z_2 = 40$ răng .

Do đó $Z_1 = u_1.Z_2 = 2.40 = 80$. Chọn $Z_1 = 80$ răng.

d_{w2}: Đường kính vòng lăn bánh nhỏ(bánh răng 2)

$d_{w2} = \frac{2.a_{w1}}{U_1+1} = \frac{2.82}{2+1} = 55$[mm] => $d_{w1} = 2(82–55/2) = 109$ mm

b_w:Chiều rộng vành răng $b_w = \psi_{ba}.a_{w1} = 0,2.82 = 16,4$ [mm]

+Xác định sơ bộ khoảng cách trục a_{w2}:

$$a_{w2} = K_a.(U_2+1)\sqrt[3]{\frac{T_1.K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2.U_2.\Psi_{ba}}}.$$

Trong đó : K_a– Hệ số phụ thuộc vật liệu của cặp bánh răng và loại răng, tra bảng 6.5/1/ trang 96 được $K_a = 49,5.MPa^{1/3}$

u_2– tỷ số truyền của cặp bánh răng, $u_2 = 1,5$

T_I– Momen xoắn trên trục bánh chủ động, $T_I = 74156,25$ [Nmm]

$\Psi_{ba} = 0,25$; $\Psi_{bd} = 0,53\Psi_{ba}(u+1)=0,33 \Rightarrow K_{H\beta} = 1,44$

$K_{H\beta}$– Hệ số kể đến sự phân bố không đều tải trọng trên chiều rộng vành răng khi tính về tiếp xúc, nó phu thuộc vào vị

$$a_{w2} = K_a.(U_2+1)\sqrt[3]{\frac{T_1.K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2.U_2.\Psi_{ba}}} = 69,78\text{mm}$$

=> chọn $a_{w1} = 70$ mm

Xác định các thông số ăn khớp:

$$m = (0,01 \div 0,02)a_{w2} = (0,01 \div 0,02).70 = 0,7 \div 1,4$$

Theo bảng 6.8/T1/ chọn môđun pháp m = 1,25

Xác định số răng bánh nhỏ.

Vì răng thẳng nên ta có : $Z_1 = \frac{2.a_{w2}}{m.(U2+1)} = \frac{2.70}{1,25(1,5+1)} = 39,1$

Chọn Z_1 = 40 răng .

Do đó $Z_3 = u_1.z_1 = 1,5.40 = 60$. Chọn Z_2=60 răng.

d_{w4}– Đường kính vòng lăn bánh răng 4:$d_{w4} = \frac{2.a_{w2}}{U_1+1} = \frac{2.70}{1,5+1} = 56$ [mm]

chọn d_{w4}= 56 mm

=> d_{w3}=2(70-56/2)= 84 mm

b_w:Chiều rộng vành răng : $b_w = \psi_{ba}.a_{w2} = 0,25.70 = 17,5$ [mm]

+Xác định sơ bộ khoảng cách trục a_{w3}:

Để đảm bảo tỉ số truyền yêu cầu của hệ thống u =3,do đó tỉ số truyền giữa bánh răng số 4 và số 5 phải là $U_3 = 1$,do đó kích thước và số răng của bánh răng số 4 và số 5 phải như nhau,tức là : d_{w4} = 50 mm, d_{w5}= 40 mm

Z_4 = 40 răng ; Z_5 = 32 răng

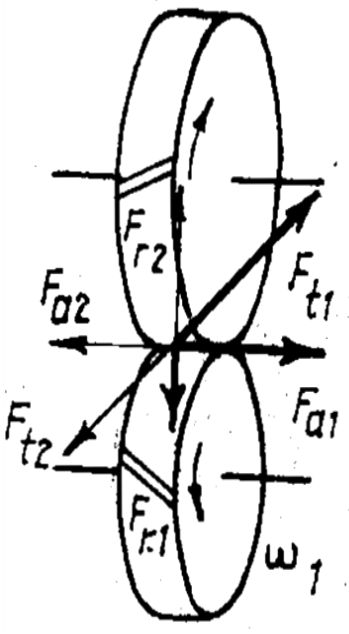
5.6. Thiết kế trục

5.6.1. Chọn vật liệu

Các trục thiết kế đều nằm trong hộp giảm tốc và chịu tải trọng trung bình nên ta dùng thép 45, tôi cải thiện, có : Giới hạn bền : σ = 850 [Mpa], ứng suất xoắn cho phép τ = (12…20) [Mpa].

5.6.2. Tải trọng tác dụng lên trục

Lực tác dụng từ các bộ truyền bánh răng tác dụng lên trục:



Hình 5.10 : Sơ đồ lực từ các bộ truyền tác dụng lên trục

a. Bánh răng 1 và bánh răng 2

F_t Lực vòng

F_r Lực hướng tâm

F_a Lực dọc trục

$F_{t1}=2T_1/d_{w1}=F_{t2}$

⇨ $F_{t1}=F_{t2}$=2.29662,5/100=593 (N)

F_{r1}=F_{t1}tanα_{tw}=F_{r2}

⇨ F_{r1} =F_{a2}=593,25.tan20^0=216 (N)

F_{a1}=F_{t1}.tanβ=F_{a2}

F_{t1}:Momen xoắn trên trục bánh 1

d_{w1}:Đường kính vòng lăn

α_w:Góc ăn khớp

β:Góc nghiêng của răng(với bánh răng trụβ =0)

=>F_{a1}=F_{t1}.tan0=F_{a2}=0

b. Bánh răng 3

F_{t2}=2T_3/d_{w3}=F_{t3}

⇨ F_{t2}=F_{t3}=2.741,56.42/62=593 (N)

F_{r3}=F_{t2}tanα_{tw} =F_{a2}

⇨ F_{r3} =F_{a2}=593,25.tan20^0=216 (N)

F_{a3}=F_{t2}.tanβ=F_{a2}

F_{t2}:Momen xoắn trên trục bánh 3

d_w:Đường kính vòng lăn

α_w:Góc ăn khớp

β:Góc nghiêng của răng (với bánh răng trụβ =0)

=>F_{a3}=F_{t2}.tan0=F_{a2}=0

c. Bánh răng 4

F_{t4}=2T_3/d_{w3}=F_{t3}

⇨ F_{t4}=F_{t3} =2.593,25.30/60=593,25 (N)

F_{r3}=F_{t2}tanα_{tw} =F_{r2}

⇨ F_{r4} =F_{a3}=741,56.tan20^0=215,92 (N)

F_{a4}=F_{t3}.tanβ=F_{a3}

F_{t3}:Momen xoắn trên trục bánh 3

d_w:Đường kính vòng lăn

α_w:Góc ăn khớp

β:Góc nghiêng của răng(với bánh răng trụβ =0)

=>F_{a3}=F_{t2}.tan0=F_{a2}=0

d. Bánh răng 5

F_{t5}=2T_4/d_{w4}=F_{t4}

⇨ F_{t5}=F_{t4}=2.593,25.28/56=593,25 (N)

F_{r3}=F_{t2}tanα_{tw} =F_{r2}

⇨ F_{r4} =F_{a3}=593,28.tan20^0= 215,92(N)

F_{a4}=F_{t3}.tanβ=F_{a3}

F_{t3}:Momen xoắn trên trục bánh 3

d_w:Đường kính vòng lăn

α_w:Góc ăn khớp

β:Góc nghiêng của răng(với bánh răng trụβ =0)

⇨ F_{a3}=F_{t2}.tan0=F_{a2}=0

5.6.3. Tính sơ bộ trục

Đường kính trục:d ≥ $\sqrt[3]{T/(0,2.[\tau])}$ mm

$d_1 \geq \sqrt[3]{29662,5/(0,2.[15])}$= 21,5 mm

$d_2 \geq \sqrt[3]{14831,2/(0,2.[17])}$= 16,4 mm

$d_3 \geq \sqrt[3]{15572,76/(0,2.[18])}$= 16,2 mm

$d_4 \geq \sqrt[3]{29662,5/(0,2.[19])}$=17,4 mm

T:Momen xoắn(Nmm)

$[\tau]$:Ứng suất xoắn cho phép(MPa),với thép $[\tau]$= 15…30(MPa)

Từ đường kính d có thể xác định chiều rộng b_0 ổ lăn theo bảng sau:

d, mm	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90	100
b_o, mm	15	17	19	21	23	25	27	29	31	33	35	37	39	41	43	47

Chiều dài mayo bánh răng trụ:l_m=(1,2…1,5)d

l_1 = 1,2.d_1=1,2.22=26,4 mm

l_2 = 1,2.d_2=1,2.16,4=19,68 mm

l_3 = 1,2.d_3=1,2.16,2=19,44 mm

l_4 = 1,2.d_4=1,2.17,4=20,88 mm

Các kích thước khác liên quan đến chiều dài trục được chọn:

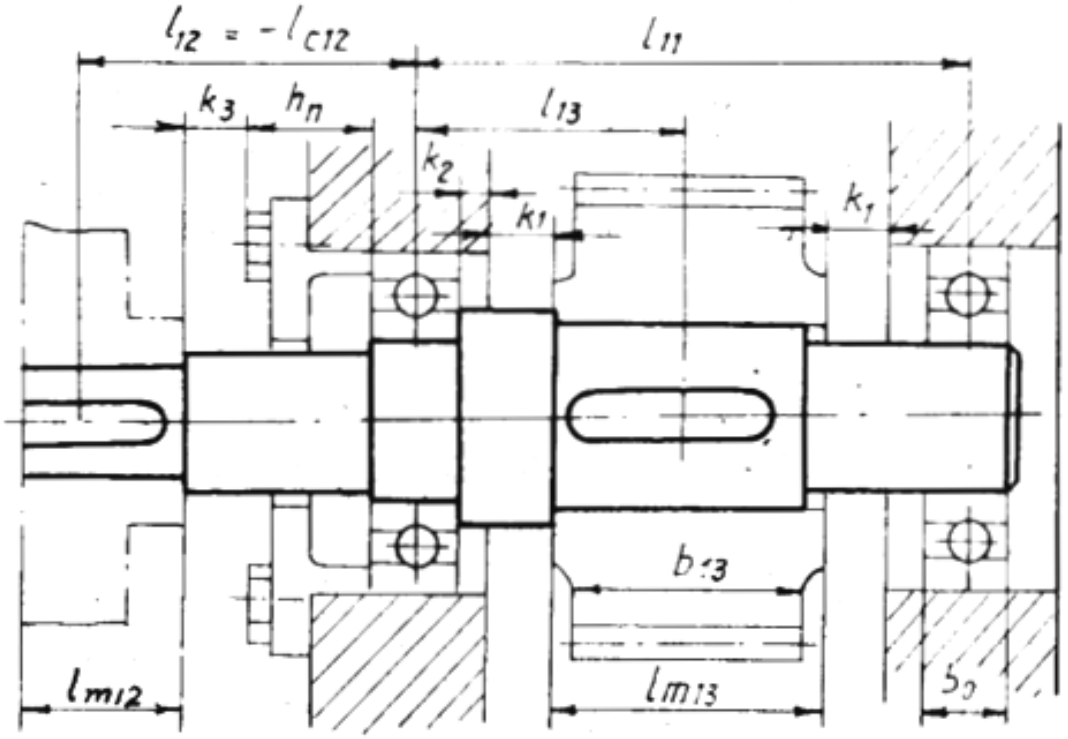
l_{cki} –Khoảng côngxôn(khoảng chìa ra) trên trục thứ k, tính từ chi tiết thứ i đến gối đỡ:l_{cki} = 0,5(l_{mki} + b_0)+k_3+h_n

Trong đó :

l_{cki} – Chiều dài mayơ của chi tiết quay thứ i trên trục k,l_{cki} =(1,2…1,5)d

b_{ki} –Chiều rộng vành răng bánh răng thứ i trên trục thứ k(tra bảng 1)

l_{mki} –Được tính theo các công thức sau(bảng 3):



Hình 5.11 : Sơ đồ tính khoảng cách đối với bánh răng trụ

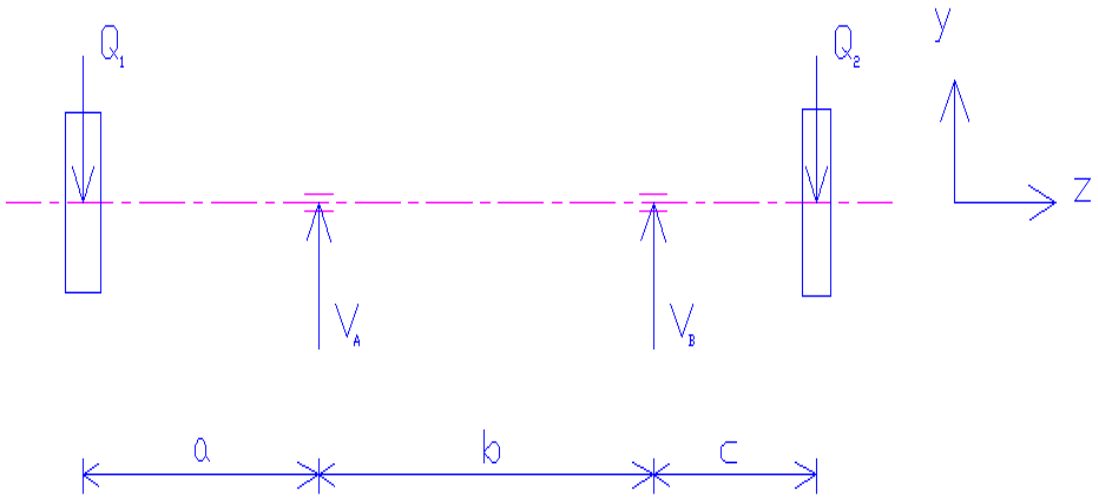
Trong đó :l_{12} = 0,5(l_{m13} + b_0) +k_1 + k_2

+Trục 2 :l_{12} = 0,5(l_{m12} + b_0) +k_1 + k_2 = 0,5(19,68+15)+8+5=30 mm

+Trục 3 :l_{12} = 0,5(l_{m12} + b_0) +k_1 + k_2 = 0,5(19,44+15)+8+5=30 mm

+Trục 4 :l_{12} = 0,5(l_{m12} + b_0) +k_1 + k_2 = 0,5(20,88+15)+8+5=30 mm

5.6.4. Biểu đồ lực trên trục



Phương trình cân bằng momen:$\sum M_A = 0$

$\Leftrightarrow Q_1$.a + V_B.b - Q_2.c = 0 (Q_1lực giữa bánh răng 4 và 5,Q_1lực giữa cam và thanh truyền)

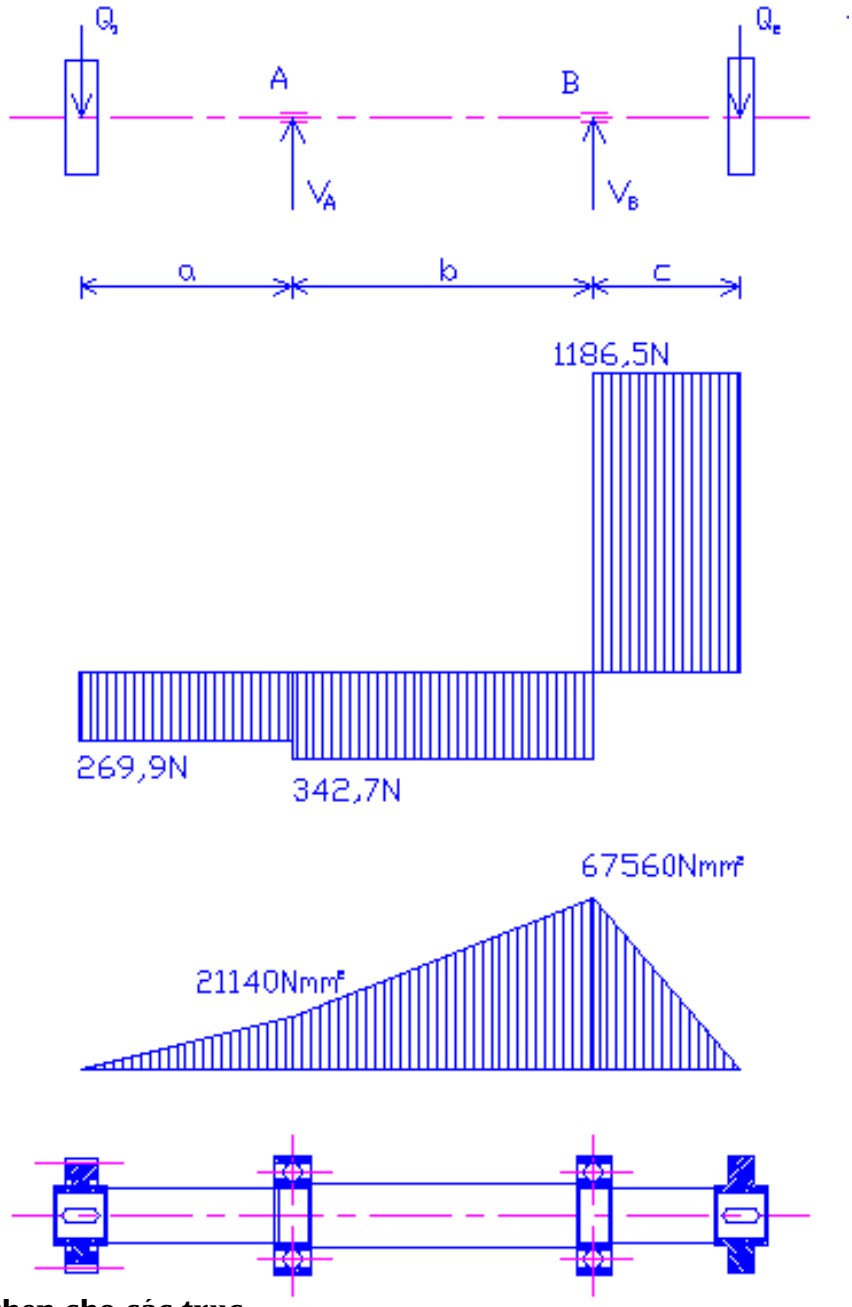
$\Leftrightarrow V_B = \frac{Q_2.(b+c) - Q_1.a}{b} = \frac{1186,5.(118,37+52) - 269,9.78,32}{118,37}$ = 1529,15 N

$\sum M_B = 0$

$\Leftrightarrow Q_1.(a+b) - V_A.b - Q_2.c = 0$

$\Leftrightarrow V_A = \frac{Q_1.(a+b) - Q_2.c}{b} = \frac{269,9.(78,32+118,37) - 1186,5.52}{118,37} =$ -72,75

Biểu đồ :



5.5.6 Thiết kế then cho các trục

Điều kiện bền dập và điều kiện bền cắt đối với then:

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

$\tau_c = 2T/(d.l_t.b) \leq [\tau_c]$

Trong đó : σ_d – Ứng suất dập(MPa)

τ_c –Ứng suất cắt (MPa)

d – Đường kính trục (mm)

l_t– Chiều dài then(mm)

h–Chiều cao then(mm)

t_1–Chiều sâu rãnh trên trục(mm)

+Trục 1: $\sigma_d = 2T/[d.l_t(h - t_1)] \leq [\sigma_d]$

⇔2.29662,5/[22.0,8.22(7 − 4)] ≤ 100

⇔ 51 ≤ 100 (thỏa)

$\tau_c = 2T/(d.l_t.b) \leq [\tau_c]$

⇔ 2.29662,5/(22.0,8.22.8) ≤ 30

⇔19,2 ≤ 30(thỏa)

⇨ Then trên trục 1 có các kích thước sau:b = 6 ; h = 6 ; t_1 = 3,5 ; t_2 = 2,8

+Trục 2: $\sigma_d = 2T/[d.l_t(h - t_1)] \leq [\sigma_d]$

⇔ 2.14831,2/[17.0,8.17(5 − 3)] ≤ 100

⇔ 17,5 ≤ 100 (thỏa)

$\tau_c = 2T/(d.l_t.b) \leq [\tau_c]$

⇔ 2.14831,2/(17.0,8.17.5) ≤ 30

⇔ 25 ≤ 30(thỏa)

⇨ Then trên trục 2 có các kích thước sau:b = 5 ; h = 5 ; t_1 = 3 ; t_2 = 2,3

+Trục 3: $\sigma_d = 2T/[d.l_t(h - t_1)] \leq [\sigma_d]$

⇔ 2.15572,76/[17.0,8.17(5 − 3)] ≤ 100

⇔ 67,36 ≤ 100 (thỏa)

$\tau_c = 2T/(d.l_t.b) \leq [\tau_c]$

⇔ 2.15572,76/(17.0,8.17.5) ≤ 30

⇔27≤ 30(thỏa)

⇨ Then trên trục 3 có các kích thước sau:b = 5 ; h = 5 ; t_1 = 3 ; t_2 = 2,3

+Trục 4: $\sigma_d = 2T/[d.l_t(h - t_1)] \leq [\sigma_d]$

⇔ 2.29662,5/[18.0,8.18(6 − 3,5)] ≤ 100

⇔91,6 ≤ 100 (thỏa)

$\tau_c = 2T/(d.l_t.b) \leq [\tau_c]$

⇔ 2.29662,5/(18.0,9.18.7) ≤ 30

⇔29,1 ≤ 30(thỏa)

⇨ Then trên trục 4 có các kích thước sau:b = 6 ; h = 6 ; t_1 = 3,5 ; t_2 = 2,8

5.6 Thiết kế ổ bi trên các trục

Lựa chọn ổ bi: Do F_a/F_r < o,3 nên ta chọn ổ bi đỡ một dãy để có kết cấu đơn giản nhất,giá thành hạ nhất.

5.6.1 Chọn ổ theo khả năng tải trọng động

Chọn kích thước ổ theo khả năng tải động C_d được tiến hành với các ổ có số vòng quay n ≥ 10 vg/ph,chọn n =16vg/ph

Khả năng tải động C_d tính theo công thức:C_d = Q.$\sqrt[m]{L}$

Trong đó :

Q–tải trọng động quy ước, kN

L–tuổi thọ tính bằng triệu vòng quay

m –bậc của đường cong mỏi,m=3 đối với ổ bi

L_h– tuổi thọ trung bình của ổ tính bằng giờ ; L_h = 10^6.L/(60n),thông thường giá trị của L_h được tra trong bảng : L_h = (20… 30).10^3

a. Tính tải trọng động quy ước

Q=(X.V.F_r + Y.F_a)k_t.k_d ,do không có lực dọc trục nên Q=X.V.F_r.k_t.k_d

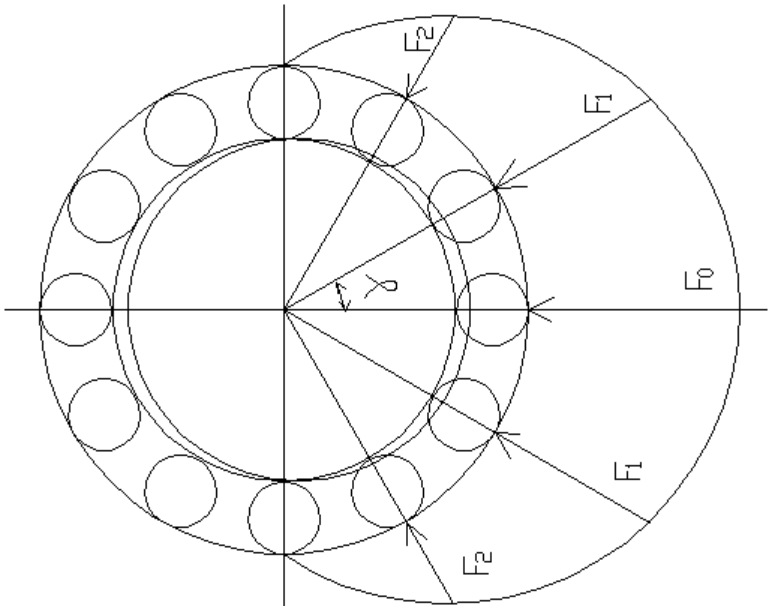
X –hệ số tải trọng hướng tâm,chọn X = 1 vì F_a= 0

F_r– tải trọng hướng tâm, kN

V – hệ số kể đến vòng nào quay,V = 1 do vòng trong quay

k_t– hệ số ảnh hưởng của nhiệt độ,k_t = 1 khi θ = 105^0C

k_d– hệ số kể đến đặc tính tải trọng, chọn : k_d = 1,2



Hình 5.12 : Sơ đồ phân bố lực trên ổ bi

+Tính tải trọng hướng tâmF_r:

$F_r = F_0 + 2.F_1.\cos\gamma + 2.F_2.\text{Cos}2\gamma + \ldots + 2.F_n.\text{Cos}n\gamma$

Với n ≤ z/4 =15/4 =3,75 => chọn n = 2

$\gamma = 360^0/z = 360/15 = 24$

Z : số con lăn

F_0: chính là lực tương tác giữa cam và thanh truyền khi dao tiện ăn vào phôi khi gia công biên dạng hớt lưng acsimet,=> F_0 = P =1186,5 (N)

$F_i = F_0.cos^{3/2}(i\gamma)$

⇨ F_1 = 1186,5.$cos^{3/2}$(1.24) =1036 N

⇨ F_2 = 1186,5.$cos^{3/2}$(2.24) =649,4 N

⇨ $F_r = F_0 + 2.F_1.\cos\gamma + 2.F_2.\text{Cos}2\gamma + \ldots + 2.F_n.\text{Cos}n\gamma$, (với n=2)

= 1186,5 + 2.1036.cos24 + 2.649,4.cos48 =3948,44 N

Do đó tải trọng động quy ướcQ=X.V.$F_r.k_t.k_d$

=1.1.3948,44.1.1,2 =4738 N

b. Tính tuổi thọ L (triệu vòng quay)

L= 60.n.$L_h/10^6$

= 60.16.20.$10^3/10^6$=19,2 (triệu vòng quay)

Thay L và Q vàoC_d = Q.$\sqrt[m]{L}$:

⇨ C_d = 4738,13.$\sqrt[3]{19,2}$

= 12643,23 N

⇨ C_d = 12,6 kN

5.6.2 Chọn kích thước ổ theo tiêu chuẩn

Dựa vào C_d và đường kính ngõng trục tra ra được kích thước ổ nhưng phải đảm bảo điều kiện: $\begin{cases} C \geq C_d \\ d = d_{ngõng\ trục} \end{cases}$

Trong đó :

C : khả năng tải động của ổ tiêu chuẩn

d : đường kính trong của ổ

Chọn ổ bi cỡ nhẹ 204. Tra bảng P2.7 [3] được các số liệu kích thước của ổ bi 1 và ổ bi 2 tại trục số 4 như sau:

d = 20 mm ; D = 47 mm ; B = 14 mm ; r =1,5 mm ; C = 13(thỏa điều kiện)

Đường kính bi :7,94

5.7 Thiết kế ổ trượt cho các trục

Sử dụng ổ trượt cho trục 2 và trục 3:

+ Chọn vật liệu : Do tốc độ vòng của các trục v ≤ 2 m/s => chọn vật liệu lót ổ là Đồng thau πRC 80-3-3,có các thông số sau : [p] = 12 MPa

[pv] =10 Mpa.m/s

+ Chọn các thông số ổ :

a.Chọn tỉ số l/d = 0,8 => l = 0,8.d = 0,8.17 = 13,6 mm.

b.Chọn độ hở tương đối : chọn sơ bộ ψ theo :

$\psi = 0{,}8.10^{-3}.v^{0{,}25} = 0{,}8.10^{-3}.0{,}03^{25} = 3{,}33.10^{-4}$

với v = π.d.n/60000 = 3,14.17.32/60000 = 0,03 m/s

Độ hở S = ψ.d = $3{,}33.10^{-4}$.17 = $5{,}66.10^{-3}$ mm

Theo bảng P4.1 và P4.2 [3], chọn kiểu lắp H8/e8 có sai lệch giới hạn của lỗ là $\emptyset 17_{0}^{+0{,}054}$ và $\emptyset 17_{-0{,}126}^{-0{,}072}$

⇨ S_{min} = 0,075 mm ; S_{max} = 0,180 mm

⇨ Độ hở trung bình : $\bar{S}$ = (S_{min} + S_{max})/2 = (0,075 + 0,18)/2 = 0,13mm

⇨ Độ hở tương đối : ψ = $\bar{S}$ /d = 0,13/17 = $7{,}65.10^{-3}$

c. Chọn loại dầu:

Dùng dầu công nghiệp 30,giả sử nhiệt độ của ổ khi làm việc trung bình là 50^0C,từ bảng 12.2 trang 229 tập 1 ta được giá trị độ nhớt động lực của dầu μ = 26 (cP) = 0,026 Mpa.s

+ Tính kiểm nghiệm ổ:

a. Kiểm nghiệm p và tích số pv:

p = F_r/(ld) =(F_t.tan α_w/cosβ) = (741,56.tan20/1)/13,6.17 = 1,68 Mpa <[p]

pv = $\frac{F_{r.n}}{191001}$ = $\frac{269{,}9.32}{191001}$ = 0,145 Mpa <[pv]

b. Tính ổ trượt bôi trơn ma sát ướt:

Hệ số khả năng tải của ổ:

$C_F = \frac{p.\psi^2}{\mu.\omega} = \frac{1{,}68.7{,}65.10^{-3}}{0{,}026.3{,}35} = 0{,}15$

Trong đó :ω = π.n/30 = 3,14.32/30 = 3,35 (1/s)

Theo bảng bên dưới,dựa vào giá trị của l/d và C_F ta suy ra độ lệch tâm tương đối χ = 0,3

Chiều dày nhỏ nhất của màng dầu bôi trơn:

h_{min} = 0,5.S(1- χ) = 0,5.0,13(1- 0,3) = 0,046 mm

Chọn độ nhám bề mặt ngõng trục R_{z1} = 3,2 µm,độ nhám bề mặt lót ổ R_{z2} = 6,3µm

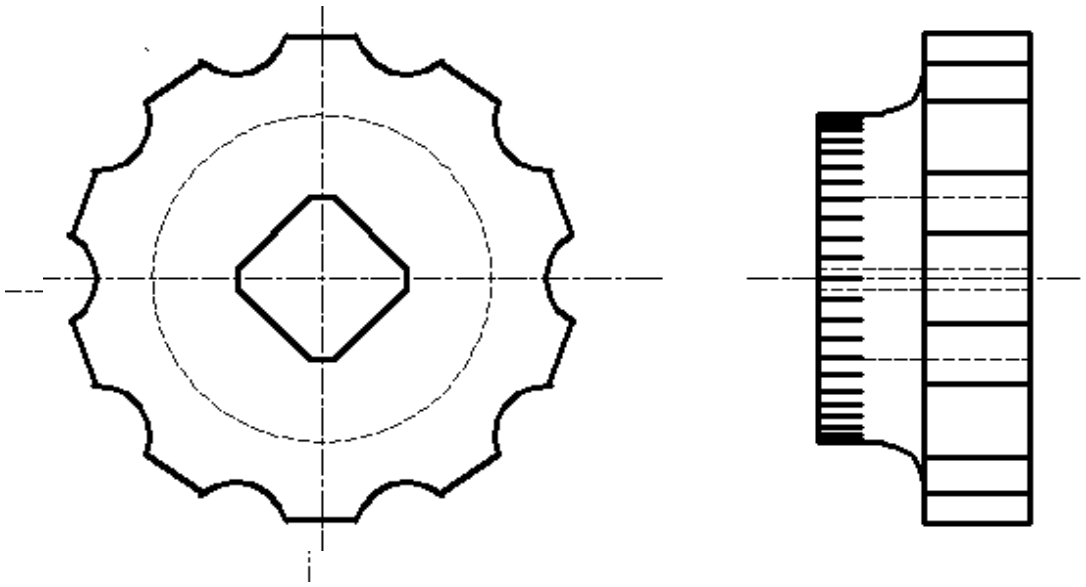
Hệ số an toàn về chiều dày màng dầu bôi trơn:

$S_h = h_{min}(R_{z1} + R_{z2})$ = 0,046/(0,0032 + 0,0063) = 4,8 > 2

⇨ Vậy với các thông số đã chọn cho ổ trượt thì ổ trượt làm việc trong môi trường bôi trơn ma sát ướt.

5.8 Cơ cấu điều chỉnh lượng tiến

Để điều chỉnh lượng tiến dao ta sử dụng bộ truyền vít me – đai ốc nhưng để biết được giá trị lượng tiến dao chính xác ta dùng núm vặn có khắc các vạch chia. Số lượng vạch chia là 50 vạch. Lượng dịch chuyển nhỏ nhất của dao khi quay núm vặn bằng bước ren của vít me chia cho số vạch, tức là s = 1,25/50 = 0,025 mm.



Hình 5.13: Núm vặn

KẾT LUẬN VÀ KIẾN NGHỊ

A. KẾT LUẬN

Sau quá trình nghiên cứu, tìm hiểu và thực hiện đề tài này tôi đã hoàn thành được những nội dung sau:

- Tìm hiểu kết cấu dao phay đĩa môđun, đường cong hớt lưng, vật liệu chế tạo dao phay đĩa môđun.

- Tìm hiểu quá trình gia công dao phay đĩa môđun, phương pháp hớt lưng và máy hớt lưng chuyên dùng K96.

- Tìm hiểu máy tiện vạn năng tại xưởng máy của bộ môn thực hành nghề và thiết kế đồ gá tiện hớt lưng cho máy tiện vạn năng D23.

- Hoàn thành bản vẽ lắp và bản vẽ chi tiết cho đồ gá tiện hớt lưng trên máy tiện vạn năng D23.

Với những tính năng kỹ thuật và nguyên lý làm việc như đã trình bày ở phần trên. Những thiết kế trong bản vẽ đã đáp ứng được yêu cầu đề tài trên cơ sở lý thuyết, cũng như phần nào giải quyết các vấn đề trong việc gia công hớt lưng trên máy vạn năng. Đề tài hoàn thành sẽ giúp cho công việc chế tạo dao phay đĩa môđun có thể thực hiện trên các máy vạn năng thông dụng mà không cần đến các loại máy chuyên dùng.

Do thời gian có hạn, tài liệu và khả năng còn hạn chế, mặc dù đã cố gắng rất nhiều nhưng khi nghiên cứu thực hiện đề tài này không thể tránh khỏi những thiếu sót.Vì vậy mong các thầy cô và các bạn đồng nghiệp chân thành góp ý để đề tài nghiên cứu có thể hoàn thiện.

Những vấn đề đã được nghiên cứu và giải quyết

Khi thực hiện đề tài: "***Nghiên cứu phương pháp hớt lưng dao phay đĩa modul trên máy vạn năng***'' cơ bản đã giải quyết được một số vấn đề sau đây:

+ Nghiên cứu về đặc điểmcủa đường cong hớt lưng, phương pháp gia công đường cong hớt lưng, máy hớt lưng chuyên dùng K96.

Những mặt hạn chế

Bên cạnh những vấn đề nghiên cứu giải quyết được còn tồn tại những mặt hạn chế trong quá trình nghiên cứu được đưa ra bàn luận như sau:

- Chưa có điều kiện thực hiện chế tạo đồ gá.

- Kết cấu máy còn cồng kềnh.

- Năng suất máy chưa cao.

B. KIẾN NGHỊ

Chế tạo sản phẩm mẫu để có những cải tiến để nâng cao hiệu suất hoạt động của đồ gá cũng như những cải tiến nhằm đơn giản lại kết cấu đồ gá, năng cao năng suất cũng như chất lượng gia công.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

Tiếng Việt:

[1]Nguyễn Ngọc Cẩn, *Máy cắt kim loại*, NXB ĐHQG Tp.HCM, tp.HCM 2005

[2] Trịnh Chất, *Cơ sở thiết kế máy và chi tiết máy*, NXB Khoa học và kỹ thuật, Hà Nội 2008

[3] Trịnh Chất, Lê Văn Uyển, *Tính toán thiết kế hệ dẫn động cơ khí* (tập I & II), NXB Giáo dục Việt Nam, Hà Nội 2006

[4]GV Phililôp, *Dụng cụ cắt gọt*, NXB Hải Phòng, Hải Phòng 2005

[5] Phạm Văn Hùng, Nguyễn Phương, *Cơ sở máy công cụ*, NXB Khoa học và kỹ thuật, Hà Nội 2007

[6] Trần Quốc Hùng, *Dung sai - kỹ thuật đo*, NXB ĐHQG Tp.HCM, Tp.HCM 2012

[7] Bành Tiến Long, Trần Thế Lục, Trần Sĩ Túy, *Thiết kế dụng cụ công nghiệp*, NXB Khoa học và kỹ thuật, Hà Nội 2005

[8] Nguyễn Hữu Lộc, *Cơ sở thiết kế máy*, NXB ĐHQG TP.HCM, Tp.HCM 2008

Nguồn khác:

[9] Data Table for:Steel Grades: Tool Steel and Hard Alley:SH2, link:*www.steelgr.com/steel-Grades/Tool-Steel-Hard-Alloy/SKH2.html*, 6/2013

[10] Engineer's Handbook, Coefficient of Fiction, link:*www.engineershandbook.com/Table/frictioncoefficient.html*, 6/2013

TRƯỜNG ĐẠI HỌC SƯ PHẠM KỸ THUẬT THÀNH PHỐ HỒ CHÍ MINH
www.hcmute.edu.vn