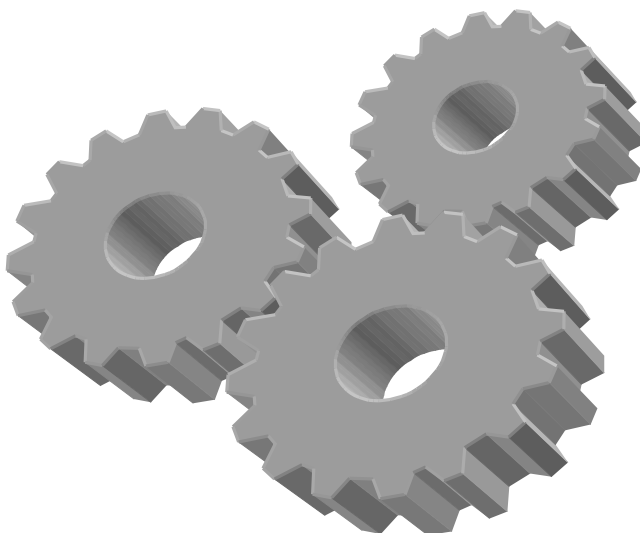


TRẦN QUỐC HÙNG

# ***THIẾT KẾ MÁY CẮT KIM LOẠI***

(Lưu hành nội bộ)



TRƯỜNG ĐẠI HỌC SƯ PHẠM KỸ THUẬT TP HCM  
KHOA CƠ KHÍ CHẾ TẠO MÁY

TRẦN QUỐC HÙNG

# ***THIẾT KẾ MÁY CẮT KIM LOẠI***

(Lưu hành nội bộ)



TRƯỜNG ĐẠI HỌC SƯ PHẠM KỸ THUẬT TP HCM  
KHOA CƠ KHÍ CHẾ TẠO MÁY

## MỤC LỤC

	Trang
<b>Chương 1: NHỮNG VẤN ĐỀ CHUNG VỀ THIẾT KẾ MÁY CẮT KIM LOẠI</b>	5
1.1. Các chỉ tiêu cơ bản của máy cắt kim loại	5
1.1.1. Độ chính xác của máy	5
1.1.2. Độ cứng vững của máy	6
1.1.3. Độ tin cậy và tuổi thọ của máy	7
1.1.4. Độ bền và độ mòn của máy	8
1.1.5. Độ dao động và ảnh hưởng nhiệt	10
1.2. Cơ sở thiết kế máy cắt kim loại	10
1.2.1. Phạm vi điều chỉnh vận tốc cắt và lượng chạy dao	11
1.2.2. Chuỗi số vòng quay	14
1.2.3. Xác định các thông số động học cơ bản	19
1.2.4. Xác định công suất động cơ	23
<b>Chương 2: THIẾT KẾ HỘP TỐC ĐỘ</b>	27
2.1. Khái niệm	27
2.2. Thiết kế hộp tốc độ dùng cơ cấu bánh răng di trượt	27
2.2.1. Chọn phương án không gian	30
2.2.2. Xác định tỉ số truyền của hộp tốc độ	31
1. Mối quan hệ giữa các tỉ số truyền trong một nhóm bánh răng di trượt	31
2. Phương án thay đổi thứ tự	33
3. Lưới kết cấu	33
4. Đồ thị số vòng quay	36
2.2.3. Xác định số răng của bánh răng	55
2.2.3.1. Phương pháp tính toán	53
2.2.3.2. Phương pháp tra bảng	61
2.2.4. Sơ đồ động và sơ đồ truyền lực	67
2.2.5. Kiểm tra sai số vòng quay	69
2.3. Thiết kế các loại hộp tốc độ khác	71
2.3.1. Hộp tốc độ puli – đai truyền	71
2.3.2. Hộp tốc độ bánh răng thay thế	73
2.3.3. Hộp tốc độ dùng cơ cấu phản hồi	78
2.3.4. Hộp tốc độ có bánh răng dùng chung	81
2.3.5. Hộp tốc độ dùng động cơ nhiều cấp tốc độ	85
2.3.6. Hộp tốc độ có chuỗi số vòng quay hỗn hợp	89

<b>Chương 3: THIẾT KẾ HỘP CHẠY DAO</b>	95
3.1. Khái niệm	95
3.1.1. Đặc điểm	95
3.1.2. Yêu cầu	95
3.2. Phương pháp thiết kế hộp chạy dao thường	96
3.3. Phương pháp thiết kế hộp chạy dao chính xác	100
3.3.1. Sắp xếp bước ren thành bảng	101
3.3.2. Thiết kế nhóm cơ sở	102
3.3.2.1. Nhóm cơ sở dùng cơ cấu Norton	102
3.3.2.2. Nhóm cơ sở dùng cơ cấu bánh răng di trượt	105
3.3.3. Thiết kế nhóm gấp bội	107
3.3.3.1. Nhóm gấp bội dùng cơ cấu bánh răng di trượt	107
3.3.3.2. Nhóm gấp bội dùng cơ cấu Mên	109
3.3.3.3. Nhóm gấp bội dùng cơ cấu then kéo	111
3.3.4. Thiết kế nhóm truyền động bù	112
3.3.5. Kiểm tra sai số bước ren	114
3.3.6. Thí dụ về thiết kế hộp chạy dao chính xác	114
<b>Chương 4: THIẾT KẾ TRỤC CHÍNH VÀ Ổ TRỤC</b>	129
4.1. Thiết kế trục chính	129
4.1.1. Yêu cầu đối với trục chính	129
4.1.2. Kết cấu của trục chính	130
4.1.3. Vật liệu của trục chính	131
4.1.4. Tính toán trục chính	131
4.2. Thiết kế ổ trục	141
4.2.1. Yêu cầu của ổ trục	141
4.2.2. Thiết kế ổ trượt	142
4.2.3. Thiết kế ổ lăn	149
<b>Chương 5: THIẾT KẾ THÂN MÁY VÀ SỐNG TRƯỢT</b>	156
5.1. Thiết kế thân máy	156
5.1.1. Yêu cầu của thân máy	156
5.1.2. Kết cấu của thân máy	156
5.1.3. Vật liệu thân máy	160
5.1.4. Tính toán thân máy	161
5.2. Thiết kế sống trượt	169
5.2.1. Yêu cầu của sống trượt	169



5.2.2. Kết cấu sống trượt	169
5.2.3. Điều chỉnh sống trượt	171
5.2.4. Bảo vệ và bôi trơn sống trượt	173
5.2.5. Vật liệu sống trượt	175
5.2.6. Tính toán sống trượt	176
5.3. Thiết kế sống lăn	181
5.3.1. Kết cấu sống lăn	181
5.3.2. Tính toán sống lăn	184
<b>Chương 6 : CƠ CẤU MÁY</b>	<b>186</b>
6.1. Cơ cấu chuyển động thẳng	186
6.1.1. Cơ cấu bánh răng - thanh răng	186
6.1.2. Cơ cấu trục vít - thanh răng	189
6.1.3. Cơ cấu vít me - đai ốc trượt	191
6.1.4. Cơ cấu vít me - đai ốc bi	198
6.1.5. Cơ cấu vi động	200
6.2. Cơ cấu chuyển động không liên tục	202
6.2.1. Cơ cấu bánh cóc - con cóc	202
6.2.2. Ly hợp một chiều	204
6.2.3. Cơ cấu Maltit	205
6.3. Cơ cấu đảo chiều	208
6.3.1. Yêu cầu	208
6.3.2. Cơ cấu đảo chiều bằng cơ khí	209
6.3.3. Cơ cấu đảo chiều bằng điện	214
6.3.4. Cơ cấu đảo chiều bằng thủy lực	214
6.3.5. Tính mômen đảo chiều	215
6.4. Hệ thống điều khiển	216
6.4.1. Chức năng và yêu cầu	216
6.4.2. Các phần tử trong hệ thống điều khiển	218
6.4.3. Các cơ cấu điều khiển bằng cơ khí	221
6.4.3.1. Hệ thống điều khiển riêng rẽ	222
1. Cơ cấu quạt răng – thanh răng	222
2. Cơ cấu ngàm gạt	224
2. Cơ cấu vít me – đai ốc	225
6.4.3.2. Hệ thống điều khiển tập trung	225
1. Hệ thống điều khiển một tay gạt	225
2. Hệ thống điều khiển dùng cam thùng	227
3. Hệ thống điều khiển dùng cam mặt đầu	229

TRẦN QUỐC HÙNG

# ***THIẾT KẾ MÁY CẮT KIM LOẠI***

(Lưu hành nội bộ)



TRƯỜNG ĐẠI HỌC SƯ PHẠM KỸ THUẬT TP HCM  
KHOA CƠ KHÍ CHẾ TẠO MÁY

## MỤC LỤC

	Trang
<b>Chương 1: NHỮNG VẤN ĐỀ CHUNG VỀ THIẾT KẾ MÁY CẮT KIM LOẠI</b>	5
1.1. Các chỉ tiêu cơ bản của máy cắt kim loại	5
1.1.1. Độ chính xác của máy	5
1.1.2. Độ cứng vững của máy	6
1.1.3. Độ tin cậy và tuổi thọ của máy	7
1.1.4. Độ bền và độ mòn của máy	8
1.1.5. Độ dao động và ảnh hưởng nhiệt	10
1.2. Cơ sở thiết kế máy cắt kim loại	10
1.2.1. Phạm vi điều chỉnh vận tốc cắt và lượng chạy dao	11
1.2.2. Chuỗi số vòng quay	14
1.2.3. Xác định các thông số động học cơ bản	19
1.2.4. Xác định công suất động cơ	23
<b>Chương 2: THIẾT KẾ HỘP TỐC ĐỘ</b>	27
2.1. Khái niệm	27
2.2. Thiết kế hộp tốc độ dùng cơ cấu bánh răng di trượt	27
2.2.1. Chọn phương án không gian	30
2.2.2. Xác định tỉ số truyền của hộp tốc độ	31
1. Mối quan hệ giữa các tỉ số truyền trong một nhóm bánh răng di trượt	31
2. Phương án thay đổi thứ tự	33
3. Lưới kết cấu	33
4. Đồ thị số vòng quay	36
2.2.3. Xác định số răng của bánh răng	55
2.2.3.1. Phương pháp tính toán	53
2.2.3.2. Phương pháp tra bảng	61
2.2.4. Sơ đồ động và sơ đồ truyền lực	67
2.2.5. Kiểm tra sai số vòng quay	69
2.3. Thiết kế các loại hộp tốc độ khác	71
2.3.1. Hộp tốc độ puli – đai truyền	71
2.3.2. Hộp tốc độ bánh răng thay thế	73
2.3.3. Hộp tốc độ dùng cơ cấu phản hồi	78
2.3.4. Hộp tốc độ có bánh răng dùng chung	81
2.3.5. Hộp tốc độ dùng động cơ nhiều cấp tốc độ	85
2.3.6. Hộp tốc độ có chuỗi số vòng quay hỗn hợp	89

<b>Chương 3: THIẾT KẾ HỘP CHẠY DAO</b>	95
3.1. Khái niệm	95
3.1.1. Đặc điểm	95
3.1.2. Yêu cầu	95
3.2. Phương pháp thiết kế hộp chạy dao thường	96
3.3. Phương pháp thiết kế hộp chạy dao chính xác	100
3.3.1. Sắp xếp bước ren thành bảng	101
3.3.2. Thiết kế nhóm cơ sở	102
3.3.2.1. Nhóm cơ sở dùng cơ cấu Norton	102
3.3.2.2. Nhóm cơ sở dùng cơ cấu bánh răng di trượt	105
3.3.3. Thiết kế nhóm gấp bội	107
3.3.3.1. Nhóm gấp bội dùng cơ cấu bánh răng di trượt	107
3.3.3.2. Nhóm gấp bội dùng cơ cấu Mên	109
3.3.3.3. Nhóm gấp bội dùng cơ cấu then kéo	111
3.3.4. Thiết kế nhóm truyền động bù	112
3.3.5. Kiểm tra sai số bước ren	114
3.3.6. Thí dụ về thiết kế hộp chạy dao chính xác	114
<b>Chương 4: THIẾT KẾ TRỤC CHÍNH VÀ Ổ TRỤC</b>	129
4.1. Thiết kế trục chính	129
4.1.1. Yêu cầu đối với trục chính	129
4.1.2. Kết cấu của trục chính	130
4.1.3. Vật liệu của trục chính	131
4.1.4. Tính toán trục chính	131
4.2. Thiết kế ổ trục	141
4.2.1. Yêu cầu của ổ trục	141
4.2.2. Thiết kế ổ trượt	142
4.2.3. Thiết kế ổ lăn	149
<b>Chương 5: THIẾT KẾ THÂN MÁY VÀ SỐNG TRƯỢT</b>	156
5.1. Thiết kế thân máy	156
5.1.1. Yêu cầu của thân máy	156
5.1.2. Kết cấu của thân máy	156
5.1.3. Vật liệu thân máy	160
5.1.4. Tính toán thân máy	161
5.2. Thiết kế sống trượt	169
5.2.1. Yêu cầu của sống trượt	169

5.2.2. Kết cấu sống trượt	169
5.2.3. Điều chỉnh sống trượt	171
5.2.4. Bảo vệ và bôi trơn sống trượt	173
5.2.5. Vật liệu sống trượt	175
5.2.6. Tính toán sống trượt	176
5.3. Thiết kế sống lăn	181
5.3.1. Kết cấu sống lăn	181
5.3.2. Tính toán sống lăn	184
<b>Chương 6 : CƠ CẤU MÁY</b>	<b>186</b>
6.1. Cơ cấu chuyển động thẳng	186
6.1.1. Cơ cấu bánh răng - thanh răng	186
6.1.2. Cơ cấu trục vít - thanh răng	189
6.1.3. Cơ cấu vít me - đai ốc trượt	191
6.1.4. Cơ cấu vít me - đai ốc bi	198
6.1.5. Cơ cấu vi động	200
6.2. Cơ cấu chuyển động không liên tục	202
6.2.1. Cơ cấu bánh cóc - con cóc	202
6.2.2. Ly hợp một chiều	204
6.2.3. Cơ cấu Maltit	205
6.3. Cơ cấu đảo chiều	208
6.3.1. Yêu cầu	208
6.3.2. Cơ cấu đảo chiều bằng cơ khí	209
6.3.3. Cơ cấu đảo chiều bằng điện	214
6.3.4. Cơ cấu đảo chiều bằng thủy lực	214
6.3.5. Tính mômen đảo chiều	215
6.4. Hệ thống điều khiển	216
6.4.1. Chức năng và yêu cầu	216
6.4.2. Các phần tử trong hệ thống điều khiển	218
6.4.3. Các cơ cấu điều khiển bằng cơ khí	221
6.4.3.1. Hệ thống điều khiển riêng rẽ	222
1. Cơ cấu quạt răng – thanh răng	222
2. Cơ cấu ngàm gạt	224
2. Cơ cấu vít me – đai ốc	225
6.4.3.2. Hệ thống điều khiển tập trung	225
1. Hệ thống điều khiển một tay gạt	225
2. Hệ thống điều khiển dùng cam thùng	227
3. Hệ thống điều khiển dùng cam mặt đầu	229

4. Hệ thống điều khiển dùng khớp tùy động	230
5. Hệ thống điều khiển dùng đĩa lỗ	231
6.5 Cơ cấu an toàn	233
6.5.1 Cơ cấu khóa lẫn	234
6.5.2. Cơ cấu hạn chế hành trình	236
6.5.3. Cơ cấu phòng quá tải	237
Tài liệu tham khảo	241

Bản quyền thuộc về Trường ĐH Sư phạm Kỹ thuật TP. HCM

## **Chương 1 NHỮNG VẤN ĐỀ CHUNG VỀ THIẾT KẾ MÁY CẮT KIM LOẠI**

### **1.1. CÁC CHỈ TIÊU CƠ BẢN CỦA MÁY CẮT KIM LOẠI**

#### **1.1.1. Độ chính xác của máy**

##### **1. Khái niệm**

Độ chính xác là một chỉ tiêu quan trọng của máy cắt kim loại, quyết định chất lượng chi tiết gia công từ độ chính xác kích thước đến sai lệch hình dạng và sai lệch vị trí tương quan giữa các bề mặt trên chi tiết.

Độ chính xác của máy ảnh hưởng trực tiếp đến độ chính xác gia công. Sai số của máy sẽ chuyển toàn bộ hoặc một phần đến chi tiết gia công và biểu thị qua các dạng:

- Sai số ban đầu của máy bao gồm sai số hình học và động học.
- Sai số do chế độ làm việc của máy bao gồm sai số đàn hồi, sai số động lực học và sai số nhiệt.
- Sai số do thời gian và điều kiện sử dụng máy như sai số do mòn, biến dạng ứng suất dư trong kết cấu.
- Sai số do dụng cụ cắt và sai số tạo hình.

Theo TCVN 1742–75, máy cắt kim loại được phân thành 5 cấp chính xác và được ký hiệu bằng các chữ cái E, D, C, B, A với mức độ chính xác tăng dần, trong đó cấp chính xác E là cấp chính xác thông thường và được sử dụng phổ biến nhất.

##### **2. Biện pháp nâng cao độ chính xác gia công trên máy**

- Chọn qui trình công nghệ gia công sao cho độ chính xác của máy ảnh hưởng đến chi tiết gia công là ít nhất.
- Trang bị hệ thống đo lường tự động để kiểm tra tích cực, khống chế kích thước, giảm độ sai lệch gia công.
- Sử dụng hệ thống điều chỉnh và bù trừ sai số tự động.
- Hạn chế ảnh hưởng xấu của biến dạng đàn hồi như tăng cường độ cứng vững, dùng đỡ phụ.
- Khử khe hở trong hệ thống đỡ và cơ cấu truyền động quan trọng.
- Giảm tác dụng xấu của biến dạng nhiệt bằng cách giảm việc sinh nhiệt và lan truyền nhiệt.
- Giảm ma sát trong ổ đỡ và trong những cơ cấu truyền động quan trọng như cơ cấu dịch chuyển tể vi, cơ cấu định vị chính xác.



### **1.1.2. Độ cứng vững của máy**

#### **1. Khái niệm**

Độ cứng vững của một hệ thống công nghệ (hay của máy) là khả năng chống lại ngoại lực làm cho nó biến dạng. Độ cứng vững là tỷ số giữa tải trọng với biến dạng tại vị trí chịu tải:

$$J = \frac{P}{W} \quad (1-1)$$

Trong đó: P – tải trọng tại vị trí kiểm tra [KG].

W – biến dạng tại vị trí chịu tải [m].

Tăng độ cứng vững là một trong hai phương pháp cơ bản nhằm làm giảm rung động của máy (ngoài tăng độ giảm chấn).

#### **2. Phân loại**

Có 4 cách phân loại độ cứng vững:

- Theo dạng biến dạng đàn hồi: độ cứng vững tịnh tiến (chuyển vị tịnh tiến dưới tác dụng của lực F) và độ cứng vững xoay (chuyển vị xoay dưới tác dụng của mômen  $M_x$ ).

- Theo cách xác định độ cứng vững riêng cho từng chi tiết máy: độ cứng vững bộ phận và độ cứng vững tổng cộng.

- Theo phương pháp đo sự biến dạng bộ phận so với chi tiết cơ sở của máy như móng máy, thân máy: độ cứng vững tương đối (đo sự biến dạng tương đối giữa hai chi tiết) và độ cứng vững tuyệt đối (đo sự biến dạng giữa chi tiết với chi tiết cơ sở được xem là vật rắn tuyệt đối).

- Theo tính chất tải trọng: độ cứng vững tĩnh (nếu tải trọng không đổi theo thời gian) và độ cứng vững động lực học (nếu tải trọng thay đổi có qui luật hoặc ngẫu nhiên theo thời gian).

#### **3. Biện pháp nâng cao độ cứng vững**

Việc xác định độ cứng vững cho một chi tiết máy, một bộ phận máy hoặc cả máy là một vấn đề rất phức tạp. Việc tính toán độ cứng vững của một chi tiết máy như trục chính máy, thân máy, sống trượt ... được giải quyết cụ thể ở các chương sau. Tuy nhiên thường chỉ có thể tính gần đúng với việc cho thêm những giả thiết ban đầu. Trong thực tế, để xác định độ cứng vững thường dùng phương pháp đo lường thực nghiệm với hai thông số đánh giá là tải trọng và biến dạng.

Tăng độ cứng vững luôn đi đôi với phí tổn lớn và nhiều khi chỉ có thể đạt được kết quả với sự thay đổi kết cấu của máy. Các biện pháp chính để nâng cao độ cứng vững của máy:



- Bảo đảm cân bằng hợp lý về độ cứng vững của cả hệ thống, tránh dùng các chi tiết có độ biến dạng lớn hoặc ngược lại có độ cứng vững quá lớn. Thường độ cứng vững tiếp xúc của các mối ghép quá kém so với độ cứng vững của vỏ hộp, thân máy.
- Phân bố các ổ trục hợp lý về số lượng, chủng loại, khoảng cách.
- Dùng vật liệu chế tạo chi tiết có mô đun đàn hồi cao như thép, gang graphít cầu ...
- Chọn hình dạng tiết diện ngang của chi tiết hợp lý, tính toán kích thước đảm bảo độ cứng vững.
- Cố gắng sử dụng kết cấu chi tiết sao cho có khả năng chịu kéo và nén, có độ cứng vững cao hơn nhiều so với trường hợp phải chịu uốn và xoắn.

### **1.1.3. Độ tin cậy và tuổi thọ của máy**

#### **1. Khái niệm**

Độ tin cậy đặc trưng cho khả năng của máy chế tạo ra những thành phẩm liên tục với số lượng và chất lượng quy định trong một thời hạn làm việc nhất định. Độ tin cậy bao gồm tính không hỏng hóc, tính sửa chữa, tính bảo quản và tuổi thọ.

Tuổi thọ của máy là sự duy trì khả năng làm việc trong một khoảng thời gian hay hoàn thành một khối lượng công việc nào đó trước khi đến trạng thái tới hạn để bảo dưỡng và sửa chữa.

Tuổi thọ của máy chủ yếu có liên quan đến hiện tượng mài mòn của những mối ghép động, hiện tượng mỏi do tác dụng của tải trọng động ..., trong đó độ mòn là yếu tố quan trọng ảnh hưởng tới khả năng duy trì độ chính xác ban đầu và hạn chế tuổi thọ của máy.

#### **2. Các nhân tố ảnh hưởng đến độ tin cậy của máy**

- Môi trường làm việc và tải trọng tác động lên máy.
- Quá trình hao mòn của máy ảnh hưởng đến độ tin cậy của máy.
- Sự biến động các chỉ tiêu chất lượng của máy theo thời gian.

#### **3. Các biện pháp bảo đảm độ tin cậy của máy**

- Nâng cao độ tin cậy sử dụng của máy, bằng cách:
  - Bảo dưỡng máy theo đúng qui trình và thời gian.
  - Kiểm tra về độ chính xác của máy theo định kỳ để kịp thời điều chỉnh và sửa chữa thích hợp.
  - Công nhân đứng máy phải qua đào tạo sử dụng máy, tuân thủ đúng các qui định về sử dụng và thao tác máy.
  - Vị trí đặt máy và tổ hợp máy phải phù hợp với công dụng, cấp chính xác và chế độ làm việc ...

- Nâng cao độ tin cậy của hệ thống thủy lực trong máy, bằng cách:
  - Bảo đảm chất lỏng trong hệ thống thủy lực phải đủ độ sạch.
  - Giữ cho dầu sử dụng trong hệ thống không bị lão hóa.
  - Giữ cho nhiệt độ dầu không vượt quá chế độ nhiệt cho phép.
- Nâng cao độ tin cậy của hệ thống điện trong máy, bằng cách tuân thủ các nguyên tắc cơ bản khi thiết kế hệ thống điện:
  - Giảm số lượng thiết bị trong sơ đồ điện, tiêu chuẩn hóa và thống nhất hóa sơ đồ điều khiển.
  - Dùng rơle tự động dòng điện yếu, thiết bị báo hiệu hỏng hóc điện có độ tin cậy cao.
  - Dùng các thiết bị điện đủ chất lượng, bảo vệ đường dây dẫn.

#### **1.1.4. Độ bền và độ mòn của máy**

##### **1. Độ bền của máy**

Độ bền là một trong những chỉ tiêu chủ yếu để đảm bảo trong suốt thời gian sử dụng máy không bị hư hỏng.

Các dạng hư hỏng có liên quan với độ bền của chi tiết máy gồm có:

- Phá hủy mỏi: phát sinh do điều kiện tải trọng thay đổi theo chu kỳ. Tùy theo trạng thái ứng suất, có sự phá hủy mỏi và phá hủy bề mặt của các chi tiết chịu tải trọng lớn như trục, bánh răng, ổ lăn ...
- Biến dạng dẻo: phát sinh do chi tiết bị quá tải sinh ra biến dạng dẻo toàn bộ như hiện tượng cong trục, kéo dài trục ... hoặc biến dạng dẻo bề mặt như móp thành hốc trên đường lăn ổ bi, sống trượt ...
- Từ biến: là quá trình chi tiết có biến dạng và ứng suất thay đổi theo thời gian dưới tác dụng lâu dài của tải trọng không đổi. Các chi tiết bằng chất dẻo và phi kim loại cần phải chú ý đến hiện tượng này.
- Phá hủy giòn: thường xảy ra với chi tiết bằng vật liệu giòn có ứng suất dư lớn, ứng suất tập trung hoặc chịu tải trọng va đập.

Các biện pháp nâng cao độ bền gồm có:

- Thiết kế kết cấu có độ bền như nhau trong suốt chiều dài chi tiết.
- Bảo đảm ứng suất phân bố đều trên tiết diện ngang (khi bị uốn thì nên dùng chi tiết có đáy dày, thành cao còn khi bị xoắn nên dùng ống thành mỏng và khép kín).
- Giảm ứng suất tập trung ở những điểm có độ bền mỏi thấp.
- Cố gắng phân bố lực và công suất được truyền đều trên toàn chi tiết.

– Sử dụng chi tiết có cấu trúc lớp bề mặt chịu ứng suất tốt và được nâng cao độ bền để tránh bị phá hủy từ bề mặt.

## 2. Độ mòn của máy

Mòn là kết quả của sự thay đổi dần kích thước bề mặt làm việc của chi tiết trong quá trình ma sát.

Quá trình mòn xảy ra do sự tương tác giữa hai bề mặt, xuất hiện sự phá hủy bằng những hạt rất nhỏ và tăng nhiệt độ tại một số điểm tiếp xúc làm thay đổi cấu trúc và tính chất cơ lý hóa của lớp bề mặt tiếp xúc.

### Các dạng mòn chủ yếu

– Mòn ôxi hóa: là quá trình phá hủy dần bề mặt chi tiết chịu ma sát dưới sự tương tác giữa lớp bề mặt kim loại với ôxi trong không khí hay trong dầu bôi trơn.

– Mòn hạt mài: là quá trình phá hủy dần bề mặt chi tiết do có hạt mài trong vùng ma sát.

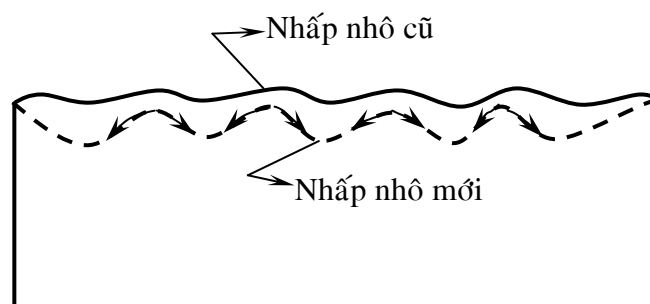
– Mòn do mỏi lớp bề mặt: là kết quả tác động của ứng suất thay đổi theo chu kỳ khi ứng suất này vượt quá giới hạn đàn hồi.

– Mòn do biến dạng dẻo (hiện tượng tróc dính). Do có biến dạng dẻo, tình trạng bề mặt của chi tiết sẽ thay đổi, màng ôxi và màng bôi trơn bị phá hủy, trên bề mặt của chi tiết hình thành mối liên kết kim loại cục bộ. Khi ma sát trượt với tốc độ nhỏ và áp suất riêng vượt quá giới hạn chảy, mối liên kết kim loại ấy bị phá hủy làm bong tách hoặc bám dính các hạt kim loại lên bề mặt tiếp xúc.

– Mòn do sự ăn mòn điện hóa: là quá trình phá hủy bề mặt của chi tiết dưới tác dụng hoá và điện hoá của môi trường.

– Mòn tróc gỉ: là quá trình phá hủy bề mặt ma sát khi đồng thời có tác dụng của hiện tượng ăn mòn và sự di động tương đối của chi tiết tiếp xúc, sinh ra dao động với biên độ nhỏ tại bề mặt tiếp xúc.

Hình 1-1 mô tả quá trình ăn mòn hóa học trên bề mặt chi tiết: Các chất hóa học sẽ ăn mòn theo sườn dốc của các nhấp nhô theo chiều mũi tên.



Hình 1- 1 : Quá trình ăn mòn hóa học trên bề mặt chi tiết

Các biện pháp làm giảm độ mòn gồm có:

- Bộ ma sát cần được che kín để bảo vệ.
- Phân bố đều áp suất trên bề mặt ma sát, tránh ứng suất tập trung, tăng độ cứng vững của chi tiết lắp ghép.
- Giảm tải trọng cho những bề mặt bị mòn.
- Bảo đảm tuổi thọ như nhau cho tất cả các chi tiết có khả năng bị mòn.
- Giảm bớt công ma sát đối với những cơ cấu ứng dụng sự ma sát (dùng bộ ly hợp ma sát nhiều đĩa).
- Chọn độ nhám tối ưu cho bề mặt chịu ma sát tương ứng với dạng ma sát.
- Dùng vật liệu phù hợp với điều kiện làm việc.
- Bề mặt ma sát nên tạo đứt quãng hoặc xẻ rãnh để dễ làm nguội.

#### **1.1.5. Độ dao động và ảnh hưởng nhiệt**

##### **1. Độ dao động**

Khi gia công những vật liệu khó cắt gọt hay cắt gọt với tốc độ cắt cao, máy cắt kim loại thường xảy ra hiện tượng dao động.

Sử dụng các biện pháp đơn giản trên những máy đã có sẵn nhằm làm tăng độ giảm chấn. Thí dụ: *Làm gối đỡ giảm chấn bằng dầu ép trên trục chính máy tiện có thể tăng năng suất cắt lên gấp đôi mà không gây ảnh hưởng lớn bởi dao động, đổ cát vào các hộp trống ở thân máy nhằm làm giảm chấn v.v...*

##### **2. Ảnh hưởng nhiệt**

Trong quá trình gia công, sự thay đổi hoặc chênh lệch nhiệt độ quá lớn giữa các bộ phận máy làm ảnh hưởng rất lớn đến độ chính xác hình học, độ chính xác chuyển động, độ cứng vững ...

Nguồn phát nhiệt thông thường là ổ trục, hộp tốc độ, hệ thống dầu ép, sống trượt, phoi nóng, động cơ điện ... Để giảm bớt biến dạng nhiệt người ta đưa các nguồn phát nhiệt ra ngoài máy, sử dụng gối đỡ khí ép hoặc dầu ép thay cho sống trượt, đặt nghiêng sống trượt để dễ thoát phoi ...

## **1.2. CƠ SỞ THIẾT KẾ MÁY CẮT KIM LOẠI**

Quá trình thiết kế máy cắt kim loại gồm có hai phần chính:

- Thiết kế phần động học của máy
  - Xác định tính năng kỹ thuật của máy như hình dáng một tập hợp các chi tiết được gia công trên máy, kích thước giới hạn lớn nhất và nhỏ nhất có thể gia công được trên máy ...

- Xác định các chuyển động của máy, chủ yếu là các chuyển động tạo hình.
  - Lựa chọn phương án thiết kế → Lập sơ đồ kết cấu động học.
  - Lựa chọn các cơ cấu truyền động cụ thể.
  - Xác định các thông số động học cơ bản.
  - Lập sơ đồ động của máy.
- Thiết kế phần động lực học của máy
- Xác định lực và mômen tác dụng.
  - Tính công suất động cơ.
  - Thiết kế động lực học của các chi tiết và bộ phận máy bao gồm xác định kết cấu, lựa chọn vật liệu, tính toán kích thước ...

### **1.2.1. Phạm vi điều chỉnh số vòng quay và phạm vi điều chỉnh lượng chạy dao**

Khi gia công chi tiết, vận tốc cắt và lượng chạy dao của máy thay đổi tùy thuộc vào những yếu tố chủ yếu sau:

- Tính chất cơ lý của vật liệu gia công (độ bền, độ cứng ...).
- Vật liệu làm dao cũng như các thông số hình học của dao cắt.
- Yêu cầu và chất lượng của bề mặt chi tiết sau khi gia công (độ nhám bề mặt, độ chính xác về kích thước, hình dáng hình học và vị trí tương quan).
- Phương pháp gia công và điều kiện gia công.

Tùy theo từng trường hợp gia công cụ thể để tính toán xác định vận tốc cắt và lượng chạy dao thích hợp sao cho đảm bảo chất lượng của chi tiết gia công trong điều kiện kinh tế nhất. Trên cơ sở đó, điều chỉnh số vòng quay (hay số hành trình kép) và lượng chạy dao của máy.

#### **1. Phạm vi điều chỉnh số vòng quay $R_n$**

a. Đối với máy có chuyển động chính là chuyển động vòng (quay tròn)

Chuyển động quay được thể hiện bởi số vòng quay trong một phút.

Phạm vi điều chỉnh số vòng quay  $R_n$  được tính:

$$R_n = \frac{n_{\max}}{n_{\min}} \quad (1-1)$$

Với  $n_{\max}$  – số vòng quay lớn nhất của chi tiết hay của dao [v/ph]

$n_{\min}$  – số vòng quay nhỏ nhất của chi tiết hay của dao [v/ph]

Ta đã biết công thức tính vận tốc cắt  $V$ :

$$V = \frac{\pi d n}{1000} \quad [m/ph] \quad (1-2)$$

Số vòng quay lớn nhất và nhỏ nhất của chi tiết được tính từ công thức trên.

- Khi dùng vận tốc  $v_{\min}$  để gia công chi tiết có đường kính  $d_{\max}$  thì số vòng quay cần thiết là  $n_{\min}$ :

$$n_{\min} = \frac{1000 V_{\min}}{\pi d_{\max}} \quad (1-3)$$

- Khi dùng vận tốc  $v_{\max}$  để gia công chi tiết có đường kính  $d_{\min}$  thì cần số vòng quay cần thiết là  $n_{\max}$ :

$$n_{\max} = \frac{1000 V_{\max}}{\pi d_{\min}} \quad (1-4)$$

Từ (1-1), phạm vi điều chỉnh số vòng quay  $R_n$ :

$$R_n = \frac{n_{\max}}{n_{\min}} = \frac{V_{\max}}{V_{\min}} \cdot \frac{d_{\max}}{d_{\min}} = R_v \cdot R_d \quad (1-5)$$

$$\text{Với: } R_v = \frac{V_{\max}}{V_{\min}} \text{ - phạm vi điều chỉnh vận tốc cắt.} \quad (1-6)$$

$$R_d = \frac{d_{\max}}{d_{\min}} \text{ - phạm vi điều chỉnh đường kính chi tiết.} \quad (1-7)$$

Thông thường trị số trung bình của  $R_d = 4 \div 8$ .

Đặc điểm của phạm vi điều chỉnh số vòng quay là chỉ phụ thuộc vào giới hạn của vận tốc cắt và đường kính chi tiết gia công.

Với một số máy vạn năng hiện đại thường có phạm vi điều chỉnh số vòng quay phù hợp với công dụng của máy (tham khảo *Bảng 1-1*).

MÁY	Phạm vi điều chỉnh số vòng quay $R_n$
Máy tiện	50 ÷ 200
Máy phay	20 ÷ 100
Máy tiện đứng	25 ÷ 40
Máy khoan cần	20 ÷ 100
Máy bào	5 ÷ 40



b. Chuyển động chính của máy là chuyển động thẳng khứ hồi

Số vòng quay của trục chính được thay bằng số hành trình kép  $n_{htk}$  trong một phút. Vận tốc của hành trình làm việc  $V$  thường chậm, còn vận tốc hành trình chạy không  $V_0$  thường nhanh hơn. Tỷ lệ giữa  $V$  và  $V_0$  thường theo một hệ số  $k$  nhất định, tức là:

$$V_0 = k V \quad \text{với } (k > 1) \quad (1-8)$$

Tổng thời gian  $T$  của một hành trình kép bao gồm thời gian thực hiện hành trình làm việc  $t$  và thời gian của hành trình chạy không  $t_0$  và bằng:

$$T = t + t_0 = \frac{L}{V} + \frac{L}{k V} = L \cdot \frac{1 + k}{k V} \quad (1-9)$$

Trong đó:  $L$  – chiều dài hành trình cắt gọt  $[m]$ .

Số hành trình kép trong 1 phút:

$$n_{htk} = \frac{1}{T} = \frac{k V}{L (1 + k)} \quad (1-10)$$

Phạm vi điều chỉnh số hành trình kép sẽ là:

$$R_{n_{htk}} = \frac{n_{htk \max}}{n_{htk \min}} = \frac{V_{\max}}{V_{\min}} \cdot \frac{L_{\max}}{L_{\min}} \quad (1-11)$$

$n_{htk \max}$ ,  $n_{htk \min}$  là số hành trình kép giới hạn, được xác định tương tự như ở công thức (1-3) và (1-4).

c. Đối với những máy có chuyển động chính là chuyển động thẳng không đổi hướng (như máy cửa dây, máy đánh bóng thẳng)

Vận tốc cắt của nó được xác định bằng số vòng quay  $n[v/ph]$  và đường kính  $D[mm]$  của đĩa, puli, hoặc tay quay thực hiện truyền động, tức là:

$$V = \frac{\pi D n}{1000} \quad [m/ph] \quad (1-12)$$

Cách xác định phạm vi điều chỉnh số vòng quay  $R_n$  cũng tương tự như ở máy có chuyển động chính là chuyển động vòng.

2. Phạm vi điều chỉnh lượng chạy dao  $R_s$

Phạm vi điều chỉnh lượng chạy dao  $R_s$  được tính:

$$R_s = \frac{s_{\max}}{s_{\min}} \quad (1-13)$$

Có hai trường hợp liên quan đến hai loại lượng chạy dao:

– Trường hợp 1: Chuyển động chạy dao có quan hệ với chuyển động chính, lượng chạy dao được tính trên một vòng quay của trục chính bằng công thức:

$$S = 1. i_0 . i_s . t \quad [mm/v] \quad (1-14)$$

Trong đó:  $i_0$  – tỷ số truyền cố định trong xích chạy dao.

$i_s$  – tỷ số truyền thay đổi trong xích chạy dao.

$t$  – lượng di động tịnh tiến của cơ cấu chấp hành khi trục cuối cùng của xích chạy dao quay một vòng  $[mm/v]$ .

Nếu dùng cơ cấu biến đổi từ chuyển động quay sang chuyển động tịnh tiến là vít me – đai ốc thì  $t = t_x$  ( $t_x$  là bước ren của vít me). Nếu dùng cơ cấu bánh răng – thanh răng thì  $t = \pi m Z$  ( $m$  là môđun,  $Z$  là số răng của bánh răng trong cơ cấu bánh răng – thanh răng).

Lượng chạy dao nhỏ nhất  $s_{\min}$  và lớn nhất  $s_{\max}$  tương ứng tỷ lệ với tỉ số truyền thay đổi  $i_{\min}$ ,  $i_{\max}$ . Phạm vi điều chỉnh lượng chạy dao  $R_s$  là:

$$R_s = \frac{s_{\max}}{s_{\min}} = \frac{i_{\max}}{i_{\min}} \quad (1-15)$$

Lượng chạy dao lớn nhất và nhỏ nhất được xác định tùy thuộc vào điều kiện công nghệ khi gia công. Trị số thường dùng là  $s_{\max} = 2 \div 6 \text{ } [mm/v]$ ,  $s_{\min} = 0,005 \div 0,05 \text{ } [mm/v]$ .

– Trường hợp 2: Chuyển động chạy dao độc lập với chuyển động chính (chuyển động chạy dao được thực hiện bằng động cơ riêng có số vòng quay là  $n_{dc} \text{ } [v/ph]$ ), lượng chạy dao được tính bằng công thức:

$$s = n_{dc} . i_s . t \quad [mm/ph] \quad (1-16)$$

Trong đó:  $i_s$  – tỉ số truyền từ động cơ đến cơ cấu chấp hành (xích chạy dao).

$t$  – lượng biến đổi từ chuyển động quay sang chuyển động tịnh tiến.

Phạm vi điều chỉnh lượng chạy dao  $R_s$  là:

$$R_s = \frac{s_{\max}}{s_{\min}} = \frac{i_{\max}}{i_{\min}} \quad (1-17)$$

### **1.2.2. Chuỗi số vòng quay**

Trong truyền động phân cấp, các giá trị số vòng quay không phân bố một cách bất kỳ mà tuân theo một qui luật nhất định để tạo nên chuỗi số vòng quay hợp lý trong phạm vi điều chỉnh số vòng quay. Chuỗi số vòng quay dùng trong máy cắt kim loại thường gồm các loại sau:

#### **1. Chuỗi số vòng quay cấp số nhân**

Chuỗi số vòng quay cấp số nhân là chuỗi số vòng quay mà các giá trị của nó là các số hạng của một cấp số nhân có công bội là  $\phi$ . Nếu một hộp tốc độ có  $Z$  cấp tốc độ từ số vòng quay nhỏ nhất  $n_{\min}$  đến số vòng quay lớn nhất  $n_{\max}$ , thì:



$$\begin{aligned}n_1 &= n_{\min} \\n_2 &= n_1 \cdot \varphi \\n_3 &= n_2 \cdot \varphi = n_1 \cdot \varphi^2 \\&\vdots \\n_{k+1} &= n_k \cdot \varphi = n_1 \cdot \varphi^k \\&\vdots \\n_z &= n_{z-1} \cdot \varphi = n_1 \cdot \varphi^{z-1} = n_{\max}\end{aligned}$$

Khi đó phạm vi điều chỉnh số vòng quay  $R_n$  được xác định:

$$R_n = \frac{n_{\max}}{n_{\min}} = \frac{n_1 \cdot \varphi^{z-1}}{n_1} = \varphi^{z-1} \quad (1-18)$$

Từ (1-18), có thể xác định công bội của chuỗi số vòng quay  $\varphi$  (còn được gọi là hệ số cấp vận tốc):

$$\varphi = \sqrt[z-1]{R_n} \quad (1-19)$$

và số cấp vận tốc  $Z$ :

$$Z = \frac{\lg R_n}{\lg \varphi} + 1 \quad (1-20)$$

#### **Ghi chú:**

– Số cấp tốc độ  $Z$  tính theo công thức (1-20) thường không phải là số nguyên, nên phải quy tròn thành số nguyên gần nó nhất (tốt nhất nên chọn số nguyên lớn hơn để đảm bảo các giá trị  $n_{\min}$ ,  $n_{\max}$  đạt yêu cầu của thiết kế).

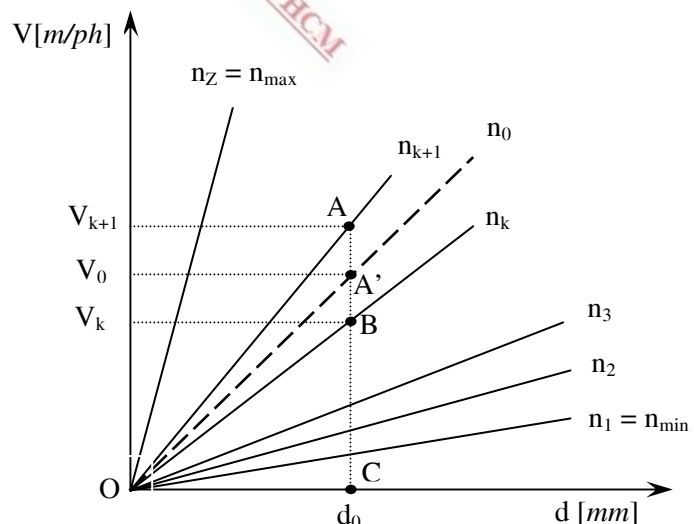
– Tổn thất vận tốc cắt tương đối  $\Delta V$  chỉ phụ thuộc vào công bội  $\varphi$  mà không phụ thuộc vào đường kính  $d$  của chi tiết gia công nhưng vì  $\varphi$  là hằng số nên tổn thất này cũng không đổi.

Từ công thức (1-2) tính vận tốc cắt  $V$ :

$$V = \frac{\pi d n}{1000} = c \cdot d \quad (1-21)$$

$$\text{với } c = \frac{\pi n}{1000}$$

Nếu biểu thị chuỗi số vòng quay  $n$  trong hệ tọa độ  $[v - d]$  thì số vòng quay  $n$  sẽ là những đường thẳng đi qua gốc tọa độ, có dạng như hình 1- 2.



Hình 1- 2 : Biểu đồ chuỗi số vòng quay bất kỳ

Giả sử cần gia công phôi có đường kính  $d_0$ . Dựa vào các điều kiện về công nghệ và yêu cầu kỹ thuật của chi tiết, ta xác định được vận tốc cắt hợp lý  $V_0$ . Qua đồ thị hình 1-2, xác định được số vòng quay hợp lý  $n_0$ . Nhưng vì máy dùng truyền động phân cấp nên hầu như không tìm được một giá trị số vòng quay nào đó trùng với  $n_0$  mà thường  $n_0$  ở trong khoảng hai giá trị  $n_k$  và  $n_{k+1}$  ( $n_k < n_0 < n_{k+1}$ ). Tương ứng với  $n_k$  và  $n_{k+1}$  là hai vận tốc cắt  $V_k$  và  $V_{k+1}$  ( $V_k < V_0 < V_{k+1}$ ). Để đảm bảo tuổi bền của dao, thường chọn số vòng quay  $n_k$  để gia công (khi đó vận tốc cắt  $V_k < V_0$ ). Như vậy sẽ có tổn thất về vận tốc cắt (cũng là tổn thất về năng suất). Tổn thất tương đối về vận tốc cắt  $\Delta V$  được tính như sau:

$$\Delta V = \frac{V_0 - V_k}{V_0} \cdot 100\% = \left(1 - \frac{V_k}{V_0}\right) \cdot 100\% \quad (1-22)$$

$$\text{Do } V_0 = \frac{\pi d_0 n_0}{1000} \text{ và } V_k = \frac{\pi d_0 n_k}{1000}$$

$$\text{nên } \Delta V = \frac{V_0 - V_k}{V_0} \cdot 100\% = \left(1 - \frac{V_k}{V_0}\right) \cdot 100\% = \left(1 - \frac{n_k}{n_0}\right) \cdot 100\% \quad (1-23)$$

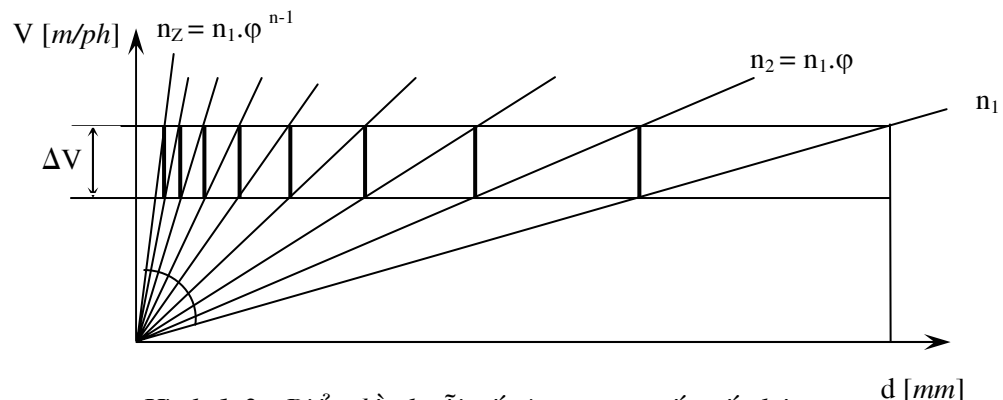
Tổn thất tương đối về vận tốc cắt đạt giá trị lớn nhất  $\Delta V_{\max}$  khi  $V_0 \rightarrow V_{k+1}$  ( $n_0 \rightarrow n_{k+1}$ ) và bằng:

$$\Delta V_{\max} = \lim_{V_0 \rightarrow V_{k+1}} \left(1 - \frac{V_k}{V_0}\right) \cdot 100\% = \left(1 - \frac{V_k}{V_{k+1}}\right) \cdot 100\% = \left(1 - \frac{n_k}{n_{k+1}}\right) \cdot 100\% \quad (1-24)$$

Nếu chuỗi số vòng quay phân bố bất kỳ thì tổn thất tương đối về vận tốc cắt  $\Delta V_{\max}$  cũng sẽ thay đổi bất kỳ. Từ (1-24), muốn giữ cho  $\Delta V_{\max}$  luôn luôn không đổi thì cần phải đảm bảo điều kiện:

$$\frac{n_k}{n_{k+1}} = \text{const} \quad (1-25)$$

Chỉ có chuỗi số vòng cấp số nhân mới thỏa mãn điều kiện (1-25), nghĩa là  $\frac{n_k}{n_{k+1}} = \text{const} = \varphi$ . Biểu đồ chuỗi số vòng cấp số nhân cho trong hình 1-3.



Hình 1-3 : Biểu đồ chuỗi số vòng quay cấp số nhân

Để tạo thuận lợi cho người sử dụng khi tra số vòng quay  $n$  nếu đã biết  $V$  và  $d$ , trên mỗi máy có vẽ một biểu đồ thể hiện số vòng quay trong hệ tọa độ lôgarit. Muốn thế, phương trình (1-21) được thể hiện trong hệ tọa độ lôgarit của  $[v - d]$  như sau:

$$\lg V = \lg d + \lg c \quad (1-26)$$

Nó có dạng  $y = x + a$ , là phương trình của những đường thẳng cắt trục  $x$  và  $y$  một góc  $45^\circ$  với khoảng cách  $a$ .

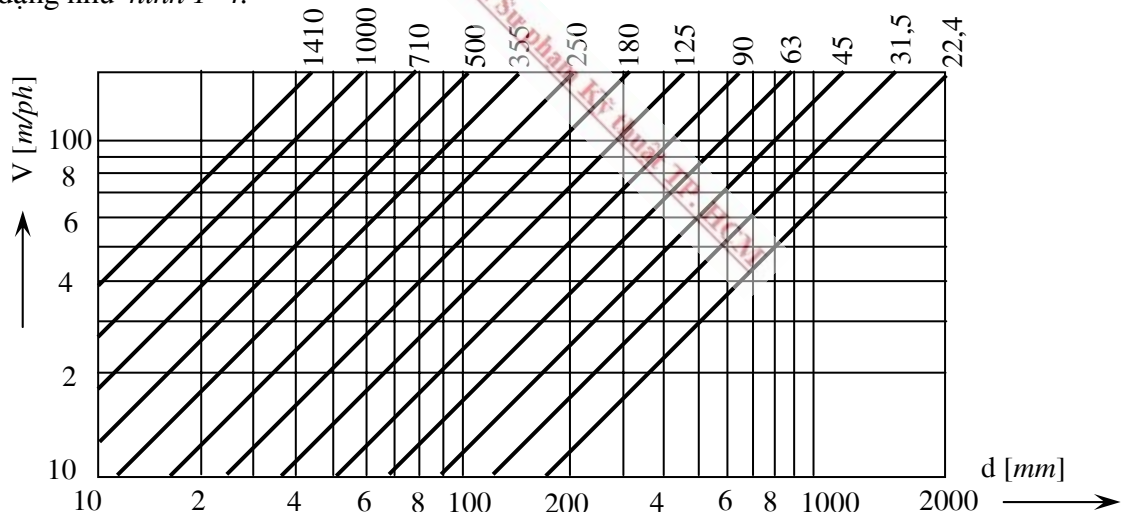
Do  $c = \frac{\pi n}{1000}$  nên trị số  $c$  phụ thuộc vào số vòng quay  $n$  mà  $n$  lại được phân bố theo quy luật cấp số nhân với công bội  $\varphi$ , nên:

$$\lg c_1 = \lg \frac{\pi}{1000} + \lg n_1$$

$$\lg c_2 = \lg \frac{\pi}{1000} + \lg n_2 = \lg \frac{\pi}{1000} + \lg n_1 + \lg \varphi$$

$$\lg c_k = \lg \frac{\pi}{1000} + \lg n_k = \lg \frac{\pi}{1000} + \lg n_1 + (k-1) \lg \varphi$$

Các số vòng quay của chuỗi cấp số nhân sẽ là những đường thẳng song song cách đều nhau một khoảng bằng  $\lg \varphi$  (trong thực tế, người ta thường lấy mỗi khoảng tương đương cho giá trị của  $\varphi$ ). Biểu đồ chuỗi số vòng quay cấp số nhân trong hệ tọa độ lôgarit có dạng như hình 1-4.



Hình 1-4 : Biểu đồ chuỗi số vòng quay cấp số nhân trong hệ trục lôgarit

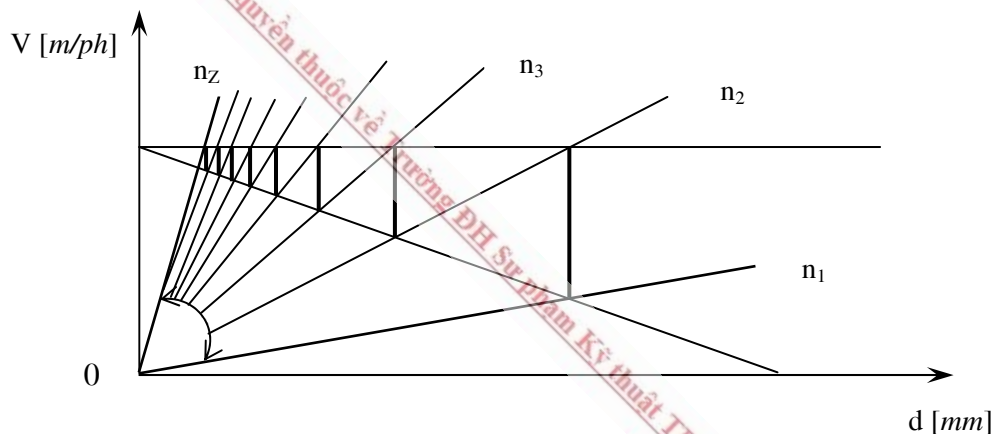
## 2. Chuỗi số vòng quay cấp số cộng

Chuỗi số vòng quay cấp số cộng là chuỗi số vòng quay mà các giá trị của nó là các số hạng của một cấp số cộng có công sai là  $a$  với số hạng đầu tiên là  $n_{\min}$  và số hạng cuối cùng là  $n_{\max}$ .

$$\begin{aligned}n_1 &= n_{\min} \\n_2 &= n_1 + 1.a \\n_3 &= n_2 + a = n_1 + 2.a \\&\vdots \\n_Z &= n_{Z-1} + a = n_1 + (Z - 1).a\end{aligned}$$

Suy ra: 
$$a = \frac{n_Z - n_1}{Z - 1} \quad (1-27)$$

Hình 1- 5 biểu diễn chuỗi số vòng quay cấp số cộng được vẽ trong hệ tọa độ lôgarit. Chuỗi số vòng quay cấp số cộng có các trị số số vòng quay thấp ở cách xa nhau và các số vòng quay cao rất khít nhau, nên tổn thất vận tốc tương đối luôn thay đổi theo đường kính chi tiết gia công và không thể hạn chế được. Vì vậy chuỗi số vòng quay cấp số cộng không thể thỏa mãn các yêu cầu gia công hợp lý. Do đó, nó chỉ được dùng ở một số hộp chạy dao, ở những cơ cấu truyền động không liên tục như cơ cấu bánh cóc – côn cóc của máy bào ...



Hình 1- 5: Biểu đồ chuỗi số vòng quay cấp số cộng trong hệ trục lôgarit

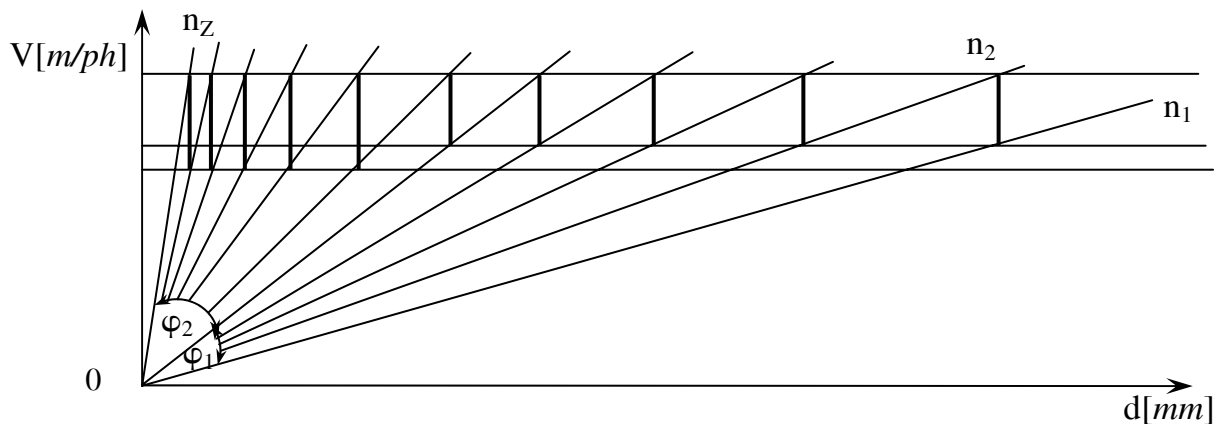
### 3. Chuỗi số vòng quay hỗn hợp

Có hai loại chuỗi số vòng quay hỗn hợp:

- Chuỗi số vòng quay kết hợp giữa chuỗi số vòng quay cấp số cộng và cấp số nhân, trong đó các giá trị số vòng quay thấp dùng cấp số cộng còn giá trị số vòng quay cao dùng cấp số nhân.

- Chuỗi số vòng quay cấp số nhân có 2 hệ số cấp vận tốc  $\varphi_1$  và  $\varphi_2$  (với  $\varphi_1 < \varphi_2$ ), trong đó các giá trị số vòng quay thấp dùng hệ số  $\varphi_1$  còn giá trị số vòng quay cao dùng hệ số  $\varphi_2$ . Để tạo chuỗi số vòng quay này, trước hết tạo ra chuỗi số vòng quay cấp số nhân có hệ số  $\varphi_1$ , sau đó để các số vòng quay cao thừa hơn cứ sau mỗi số vòng quay thì bỏ đi một. Như thế các số vòng quay cao có hệ số  $\varphi_2$  (hình 1-6). Xem thêm ví dụ minh họa về chuỗi số vòng quay có 2 hệ số cấp vận tốc  $\varphi_1$  và  $\varphi_2$  trong mục 2.3.6.

Hộp tốc độ dùng chuỗi số vòng quay hỗn hợp này có kết cấu phức tạp hơn, khó tính toán hợp lý nên cũng ít được dùng.



Hình 1- 6: Biểu đồ chuỗi số vòng quay hỗn hợp có hai hệ số cấp vận tốc

**Kết luận:** Trong các loại chuỗi số vòng quay kể trên, chuỗi số vòng quay cấp số nhân có nhiều ưu điểm nhất nên thường được dùng để thiết kế các hộp tốc độ, hộp chạy dao của các máy vạn năng. Riêng đối với máy chuyên dùng thì không nhất thiết phải dùng chuỗi số vòng quay cấp số nhân, vì số vòng quay của máy chuyên dùng chỉ có một hoặc vài cấp số vòng quay phù hợp nhất đối với chi tiết gia công. Hộp chạy dao của các máy dùng để cắt ren thì không sử dụng chuỗi cấp số nhân cũng như chuỗi cấp số cộng mà phải có phương pháp thiết kế riêng (xem trong chương 3, phần thiết kế hộp chạy dao chính xác) nhằm đạt được các lượng chạy dao phù hợp với bước ren theo yêu cầu.

### 1.2.3. Xác định các thông số động học cơ bản

Ba thông số động học cơ bản của chuỗi số vòng quay cấp số nhân là  $\phi$ ,  $Z$  và  $R_n$ , trong đó hệ số cấp vận tốc  $\phi$  đã được tiêu chuẩn hóa.

#### 1. Xác định trị số $\phi$ tiêu chuẩn

Để tạo ra chuỗi số vòng quay cấp số nhân với công bội  $\phi$  thì hệ số  $\phi$  không chọn một cách bất kỳ mà được tiêu chuẩn hóa dựa trên những nguyên tắc sau đây:

a. **Nguyên tắc gấp 10:** là nguyên tắc mà một số hạng bất kỳ trong dãy số đều có giá trị gấp 10 lần giá trị của số hạng khác ở cách nó  $x$  số hạng, nghĩa là nếu có chuỗi số  $n_1, n_2, n_3, \dots, n_x, n_{x+1}, \dots, n_Z$  thì  $n_{x+1} = 10 n_1$  (với  $x$  – là số nguyên).

Vì chuỗi số vòng quay là một dãy số cấp số nhân, nên:  $n_{x+1} = n_1 \cdot \phi^x$

$$\text{Suy ra: } \phi^x = 10 \text{ hay } \phi = \sqrt[x]{10} \quad (1-28)$$

Nguyên tắc này dựa trên thói quen gấp 10 trong chuỗi số tối ưu của kỹ thuật (chuỗi số Renard để tạo ra các giá trị kích thước tiêu chuẩn).

b. Nguyên tắc gấp 2: là nguyên tắc mà một số hạng bất kỳ trong dãy số đều có giá trị gấp 2 lần giá trị của số hạng khác ở cách nó y số hạng, nghĩa là nếu có chuỗi số  $n_1, n_2, n_3, \dots, n_y, n_{y+1}, \dots, n_Z$  thì  $n_{y+1} = 2 n_1$  (với y – là số nguyên).

Vì chuỗi số vòng quay là một dãy số cấp số nhân, nên:  $n_{y+1} = n_1 \cdot \varphi^y$

$$\text{Suy ra: } \varphi^y = 2 \text{ hay } \varphi = \sqrt[y]{2} \quad (1-29)$$

Nguyên tắc này dùng để thỏa mãn trong trường hợp dùng động cơ điện có nhiều cấp vận tốc, trong đó các số vòng quay của động cơ  $n_{dc}$  tuân theo qui luật cấp số nhân với công bội bằng 2.

Vì trị số  $\varphi$  phải đồng thời thỏa mãn cả hai nguyên tắc trên, cho nên:

$$\varphi = \sqrt[x]{10} = \sqrt[y]{2} \quad (1-30)$$

$$\text{Suy ra: } y = x \cdot \lg 2 = 0.30103x \approx 0,3x$$

Ngoài ra, ta còn có điều kiện về hệ số  $\varphi$ :

$$1 < \varphi \leq 2 \quad (1-31)$$

Lý do là vì:

- Chuỗi số vòng quay là cấp số nhân tiến nên  $\varphi > 1$ .
- Máy thiết kế cần phải có tổn thất vận tốc cũng như tổn thất năng suất không đổi và không vượt quá giới hạn 50%.

$$\Delta V_{\max} = \left( 1 - \frac{1}{\varphi} \right) 100\% \leq 50\% \quad (1-32)$$

$$\text{Từ đó suy ra: } \varphi \leq 2 \quad (1-33)$$

Trong phạm vi điều kiện về hệ số  $\varphi$  (1-31), chọn các trị số x và tính trị số y tương ứng, người ta xác định được các trị số  $\varphi$  tiêu chuẩn cho trong bảng 1 – 2.

Ở bảng này có những trị số  $\varphi = 1,41$  và  $\varphi = 2$  không thỏa mãn nguyên tắc gấp 10, trị số  $\varphi = 1,58$  và  $\varphi = 1,78$  không thỏa mãn nguyên tắc gấp 2, vì x và y không phải là số nguyên. Nhưng trên thực tế cần thiết những trị số này, để khoảng cách giữa các trị số không quá xa.

Bảng 1- 2: Bảng trị số  $\varphi$  tiêu chuẩn

$\varphi$	1,06	1,12	1,26	1,41	1,58	1,78	2
$\frac{\sqrt[x]{10}}{x =}$	40	20	10	20/3	5	4	2/6
$\frac{\sqrt[y]{2}}{y =}$	12	6	3	2	3/2	6/5	1
$\Delta v_{\max} [\%]$	5	10	20	30	40	45	50



Phạm vi sử dụng các trị số  $\varphi$  tiêu chuẩn như sau:

- $\varphi = 1,06$  : rất ít dùng vì các giá trị số vòng quay quá khít.
- $\varphi = 1,12$  : dùng cho các máy cần điều chỉnh chính xác vận tốc cắt (nhằm giảm tổn thất về vận tốc và năng suất) trong gia công hàng khối hoặc hàng loạt lớn như máy tự động, nửa tự động.
- $\varphi = 1,26$  và  $1,41$  : dùng cho các máy công cụ vận năng.
- $\varphi = 1,58$  và  $1,78$  : dùng cho các máy có thời gian chạy không lớn (thời gian gia công không lớn hơn nhiều so với thời gian chạy không) và như thế không cần phải điều chỉnh chính xác vận tốc cắt.
- $\varphi = 2$  : rất ít dùng, chỉ có ý nghĩa phụ để tính toán các cơ cấu truyền động của nhóm khuếch đại trong hộp tốc độ hoặc nhóm gấp bội trong hộp chạy dao.

Mối quan hệ giữa các thông số cơ bản  $\varphi$ ,  $Z$  và  $R_n$  đã biết ở công thức (1-18). Khi thiết kế máy, phạm vi điều chỉnh số vòng quay  $R_n$  được cho trước theo yêu cầu, vì vậy số cấp vận tốc  $Z$  tỉ lệ nghịch với hệ số  $\varphi$ . Cần phải lựa chọn trị số  $\varphi$  và  $Z$  như thế nào để vừa có thể vừa đảm bảo giảm tổn thất vận tốc, vừa đảm bảo kết cấu của máy không quá phức tạp, khó chế tạo, giá thành cao ( $Z$  càng lớn sự phân bố các cấp vận tốc càng dày, tổn thất vận tốc nhỏ, nhưng kết cấu của máy sẽ lớn, phức tạp hơn). Sau khi chọn được trị số  $\varphi$  thích hợp, sẽ dễ dàng xác định được số cấp vận tốc  $Z$ .

Trong trường hợp thiết kế các hộp tốc độ có nhiều cấp vận tốc  $Z$  với trị số  $\varphi$  nhỏ, để đơn giản về mặt kết cấu của hộp, hiện nay người ta thường dùng động cơ điện có 2 hoặc nhiều cấp vận tốc.

Số cấp vận tốc  $Z$  cần nên lấy bằng bội số của 2 và 3, vì truyền động trong hộp tốc độ thường do những khối bánh răng bậc có 2, 3 hoặc  $4 = 2.2$  bánh răng thực hiện. Do đó, số cấp vận tốc thường dùng trong thực tế là:  $Z = 3, 4, 6, 8, 12, 18, 24, 36$ .

## 2. Xác định các giá trị số vòng quay

Từ giá trị  $\varphi$  tiêu chuẩn, người ta xác định chuỗi số vòng quay tiêu chuẩn. Chuỗi số vòng quay cơ sở được lấy với số vòng quay đầu tiên là 1, tức là  $n_1 = 1$  v/ph với trị số  $\varphi = 1,06$ . Số vòng quay tiêu chuẩn bất kỳ nào cũng sẽ bằng  $n_Z = n_1 \cdot \varphi^{Z-1} = \varphi^{Z-1}$ .

Chuỗi số vòng quay cơ sở sẽ có các giá trị sau:

1 – 1,06 – 1,12 – 1,18 – 1,25 – 1,32 – 1,41 – 1,5 – 1,6 – 1,7 – 1,8 – 1,9  
– 2 – 2,12 – 2,24 – 2,36 – 2,5 – 2,65 – 2,8 – 3 – 3,15 – 3,35 – 3,55 –  
3,75 4 – 4,25 – 4,5 – 4,75 – 5 – 5,3 – 5,6 – 6 – 6,3 – 6,7 – 7,1 – 7,5 – 8  
– 8,5 – 9 – 9,5.

Trên cơ sở chuỗi số vòng quay đó, hình thành các giá trị số vòng quay tiêu chuẩn cho trong bảng 1-3. Các trị số vòng quay tiêu chuẩn khác, tùy theo yêu cầu lớn hay bé mà nhân hoặc chia các trị số trên với 10, 100, 1000 ...

Bảng 1-3: Bảng số vòng quay tiêu chuẩn

Hệ số φ							Hệ số φ							Hệ số φ						
1,06	1,12	1,26	1,41	1,58	1,78	2	1,06	1,12	1,26	1,41	1,58	1,78	2	1,06	1,12	1,26	1,41	1,58	1,78	2
1	1	1	1	1	1	1	10	10	10		10	10		100	100	100		100	100	
1,06							10,6							106						
1,12	1,12						11,2	11,2		11,2				112	112					
1,18							11,8							118						
1,25	1,25	1,25					12,5	12,5	12,5					125	125	125	125			125
1,32							13,2							132						
1,41	1,4		1,41				14	14						140	140					
1,5							15							150						
1,6	1,6	1,6		1,6			16	16	16	16	16		16	160	160	160		160		
1,7							17							170						
1,8	1,8				1,8		18	18				18		180	180		180		180	
1,9							19							190						
2	2	2	2			2	20	20	20					200	200	200				
2,12							21,2							212						
2,24	2,24						22,4	22,4		22,4				224	224					
2,36							23,6							236						
2,5	2,5	2,5		2,5			25	25		25				250	250	250	250	250		250
2,65							26,5							265						
2,8	2,8		2,8				28	28						280	280					
3							30							300						
3,15	3,15	3,15			3,15		31,5	31,5	31,5	31,5		31,5	31,5	315	315	315			315	
3,35							33,5							335						
3,55	3,55						35,5	35,5						355	355		355			
3,75							37,5							375						
4	4	4	4	4		4	40	40	40		40			400	400	400		400		
4,25							42,5							425						
4,5	4,5						45	45		45				450	450					
4,75							47,5							475						
5	5	5					50	50	50					500	500	500	500			500
5,3							53							530						
5,6	5,6		5,6		5,6		56	56				56		560	560				560	
6							60							600						
6,3	6,3	6,3		6,3			63	63	63	63	63		63	630	630	630		630		
6,7							67							670						
7,1	7,1						71	71						710	710		710			
7,5							75							750						
8	8	8	8			8	80	80	80					800	800	800				
8,5							85							850						
9	9						90	90		90				900	900					
9,5							95							950						
														1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000



**Ghi chú:**

– Căn cứ vào hệ số  $\phi$ , số cấp tốc độ  $Z$  và giá trị số vòng quay đầu tiên  $n_1$  để tra bảng xác định chuỗi số vòng quay danh nghĩa của máy.

– Chuỗi số vòng quay tiêu chuẩn cho trong bảng 1-3 cũng dùng làm chuỗi số hành trình kép của những máy có chuyển động chính là chuyển động tịnh tiến khứ hồi như máy bào, máy xọc. Ngoài ra, nó còn dùng làm chuỗi số lượng chạy dao cho những lượng chạy dao không phụ thuộc vào một vòng quay của trục chính mà được tính bằng lượng chạy dao trên một phút, tức là  $s$  [mm/ph].

– Cho phép lập một chuỗi số vòng quay mới gồm những trị số ở chuỗi tiêu chuẩn **bỏ cách quãng đều nhau**. Ví dụ: lập chuỗi số vòng quay có hệ số  $\phi = 1,26$  và  $n_1 = 14$  v/ph. Các giá trị của chuỗi số vòng quay đó lần lượt là  $n_1 = 14$  v/ph,  $n_2 = 18$  v/ph,  $n_3 = 22,4$  v/ph,  $n_4 = 28$  v/ph,  $n_5 = 33,5$  v/ph ... Các số vòng quay này cách nhau 4 khoảng cách. Đó là do hệ số cấp vận tốc của chuỗi số vòng quay này bằng trị số  $\phi$  cơ sở có lũy thừa bằng số khoảng cách  $E$ , nghĩa là:

$$\phi = 1,06^E = 1,06^4 = 1,26 \quad (E = 4 \text{ với } E - \text{khoảng cách ở chuỗi cơ sở})$$

Tương tự, nếu muốn lập một chuỗi bất kỳ có hệ số cấp vận tốc  $\phi = 1,41$  thì:

$$\phi = 1,06^E = 1,06^6 = 1,41 \quad (E = 6)$$

Khi đó, các trị số vòng quay trong chuỗi này cách nhau 6 khoảng ở chuỗi cơ sở. Nếu  $n_1 = 14$  v/ph thì sẽ có chuỗi: 14 ; 20 ; 28 ; 40 ; ...

**1.2.4. Xác định công suất động cơ**

Khi thiết kế máy, cần phải tiến hành xác định công suất động cơ điện, để tạo cơ sở cho việc tính toán động lực học của các chi tiết máy và bộ phận máy trong máy. Thường khó xác định chính xác công suất động cơ điện của một máy khi thiết kế mới. Lý do là vì:

– Chưa thể tính chính xác được lực cắt và lực chạy dao của các quá trình cắt gọt khác nhau khi gia công chi tiết trên máy, đặc biệt là trong quá trình khởi động và đảo chiều.

– Chưa hiểu rõ các điều kiện sử dụng máy, đặc biệt là đối với các máy vạn năng có nhiều công dụng.

– Khó xác định chính xác các tổn thất về ma sát trong các khâu truyền động, nhất là khi làm việc ở vận tốc cao.

Vì vậy trong thực tế, việc xác định công suất động cơ thường dựa vào kinh nghiệm hoặc so sánh với công suất máy hiện có.

**1. Xác định công suất động cơ truyền động chính**

Có hai phương pháp tính công suất cần thiết của động cơ điện:

a. Phương pháp gần đúng: tính công suất động cơ theo công suất cắt  $N_c$  và hiệu suất tổng  $\eta$ .

Công suất cắt  $N_c$  được tính trên cơ sở lực cắt tối hạn  $P_z$  [N] và vận tốc cắt tối hạn  $V$  [m/ph]:

$$N_c = \frac{P_z V}{61200} \quad [kW] \quad (1-34)$$

Để tính chính xác lực cắt theo nguyên lý cắt (bảng 1-4), cần phải chọn chế độ cắt theo chế độ thử máy hoặc chế độ công nghệ cao (gia công thô).

Công suất cắt  $N_c$  thường chiếm khoảng  $70 \div 80\%$  công suất động cơ điện, nên có thể tính gần đúng công suất động cơ điện  $N_d$  theo công thức sau:

$$N_{dc} = \frac{N_c}{\eta} \quad [kW] \quad (1-35)$$

Trong đó:  $\eta = 0,7 \div 0,85$  dùng cho máy có chuyển động chính quay tròn.

$\eta = 0,6 \div 0,75$  dùng cho máy có chuyển động chính tịnh tiến.

Để xác định chính xác hơn trị số  $\eta$ , có thể tìm hiệu suất từng khâu  $\eta_i$  nếu đã định xong được kết cấu máy, sau đó tính hiệu suất tổng  $\eta$  của toàn xích truyền động:

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \dots = \prod_{i=1}^j \eta_i \quad (1-36)$$

b. Phương pháp chính xác: thường được sử dụng để tính lại  $N_{dc}$  sau khi đã định xong được kết cấu máy:

$$N_{dc} = N_c + N_0 + N_p \quad [kW] \quad (1-37)$$

với  $N_0$  là công suất chạy không và  $N_p$  công suất tiêu hao phụ do hiệu suất và các nguyên nhân ngẫu nhiên khác. Công suất phụ  $N_p$  có thể lấy gần đúng  $10 \div 15\% N_c$

Công suất chạy không  $N_0$  có thể tính theo công thức thực nghiệm sau:

$$N_0 = K_m \frac{d_{tb}}{10^6} \left( n_I + n_{II} + n_{III} \dots + K_{tc} \frac{d_{tc}}{d_{tb}} n_{tc} \right) \quad (1-38)$$

Trong đó:  $K_m$  – hệ số phụ thuộc chất lượng chế tạo các chi tiết và điều kiện bôi trơn, thường chọn  $K_m = 3 \div 6$ .

$d_{tb}$  – đường kính trung bình của tất cả các ngõng trục của máy [mm].

$n_I, n_{II}, n_{III} \dots$  – số vòng quay của tất cả các trục (không kể trục chính) [v/ph].

$d_{tc}$  – đường kính của trục chính [mm].

$n_{tc}$  – số vòng quay của trục chính [v/ph].

$K_{tc}$  – hệ số tổn thất riêng tại trục chính ( $K_{tc} = 1,5$  nếu ổ trục chính là ổ lăn,  $K_{tc} = 2$  nếu ổ trục chính là ổ trượt).

Bảng 1-4: Bảng các công thức tính lực cắt

Dạng gia công	Công thức tính lực $P_z$ [N] và mômen M [Nm]	Vật liệu gia công					
		Thép			Gang – Hợp kim đồng		
		c	x	y	z	n	
Tiện Bào	$P_z \left. \begin{matrix} P_y \\ P_x \end{matrix} \right\} = c t^x s^y (HB)^n$	279*	1	0,75	—	0,35*	—
		35,7**	0,9	0,75	—	0,75**	—
		0,027	1,2	0,65	—	0,2	—
Cắt đứt	$P_z \left. \begin{matrix} P_y \end{matrix} \right\} = c t^x s^y (HB)^n$	344,2*	1	1	—	0,35*	—
		44,2**	1,2	0,7	—	0,75**	—
		0,31	—	—	—	2	—
Khoan	$P_s \left. \begin{matrix} M \end{matrix} \right\} = c D^z s^y (HB)^n$	1500	—	0,7	1	0,75	2
		800	—	0,8	2	0,7	2,4
Khoét, doa	$P_s = c t^x s^y (HB)^n$ $M = c D^z t^x s^y (HB)^n$	620	1,3	0,7	—	0,75	—
		1830	0,9	0,8	1	0,7	1
Phay trụ	$P_s = c t^x s_z^y ZB^z D^n$	6800	0,86	0,74	1	—0,86	1
Phay mặt đầu	$P_s = c t^x s_z^y ZB^z D^n$	8200	1,1	0,8	0,95	—1,1	0,9
Phay định hình. Phay góc	$P_s = c t^x s_z^y ZB^z D^n$	4700	0,86	0,74	1	—0,86	1
Mài trụ	$P_z = c V^z t^x s^y$	22	0,6	0,7	0,7	—	—

**Chú thích:** \* khi HB ≤ 170 và \*\* khi HB > 170

t – chiều sâu cắt [mm]; D – đường kính dao [mm]; B – chiều rộng phay [mm]

s – lượng chạy dao [mm/v];  $s_z$  – lượng chạy dao răng [mm/r]

## 2. Xác định công suất động cơ chạy dao

Công suất động cơ điện dùng thực hiện lượng chạy dao thường được xác định bằng hai phương pháp:

a. Phương pháp gần đúng: lấy công suất động cơ chạy dao  $N_{\text{đcs}}$  tỉ lệ với công suất động cơ thực hiện chuyển động chính  $N_{\text{đc}}$ .

$$N_{\text{đcs}} = K \cdot N_{\text{đc}} \quad [kW] \quad (1-39)$$

Trong đó:  $K = 0,04$  dùng cho máy tiện, máy Revolver, máy khoan.

$K = 0,08$  dùng cho máy tiện nhiều dao tự động, nửa tự động.

$K = 0,15$  dùng cho máy phay.

$K \approx 0$  dùng cho máy bào, máy mài.

b. Phương pháp chính xác: tính công suất động cơ từ lực chạy dao  $Q$ :

$$N_{\text{đcs}} = \frac{Q V_s}{61200 \eta_s} \quad [kW] \quad (1-40)$$

Trong đó:  $V_s$  – vận tốc chạy dao  $[m/ph]$ , được tính từ lượng chạy dao lớn nhất.

$\eta_s$  – hiệu suất truyền động cơ cấu chạy dao (thường  $\eta_s \leq 0,15 \div 0,2$ ).

Lực chạy dao  $Q$  được tính từ các công thức thực nghiệm tùy thuộc vào kết cấu của các loại sống trượt khác nhau:

$$Q = k \cdot F_x + F_{ms} \quad [N] \quad (1-41)$$

với:  $k$  – hệ số làm tăng lực ma sát do  $P_x$  tạo ra mômen lật.

$P_x, P_y, P_z$  – các thành phần của lực cắt  $[N]$ .

$F_{ms}$  – lực ma sát trên sống trượt  $[N]$ . Lực này được tính tùy theo các loại sống trượt khác nhau (bảng 1-5).

Loại sống trượt	Lực ma sát $F_{ms}$	Hệ số	
		k	f
Sống trượt lăn trụ và tổ hợp (máy tiện)	$(P_z + G) f$	1,15	$0,15 \div 0,18$
Sống trượt phẳng (máy tiện, máy Revolver)	$(P_z + P_y + G) f$	1,1	0,15
Sống trượt đuôi én (máy phay)	$(P_z + 2P_y + G) f$	1,4	0,2
Ống trục chính máy khoan	$\frac{2M_x}{d} f$	1	0,15

Chú thích:  $G$  – trọng lượng các bộ phận chuyển động tịnh tiến  $[N]$ .

$f$  – hệ số ma sát trượt.

$d$  – đường kính trục chính máy khoan  $[mm]$ .

## Chương 2 THIẾT KẾ HỘP TỐC ĐỘ

### 2.1. KHÁI NIỆM

Hộp tốc độ là một trong những bộ phận quan trọng của máy cắt kim loại dùng để thực hiện các nhiệm vụ sau:

- Truyền chuyển động và công suất từ động cơ điện đến trục chính.
- Có khả năng thay đổi tốc độ quay của trục chính hoặc trục cuối cùng của hộp tốc độ nhằm đạt các giá trị số vòng quay theo yêu cầu với công bội  $\phi$  và với số cấp vận tốc  $Z$ .

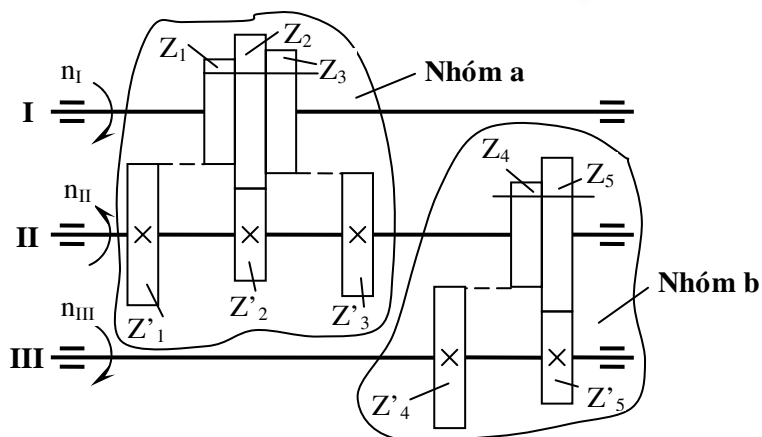
Với các thông số cơ bản ban đầu là  $R_n$ ,  $\phi$  và  $Z$ , có thể có nhiều phương án thiết kế khác nhau về kết cấu hộp tốc độ. Vì vậy, người thiết kế cần phải phân tích và lựa chọn phương án thích hợp dựa vào các yêu cầu sau:

- Đảm bảo thực hiện đầy đủ và tương đối chính xác các giá trị số vòng quay từ  $n_1 \div n_Z$  theo yêu cầu.
- Có xích truyền động ngắn, hiệu suất truyền động cao.
- Kết cấu hộp tốc độ phải đơn giản, tạo điều kiện thuận lợi cho việc chế tạo và lắp ráp.
- Việc điều khiển phải nhẹ nhàng và đảm bảo an toàn.
- Đáp ứng được tính kinh tế.

Trong phạm vi chương này, chúng ta chỉ nghiên cứu phương pháp thiết kế hộp tốc độ dùng trong truyền động phân cấp.

### 2.2. THIẾT KẾ HỘP TỐC ĐỘ DÙNG CƠ CẤU BÁNH RĂNG DI TRƯỢT

Cơ cấu bánh răng di trượt là cơ cấu dùng để thay đổi tốc độ quay giữa các trục bằng cách thay đổi sự ăn khớp của các cặp bánh răng trong nhóm di trượt.



Hình 2-1: Cơ cấu bánh răng di trượt

Số cấp tốc độ  $Z$  của hộp tốc độ dùng cơ cấu bánh răng di trượt được tính bằng công thức sau:

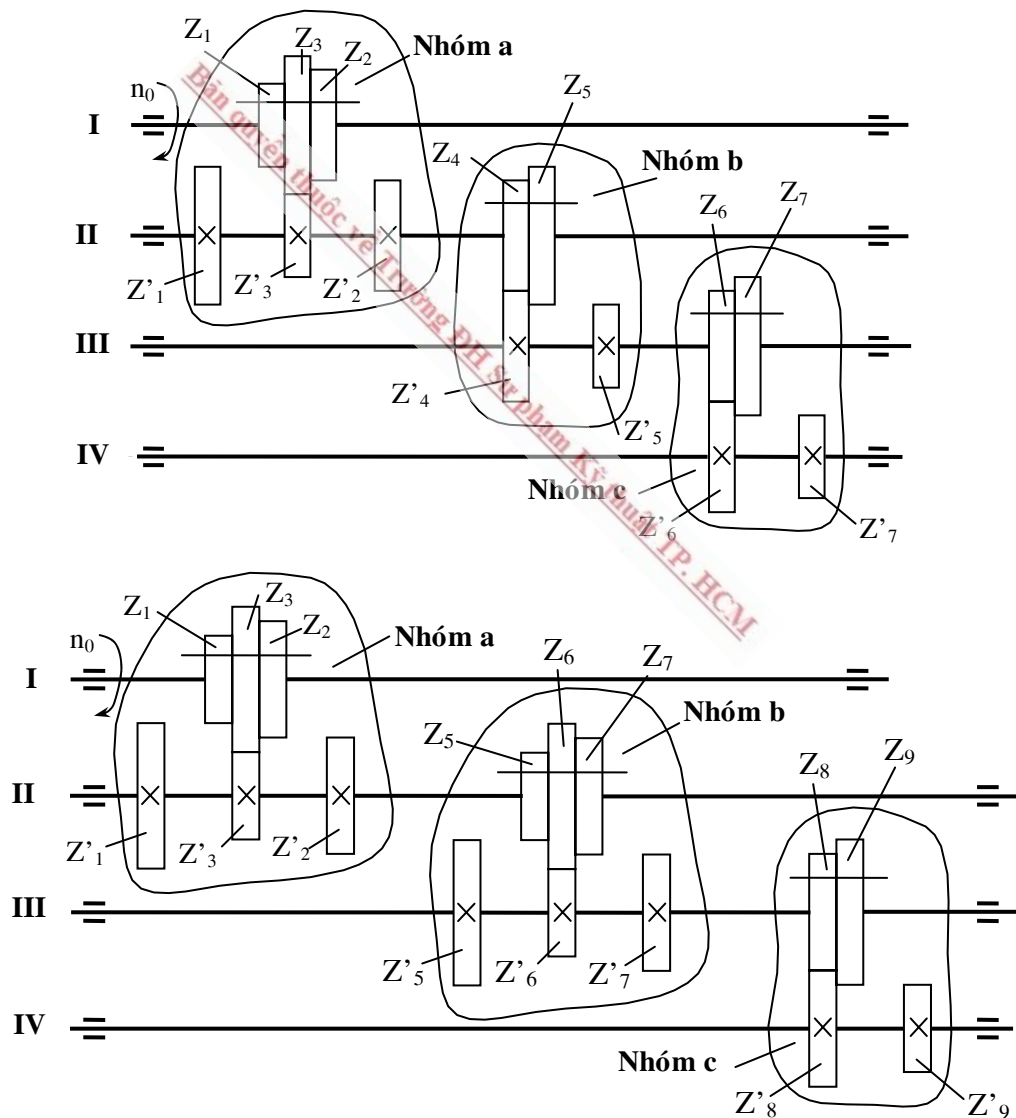
$$Z = p_a \cdot p_b \cdot p_c \dots p_w \quad (2-1)$$

với  $p_a, p_b, p_c, \dots, p_w$  là số tỉ số truyền trong các nhóm bánh răng di trượt  $a, b, c, \dots, w$ . Để tạo điều kiện cho từng cặp bánh răng ăn khớp trong quá trình di trượt dọc trục mà không vướng lẫn nhau,  $p_i \leq 3$ .

Thông thường các bánh răng trong một nhóm di trượt có cùng môđun  $m$ . Khi đó, tổng số răng của từng cặp bánh răng ăn khớp trong một nhóm di trượt phải bằng nhau:

$$Z_1 + Z'_1 = Z_2 + Z'_2 = \dots = \sum Z = \text{const} \quad (2-2)$$

Để tăng số cấp tốc độ  $Z$  của hộp tốc độ, có thể tăng số tỉ số truyền trong các nhóm bánh răng di trượt hoặc tăng số nhóm bánh răng di trượt.



Hình 2-2: Các loại hộp tốc độ dùng cơ cấu bánh răng di trượt



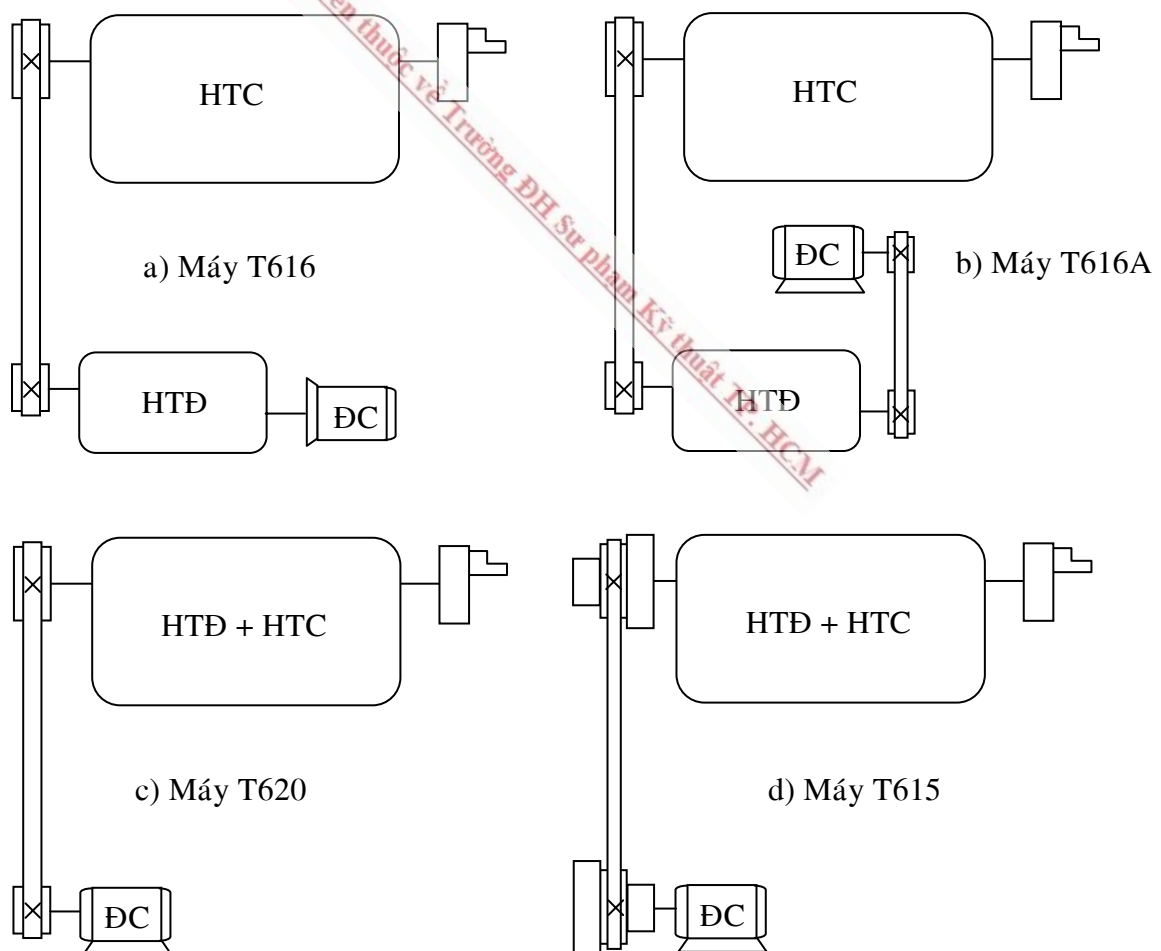
Hộp tốc độ dùng cơ cấu bánh răng di trượt được sử dụng rất rộng rãi trong các máy công cụ vạn năng vì có những ưu điểm sau:

- Dễ dàng đạt được tỉ số truyền và số vòng quay theo yêu cầu.
- Có khả năng truyền được mômen và công suất lớn với kích thước tương đối nhỏ
- Chỉ có bánh răng đang làm việc (tham gia vào xích truyền động) thì mới ăn khớp với nhau, các bánh răng khác không ăn khớp nên ít bị mòn. Vì vậy, hiệu suất truyền động tăng và tổn thất năng lượng giảm.

Tuy nhiên, nó cũng có một số nhược điểm sau:

- Việc thay đổi tốc độ có khó khăn, đặc biệt là khi quay với vận tốc lớn. Cơ cấu điều khiển phức tạp nếu số cấp tốc độ Z lớn.
- Kích thước chiều trục của hộp tương đối lớn.
- Chỉ dùng được bánh răng thẳng, rất khó dùng bánh răng nghiêng và không dùng được bánh răng chữ V.

Các phương án tổ hợp xích tốc độ của máy tiện được giới thiệu trong hình 2-3.



Hình 2-3: Các phương án tổ hợp xích tốc độ của máy tiện

Khi thiết kế hộp tốc độ dùng bánh răng di trượt, trước tiên cần xác định các thông số cơ bản của hộp tốc độ:

- Các giá trị số vòng quay tiêu chuẩn  $n_{tc}$  của trục cuối cùng (trục chính của hộp).
- Số cấp tốc độ  $Z$  của hộp.
- Phạm vi điều chỉnh số vòng quay  $R_n$ .
- Hệ số cấp vận tốc  $\phi$ .

Thiết kế động học cho hộp tốc độ dùng cơ cấu bánh răng di trượt cần lần lượt theo các bước sau:

### 2.2.1. Chọn phương án không gian (PAKG)

Phương án không gian là phương án lựa chọn và bố trí các nhóm truyền động của hộp tốc độ để đạt được số cấp tốc độ  $Z$  theo yêu cầu.

Bảng 2-1: Các phương án không gian của hộp tốc độ dùng bánh răng di trượt.

Z	Phương án không gian		
4	2x2		
6	3x2	2x3	
8	2x2x2		
	4x2	(2x4)	
9	3x3		
10	(5x2)	(2x5)	
12	3x2x2	2x3x2	(2x2x3)
	4x3	(3x4)	
15	(5x3)	(3x5)	
16	2x2x2x2		
	4x2x2	(2x4x2)	(2x2x4)
	(4x4)		
18	3x3x2	3x2x3	2x3x3
24	3x2x2x2	2x3x2x2	
	4x3x2	(3x4x2)	(3x2x4)

Chú ý : Các phương án trong dấu ngoặc thường ít dùng.

Chú thích:

- Ứng với mỗi số cấp tốc độ  $Z$  cho trước, có thể có nhiều PAKG khác nhau.



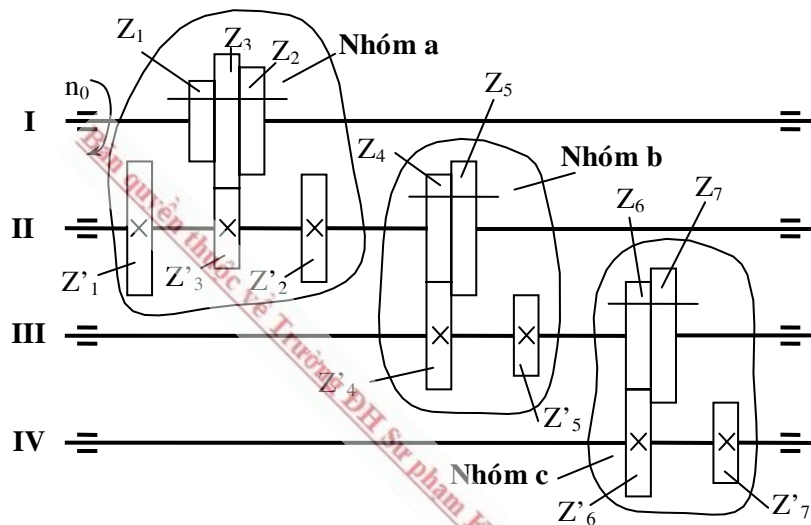
– Các nhóm truyền động có nhiều tỉ số truyền nên bố trí ở đầu xích truyền động, nhằm mục đích làm cho kích thước của hộp tốc độ nhỏ gọn. Đó là vì thông thường hộp tốc độ có khuynh hướng giảm tốc nên càng gần trục cuối cùng hay trục chính thì mômen xoắn càng lớn, làm cho các chi tiết truyền động có kích thước càng lớn.

$$p_a > p_b > p_c \dots$$

### 2.2.2. Xác định các tỉ số truyền của hộp tốc độ

#### 1. Mối quan hệ giữa các tỉ số truyền trong một nhóm bánh răng di trượt

Các tỉ số truyền của các cặp bánh răng trong một nhóm di trượt và giữa các nhóm di trượt có mối quan hệ ràng buộc. Để tìm mối quan hệ này, hãy xét một hộp tốc độ dùng cơ cấu bánh răng di trượt có  $Z = 12$  như hình 2-4.



Hình 2-4: Sơ đồ động của hộp tốc độ dùng bánh răng di trượt có  $Z = 12$

Nếu thay đổi lần lượt vị trí ăn khớp của các bánh răng trong các nhóm **theo thứ tự từ trên xuống**, tức là đầu tiên thay đổi tỉ số truyền của nhóm a, sau đó nhóm b và cuối cùng là nhóm c, chuỗi số vòng quay của trục chính được tính như sau:

$$n_1 = n_0 \cdot i_1 \cdot i_4 \cdot i_6$$

$$n_2 = n_0 \cdot i_2 \cdot i_4 \cdot i_6$$

$$n_3 = n_0 \cdot i_3 \cdot i_4 \cdot i_6$$

$$n_4 = n_0 \cdot i_1 \cdot i_5 \cdot i_6$$

$$n_5 = n_0 \cdot i_2 \cdot i_5 \cdot i_6$$

$$n_6 = n_0 \cdot i_3 \cdot i_5 \cdot i_6$$

$$n_7 = n_0 \cdot i_1 \cdot i_4 \cdot i_7$$

$$n_8 = n_0 \cdot i_2 \cdot i_4 \cdot i_7$$

$$n_9 = n_0 \cdot i_3 \cdot i_4 \cdot i_7$$

$$n_{10} = n_0 \cdot i_1 \cdot i_5 \cdot i_7$$

$$n_{11} = n_0 \cdot i_2 \cdot i_5 \cdot i_7$$

$$n_{12} = n_0 \cdot i_3 \cdot i_5 \cdot i_7$$

Chia từng vế của các phương trình tương ứng trong hệ 12 phương trình trên sẽ có:

$$\begin{aligned} \text{Nhóm a : } n_1 : n_2 : n_3 &= n_4 : n_5 : n_6 = \dots = i_1 : i_2 : i_3 \\ n_1 : n_2 : n_3 &= 1 : \varphi : \varphi^2 \\ \Rightarrow i_1 : i_2 : i_3 &= 1 : \varphi : \varphi^2 \end{aligned} \quad (2-3)$$

$$\begin{aligned} \text{Nhóm b : } n_1 : n_4 &= n_2 : n_5 = \dots = i_4 : i_5 \\ n_1 : n_4 &= 1 : \varphi^3 \\ \Rightarrow i_4 : i_5 &= 1 : \varphi^3 \end{aligned} \quad (2-4)$$

$$\begin{aligned} \text{Nhóm c : } n_1 : n_7 &= n_2 : n_8 = \dots = i_6 : i_7 \\ n_1 : n_7 &= 1 : \varphi^6 \\ \Rightarrow i_6 : i_7 &= 1 : \varphi^6 \end{aligned} \quad (2-5)$$

Từ các công thức (2-3), (2-4), (2-5), người ta nhận thấy rằng nếu các số vòng quay của trục chính (hay trục cuối cùng của hộp tốc độ) tuân theo qui luật cấp số nhân có công bội là  $\varphi$  thì các tỉ số truyền trong mỗi nhóm truyền động cũng tuân theo qui luật cấp số nhân có công bội là  $\varphi^{x_i}$  ( $x_i$  được gọi là *đặc tính* hay *lượng mở* của nhóm truyền động). Cụ thể là:

– Nhóm thay đổi thứ nhất (ký hiệu I) là nhóm a (được gọi là **nhóm cơ sở**): có các tỉ số truyền tuân theo qui luật cấp số nhân với công bội là  $\varphi^{x_i} = \varphi^1 \Rightarrow$  Nhóm a có lượng mở  $x_a = 1$ .

– Nhóm thay đổi thứ hai (ký hiệu II) là nhóm b (được gọi là **nhóm khuếch đại thứ nhất**): có các tỉ số truyền tuân theo qui luật cấp số nhân với công bội là  $\varphi^{x_i} = \varphi^3 \Rightarrow$  Nhóm b có lượng mở  $x_b = 3$ .

– Nhóm thay đổi thứ ba (ký hiệu III) là nhóm c (được gọi là **nhóm khuếch đại thứ hai**): có các tỉ số truyền tuân theo qui luật cấp số nhân với công bội là  $\varphi^{x_i} = \varphi^6 \Rightarrow$  Nhóm c có lượng mở  $x_c = 6$ .

**Tổng quát:** Nếu trong một hộp tốc độ có  $w$  nhóm truyền động và số tỉ số truyền trong mỗi nhóm theo thứ tự là  $p_a, p_b, p_c \dots p_w$  thì lượng mở của các nhóm truyền động là:

- *Nhóm cơ sở*: có lượng mở  $x_i = 1$
- *Nhóm khuếch đại thứ nhất*: có lượng mở  $x_i = p_a$
- *Nhóm khuếch đại thứ hai*: có lượng mở  $x_i = p_a \times p_b$
- .....

- Nhóm truyền động  $p_w$  được gọi là nhóm khuếch đại thứ  $(w-1)$ : có lượng mở

$$x_i = p_a \times p_b \times \dots \times p_{w-1} \quad (2-6)$$

nghĩa là **Lượng mở của một nhóm truyền động nào đó bằng tích của các số tỉ số truyền của các nhóm truyền động đã được thay đổi trước nó.**

## 2. Phương án thay đổi thứ tự (gọi tắt là phương án thứ tự PATT)

Phương án thứ tự là phương án thay đổi lần lượt vị trí ăn khớp của các bánh răng trong các nhóm truyền động theo một thứ tự nào đó.

- Trong hộp tốc độ có phương án không gian  $Z = 3 \times 2 \times 2$  cho trong hình (2-4), với cách thay đổi theo thứ tự như trên: đầu tiên là nhóm a, sau đó đến nhóm b và cuối cùng là nhóm c, sẽ có phương án thứ tự I-II-III.

– Với cách thay đổi theo thứ tự khác sẽ có thêm các phương án thứ tự sau II-I-III, I-III-II, II-III-I, III-I-II, III-II-I.

- Lượng mở  $x_i$  của mỗi nhóm truyền động sẽ thay đổi theo từng phương án thứ tự.
- Số lượng phương án thứ tự được tính bằng công thức:  $q = w!$  (2-7)
- với  $w$  là số lượng nhóm truyền động có trong hộp tốc độ.
- Công thức kết cấu của hộp tốc độ có dạng tổng quát sau:

$$Z = p_a [x_a] \cdot p_b [x_b] \cdot \dots p_{w-1} [x_{w-1}]. \quad (2-8)$$

## 3. Lưới kết cấu

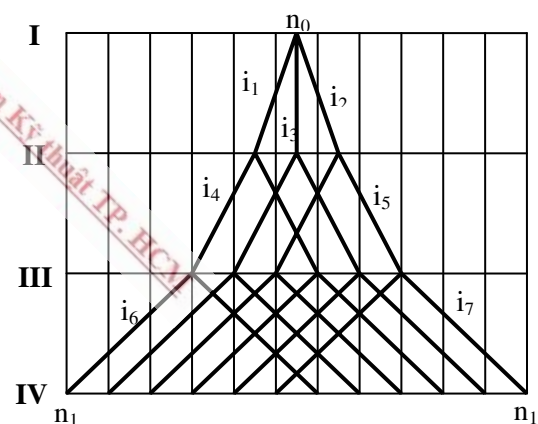
Lưới kết cấu là một loại sơ đồ qui ước, biểu thị mối quan hệ về kết cấu của các nhóm truyền động trong hộp tốc độ cũng như mối quan hệ giữa các tỉ số truyền trong từng nhóm truyền động.

Cách vẽ lưới kết cấu:

- Vẽ các đường thẳng song song nằm ngang (có thể cách đều hay không cách đều): biểu thị cho các trục trong hộp tốc độ.

– Vẽ các đường thẳng song song thẳng đứng cách đều: biểu thị cho các số vòng quay. Khoảng cách giữa các đường thẳng này là những quãng bằng nhau, có giá trị bằng log $\phi$  (để đơn giản lấy những quãng cách đó bằng  $\phi$ ).

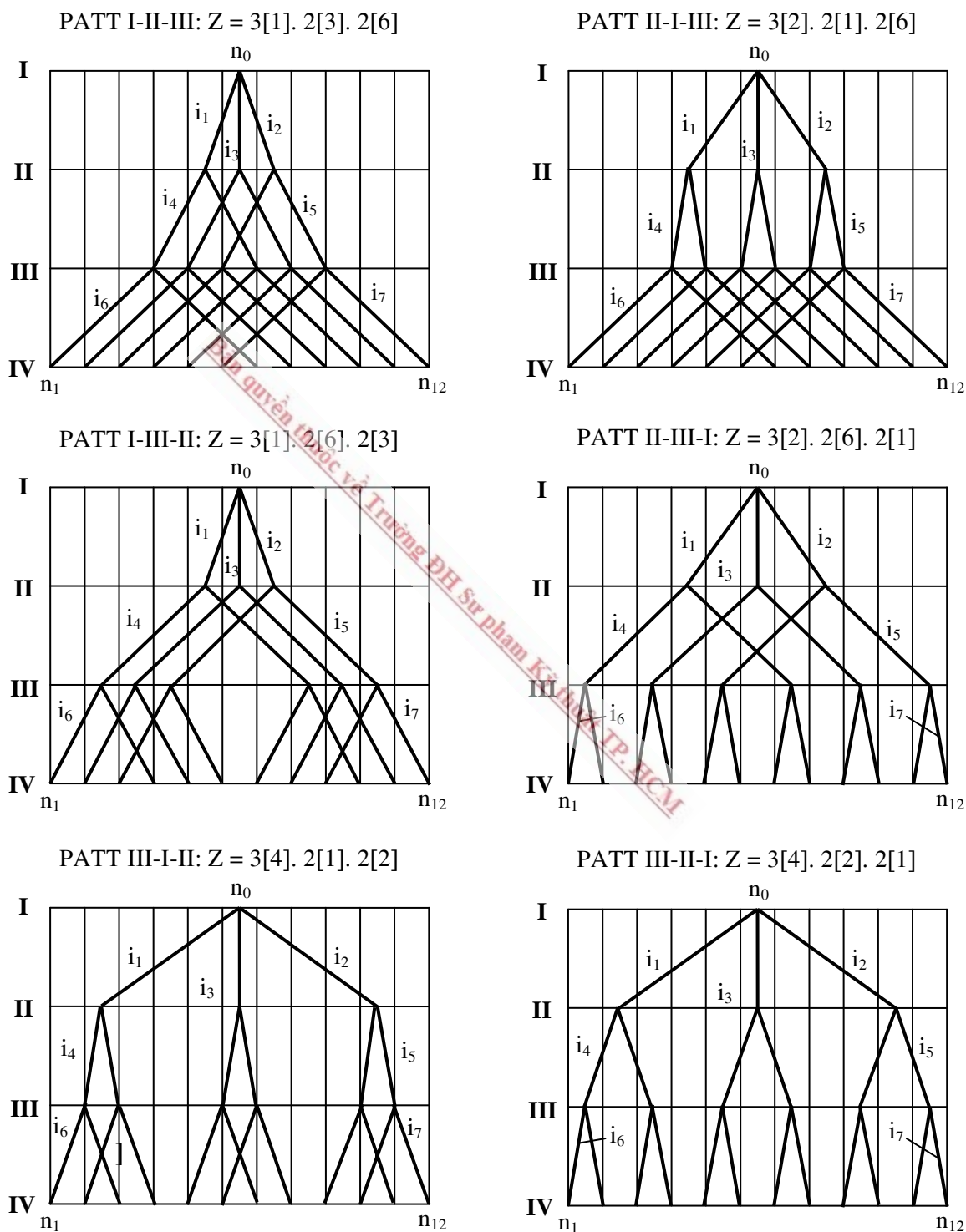
– Vẽ các tia nối liền giữa các trục: tượng trưng cho các tỉ số truyền giữa các trục. Số lượng tia nối giữa các trục bằng số tỉ số truyền của nhóm truyền động giữa hai trục đó. Khoảng cách mở ra giữa các tia bằng lượng mở  $x_i$  của nhóm truyền động.



Hình 2-5: Lưới kết cấu của PATT I-II-III

– Do lưới kết cấu được qui ước vẽ đối xứng nên số vòng quay  $n_0$  của trục I được chọn ở vị trí giữa và các tia được vẽ đối xứng.

Các dạng lưới kết cấu khác nhau tương ứng với các phương án thứ tự của hộp tốc độ có phương án không gian  $Z = 3 \times 2 \times 2$  cho trong hình 2-6



Hình 2-6: Lưới kết cấu của các PATT khác nhau

Để đánh giá và lựa chọn phương án thứ tự cũng như lưới kết cấu hợp lý, cần phải:

Thứ nhất, kiểm tra phạm vi điều chỉnh tỉ số truyền  $R_i$  của từng nhóm truyền động trong hộp tốc độ với phạm vi điều chỉnh tỉ số truyền cho phép  $[R_i]$  (thực ra chỉ cần kiểm tra nhóm truyền động có  $R_i$  lớn nhất, khi đó các nhóm khác đương nhiên thỏa mãn yêu cầu này) theo công thức:

$$R_i \leq [R_i] \quad (2-9)$$

Phạm vi điều chỉnh tỉ số truyền  $R_i$  của từng nhóm truyền động được tính:

$$R_i = \frac{i_{\max}}{i_{\min}} \quad (2-10)$$

với  $i_{\max}$  và  $i_{\min}$  là tỉ số truyền lớn nhất và nhỏ nhất của nhóm truyền động đang xét.

Đồng thời, nếu một nhóm truyền động nào đó có  $p$  tỉ số truyền (với  $i_1 = i_{\min}$  và  $i_p = i_{\max}$ ) và có lượng mở là  $x_i$ , thì:

$$i_1 : i_2 : i_3 : \dots : i_p = 1 : \varphi^{x_i} : \varphi^{2x_i} : \dots : \varphi^{(p-1)x_i} \quad (2-11)$$

$$\text{Từ (2-10) và (2-11)} \Rightarrow R_i = \frac{i_{\max}}{i_{\min}} = \frac{i_p}{i_1} = \varphi^{(p-1)x_i} \quad (2-12)$$

Phạm vi điều chỉnh tỉ số truyền cho phép  $[R_i]$  của một nhóm truyền động được tính:

$$[R_i] = \frac{[i_{\max}]}{[i_{\min}]} \quad (2-13)$$

với  $[i_{\max}]$  và  $[i_{\min}]$  là tỉ số truyền lớn nhất và nhỏ nhất cho phép của một nhóm truyền động. Trong thực tế, để kích thước các bánh răng không quá chênh lệch trong một nhóm truyền động, tỉ số truyền lớn nhất và nhỏ nhất cho phép của một nhóm truyền động thường dùng trên máy công cụ có giới hạn như sau:

$$\text{– Đối với hộp tốc độ:} \quad \frac{1}{4} \leq i \leq 2 \quad (2-14)$$

$$\Rightarrow [R_i] = \frac{[i_{\max}]}{[i_{\min}]} = \frac{2}{1} : \frac{1}{4} = 8 \quad (2-15)$$

$$\text{– Đối với hộp chạy dao:} \quad \frac{1}{5} \leq i \leq 2,8 \quad (2-16)$$

$$\Rightarrow [R_i] = \frac{[i_{\max}]}{[i_{\min}]} = \frac{2,8}{1} : \frac{1}{5} = 14 \quad (2-17)$$

Thứ hai, một phương án thứ tự được xem là tốt nếu lượng mở của các nhóm truyền động theo thứ tự từ trên xuống dưới có giá trị thay đổi từ từ hay lưới kết cấu có dạng hình rẽ quạt (các tia đặc trưng cho các tỉ số truyền thay đổi từ từ).

Từ hình (2-6), phương án thứ tự I-II-III được xem là hợp lý nhất.

#### 4. Đồ thị số vòng quay

Do lưới kết cấu được qui ước vẽ đối xứng nên chưa thể hiện được **giá trị thực của số vòng quay và giá trị thực của tỉ số truyền**. Để thể hiện các giá trị thực này, người ta dùng đồ thị số vòng quay.

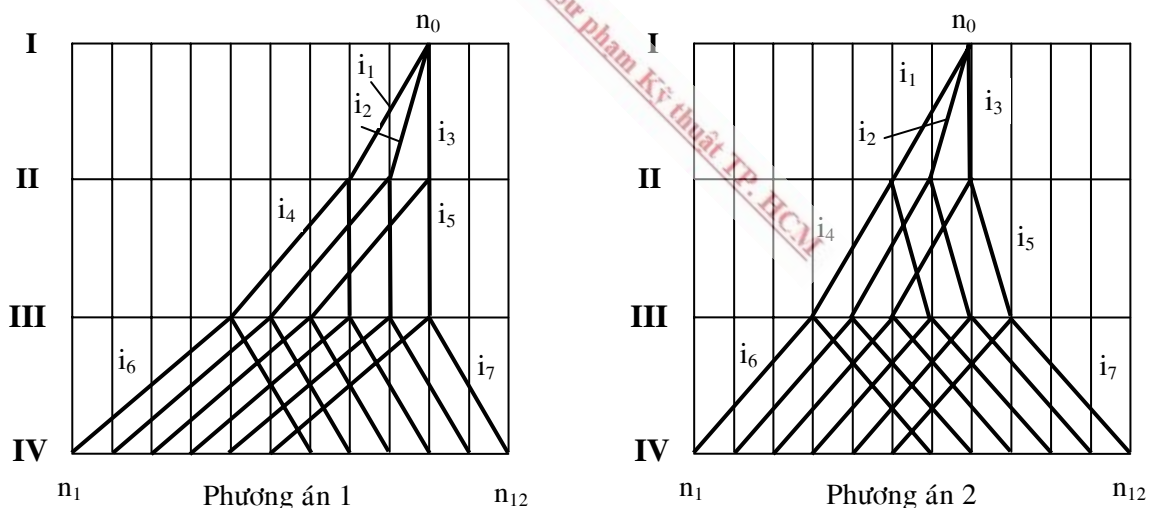
Cách vẽ đồ thị số vòng quay:

– Vẽ các đường thẳng song song nằm ngang và các đường thẳng song song thẳng đứng (tương tự lưới kết cấu).

– Vẽ các tia nối liền giữa các trục: biểu thị cho giá trị thực của các tỉ số truyền giữa các trục. Các tia không bố trí đối xứng như lưới kết cấu mà bố trí thích ứng với giá trị tỉ số truyền theo qui ước như sau:

- Tia thẳng đứng biểu diễn tỉ số truyền  $i = 1$  (đồng tốc).
- Tia nghiêng trái biểu diễn tỉ số truyền  $i < 1$  (giảm tốc). Tia nghiêng trái một ô có tỉ số truyền  $i = \frac{1}{\varphi}$ , hai ô có tỉ số truyền  $i = \frac{1}{\varphi^2}$ , ba ô có tỉ số truyền  $i = \frac{1}{\varphi^3} \dots$
- Tia nghiêng phải biểu diễn tỉ số truyền  $i > 1$  (tăng tốc). Tia nghiêng phải một ô có tỉ số truyền  $i = \varphi$ , hai ô có tỉ số truyền  $i = \varphi^2$ , ba ô có tỉ số truyền  $i = \varphi^3 \dots$
- Các tia song song có cùng một giá trị tỉ số truyền như nhau.

Từ một lưới kết cấu, có thể vẽ nhiều đồ thị số vòng quay khác nhau bằng cách thay đổi độ nghiêng của các tia, nghĩa là thay đổi các giá trị của tỉ số truyền (hình 2-7).



Hình 2-7: Các phương án đồ thị số vòng quay khác nhau

Với phương án 1:  $i_1 = \frac{1}{\varphi^2}$  ;  $i_2 = \frac{1}{\varphi}$  ;  $i_3 = 1$  ;  $i_4 = \frac{1}{\varphi^3}$  ;  $i_5 = 1$  ;  $i_6 = \frac{1}{\varphi^4}$  ;  $i_7 = \varphi^2$



Với phương án 2:  $i_1 = \frac{1}{\varphi^2}$  ;  $i_2 = \frac{1}{\varphi}$  ;  $i_3 = 1$  ;  $i_4 = \frac{1}{\varphi^2}$  ;  $i_5 = \varphi$  ;  $i_6 = \frac{1}{\varphi^3}$  ;  $i_7 = \varphi^3$

Nguyên tắc chung để chọn tỉ số truyền là:

– Đảm bảo các giá trị của tỉ số truyền không vượt quá giới hạn cho phép của nó (được cho trong công thức 2-14 hoặc 2-16).

– Nên chọn tỉ số truyền  $i \approx 1$  để kích thước bánh răng chủ động và bị động gần bằng nhau, điều kiện làm việc tương đối đồng đều và bộ truyền nhỏ gọn. Tuy nhiên, nếu chọn tỉ số truyền  $i \approx 1$  thì để đạt các giá trị số vòng quay thấp của hộp tốc độ, xích truyền động sẽ rất dài và kích thước chung của toàn hộp sẽ lớn. Vì vậy nguyên tắc này chỉ phù hợp cho các nhóm truyền động đầu tiên có yêu cầu số vòng quay lớn.

– Để đạt được giá trị số vòng quay nhỏ nhất  $n_{\min}$  và lớn nhất  $n_{\max}$  từ số vòng quay  $n_0$  trên trục I, cần phải bố trí nhiều tỉ số truyền giảm hay tăng tốc từ từ qua các trục trung gian, tránh việc chọn tỉ số truyền giảm hay tăng đột ngột. Trong hình 2-8, để đạt số vòng quay  $n_1$  từ số vòng quay  $n_0$ , chọn các tỉ số truyền  $i_1, i_2, i_3$  là hợp lý nhất

– Các tỉ số truyền phải được chọn theo trị số tiêu chuẩn (bảng 2-2) của dãy số Renard 40 (R40) được tính theo công thức:

$$i = 1,06^E \quad (\text{với } E \text{ là số nguyên}) \quad (2-18)$$

Bảng (2-2)

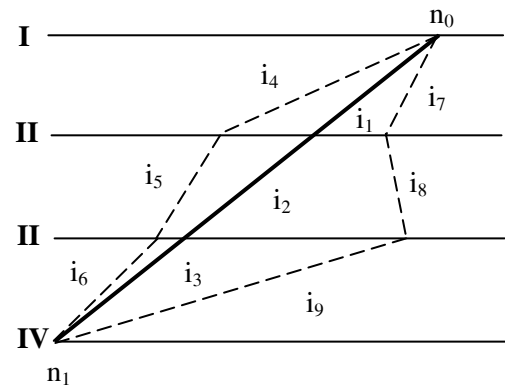
E	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
i	1	1,06	1,12	1,19	1,26	1,33	1,41	1,5	1,58	1,68	1,78	1,88	2
E	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	
i	2,11	2,24	2,37	2,51	2,66	2,82	3	3,16	3,35	3,55	3,76	4	

Từ đồ thị số vòng quay đã vẽ, các tỉ số truyền được tính theo công thức sau:

$$i = \varphi^m \quad (2-19)$$

với  $m$  là một số bất kỳ, phụ thuộc vào độ nghiêng của tia được vẽ trên đồ thị số vòng quay ( $m = 0$  với tia thẳng đứng,  $m < 0$  với tia nghiêng trái và  $m > 0$  với tia nghiêng phải).

Các tỉ số truyền thông dụng ứng với hệ số  $\varphi = 1,26$  và  $\varphi = 1,41$  cho trong bảng (2-3)



Hình 2-8: Các phương án chọn tỉ số truyền hợp lý



Bảng (2-3)

$\varphi^m$	0	0,5	1	1,5	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5	5,5	6
1,26	1	1,12	1,26	1,41	1,58	1,78	2	2,24	2,51	2,82	3,16	3,55	4
1,41	1	1,19	1,41	1,68	2	2,37	2,82	3,35	4				

Do vậy, khi vẽ đồ thị số vòng quay, không nhất thiết phải vẽ các tia nghiêng đúng vào vị trí giao điểm của đường thẳng nằm ngang và thẳng đứng miễn là các tỉ số truyền có giá trị tiêu chuẩn (bảng 2-2). Với  $\varphi = 1,26$ , các tỉ số truyền trong hình (2-9) là:

$$i_1 = \frac{1}{\varphi^{1,5}} = \frac{1}{1,26^{1,5}} = 1,41$$

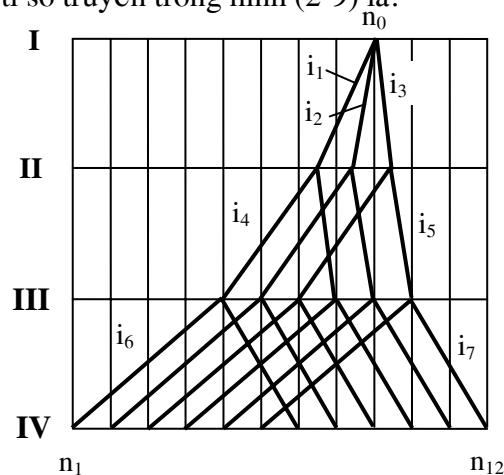
$$i_2 = \frac{1}{\varphi^{0,5}} = \frac{1}{1,26^{0,5}} = 1,12$$

$$i_3 = i_5 = \varphi^{0,5} = 1,12$$

$$i_4 = \frac{1}{\varphi^{2,5}} = \frac{1}{1,26^{2,5}} = 1,78$$

$$i_6 = \frac{1}{\varphi^4} = \frac{1}{1,26^4} = 2,51$$

$$i_7 = \varphi^2 = 1,26^2 = 1,58$$



Hình 2-9: Bố trí các tỉ số truyền

Để đánh giá và lựa chọn đồ thị số vòng quay hợp lý, cần phải:

Thứ nhất, kiểm tra các tỉ số truyền  $i$  đã được xác định từ đồ thị số vòng quay (thực ra chỉ cần kiểm tra tỉ số truyền  $i_{\min}$  và  $i_{\max}$ , khi đó các tỉ số truyền khác đương nhiên thỏa) với tỉ số truyền cho phép  $[i_{\min}]$  và  $[i_{\max}]$  theo công thức:

$$i_{\min} \geq [i_{\min}] \text{ và } i_{\max} \leq [i_{\max}] \quad (2-20)$$

Trong hình (2-7), với phương án 1 chỉ cần kiểm tra  $i_{\min} = i_6 = \frac{1}{\varphi^4} \geq [i_{\min}] = \frac{1}{4}$  và

$i_{\max} = i_7 = \varphi^2 \leq [i_{\max}] = 2$ ; với phương án 2 chỉ cần kiểm tra  $i_{\min} = i_6 = \frac{1}{\varphi^3} \geq [i_{\min}] =$

$\frac{1}{4}$  và  $i_{\max} = i_7 = \varphi^3 \leq [i_{\max}] = 2$ .

Thứ hai, nên chọn tỉ số truyền sao cho số vòng quay của các trục trung gian (là các trục ở giữa trục động cơ và trục cuối cùng) càng lớn càng tốt. Đó là vì khi truyền cùng một công suất như nhau, số vòng quay càng lớn thì mômen xoắn càng nhỏ, dẫn đến kích thước của bộ truyền sẽ nhỏ. Cũng vì lý do đó, nên chọn số vòng quay  $n_0$  của trục I lớn nhất có thể được, sao cho vừa đảm bảo các điều kiện của tỉ số truyền trong hộp tốc độ vừa đảm bảo tỉ số truyền của bộ truyền đai từ động cơ đến trục I có giá trị  $i_d \approx 1$  để bộ truyền đai có kết cấu nhỏ gọn.

Trong trường hợp kiểm tra phạm vi điều chỉnh tỉ số truyền  $R_i$  hoặc tỉ số truyền  $i$  không đạt, người ta có thể dùng một hoặc đồng thời các giải pháp sau đây để khắc phục:

- Làm trùng tốc độ.
- Thêm trục trung gian.
- Dùng truyền động phức tạp.

Các giải pháp này sẽ tạo ra các dạng đặc biệt của lưới kết cấu và đồ thị số vòng quay, có những điểm khác biệt với lưới kết cấu và đồ thị số vòng quay đã đề cập ở trên.

#### a. Làm trùng tốc độ

Làm trùng tốc độ là giải pháp cố ý của người thiết kế với hai mục đích sau:

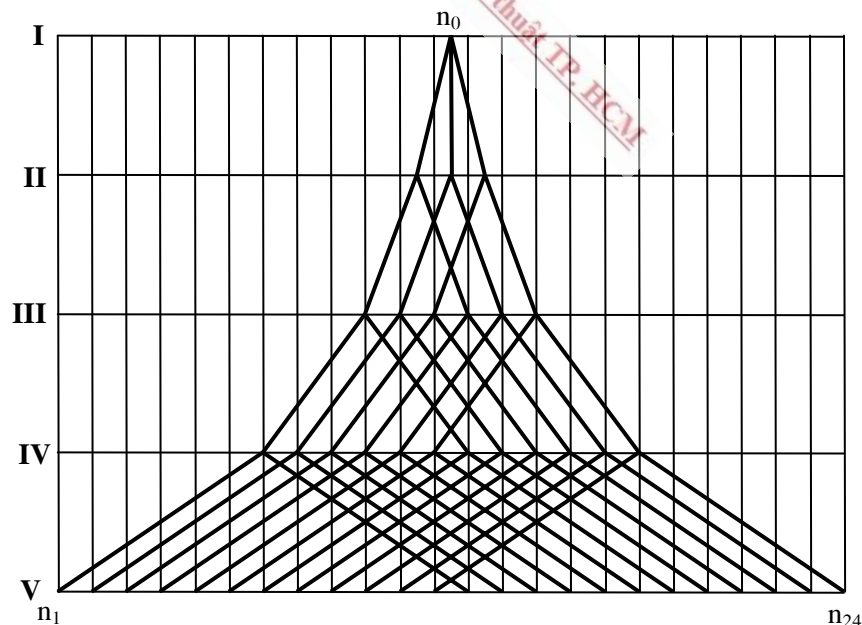
- Đảm bảo phạm vi điều chỉnh tỉ số truyền  $R_i$  của một nhóm truyền động thỏa mãn điều kiện cho phép:  $R_i \leq [R_i]$ .
- Đảm bảo một điều kiện kết cấu và công nghệ cụ thể nào đó của máy như việc sử dụng kết hợp với xích cắt ren khuếch đại trong máy T620.

Để đảm bảo điều kiện về  $R_i$ , phải giảm lượng mở của nhóm truyền động có  $R_i$  vượt quá giới hạn cho phép (thường là nhóm truyền động cuối cùng). Điều này làm cho máy có một số cấp tốc độ bị trùng.

Ví dụ: Thiết kế hộp tốc độ dùng cơ cấu bánh răng di trượt có  $Z = 24$ ,  $\phi = 1,26$ .

Chọn phương án không gian  $Z = 3 \times 2 \times 2 \times 2$  và phương án thứ tự I-II-III-IV, công thức kết cấu là  $Z = 3[1] \cdot 2[3] \cdot 2[6] \cdot 2[12]$  (hình 2-10).

Phạm vi điều chỉnh tỉ số truyền  $R_i$  của nhóm truyền động cuối cùng được tính theo công thức (2-12):  $R_i = \phi^{(p-1)x_i} = \phi^{(3-1)6} = \phi^{12} = 1,26^{12} = 16 > [R_i] = 8$

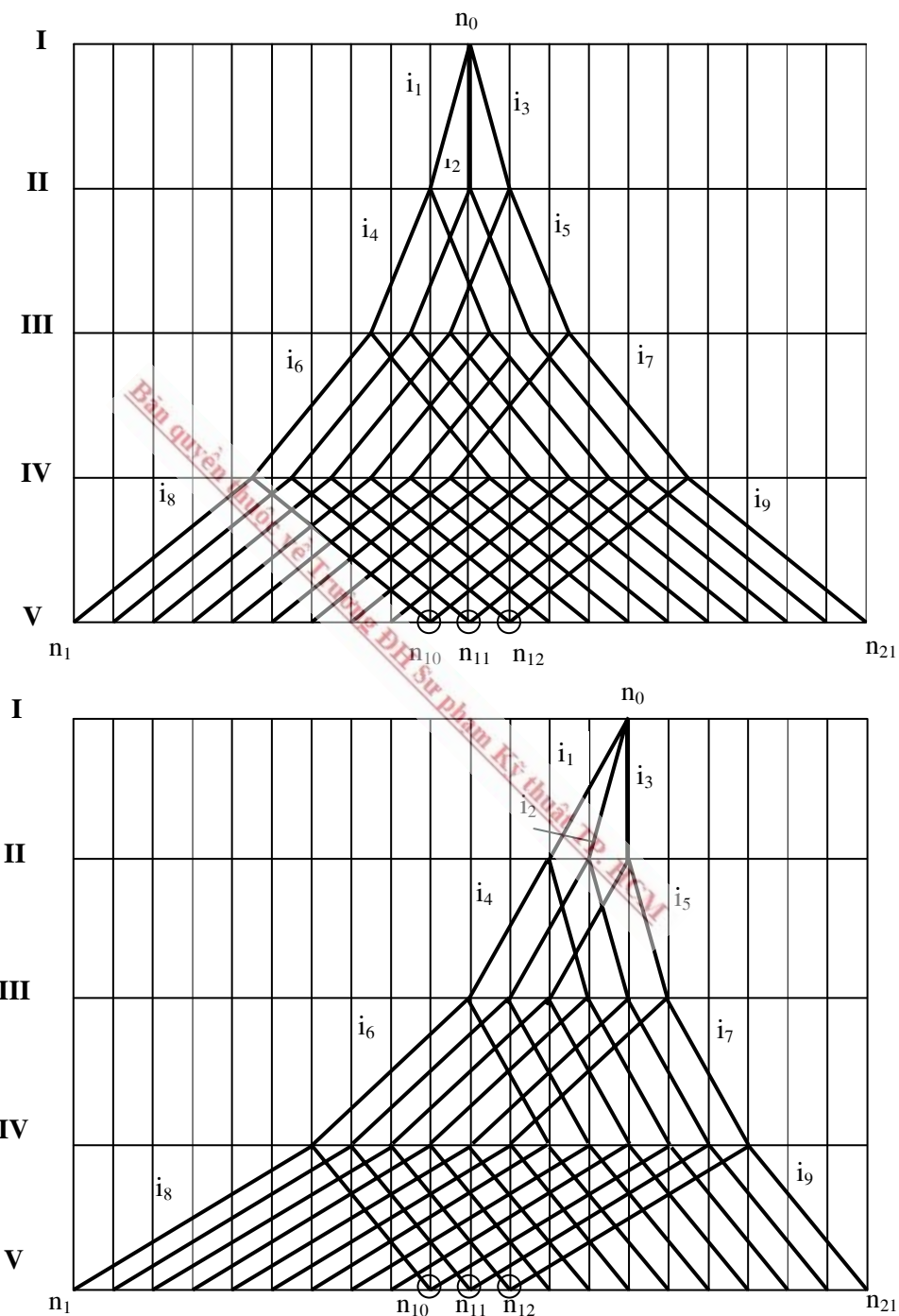


Hình 2-10: Lưới kết cấu của PAKG  $Z = 3 \times 2 \times 2 \times 2$  và PATT I-II-III-IV

Để  $R_i$  đạt yêu cầu, phải giảm lượng mở của nhóm truyền động cuối cùng từ  $x = 12$  xuống  $x = 9$ . Khi đó  $R_i = \varphi^9 = 1,26^9 = 7,94 < [R_i] = 8$  và có 3 tốc độ trùng.

Công thức kết cấu được viết lại như sau:  $Z = 3[1] \cdot 2[3] \cdot 2[6] \cdot 2[9]$

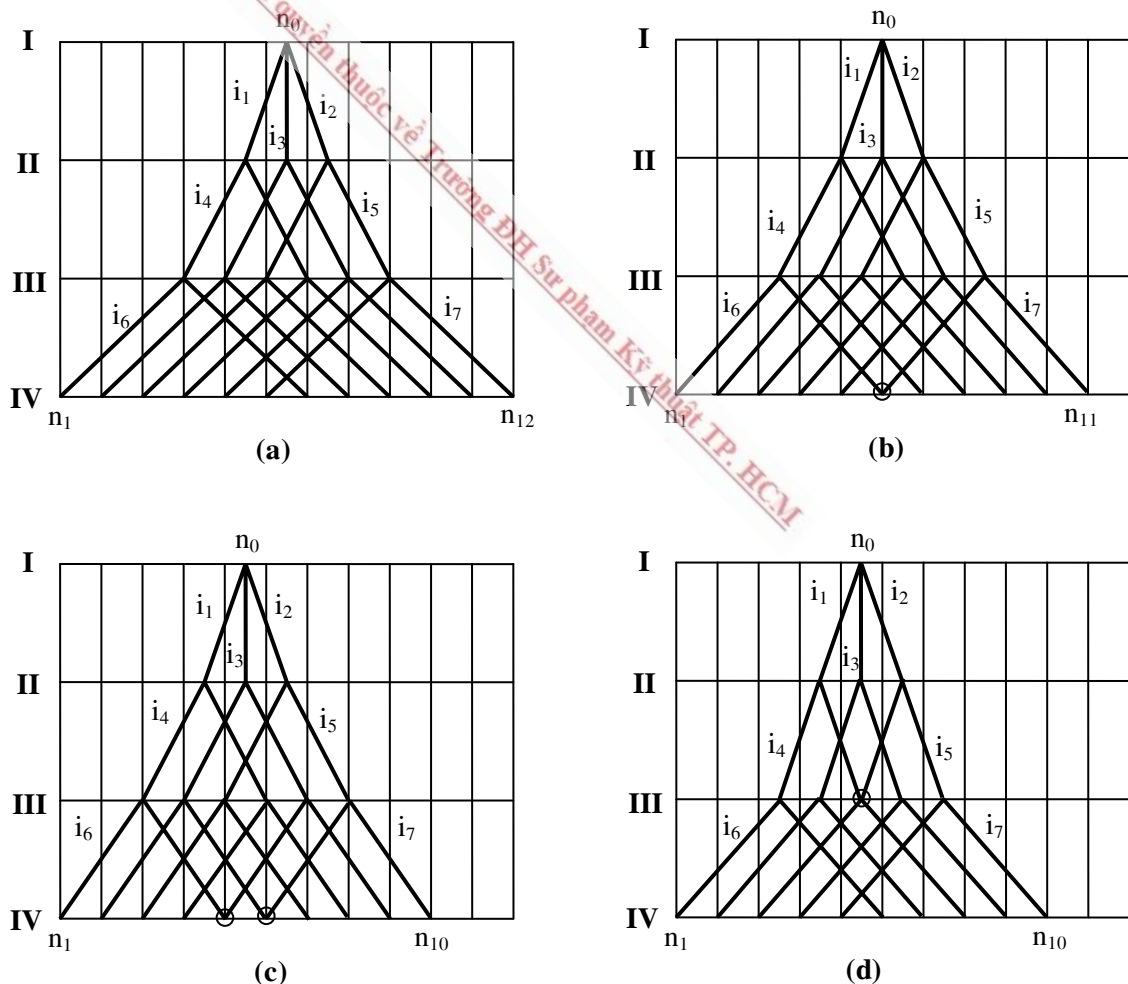
Lưới kết cấu và đồ thị số vòng quay sau khi giảm lượng mở (hình 2-11).



Hình 2-11: Lưới kết cấu và đồ thị số vòng quay của phương án làm trùng tốc độ

**Lưu ý:** Nếu chỉ để đảm bảo số cấp tốc độ  $Z$  theo yêu cầu, về nguyên tắc có thể giảm lượng mở ở bất cứ nhóm truyền động nào. Số cấp tốc độ bị trùng phụ thuộc vào lượng giảm của lượng mở và vị trí của nhóm truyền động có lượng mở bị giảm. Hãy xem xét các trường hợp giảm lượng mở khác nhau của PAKG  $Z = 3 \times 2 \times 2$  và PATT I-II-III trong hình 2-12.

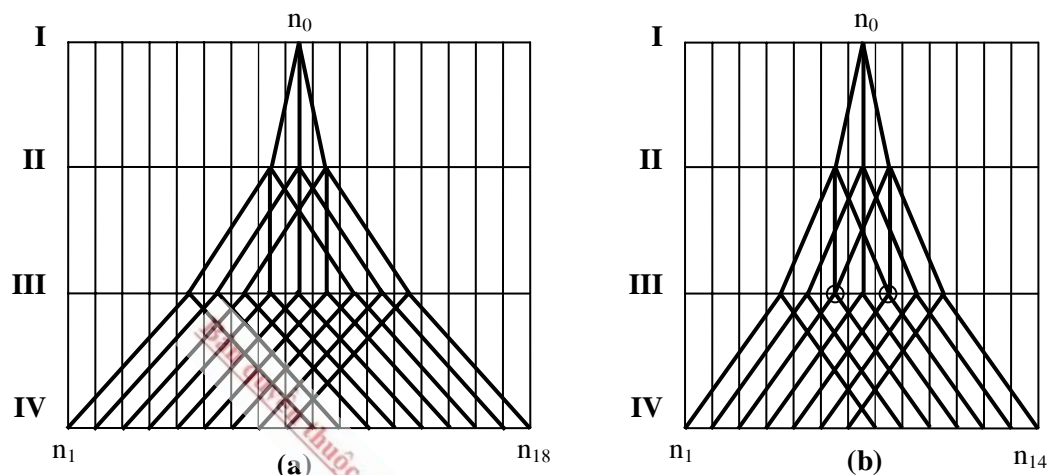
- PA (a): không làm trùng tốc độ. Công thức kết cấu:  $Z = 3[1] \cdot 2[3] \cdot 2[6]$
- PA (b): giảm lượng mở nhóm c từ  $x_c = 6$  xuống  $x_c = 5$ , làm trùng một tốc độ. Công thức kết cấu:  $Z = 3[1] \cdot 2[3] \cdot 2[5]$
- PA (c): giảm lượng mở nhóm c từ  $x_c = 6$  xuống  $x_c = 4$ , làm trùng hai tốc độ. Công thức kết cấu:  $Z = 3[1] \cdot 2[3] \cdot 2[4]$
- PA (d): giảm lượng mở nhóm b từ  $x_b = 3$  xuống  $x_b = 2$ . Mặc dù chỉ giảm lượng mở một giá trị nhưng do vị trí của nhóm truyền động có lượng mở bị giảm không phải là nhóm cuối cùng nên có một tốc độ bị trùng trên trục III và số cấp tốc độ trên trục IV chỉ còn  $Z = 10$ . Khi đó, công thức kết cấu có dạng:  $Z = 3[1] \cdot 2[2] \cdot 2[5]$



Hình 2-12: Lưới kết cấu của các phương án làm trùng tốc độ khác nhau

Một ví dụ nữa minh họa về biện pháp làm trùng tốc độ là xét hộp tốc độ có  $PAKG\ Z = 3 \times 3 \times 2$  và PATT I-II-III như trong hình (2-13).

- PA (a): không làm trùng tốc độ. Công thức kết cấu:  $Z = 3[1] \cdot 3[3] \cdot 2[9] = 18$
- PA (b): giảm lượng mở nhóm b từ  $x_b = 3$  xuống  $x_b = 2$ , làm trùng hai tốc độ trên trục III và số cấp tốc độ trên trục IV chỉ còn  $Z = 14$ . Công thức kết cấu có dạng sau:  $Z = 3[1] \cdot 3[2] \cdot 2[7]$



Hình 2-13: Lưới kết cấu trong các PA chưa làm trùng và đã làm trùng tốc độ

#### b. Thêm trục trung gian

Đây là giải pháp thêm một hoặc một số trục trung gian vào nhóm truyền động có  $R_i$  vượt quá giới hạn cho phép, nhằm tách thành hai đường truyền trực tiếp và gián tiếp. Khi đó, do trong nhóm truyền động, các đường truyền không phải chỉ truyền chuyển động giữa hai trục nên không bị ràng buộc bởi điều kiện về  $R_i$ .

Thêm trục trung gian còn là một giải pháp nhằm kéo dài xích truyền động để hạ thấp tỉ số truyền giữa hai trục.

Khi thêm trục trung gian, phương án không gian của máy bị biến hình từ truyền động đơn giản sang truyền động phức tạp.

Hãy xem xét trường hợp hộp tốc độ của máy tiện T616 (hình 2-16) với số cấp vận tốc  $Z = 12$  và hệ số  $\phi = 1,41$ . Hộp tốc độ máy tiện T616 gồm hai phần: hộp giảm tốc và hộp trục chính. Động cơ nối với hộp giảm tốc qua bộ truyền bánh răng có tỉ số truyền  $i_0$  và hộp giảm tốc nối với hộp trục chính qua bộ truyền đai có tỉ số truyền  $i_d$ . Công thức kết cấu có dạng:

$$Z = 1[0]. 3[1]. 2[3]. 1[0]. 2[6]$$

**Ghi chú:** Các nhóm truyền động chỉ có một tỉ số truyền sẽ có lượng mở  $x_i = 0$ .

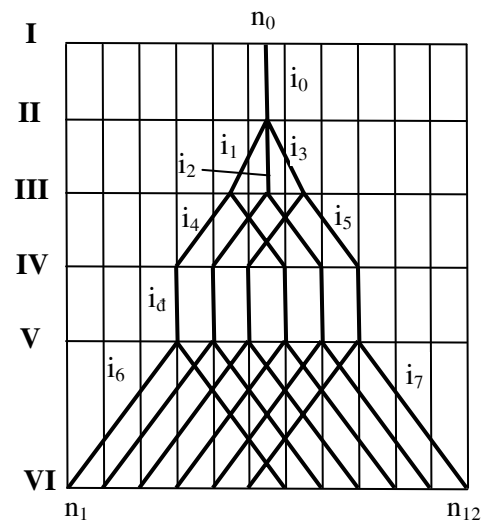
Lưới kết cấu của phương án không gian này cho trong hình 2-14. Phạm vi điều chỉnh tỉ số truyền trong nhóm truyền động cuối cùng là:

$$R_i = \frac{i_{\max}}{i_{\min}} = \frac{i_7}{i_6} = \phi^6 = 1,41^6 = 8$$

Tuy trong trường hợp này,  $R_i$  đạt yêu cầu nhưng cả hai tỉ số truyền  $i_6$  và  $i_7$  đều đạt giá trị tối hạn  $i_6 = i_{\min} = \frac{1}{4}$  và  $i_7 = i_{\max} = 2$ . Để bộ truyền có kích thước nhỏ gọn và

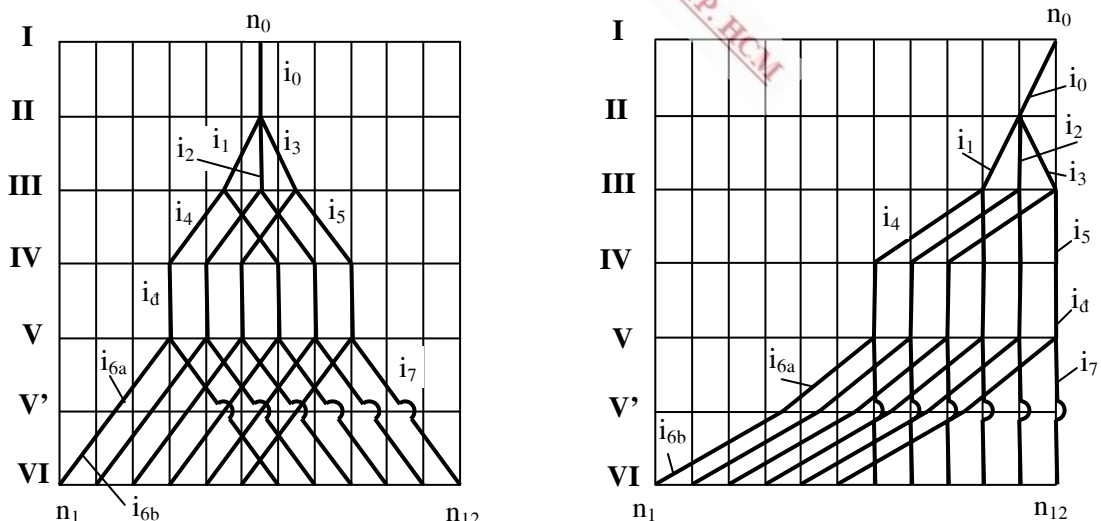
đảm bảo điều kiện làm việc tốt, người ta sử dụng trục trung gian V' trong cơ cấu Hác-ne tách truyền động ra làm hai đường truyền: đường truyền trực tiếp đi từ trục V sang trục VI với một tỉ số truyền  $i_7 = 1$  và đường truyền gián tiếp đi từ trục V sang trục trung gian V' với tỉ số truyền  $i_{6a} = \frac{1}{\phi^{2,5}}$  rồi đi tiếp từ trục V' đến trục VI với tỉ số truyền  $i_{6b} = \frac{1}{\phi^{3,5}}$ . Do đó máy có phương án không gian biến hình như sau:

$$Z = 1. 3. 2. 1 (1 + 1. 1)$$



Hình 2-14: Lưới kết cấu chưa có trục trung gian

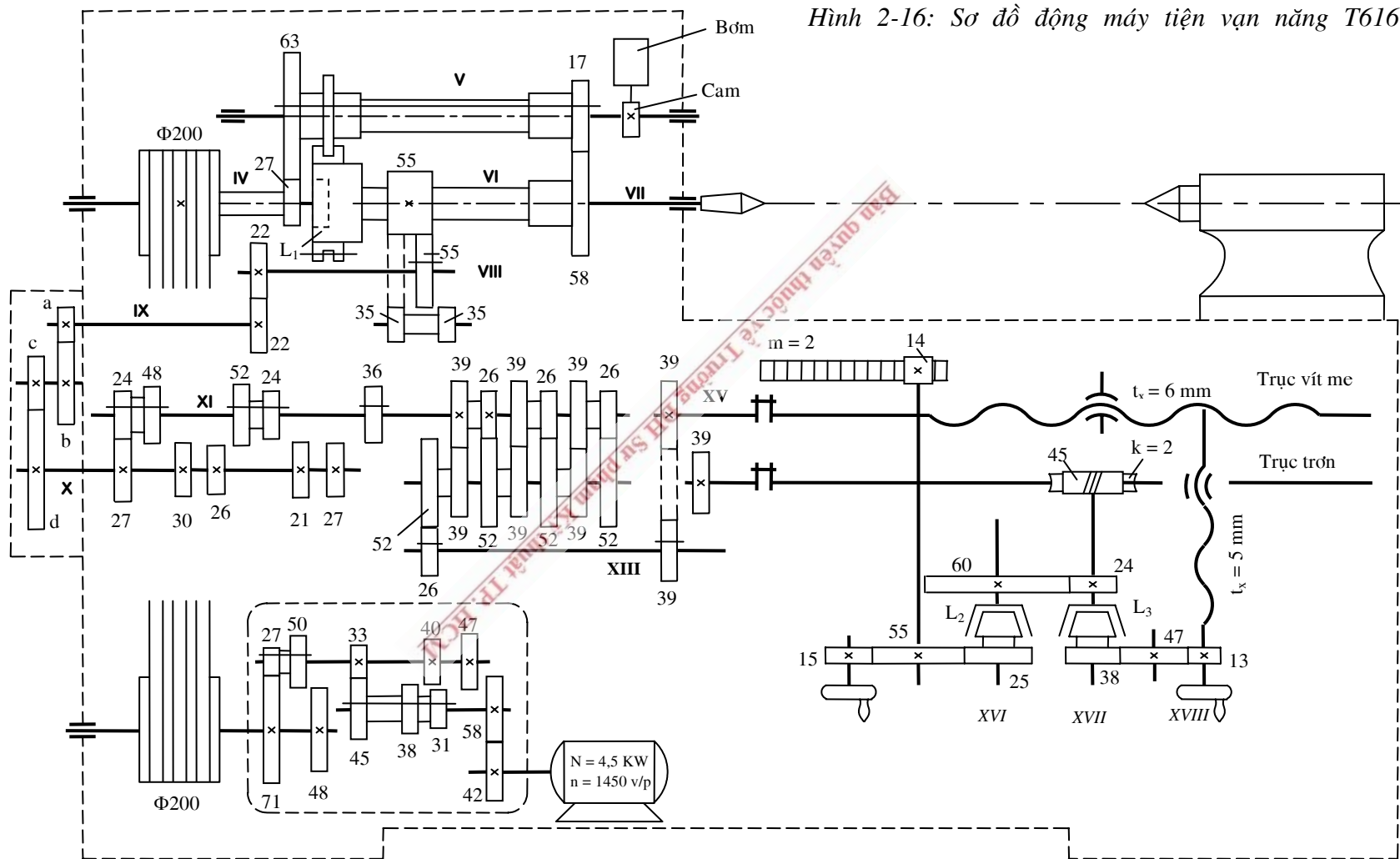
Lưới kết cấu và đồ thị số vòng quay của máy T616 ứng với phương án không gian biến hình cho trong hình 2-15. Sơ đồ động của máy T616 cho hình 2-16.



Hình 2-15: Lưới kết cấu và đồ thị số vòng quay của phương án không gian biến hình



Hình 2-16: Sơ đồ động máy tiện vạt năng T616





c. Dùng truyền động phức tạp

Truyền động phức tạp là loại truyền động có hai đường truyền động: đường truyền tốc độ nhanh và đường truyền tốc độ chậm.

Công thức tổng quát để thể hiện phương án bố trí không gian của truyền động phức tạp:

$$Z = Z_0 (Z' + Z'') = Z_0 Z' + Z_0 Z'' \quad (2-21)$$

Với  $Z_0$  – số cấp tốc độ của phần chung.

$Z_0 Z'$  – số cấp tốc độ nhanh (phần truyền động bổ sung).

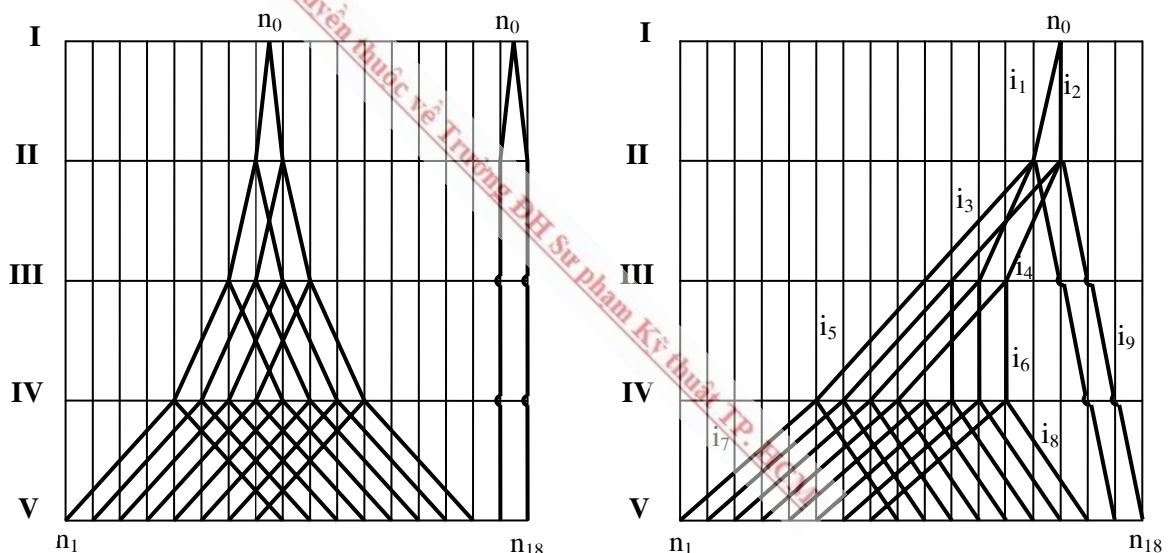
$Z_0 Z''$  – số cấp tốc độ chậm (phần truyền động cơ bản).

Ví dụ: Hộp tốc độ  $Z = 18$  được phân tích theo PAKG sau:

$$Z = 2 (1 + 2.2.2) = 18$$

$$Z_0 Z' = 2[1].1[0] = 2 \text{ (đường truyền tốc độ nhanh)}$$

$$Z_0 Z'' = 2[1].2[2].2[4].2[8] = 16 \text{ (đường truyền tốc độ chậm)}$$



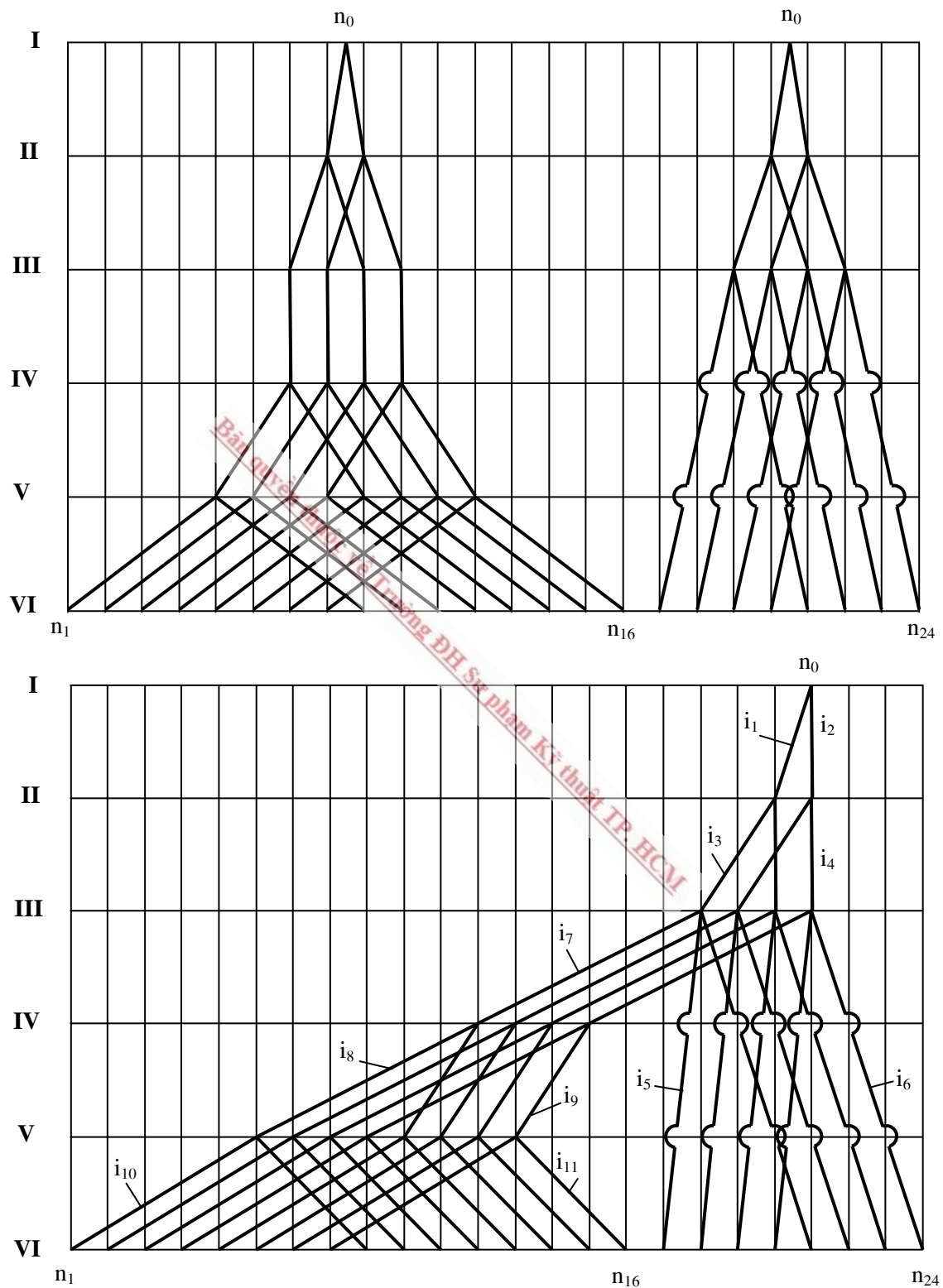
Hình 2-17: Lưới kết cấu và đồ thị số vòng quay của hộp tốc độ có PAKG  $Z = 2 (1 + 2.2.2)$

Mục đích của việc dùng truyền động phức tạp là để thoả mãn yêu cầu về phạm vi điều chỉnh tỉ số truyền cho phép  $R_i \leq [R_i]$ . Do được tách thành hai đường truyền riêng biệt nên lượng mở của các nhóm truyền động giảm nhỏ đi và có khả năng đạt được yêu cầu này.

Trở lại ví dụ về hộp tốc độ có  $Z = 24$ ,  $\varphi = 1,26$  (hình 2-10). Nếu dùng truyền động đơn giản với phương án không gian  $Z = 3 \times 2 \times 2 \times 2$ , phương án thứ tự I-II-III-IV, công thức kết cấu là  $Z = 3[1] \cdot 2[3] \cdot 2[6] \cdot 2[12]$  thì điều kiện về  $R_i$  không đạt. Vì vậy phải chọn truyền động phức tạp có PAKG sau (hình 2-18):

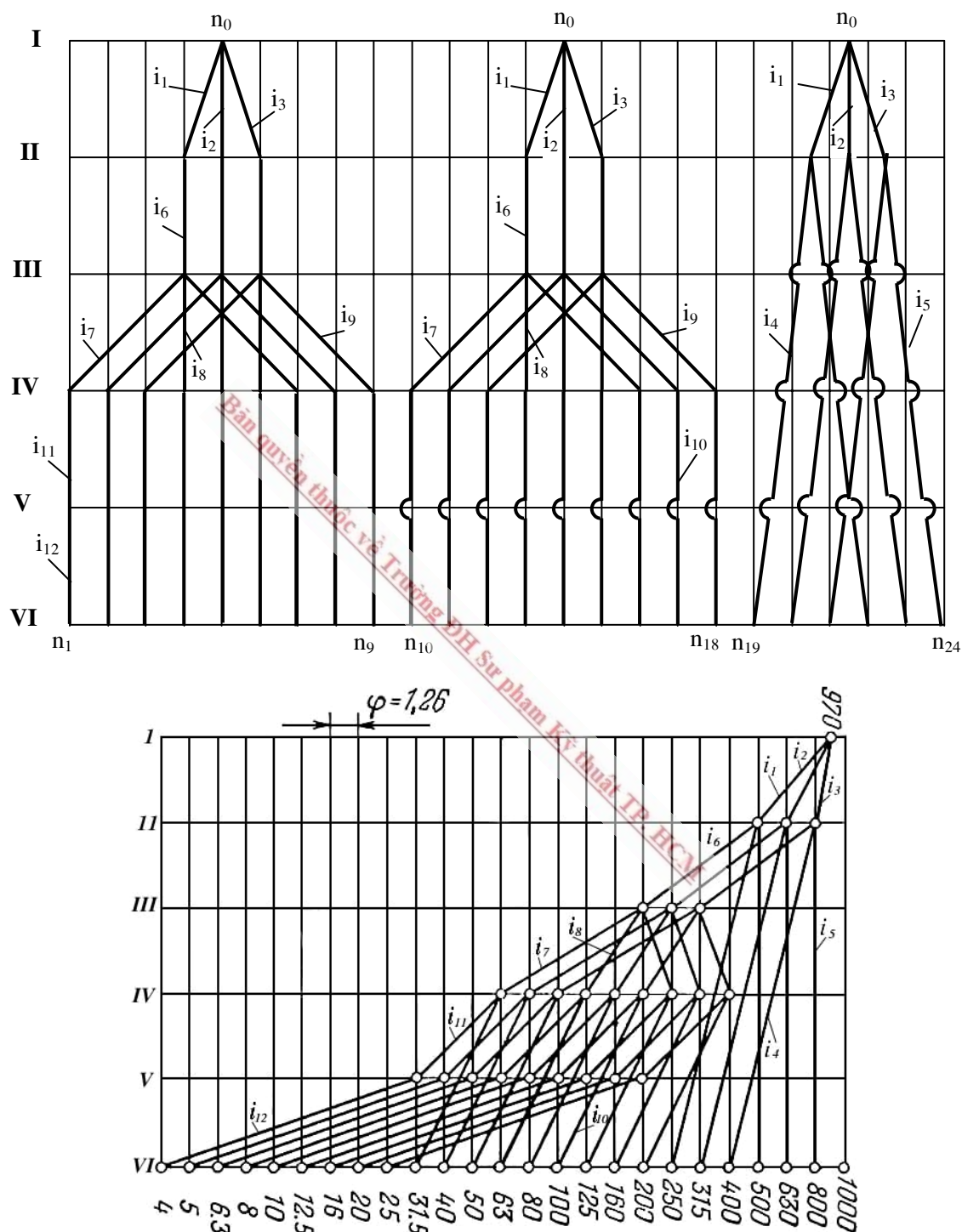
$$Z = 2.2 (2 + 1.2.2) = 24$$

trong đó:  $Z_0 Z' = 2[1].2[2].2[4] = 8$  và  $Z_0 Z'' = 2[1].2[2].2[4].2[8] = 16$



Hình 2-18: Lưới kết cấu và đồ thị số vòng quay của hộp tốc độ có PAKG  $Z = 2.2 (2 + 1.2.2)$

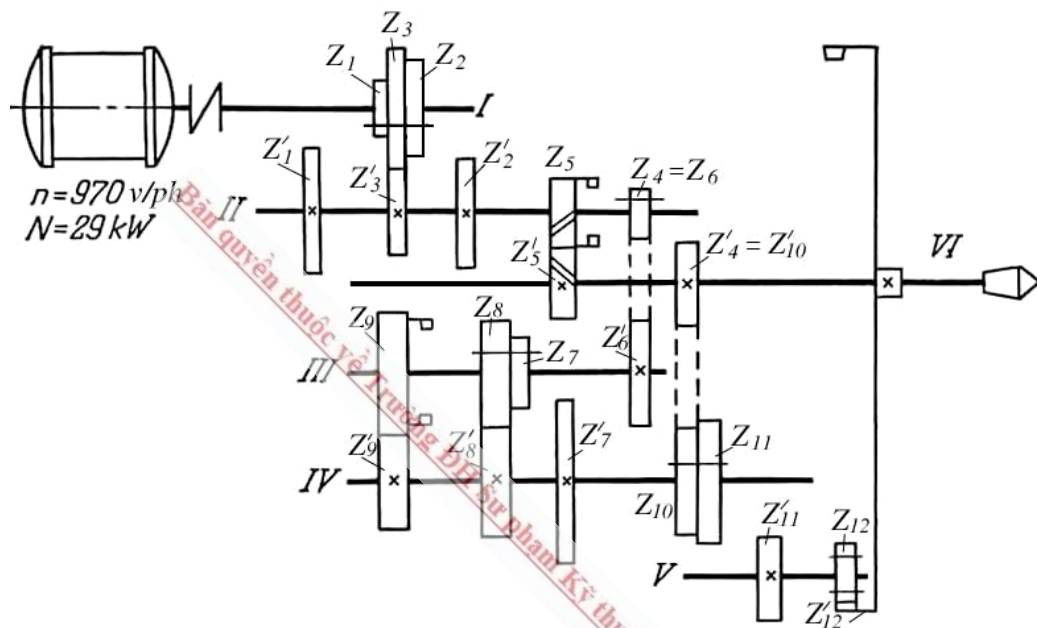
Hộp tốc độ máy tiện năng 165 dùng truyền động phức tạp với kết cấu đặc biệt. PAKG của máy:  $Z = 3[2 + 1.3(1 + 1.1)]$ ;  $\varphi = 1,26$ ;  $n_{\min} = 4 \text{ v/ph} \div n_{\max} = 800 \text{ v/ph}$  có lưới kết cấu, đồ thị số vòng quay cho trong hình 2-19 và sơ đồ động trong hình 2-20.



Hình 2-19: Lưới kết cấu và đồ thị số vòng quay của hộp tốc độ máy tiện năng

Các tỉ số truyền thực tế của máy có giá trị là:  $i_1 = \frac{1}{1,94}$ ,  $i_2 = \frac{1}{1,54}$ ,  $i_3 = \frac{1}{1,22}$ ,  
 $i_4 = \frac{1}{2}$ ,  $i_5 = 1$ ,  $i_6 = \frac{1}{2,52}$ ,  $i_7 = \frac{1}{3,16}$ ,  $i_8 = \frac{1}{1,58}$ ,  $i_9 = 1,26$ ,  $i_{10} = \frac{1}{2}$ ,  $i_{11} = \frac{1}{2}$ ,  $i_{12} = \frac{1}{\phi^9} =$   
 $\frac{1}{1,26^9} = \frac{1}{8}$

Tỉ số truyền  $i_{12}$  của truyền động cuối cùng trong hộp tốc độ có giá trị vượt quá giới hạn cho phép nhưng vì được thực hiện bằng ăn khớp bánh răng trong nên chấp nhận được.



Hình 2-20: Sơ đồ động hộp tốc độ máy tiện năng 165

Ngoài ra, do yêu cầu của kết cấu và điều kiện công nghệ, truyền động phức tạp vẫn có thể có một số tốc độ được bố trí trùng như trong trường hợp của máy T620. Theo sơ đồ động của hộp tốc độ máy T620 cho trong hình 2-21, PAKG của hộp là:

$$Z = 2.3 (1 + 2.2.1) = 30$$

Công thức kết cấu của các đường truyền tốc độ nhanh và chậm là:

$$Z_0 Z' = 2[1].3[2].1[0] = 6$$

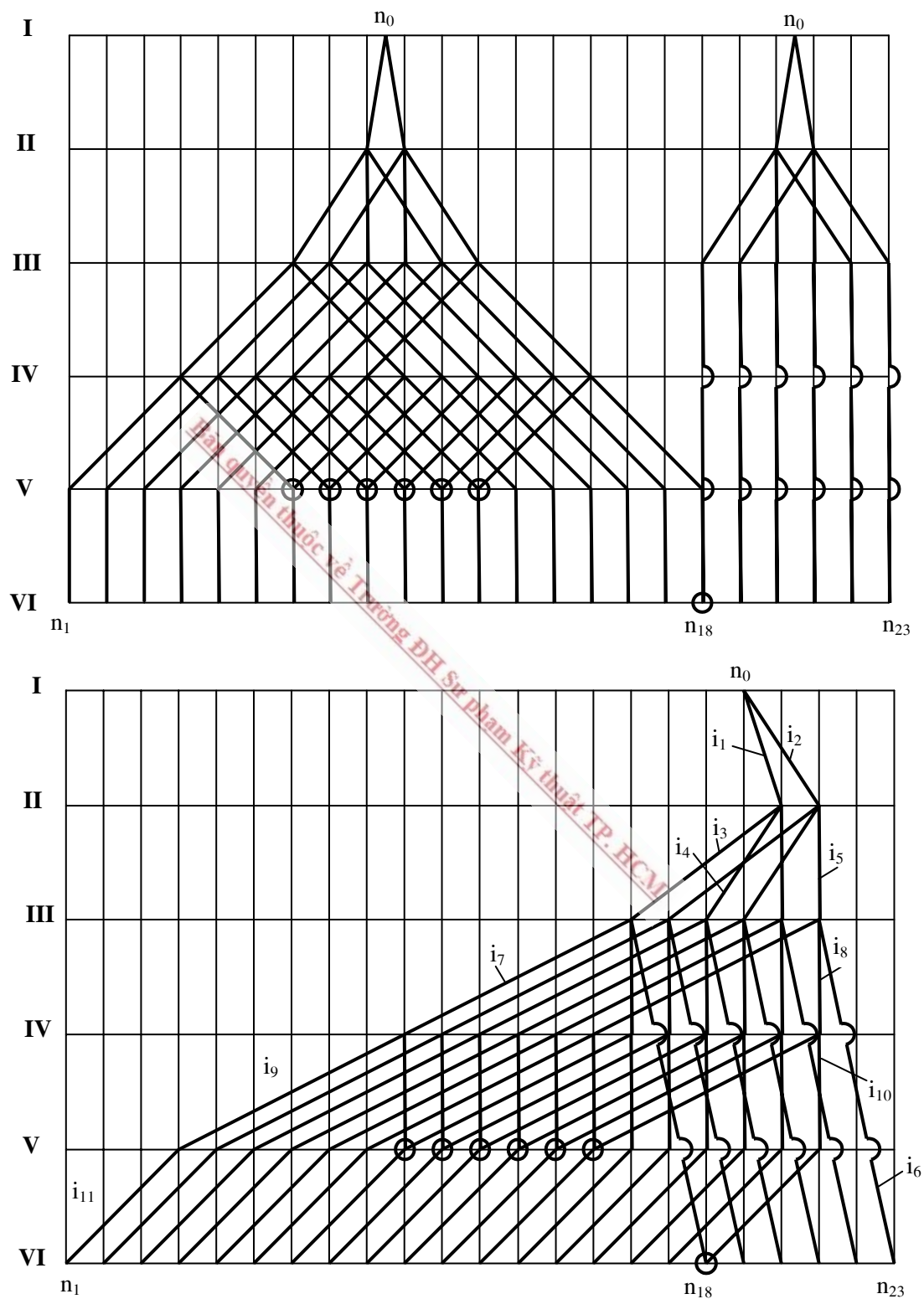
$$Z_0 Z'' = 2[1].3[2].2[6].2[12].1[0] = 24$$

Trong đường truyền tốc độ chậm, nhóm truyền động thứ tư không đạt về  $R_i$  ( $\phi^{12} = 1,26^{12} = 16 > 8$ ). Do yêu cầu của xích cắt ren khuếch đại trên máy, lượng mở của nhóm này được giảm xuống còn 6. Khi đó công thức kết cấu sẽ là:

$$Z_0 Z'' = 2[1].3[2].2[6].2[6].1[0] = 18$$

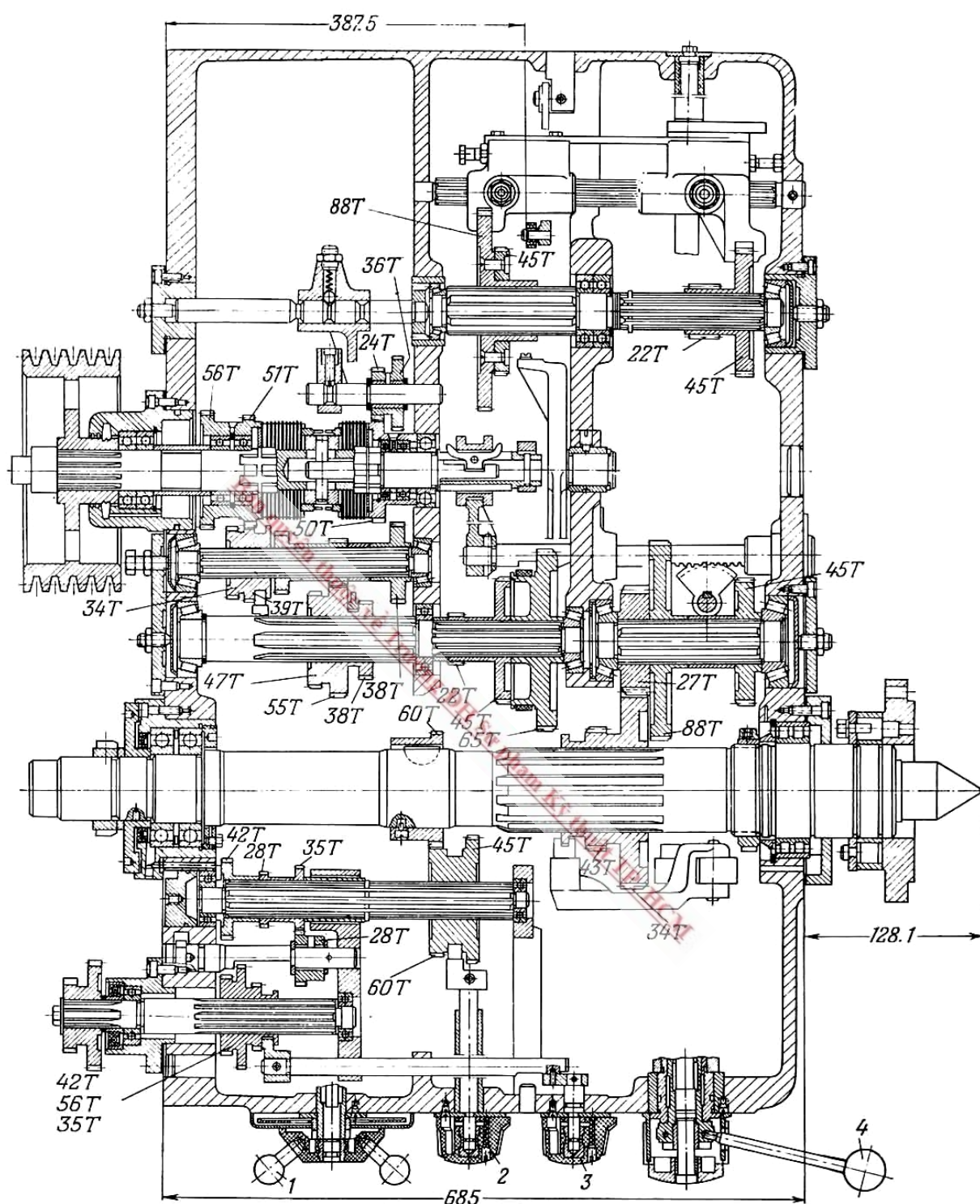


Ngoài ra, giữa đường truyền tốc độ nhanh và chậm còn có một tốc độ trung nên số cấp tốc độ cuối cùng của máy là  $Z = 23$  (hình 2-22).



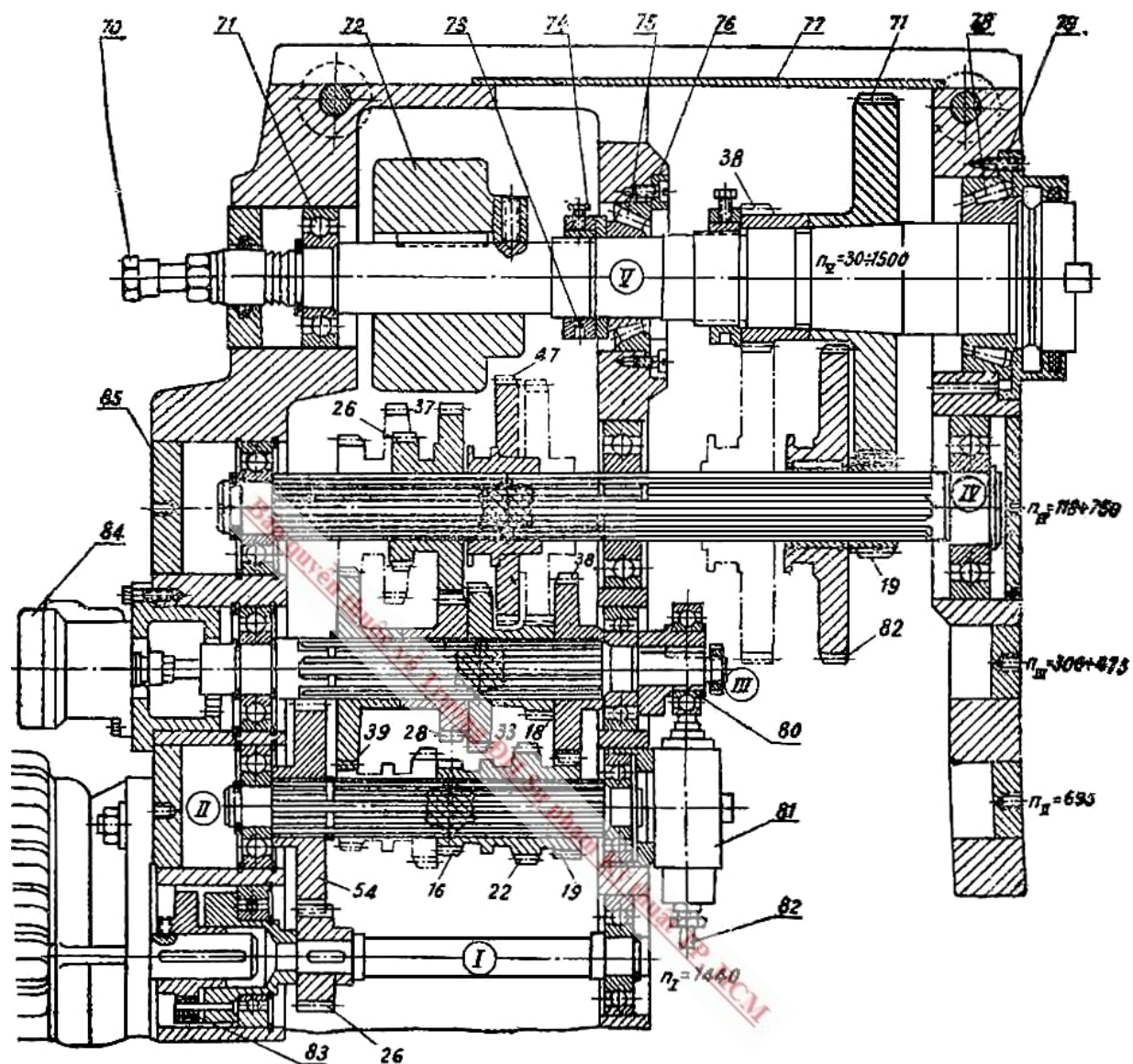
Hình 2-22: Lưới kết cấu và đồ thị số vòng quay của máy tiện T620





Hình 2-23: Bản vẽ khai triển hộp tốc độ máy tiện 1K62





Hình 2-24: Bản vẽ khai triển hộp tốc độ máy phay P623

### **Một số lưu ý khi dùng phương án truyền động phức tạp**

Với một số cấp tốc độ  $Z$  cho trước theo yêu cầu, có thể phân tích thành nhiều PAKG có sử dụng truyền động phức tạp. Sau khi tách cấp tốc độ  $Z$  thành hai đường truyền: đường truyền tốc độ nhanh ( $Z_0 Z'$ ) và đường truyền tốc độ chậm ( $Z_0 Z''$ ), cần phải kiểm tra điều kiện  $R_i$

- Nếu  $R_i$  vượt quá giới hạn cho phép, phải chọn lại phương án không gian khác.
- Nếu  $R_i$  thỏa mãn điều kiện ( $R_i \leq [R_i] = 8$ ), tiến hành vẽ lưới kết cấu và đồ thị số vòng quay. Tuy nhiên, có thể có trường hợp chỉ vẽ được lưới kết cấu mà không vẽ được đồ thị số vòng quay do đồ thị số vòng quay còn bị ràng buộc về điều kiện tỉ số truyền  $i$  theo công thức (2-14):

$$\frac{1}{4} = [i_{\min}] \leq i \leq [i_{\max}] = 2$$

Để thỏa mãn điều kiện trên, trong đồ thị số vòng quay, giá trị tỉ số truyền lớn nhất trong các tỉ số truyền tăng tốc (tia nghiêng phải)  $i_{\max} = \varphi^n \leq 2$  và giá trị tỉ số truyền nhỏ nhất trong các tỉ số truyền giảm tốc (tia nghiêng trái)  $i_{\min} = \frac{1}{\varphi^m} \geq \frac{1}{4}$

trong đó:  $n$  – số ô của tia nghiêng phải.

$m$  – số ô của tia nghiêng trái.

Nếu  $\varphi = 1,26$  thì  $n \leq 3$  và  $m \leq 6$ , còn nếu  $\varphi = 1,41$  thì  $n \leq 2$  và  $m \leq 4$ .

Để kiểm tra nhanh đồ thị số vòng quay vẽ được hay không, có thể thực hiện phương pháp đếm ô như sau:

**Bước 1:** Tính số lượng ô cần thiết cho đồ thị số vòng quay ứng với số cấp tốc độ  $Z$  yêu cầu. Nếu hộp tốc độ cần có  $Z$  tốc độ thì đồ thị số vòng quay cần có **ít nhất ( $Z - 1$ ) ô**.

**Bước 2:** Tính tổng số lượng ô tối đa  $T$  có thể đạt được của PAKG đã chọn  $Z = Z_0 (Z' + Z'')$

$$T = A + B + C \quad (\text{ô}) \quad (2-22)$$

trong đó:  $A$  – số lượng ô có thể đạt được của nhóm truyền động chung  $Z_0$ .

$B$  – số lượng ô có thể đạt được của nhóm truyền động nhanh  $Z'$ .

$C$  – số lượng ô có thể đạt được của nhóm truyền động chậm  $Z''$ .

Với nhóm truyền động chung  $Z_0$ , do  $Z_0 = P_a \cdot P_b \cdot P_c \dots P_w$  nên  $A = (P_a \cdot P_b \cdot P_c \dots P_w) - 1$ .

Với nhóm truyền động nhanh  $Z'$ , do  $Z' = P_{a1} \cdot P_{b1} \cdot P_{c1} \dots P_{w1}$  nên  $B = n_{\max} \cdot w_1$ , trong đó  $w_1$  là số lượng nhóm truyền động ở đường truyền tốc độ nhanh.

Với nhóm truyền động chậm  $Z''$ , do  $Z'' = P_{a2} \cdot P_{b2} \cdot P_{c2} \dots P_{w2}$  nên  $C = m_{\max} \cdot w_2$ , trong đó  $w_2$  là số lượng nhóm truyền động ở đường truyền tốc độ chậm

**Bước 3:** Kết luận về PAKG đã chọn.

- Nếu  $T \geq (Z - 1)$  : vẽ được đồ thị số vòng quay, PAKG có thể chấp nhận được. Tuy nhiên nếu  $T$  quá lớn so với số ô cần thiết  $(Z - 1)$ , PAKG này tạo ra kết cấu hộp công kênh, phức tạp.

- Nếu  $T < (Z - 1)$  : không vẽ được đồ thị số vòng quay vì không thỏa mãn được điều kiện về tỉ số truyền  $i$ . Biện pháp khắc phục trong trường hợp này là phải sử dụng PAKG biến hình bằng cách thêm trục trung gian để hạ thấp tỉ số truyền giữa hai trục. Thường người ta thêm trục trung gian vào đường truyền tốc độ chậm nhưng cần lưu ý đảm bảo **chiều quay của trục cuối cùng như nhau** trong cả hai đường truyền tốc độ nhanh và chậm. Muốn thế, tổng số lượng nhóm truyền động trong đường truyền tốc độ chậm  $w_2$  so với tổng số lượng nhóm truyền động trong đường truyền tốc độ nhanh  $w_1$  phải bằng hoặc hơn một số nguyên 2, 4 ...

Ví dụ: Thiết kế hộp tốc độ dùng cơ cấu bánh răng di trượt có  $Z = 16$ ,  $\phi = 1,41$

Chọn PAKG:  $Z = 2(2 + 3.2) = 16$

$$Z_0Z' = 2[1].2[2] = 4 \text{ (đường truyền tốc độ nhanh)}$$

$$Z_0Z'' = 2[1].3[2].2[6] = 12 \text{ (đường truyền tốc độ chậm)}$$

Kiểm tra  $R_i$  ở đường truyền tốc độ chậm:  $R_i < 8$  nên thỏa mãn yêu cầu và có thể vẽ được lưới kết cấu. Trước khi vẽ đồ thị số vòng quay, cần kiểm tra khả năng vẽ được bằng cách dùng phương pháp đếm ô cho PAKG trên.

Với nhóm truyền động chung  $Z_0$ , do  $Z_0 = 2$  nên  $A = Z_0 - 1 = 1$  ô.

Với nhóm truyền động nhanh  $Z'$ , do  $w_1 = 1$  nên  $B = n_{\max}$ .  $w_1 = 2 \times 1 = 2$  ô.

Với nhóm truyền động chậm  $Z''$ , do  $w_2 = 2$  nên  $C = m_{\max}$ .  $w_2 = 4 \times 2 = 8$  ô.

Tổng số lượng ô tối đa  $T$  có thể đạt được của PAKG này  $T = 11$  ô nhỏ hơn số lượng ô cần thiết là 15 ô nên không đạt yêu cầu. Vả lại, trong PAKG này cũng không đảm bảo chiều quay của trục cuối cùng như nhau trong cả hai đường truyền tốc độ nhanh và chậm. Biện pháp khắc phục là thêm một trục trung gian vào đường truyền tốc độ chậm và PAKG biến hình như sau:

$$Z = 2(2 + 1.3.2) = 16$$

$$Z_0Z' = 2[1].2[2] = 4 \text{ (đường truyền tốc độ nhanh)}$$

$$Z_0Z'' = 2[1].1[0].3[2].2[6] = 12 \text{ (đường truyền tốc độ chậm)}$$

Tính tổng số lượng ô tối đa  $T$ :

$$A = Z_0 - 1 = 2 - 1 = 1$$

$$B = 2 \times 1 = 2 \quad (w_1 = 1)$$

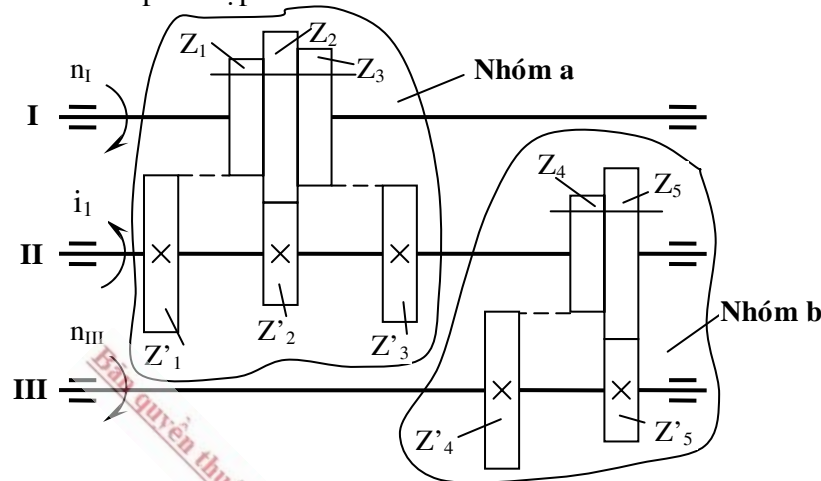
$$C = 4 \times 3 = 12 \quad (w_2 = 3).$$

$$\Rightarrow T = A + B + C = 15 \text{ ô.}$$

Vậy đồ thị số vòng quay của phương án không gian này vẽ được.

### 2.2.3. Xác định số răng của bánh răng

Từ đồ thị số vòng quay, có thể xác định được các tỉ số truyền trong xích truyền động. Sau đó cần tiến hành tính toán số răng của các cặp bánh răng. Nếu giữa hai trục có một tỉ số truyền cố định thì việc xác định số răng của cặp bánh răng này rất dễ dàng. Nhưng trên thực tế giữa hai trục thường có nhiều tỉ số truyền phụ thuộc lẫn nhau nên việc tính toán có phức tạp hơn.



Hình 2-25: Cơ cấu bánh răng di trượt

Có hai phương pháp xác định số răng là phương pháp tính toán và phương pháp tra bảng.

#### 2.2.3.1 Phương pháp tính toán

##### 1. Các bánh răng có cùng môđun m

Thông thường các bánh răng trong một nhóm di trượt được chọn có cùng môđun m để tạo điều kiện thuận lợi cho việc thiết kế và gia công.

a. Trường hợp biết trước khoảng cách trục A: Đó là khi thiết kế phải dựa vào kết cấu của một hộp máy cũ hoặc bị ràng buộc bởi khoảng cách trục A cho trước. Ta có:

$$A = \frac{1}{2} m (Z_j + Z_j') \quad (2-23)$$

mà  $Z_j = i_j \cdot Z_j'$  (2-24)

nên  $A = \frac{1}{2} m (i_j \cdot Z_j' + Z_j') = \frac{1}{2} m Z_j' (1 + i_j)$  (2-25)

Từ (2-25) suy ra  $Z_j' = 2A \frac{1}{m(1+i_j)}$  và  $Z_j = 2A \frac{i_j}{m(1+i_j)}$  (2-26)

b. Trường hợp không biết trước khoảng cách trục A: Đó là khi thiết kế máy mới hoàn toàn.

Giả thiết trong một nhóm truyền động các tỉ số truyền  $i_1, i_2, i_3, \dots, i_n$  đã được xác định theo đồ thị số vòng quay, cần tính số răng  $Z_1, Z_2, Z_3, \dots, Z_j$  và  $Z_1', Z_2', Z_3', \dots, Z_j'$

$$i_1 = \frac{Z_1}{Z_1'}, i_2 = \frac{Z_2}{Z_2'}, i_3 = \frac{Z_3}{Z_3'}, \dots, i_j = \frac{Z_j}{Z_j'}. \quad (2-27)$$

Khoảng cách trục A có thể viết:

$$A = \frac{1}{2} m(Z_1 + Z_1') = \frac{1}{2} m(Z_2 + Z_2') = \dots = \frac{1}{2} m(Z_j + Z_j') = \frac{1}{2} m \sum Z \quad (2-28)$$

Với  $\sum Z$ : tổng số răng của cặp bánh răng truyền động giữa hai trục của nhóm truyền.

$$\text{Vậy} \quad (Z_1 + Z_1') = (Z_2 + Z_2') = \dots = (Z_j + Z_j') = \sum Z \quad (2-29)$$

Thế  $2A = m \cdot \sum Z$  vào công thức (2-26), ta có:

$$Z_j = \frac{i_j}{(1+i_j)} \sum Z \quad \text{và} \quad Z_j' = \frac{1}{(1+i_j)} \sum Z \quad (2-30)$$

Do tất cả các tỉ số truyền  $i_j$  đều có thể phân tích thành:

$$i_j = \frac{Z_j}{Z_j'} = \frac{f_j}{g_j} \quad (2-31)$$

trong đó  $f_j, g_j$  là các số nguyên không chứa thừa số chung (hay nói cách khác là phân số  $\frac{f_j}{g_j}$  tối giản).

Thay (2-31) vào (2-30) sẽ được:

$$\begin{cases} Z_j = \frac{f_j}{f_j + g_j} \cdot \sum Z \\ Z_j' = \frac{g_j}{f_j + g_j} \cdot \sum Z \end{cases} \quad (2-32)$$

Vì số răng  $Z_j, Z_j'$  là số nguyên, nên  $f_j \cdot \sum Z$  và  $g_j \cdot \sum Z$  phải chia đúng cho tổng  $(f_j + g_j)$ . Nhưng  $f_j$  và  $g_j$  không chứa thừa số chung nên  $\sum Z$  phải chia đúng  $E_j$  lần cho tổng  $(f_j + g_j)$ , nghĩa là:

$$\sum Z = E_j \cdot (f_j + g_j) \quad (2-33)$$

Cũng lý luận tương tự cho các tỉ số truyền  $i_1, i_2, \dots$  ta viết được:

$\sum Z = E_1 (f_1 + g_1) = E_2 (f_2 + g_2) = \dots = E_j \cdot (f_j + g_j)$  với  $E_1, E_2, \dots, E_j$  là các số nguyên. Về mặt toán học, nếu một số chia đúng cho mọi tổng số thì phải chia đúng cho bội số chung nhỏ nhất của mọi tổng số đó.



Gọi K là bội số chung nhỏ nhất trong mọi tổng số trên, ta tìm được số chia đúng cho E sao cho:

$$\sum Z = K.E \quad (2-34)$$

Thay (2-34) vào (2-32):

$$\Rightarrow \begin{cases} Z_j = \frac{f_j}{f_j + g_j} \cdot KE \\ Z_j' = \frac{g_j}{f_j + g_j} \cdot KE \end{cases} \quad (2-35)$$

Trị số E không phải là số nguyên tùy ý, mà phải lớn hơn  $E_{\min}$  nào đó để bánh răng bất kỳ trong nhóm phải lớn hơn bánh răng giới hạn nhỏ nhất  $Z_{\min}$  ( $Z_j \geq Z_{\min}$ ). Thường để tránh hiện tượng cắt chân răng thì  $Z_{\min} = 17$  răng. Chọn  $Z_{\min} = 17$  để xác định  $E_{\min}$

Khi bánh răng nhỏ nhất  $Z_{\min}$  trong nhóm truyền động nằm ở tia giảm tốc, thì nó đóng vai trò chủ động, nên tính  $Z_{\min c}$  (chủ động) từ công thức (2-35) tương ứng với bánh răng chủ động  $Z_j$

$$E_{\min c} = \frac{Z_{\min}(f_j + g_j)}{f_j \cdot K} \quad (2-36)$$

Và bánh răng nhỏ nhất  $Z_{\min}$  nằm ở tia tăng tốc thì nó đóng vai trò bị động, nên tính  $Z_{\min b}$  (bị động) từ công thức (2-35) tương ứng với bánh răng chủ động  $Z_j'$ :

$$E_{\min b} = \frac{Z_{\min}(f_j + g_j)}{g_j \cdot K} \quad (2-37)$$

Để xác định bánh răng nhỏ nhất  $Z_{\min}$  là chủ động hay bị động, cần phải nhìn vào hai tia ngoài cùng của nhóm truyền động trong đồ thị số vòng quay: tia nào có độ nghiêng nhiều nhất, ở đó có bánh răng nhỏ nhất. Nếu tia nghiêng trái có độ nghiêng nhiều hơn, thì dùng (2-36) để tính  $E_{\min c}$ . Ngược lại, tia nghiêng phải có độ nghiêng nhiều hơn, thì dùng (2-37) để tính  $E_{\min b}$

Trị số  $E_{\min}$  được tính ra thường là số lẻ, nên phải lấy số nguyên lớn hơn, để làm thế nào cho trị số  $\sum Z \approx 90 \div 120$ .

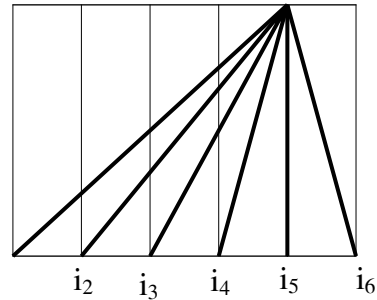
Đối với hộp tốc độ của máy công cụ, khoảng cách A giữa hai trục thường dùng các giá trị sau  $A = 36m, 45m, 60m$  (với m là môđun).

Từ đây, ta có: 
$$\sum Z = \frac{2A}{m} = 72, 90, 120$$

Những trị số này thường dùng vì nó có thể phân thành các thừa số 2, 3, 5

Ví dụ 1: Tính số răng của các bánh răng trong nhóm truyền động có 6 tỉ số truyền với  $\varphi = 1,26$  như sau:

Hình 2-26: Đồ thị số vòng quay của nhóm truyền động có 6 tỉ số truyền



Từ đồ thị trên, có các tỉ số truyền:

$$\begin{aligned} i_1 &= \frac{1}{\varphi^4} = \frac{1}{1,26^4} = \frac{1}{2,52} & i_3 &= \frac{1}{\varphi^2} = \frac{1}{1,26^2} = \frac{1}{1,58} & i_5 &= \varphi^0 = 1 \\ i_2 &= \frac{1}{\varphi^3} = \frac{1}{1,26^3} = \frac{1}{2} & i_4 &= \frac{1}{\varphi} = \frac{1}{1,26} & i_6 &= \varphi = 1,26 \end{aligned}$$

Phân tích các tỉ số truyền thành các phân số tối giản:

$$\begin{aligned} i_1 &= \frac{1}{2,5} \approx \frac{2}{5} = \frac{f_1}{g_1} & \text{nên } f_1 + g_1 &= 2 + 5 = 7 \\ i_2 &= \frac{1}{2} = \frac{f_2}{g_2} & \text{nên } f_2 + g_2 &= 1 + 2 = 3 \\ i_3 &= \frac{1}{1,58} \approx \frac{7}{11} = \frac{f_3}{g_3} & \text{nên } f_3 + g_3 &= 7 + 11 = 18 = 2 \cdot 3^2 \\ i_4 &= \frac{1}{1,26} \approx \frac{4}{5} = \frac{f_4}{g_4} & \text{nên } f_4 + g_4 &= 4 + 5 = 9 = 3^2 \\ i_5 &= 1 = \frac{f_5}{g_5} & \text{nên } f_5 + g_5 &= 1 + 1 = 2 \\ i_6 &= \frac{1,26}{1} \approx \frac{5}{4} = \frac{f_6}{g_6} & \text{nên } f_6 + g_6 &= 5 + 4 = 9 = 3^2 \end{aligned}$$

Bội số chung nhỏ nhất của mọi tổng trên:

$$K = 7 \cdot 2 \cdot 3^2 = 126$$

Nhận thấy  $i_1$  có độ nghiêng lớn nhất mà là tia giảm tốc nên bánh răng nhỏ nhất là bánh răng chủ động. Vì vậy dùng công thức  $E_{\min c}$  để xác định  $E_{\min}$ :

$$E_{\min c} = \frac{Z_{\min}(f_j + g_j)}{f_j \cdot K} = \frac{17(2 + 5)}{126 \times 2} = \frac{17}{36} < 1$$



Chọn  $E_{\min} = 1$ , do đó:  $\sum Z = E.K = 1 \times 126 = 126 > 120$

Tổng số này lớn hơn so với tổng số răng cho phép trong hộp tốc độ, do đó phải điều chỉnh lại bằng một trong hai cách:

+ Giảm trị số  $K$ :

Tổng các thừa số tạo nên trị số  $K$  lớn, thừa số  $(f_1 + g_1) = 7$  có tác dụng nhiều nhất, cần phải biến đổi gần đúng thừa số này sao cho có thể phân thành các thừa số 2 hay 3. Ví dụ biến đổi:

$$i_1 = \frac{1}{2,5} \approx \frac{31}{77} = \frac{1}{2,484} \quad (\text{sai số } 1,5\% < 5\% \text{ là trị số cho phép})$$

$$\text{Do đó: } f_1 + g_1 = 31 + 77 = 108 = 2^2 \cdot 3^3$$

Các tỉ số truyền còn lại không cần phải điều chỉnh nữa và trị số  $K$  sau khi điều chỉnh sẽ là  $K = 108$ . Trên cơ sở đó tính lại  $E_{\min}$

$$E_{\min} = \frac{17(31+77)}{108 \times 31} = \frac{17}{31} < 1$$

Chọn  $E_{\min} = 1$ , do đó:

$$\sum Z = E.K = 1 \times 108 = 108$$

Tính các số răng của bánh răng chủ động và bị động, cụ thể là:

$$Z_1 = E.K \frac{f_1}{f_1 + g_1} = 108 \frac{31}{31 + 77} = 31 \quad Z_1' = E.K \frac{g_1}{f_1 + g_1} = 108 \frac{77}{31 + 77} = 77$$

$$Z_2 = 108 \frac{1}{1+2} = 36 \quad Z_2' = 108 \frac{2}{3} = 72$$

$$Z_3 = 108 \frac{7}{7+11} = 42 \quad Z_3' = 108 \frac{11}{18} = 66$$

$$Z_4 = 108 \frac{4}{4+5} = 48 \quad Z_4' = 108 \frac{5}{9} = 60$$

$$Z_5 = 108 \frac{1}{1+1} = 54 \quad Z_5' = 108 \frac{1}{2} = 54$$

$$Z_6 = 108 \frac{5}{4+5} = 60 \quad Z_6' = 108 \frac{4}{9} = 48$$

+ Bỏ thừa số lớn:

Để giảm trị số  $K$ , có thể bỏ thừa số nào dẫn đến giá trị lớn của  $K$  và sau đó tính  $K$  với những tỉ số truyền  $i$  còn lại. Số răng do tỉ số truyền đã bỏ ra có thể dẫn đến số lẻ, nên phải qui tròn và nhiều khi phải dùng bánh răng dịch chỉnh.

Ở ví dụ trên, trị số K lớn là do tỉ số truyền  $i_1$ , có  $(f_1 + g_1) = 7$ . Ta bỏ trị số 7 và tính lại K:  $K = 2 \cdot 3^2 = 18$

$$\text{Do đó: } E_{\min} = \frac{17(f_1 + g_1)}{K \cdot f_1} = \frac{17(2+5)}{18 \cdot 2} = 3,3$$

$$\text{Chọn } E = 4 \text{ nên } \sum Z = E \cdot K = 4 \times 18 = 72$$

Tương tự như trên, tính các số răng của các tỉ số truyền  $i_2 \div i_6$ .

Số răng của tỉ số truyền bỏ ra  $i_1 = \frac{1}{2,52}$  được tính từ công thức (2-30)

$$Z_1 = \frac{i_1}{(1+i_1)} \sum Z = 72 \frac{1}{3,52} = 20,4$$

$$Z_1' = \frac{1}{(1+i_1)} \sum Z = 72 \frac{2,52}{3,52} = 51,6$$

Số răng  $Z_1$  và  $Z_1'$  bị lẻ, do đó phải chọn số chẵn

$$\text{Nếu chọn } Z_1 = 20 \text{ và } Z_1' = 52 \text{ thì } Z_1 + Z_1' = 20 + 52 = 72. \text{ Và } i_1 = \frac{Z_1}{Z_1'} = \frac{20}{52} = \frac{1}{2,6}$$

$$\text{Nếu chọn } Z_1 = 20 \text{ và } Z_1' = 51 \text{ thì } Z_1 + Z_1' = 20 + 51 = 71. \text{ Và } i_1 = \frac{Z_1}{Z_1'} = \frac{20}{51} = \frac{1}{2,55}$$

Ở trường hợp đầu, có thể dùng bánh răng tiêu chuẩn nhưng tỉ số truyền  $i_1$  kém chính xác. Trong trường hợp sau, tỉ số truyền  $i_1$  chính xác hơn nhưng phải dùng bánh răng dịch chỉnh.

## 2. Các bánh răng không cùng môđun

Trong một nhóm truyền động, thường dùng các bánh răng có cùng môđun. Tuy nhiên trong một số trường hợp khi tỉ số truyền của các cặp bánh răng khác biệt nhau nhiều, dẫn đến lực tác dụng lên các cặp bánh răng chênh lệch nhau quá lớn, bắt buộc phải dùng các môđun khác nhau. Nhưng cũng không nên dùng quá hai môđun trong một nhóm truyền động ngoại trừ các bánh răng di trượt của nhóm cơ sở trong hộp chạy dao máy tiện ren.

Giả sử trong một nhóm truyền động có hai môđun  $m_1$  và  $m_2$ . Điều kiện để các cặp bánh răng này làm việc được phải có cùng khoảng cách trục A:

$$\begin{cases} A = \frac{1}{2} m_1 (Z_i + Z_i') = \frac{1}{2} m_1 \sum Z_i \\ A = \frac{1}{2} m_2 (Z_j + Z_j') = \frac{1}{2} m_2 \sum Z_j \end{cases} \quad (2-38)$$

với  $\sum Z_i$ ,  $\sum Z_j$  là tổng số răng của các cặp bánh răng có môđun  $m_1$  và  $m_2$ .

Từ (2-38), suy ra:  $m_1 \cdot \sum Z_i = m_2 \cdot \sum Z_j$

$$\text{Hay } \frac{\sum Z_i}{\sum Z_j} = \frac{m_2}{m_1} = \frac{e_2}{e_1} \quad (2-39)$$

Với  $e_1$  và  $e_2$  là các số nguyên tối giản.

Từ (2-39), có thể viết lại:

$$\text{Hay } \frac{\sum Z_i}{e_2} = \frac{\sum Z_j}{e_1} \quad (2-40)$$

Muốn cho các tỉ số này là những số chẵn, các tử số phải là bội số của mẫu số, tức là:

$$\begin{cases} \sum Z_i = k \cdot e_2 \\ \sum Z_j = k \cdot e_1 \end{cases} \quad \text{với } k \text{ là số nguyên} \quad (2-41)$$

Để tính số răng, trước tiên cần chọn trị số  $\sum Z_i = (Z_i + Z_i')$  nào đó tương ứng với tỉ số truyền đã cho, đồng thời cũng là bội số của  $e_2$ . Sau đó xác định  $k$  theo công thức:

$$k = \frac{\sum Z_i}{e_2} \quad (2-42)$$

$$\text{và } \sum Z_j = k \cdot e_1 \quad (2-43)$$

Khi đã biết  $\sum Z_i$  và  $\sum Z_j$ , sử dụng công thức (2-32) để tính số răng.

Việc tính toán này thường gặp nhiều khó khăn vì trị số  $\sum Z$  không những là bội số của  $(f_j + g_j)$  mà còn là bội số của  $e_1, e_2$ . Do đó, muốn đạt được sự chính xác về tỉ số truyền, thì phải dẫn đến  $\sum Z > 120$ . Để khắc phục điều này, bắt buộc phải dùng bánh răng dịch chỉnh hoặc phải chấp nhận tỉ số truyền gần đúng với trị số yêu cầu.

Ví dụ 2: Tính số răng của các cặp bánh răng trong một nhóm truyền động (hệ số  $\varphi = 1,41$ ) có 5 tỉ số truyền với 2 môđun như sau:

- Với  $m_1 = 3,5\text{mm}$ , có các tỉ số truyền:

$$i_1 = \frac{1}{\varphi^3} = \frac{1}{1,41^3} = \frac{1}{2,82}$$

$$i_2 = \frac{1}{\varphi^2} = \frac{1}{1,41^2} = \frac{1}{2}$$

$$i_3 = \frac{1}{\varphi} = \frac{1}{1,41}$$

- Với  $m_2 = 2,75\text{mm}$ , có các tỉ số truyền:

$$i_4 = \frac{1}{\varphi^0} = 1 \quad ; \quad i_5 = \varphi = 1,41$$

Theo công thức (2-39) và (2-41), ta có:

$$\frac{\sum Z_i}{\sum Z_j} = \frac{m_2}{m_1} = \frac{2,75}{3,5} = \frac{11}{14} \text{ và } \begin{cases} \sum Z_i = k \cdot e_2 = 11k \\ \sum Z_j = k \cdot e_1 = 14k \end{cases}$$

Dùng thước logarit để tìm các trị số gần đúng của các tỉ số truyền và lập bảng sau

$i_1 = \frac{1}{2,82} \approx$	$\frac{17}{48}$	$\frac{18}{51}$	$\frac{21}{59}$	$\frac{22}{62}$	$\frac{23}{65}$	$\frac{26}{73}$	$\frac{27}{76}$	$\frac{28}{79}$	$\frac{29}{82}$
$\sum Z_1$	65	69	80	84	88	99	103	107	111
$i_1 = \frac{1}{1,41} \approx$	$\frac{27}{38}$	$\frac{29}{41}$	$\frac{32}{45}$	$\frac{34}{48}$	$\frac{37}{52}$	$\frac{39}{55}$	$\frac{41}{58}$	$\frac{42}{59}$	$\frac{44}{62}$ hay $\frac{46}{65}$
$\sum Z_2$	65	70	77	82	89	94	99	101	106 hay 111

Còn tỉ số truyền  $i_2 = \frac{1}{2}$  có  $f_2 + g_2 = 1 + 2 = 3$  nên chọn  $\sum Z$  sao cho chia hết cho

3. Theo bảng trên chọn  $\sum Z_i = 99$  và suy ra  $k = \frac{99}{11} = 9$ .

Do đó :  $\sum Z_j = 14k = 14 \times 9 = 126 > 120$

Trị số này hơi lớn hơn giá trị cho phép nên phải chọn lại trị số khác. Chọn  $\sum Z_i = 88 = 11 \times 8 \Rightarrow k = 8$ .

Do đó :  $\sum Z_j = 14k = 14 \times 8 = 112 < 120$

Từ đó tính ra số răng của các bánh răng theo công thức (2-32):

\* Với nhóm bánh răng có môđun  $m_1 = 3,5$

$$Z_1 = \frac{f_1}{f_1 + g_1} \cdot \sum Z = 88 \frac{23}{23 + 65} = 23 ; Z_1' = \frac{g_1}{f_1 + g_1} \cdot \sum Z = 88 \frac{65}{23 + 65} = 65$$

$$Z_1 + Z_1' = 23 + 65 = 88 \text{ và } \frac{Z_1}{Z_1'} = \frac{23}{65} = \frac{1}{2,83}$$

$$Z_2 = \frac{1}{1+2} \cdot 88 = 29,4 \approx 29 ; Z_2' = \frac{2}{1+2} \cdot 88 = 58,4 \approx 58$$

$$Z_2 + Z_2' = 29 + 58 = 87 \text{ và } \frac{Z_2}{Z_2'} = \frac{29}{58} = \frac{1}{2}$$

$$Z_3 = \frac{37}{37+52} \cdot 88 = 36,5 \approx 37 ; Z_3' = \frac{52}{37+52} \cdot 88 = 51,4 \approx 52$$

$$Z_3 + Z_3' = 37 + 52 = 89 \text{ và } \frac{Z_3}{Z_3'} = \frac{37}{52} = \frac{1}{1,41}$$

Khoảng cách trục A của nhóm bánh răng có môđun  $m_1$  là:

$$A = \frac{1}{2} m_1 \sum Z_i = \frac{3,5}{2} 88 = 154 \text{ mm}$$

\* Với nhóm bánh răng có môđun  $m_2 = 2,75$ ; thì  $\sum Z_j = 112$  nên tính được:

$$Z_4 = \frac{1}{1+1} \cdot 112 = 56 = Z_4' = 56$$

$$Z_5 = \frac{1,41}{1,41+1} \cdot 112 = 65,5 \approx 65 ; Z_5' = \frac{1}{1,41+1} \cdot 112 = 46,4 \approx 46$$

$$Z_5 + Z_5' = 65 + 46 = 111 \text{ và } \frac{Z_5}{Z_5'} = \frac{65}{46} = 1,41$$

Kiểm tra lại khoảng cách trục A của nhóm bánh răng có môđun  $m_2$  là:

$$A = \frac{1}{2} m_2 \sum Z_j = \frac{2,75}{2} 112 = 154 \text{ mm}$$

Ghi chú: Các tỉ số truyền  $i_2, i_3$  và  $i_5$  phải dùng bánh răng dịch chỉnh.

### 2.2.3.2 Phương pháp tra bảng

Phương pháp tra bảng được áp dụng cho trường hợp các bánh răng trong một nhóm truyền động có cùng môđun  $m$ . Đây là phương pháp đơn giản, dễ thực hiện và rất nhanh chóng.

Lấy lại ví dụ 1 ở trên nhưng áp dụng phương pháp tra bảng.

$$\begin{aligned} i_1 &= \frac{1}{\varphi^4} = \frac{1}{1,26^4} = \frac{1}{2,52} & i_3 &= \frac{1}{\varphi^2} = \frac{1}{1,26^2} = \frac{1}{1,58} & i_5 &= \varphi^0 = 1 \\ i_2 &= \frac{1}{\varphi^3} = \frac{1}{1,26^3} = \frac{1}{2} & i_4 &= \frac{1}{\varphi} = \frac{1}{1,26} & i_6 &= \varphi = 1,26 \end{aligned}$$

Các bước thực hiện như sau:

– Dựa vào **bảng chọn bánh răng**, chọn các hàng có các tỉ số truyền đã cho. Cụ thể ở đây chỉ cần chọn 5 hàng tương ứng với 5 tỉ số truyền: 1 ; 1,26 ; 1,58 ; 2 ; 2,52. Với các tỉ số truyền giảm tốc  $i < 1$ , sau khi xác định được số răng của các bánh răng, chỉ cần hoán đổi vị trí tử và mẫu của bánh răng chủ động và bị động.

– Lần lượt tìm giá trị  $\sum Z$  trong hàng đầu tiên của bảng sao cho có chứa tất cả các tỉ số truyền đã cho. Trong trường hợp này, chọn  $\sum Z = 108$ .

Bảng 2-4: Bảng chọn bánh răng

$\frac{\Sigma Z}{i}$	40	41	42	43	44	45	46	47	48	49	50	51	52	53	54	55	56	57	58	59	60	61	62	63	64	65	66
1	20		21		22	23			24		25		26		27		28		29		30		31		32		33
1,06		20		21		22		23									27		28		29		30		31		32
1,12	19							22		23		24		25		26	27			28		29		30		31	
1,19					20		21		22		23					25	26			27		28		29		30	
1,26		18		19		20					22		23		24	25				26		27		28		29	
1,33	17	18			19			20		21		22			23	24			25			26		27		28	
1,41		17					19		20			21		22		23			24		25		26		27		
1,50	16					18		19			20	21				22		23			24					26	
1,58		16			17					19			20		21			22		23	23		24			25	
1,68	15			16					18			19			20		21			22		23			24		
1,78			15					17			18			19			20		21					23			
1,88	14			15			16			17			18			19			20		21		22			23	
2			14			15			16			17			18			19			20		21			22	
2,11					14			15			16			17			18			19					21	21	
2,24			13			14				15			16			17			18			19			20		
2,37					13			14				15			16			17						19			
2,51			12							14				15			16				17		18			19	
2,66					12				13			14				15			16				17			18	
2,82																				16		16			17		
3									12				13				14				15				16		
3,16																											
3,35																											
3,55																											
3,76																											
4																											



Bảng 2-4: Bảng chọn bánh răng (tt)

$\frac{\Sigma Z}{i}$	67	68	69	70	71	72	73	74	75	76	77	78	79	80	81	82	83	84	85	86	87	88	89	90	91	92	93
1		34		35		36		37		38		39		40		41		42		43		44		45		46	
1,06		33		34		35		36		37		38		39		40		41		42		43		44		45	45
1,12		32		33		34		35		36	36	37	37	38	38		39		40		41		42		43	44	44
1,19		31		32		33		34	34	35	35		37		37		38		39	39	40	40	41	41		42	
1,26		30		31		32		33	33	34	34		35		36	36	37	37		38		39		40	40	41	41
1,33		29		31			32		33		34			34	35	35		36		37	37	38	38		39		40
1,41	28	28		29		30	30		31		32		33	33	34			35	35		36		37	37	38	38	
1,50	27	27		28		29	29		30		31	31		32		33	33		34		35	35		36		37	37
1,58	26			27		28	28		29		30	30		31		32	32		33	33		34		35	35	36	36
1,68	25		26	26		27	27		28		29	29		30	30		31		32	32		33	33		34		35
1,78	24		25	25		26			27			28		29	29		30	30		31			32		33	33	
1,88	23		24			25			26			27		28	28		29	29		30	30		31	31		32	32
2			23			24			25			26			27			28		29	29		30	30		31	31
2,11		22	22			23	23	24	24			25			26			27			28	28		29	29		30
2,24		21				22	22	23	23		24	24			25			26	26		27	27		28	28		29
2,37	20	20			21			22			23	23			24			25	25		26	26			27	27	
2,51	19			20	20		21	21			22	22		23	23			24	24		25	25		26	26		26
2,66			19	19			20	20			21			22	22			23	23		24	24			25	25	
2,82		18	18			19	19			20	20			21	21			22			23	23			24	24	
3	17	17			18	18			19	19			20	20			21	21			22	22			23	23	
3,16	16			17	17				18				19	19			20	20			21	21			22	22	
3,35			16	16			17					18	18			19	19			20	20				21	21	
3,55						16	16				17	17			18	18	18			19	19			20	20	20	
3,76					15	15				16	16			17	17				18	18				19	19		
4														16	16			17	17				18	18	18		

Bảng 2-4: Bảng chọn bánh răng (tt)

$\frac{\Sigma Z}{i}$	94	95	96	97	98	99	100	101	102	103	104	105	106	107	108	109	110	111	112	113	114	115	116	117	118	119	120
<b>1</b>	47		48	49	49	50	50	50	51	52	52	53	53	54	54	55	55	56	56	57	57	58	58	59	59	60	60
<b>1,06</b>	46	46	47	47		48		49		50		51		52		53	53	54	54	55	55	56	56	57	57	58	58
<b>1,12</b>	44	45	45	46	46	47	47		48		49	50	50		51	51	52	52	53	53	54	54	55	55	56	56	57
<b>1,19</b>	43		44	44	45	45	46	46		47		48		49	49	50	50	51	51	52	52		53		54	54	55
<b>1,26</b>		42		43		44	44	45	45		46		47	47	48	48	49	49	50	50		51	51	52	52	53	53
<b>1,33</b>	40	41	41		42		43	43	44	44		45		46	46	47	47		48	48	49	49	50	50	51	51	52
<b>1,41</b>	39		40	40		41		42	42	43	43		44	44	45	45	46	46		47	47	48	49		49	49	50
<b>1,50</b>	38	38		39	39	40	40		41	41	42	42		43	43	44	44		45	45	46	46		47	47	48	48
<b>1,58</b>		37	37		38	38	39	39	40	40	40	41	41	41	42	42	42	43	43	44	44		45	45	46	46	46
<b>1,68</b>	35		36	36		37	37	38	38		39	39	40	40	40	41	41		42	42		43	43	44	44	44	45
<b>1,78</b>	34	34		35	35	36	36	36	37	37	38	38	38	37	39	39		40	40	41	41	41	42	42	43	43	43
<b>1,88</b>		33	33		34	34	35	35		36	36		37	37		38	38		39	39		40	40		41	41	42
<b>2</b>		32	32		33	33		34	34	35	35	35	36	36	36		37	37		38	38	38	39	39	40	40	40
<b>2,11</b>	30		31	31		32	32		33	33		34	34		35	35	35	36	36	36		37	37		38	38	
<b>2,24</b>	29			30	30		31	31		32	32		33	33	33	34	34	34		35	35		36	36		37	37
<b>2,37</b>	28	28		29	29		30	30	30		31	31		32	32	32		33	33		34	34		35	35		
<b>2,51</b>	27	27			28	28		29	29			30	30		31	31	31		32	32		33	33	33	34	34	34
<b>2,66</b>		26	26		27	27			28	28		29	29	29		30	30	30		31	31		32	32		33	33
<b>2,82</b>		25	25			26	26		27	27	27		28	28	28		29	29	29		30	30	30	31	31		
<b>3</b>		24	24			25	25			26	26	26		27	27			28	28			29	29		30	30	30
<b>3,16</b>		23	23			24	24	24		25	25		26	26	26	26			27	27			28				29
<b>3,35</b>		22	22			23	23	23			24	24			25	25	25		26	26	26			27	27		
<b>3,55</b>		21	21			22	22	22			23	23	23		24	24	24			25	25	25		26	26	26	26
<b>3,76</b>		20	20			21	21	21			22	22	22		23	23	23			24	24	24			25	25	25
<b>4</b>	19	19	19			20	20	20		21	21	21	21		22	22	22	22		23	23	23	23		24	24	24

– Giao giữa hàng (biểu thị cho tỉ số truyền nào đó) và cột (có chứa trị số  $\sum Z$  được chọn) là số răng  $Z_j$  của một bánh răng trong cặp bánh răng có tỉ số truyền tương ứng. Số răng còn lại trong cặp bánh răng được xác định:  $Z_j' = \sum Z - Z_j$

$$i_1 = \frac{Z_1}{Z_1'} = \frac{31}{77} = \frac{1}{2,483} ; i_2 = \frac{Z_2}{Z_2'} = \frac{36}{72} = \frac{1}{2} ; i_3 = \frac{Z_3}{Z_3'} = \frac{42}{66} = \frac{1}{1,571}$$

$$i_4 = \frac{Z_4}{Z_4'} = \frac{48}{60} = \frac{1}{1,25} ; i_5 = \frac{Z_5}{Z_5'} = \frac{54}{54} = \frac{1}{1} ; i_6 = \frac{Z_6}{Z_6'} = \frac{60}{48} = \frac{1,25}{1}$$

– Kiểm tra lại các tỉ số truyền theo điều kiện sai số cho phép:

$$\Delta_i \leq [\Delta_i] \quad (2-44)$$

Sai số về tỉ số truyền  $\Delta_i$  :

$$\Delta_i = \frac{i_{tt} - i_{tc}}{i_{tc}} \% \quad (2-45)$$

với  $i_{tt}$  – tỉ số truyền thực tế sau khi có được số răng của các bánh răng.

$i_{tc}$  – tỉ số truyền tiêu chuẩn.

Sai số về tỉ số truyền cho phép  $[\Delta_i]$ :

$$[\Delta_i] = \pm 10 (\varphi - 1) \% \quad (2-46)$$

Thử kiểm tra sai số về tỉ số truyền của  $i_1$  :

$$\Delta_i = \frac{\frac{1}{2,483} - \frac{1}{2,52}}{\frac{1}{2,52}} 100\% = -1,41\% < [\Delta_i] = 2,6\% \text{ nằm trong giới hạn cho phép}$$

#### 2.2.4. Sơ đồ động và sơ đồ truyền lực

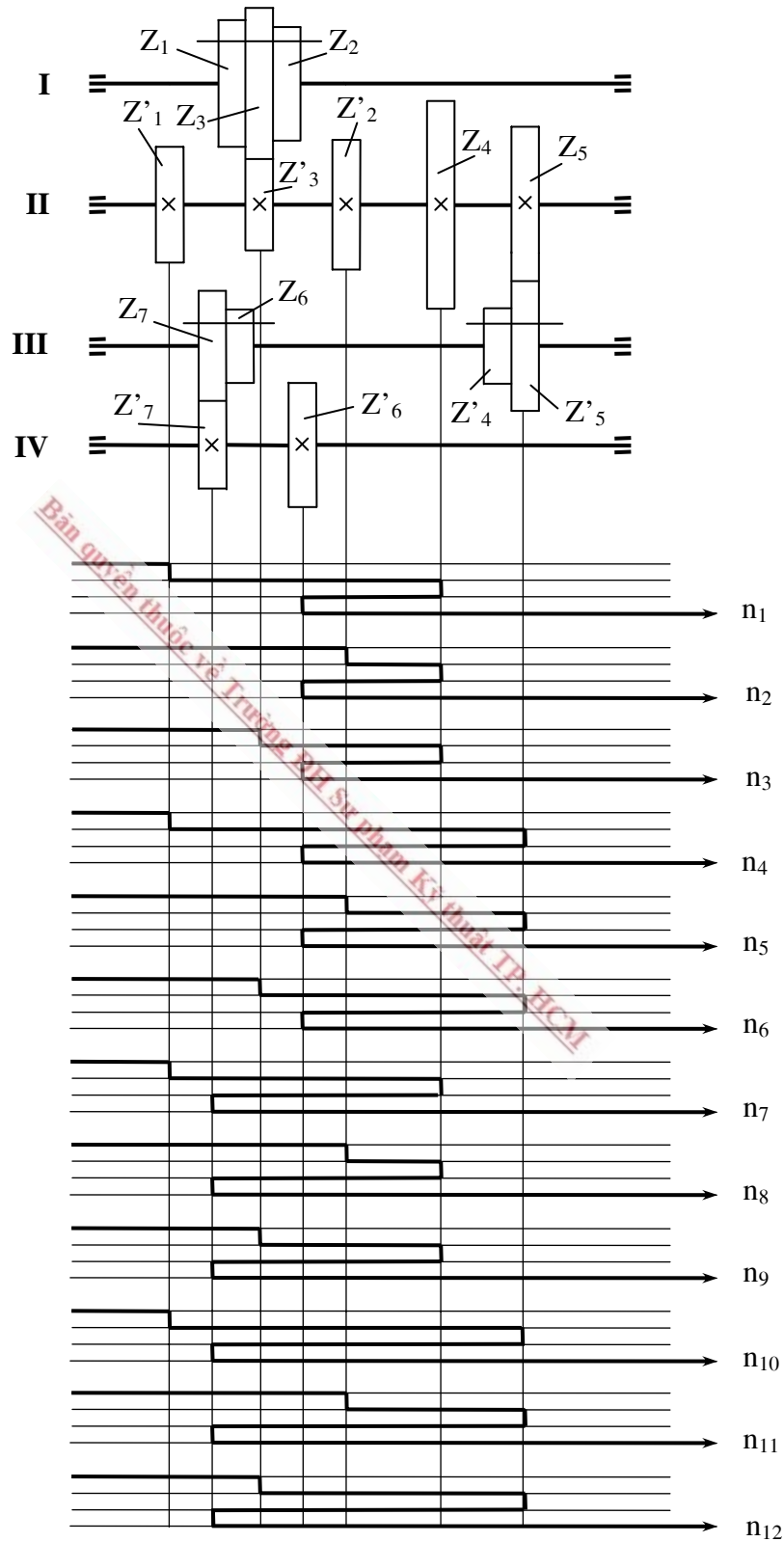
Sơ đồ động là một sơ đồ biểu thị cách bố trí các cơ cấu truyền động bên trong của hộp tốc độ. Trên cơ sở đó, người ta có thể xác định số cấp tốc độ  $Z$ , biết được các tỉ số truyền  $i$ , số răng của các bánh răng, tính được giá trị số vòng quay  $n$  của các trục ...

Sơ đồ truyền lực là sơ đồ biểu diễn cách thực hiện các tỉ số truyền (tức là biểu diễn vị trí ăn khớp của các bánh răng) để tạo nên số vòng quay theo yêu cầu.

Cách vẽ sơ đồ truyền lực như sau:

- Các đường song song nằm ngang thể hiện các trục của hộp tốc độ.
- Vị trí ăn khớp của các bánh răng để thực hiện các tỉ số truyền được thể hiện bằng các trục thẳng đứng tại vị trí của bánh răng cố định trong cặp bánh răng ăn khớp.
- Đường truyền động qua vị trí ăn khớp đến các trục được thể hiện bằng nét đậm gọi là đường truyền lực và mỗi đường như thế đặc trưng cho một số vòng quay.

Ví dụ: Vẽ sơ đồ động và sơ đồ truyền lực của hộp tốc độ có 12 cấp vận tốc (theo đồ thị số vòng quay trong hình 2-9).



Hình 2 -27 : Sơ đồ động và sơ đồ truyền lực

### 2.2.5. Kiểm tra sai số vòng quay

Trong quá trình xác định số răng của các bánh răng trong hộp tốc độ, do có sai số về tỉ số truyền nên số vòng quay thực tế của máy có khác biệt so với số vòng quay tiêu chuẩn. Vì vậy cần kiểm tra lại sai số về số vòng quay  $\Delta n$ .

– Tính tất cả các số vòng quay thực tế  $n_{tt}$ . Khi tính  $n_{tt}$ , phải xuất phát từ số vòng quay của động cơ  $n_{dc}$ , qua tỉ số truyền đai (nếu có) và các bộ truyền bánh răng để đến trục cuối cùng (dùng số răng thực của các bánh răng đã tính được ở bước trước để thể hiện tỉ số truyền của bộ truyền bánh răng).

– Tính sai số  $\Delta n$  giữa số vòng quay thực tế  $n_{tt}$  của máy so với số vòng quay tiêu chuẩn  $n_{tc}$  theo công thức sau:

$$\Delta n = \frac{n_{tt} - n_{tc}}{n_{tc}} 100 \% \quad (2-47)$$

– Lập bảng đánh giá sai số vòng quay: điền các giá trị đã tính vào bảng.

	$n_1$	$n_2$	$n_3$	$n_4$	...	...	...	$n_Z$
$n_{tt} [v/ph]$								
$n_{tc} [v/ph]$								
$\Delta n [\%]$								

– Kiểm tra sai số vòng quay cho tất cả các số vòng quay từ  $n_1$  đến  $n_Z$ :

$$\Delta n \leq [\Delta n] \quad (2-48)$$

với  $[\Delta n]$  – sai số vòng quay cho phép, được tính:

$$[\Delta n] = \pm 10 (\varphi - 1) [\%] \quad (2-49)$$

Có thể lấy trị số trung bình  $[\Delta n] = \pm 3\%$ .

Nếu có giá trị số vòng quay nào không thỏa mãn điều kiện về sai số vòng quay thì cần phải chọn lại số răng của cặp bánh răng nào đó có ảnh hưởng đến số vòng quay bị sai số. Tất nhiên khi đó sự thay đổi này lại tác động đến một số số vòng quay khác. Trường hợp trong một chuỗi số có vài trị số vượt quá giới hạn cho phép trên, mà đứng về mặt kết cấu rất khó thay đổi, thì cũng có thể chấp nhận những trị số ấy.

### Một số vấn đề cần lưu ý khi thiết kế hộp tốc độ dùng cơ cấu bánh răng di trượt

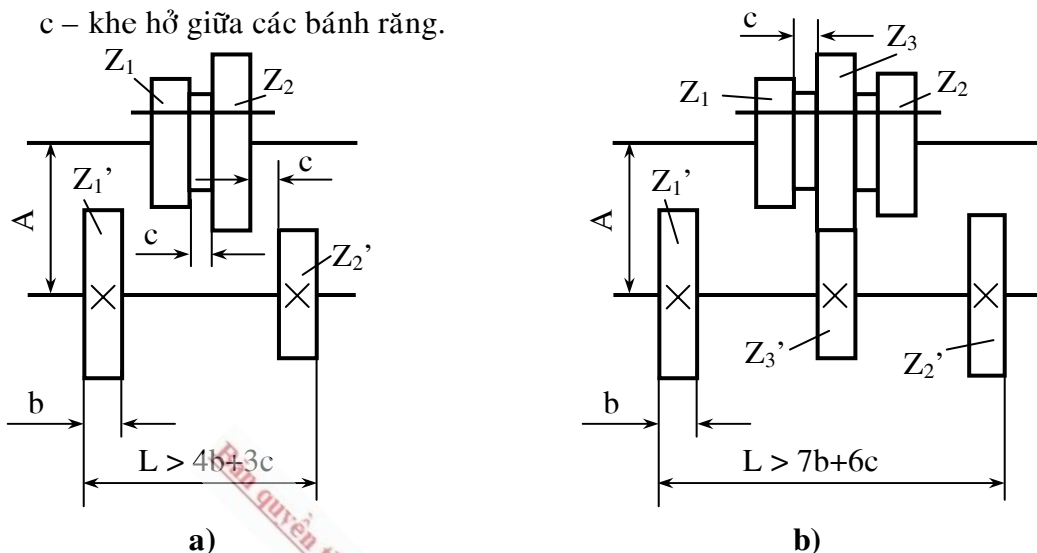
– Để tránh hiện tượng vỡ bánh răng khi có nhiều cặp bánh răng ăn khớp đồng thời, các kích thước chiều trục của nhóm truyền động phải đảm bảo điều kiện sau (hình 2-28):

Nhóm di trượt có 2 cặp bánh răng:  $L > 4b + 3c$

Nhóm di trượt có 3 cặp bánh răng:  $L > 7b + 6c$

Với  $b$  – bề rộng bánh răng.

$c$  – khe hở giữa các bánh răng.



Hình 2-28: Kích thước chiều trục của nhóm bánh răng di trượt

– Để đảm bảo khi di trượt, các bánh răng không vướng vào nhau (với nhóm di trượt có 3 cặp bánh răng), số răng của các bánh răng trong khối di trượt phải chịu ràng buộc bởi một điều kiện nhất định.

Giả sử kích thước của các bánh răng lớn dần từ  $Z_1, Z_2$ , đến  $Z_3$  như hình 2-28b.

Khoảng cách trục  $A = \frac{1}{2} m (Z_3 + Z_3')$

Bán kính đỉnh của các bánh răng  $Z_2$  và  $Z_3'$  lần lượt là  $r_2$  và  $r_3'$ :

$$r_2 = \frac{1}{2} m Z_2 + m$$

$$r_3' = \frac{1}{2} m Z_3' + m$$

Muốn cho 2 bánh răng  $Z_2$  và  $Z_3'$  không chạm nhau khi di chuyển khối bánh răng 3 bậc sang trái thì cần phải đảm bảo điều kiện:

$$r_2 + r_3' < A$$

$$\text{tức là } \left( \frac{1}{2} m Z_2 + m \right) + \left( \frac{1}{2} m Z_3' + m \right) < \frac{1}{2} m (Z_3 + Z_3')$$

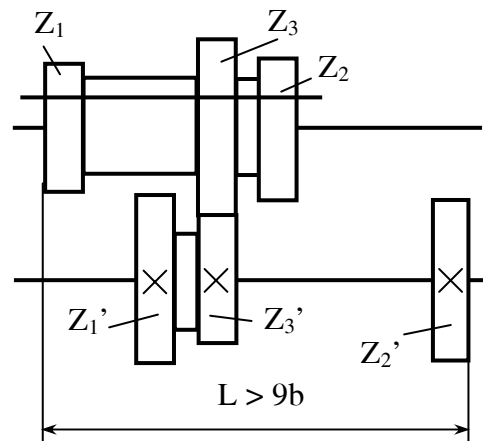
$$\frac{1}{2} m (Z_2 + Z_3' + 4) < \frac{1}{2} m (Z_3 + Z_3')$$



Từ đó:  $(Z_3 - Z_2) > 4 \text{ răng}$  (2-50)

Như vậy, điều kiện để các bánh răng không chạm nhau khi di chuyển là *hiệu số răng giữa bánh răng di trượt lớn nhất ( $Z_3$ ) và bánh răng di trượt nhỏ nhất và gần với nó nhất ( $Z_2$ ) phải lớn hơn 4*.

Đây là điều kiện không dễ đạt được vì sự chênh lệch hơn 4 răng sẽ dẫn đến sự thay đổi lớn về các tỉ số truyền trong nhóm truyền động. Để có thể giảm sự chênh lệch này xuống còn 2 răng, phải bố trí hai bánh răng di trượt nhỏ nhất và lớn nhất đặt cách xa nhau một khoảng đủ lớn (hình 2-27).



Hình 2-29: Bố trí bánh răng di trượt

## 2.3. THIẾT KẾ CÁC LOẠI HỘP TỐC ĐỘ KHÁC

### 2.3.1. Hộp tốc độ dùng puli – đai truyền

Hộp tốc độ dùng cơ cấu puli- đai truyền là loại cơ cấu đơn giản, dễ sử dụng và được dùng rộng rãi trong máy hiện đại với những lý do sau:

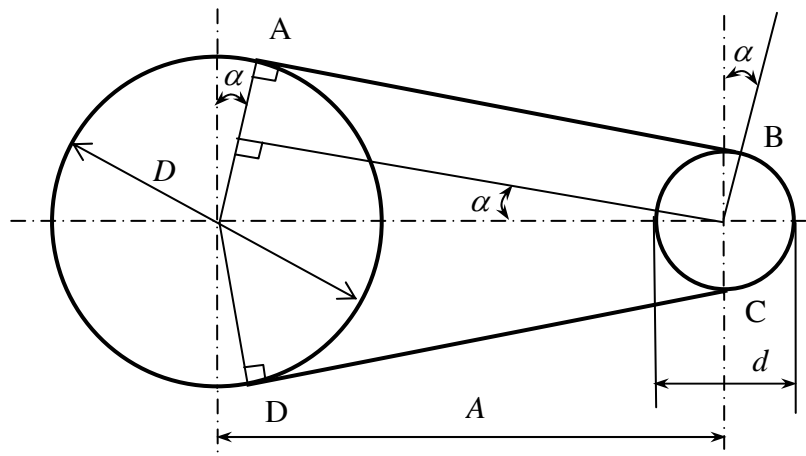
- Truyền động rất êm.
- Kết cấu đơn giản, dễ chế tạo
- Truyền chuyển động giữa hai trục khá xa
- Có khả năng phòng quá tải

Tuy nhiên nó cũng có một số nhược điểm cơ bản sau:

- Không đảm bảo tỉ số truyền chính xác vì có hiện tượng trượt đai và do ảnh hưởng của các thông số hình học như : đường kính puli, bề dày của đai truyền ...
- Không thực hiện được nhiều tỉ số truyền. Muốn tăng số tỉ số truyền sẽ dẫn đến kích thước chiều trục tăng.
- Giá trị tỉ số truyền không lớn do hạn chế về góc ôm của bánh đai nhỏ.
- Với khoảng cách trục đã cho, cần thiết một dây đai có độ dài nhất định.

Để kết cấu được đơn giản khi thực hiện nhiều tỉ số truyền ta cần phải làm thế nào sử dụng một đai cho tất cả các cặp puli.

Độ dài của đai được tính dựa vào sơ đồ sau:



Hình 2-30: Sơ đồ truyền động puli – đai truyền .

Độ dài của đai bằng những phần tiếp xúc với 2 puli và 2 đoạn thẳng, tức bằng:

$$L = AB + BC + CD + \widehat{DA}$$

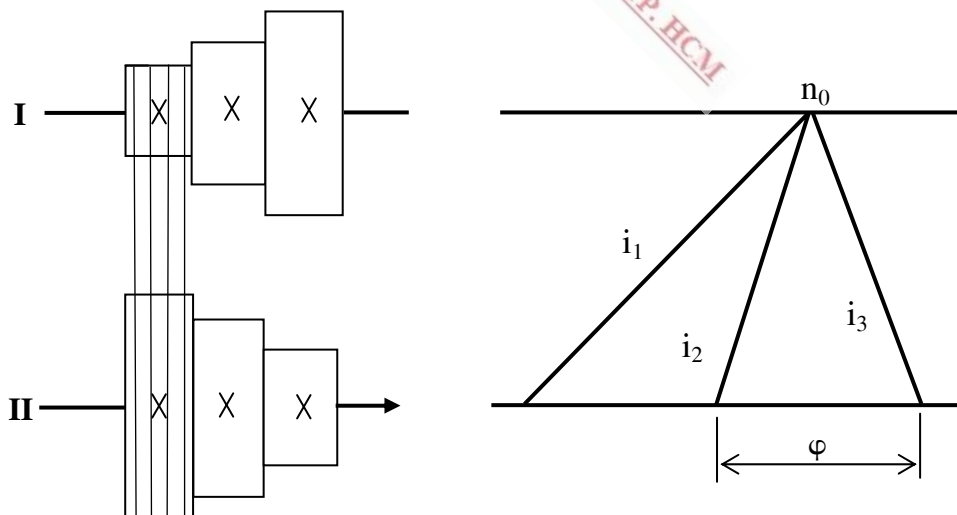
$$L = \frac{\pi D}{2} + 2 \frac{D}{2} \alpha + \frac{\pi d}{2} - 2 \frac{d}{2} \alpha + 2A \cos \alpha \quad (2-50)$$

$$\text{Với } \sin \alpha = \frac{D-d}{2A}$$

Nếu góc  $\alpha$  rất bé  $\alpha \approx 0$ ,  $\cos \alpha \approx 1$ , thì công thức (2-50) có thể tính gần đúng:

$$L = 2A + \frac{\pi}{2}(D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4A} \quad (2-51)$$

Công thức (2-51) có thể sử dụng khi  $\alpha \leq 3^\circ$  và tương ứng sẽ có  $A = 10(D - d)$ .



Hình 2-31: Sơ đồ hộp tốc độ puli – đai truyền và đồ thị số vòng quay .

Để dùng được một đai truyền cho nhiều cặp puli có đường kính khác nhau thì độ dài đai của từng cặp puli phải như nhau và được tính theo công thức gần đúng sau:

$$L = \frac{\pi}{2} (D_1 + d_1) + 2A = \frac{\pi}{2} (D_2 + d_2) + 2A = \frac{\pi}{2} (D_3 + d_3) + 2A.$$

$$\text{Tức là: } D_1 + d_1 = D_2 + d_2 = D_3 + d_3 = \dots = D + d = \text{const} \quad (2-52)$$

Cho nên, điều kiện cần thiết để sử dụng một đai cho nhiều cặp puli có đường kính khác nhau là tổng các đường kính của từng cặp puli phải bằng nhau.

Với điều kiện tổng đường kính các cặp puli là một hằng số và với tỉ số truyền đã cho trên đồ thị số vòng quay, có thể tính được đường kính của puli:

$$D + d = C \text{ và } i = \frac{D}{d}$$

$$\text{Từ đây ta có: } d = \frac{C}{1+i} \quad (2-53)$$

$$\text{và } D = id = \frac{i}{1+i} C, \text{ hoặc } D = C - d \quad (2-54)$$

**Lưu ý:** Trên thực tế, tỉ số truyền được tính toán từ đường kính puli không thật chính xác. Giữa tỉ số truyền thực tế và tỉ số truyền tính toán có sai số vì những nguyên nhân sau:

- Đai truyền không phải cho vận tốc chu vi như nhau trên bề mặt ngoài của puli, mà vận tốc chu vi chỉ như nhau ở trên lớp trung hòa của đai khi căng. Với việc tăng thêm đường kính puli bằng độ dày của đai, làm cho tỉ số truyền thay đổi. Trên thực tế, do không kể đến độ dày đai khi tính tỉ số truyền nên dẫn đến sai số về tỉ số truyền.

- Do sự biến dạng và hiện tượng trượt, nên vận tốc chu vi của hai puli không giống nhau. Hiện tượng trượt tỉ lệ thuận với tải trọng và luôn luôn làm giảm số vòng quay của trục bị động. Ở tỉ số truyền  $i > 1$ , hiện tượng trượt tăng (vì  $\Delta_i$  có trị số âm), ở  $i < 1$  thì sai số giảm. Do đó, nếu không kể đến độ dày của đai, thì khi tăng tốc có tác hại xấu hơn khi giảm tốc.

Thông thường, hộp tốc độ dùng puli 3 bậc, nhiều nhất là 4 bậc. Vì tăng số lượng puli, sẽ tăng kích thước chiều trục của hộp. Muốn tăng thêm số cấp vòng quay, thường hộp tốc độ đai truyền được phải kết hợp thêm một nhóm truyền động phản hồi (xem phần hộp tốc độ dùng cơ cấu phản hồi).

### 2.3.2. Hộp tốc độ dùng bánh răng thay thế

Hộp tốc độ dùng bánh răng thay thế là loại hộp dùng bánh răng thay thế để thực hiện việc thay đổi tỉ số truyền và qua đó thực hiện các số vòng quay khác nhau.

Loại hộp này thường dùng trong các máy công cụ sử dụng trong dạng sản xuất hàng loạt hoặc hàng khối như máy tiện tự động, bán tự động hay máy chuyên dùng do có những ưu điểm sau:

- Có kích thước nhỏ gọn, đặc biệt là kích thước chiều trục.
- Kết cấu đơn giản, dễ chế tạo.
- Có thể thực hiện nhiều tỉ số truyền khác nhau và các tỉ số truyền đó phù hợp với yêu cầu về vận tốc cắt.

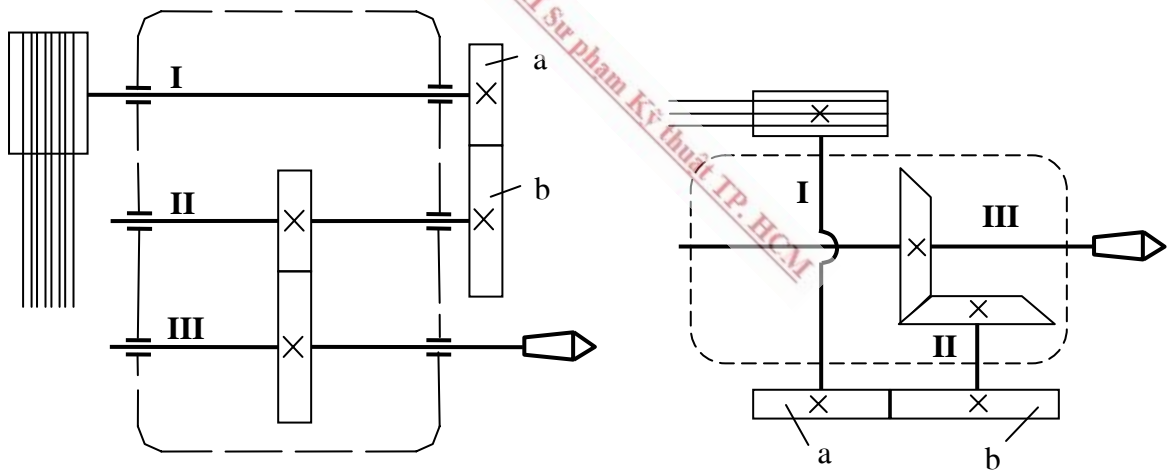
Tuy nhiên loại hộp này có nhược điểm là thời gian thay đổi bánh răng lớn.

Do khoảng cách trục của bánh răng thay thế không đổi nên tổng số răng của cặp bánh răng thay thế phải là hằng số (const).

Để giảm bớt số lượng bánh răng thay thế, một cặp bánh răng  $a$  và  $b$  cho 2 tỉ số truyền nghịch đảo:

- Một tỉ số truyền giảm tốc  $i_{gt} = \frac{a}{b}$ .
- Một tỉ số truyền tăng tốc  $i_{tt} = \frac{b}{a}$ .

Giữa hai tỉ số truyền tăng tốc và giảm tốc của cặp bánh răng thay thế, người ta thường bố trí một tỉ số truyền đồng tốc ( $i_{dt} = 1$ , hay cặp bánh răng có số răng bằng nhau).



Hình 2-32: Sơ đồ động hộp tốc độ dùng bánh răng thay thế.

Như vậy: nếu dùng hai cặp bánh răng thay thế thì có 3 tỉ số truyền, ba cặp bánh răng thay thế có 5 tỉ số truyền, bốn cặp bánh răng thay thế có 7 tỉ số truyền ... Về nguyên tắc, có thể tạo ra vô số tỉ số truyền tương ứng với những cặp bánh răng có số răng khác nhau. Do đó số cấp tốc độ  $Z$  là không hạn chế. Tuy nhiên phạm vi điều

chỉnh tỉ số truyền  $R_i$  lại bị hạn chế vì giới hạn của tỉ số truyền  $i_{\max} = 4,5$  và  $i_{\min} = \frac{1}{4,5}$ ,

nghĩa là:  $R_i = \frac{i_{\max}}{i_{\min}} \approx 20$

Phạm vi điều chỉnh tỉ số truyền  $R_i$  như thế là tương đối nhỏ nhưng cũng đủ cho các máy chuyên dùng hay máy tự động.

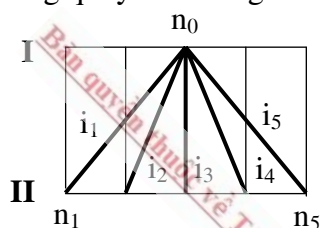
Đồ thị số vòng quay của hộp tốc độ dùng bánh răng thay thế có **dạng đối xứng** ở nhóm truyền động bánh răng thay thế.

Ví dụ: Hộp tốc độ như sơ đồ động trong hình 2-32 dùng 3 cặp bánh răng thay thế.

Ta có: PAKG:  $Z = 5 \times 1$ .

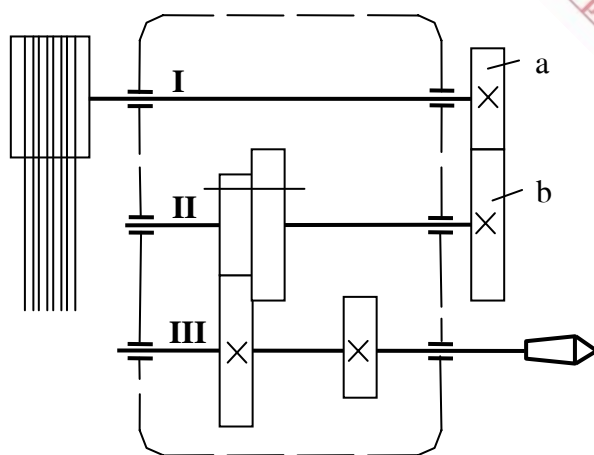
PATT I-II:  $Z = 5[1] \times 1[0]$ .

Đồ thị số vòng quay cho trong hình 2-33.



Hình 2-33: Đồ thị số vòng quay của hộp tốc độ dùng bánh răng thay thế

Để tăng số cấp tốc độ  $Z$  của hộp tốc độ, có thể kết hợp dùng bánh răng thay thế và cơ cấu bánh răng di trượt. Khi đó, nhóm bánh răng thay thế được xem như là một nhóm khuếch đại với lượng mở được tính tương tự như trong cơ cấu bánh răng di trượt



Hình 2-34: Sơ đồ động của hộp tốc độ dùng kết hợp bánh răng thay thế và cơ cấu bánh răng di trượt

Ví dụ: Thiết kế hộp tốc độ của máy chuyên dùng kết hợp giữa cơ cấu bánh răng di trượt và bánh răng thay thế có các thông số sau:

- Số cặp bánh răng thay thế: 2
- Số vòng quay của trục chính:  $n_{\min} = 25 \text{ v/ph}$ ,  $n_{\max} = 1120 \text{ v/ph}$ .
- Công bội của chuỗi số vòng quay:  $\phi = 1,12$ .

1. Xác định các thông số động học cơ bản của hộp tốc độ.

\* Phạm vi điều chỉnh số vòng quay:

$$R_n = \frac{n_{\max}}{n_{\min}} = \frac{1120}{25} = 44,8$$

\* Số cấp vận tốc của trục chính Z:

$$Z = \frac{\lg R_n}{\lg \varphi} = \frac{\lg 44,8}{\lg 1,12} + 1 = 34,6$$

Lấy tròn:  $Z = 35$ . Số vòng quay lớn nhất của trục chính:

$$n_{\max} = n_1 \cdot \varphi^{Z-1} = n_1 \cdot \varphi^{34} \quad (\text{với } n_1 = n_{\min} = 25 \text{ v/ph})$$

$$\Rightarrow n_{\max} = 25 \cdot 1,12^{34} = 1250 (\text{v/f}).$$

Tra các số vòng quay tiêu chuẩn, ta có:

$$n_1 = 25 \text{ v/ph}; n_2 = 28 \text{ v/ph}; n_3 = 31,5 \text{ v/ph}; \dots; n_{34} = 1120 \text{ v/ph}; n_{35} = 1125 \text{ v/ph}$$

2. Chọn phương án không gian

Vì  $Z = 35$  không thể phân tích được nên chọn  $Z = 36$  rồi làm trùng một tốc độ.

$$\text{PAKG } Z = 2.3(1.1.2 + 1.2.2).$$

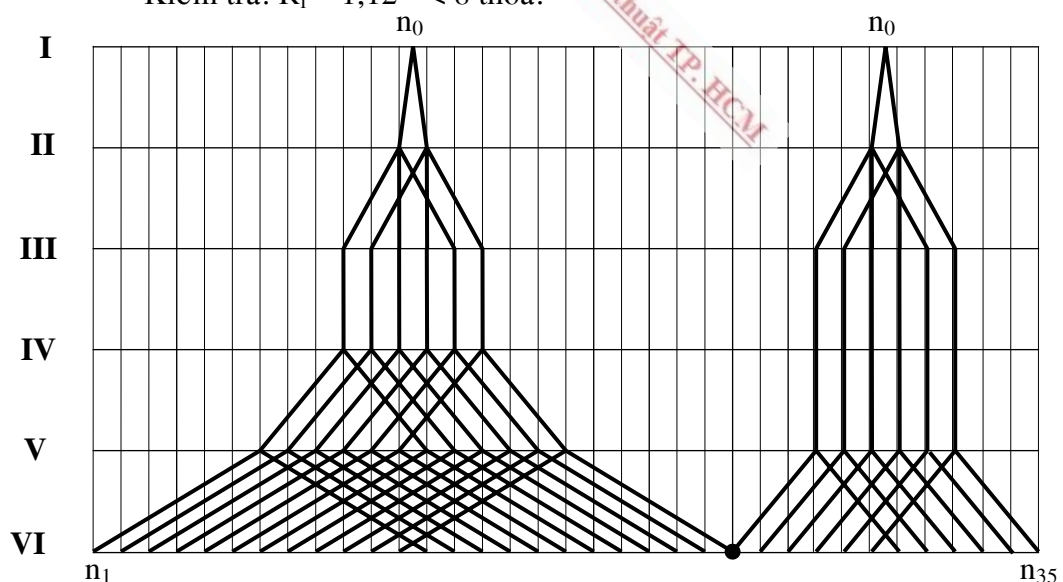
\* Đường truyền tốc độ nhanh:  $Z_0 Z' = 2.3.1.1.2 = 12$

$$\text{PATT: I-II-III-IV-V: } Z_0 Z' = 2[1].3[2].1[0].1[0].2[6].$$

\* Đường truyền tốc độ chậm:  $Z_0 Z'' = 2.3.1.2.2 = 24$

$$\text{PATT: I-II-III-IV-V: } Z_0 Z'' = 2[1].3[2].1[0].2[6].2[12].$$

Kiểm tra:  $R_i = 1,12^{12} < 8$  thỏa.

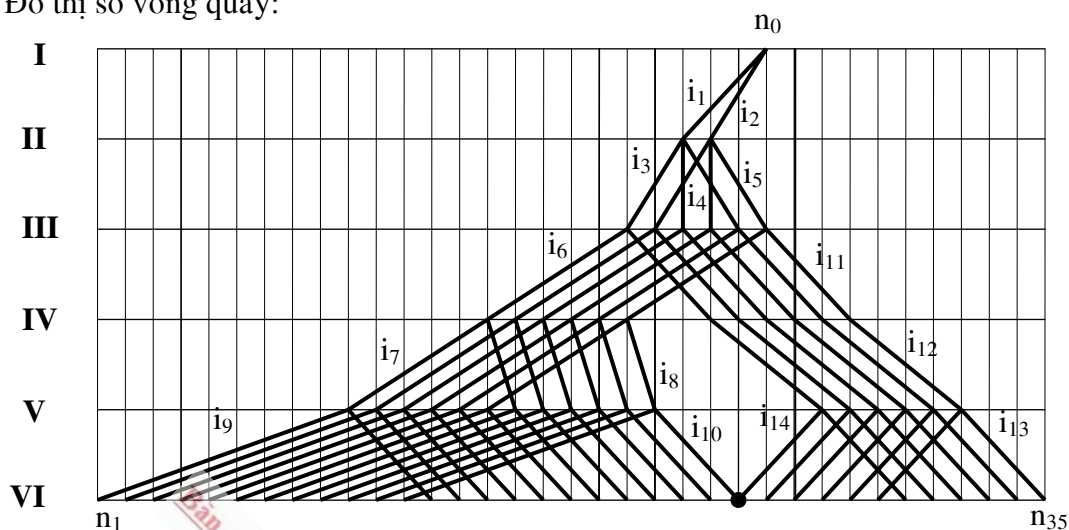


Hình 2-35: Lưới kết cấu của hộp tốc độ dùng bánh răng thay thế

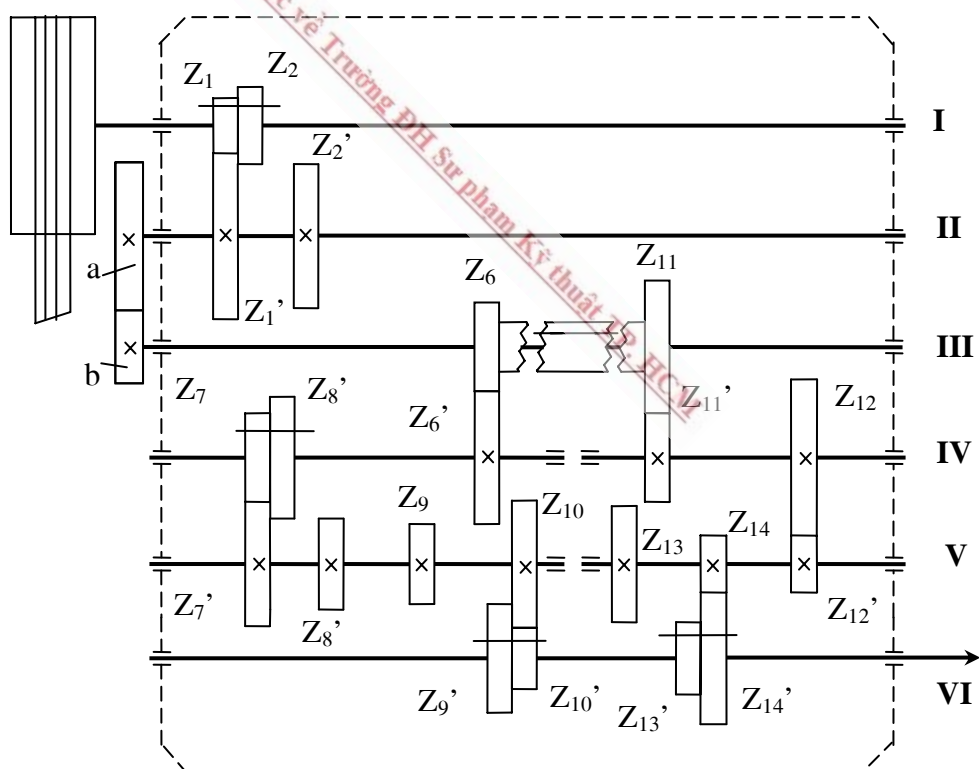


Kiểm tra PAKG trên có vẽ được đồ thị số vòng quay hay không bằng cách tính  $\omega$ .  
 Vì số  $\omega$  lớn hơn 35 nên có khả năng vẽ được đồ thị số vòng quay (hình 2-36).

Đồ thị số vòng quay:



Hình 2-36: Đồ thị số vòng quay của hộp tốc độ dùng bánh răng thay thế



Hình 2-37: Sơ đồ động của hộp tốc độ dùng bánh răng thay thế

Từ đồ thị số vòng quay, có thể xác định các tỉ số truyền:

$$i_1 = \frac{1}{\varphi^3} = \frac{1}{1,41} ; i_2 = \frac{1}{\varphi^2} = \frac{1}{1,26} ; i_3 = \frac{1}{\varphi^2} = \frac{1}{1,26} ; i_4 = 1 ; i_5 = \varphi^2 = 1,26 ;$$

$$i_6 = i_7 = \frac{1}{\varphi^5} = \frac{1}{1,76} ; i_8 = \varphi = 1,12 ; i_9 = \frac{1}{\varphi^9} = \frac{1}{2,82} = 1,58 ;$$

$$i_{10} = i_{11} = i_{13} = \varphi^3 = 1,41 ; i_{12} = \varphi^4 = 1,58$$

$$\text{Kiểm tra điều kiện về tỉ số truyền: } i_{\min} = \frac{1}{1,12^8} = \frac{1}{2,475} > 1,4$$

$$i_{\max} = \varphi^5 = 1,12^5 = 1,7623 < 2$$

Vậy phương án lựa chọn đạt yêu cầu.

### 2.3.3. Hộp tốc độ dùng cơ cấu phản hồi

Hộp tốc độ dùng cơ cấu phản hồi (còn gọi là cơ cấu Hacne) là sự tổ hợp của cơ cấu ly hợp với một số tỉ số truyền của bánh răng hoặc một khối bánh răng di trượt.

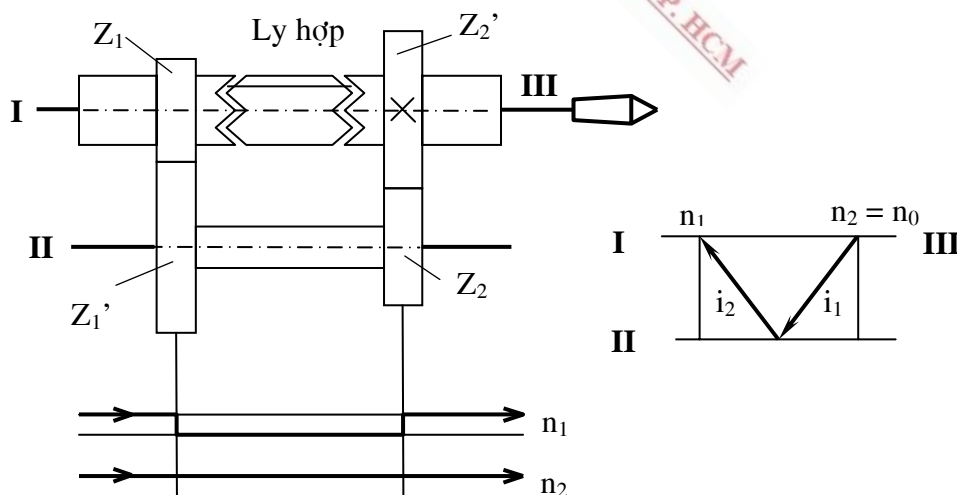
Đặc điểm của cơ cấu phản hồi: nhóm truyền động có 3 trục là I, II, III, trong đó trục chủ động I và trục bị động III đồng tâm với nhau còn trục II là trục trung gian. Có ít nhất một trong hai trục I và III phải là trục rỗng.

Các đường truyền trong cơ cấu phản hồi:

– Đường truyền trực tiếp: khi đóng ly hợp sang phải, trục I và trục III nối thành một trục có tỉ số truyền đồng tốc ( $i_{tt} = 1$ ).

– Đường truyền gián tiếp: khi đóng ly hợp sang trái, chuyển động truyền từ trục I qua trục II với tỉ số truyền giảm tốc  $i_1 = \frac{Z_1}{Z_1'}$  và từ trục II qua trục III với tỉ số truyền

giảm tốc  $i_2 = \frac{Z_2}{Z_2'}$ . Tỉ số truyền chung của đường truyền gián tiếp là  $i_{gt} = i_1 \cdot i_2 < 1$



Hình 2-38 : Sơ đồ động và đồ thị số vòng quay của cơ cấu phản hồi

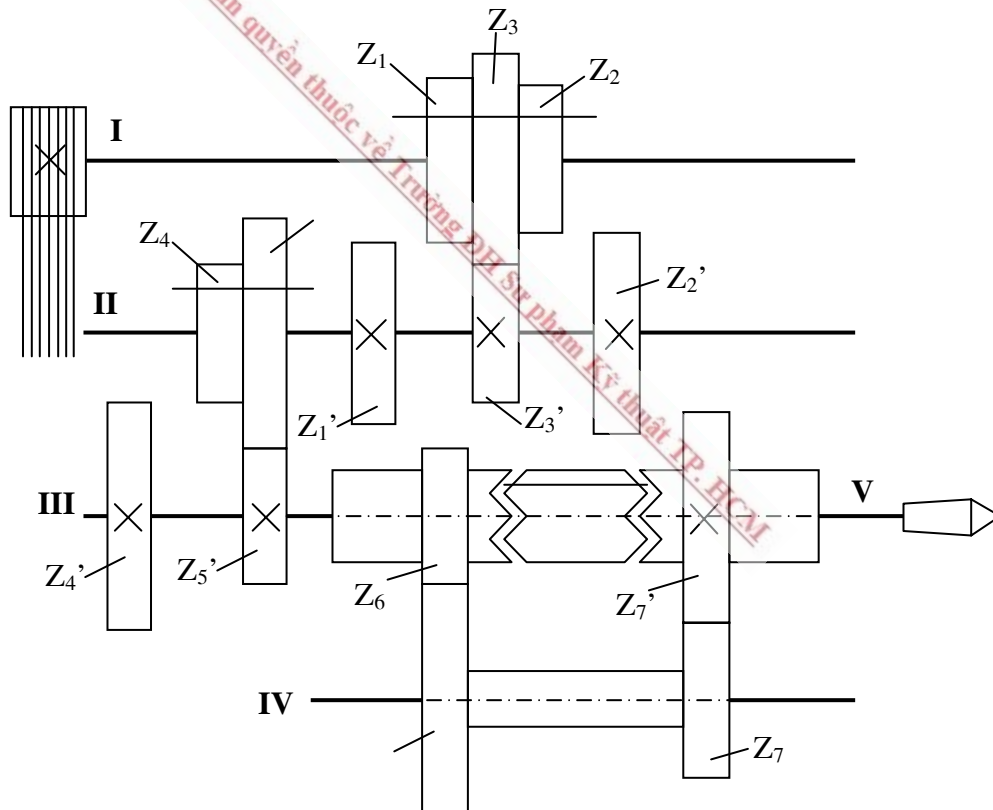
Đồ thị số vòng quay của hộp tốc độ dùng cơ cấu phản hồi có điểm khác so với hộp tốc độ bình thường:

+ Trục chủ động I và trục bị động III đồng tâm nên bố trí trên cùng một đường thẳng.

+ Tỷ số truyền đồng tốc trong đường truyền trực tiếp  $i_{tt} = 1$  được thể hiện bằng một điểm chữ không phải là một tia.

+ Tỷ số truyền giảm tốc trong đường truyền gián tiếp  $i_{gt}$  được thể hiện bởi hai tia nghiêng trái và phải dùng mũi tên để chỉ chiều chuyển động. Tia thứ 1 thể hiện tỷ số truyền giảm tốc  $i_1$  vẽ nghiêng trái từ trục I xuống trục II và tia thứ 2 thể hiện tỷ số truyền giảm tốc  $i_2$  được vẽ nghiêng trái từ trục II lên lại trục III để cuối cùng đạt số vòng quay  $n_1$ .

Để tạo ra số cấp tốc độ Z lớn, phải dùng kết hợp giữa cơ cấu bánh răng di trượt và cơ cấu phản hồi. Khi đó, cơ cấu phản hồi được xem như một nhóm truyền động có hai tỷ số truyền và nên bố trí ở cuối xích truyền động.



Hình 2-39 : Hộp tốc độ dùng kết hợp bánh răng di trượt với cơ cấu phản hồi

Ví dụ: Thiết kế hộp độ dùng cơ cấu phản hồi có  $Z = 12$  (hình 2-39).

Chọn PAKG  $Z = 3.2.2$   
 Chọn PATT I-II-III:  $Z = 3[1] \times 2[3] \times 2[6]$

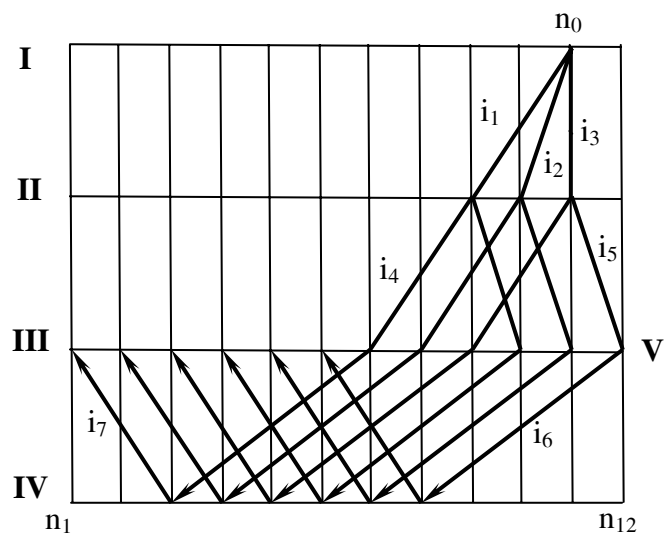
Chọn  $n_0 = n_{11}$

Các tỉ số truyền

$$i_1 = \frac{1}{\varphi^2}; \quad i_2 = \frac{1}{\varphi};$$

$$i_3 = 1; \quad i_4 = \frac{1}{\varphi^2};$$

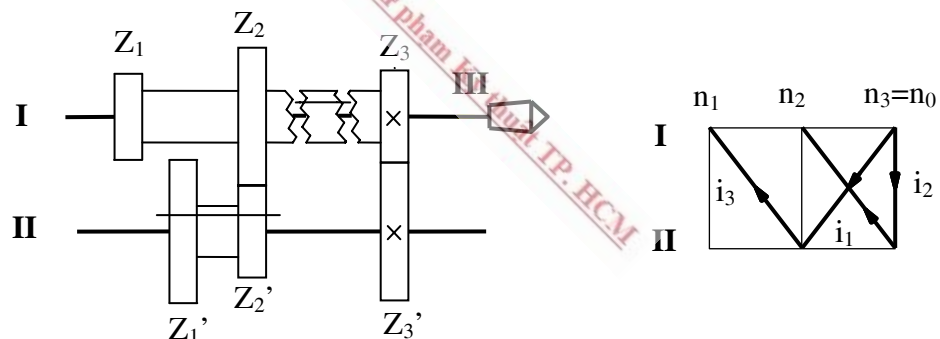
$$i_5 = \varphi; \quad i_6 = \frac{1}{\varphi^4}; \quad i_7 = \frac{1}{\varphi^2}$$



Hình 2-40 : Đồ thị số vòng quay của cơ cấu phản hồi.

Ngoài ra, cơ cấu phản hồi có thể bố trí có 3 tỉ số truyền theo 2 đường truyền bằng cách dùng khối bánh răng di trượt 2 bậc:

– Đường truyền trực tiếp: có một tỉ số truyền đồng tốc,  $i_{tt} = 1$  (ly hợp đóng sang phải để nối trục I và trục III).



Hình 2-41 : Hộp tốc độ phản hồi với khối bánh răng di trượt 2 bậc

– Đường truyền gián tiếp: có hai tỉ số truyền giảm tốc khi ly hợp đóng sang trái

$$\begin{cases} i_{gt1} = i_1 \cdot i_3 \\ i_{gt2} = i_2 \cdot i_3 \end{cases}$$

Hộp tốc độ dùng cơ cấu phản hồi thường sử dụng trong hộp trục chính của máy tiện ren vít vạn năng như 1A62, T616, ... để thực hiện một số cấp vận tốc cao (đường truyền trực tiếp) và một số cấp vận tốc thấp (đường truyền gián tiếp). Cơ cấu phản hồi

được xem như một nhóm khuếch đại cuối cùng trong xích truyền động. Ưu điểm cơ bản của loại hộp này là giảm được số trục và số bánh răng. Nếu dùng kết hợp với các loại ly hợp điện từ, ly hợp ma sát thì có thể sử dụng bánh răng nghiêng hoặc bánh răng chữ V và có thể thay đổi tốc độ mà không cần phải ngừng máy.

#### 2.3.4. Hộp tốc độ có bánh răng dùng chung

Mục đích: nhằm giảm bớt số bánh răng cần thiết và làm gọn kích thước trong hộp tốc độ, người ta dùng vài bánh răng dùng chung (còn gọi là bánh răng liên kết).

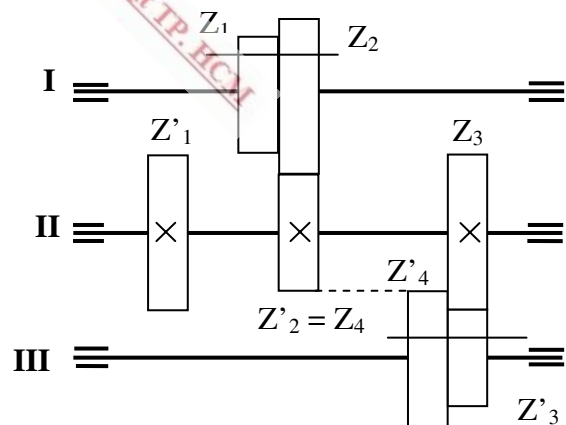
Đặc điểm: bánh răng dùng chung có thể ăn khớp với hai bánh răng khác nhau ở hai nhóm truyền động lân cận khác nhau. Điều kiện để một bánh răng dùng chung có thể thay thế cho hai bánh răng là khi hai bánh răng ấy như nhau, tức là cùng có số răng như nhau, modul như nhau và cùng lắp trên một trục. Khi lắp, lưu ý bố trí bánh răng dùng chung lắp cố định trên trục (không lắp di trượt).

Ưu điểm chính của hộp tốc độ có bánh răng dùng chung là giảm bớt số lượng bánh răng, dẫn đến kích thước chiều trục giảm, kết cấu hộp nhỏ gọn.

Nhược điểm của loại hộp này là bánh răng dùng chung do làm việc nhiều nên mau mòn hơn các bánh răng khác.

Hình 2-42 và 2-43 là sơ đồ động của hộp tốc độ có 1 và 2 bánh răng dùng chung. Trường hợp có 3 bánh răng dùng chung, trên thực tế không dùng đến, vì số vòng quay sẽ không đảm bảo là chuỗi cấp số nhân.

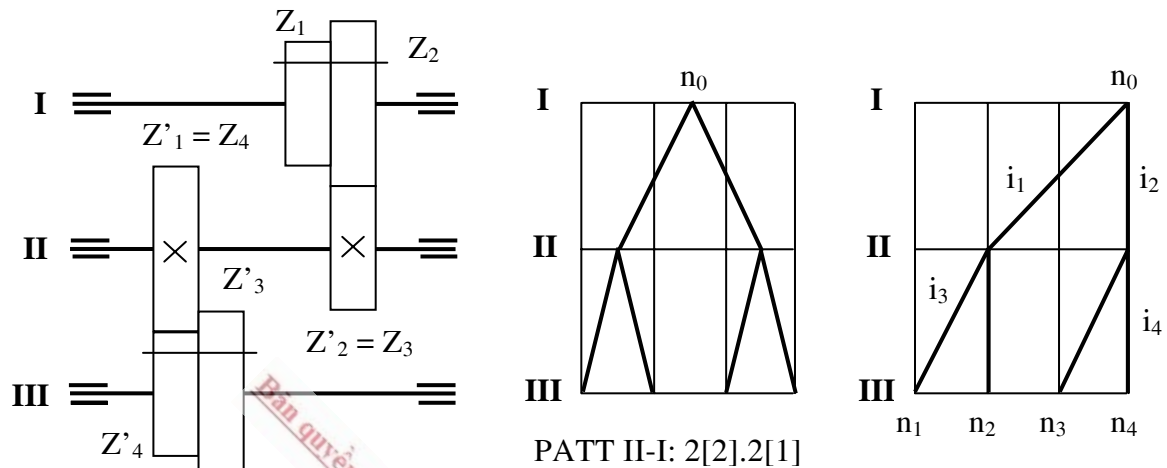
Trường hợp có 1 bánh răng dùng chung, việc tính toán động học khá đơn giản. Xác định số răng của các bánh răng trong nhóm truyền động thứ nhất theo phương pháp đã biết. Sau đó, khi tính cho nhóm truyền động thứ hai chỉ cần lưu ý điều kiện: Số răng của  $Z_4$  chính bằng số răng của  $Z_2'$  đã biết.



Hình 2-42 : Sơ đồ động của hộp tốc độ  
có một bánh răng dùng chung

Để đảm bảo kích thước hướng kính nhỏ, tích của hai tỉ số truyền do bánh răng dùng chung thực hiện ở hai nhóm truyền động nên lấy gần bằng 1, tức là nếu tỉ số truyền ở nhóm đầu tiên tăng tốc, thì tỉ số truyền ở nhóm sau là giảm tốc và ngược lại.

Trường hợp có hai bánh răng dùng chung  $Z_1'$  và  $Z_2'$  như trong sơ đồ động của hình 2-43, việc tính toán sẽ phức tạp hơn trường hợp trên. Khi tính số răng cho nhóm truyền động đầu thì  $Z_1'$  và  $Z_2'$  sẽ được xác định. Với  $Z_1'$  và  $Z_2'$  đã biết, phải tính toán bánh răng của nhóm thứ hai với các điều kiện sau: đảm bảo tỉ số truyền  $i_3$  và  $i_4$  theo yêu cầu, phải cùng một môđun  $m$  và khoảng cách trục như nhau.



Hình 2-43: Hộp tốc độ có hai bánh răng dùng chung

$$\text{Đặt } i_1 = \frac{Z_1}{Z_1'} ; i_2 = \frac{Z_2}{Z_2'} ; i_3 = \frac{Z_3}{Z_3'} = \frac{Z_1'}{Z_3'} ; i_4 = \frac{Z_4}{Z_4'} = \frac{Z_2'}{Z_4'} \quad (2-55)$$

Trường hợp này để đảm bảo kích thước hướng kính thì nên chọn bánh răng dùng chung sao cho tích của hai tỉ số truyền có bánh răng dùng chung trong hai nhóm truyền động càng gần bằng nhau càng tốt, nghĩa là  $i_1 \cdot i_4 \approx i_2 \cdot i_3$  hay nói cách khác sử dụng bánh răng dùng chung  $Z_1'$  (với  $Z_1' = Z_4$ ) và  $Z_2'$  (với  $Z_2' = Z_3$ ).

Ký hiệu  $u$  là tỉ số truyền tổng cộng giữa 3 trục của hộp tốc độ nhằm thực hiện từng số vòng quay từ  $n_1 \div n_4$ . Từ đó thì số vòng quay ta có:

$$u_1 = i_1 \cdot i_3 ; u_2 = i_1 \cdot i_4 ; u_3 = i_2 \cdot i_3 ; u_4 = i_2 \cdot i_4 \quad (2-56)$$

Và tính các tỉ số truyền khác phụ thuộc vào  $i_1$ ,  $u_1$  và  $\varphi$  như sau:

$$i_2 = i_1 \cdot \varphi^2 ; i_3 = \frac{u_1}{i_1} ; i_4 = i_3 \cdot \varphi = \frac{\varphi \cdot u_1}{i_1} \quad (2-57)$$

Vì các bánh răng trong hộp tốc độ phải cùng một môđun nên theo hình 2-43, có thể viết:

$$\left. \begin{aligned} Z_1 + Z_1' &= Z_2 + Z_2' \\ Z_1' + Z_3' &= Z_2' + Z_4' \end{aligned} \right\} \quad (2-58)$$

Lấy các bánh răng dùng chung  $Z_1'$  và  $Z_2'$  làm thừa số chung:



$$\left. \begin{aligned} Z_1' \left( \frac{Z_1}{Z_1'} + 1 \right) &= Z_2' \left( \frac{Z_2}{Z_2'} + 1 \right) \\ Z_1' \left( \frac{Z_3}{Z_1'} + 1 \right) &= Z_2' \left( \frac{Z_4}{Z_2'} + 1 \right) \end{aligned} \right\} \quad (2-59)$$

Thay các tỉ số truyền từ công thức (2-55) vào (2-59), ta có:

$$\begin{aligned} Z_1' (i_1 + 1) &= Z_2' (i_2 + 1) \\ Z_1' \left( \frac{1}{i_3} + 1 \right) &= Z_2' \left( \frac{1}{i_4} + 1 \right) \end{aligned}$$

Chia hai vế phương trình trên cho nhau sẽ được:

$$\frac{i_1 + 1}{1 + \frac{1}{i_3}} = \frac{i_2 + 1}{1 + \frac{1}{i_4}} \quad (2-60)$$

Thay các trị số ở (2-57) vào (2-60) và giải phương trình trên, ta có:

$$i_1 = \varphi - \frac{\varphi + 1}{\varphi} u_1 \quad (2-61)$$

Với trị số  $\varphi$  đã cho, cần chọn  $u_1$  như thế nào để tỉ số truyền  $i_1$  nằm trong giới hạn cho phép, tức là  $\frac{1}{4} \leq i_1 \leq 2$  và tổng số răng của cặp bánh răng ăn khớp nhau là bé nhất. Có thể tính toán và lập bảng dựa vào sự biến thiên của  $u_1$  để tính ra các giá trị của  $i_1, i_2, i_3, i_4$  (theo 2-61 và 2-57) và các bánh răng tương ứng.

Giả sử  $\varphi = 1,26$ , lần lượt chọn  $u_1$  để tính các tỉ số truyền  $i$  và lập bảng sau:

$u_1$	$i_1$	$i_2$	$i_3$	$i_4$
0,3	0,72	1,1376	0,4166	0,5249
0,35	0,6321	0,998	0,5537	0,6976
0,4	0,5424	0,8570	0,7374	0,9291

Có thể chọn  $u_1 = 0,35$  và suy ra các hệ số  $k_Z$  của các bánh răng trong hộp (đây là hệ số thể hiện mối tương quan giữa các bánh răng với bánh răng có số răng nhỏ nhất). Vì vậy muốn có số răng thật của các bánh răng, cần phải chọn số răng cho bánh răng có số răng nhỏ nhất (thường  $Z_{\min} = 16 \div 20$  răng) và lần lượt nhân với các hệ số  $k_Z$  để xác định số răng của các bánh răng còn lại.

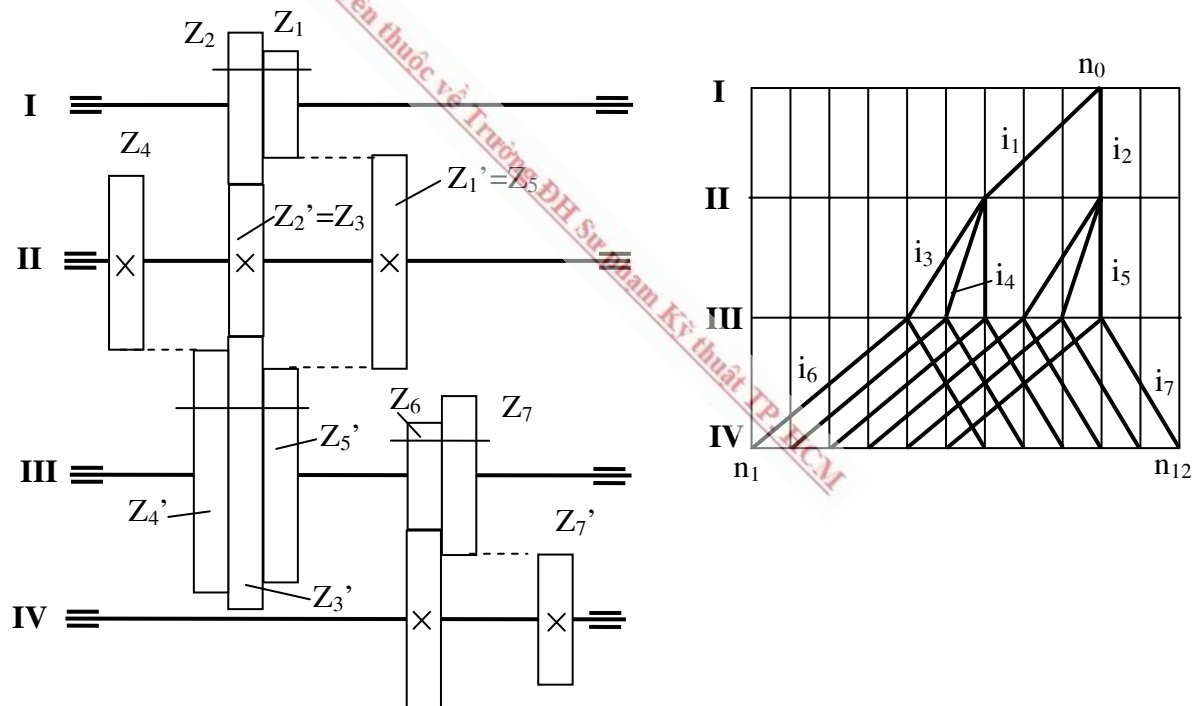
Chọn bánh răng có số răng nhỏ nhất là  $Z_1 = 17$  có hệ số  $k_{Z_1} = 1$  và các hệ số tương ứng với các bánh răng khác để đạt các tỉ số truyền  $i_1, i_2, i_3, i_4$  là:

$Z_i$	$Z_1$	$Z_1'$	$Z_2$	$Z_2'$	$Z_3$	$Z_3'$	$Z_4$	$Z_4'$
Hệ số $k_Z$	1	1,58	1,29	1,29	1,29	2,32	1,58	2,26
Giá trị tính toán	17	26,86	21,93	21,93	21,93	39,6	26,86	38,5
Giá trị qui tròn	17	27	22	22	22	40	27	38
Tổng số răng $\sum Z$	44		44		62		65	
Tỉ số truyền $i$	$\frac{1}{1,588}$		1		$\frac{1}{1,81}$		$\frac{1}{1,41}$	

Để đảm bảo khoảng cách trục A giữa hai trục II và III, nhóm truyền động thứ hai phải dùng bánh răng dịch chỉnh.

Có nhiều phương pháp để tính số răng trong hộp tốc độ có bánh răng dùng chung. Hãy xem xét phương pháp tra bảng qua ví dụ sau: Tính toán hộp tốc độ có hai bánh răng dùng chung với  $Z = 12$ ,  $\phi = 1,26$  theo sơ đồ động trong hình 2-44.

Chọn PAKG:  $Z = 2 \times 3 \times 2 = 12$ . PATT II-I-III:  $Z = 2[3].3[1].2[6]$



Hình 2-44: Sơ đồ động và đồ thị số vòng quay của hộp tốc độ có 2 bánh răng dùng chung

Từ sơ đồ động, chọn 2 bánh răng  $Z_1'$  và  $Z_2'$  làm bánh răng dùng chung (với  $Z_1' = Z_5$  và  $Z_2' = Z_3$ ). Các giá trị của tỉ số truyền:

$$i_1 = \frac{1}{\phi^3} = \frac{1}{2}; i_2 = i_5 = 1; i_3 = \frac{1}{\phi^2} = \frac{1}{1,58}; i_4 = \frac{1}{\phi} = \frac{1}{1,26}; i_6 = \frac{1}{\phi^4} = \frac{1}{2,5}; i_7 = \phi^2 = 1,58$$

Tra bảng tìm hệ số  $k_Z$  của các bánh răng trong hộp theo quan hệ tỉ số truyền  $u$  giữa trục I và III:

$$u_{I-III} = \frac{n_I}{n_{III\max}} = \frac{n_{10}}{n_{10}} = 1 \quad (2-62)$$

$u \backslash Z_i$	$k_{Z_1}$	$k_{Z_1'}$	$k_{Z_2}$	$k_{Z_2'}$	$k_{Z_3}$	$k_{Z_3'}$	$k_{Z_4}$	$k_{Z_4'}$	$k_{Z_5}$	$k_{Z_5'}$
0,891	1	1,785	1,47	1,31	1,31	2,16	1,58	1,98	1,785	1,785
1	1	2	1,5	1,5	1,5	2,50	1,78	2,22	2	2
1,12	1	2	1,5	1,5	1,5	2,74	1,76	2,48	2	2,24
1,26	1	2	1,5	1,5	1,5	3	1,75	2,75	2	2,5
1,41	1	2	1,5	1,5	1,5	3,32	1,735	3,085	2	2,82
1,58	1	2	1,5	1,5	1,5	3,67	1,72	3,45	2	3,16
1,78	1	2	1,5	1,5	1,5	4,06	1,71	3,85	2	3,55
2	1	2,24	1,525	1,715	1,715	4,55	1,92	4,32	2,24	4

Chọn bánh răng có số răng nhỏ nhất là  $Z_1 = 17$  có hệ số  $k_{Z_1} = 1$  và các hệ số tương ứng với các bánh răng khác để đạt các tỉ số truyền  $i_1, i_2, i_3, i_4, i_5$  là:

Thông số $Z_i$	$Z_1$	$Z_1'$	$Z_2$	$Z_2'$	$Z_3$	$Z_3'$	$Z_4$	$Z_4'$	$Z_5$	$Z_5'$
$k_{Z_i}$	1	2	1,5	1,5	1,5	2,50	1,78	2,22	2	2
Giá trị tính toán	17	34	25,5	25,5	25,5	42,5	30,2	37,7	34	34
Giá trị qui tròn	17	34	26	26	26	42	30	38	34	34
Tổng số răng $\sum Z$	51		52		68		68		68	
Tỉ số truyền $i$	$\frac{1}{2}$		1		$\frac{1}{1,61}$		$\frac{1}{1,26}$		1	

**Ghi chú:** Việc chọn bánh răng dùng chung nằm trong những tỉ số truyền của 2 nhóm lân cận có tích gần bằng 1 như trên là hợp lý. Các bánh răng trong 2 tỉ số truyền  $i_6$  và  $i_7$  không có bánh răng dùng chung nên tính toán như bình thường.

### 2.3.5. Hộp tốc độ dùng động cơ nhiều cấp vận tốc

#### 1. Đặc điểm

Muốn kết cấu hộp tốc độ được đơn giản, kích thước nhỏ gọn, tiết kiệm vật liệu mà vẫn thực hiện được nhiều cấp tốc độ, người ta dùng động cơ điện có nhiều cấp vận tốc để thực hiện truyền động.

Thường dùng động cơ điện có 2 hoặc 3 cấp vận tốc.

– Động cơ có 2 cấp vận tốc:  $n_{đc1} : n_{đc2} = 750 : 1500 \text{ [v/ph]}$   
hay  $= 1500 : 3000 \text{ [v/ph]}$

– Động cơ có 3 cấp vận tốc:  $n_{đc1} : n_{đc2} : n_{đc3} = 750 : 1500 : 3000 \text{ [v/ph]}$

Các số vòng quay  $n_{đc1}, n_{đc2} \dots n_{đcn}$  của động cơ có nhiều cấp vận tốc tuân theo qui luật cấp số nhân với công bội là 2.

Nhược điểm của động cơ nhiều cấp vận tốc là có hiệu suất thấp hơn, kích thước lớn hơn và giá thành cũng đắt hơn động cơ có một cấp vận tốc cùng công suất.

## 2. Nguyên tắc thiết kế

Để tăng số cấp tốc độ  $Z$  của trục chính, phải kết hợp động cơ nhiều cấp vận tốc và hộp tốc độ dùng cơ cấu bánh răng di trượt. Động cơ nhiều cấp vận tốc được coi như là một nhóm truyền động (gọi là **nhóm động cơ**) có công bội:

$$\varphi^x = \varphi^E = 2 \quad \text{hay} \quad \varphi = \sqrt[E]{2} \quad (2-63)$$

$E$  là lượng mở của nhóm động cơ, cũng là bậc khai căn của công bội  $\varphi$ .

– Nếu  $\varphi = 1,26$ :  $\sqrt[3]{2} = 1,26 \Rightarrow E = 3$

– Nếu  $\varphi = 1,41$ :  $\sqrt[2]{2} = 1,41 \Rightarrow E = 2$

Do lượng mở của nhóm động cơ  $E \neq 1$  nên nhóm động cơ không thể là nhóm cơ sở mà chỉ có thể là một nhóm khuếch đại trong xích truyền động.

Xét trường hợp động cơ có  $y$  cấp vận tốc và trong hộp tốc độ chỉ có một nhóm bánh răng di trượt có  $x$  tỉ số truyền. Khi đó, số cấp tốc độ  $Z$  của trục chính là:

$$Z = y \cdot x \quad (2-64)$$

Với số vòng quay  $n_{đc1}$  của động cơ, trục chính sẽ có  $x$  tốc độ với dãy số vòng quay có giá trị:  $n_1, n_2, \dots, n_x$ .

Với số vòng quay  $n_{đc2}$  của động cơ, trục chính sẽ có  $x$  tốc độ khác với dãy số vòng quay có giá trị:  $2n_1, 2n_2, \dots, 2n_x$  (vì  $n_{đc2} = 2 n_{đc1}$ ).

Với số vòng quay  $n_{đc3}$  của động cơ, trục chính sẽ có  $x$  tốc độ khác với dãy số vòng quay có giá trị:  $2^2 n_1, 2^2 n_2, \dots, 2^2 n_x$  (vì  $n_{đc3} = 2^2 n_{đc1}$ ).

.....

Tương tự, với số vòng quay cuối cùng  $n_{đcy}$  của động cơ, trục chính sẽ có dãy số vòng quay có giá trị:  $2^{(y-1)} n_1, 2^{(y-1)} n_2, \dots, 2^{(y-1)} n_x$

Do các số vòng quay của trục chính phải là một cấp số nhân với công bội  $\varphi$  nên các dãy số vòng quay có giá trị ở trên ứng với các số vòng quay khác nhau của động cơ phải xếp liên tiếp để tạo thành một cấp số nhân với công bội chung duy nhất  $\varphi$ :

$$n_1, n_2, \dots, n_x, 2n_1, 2n_2, \dots, 2n_x, \dots, 2^{(y-1)} n_1, 2^{(y-1)} n_2, \dots, 2^{(y-1)} n_x \quad (2-65)$$

Vì là một cấp số nhân nên hai trị số kế tiếp  $n_x$  và  $n_{x+1} = 2n_1$  phải thỏa điều kiện:

$$n_x \cdot \varphi = 2n_1 \quad (2-66)$$

$$\text{mà } n_x = n_1 \cdot \varphi^{(x-1)}$$

$$\text{nên } n_{x+1} = n_x \cdot \varphi = n_1 \cdot \varphi^{(x-1)} \cdot \varphi = 2n_1 \text{ hay } \varphi^x = 2 \Rightarrow \varphi = \sqrt[x]{2} \quad (2-67)$$

Từ công thức 2-63 và 2-67, ta có số tỉ số truyền  $x$  của nhóm bánh răng di trượt (đóng vai trò của nhóm cơ sở):

$$x = E \quad (2-68)$$

#### **Kết luận:**

– Động cơ nhiều cấp vận tốc được coi như là một nhóm khuếch đại (gọi là **nhóm động cơ**) luôn luôn có lượng mở  $x_i = E$ , với  $E$  được tính:  $\varphi = \sqrt[E]{2}$

– Nhóm bánh răng di trượt (đóng vai trò của nhóm cơ sở) có số tỉ số truyền không phải là một giá trị tùy ý mà phải bằng  $E$ .

– Để mở rộng phạm vi điều chỉnh số vòng quay tức là tăng số cấp tốc độ  $Z$ , có khi cần phải thêm một hoặc nhiều nhóm bánh răng di trượt nữa kế tiếp sau nó và đóng vai trò là nhóm khuếch đại.

– Trình tự thiết kế hộp tốc độ dùng động cơ nhiều cấp vận tốc tương tự như hộp tốc độ dùng động cơ một cấp vận tốc. Tuy nhiên cần lưu ý một số vấn đề trên khi lựa chọn phương án không gian và phương án thứ tự của hộp.

Ví dụ: Thiết kế hộp tốc độ dùng động cơ nhiều cấp vận tốc với  $Z=12$ ,  $\varphi = 1,41$ ,  $n_{\min} = 45$  v/ph.

Giải

**Bước 1:** Xác định các giá trị số vòng quay của trục chính

$$n_1 = 45 ; n_2 = 63 ; n_3 = 90 ; n_4 = 125 ; n_5 = 180 ; n_6 = 250 ; n_7 = 355 ; n_8 = 500 ; n_9 = 710 ; n_{10} = 1000 ; n_{11} = 1410 ; n_{12} = 2000 \text{ [v/ph]}$$

**Bước 2:** Chọn phương án không gian

Do  $\varphi = 1,41$  nên  $\sqrt[E]{2} = 1,41 \Rightarrow E = 2$ . Nhóm động cơ có lượng mở  $E = 2$

**Trường hợp 1:** Chọn động cơ 2 cấp vận tốc:

Có 2 PAKG sau đây để có  $Z = 12$ , trong đó nhóm đầu là nhóm động cơ:

$$Z = 2 \cdot 3 \cdot 2$$

$$Z = 2 \cdot 2 \cdot 3$$

a. Với **PAKG  $Z = 2 \cdot 3 \cdot 2$** , có thể có 2 phương án thứ tự

$$\text{* PATT I-II : } Z = 2 \cdot 3[1] \cdot 2[6]$$

Không sử dụng được phương án này vì nhóm cơ sở phải có số tỉ số truyền bằng  $E$  ( $E = 2$ ).

\* PATT II-I :  $Z = 2 \cdot 3[4] \cdot 2[1]$

Kiểm tra  $R_i = 1,41^8 > 8$ , nên không sử dụng được phương án này.

b. Với **PAKG:  $Z = 2 \cdot 2 \cdot 3$**

\* PATT I-II :  $Z = 2 \cdot 2[1] \cdot 3[4]$

$R_i$  không đạt, nên không sử dụng được phương án này.

\* PATT II-I :  $Z = 2 \cdot 2[6] \cdot 3[1]$

Do nhóm cơ sở có số tỉ số truyền là 3 (khác  $E = 2$ ) nên không sử dụng được phương án này.

**Trường hợp 2:** Chọn động cơ có 3 cấp vận tốc.

Khi đó chỉ có một PAKG:  $Z = 3 \cdot 2 \cdot 2$  và hai PATT

a. PATT I-II :  $Z = 3 \cdot 2[1] \cdot 2[6]$

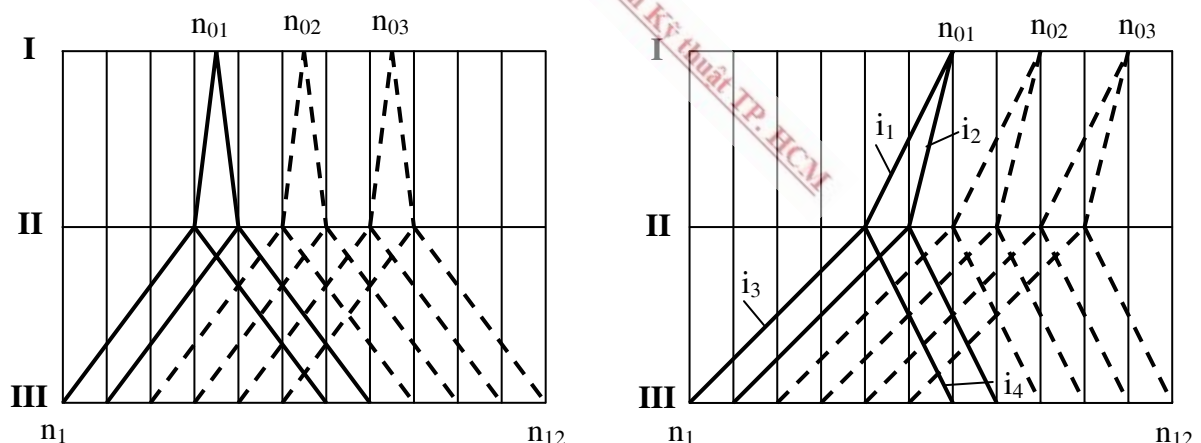
Kiểm tra  $R_i = \varphi^6 < 8$ : đạt yêu cầu.

b. PATT II-I :  $Z = 3 \cdot 2[6] \cdot 2[1]$

Kiểm tra  $R_i$  cũng đạt yêu cầu. Tuy nhiên, PATT này có lượng mở thay đổi đột ngột, có số vòng quay tối hạn của trục trung gian nhỏ, kích thước hộp sẽ lớn nên không chọn phương án này.

**Kết luận:** Chỉ có thể dùng động cơ 3 cấp vận tốc với PAKG là:  $Z = 3 \cdot 2 \cdot 2$  và PATT I-II.

**Bước 3:** Vẽ lưới kết cấu và đồ thị số vòng quay



Hình 2-45: Lưới kết cấu và đồ thị số vòng quay của hộp tốc độ dùng động cơ 3 cấp tốc độ

**Bước 4:** Tính các tỉ số truyền

$$i_1 = \frac{1}{\varphi^2} = \frac{1}{1,41^2} = \frac{1}{2} ; i_2 = \frac{1}{\varphi} = \frac{1}{1,41} ; i_3 = \frac{1}{\varphi^4} = \frac{1}{1,41^4} = \frac{1}{4} ; i_4 = \varphi^2 = 1,41^2 = 2$$



Kiểm tra i:

$$\left. \begin{aligned} i_3 &= i_{\min} = \frac{1}{4} \\ i_4 &= i_{\max} = 2 \end{aligned} \right\} \text{đạt yêu cầu}$$

Chọn  $n_{01} = n_7 = 355$ ,  $n_{02} = n_9 = 710$ ,  $n_{03} = n_{11} = 1410$  v/ph

Với động cơ 3 cấp vận tốc  $n_{dc} = 750/1500/3000$  v/ph, tỉ số truyền của bộ truyền đai từ động cơ đến trục I là:

$$i_d = \frac{n_{01}}{n_{dcl}} = \frac{355}{750} = \frac{71}{150} = \frac{106}{225} = \frac{D_d}{D_d'}$$

trong đó  $D_d$  và  $D_d'$  là đường kính bánh đai chủ động và bị động.

Sau đó tính tiếp các bước còn lại như hộp tốc độ dùng cơ cấu bánh răng di trượt.

### 2.3.6. Hộp tốc độ có chuỗi số vòng quay hỗn hợp

Qua thực tế, dễ thấy rằng các số vòng quay tối hạn (lớn nhất và nhỏ nhất) ít khi được sử dụng. Vì vậy, để tăng phạm vi điều chỉnh số vòng quay mà không cần quá nhiều cấp tốc độ Z, người ta dùng chuỗi số vòng quay cấp số nhân hỗn hợp có hai hệ số cấp vận tốc:

a. Hệ số  $\varphi_1$  nhỏ dành cho các số vòng quay trung bình để giảm tổn thất về vận tốc.

b. Hệ số  $\varphi_2$  lớn ( $\varphi_2 = \varphi_1^2$ ) dành cho các số vòng quay tối hạn (số vòng quay lớn nhất và nhỏ nhất) để tăng phạm vi điều chỉnh số vòng quay  $R_n$ .

Để thiết kế một hộp tốc độ có số cấp tốc độ Z và 2 hệ số cấp vận tốc  $\varphi_1$  và  $\varphi_2$ , lần lượt thực hiện các bước sau:

1. Thiết kế một hộp tốc độ dùng cơ cấu bánh răng di trượt có số cấp tốc độ x với hệ số  $\varphi_2$  lớn (bao gồm chọn phương án không gian, phương án thứ tự, vẽ lưới kết cấu và đồ thị số vòng quay). Mọi tính toán được thực hiện như đã biết ở trên. Số cấp tốc độ x của hộp được tính như sau:

$$x = \frac{Z}{y} \text{ với } y \text{ là tỉ số truyền của nhóm khuếch đại} \quad (2-69)$$

2. Thêm một nhóm khuếch đại vào đầu xích truyền động của hộp tốc độ đó với các chú ý sau về nhóm khuếch đại:

- Có y tỉ số truyền.
- Có lượng mở E được tính  $\sqrt[y]{2} = \varphi_1$  để khi thay đổi tỉ số truyền của nhóm khuếch đại sẽ tạo ra các giá trị số vòng quay mới xen kẽ với các giá trị số vòng quay cũ tạo thành một chuỗi số vòng quay có 2 hệ số  $\varphi_1$  và  $\varphi_2$  (với  $\varphi_2 = \varphi_1^2$ ).

• Có thể sử dụng động cơ nhiều cấp vận tốc đóng vai trò là nhóm khuếch đại để kết cấu hộp nhỏ gọn.

Ví dụ: Xem xét hộp tốc độ của máy tiện vạn năng Studturn (Đài Loan) dùng cơ cấu bánh răng di trượt có các yêu cầu sau:

- Số cấp vận tốc của trục chính:  $Z = 16$
- Số vòng quay của trục chính:  $n = 35 \div 2000$  v/ph
- Công bội của chuỗi số vòng quay:  $\varphi_1 = 1,26$  và  $\varphi_2 = 1,58$

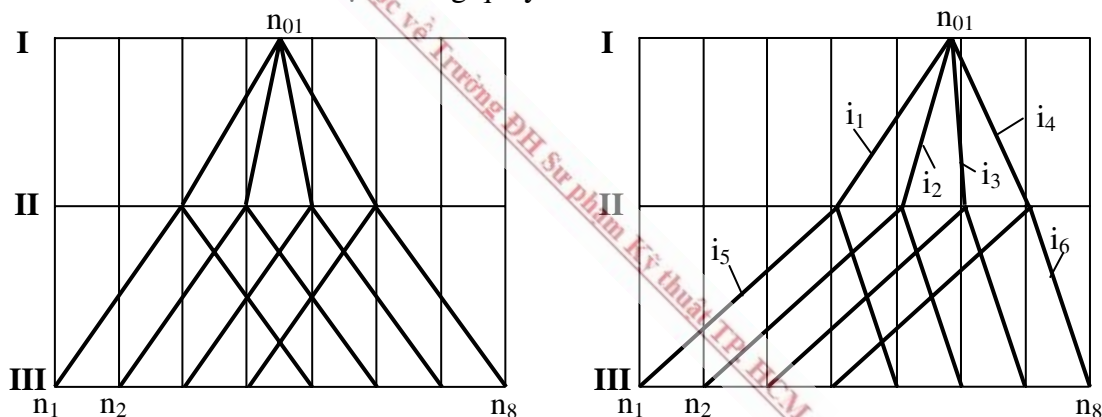
**Bước 1:** Để kết cấu hộp nhỏ gọn, chọn nhóm khuếch đại là động cơ có 2 cấp vận tốc ( $y = 2$ ) với số vòng quay của động cơ là  $n_{dc1} = 720$  v/ph và  $n_{dc2} = 1440$  v/ph. Như vậy, số cấp tốc độ của hộp là  $x = \frac{16}{2} = 8$ .

**Bước 2:** Thiết kế hộp tốc độ có số cấp tốc độ  $x = 8$  và hệ số  $\varphi_2 = 1,58$

Chọn phương án không gian  $x = 4 \times 2$  và phương án thứ tự I-II:

$$x = 4[1].2[4] = 8$$

Lưới kết cấu và đồ thị số vòng quay:



Hình 2-46: Lưới kết cấu và đồ thị số vòng quay của hộp tốc độ có  $x=8$  và  $\varphi_2 = 1,58$

Kiểm tra  $R_i = \varphi^4 = 1,58^4 = 6,23 < 8$ . Đạt yêu cầu về  $R_i$

Xác định các tỉ số truyền:  $i_1 = \frac{1}{\varphi^{1,7}} = \frac{1}{1,58^{1,7}} = \frac{1}{2,4}$  ;  $i_2 = \frac{1}{\varphi^{0,7}} = \frac{1}{1,58^{0,7}} = \frac{1}{1,3}$  ;

$i_3 = \varphi^{0,3} = 1,58^{0,3} = 1,2$  ;  $i_4 = \varphi^{1,3} = 1,8$  ;  $i_5 = \frac{1}{\varphi^{3,1}} = \frac{1}{1,58^{3,1}} = \frac{1}{4}$  ;  $i_6 = \varphi^{0,9} = 1,4$

Kiểm tra đạt yêu cầu về tỉ số truyền  $i$

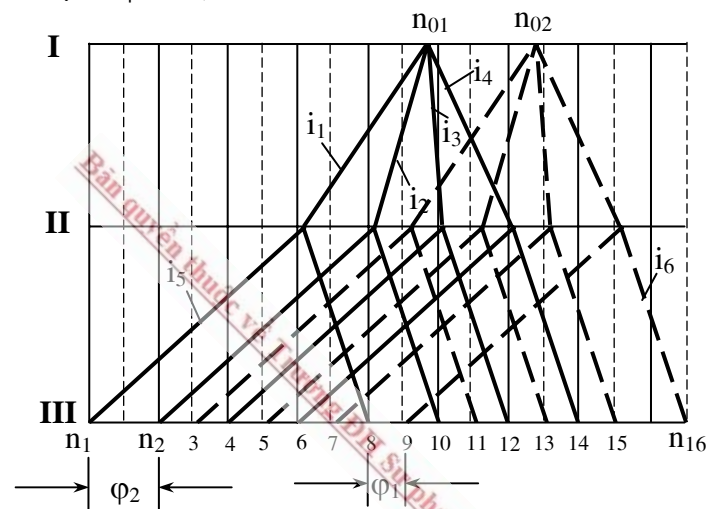
$i_{\max} = i_4 = \varphi^{1,3} = 1,8 < [i_{\max}] = 2$  và  $i_{\min} = i_5 = \frac{1}{4} = [i_{\min}]$

**Bước 3:** Do động cơ 2 cấp vận tốc được xem như là một nhóm khuếch đại của hộp tốc độ nên phương án không gian trong trường hợp này là:

$$Z = y \times x = 2 \times 4[1] \times 2[4] = 16$$

Các số vòng quay của động cơ tuân theo qui luật cấp số nhân có công bội bằng 2, nghĩa là có lượng mở  $x_i = E$  với  $\sqrt[4]{2} = \varphi_1 = 1,26 \Rightarrow E = 3$ .

Như vậy, từ đồ thị số vòng quay trên, chỉ cần thêm tốc độ  $n_{02}$  cách tốc độ  $n_{01}$  một khoảng bằng lượng mở  $x_i = 3$ . Sau đó, từ  $n_{02}$  lần lượt vẽ các tia song song với các tia trước đó sẽ có được đồ thị số vòng quay mới có 16 cấp tốc độ. Trong đó, các giá trị số vòng quay trung bình từ  $n_2 \div n_{15}$  có hệ số  $\varphi_1 = 1,26$  và các số vòng quay tới hạn  $n_1 \div n_2$  và  $n_{15} \div n_{16}$  có hệ số  $\varphi_2 = 1,58$



Hình 2-47: Đồ thị số vòng quay của hộp tốc độ có  $Z=16$  và  $\varphi_1 = 1,26$ ,  $\varphi_2 = 1,58$

Chọn  $n_{01} = 375$  v/ph nên tỉ số truyền của bộ truyền đai là:

$$i_d = \frac{n_{01}}{n_{dc1}} = \frac{375}{720} = \frac{1}{1,92} = \frac{D_d}{D'_d} = \frac{100}{192}$$

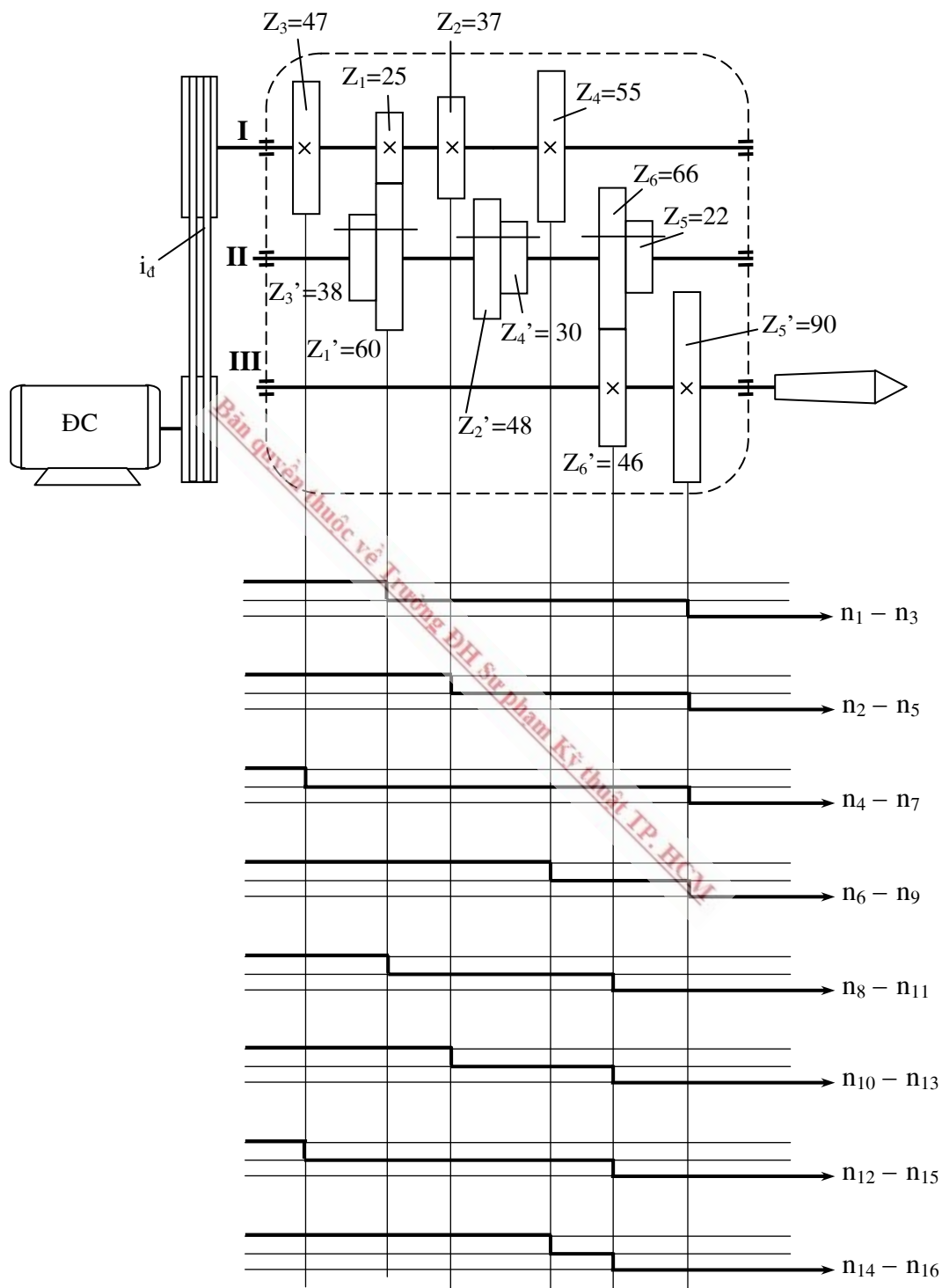
**Bước 4:** Xác định số răng của các bánh răng

Sử dụng phương pháp tra bảng để xác định số răng của các bánh răng với điều kiện các bánh răng trong một nhóm truyền động có cùng môđun  $m$ .

$i$	$i_1 = \frac{1}{2,4}$	$i_2 = \frac{1}{1,3}$	$i_3 = 1,2$	$i_4 = 1,8$	$i_5 = \frac{1}{4}$	$i_6 = 1,4$
$Z_i : Z'_i$	25 : 60	37 : 48	47 : 38	55 : 30	22 : 90	66 : 46
$\Sigma Z$	85				112	

**Bước 5: Vẽ sơ đồ động và sơ đồ truyền lực**

Sơ đồ truyền lực chỉ cần thể hiện cho 8 số vòng quay gồm  $n_1, n_2, n_4, n_6, n_8, n_{10}, n_{12}$  và  $n_{14}$ . Các số vòng quay còn lại sẽ đạt được khi động cơ chuyển từ  $n_{đc1}$  sang  $n_{đc2}$



Hình 2-48 : Sơ đồ động và sơ đồ truyền lực

Bước 6: Kiểm tra sai số vòng quay

– Tính tất cả các số vòng quay thực tế  $n_{tt}$ .

$$n_{tt1} = n_{đc1} \cdot \frac{D_{đ}}{D_{đ}} \cdot i_1 \cdot i_5 = 720 \cdot \frac{100}{192} \cdot \frac{25}{60} \cdot \frac{22}{90} = 38,1 \text{ v/ph}$$

$$n_{tt2} = n_{đc1} \cdot \frac{D_{đ}}{D_{đ}} \cdot i_2 \cdot i_5 = 720 \cdot \frac{100}{192} \cdot \frac{37}{48} \cdot \frac{22}{90} = 70,6 \text{ v/ph}$$

$$n_{tt3} = n_{đc2} \cdot \frac{D_{đ}}{D_{đ}} \cdot i_1 \cdot i_5 = 1440 \cdot \frac{100}{192} \cdot \frac{25}{60} \cdot \frac{22}{90} = 76,4 \text{ v/ph}$$

$$n_{tt4} = n_{đc1} \cdot \frac{D_{đ}}{D_{đ}} \cdot i_3 \cdot i_5 = 720 \cdot \frac{100}{192} \cdot \frac{47}{38} \cdot \frac{22}{90} = 113,3 \text{ v/ph}$$

$$n_{tt5} = n_{đc2} \cdot \frac{D_{đ}}{D_{đ}} \cdot i_2 \cdot i_5 = 1440 \cdot \frac{100}{192} \cdot \frac{37}{48} \cdot \frac{22}{90} = 141,3 \text{ v/ph}$$

$$n_{tt6} = n_{đc1} \cdot \frac{D_{đ}}{D_{đ}} \cdot i_4 \cdot i_5 = 720 \cdot \frac{100}{192} \cdot \frac{55}{30} \cdot \frac{22}{90} = 168 \text{ v/ph}$$

$$n_{tt7} = n_{đc2} \cdot \frac{D_{đ}}{D_{đ}} \cdot i_3 \cdot i_5 = 1440 \cdot \frac{100}{192} \cdot \frac{47}{38} \cdot \frac{22}{90} = 226,7 \text{ v/ph}$$

$$n_{tt8} = n_{đc1} \cdot \frac{D_{đ}}{D_{đ}} \cdot i_1 \cdot i_6 = 720 \cdot \frac{100}{192} \cdot \frac{25}{60} \cdot \frac{66}{46} = 224,2 \text{ v/ph}$$

$$n_{tt9} = n_{đc2} \cdot \frac{D_{đ}}{D_{đ}} \cdot i_4 \cdot i_5 = 1440 \cdot \frac{100}{192} \cdot \frac{55}{30} \cdot \frac{22}{90} = 336 \text{ v/ph}$$

$$n_{tt10} = n_{đc1} \cdot \frac{D_{đ}}{D_{đ}} \cdot i_2 \cdot i_6 = 720 \cdot \frac{100}{192} \cdot \frac{37}{48} \cdot \frac{66}{46} = 414,7 \text{ v/ph}$$

$$n_{tt11} = n_{đc2} \cdot \frac{D_{đ}}{D_{đ}} \cdot i_1 \cdot i_6 = 1440 \cdot \frac{100}{192} \cdot \frac{25}{60} \cdot \frac{66}{46} = 448,4 \text{ v/ph}$$

$$n_{tt12} = n_{đc1} \cdot \frac{D_{đ}}{D_{đ}} \cdot i_3 \cdot i_6 = 720 \cdot \frac{100}{192} \cdot \frac{47}{38} \cdot \frac{66}{46} = 665,4 \text{ v/ph}$$

$$n_{tt13} = n_{đc2} \cdot \frac{D_{đ}}{D_{đ}} \cdot i_2 \cdot i_6 = 1440 \cdot \frac{100}{192} \cdot \frac{37}{48} \cdot \frac{66}{46} = 829,4 \text{ v/ph}$$

$$n_{tt14} = n_{đc1} \cdot \frac{D_{đ}}{D_{đ}} \cdot i_4 \cdot i_6 = 720 \cdot \frac{100}{192} \cdot \frac{55}{30} \cdot \frac{66}{46} = 986,4 \text{ v/ph}$$

$$n_{tt15} = n_{đc2} \cdot \frac{D_{đ}}{D_{đ}} \cdot i_3 \cdot i_6 = 1440 \cdot \frac{100}{192} \cdot \frac{47}{38} \cdot \frac{66}{46} = 1330,9 \text{ v/ph}$$

$$n_{tt16} = n_{dc2} \cdot \frac{D_d}{D_d} \cdot i_4 \cdot i_6 = 1440 \cdot \frac{100}{192} \cdot \frac{55}{30} \cdot \frac{66}{46} = 1972,6 \text{ v/ph}$$

– Số vòng quay thực tế cho trên bảng hướng dẫn của máy như sau:

$n_1$	$n_2$	$n_3$	$n_4$	$n_5$	$n_6$	$n_7$	$n_8$
35	70	75	110	140	165	220	225
$n_9$	$n_{10}$	$n_{11}$	$n_{12}$	$n_{13}$	$n_{14}$	$n_{15}$	$n_{16}$
330	415	450	665	830	1000	1330	2000

– Tính sai số  $\Delta n$  giữa số vòng quay thực tế  $n_{tt}$  của máy so với số vòng quay tiêu chuẩn  $n_{tc}$  theo công thức (2-47) sau:

$$\Delta n = \frac{n_{tt} - n_{tc}}{n_{tc}} 100 \%$$

– Lập bảng đánh giá sai số vòng quay: điền các giá trị đã tính vào bảng.

	$n_1$	$n_2$	$n_3$	$n_4$	$n_5$	$n_6$	$n_7$	$n_8$
$n_{tt} [v/ph]$	38,1	70,6	76,4	113,3	141,3	168	224,2	226,7
$n_{tc} [v/ph]$	35	70	75	110	140	165	220	225
$\Delta n [\%]$	8,8	0,8	1,8	3	0,9	1,8	1,9	0,7
	$n_9$	$n_{10}$	$n_{11}$	$n_{12}$	$n_{13}$	$n_{14}$	$n_{15}$	$n_{16}$
$n_{tt} [v/ph]$	336	414,7	448,4	665,4	829,4	986,4	1330,9	1972,6
$n_{tc} [v/ph]$	330	415	450	665	830	1000	1330	2000
$\Delta n [\%]$	1,8	-0,07	-0,3	0,06	-0,07	-1,36	0,06	-1,3

Nhận thấy chỉ có một giá trị vượt quá giới hạn cho phép nhưng nếu thay đổi sẽ có ảnh hưởng đến các số vòng quay khác. Mặc khác, sự sai khác này không ảnh hưởng lớn đến tổn thất về năng suất nên có thể chấp nhận được.

**Bước 7:** Tính toán động lực học các chi tiết trong hộp tốc độ.

Dựa vào kiến thức đã học trong môn học “Chi tiết máy” để xác định kích thước của các chi tiết như bánh răng, trục, ổ lăn, then ...



## Chương 3 THIẾT KẾ HỘP CHẠY DAO

### 3.1. KHÁI NIỆM

#### 3.1.1. Đặc điểm

Hộp chạy dao cũng là một bộ phận quan trọng của máy công cụ, dùng để thực hiện chuyển động chạy dao và đảm bảo quá trình cắt được thực hiện liên tục. So với hộp tốc độ, hộp chạy dao có những đặc điểm như sau:

- Có công suất truyền động nhỏ, khoảng  $5 \div 10\%$  công suất truyền động chính.
- Có tốc độ làm việc chậm hơn nhiều so với hộp tốc độ. Do đó, trong hộp chạy dao dùng các cơ cấu giảm tốc nhiều và hiệu suất thấp như vít me – đai ốc, trục vít – bánh vít ... hoặc phải dùng nhiều cặp bánh răng nối tiếp nhau để giảm tốc.
- Có thể thực hiện chuyển động liên tục, đồng thời với chuyển động chính (đối với máy có chuyển động chính là chuyển động vòng như: máy tiện, máy phay ...); hoặc có thể thực hiện chuyển động chạy dao gián đoạn, không cùng lúc với chuyển động chính (đối với máy có chuyển động chính là chuyển động tịnh tiến khứ hồi như: máy bào, xọc).
- Lượng chạy dao và tỉ số truyền của hộp không phụ thuộc vào kích thước của chi tiết gia công, nên không cần giữ công suất không đổi khi thay đổi vận tốc. Vì vậy có thể sử dụng động cơ điện một chiều điều chỉnh vô cấp có tác dụng đảm bảo mômen xoắn không đổi.

#### 3.1.2. Yêu cầu

Tùy theo công dụng của máy mà hộp chạy dao cần có những yêu cầu khác nhau, bao gồm:

- Đảm bảo số cấp chạy dao  $Z_s$  theo yêu cầu của thiết kế.
- Đảm bảo phạm vi giới hạn của tỷ số truyền  $\frac{1}{5} \leq i_s \leq 2,8$ ; cũng như phạm vi điều chỉnh lượng chạy dao  $R_{i_s}$ :

$$R_{i_s} = \frac{i_{s\max}}{i_{s\min}} = \frac{2,8}{\frac{1}{5}} = 14 \quad (3-1)$$

- Đảm bảo độ chính xác cần thiết của chuyển động chạy dao. Trong xích cắt ren của máy tiện, xích bao hình máy phay lăn răng ..., không thể dùng các cơ cấu truyền động như đai truyền, ly hợp ma sát. Với xích cắt ren chính xác, đường truyền động cần phải càng ngắn càng tốt, vì sai số của từng tỉ số truyền sẽ dẫn đến sai số lớn của lượng chạy dao, ảnh hưởng đến độ chính xác của bước ren.

– Phải đảm bảo đủ công suất để thắng thành phần lực cắt dọc trục  $P_x$ , truyền động êm, có khả năng đảo chiều. Ngoài ra, trong một số trường hợp cần phải có xích chạy dao nhanh để giảm thời gian phụ và công sức của công nhân trong quá trình điều chỉnh.

– Đảm bảo các yêu cầu về công nghệ đối với hộp chạy dao (tương tự như với hộp tốc độ). Đa số các hộp chạy dao không có mặt chuẩn để xác định vị trí tương hỗ giữa dao và chi tiết gia công. Do đó các sai số về mặt chế tạo và lắp ráp không phản ánh trực tiếp đến độ chính xác gia công như độ côn, ôvan, độ nghiêng ... Độ chính xác để chế tạo hộp chạy dao chỉ ảnh hưởng đến tuổi thọ của nó và ảnh hưởng đến độ bóng bề mặt gia công khi vận tốc của chuyển động chạy dao không đều.

Phương pháp thiết kế hộp chạy dao sẽ rất khác nhau với các loại hộp chạy dao khác nhau. Trong phạm vi chương này chỉ đề cập đến phương pháp thiết kế hộp chạy dao dùng truyền động phân cấp. Các loại hộp chạy dao vô cấp dùng truyền động điện, khí nén hoặc thủy lực sẽ được trình bày trong các giáo trình tương ứng.

### 3.2. PHƯƠNG PHÁP THIẾT KẾ HỘP CHẠY DAO THƯỜNG

Hộp chạy dao thường là loại hộp chạy dao đảm bảo sự di động của dao hay của phôi trong quá trình cắt với một giá trị lượng chạy dao cho trước nhưng không đòi hỏi đạt độ chính xác cao cho giá trị này. Có thể có sai số nhất định giữa lượng di động thực tế và lượng chạy dao cho trước. Ví dụ: hộp chạy dao của máy khoan, máy phay ...

Để tận dụng khả năng cắt hợp lý, đây các giá trị lượng chạy dao của hộp chạy dao này tuân theo qui luật cấp số nhân. Thứ nguyên của lượng chạy dao có thể là  $[mm/ph]$  nếu chuyển động chạy dao độc lập và là  $[mm/v]$  nếu chuyển động chạy dao phụ thuộc vào chuyển động chính. Cơ cấu truyền động trong hộp chạy dao thường là cơ cấu bánh răng di trượt. Do đó, cách thiết kế hộp chạy dao thường được tiến hành tương tự như cách thiết kế hộp tốc độ dùng cơ cấu bánh răng di trượt (đã trình bày ở chương 2).

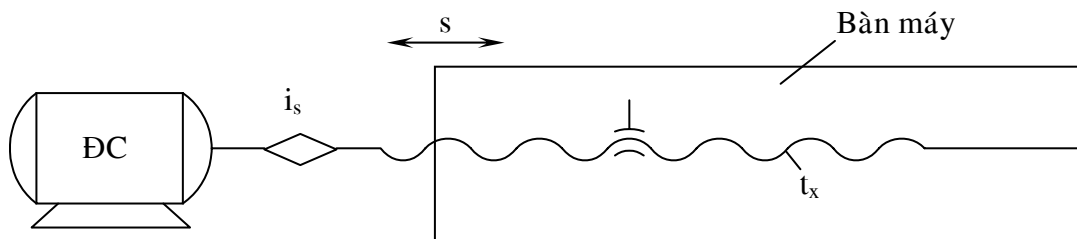
**Lưu ý:** Trước khi thiết kế loại hộp chạy dao này, cần chuyển các giá trị lượng chạy dao  $s_1, s_2, \dots, s_n$  thành chuỗi số vòng quay của cơ cấu chấp hành  $n_{s1}, n_{s2}, \dots, n_{sn}$  để bài toán thiết kế giống với quá trình thiết kế hộp tốc độ. Tùy thuộc vào cơ cấu biến đổi ở cuối xích chạy dao mà có cách tính toán khác nhau.

Xét xích chạy dao của máy phay vạn năng (hình 3-1). Hộp chạy dao có tỉ số truyền  $i_s$  truyền chuyển động từ động cơ chạy dao đến bàn máy. Cơ cấu biến đổi chuyển động quay thành chuyển động tịnh tiến ở đây là cơ cấu vít me – đai ốc, có bước  $t_x [mm]$ . Phương trình xích chạy dao có dạng:

$$n_{dc} \cdot i_s \cdot t_x = s [mm/ph] \quad (3-2)$$

Trong trường hợp này, hộp chạy dao được xem như là hộp tốc độ có số vòng quay  $n_0$  của trục vào (trục I) là số vòng quay của động cơ  $n_{dc}$  [v/ph] và số vòng quay  $n_s$  của trục ra được tính:

$$n_s = n_{dc} \cdot i_s = \frac{s}{t_x} \quad (3-3)$$



Hình 3-1: Sơ đồ kết cấu động học xích chạy dao của máy phay vạn năng

Do lượng chạy dao thay đổi  $s_1, s_2, \dots, s_n$  nên:

$$n_{s1} = \frac{s_1}{t_x}; n_{s2} = \frac{s_2}{t_x}; \dots; n_{sn} = \frac{s_n}{t_x} \quad (3-4)$$

Xét xích chạy dao của máy khoan đứng (hình 3-2). Do chuyển động chạy dao phụ thuộc vào chuyển động chính và cơ cấu biến đổi chuyển động quay thành chuyển động tịnh tiến là cơ cấu bánh răng – thanh răng nên phương trình xích chạy dao có dạng:

$$1_{vtc} \cdot i_s \cdot \pi m Z = s \text{ [mm/v]} \quad (3-5)$$

với:  $m$  và  $Z$  – môđun và số răng của bánh răng.

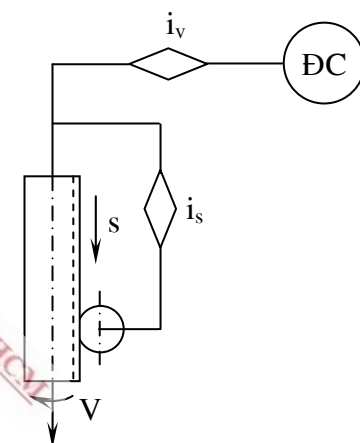
Số vòng quay  $n_0$  của trục vào (trục I) trong hộp chạy dao có thể chọn là số vòng quay nhỏ nhất của trục chính máy khoan  $n_{min}$  [v/ph] và số vòng quay  $n_s$  của trục ra được tính:

$$n_{s1} = \frac{s_1}{\pi m Z}; n_{s2} = \frac{s_2}{\pi m Z}; \dots; n_{sn} = \frac{s_n}{\pi m Z} \quad (3-6)$$

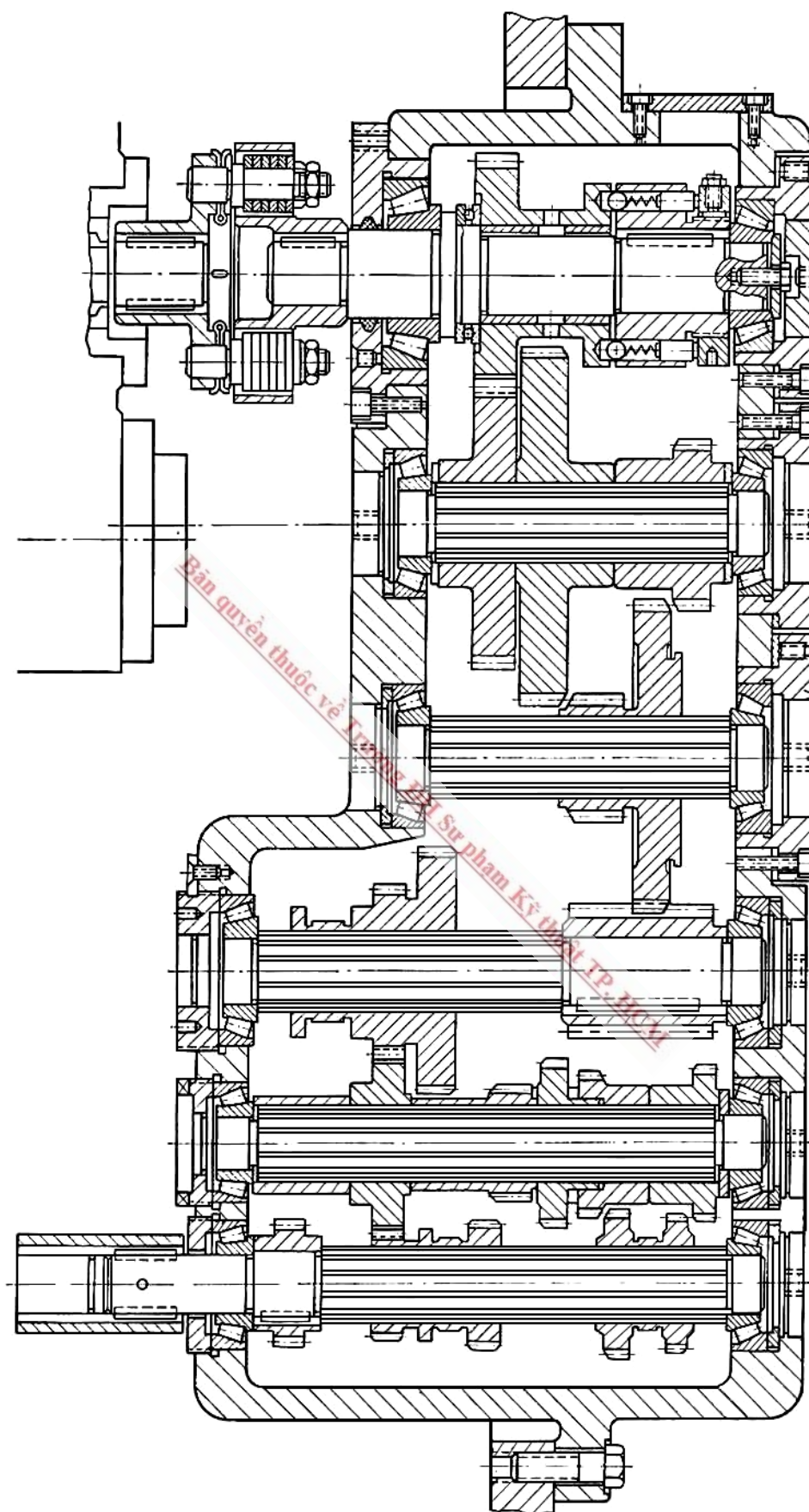
Trên cơ sở đó, hoàn toàn có thể thiết kế hộp chạy dao theo phương pháp đã biết.

Hình 3-3 và 3-4 là bản vẽ lắp khai triển của một số hộp chạy dao loại này.

Ngoài ra, để kết cấu hộp chạy dao đơn giản và kích thước nhỏ gọn, người ta còn dùng hộp chạy dao kết hợp giữa cơ cấu bánh răng di trượt và bánh răng thay thế. Phương pháp thiết kế loại hộp chạy dao này tương tự như hộp tốc độ dùng bánh răng thay thế.

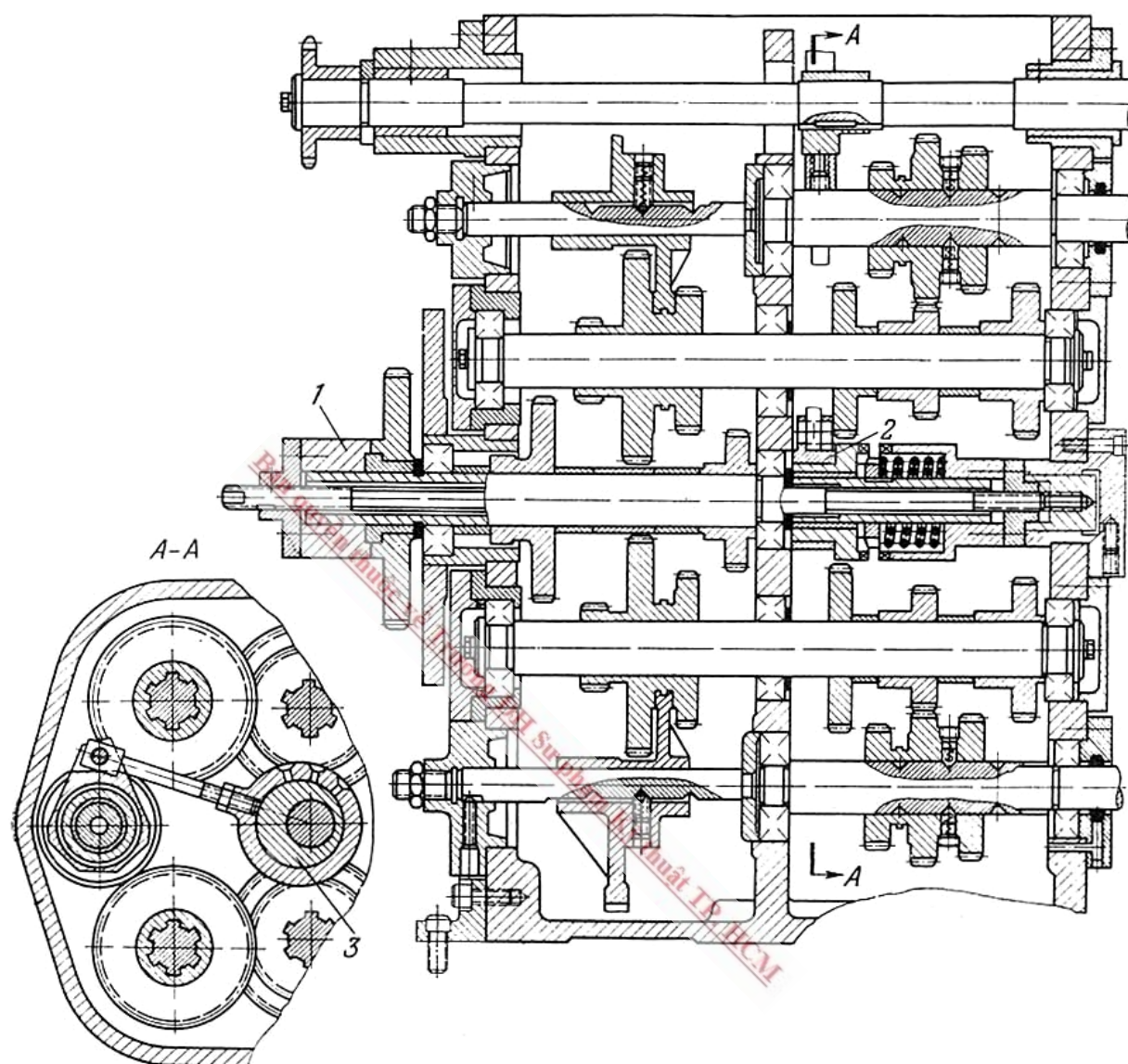


Hình 3-2: Sơ đồ kết cấu động học của máy khoan



Hình 3-3: Bản vẽ khai triển hộp chạy dao của máy bào





Hình 3-4: Bản vẽ khai triển hộp chạy dao máy tiện Revolve 11B65

### 3.3. PHƯƠNG PHÁP THIẾT KẾ HỘP CHẠY DAO CHÍNH XÁC

Hộp chạy dao chính xác là loại hộp chạy dao đảm bảo tỷ số truyền chính xác giữa dao và phôi như hộp chạy dao của máy tiện ren vít vạn năng. Giá trị lượng chạy dao ở đây chính là các bước ren cần tiện (đã được tiêu chuẩn hóa). Vì thế dãy số lượng chạy dao không phải là cấp số cộng, cũng không phải là cấp số nhân. Nếu tỷ số truyền thực tế của hộp chạy dao có sai số so với tỷ số truyền tính toán, sai số đó sẽ phản ảnh trực tiếp tới độ chính xác của bước ren được cắt. Do đó, tỷ số truyền của hộp chạy dao loại này yêu cầu phải thật chính xác.

Hãy xem xét hộp chạy dao của máy tiện ren vít vạn năng. Mặc dù máy tiện có hai chức năng: tiện trơn và tiện ren nhưng khi thiết kế hộp chạy dao, người ta chỉ chú trọng đảm bảo chức năng tiện ren. Khi thiết kế xong, người ta tính lại các giá trị lượng chạy dao để tiện trơn. Các giá trị này có thể trùng nhau, gần khít nhau hoặc hơi bị cách quãng xa nhau. Tuy nhiên trên thực tế, điều này không quan trọng lắm vì các lượng chạy dao này nói chung là khá dày đặc nên những chỗ cách quãng hầu như ít gây ra tổn thất về năng suất gia công.

Nếu máy chỉ dùng để cắt một loại ren thì việc chọn tỉ số truyền sẽ đơn giản hơn nhiều. Thực tế máy tiện thường được thiết kế để cắt nhiều loại ren khác nhau (ren Quốc tế, ren Anh, ren modul, ren Pitch ...). Trong trường hợp đó, nếu bước ren được cắt và bước vít me nằm trong hai hệ thống đo lường khác nhau thì trong phép tính tỉ số truyền xuất hiện một thừa số đặc biệt và việc tính toán trở nên phức tạp hơn.

Phương trình cơ bản của xích cắt ren như sau:

$$1 \text{ vtc} \cdot i_b \cdot i_s \cdot t_x = t_p$$
$$\text{hay } i_s = \frac{t_p}{i_b \cdot t_x} \quad (3-7)$$

với:  $t_x$  – bước ren của trục vít me.

$t_p$  – bước ren cần cắt trên phôi.

$i_b$  – tỉ số truyền của nhóm truyền động bù, bao gồm tỉ số truyền của bộ bánh răng thay thế  $i_{tt}$  và tỉ số truyền cố định  $i_{cd}$  để bù trừ cho sự sai khác giữa hai hệ thống đo lường vào xích truyền động.

$$i_b = i_{tt} \cdot i_{cd}$$

$i_s$  – tỉ số truyền của hộp chạy dao.

Hộp chạy dao của máy tiện thường được chia thành hai nhóm sau:

– *Nhóm cơ sở* (có tỉ số truyền  $i_{cs}$ ): dùng để gia công một dãy các bước ren cơ sở. Nhóm cơ sở thường sử dụng các cơ cấu sau:

- Cơ cấu Norton như trong máy tiện T620.
- Cơ cấu bánh răng di trượt như trong máy tiện T616.



– *Nhóm gấp bội* (có tỉ số truyền  $i_{gb}$ ): dùng để khuếch đại khi gia công các bước ren khác có tỉ lệ gấp 2, 4, 8 lần dãy các bước ren cơ sở. Nhóm gấp bội thường sử dụng các cơ cấu sau:

- Cơ cấu bánh răng di trượt như trong máy tiện T620.
- Cơ cấu Mê an như trong máy tiện T616.
- Cơ cấu then kéo như trong máy tiện 1330.

Về nguyên tắc, nhóm cơ sở và nhóm gấp bội có thể đổi chỗ cho nhau và có thể nằm tại một vị trí bất kì trên xích chạy dao. Tuy nhiên, thường nhóm cơ sở được bố trí phía trước và nhóm gấp bội nằm liền kề theo sau trong hộp chạy dao. Do đó, tỉ số truyền  $i_s$  của hộp chạy dao gồm:

$$i_s = i_{cs} \cdot i_{gb} \quad (3-8)$$

Để gia công các loại ren hệ mét (ren Quốc tế, ren môđun), sử dụng **đường truyền chủ động** của xích chạy dao (tức là nhóm cơ sở ở trạng thái chủ động). Ngược lại, khi gia công các loại ren hệ inch (ren Anh, ren Pitch), sử dụng **đường truyền bị động** của xích chạy dao (tức là nhóm cơ sở ở trạng thái bị động)

Quá trình thiết kế động học hộp chạy dao chính xác của máy tiện có thể theo các bước sau:

- *Bước 1*: Sắp xếp bước ren cần cắt thành bảng để tạo thành nhóm cơ sở và nhóm gấp bội.
- *Bước 2*: Thiết kế nhóm cơ sở.
- *Bước 3*: Thiết kế nhóm gấp bội.
- *Bước 4*: Thiết kế nhóm truyền động bù.
- *Bước 5*: Kiểm tra bước ren.

Sau khi xác định được sơ đồ động của hộp chạy dao, cần tính toán phần động lực học để xác định kích thước cụ thể các chi tiết truyền động trong hộp.

### **3.3.1. Sắp xếp bước ren thành bảng**

Dựa vào yêu cầu tiện được các loại ren khác nhau và giá trị các bước ren cần cắt mà sắp xếp các bước ren cần cắt thành bảng. Tùy thuộc vào số loại bước ren, cần có số lượng bảng tương ứng. Trường hợp phức tạp nhất là máy có khả năng tiện được cả 4 loại ren (ren Quốc tế, ren Anh, ren môđun, ren Pitch). Khi sắp xếp, cần tuân theo các nguyên tắc sau:

- *Số hàng*: biểu thị số lượng tỉ số truyền của nhóm cơ sở. Tùy thuộc vào số lượng các bước ren cần cắt mà quyết định số hàng, thường không quá 10 hàng. Số hàng càng ít càng tốt. Nếu số hàng quá lớn, số bánh răng trong nhóm cơ sở sẽ nhiều, khoảng cách giữa hai gối đỡ sẽ lớn, làm cho độ cứng vững của nhóm này kém.

– Số cột: biểu thị số lượng tỉ số truyền của nhóm gấp bội. Vì nhóm gấp bội chỉ nên có 4 tỉ số truyền nên thường sắp xếp các bước ren theo 4 cột. Do tỉ số truyền nhóm gấp bội tuân theo quy luật cấp số nhân với công bội  $\varphi_{gb} = 2$  nên **giá trị bước ren trong các cột của cùng một hàng cũng phải tuân theo quy luật cấp số nhân với công bội  $\varphi_{gb} = 2$ .**

– Ren Quốc tế (có bước  $t_p$ ) được sắp xếp theo thứ tự giá trị tăng dần từ trên xuống dưới và từ trái qua phải.

– Ren Anh (có số ren  $n$  trong 1 inch) được sắp xếp theo thứ tự giá trị giảm dần từ trên xuống và từ trái qua phải.

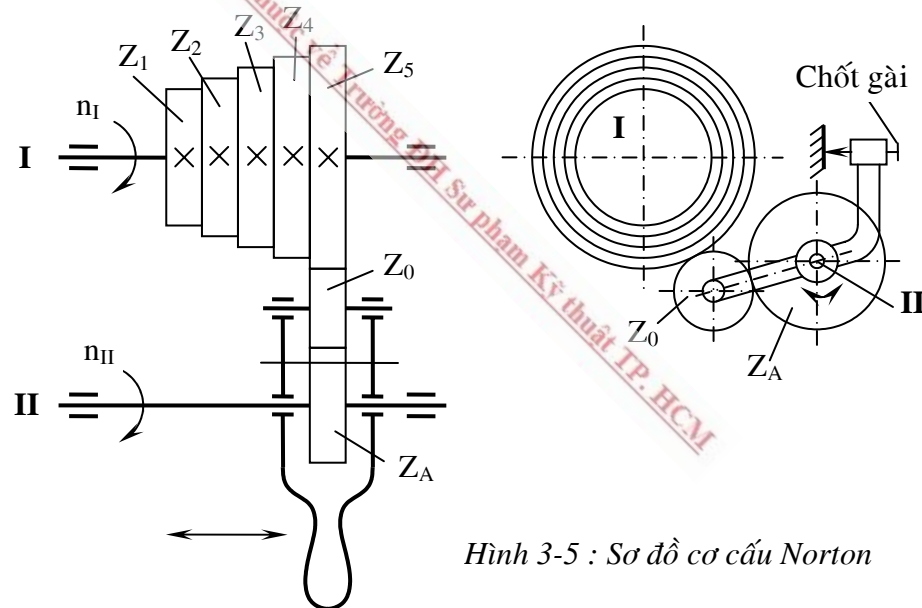
– Ren môđun (có môđun  $m$ ) được sắp xếp theo qui luật như ren Quốc tế.

– Ren Pitch (có đường kính Pitch  $D_p$ ) được sắp xếp theo qui luật như ren Anh.

Lưu ý: Để đảm bảo số lượng bánh răng trong nhóm cơ sở là ít nhất, **các ô có vị trí tương ứng trong các bảng phải tỉ lệ với nhau theo một hằng số cố định.**

### 3.3.2. Thiết kế nhóm cơ sở

#### 1. Nhóm cơ sở dùng cơ cấu Norton



Hình 3-5 : Sơ đồ cơ cấu Norton

Cơ cấu Norton gồm khối bánh răng hình tháp có số răng khác nhau  $Z_1, Z_2 \dots Z_n$  lắp cố định trên trục I. Chuyển động được truyền từ trục I đến trục II nhờ bánh răng trung gian  $Z_0$ , có thể ăn khớp với bất kỳ bánh răng nào của khối bánh răng hình tháp và cùng di động với bánh răng  $Z_A$  trên trục II. Để đảm bảo độ cứng vững cần thiết, số lượng bánh răng của khối hình tháp không nên quá 10. Số răng của các bánh răng trong khối bánh răng hình tháp thường là  $Z_N = 24 \div 60$  (trường hợp đặc biệt có thể lấy  $Z_N = 18 \div 75$ ).

### Ưu điểm

- Vì dùng bánh răng trung gian  $Z_0$ , nên tổng số răng của bánh răng chủ động và bị động (để thực hiện các tỉ số truyền khác nhau) không cần là một hằng số. Do đó, sự lựa chọn số răng  $Z_N$  sẽ dễ dàng hơn khi khoảng cách giữa hai trục không đổi.
- Số lượng bánh răng cần thiết trong cơ cấu ít, nếu cần n tỷ số truyền thì chỉ cần  $(n + 2)$  bánh răng. Kích thước hộp tương đối nhỏ, vì các bánh răng đặt khít nhau.
- Tổn thất công suất nhỏ do không có những bánh răng chạy không.

### Nhược điểm

- Độ cứng vững kém do dùng bánh răng trung gian.
- Khó dùng được bánh răng nghiêng.
- Các bánh răng trong khối bánh răng hình tháp cần mỏng để hạn chế kích thước về chiều dài.

Nhiệm vụ thiết kế là phải tính toán số răng  $Z_N$  của các bánh răng trong khối bánh răng hình tháp sao cho hộp chạy dao cắt được nhiều loại ren khác nhau. Hãy xét các trường hợp cụ thể sau:

#### a. Cắt ren Quốc tế

Khối bánh răng hình tháp đóng vai trò chủ động và tỉ số truyền của nhóm cơ sở (cũng chính là của cơ cấu Norton)  $i_{cs} = i_N = \frac{Z_N}{Z_A}$ .

Giả sử các bước ren Quốc tế cần tiện là:  $t_{p1}, t_{p2}, t_{p3}, \dots, t_{pn}$  [mm]. Phương trình xích chạy dao để cắt một bước ren  $t_{pi}$  bất kỳ là:

$$t_{pi} = 1 \text{ vtc} \cdot i_b \cdot i_{Ni} \cdot i_{gb} \cdot t_x \quad (3-9)$$

Do  $i_N = \frac{Z_N}{Z_A}$ , nên phương trình (3-9) có thể viết lại:

$$t_{pi} = 1 \text{ vtc} \cdot i_b \cdot \frac{Z_N}{Z_A} \cdot i_{gb} \cdot t_x = C \cdot i_{gb} \cdot Z_N \quad (3-10)$$

$$\text{Với } C = i_b \cdot t_x \cdot \frac{1}{Z_A} = \text{const}$$

Như vậy ta có:

$$t_{p1} = C \cdot i_{gb} \cdot Z_1$$

$$t_{p2} = C \cdot i_{gb} \cdot Z_2$$

$$t_{p3} = C \cdot i_{gb} \cdot Z_3$$

$$\dots\dots\dots$$

$$t_{pn} = C \cdot i_{gb} \cdot Z_n$$

$$\text{Suy ra: } t_{p1} : t_{p2} : t_{p3} : \dots : t_{pn} = Z_1 : Z_2 : Z_3 : \dots : Z_n \quad (3-11)$$

*Kết luận: Các bước ren Quốc tế cần cắt tỉ lệ thuận với số răng của cơ cấu Norton.*

*b. Cắt răng Anh*

Khối bánh răng hình tháp đóng vai trò bị động và tỉ số truyền của cơ cấu Norton

$$i_{cs} = i_N = \frac{Z_A}{Z_N}.$$

Giả sử các ren Anh cần tiện có số ren  $n$  trên 1 inch là:  $n_1, n_2, n_3, \dots, n_n$ . Bước của ren Anh được qui đổi theo hệ mét là:  $t_{pi} = \frac{25,4}{n_i} [mm]$ .

Tương tự như trên, phương trình (3-9) được viết lại như sau:

$$\frac{25,4}{n_i} = 1 \text{ vtc} \cdot i_b \cdot \frac{Z_A}{Z_N} \cdot i_{gb} \cdot t_x$$

hay:  $n_i = \frac{25,4}{i_b \cdot Z_A \cdot t_x} \cdot \frac{1}{i_{gb}} \cdot Z_N = C \cdot \frac{1}{i_{gb}} \cdot Z_N$  (3-12)

$$\text{Với } C = \frac{25,4}{i_b \cdot Z_A \cdot t_x} = \text{const.}$$

Như vậy ta có:

$$\begin{aligned} n_1 &= C \cdot \frac{1}{i_{gb}} \cdot Z_1 \\ n_2 &= C \cdot \frac{1}{i_{gb}} \cdot Z_2 \\ n_3 &= C \cdot \frac{1}{i_{gb}} \cdot Z_3 \\ &\dots\dots\dots \\ n_n &= C \cdot \frac{1}{i_{gb}} \cdot Z_n \end{aligned}$$

$$\text{Suy ra: } n_1 : n_2 : n_3 : \dots : n_n = Z_1 : Z_2 : Z_3 : \dots : Z_n \quad (3-13)$$

*Kết luận: Các bước ren Anh cần cắt cũng tỉ lệ thuận với số răng của cơ cấu Norton.*

*c. Cắt răng môđun:* Tương tự như khi cắt ren Quốc tế, khối bánh răng hình tháp đóng vai trò chủ động.

Bước của ren môđun  $t_p = \pi \cdot m$  ( $m$  là môđun).

$$\text{Ta có: } m_1 : m_2 : m_3 : \dots : m_n = Z_1 : Z_2 : Z_3 : \dots : Z_n. \quad (3-14)$$

*Kết luận: Các bước của ren môđun cần cắt cũng tỉ lệ thuận với số răng của cơ cấu Norton.*

d. *Cắt răng Pitch*: Tương tự như khi cắt ren Anh, khối bánh răng hình tháp đóng vai trò bị động.

$$\text{Bước của ren Pitch: } t_p = \frac{25,4\pi}{D_p} \quad (D_p: \text{đường kính Pitch}).$$

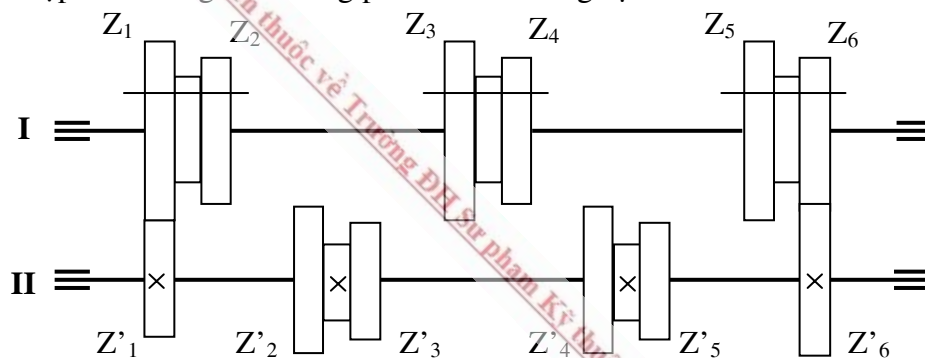
$$\text{Ta có: } D_{P1} : D_{P2} : D_{P3} : \dots : D_{Pn} = Z_1 : Z_2 : Z_3 : \dots : Z_n. \quad (3-15)$$

*Kết luận: Các bước của ren Pitch cũng tỉ lệ thuận với số răng của cơ cấu Norton.*

## 2. Nhóm cơ sở dùng cơ cấu bánh răng di trượt

### a. Đặc điểm:

Khác với cơ cấu bánh răng di trượt trong hộp tốc độ, để kích thước hộp chạy dao nhỏ gọn, cơ cấu bánh răng di trượt trong nhóm cơ sở của hộp chạy dao chỉ bố trí hai trục. Để đảm bảo số tỉ số truyền lớn giữa hai trục (thường từ 5 đến 8 tỉ số truyền) không thể dùng khối bánh răng di trượt nhiều bậc mà phải tách ra thành những khối di trượt 1 và 2 bậc. Tuy nhiên, do khoảng cách trục không đổi và để đảm bảo tỉ số truyền chính xác của các cặp bánh răng ăn khớp, người ta phải sử dụng các môđun khác nhau cho các cặp bánh răng và thường phải là bánh răng dịch chỉnh.



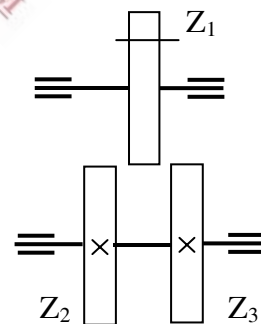
Hình 3-6 : Sơ đồ động cơ cấu bánh răng di trượt dùng trong nhóm cơ sở

### Ưu điểm:

- Độ cứng vững của cơ cấu tốt.
- Công suất truyền lớn.
- Điều khiển đơn giản.

*Nhược điểm:* Kích thước chiều trục dài.

Để khắc phục nhược điểm này, có thể sử dụng bánh răng dùng chung (hình 3-7). Để tạo ra 2 tỉ số truyền, chỉ cần 3 bánh răng trong đó bánh răng dùng chung  $Z_1$  có thể ăn khớp với 2 bánh răng khác nhau. Tất nhiên hiệu số răng  $(Z_2 - Z_3)$  không thể quá lớn, vượt ra ngoài khả năng dịch chỉnh, thường  $(Z_2 - Z_3) \leq 3$ .



Hình 3-7 : Sơ đồ bánh răng dùng chung

*b. Phương pháp tính toán:*

- Xác định các tỉ số truyền của nhóm cơ sở  $i_{cs}$

Từ công thức (3-7), suy ra: 
$$i_{cs} = \frac{t_p}{i_b \cdot i_{gb} \cdot t_x} = \frac{t_p}{C} \quad (3-16)$$

Với  $C = i_b \cdot i_{gb} \cdot t_x$ . Để tính  $C$ , phải chọn trước  $i_b$ ,  $i_{gb}$  và  $t_x$ . Thông thường chọn  $i_{gb} = 1$ ,  $t_x = 6\text{mm}$  hoặc  $12\text{mm}$ . Còn với  $i_b = i_{it} \cdot i_{cd}$ , dựa vào một số loại máy hiện có chọn trước  $i_{it}$  (chẳng hạn chọn  $i_{it} = \frac{30}{36}$ ), thường  $i_{cd} = 1$ .

Dựa vào bảng sắp xếp bước ren, chọn một cột có đầy đủ các bước ren làm dãy các bước ren cơ sở ( $t_{p1}, t_{p2}, \dots$ ) tương ứng với  $i_{gb} = 1$ .

Tính các tỉ số truyền của nhóm cơ sở  $i_{cs}$  và biến đổi chúng dưới dạng tối giản  $\frac{A}{B}$ :

$$i_{cs1} = \frac{t_{p1}}{C} = \frac{A_1}{B_1}; i_{cs2} = \frac{t_{p2}}{C} = \frac{A_2}{B_2}; \dots; i_{csn} = \frac{t_{pn}}{C} = \frac{A_n}{B_n}$$

Tổng quát: 
$$i_{csi} = \frac{t_{pi}}{C} = \frac{A_i}{B_i} \quad (3-17)$$

- Tính tổng số răng  $Z_{Ti}$  của từng cặp bánh răng ăn khớp trong cơ cấu bánh răng di trượt theo công thức:

$$Z_{Ti} = \frac{2A}{m_i} \quad (3-18)$$

với:  $A$  – khoảng cách trục (tham khảo các máy hiện có, ví dụ chọn  $A = 78\text{mm}$  hoặc  $84\text{mm}$ ).

$m_i$  – môđun của bánh răng, có thể sử dụng nhiều môđun khác nhau để tạo nhiều tổng số răng khác nhau. Ví dụ cho  $m_i$  biến thiên như sau  $m_i = 2; 2,25; 2,5; 2,75; 3; 3,5; 4 \dots$

- Tính hệ số  $k_i = A_i + B_i$ , với  $A_i$  và  $B_i$  là tử số và mẫu số của các  $i_{csi}$
- Tính các số nguyên  $a_i$  theo công thức  $a_i = \frac{Z_{Ti}}{k_i}$ . Nếu  $a_i$  không phải là số nguyên nhưng sai khác không nhiều thì có thể qui tròn gần đúng. Trong trường hợp sự sai khác quá lớn so với các số nguyên gần nhất thì có thể bỏ trống giá trị đó.
- Tính số răng của các cặp bánh răng theo nguyên tắc sau:

$$i_{csi} = \frac{Z_i}{Z'_i} = \frac{a_i \cdot A_i}{a_i \cdot B_i} \quad (3-19)$$



- Lập bảng tính số răng theo mẫu và lần lượt điền các giá trị đã có

Bảng 3-2: Bảng tính số răng của nhóm cơ sở

		$i_{csi} = A_i/B_i$					
		$i_{cs1}$	$i_{cs2}$	...	...	...	$i_{csn}$
$Z_{Ti}$	$k_i$ $m_i$	$k_1$	$k_2$	...	...	...	$k_n$
$Z_{T1}$	$m_1$						
$Z_{T2}$	$m_2$						
...	...						
$Z_{Tn}$	$m_n$						

Dựa vào bảng trên để chọn số răng cho các cặp bánh răng trong nhóm cơ sở. Tuy nhiên cần chú ý một số vấn đề sau:

- Không nên chọn quá nhiều loại môđun khác nhau vì như thế sẽ làm cho quá trình gia công hộp chạy dao thêm khó khăn.
- Cố gắng tận dụng phương pháp bánh răng dùng chung để giảm kích thước chiều trục của hộp bằng cách chọn những ô nằm trên một hàng ngang có cùng tử số hoặc mẫu số để ghép chúng thành một đôi. Đôi đó chỉ có 3 bánh răng nhưng có thể tạo ra hai tỉ số truyền khác nhau (vì có 1 bánh răng dùng chung).
- Nếu không thể chọn được bánh răng dùng chung nào, có thể thay đổi một trong số các trị số chọn trước như tỉ số truyền  $i_{tt}$  hoặc khoảng cách trục  $A$  để có được một loạt các giá trị  $i_{csi}$  mới và lập lại quá trình tính toán như trên cho đến khi đạt kết quả mong muốn.

### 3.3.3. Thiết kế nhóm gấp bội

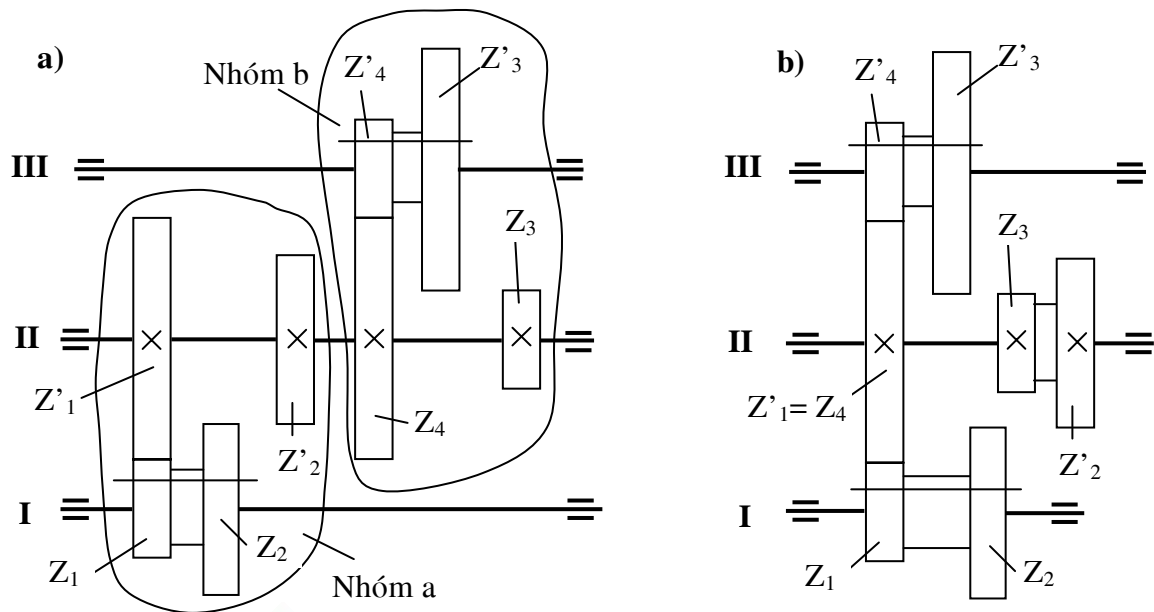
Nhóm gấp bội thường có 4 tỉ số truyền với công bội  $\varphi = 2$ . Hai dãy số  $i_{gb}$  thường sử dụng cho nhóm gấp bội có giá trị là:

$$i_{gb} = \frac{1}{4} ; \frac{1}{2} ; \frac{1}{1} ; \frac{2}{1} \text{ hoặc } i_{gb} = \frac{1}{8} ; \frac{1}{4} ; \frac{1}{2} ; \frac{1}{1}$$

#### 1. Nhóm gấp bội dùng cơ cấu bánh răng di trượt

Ưu điểm: Có độ cứng vững cao, tổn thất công suất nhỏ.

Với 4 tỉ số truyền  $i_{gb}$  của nhóm gấp bội, có thể dùng hai nhóm bánh răng di trượt, mỗi nhóm có hai cặp bánh răng và đặt trên 3 trục như hình 3-8.



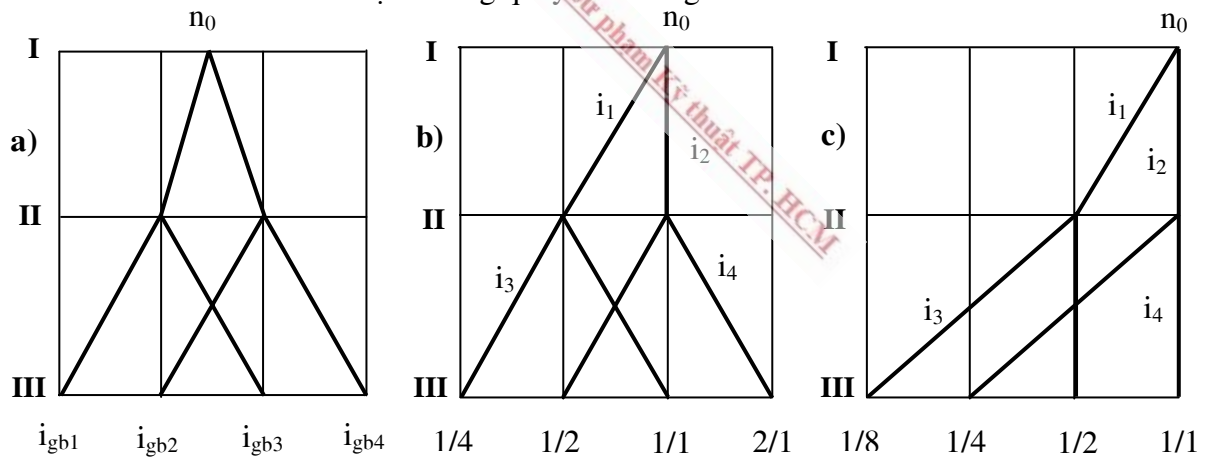
Hình 3-8: Nhóm gấp bội dùng cơ cấu bánh răng di trượt  
a) Không có bánh răng dùng chung b) có bánh răng dùng chung

Phương án không gian và phương án thứ tự như sau:

PAKG: 2 x 2

PATT I-II: 2[1]x2[2]

Lưới kết cấu và đồ thị số vòng quay cho trong hình 3-9.



Hình 3-9: Lưới kết cấu và đồ thị số vòng quay nhóm gấp bội dùng cơ cấu bánh răng di trượt

Dựa vào đồ thị số vòng quay, xác định các tỉ số truyền  $i_1, i_2, i_3, i_4$  và tính lại các  $i_{gb}$ . Ví dụ trong trường hợp sử dụng dãy  $i_{gb} = \frac{1}{4}; \frac{1}{2}; \frac{1}{1}; \frac{2}{1}$  (hình 3-9b) thì:

$$i_{gb1} = \frac{1}{4} = i_1, i_3 = \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{2} = \frac{1}{4}$$

$$i_{gb2} = \frac{1}{2} = i_2. i_3 = 1 \cdot \frac{1}{2} = \frac{1}{2}$$

$$i_{gb3} = 1 = i_1. i_4 = \frac{1}{2} \cdot \frac{2}{1} = 1$$

$$i_{gb4} = 2 = i_2. i_4 = 1 \cdot \frac{2}{1} = 2$$

Tính số răng của các bánh răng trong nhóm a và b:

– Nhóm a: Các điều kiện để tính số răng:

$$\begin{cases} Z_1 + Z_1' = Z_2 + Z_2' = 2Z_0 = const & (3-20) \\ i_1 = \frac{Z_1}{Z_1'} = \frac{1}{2} & (3-21) \\ i_2 = \frac{Z_2}{Z_2'} = \frac{1}{1} & (3-22) \end{cases}$$

Chọn trước tổng số răng  $2Z_0$  sao cho có thể chia hết cho 3 và cho 2, nghĩa là  $2Z_0$  phải chia hết cho 6. Sau đó tính ra số răng của các bánh răng nhóm a.

– Nhóm b: Tính tương tự như nhóm a với điều kiện:

$$\begin{cases} Z_3 + Z_3' = Z_4 + Z_4' = 2Z_0 = const & (3-23) \\ i_3 = \frac{Z_3}{Z_3'} = \frac{1}{2} & (3-24) \\ i_4 = \frac{Z_4}{Z_4'} = \frac{2}{1} & (3-25) \end{cases}$$

Lưu ý: Để tạo thuận lợi cho việc gia công, cần chú ý các điểm sau:

- Các bánh răng trong cả 2 nhóm di trượt nên có cùng môđun.
- Nhóm gấp bội cũng nên thiết kế có bánh răng dùng chung (hình 3-8b). Do đó, khi tính số răng của 2 nhóm di trượt a và b nên chọn cùng một trị số  $2Z_0$ .
- Tâm của các trục nhóm gấp bội nên lấy trùng với tâm của các trục của nhóm cơ sở. Do đó, khi tính nhóm cơ sở và nhóm gấp bội cần lưu ý tới việc chọn khoảng cách trục A.

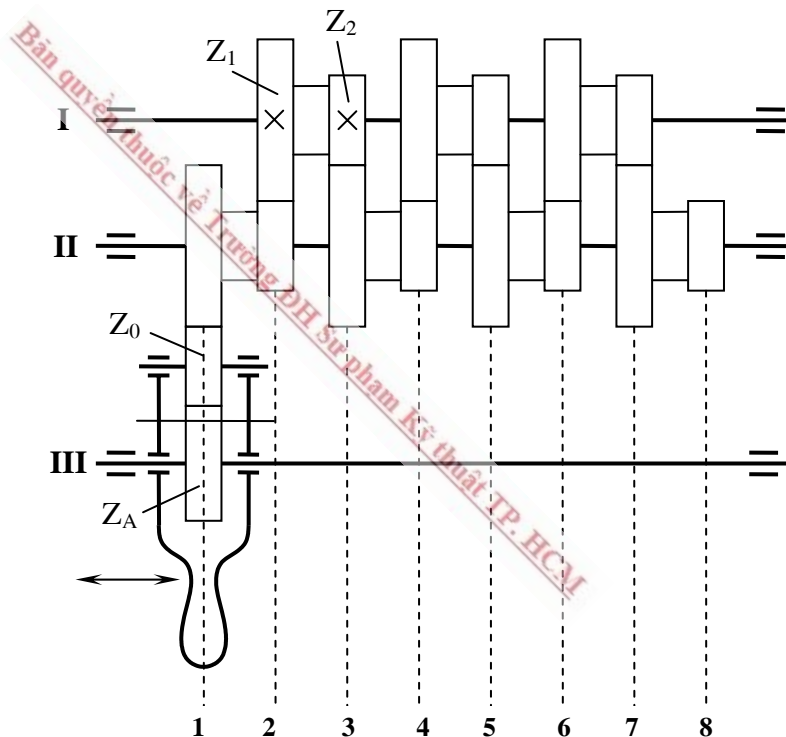
## 2. Nhóm gấp bội dùng cơ cấu Mêan

### a. Cấu tạo:

Mêan là một cơ cấu truyền động có ba trục I, II và III. Trên hai trục I và II lắp những khối bánh răng 2 bậc  $Z_1$ - $Z_2$  giống nhau, trong đó chỉ có khối bánh răng đầu ở trục chủ động I được lắp cố định vào trục còn các khối khác lắp lỏng không và luôn ăn khớp với nhau. Chuyển động truyền đến trục III nhờ bánh răng trung gian  $Z_0$  và bánh

răng di trượt  $Z_A$ . Tùy theo vị trí của bánh răng di trượt trên trục III mà cơ cấu Mêan thực hiện những tỉ số truyền khác nhau (hình 3-10).

- Ưu điểm
  - Kích thước theo chiều trục nhỏ.
  - Phạm vi điều chỉnh lượng chạy dao lớn.
  - Chế tạo đơn giản vì các khối bánh răng đều giống nhau.
- Nhược điểm
  - Hiệu suất truyền động kém vì tất cả các bánh răng đều quay.
  - Bánh răng trung gian làm cho cơ cấu kém cứng vững, công suất truyền không lớn. Tuy nhiên, do nhóm gấp bội chỉ cần 4 tỉ số truyền nên trong thực tế người ta bỏ bánh răng trung gian (hình 3-11). Khi đó, bánh răng di trượt  $Z_A$  chỉ có thể ăn khớp với các bánh răng lớn trong khối bánh răng 2 bậc.



Hình 3-10 : Sơ đồ động cơ cấu Mêan

b. Phương pháp tính toán

Hãy xem xét nhóm gấp bội của hộp chạy dao máy tiện T616. Các tỉ số truyền  $i_{gb}$

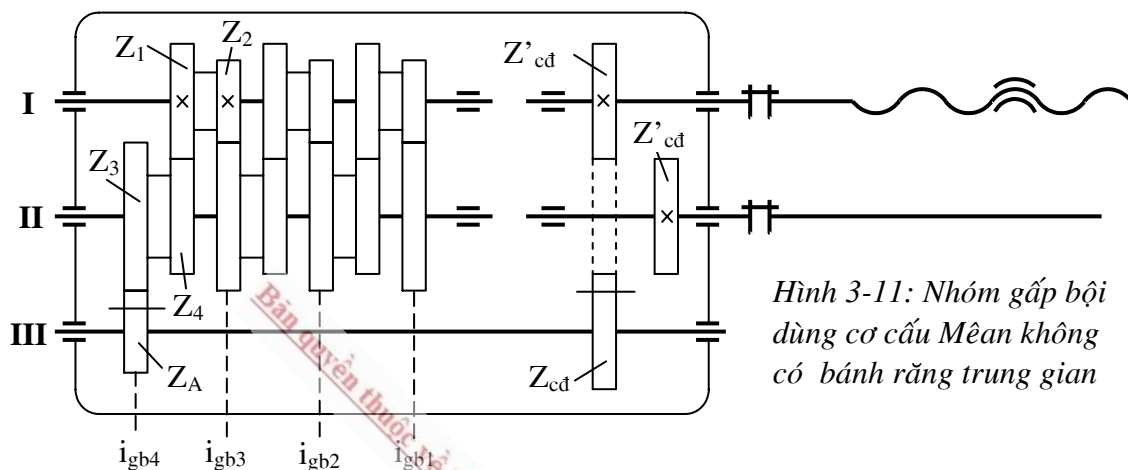
gồm: 
$$i_{gb4} = \frac{Z_1}{Z_4} \cdot \frac{Z_3}{Z_A} = \frac{2}{1}$$

$$i_{gb3} = \frac{Z_2}{Z_3} \cdot \frac{Z_3}{Z_A} = \frac{1}{1}$$

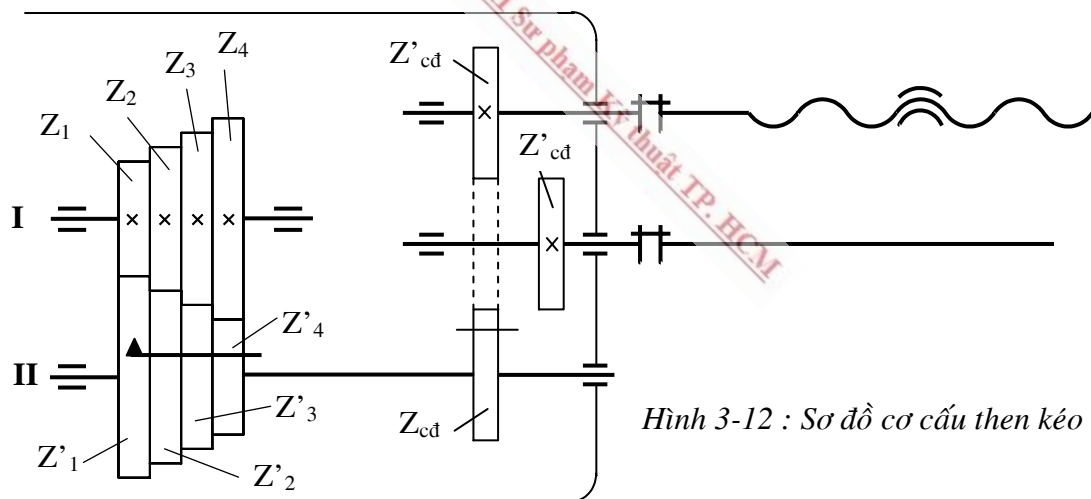
$$i_{gb2} = \frac{Z_2}{Z_3} \cdot \frac{Z_4}{Z_1} \cdot \frac{Z_2}{Z_3} \cdot \frac{Z_3}{Z_A} = \frac{1}{2}$$

$$i_{gb1} = \frac{Z_2}{Z_3} \cdot \frac{Z_4}{Z_1} \cdot \frac{Z_2}{Z_3} \cdot \frac{Z_4}{Z_1} \cdot \frac{Z_2}{Z_3} \cdot \frac{Z_3}{Z_A} = \frac{1}{4}$$

Để đơn giản trong tính toán, chọn  $Z_1 = Z_4$  và chọn trước  $Z_A$ . Từ đó tính ra số răng của các bánh răng trong nhóm.



### 3. Nhóm gấp bội dùng cơ cấu then kéo



#### a. Cấu tạo:

Kết cấu của cơ cấu then kéo gồm một số bánh răng lắp cố định trên trục chủ động I và một số bánh răng khác cùng ăn khớp lắp lồng không trên trục bị động II. Tùy theo vị trí của then kéo mà một trong những bánh răng lồng không sẽ được cố định với trục và thực hiện truyền động giữa hai trục tạo ra các tỉ số truyền gấp bội.

Theo thực tế, then kéo lắp trên trục bị động sẽ làm cho bánh răng cũng như bạc ít mòn hơn là lắp trên trục chủ động. Ngoài ra, để then kéo dễ lọt vào rãnh then của bánh răng, nên chế tạo nhiều rãnh then trên lỗ của bánh răng ( $2 \div 4$  rãnh).

– Ưu điểm

- Kích thước nhỏ gọn vì bánh răng lắp rất sát nhau, chỉ cần một độ hở nhỏ.
- Có thể dùng bánh răng nghiêng.

– Nhược điểm

- Độ bền và độ cứng vững kém nên không thể truyền mômen lớn, đặc biệt là với chi tiết trục rỗng cần có rãnh để đặt then.
- Độ mòn của bánh răng lớn, hiệu suất truyền động thấp vì bánh răng không làm việc vẫn ăn khớp.
- Không thể dùng bánh răng có đường kính lớn.

#### b. Phương pháp thiết kế

Khi thiết kế hộp chạy dao có nhóm gấp bội dùng cơ cấu then kéo, cần đảm bảo các điều kiện sau:

$$\begin{cases} Z_1 + Z_1' = Z_2 + Z_2' = Z_3 + Z_3' = Z_4 + Z_4' = 2Z_0 = \text{const} \end{cases} \quad (3-26)$$

$$\begin{cases} i_{gb} = \frac{1}{4} ; \frac{1}{2} ; \frac{1}{1} ; \frac{2}{1} \end{cases} \quad (3-27)$$

Để giải được hệ phương trình trên phải chọn trước  $2Z_0$ . Theo yêu cầu  $2Z_0$  phải là một số chia hết cho 2, 3, 5 nghĩa là phải chia hết cho 30. Các giá trị đạt yêu cầu đó là:

$$2Z_0 = 60; 90; 120; 180$$

Tuy nhiên, khi chọn  $2Z_0$  cần phải lưu ý khoảng cách trục trong nhóm gấp bội phải trùng với khoảng cách trục ở nhóm cơ sở, để tạo điều kiện thuận lợi việc gia công hộp chạy dao.

#### 3.3.4. Thiết kế nhóm truyền động bù

Nhóm truyền động  $i_b$  bù gồm:

- Bộ bánh răng thay thế:  $i_{tt}$ .
- Các cặp bánh răng cố định:  $i_{cd}$ .

$$\text{Vì vậy:} \quad i_b = i_{tt} \cdot i_{cd} \quad (3-28)$$

Ta đã biết, để gia công các loại ren hệ mét (ren Quốc tế, ren môđun), sử dụng đường truyền chủ động của xích chạy dao và tương ứng với đường truyền này cần có một tỉ số truyền cố định  $i_{cd1}$ . Ngoài ra, để tạo ra hai loại ren khác biệt này (ren Quốc tế và ren môđun), trong xích truyền động cần có 2 bộ bánh răng thay thế khác nhau  $i_{tt1}$  và  $i_{tt2}$ .



Ngược lại, khi gia công các loại ren hệ inch (ren Anh, ren Pitch), sử dụng đường truyền bị động của xích chạy dao và tương ứng với đường truyền này cần có một tỉ số truyền cố định  $i_{cd2}$ . Tương tự, cũng cần có 2 bộ bánh răng thay thế khác nhau cho hai loại ren này. Để kết cấu đơn giản, tận dụng lại 2 bộ bánh răng thay thế  $i_{tt1}$  và  $i_{tt2}$  ở trên.

Tóm lại:

- Để tiện ren Quốc tế: dùng xích chạy dao có  $i_{b1} = i_{cd1} \cdot i_{tt1}$
- Để tiện ren môđun: dùng xích chạy dao có  $i_{b2} = i_{cd1} \cdot i_{tt2}$
- Để tiện ren Anh : dùng xích chạy dao có  $i_{b3} = i_{cd2} \cdot i_{tt1}$
- Để tiện ren Pitch: dùng xích chạy dao có  $i_{b4} = i_{cd2} \cdot i_{tt2}$

Trước khi tính  $i_b$ , nên lập sơ đồ động của toàn xích chạy dao, trong đó cần xác định cách bố trí kết cấu của hộp, vị trí của các bộ bánh răng cố định và các ly hợp cần thiết.

Từ công thức (3-7), suy ra:

$$i_b = i_{cd} \cdot i_{tt} = \frac{t_p}{i_{cs} \cdot i_{gb} \cdot t_x} \quad (3-29)$$

Để tính  $i_{b1}$  cần cho máy cắt thử một bước ren nào đó của ren Quốc tế. Với  $t_x$  được chọn trước, đồng thời dựa vào bảng xếp ren có thể xác định  $i_{cs}$ ,  $i_{gb}$  tương ứng với bước ren đó và áp dụng công thức (3-29) để xác định  $i_{b1}$ . Có  $i_{b1}$ , chỉ cần chọn trước  $i_{cd1}$  sẽ tính được  $i_{tt1}$ .

Do tiện ren môđun cũng dùng cùng một tỉ số truyền  $i_{cd1}$  nên chỉ cần cho máy cắt thử một bước ren nào đó của ren môđun thì tính được  $i_{tt2}$ .

Cuối cùng để xác định  $i_{cd2}$ , cho máy cắt thử một bước ren nào đó của ren Anh và tính toán tương tự.

Khi tính toán tỉ số truyền, do sự khác biệt giữa hai hệ đo lường nên xuất hiện một thừa số đặc biệt và có thể chọn giá trị tương đương theo bảng dưới đây sao cho sai số là nhỏ nhất đồng thời bộ truyền cũng không quá lớn.

	Phân số tương đương				
$1'' = 25,4\text{mm}$	$\frac{127}{5}$	$\frac{40 \times 40}{7 \times 9}$	$\frac{18 \times 24}{17}$	$\frac{11 \times 30}{13}$	
Sai số %	0	- 0,013	+0,046	- 0,061	
$\pi = 3,14159$	$\frac{47 \times 127}{4 \times 5 \times 95}$	$\frac{19 \times 21}{127}$	$\frac{12 \times 127}{97 \times 5}$	$\frac{22}{7}$	$\frac{157}{50}$
Sai số %	- 0,0005	+0,004	+0,021	+0,04	- 0,05

### 3.3.5. Kiểm tra sai số bước ren

Do có sai số trong bước tính toán trên, cần tiến hành kiểm tra sai số các bước ren về mặt thiết kế. Tất nhiên sai số thiết kế này phải nhỏ hơn nhiều sai số thực khi gia công ren do còn có ảnh hưởng của các yếu tố khác trong quá trình chế tạo và lắp ráp máy cũng như trong quá trình gia công ren. Cần kiểm tra cho từng loại ren riêng biệt, nhưng mỗi loại ren chỉ cần kiểm tra một bước là đủ. Nếu sai số của một bước ren trong loại ren đó đạt yêu cầu thì các bước ren còn lại cũng sẽ đạt.

Cách kiểm tra như sau:

- Với mỗi loại ren, cần chọn một bước để kiểm tra.
- Tương ứng với bước ren đã chọn, xác định tỉ số truyền  $i_{cd}$ ,  $i_{tt}$ ,  $i_{cs}$ ,  $i_{gb}$
- Thế vào phương trình xích cắt ren để tính  $t'_p$ :

$$1 \cdot v_{tc} \cdot i_{cd} \cdot i_{tt} \cdot i_{cs} \cdot i_{gb} \cdot t_x = t'_p.$$

- Tính sai số bước ren  $\Delta t_p$ :

$$\Delta t_p = t'_p - t_p.$$

- So sánh:  $\Delta t_p \leq [\Delta t_p]$

Với  $[\Delta t_p]$  – sai số cho phép của bước ren, có thể lấy  $[\Delta t_p] = 0,1 \Delta d_0$ .

$\Delta d_0$ : dung sai của đường kính trung bình của ren (tra trong sổ tay cơ khí).

Trong thực tế, người ta có thể so sánh sai số bước ren của máy thiết kế với một máy có sẵn cùng cấp chính xác để đánh giá kết quả tính toán.

### 3.3.6. Thí dụ về thiết kế hộp chạy dao chính xác

Thiết kế hộp chạy dao của máy tiện vạn năng để tiện các loại ren sau:

- Ren Quốc tế có:  $t_p = 1 - 1,25 - 1,5 - 1,75 - 2 - 2,25 - 2,5 - 2,75 - 3 - 3,5 - 4 - 4,5 - 5 - 5,5 - 6 - 7 - 8 - 9 - 10 - 11 - 12 - 14$  [mm].

- Ren Anh có số ren trên 1 inch (1"):  $n = \frac{25,4}{t_p} = 30 - 28 - 24 - 22 - 20 - 19 - 18 - 16 - 15 - 14 - 12 - 11 - 10 - 9 - 8 - 7 - 6 - 5 - \frac{1}{2} - 5 - 4 - \frac{1}{2} - 4 - 3 - \frac{1}{2} - 3 - 2 - \frac{3}{4} - 2 - \frac{1}{2} - 2 - \frac{1}{4} - 2$ .

- Ren môđun có:  $m = \frac{t_p}{\pi} = 0,5 - 0,75 - 1 - 1,25 - 1,5 - 2 - 2,25 - 2,5 - 2,75 - 3 - 3,5 - 4 - 4,5 - 5 - 5,5 - 6 - 7$ .

- Ren Pitch có:  $D_p = \frac{25,4\pi}{t_p} = 56 - 48 - 44 - 40 - 36 - 32 - 28 - 24 - 22 - 20 - 18 - 16 - 14 - 12 - 11 - 10 - 9 - 8$ .

### 1. Sắp xếp bước ren thành bảng

**Ren Quốc tế**

1	2	4	8
—	2,25	4,5	9
—	—	—	—
1,25	2,5	5	10
—	2,75	5,5	11
1,5	3	6	12
1,75	3,5	7	14
—	—	—	—

1/4

1/2

1

2

**Ren môđun**

0,5	1	2	4
—	—	2,25	4,5
—	—	—	—
—	1,25	2,5	5
—	—	1,25	5,5
0,75	1,5	3	6
—	—	3,5	7
—	—	—	—

1/4

1/2

1

2

**Ren Anh**

30	15	—	—
28	14	7	$3\frac{1}{2}$
24	12	6	3
22	11	$5\frac{1}{2}$	—
20	10	5	$2\frac{1}{2}$
19	—	—	—
18	9	$4\frac{1}{2}$	—
16	8	4	2

1/4

1/2

1

2

**Ren Pitch**

—	—	—	—
56	28	14	—
48	24	12	—
44	22	11	—
40	36	18	—
—	—	—	—
36	18	9	—
32	16	8	—

1/4

1/2

1

2

### 2. Thiết kế nhóm cơ sở

Do bảng sắp xếp bước ren có 8 hàng nên về nguyên tắc cần có 8 tỉ số truyền  $i_{cs}$ . Tuy nhiên qua bảng sắp xếp bước ren, ta nhận thấy do chỉ vì cắt ren Anh có  $n = 30, 15$  và 19 mà nhóm cơ sở phải có thêm 2 tỉ số truyền  $i_{cs}$  nữa. Để kết cấu nhỏ gọn, có thể bỏ đi 2 hàng này. Khi đó, nhóm cơ sở chỉ còn 6 tỉ số truyền  $i_{cs}$ . Để tiện được ren Anh có  $n = 30, 15$  và 19, phải dùng bánh răng thay thế.

a. Nhóm cơ sở dùng cơ cấu Norton

Để tính số răng  $Z_N$  của các bánh răng hình tháp trong cơ cấu Norton, chọn một cột có đầy đủ nhất các bước ren làm **dãy các bước ren cơ sở** (thường chọn các cột có  $i_{gb} = 1/1$ ).

– Khi cắt ren Quốc tế:  $Z_1 : Z_2 : Z_3 : Z_4 : Z_5 : Z_6 = t_{p1} : t_{p2} : t_{p3} : t_{p4} : t_{p5} : t_{p6}$   
 $= 4 : 4,5 : 5 : 5,5 : 6 : 7$

Vì  $24 \leq Z_N \leq 60$ , nên nhân các bước ren trên với một hằng số bằng 8:

$$Z_1 : Z_2 : Z_3 : Z_4 : Z_5 : Z_6 = 32 : 36 : 40 : 44 : 48 : 56$$

– Khi cắt ren môđun:  $Z_1 : Z_2 : Z_3 : Z_4 : Z_5 : Z_6 = m_1 : m_2 : m_3 : m_4 : m_5 : m_6$   
 $= 2 : 2,25 : 2,5 : 2,75 : 3 : 3,5$

Nhân các giá trị trên với một hằng số bằng 16

$$Z_1 : Z_2 : Z_3 : Z_4 : Z_5 : Z_6 = 32 : 36 : 40 : 44 : 48 : 56$$

– Khi cắt ren Anh:  $Z_1 : Z_2 : Z_3 : Z_4 : Z_5 : Z_6 = 4 : 4\frac{1}{2} : 5 : 5\frac{1}{2} : 6 : 7$   
 $= 32 : 36 : 40 : 44 : 48 : 56$

– Khi cắt ren Pitch:  $Z_1 : Z_2 : Z_3 : Z_4 : Z_5 : Z_6 = 8 : 9 : 10 : 11 : 12 : 14$   
 $= 32 : 36 : 40 : 44 : 48 : 56$

Cuối cùng, số răng của các bánh răng hình tháp trong cơ cấu Norton là:

$$Z_1 : Z_2 : Z_3 : Z_4 : Z_5 : Z_6 = 32 : 36 : 40 : 44 : 48 : 56$$

b. Nhóm cơ sở dùng cơ cấu bánh răng di trượt

– Xác định các tỉ số truyền của nhóm cơ sở  $i_{cs}$

Dựa vào một số máy đã có để chọn trước:

- Bộ bánh răng thay thế  $i_{tt} = \frac{30}{36}$
- Bước vítme:  $t_x = 6 [mm]$
- $i_{cd} = 1$
- $i_{gb} = 1/1$
- Dây các bước ren cơ sở  $t_p = 4; 4,5; 5; 5,5; 6; 7$

Thay vào công thức (3-16):  $i_{cs} = \frac{t_p}{i_b \cdot i_{gb} \cdot t_x} = \frac{t_p}{C} = \frac{t_p}{5}$

$$i_{csi} = \frac{4}{5} ; \frac{9}{10} ; \frac{1}{1} ; \frac{11}{10} ; \frac{6}{5} ; \frac{7}{5} = \frac{A_i}{B_i}$$

– Tính tổng số răng  $Z_{Ti}$  của từng cặp bánh răng ăn khớp trong cơ cấu bánh răng di trượt theo công thức (3-18): 
$$Z_{Ti} = \frac{2A}{m_i}$$

Dựa theo máy tiện 1A616, chọn khoảng cách trục  $A = 78$  mm.

- Với  $m = 2$ , có:  $Z_T = 2 \times \frac{78}{2} = 78$
- Với  $m = 2,25$ :  $Z_T = 69,3 \approx 70$
- Với  $m = 2,5$ :  $Z_T = 62,4 \approx 62$
- Với  $m = 2,75$ :  $Z_T = 57,08 \approx 57$
- Với  $m = 3$ :  $Z_T = 52$
- Với  $m = 3,5$ :  $Z_T = 44,57 \approx 45$
- Với  $m = 4$ :  $Z_T = 39$

– Tính  $k_i = A_i + B_i$ .

- $i_{cs1} = \frac{4}{5}$ ,  $k_1 = 4 + 5 = 9$
- $i_{cs2} = \frac{9}{10}$ ,  $k_2 = 9 + 10 = 19$
- $i_{cs3} = \frac{1}{1}$ ,  $k_3 = 1 + 1 = 2$
- $i_{cs4} = \frac{11}{10}$ ,  $k_4 = 11 + 10 = 21$
- $i_{cs5} = \frac{6}{5}$ ,  $k_5 = 6 + 5 = 11$
- $i_{cs6} = \frac{7}{5}$ ,  $k_6 = 7 + 5 = 12$

– Lập bảng tính số răng

Tính các số nguyên  $a_i$  theo công thức  $a_i = \frac{Z_{Ti}}{k_i}$ . Khi qui tròn  $a_i$  thành số nguyên

gần nhất, chỉ chấp nhận trị số  $a_i$  đó nếu nó làm cho tổng số răng của cặp bánh răng tính được không sai khác so với giá trị  $Z_T$  quá 2 răng. Chỉ trong khoảng chênh lệch nhỏ về số răng như thế mới có thể dùng bánh răng dịch chỉnh được.

Áp dụng công thức (3-19), tính số răng các bánh răng  $i_{cs}$  ứng với nhiều môđun khác nhau và điền vào bảng sau:

		$i_{csi} = A_i/B_i$					
		$i_{cs1} = \frac{4}{5}$	$i_{cs2} = \frac{9}{10}$	$i_{cs3} = \frac{1}{1}$	$i_{cs4} = \frac{11}{10}$	$i_{cs5} = \frac{6}{5}$	$i_{cs6} = \frac{7}{5}$
$Z_{Ti}$	$k_i$ $m_i$	$k_1 = 9$	$k_2 = 19$	$k_3 = 2$	$k_4 = 21$	$k_5 = 11$	$k_6 = 12$
78	2	—	$\frac{36}{40}$	$\frac{39}{39}$	—	$\frac{42}{35}$	—
70	2,25	$\frac{32}{40}$	—	$\frac{35}{35}$	—	—	$\frac{42}{30}$
62	2,5	$\frac{28}{35}$	—	$\frac{31}{31}$	$\frac{33}{30}$	—	$\frac{35}{25}$
57	2,75	—	$\frac{27}{30}$	$\frac{29}{29}$	—	—	—
52	3	$\frac{24}{30}$	—	$\frac{26}{26}$	—	$\frac{30}{25}$	—
44	3,5	$\frac{20}{25}$	—	$\frac{22}{22}$	$\frac{22}{20}$	$\frac{24}{20}$	—
39	4	—	$\frac{18}{20}$	$\frac{20}{20}$	—	—	—

Dựa vào bảng trên, chọn được số răng các bánh răng của cơ cấu bánh răng di trượt nhóm cơ sở với lưu ý sau:

- Số răng tối thiểu  $Z_{\min} \geq 17$
- Ưu tiên chọn bánh răng tiêu chuẩn. Nếu không được, mới chọn bánh răng dịch chỉnh.
- Cố gắng chọn các ô hàng ngang có cùng mẫu số hoặc tử số để ghép thành một đôi có bánh răng dùng chung (chỉ cần 3 bánh răng nhưng tạo ra được 2 tỉ số truyền khác nhau).
- Không nên chọn quá nhiều môđun khác nhau cho các cặp bánh răng, dẫn đến quá trình chế tạo hộp chạy dao thêm phức tạp.

Kết quả chọn cuối cùng như sau:

$$i_{cs1} = \frac{4}{5} = \frac{32}{40} ; i_{cs2} = \frac{9}{10} = \frac{18}{20} ; i_{cs3} = \frac{1}{1} = \frac{20}{20}$$

$$i_{cs4} = \frac{11}{10} = \frac{22}{20} ; i_{cs5} = \frac{6}{5} = \frac{24}{20} ; i_{cs6} = \frac{7}{5} = \frac{42}{30}$$



### 3. Thiết kế nhóm gấp bội

#### a. Dừng cơ cấu bánh răng di trượt

Chọn 4 tỉ số truyền của nhóm gấp bội gồm:  $1/4, 1/2, 1/1, 2/1$ .

Tính số răng của các bánh răng trong hình 3-8.

– Nhóm a: Chọn trước  $2Z_0 = 84$

$$\text{Suy ra: } i_1 = \frac{Z_1}{Z_1'} = \frac{1}{2} = \frac{28}{56}$$

$$i_2 = \frac{Z_2}{Z_2'} = \frac{1}{1} = \frac{42}{42}$$

– Nhóm b: cũng chọn  $2Z_0 = 84$  để có cùng khoảng cách trục

$$i_3 = \frac{Z_3}{Z_3'} = \frac{1}{2} = \frac{28}{56}$$

$$i_4 = \frac{Z_4}{Z_4'} = \frac{2}{1} = \frac{56}{28}$$

Vì  $Z_1'$  và  $Z_4$  lắp trên trục II đều có cùng số răng là 56 nên có thể sử dụng bánh răng dùng chung.

#### b. Dừng cơ cấu Mêan

Chọn trước số răng của bánh răng di trượt  $Z_A = 26$  và chọn  $Z_1 = Z_4$ . Theo hình 3-11, tính số răng của các bánh răng như sau:

$$i_{gb4} = \frac{Z_1}{Z_4} \cdot \frac{Z_3}{Z_A} = \frac{Z_3}{Z_A} = \frac{2}{1} \Rightarrow Z_3 = 2Z_A = 2 \times 26 = 52$$

$$i_{gb3} = \frac{Z_2}{Z_3} \cdot \frac{Z_3}{Z_A} = \frac{Z_2}{Z_A} = \frac{1}{1} \Rightarrow Z_2 = Z_A = 26$$

Tổng số răng  $Z_3 + Z_A = 52 + 26 = 78$ . Để khoảng cách trục A giữa 2 trục I và II bằng khoảng cách trục A giữa 2 trục II và III thì:

$$Z_1 + Z_4 = Z_3 + Z_A = 78$$

$$\text{mà } Z_1 = Z_4 \text{ nên } Z_1 = Z_4 = \frac{78}{2} = 39$$

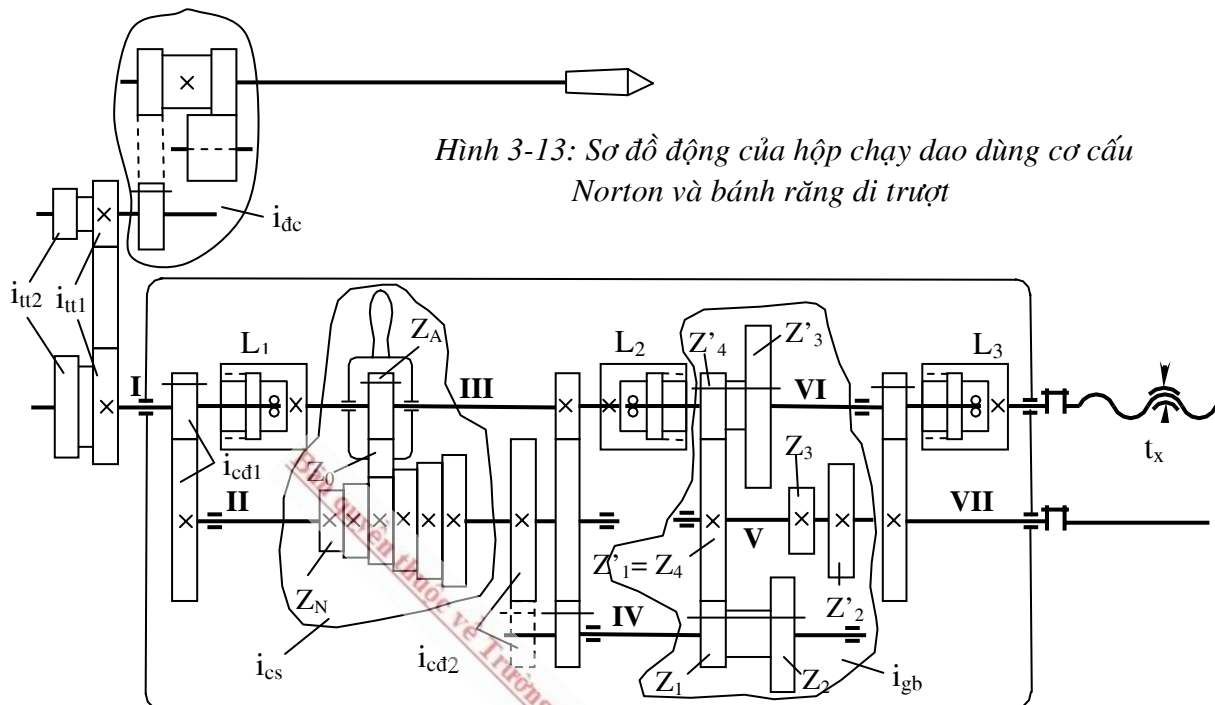
#### c. Dừng cơ cấu then kéo

Chọn trước  $2Z_0 = 90$ , số răng của các cặp bánh răng trong cơ cấu then kéo là:

$$i_{gb1} = \frac{Z_1}{Z_1'} = \frac{18}{72} = \frac{1}{4}, \quad i_{gb2} = \frac{Z_2}{Z_2'} = \frac{30}{60} = \frac{1}{2}, \quad i_{gb3} = \frac{Z_3}{Z_3'} = \frac{45}{45} = \frac{1}{1}, \quad i_{gb4} = \frac{Z_4}{Z_4'} = \frac{60}{30} = \frac{2}{1}$$

#### 4. Thiết kế nhóm truyền động bù

Trước khi thiết kế nhóm truyền động bù, cần lập sơ đồ động của toàn xích chạy dao như hình 3-13.



Hình 3-13: Sơ đồ động của hộp chạy dao dùng cơ cấu Norton và bánh răng di trượt

– Theo sơ đồ động hình 3-13, để thực hiện đường truyền chủ động của xích chạy dao, phải mở ly hợp  $L_1$  và chuyển động truyền từ trục I, sang trục II rồi thông qua cơ cấu Norton đến trục III.

Để tính  $i_{b1}$ , cho máy cắt thử bước ren Quốc tế  $t_p = 5\text{mm}$ . Chọn trước bước vítme  $t_x = 6\text{mm}$ , bánh răng di trượt của cơ cấu Norton trên trục II có  $Z_A = 28$ . Theo bảng xếp ren, tỉ số truyền nhóm gấp bội là  $i_{gb} = 1/1$  và bánh răng  $Z_N = 40$  của khối hình tháp ăn khớp với bánh răng  $Z_A$  nên  $i_{cs} = i_N = \frac{Z_3}{Z_A} = \frac{40}{28}$

Từ công thức (3-29), tính được tỷ số truyền bù:

$$i_{b1} = i_{cd1} \cdot i_{tt1} = \frac{t_p}{i_{cs} i_{gb} t_x} = \frac{5}{\frac{40}{28} \cdot \frac{1}{1} \cdot 6} = \frac{7}{12}$$

Dựa theo máy hiện có, chọn trước  $i_{cd1} = \frac{25}{36}$  thì

$$i_{tt1} = \frac{i_b}{i_{cd1}} = \frac{7}{12} \cdot \frac{36}{25} = \frac{42}{50}$$



### 5. Kiểm tra sai số bước ren

Sau các bước thiết kế trên, cần tiến hành kiểm tra các bước ren được cắt. Mỗi loại ren chỉ cần kiểm tra một bước.

– Đối với ren Quốc tế:

Cắt thử ren Quốc tế  $t_p = 3\text{mm}$  có:  $i_{cs} = \frac{48}{28}$ ;  $i_{gb} = 1/2$ ;  $i_{cd1} = \frac{25}{36}$ ;  $i_{tt} = \frac{42}{50}$ ;  $t_x = 6$ .

Thế vào phương trình cắt ren:

$$1\text{ vtc} \cdot \frac{42}{50} \cdot \frac{25}{36} \cdot \frac{48}{28} \cdot \frac{25}{36} \cdot \frac{36}{25} \cdot \frac{1}{2} \cdot 6 = t_p' = 3\text{ mm}.$$

Vậy khi cắt ren Quốc tế không có sai số.

– Đối với ren Anh:

Cắt thử bước ren  $n = 5\text{ ren/1"}'$ , tức là  $t_p = \frac{25,4}{5} = 5,08\text{ mm}$  có:

$$i_{cs} = \frac{28}{40}; i_{gb} = 1; i_{tt1} = \frac{42}{50}; i_{cd2} = \frac{36}{25}; t_x = 6.$$

Thế vào phương trình cắt ren:

$$1\text{ vtc} \cdot \frac{42}{50} \cdot \frac{28}{40} \cdot \frac{36}{25} \cdot 1 \cdot 6 = t_p' = 5,08032\text{ mm}.$$

Sai số:  $\Delta t_p = 5,08032 - 5,08 = 0,00032\text{ mm}$ .

– Đối với ren môđun:

Cắt thử bước ren có  $m = 1$ , tức là  $t_p = \pi \cdot m = 3,1416\text{ mm}$  có:

$$i_{cs} = \frac{32}{28}; i_{gb} = \frac{1}{2}; i_{tt2} = \frac{66}{50}; i_{cd1} = \frac{25}{36}; t_x = 6.$$

Thế vào phương trình cắt ren:

$$1\text{ vtc} \cdot \frac{66}{50} \cdot \frac{25}{36} \cdot \frac{32}{28} \cdot \frac{1}{2} \cdot 6 = t_p' = 3,14285\text{ mm}.$$

Sai số:  $\Delta t_p = 0,00125\text{ mm}$ .

– Đối với ren Pitch:

Cắt thử bước ren có  $D_p = 32$ , tức là  $t_p = \frac{25,4\pi}{D_p} = \frac{25,4 \times 3,1416}{32} = 2,49364\text{ mm}$  có:

$$i_{cs} = \frac{28}{32}; i_{gb} = \frac{1}{4}; i_{tt2} = \frac{66}{50}; i_{cd2} = \frac{36}{25}; t_x = 6.$$

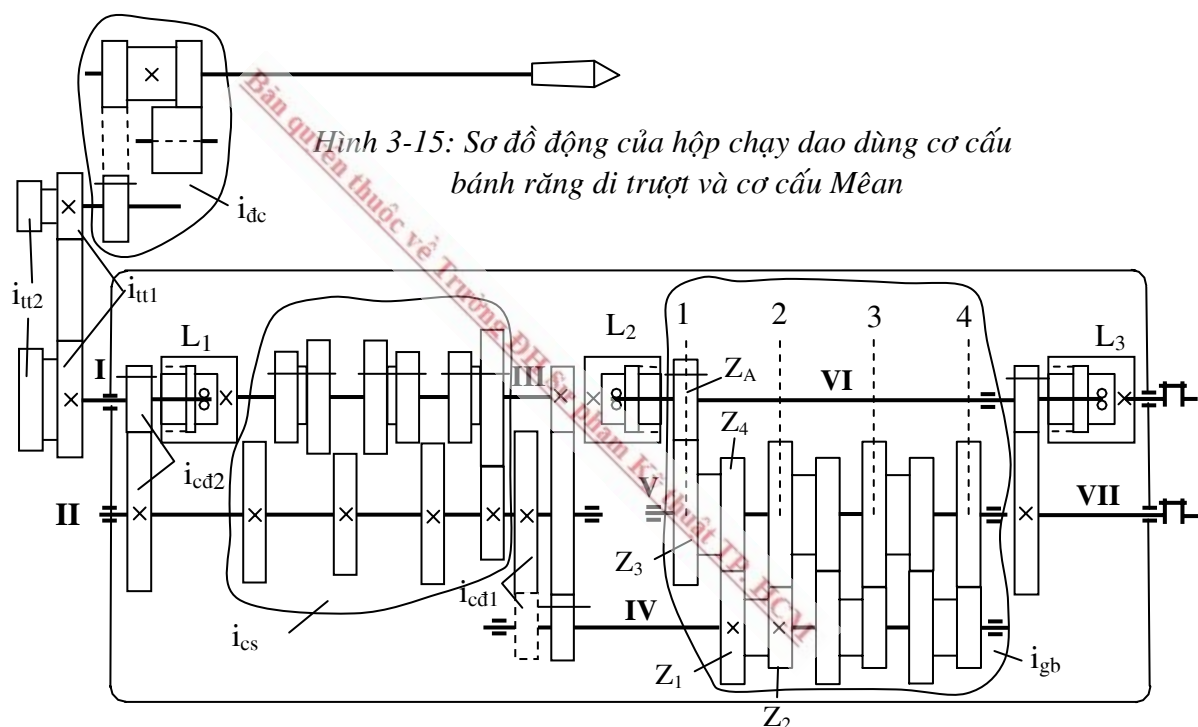
Thế vào phương trình cắt ren:

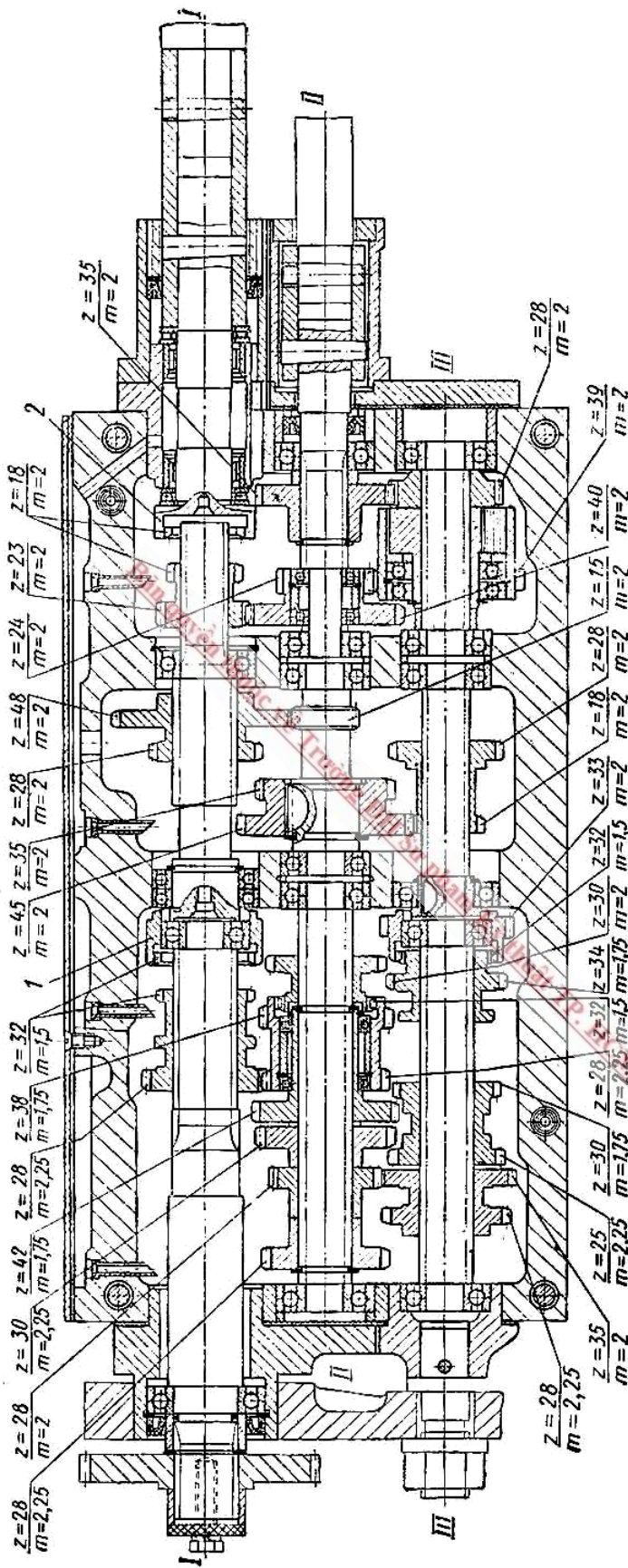
$$1 \text{ vtc. } \frac{66}{50} \cdot \frac{28}{32} \cdot \frac{36}{25} \cdot \frac{1}{4} \cdot 6 = t_p' = 2,4948 \text{ mm.}$$

Sai số:  $\Delta t_p = 0,00124 \text{ mm.}$

**Kết luận:** Qua kiểm tra bước ren của máy thiết kế, ta thấy rằng do sai số của việc chọn trị số  $\pi$  và 25,4 dẫn đến bước ren sai số nhưng do có giá trị rất nhỏ, nên phương án thiết kế có thể chấp nhận được.

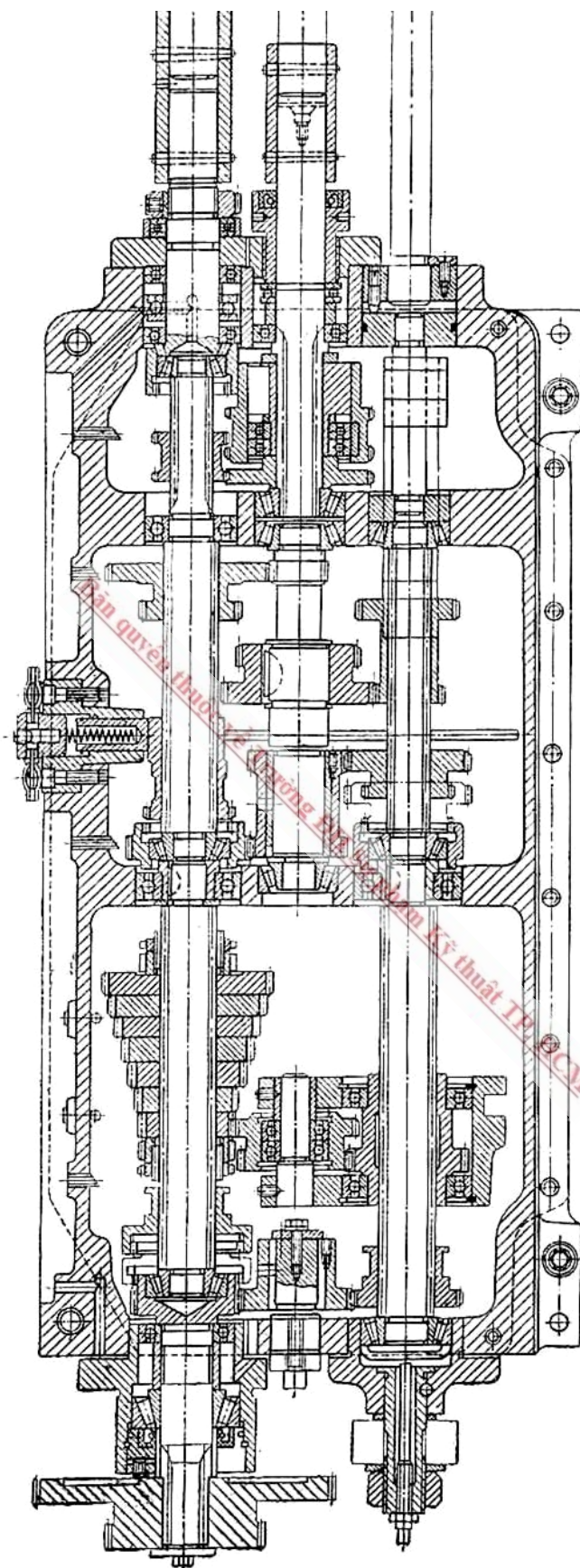
Dưới đây là một sơ đồ động và bản vẽ lắp khai triển hộp chạy dao của các máy tiện ren vít vạn năng thông dụng.



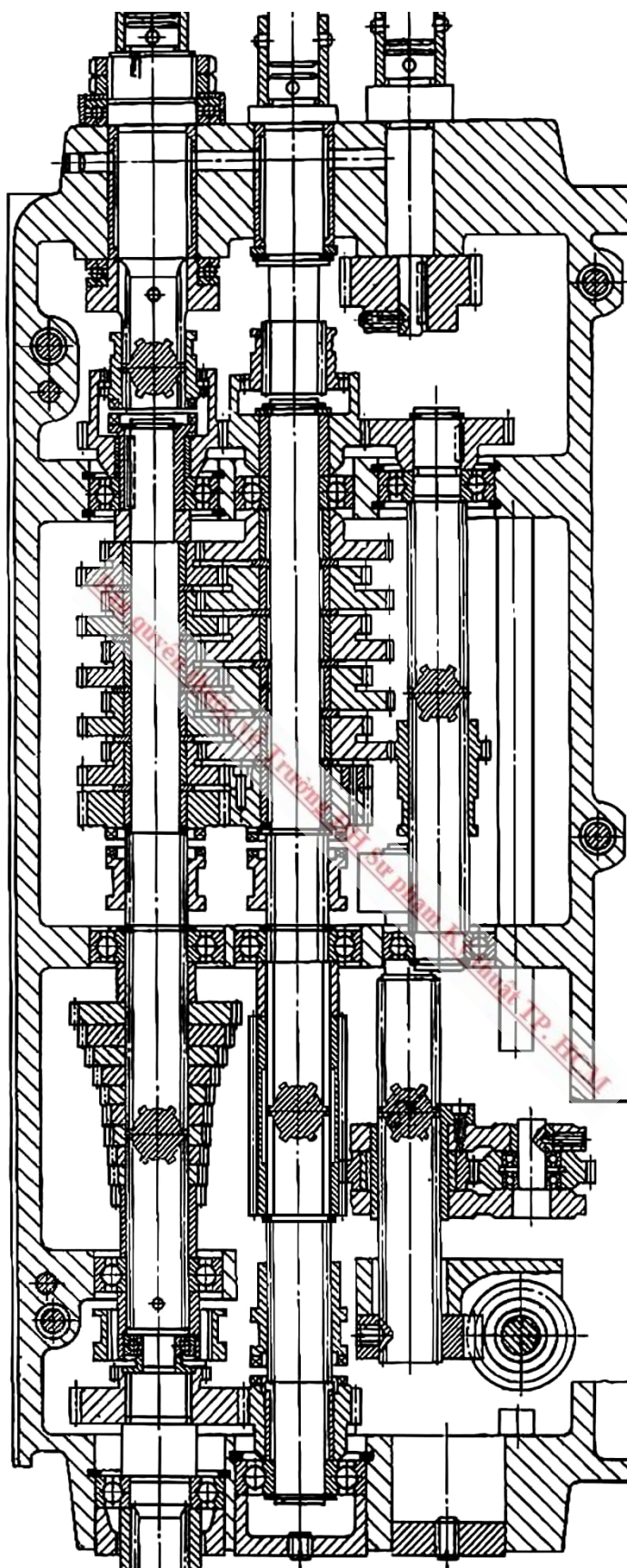


Hình 3-16: Bản vẽ khai triển hộp chạy dao dùng cơ cấu bánh răng di trượt



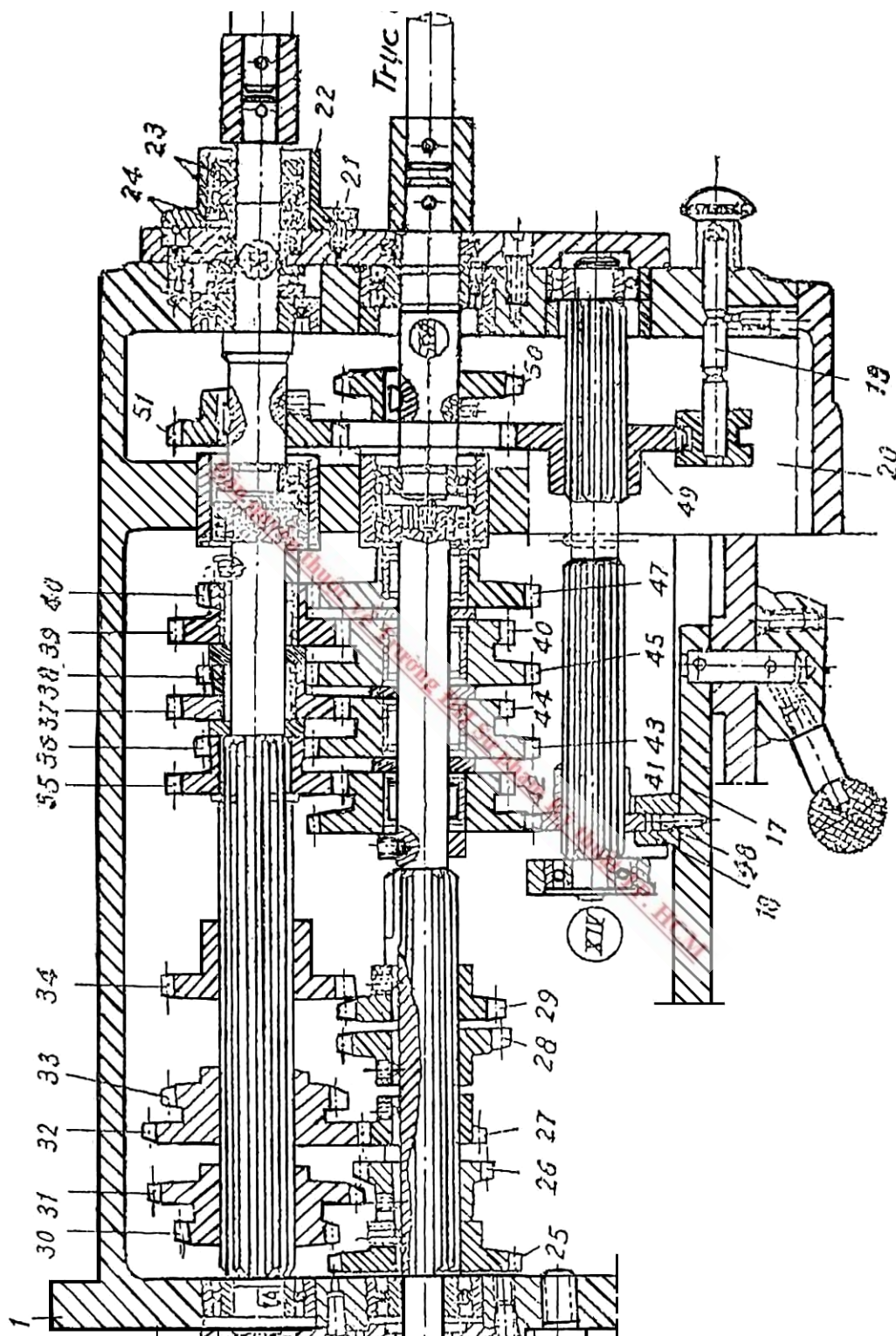


Hình 3-17: Bản vẽ khai triển hộp chạy dao máy tiện 1K62

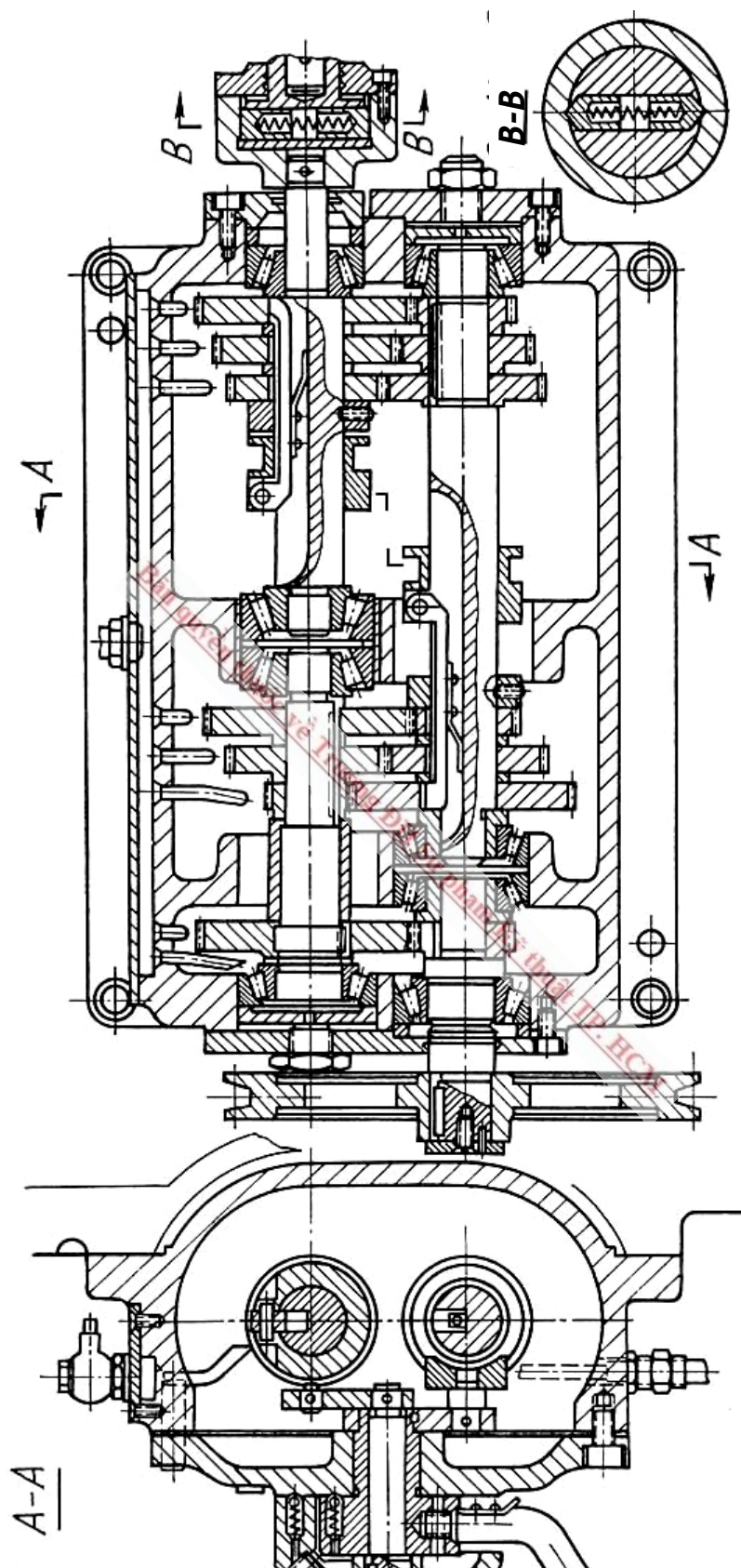


Hình 3-18: Bản vẽ khai triển hộp chạy dao máy tiện 1624M





Hình 3-19: Bản vẽ khai triển hộp chạy dao máy tiện T616



Hình 3-20: Bản vẽ khai triển hộp chạy dao máy tiện Revolve 1330

## Chương 4 THIẾT KẾ TRỤC CHÍNH VÀ Ổ TRỤC

### 4.1. THIẾT KẾ TRỤC CHÍNH

#### 4.1.1. Yêu cầu đối với trục chính

Trục chính là chi tiết quan trọng trong hệ thống truyền động, dùng để truyền chuyển động và mômen đến dao cắt hoặc chi tiết gia công. Độ chính xác của máy phụ thuộc rất lớn vào độ chính xác chuyển động, độ cứng vững và độ ổn định chống rung của trục chính. Vì vậy, trục chính cần thoả mãn các yêu cầu sau:

1. *Độ chính xác quay tròn cao*, thể hiện qua độ đảo hướng tâm và hướng trục của phần đầu phía trước của trục chính. Các giá trị này đã được tiêu chuẩn hoá cho hầu hết các loại máy công cụ trên cơ sở độ chính xác yêu cầu của chi tiết gia công.

2. *Độ cứng vững của trục chính cao*, thể hiện qua độ võng ở đầu trục phía trước của trục chính dưới tác dụng của các lực khác nhau trong quá trình làm việc.

Để tăng độ cứng vững của trục chính, thường dùng các biện pháp sau đây:

- Tăng đường kính trục đồng thời với việc rút ngắn chiều dài giữa hai gối trục.
- Dùng các gối trục trung gian (cũng là để rút ngắn khoảng cách giữa hai gối trục).
- Dùng để mômen uốn trục tiếp tác dụng lên trục chính bằng cách lắp puli trên trục ống cài then với trục chính.
- Đặt các chi tiết truyền động trên trục chính gần các gối đỡ và số lượng các chi tiết này càng ít càng tốt.

3. *Độ rung động thấp*: Trục chính của máy cần phải chuyển động êm, không bị rung. Độ rung động sẽ làm giảm tuổi thọ của cơ cấu máy và dao, phản ánh trực tiếp lên độ bóng bề mặt của chi tiết gia công. Yêu cầu này đặc biệt quan trọng đối với những máy gia công chính xác và cụm trục chính quay cao tốc.

4. *Độ chịu mài mòn cao*: Yêu cầu này chủ yếu đối với các phần trục có lắp các bộ phận di trượt, ở các cổ trục, ở các bề mặt di động theo hướng trục (như trục chính máy khoan, máy xọc răng ...). Với những bộ phận quan trọng, cần có các cơ cấu để điều chỉnh khe hở.

Những yêu cầu trên đối với trục chính được giải quyết bằng việc lựa chọn kết cấu của trục chính và ổ đỡ thích hợp cũng như chọn vật liệu và phương pháp nhiệt luyện cho trục chính.

Từ các yêu cầu trên, điều kiện kỹ thuật của trục chính bao gồm:

- a. Sai số cho phép về hình dạng như độ tròn, độ trụ ( $0,003 \div 0,006$ ) và vị trí tương quan giữa các bề mặt như độ đồng tâm, độ đảo ... ( $0,005 \div 0,02$ ).

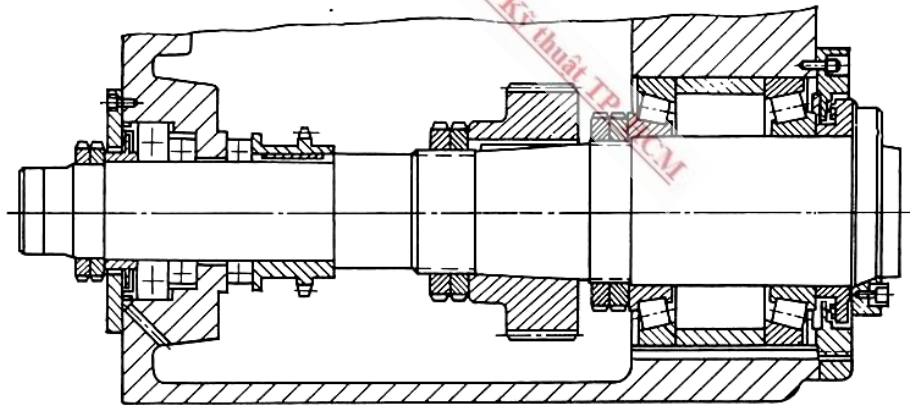


- b. Độ cứng của bề mặt trục chính: được chọn theo số vòng quay của trục chính.
  - Nếu số vòng quay  $n > 1000$  v/ph thì  $HRC = 54 \div 60$ .
  - Nếu số vòng quay  $n = 300 \div 1000$  v/ph thì  $HB > 220$ .
  - Nếu số vòng quay  $n < 300$  v/ph, không cần có điều kiện kỹ thuật về độ cứng.
- c. Độ nhám của bề mặt trục: thường chọn như sau:
  - Bề mặt cổ trục chính: chọn độ nhám cấp 9 khi quay trong ổ trượt và cấp 8 khi quay trong ổ lăn (với máy công cụ thông dụng). Riêng đối với máy mài thì chọn cao hơn một cấp.
  - Bề mặt lắp ghép với các chi tiết khác: chọn độ nhám cấp 6, cấp 7.
  - Các bề mặt còn lại không lắp ghép: chọn độ nhám cấp 4, cấp 5.
- d. Độ chính xác các kích thước lắp ghép của trục chính: chọn từ cấp 5 ÷ 6

#### **4.1.2. Kết cấu của trục chính**

Kết cấu của trục chính phụ thuộc vào các yếu tố sau:

- Kiểu và công dụng của máy công cụ mang trục chính.
- Kết cấu ổ đỡ của trục chính, kích thước và loại của ổ đỡ.
- Vị trí, đặc tính và phương pháp lắp của các chi tiết lắp trên trục chính như bánh răng, bánh đai, mâm cặp ...
- Các phương pháp điều chỉnh theo hướng trục và hướng tâm của trục chính.
- Phương pháp chế tạo, nhiệt luyện và lắp ráp trục chính.



*Hình 4-1: Kết cấu chung của cụm trục chính*

Một số các nguyên tắc cơ bản khi xác định kết cấu của trục chính là:

- Cần cố gắng thiết kế hình dáng trục chính đơn giản để tạo thuận lợi cho việc gia công, kiểm tra trục chính.



- Trục chính thường được thiết kế rỗng để cho phôi, dao, các cơ cấu kẹp, ống dẫn dầu ... đi qua.
- Hình dáng và kích thước của đầu trục chính dùng để lắp dao, lắp mâm cặp ... đều được tiêu chuẩn hoá. Do đó, các lỗ côn Morse, các gờ, các lỗ chốt trên đầu trục chính của máy tiện, khoan, phay, mài... đều lấy theo tiêu chuẩn.
- Các kích thước đường kính trục nên lấy theo tiêu chuẩn để tránh dùng nhiều dụng cụ cắt và dụng cụ đo.
- Cần phải đảm bảo việc tháo lắp các chi tiết trên trục chính cũng như trục chính với bộ phận máy được dễ dàng. Nếu trên trục chính lắp nhiều chi tiết khác nhau thì hình dáng của trục chính thường có đường kính nhỏ dần về một hoặc cả hai đầu.
- Cần có những đoạn hình côn trên trục chính ở những vị trí lắp với các chi tiết khác. Chọn độ côn là 1:10 với những đoạn hình côn lắp bạc của ổ trượt điều chỉnh; độ côn là 1:15 nếu trên đoạn côn ấy có lắp bánh răng và độ côn là 1:30 ở đoạn côn lắp ổ lăn có vành trong hình côn.
- Ở những chỗ thay đổi đường kính cần phải có góc lượn đủ lớn để giảm ứng suất và tránh rạn nứt khi nhiệt luyện. Nếu cần thiết, chi tiết lắp trên trục cũng cần phải thay đổi hình dáng.

#### **4.1.3. Vật liệu của trục chính**

##### **1. Thép**

Với trục chính lắp trên ổ lăn, độ chính xác trung bình và không có yêu cầu đặc biệt về độ cứng: có thể sử dụng thép 45, 50 và tôi đạt độ cứng  $HRC = 22 \div 28$ . Trường hợp này không cần thiết sử dụng thép hợp kim vì thực tế mô đun đàn hồi của các loại thép là gần như nhau.

Với trục chính lắp trên ổ trượt, có yêu cầu về độ cứng của bề mặt cổ trục để chống mòn: có thể sử dụng thép 20X thấm than rồi tôi đạt độ cứng  $HRC = 56 \div 62$ .

Trục chính của máy chính xác cao thường được chế tạo từ thép 40XΦA và 18XΓT hoặc thép 35XΜΦA có thấm nitơ để đạt độ cứng Vickers  $HV = 850 \div 1000$ .

##### **2. Gang**

Trục chính có kích thước lớn của những máy lớn có thể sử dụng gang xám C421–40 hoặc gang cải biến MC432–52.

#### **4.1.4. Tính toán trục chính**

Tính toán trục chính trên cơ sở đảm bảo độ bền, độ cứng vững và độ rung động của trục chính. Trong đó, yêu cầu về độ cứng vững thường có tính chất quyết định.

##### **1. Tính độ bền của trục chính**

Phương pháp tính toán như tính trục trong môn học Chi tiết máy.

Thông thường, trục chính của máy công cụ chịu tác dụng cùng một lúc của mômen xoắn và mômen uốn. Ngoài ra, ở một số trục còn có tác dụng của lực kéo và lực nén, nhưng hai loại ứng suất này thường rất nhỏ so với hai ứng suất xoắn và uốn nên có thể bỏ qua.

a. Với trục chỉ có mômen xoắn tác dụng

Nếu như trục phải truyền công suất  $N$  [kW] với số vòng quay  $n$  [v/ph], thì mômen xoắn trên trục được tính:

$$M_x = 9,55 \times 10^6 \frac{N}{n} \quad [Nmm] \quad (4-1)$$

Ứng suất xoắn sinh ra trong trục:

$$\tau_x = \frac{M_x}{W_0} \quad [N/mm^2] \quad (4-2)$$

Ở đây:  $W_0$  – mômen chống xoắn của trục,  $W_0 = \frac{\pi d^3}{16} \approx 0,2 d^3 \quad [mm^3]$

Từ công thức (4-2), có thể xác định đường kính trục  $d$ :

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_x}{0,2[\tau_x]}} = \sqrt[3]{\frac{9,55 \cdot 10^6 N}{0,2[\tau_x] n}} = C \sqrt[3]{\frac{N}{n}} \quad [mm] \quad (4-3)$$

với:  $C$  – hệ số tính toán phụ thuộc vào ứng suất xoắn cho phép. Đối với thép 35, 40, 45 hoặc CT5, CT6 có thể lấy  $C = 130 \div 110$

b. Với trục có mômen uốn và mômen xoắn tác dụng

Đối với thép, ứng suất tương đương  $\sigma_{td}$  giữa ứng suất uốn  $\sigma$  và ứng suất xoắn  $\tau$ :

$$\sigma_t = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \quad [N/mm^2] \quad (4-4)$$

Với trục tiết diện tròn,  $\sigma_{td}$  được tính theo công thức:

$$\sigma_{td} = \frac{\sqrt{M_u^2 + M_x^2}}{W} = \frac{\sqrt{M_u^2 + M_x^2}}{0,1 d^3} = \frac{M_{td}}{0,1 d^3} \quad (4-5)$$

Với:  $M_{td} = \sqrt{M_u^2 + M_x^2}$  là mômen tương đương.

$$\text{Đường kính trục } d: \quad d = \sqrt[3]{\frac{M_{td}}{0,1 \sigma_{td}}} \quad [mm] \quad (4-6)$$

Đối với trục rỗng có đường kính ngoài là  $d$ , đường kính trong là  $d_0$ , thì mômen chống uốn là:

$$W = \frac{\pi(d^4 - d_0^4)}{64 \frac{d}{2}} = \frac{\pi d^3}{32} \left(1 - \frac{d_0^4}{d^4}\right) \quad [mm^3] \quad (4-7)$$

Khi thiết kế trục rỗng, cần chọn trước tỉ số  $d_o/d$ . Thông thường chọn  $d_o/d = 0.5$ .

Đối với gang, ứng suất tương đương được tính theo công thức:

$$\sigma_{td} = \frac{3}{8}\sigma + \frac{5}{8}\sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \quad (4-8)$$

$$\text{hoặc: } 0,1d^3\sigma_{td} = \frac{3}{8}M_u + \frac{5}{8}\sqrt{M_u^2 + M_x^2} \quad (4-9)$$

Đây cũng là công thức để tính đường kính trục  $d$ .

Ứng suất tương đương có thể lấy theo giá trị sau:

Thép	35, CT5	45, CT6	40X
$\sigma_{td} [N/mm^2]$	50	60	70

Ứng suất uốn xuất hiện trong trục chính luôn luôn thay đổi, vì momen truyền đến trục chính thay đổi tùy thuộc vào đặc điểm của phôi cắt, của lượng dư và cả đến đặc điểm kết cấu của dao. Do đó những công thức tính toán trên cơ sở ứng suất không đổi như trên không thể nào cho một kết quả chính xác, mà chỉ có thể dùng để xác định đường kính một cách sơ bộ. Khi tính toán độ bền của trục chính máy công cụ hiện đại, cần xác định trị số an toàn trên giới hạn mỏi, cần kiểm tra tra độ lớn của các ứng suất trong những tiết diện nguy hiểm, cũng như cần lưu ý đến đặc điểm kết cấu trục.

Với những yêu cầu trên, đường kính ngoài của trục chính thường được tính theo công thức của Atserkan như sau:

$$d = 2,173 \sqrt[3]{\frac{\left[ k_{\sigma}(1+c_1)M_{uc} \right]^2 + \left[ \left( \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_s} + k_{\tau} \cdot c_2 \right) M_{xc} \right]^2}{(1-\xi^4) \frac{\sigma_{-1}}{n}}} \quad (4-10)$$

Ở đây:  $\xi$  – tỉ số giữa hai đường kính trong  $d_o$  và ngoài  $d$  của trục.

Trường hợp trục đặc:  $d_o = 0$  thì  $\xi = d_o/d = 0$

$n'$  – hệ số an toàn, trị số trung bình thường dùng  $n' = 1,5 \div 3$

$c$  – hệ số phụ thuộc vào đặc điểm của quá trình cắt.

$c_1 \approx c_2 \approx 0$ : ở nguyên công mài.

$c_1 \approx c_2 \approx 0,05 \div 0,1$ : ở nguyên công tiện lỗ và tiện bằng dao hợp kim.

$c_1 \approx c_2 \approx 0,1 \div 0,2$ : ở nguyên công tiện lỗ, tiện tinh, khoan, khoét.

$c_1 \approx c_2 \approx 0,25 \div 0,3$ : ở nguyên công phay.

$c_1 \approx c_2 = 0,5$ : cho gia công thô.

$\sigma_{-1}$  – ứng suất giới hạn chảy, với thép:  $\sigma_{-1} \approx (0,4 \div 0,5) \sigma_b$  [N/mm<sup>2</sup>]

$\sigma_s$  – ứng suất giới hạn mỏi

hoặc:  $\sigma_{-1} \approx (0,25 \pm 0,06)(\sigma_b + \sigma_s) + 50$  [N/mm<sup>2</sup>] với  $\sigma_b$ : ứng suất bền

$k_\sigma, k_\tau$  – hệ số phụ thuộc vào hình dáng, kích thước ảnh hưởng đến ứng suất của trục. Đối với trục chính của máy công cụ  $k_\sigma \approx k_\tau = 1,7 \div 2$

$M_{uc} = \frac{M_{u\max}}{(1 + c_1)}$ ; ở đây:  $M_{u\max}$ : mômen uốn lớn nhất

$M_{xc} = \frac{M_{x\max}}{(1 + c_2)}$ ; ở đây:  $M_{x\max}$  mômen xoắn lớn nhất

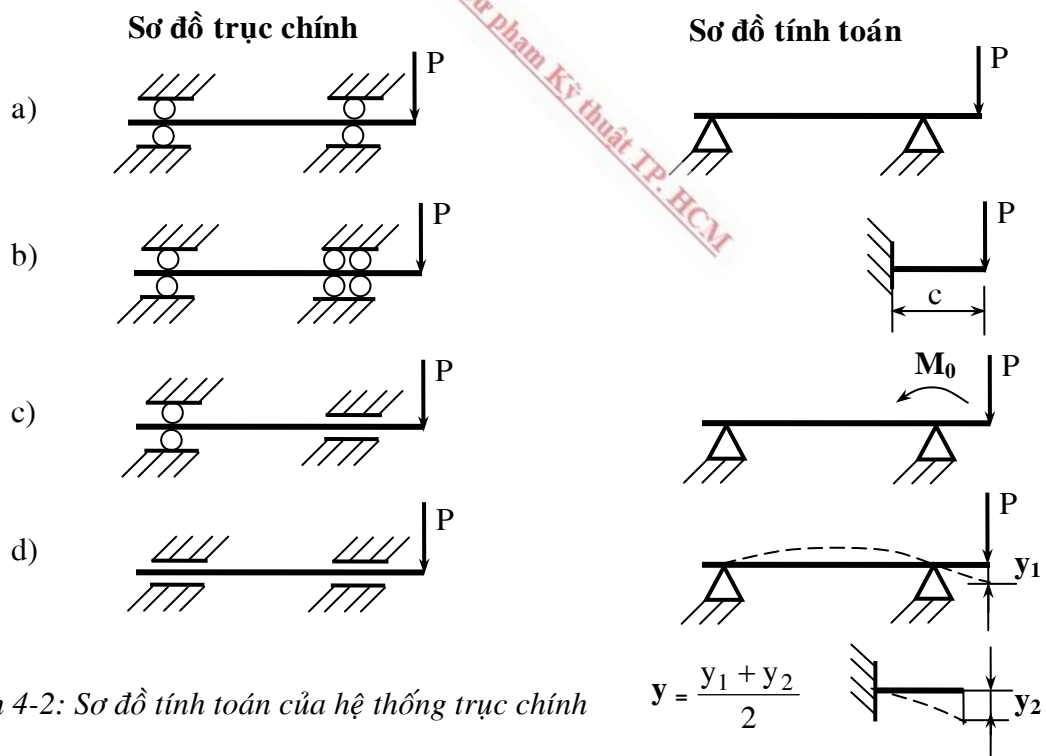
Trong công thức trên, nếu thứ nguyên của mômen là [Nmm] của  $\sigma_{-1}$  là [N/mm<sup>2</sup>] thì d sẽ là [mm]

## 2. Tính độ cứng vững của trục chính

Tính độ cứng vững của trục chính là xác định độ võng và góc xoay của trục chính tại các tiết diện quan trọng và so sánh với độ võng và góc xoay cho phép.

### a. Sơ đồ tính toán

Khi tính độ cứng vững của trục chính, cần đơn giản hoá hệ thống trục chính bằng cách thay sơ đồ trục chính bằng sơ đồ tính toán tương đương (hình 4-2).



Hình 4-2: Sơ đồ tính toán của hệ thống trục chính

Hình 4-2a: hai ổ trục là hai ổ lăn, sơ đồ tính toán được coi gần đúng như một dầm đặt trên hai gối tựa.

Hình 4-2b: ổ trục phía trước có hai ổ lăn (hoặc nhiều hơn), có thể coi như ở tiết diện lắp ổ trục, trục chính không bị xoay. Trục được coi như một dầm đặt trong một ngàm đàn hồi.

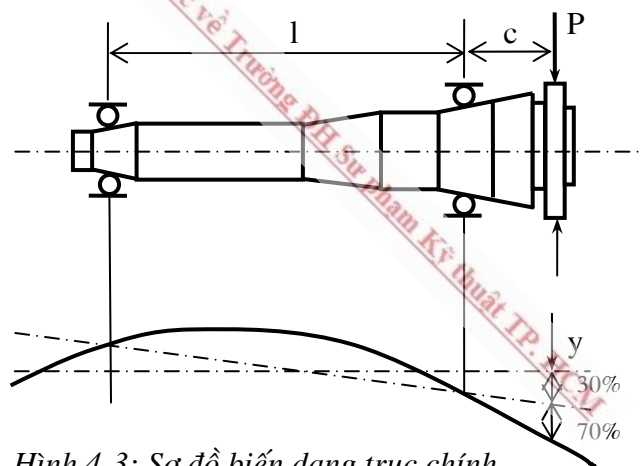
Hình 4-2c: ổ trục phía trước là ổ trượt, nó sẽ tạo nên một mômen phản  $M_0$  có trị số khoảng  $0,3 \div 0,35$  mômen uốn của đầu trục ( $M = P.c$ ).

Hình 4-2d: hai gối đỡ đều là ổ trượt, độ võng của đầu trục chính có thể lấy trị số trung bình của trường hợp (a) và (b).

*b. Xác định độ võng và góc xoay*

Thông thường, xác định độ võng và góc xoay là xác định sự chuyển vị của đường tâm trục chính tại những tiết diện lắp bánh răng, tại ổ trục và những đầu mút phía trước của trục chính.

Dưới tác dụng của lực, trục chính bị biến dạng. Vì độ võng của đầu trục chính ảnh hưởng trực tiếp đến độ chính xác của chi tiết gia công, nên ở đây chỉ đề cập đến độ võng ở đầu trục chính theo sơ đồ ở hình 4-3.

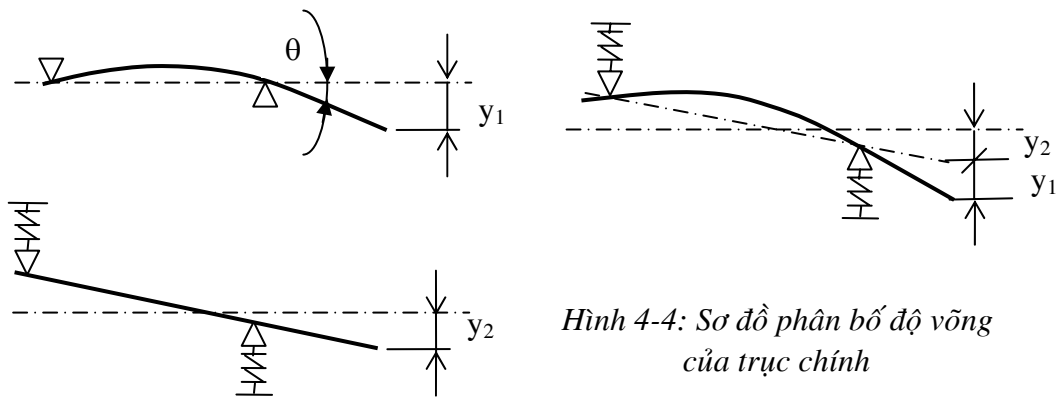


*Hình 4-3: Sơ đồ biến dạng trục chính*

Nếu chia độ võng của đầu trục chính ra thành từng phần, ta có thể biểu thị như ở hình (4-4). Khi đó, độ võng của đầu trục chính gồm có 2 phần:

- Độ võng  $y_1$  được tạo nên do độ đàn hồi của bản thân trục chính đặt trên 2 gối tựa hoàn toàn cứng vững, thường độ võng này chiếm 70% tổng độ võng của đầu trục chính.
- Độ võng  $y_2$  được tạo nên do trục hoàn toàn cứng vững đặt trên 2 gối tựa đàn hồi.

Sau đây lần lượt xét đến mối quan hệ giữa các thông số trong từng trường hợp.



Hình 4-4: Sơ đồ phân bố độ võng của trục chính

Tính độ võng  $y_1$  của trục chính do sự đàn hồi của bản thân trục

Độ võng ở đầu trục chính (hình 4-3) có thể xác định theo công thức:

$$y_1 = \frac{Pc^2(1+c)}{3JE} \quad [mm] \quad (4-11)$$

Với: J – mômen quán tính độc cực  $[mm^4]$

E – mô đun đàn hồi  $[N/mm^2]$

Góc xoay tại gối trục phía trước:

$$\theta = \frac{Pcl}{3JE} \quad [rad] \quad (4-12)$$

Nếu thể hiện độ võng bằng độ đàn hồi  $f_1$  thì:

$$f_1 = \frac{y_1}{P} = \frac{c^2(1+c)}{3JE} \quad [mm/N] \quad (4-13)$$

Tính độ võng  $y_2$  (đảo) của trục do gối trục đàn hồi

Nếu như trục hoàn toàn cứng vững đặt trên hai gối trục đàn hồi, có độ cứng vững của ổ trước là  $s_1$   $[N/mm]$  và của ổ trục sau là  $s_2$   $[N/mm]$ , thì độ võng (độ đảo) của đầu trục chính có thể viết như sau:

$$y_2 = \frac{P}{l^2} \left[ \frac{(l^2 + c^2)}{s_1} + \frac{c^2}{s_2} \right] \quad [mm] \quad (4-14)$$

và độ đàn hồi là:

$$f_2 = \frac{y_2}{P} = \frac{1}{l^2} \left[ \frac{(l+c)^2}{s_1} + \frac{c^2}{s_2} \right] \quad [mm/N] \quad (4-15)$$

Độ cứng vững của ổ trục phụ thuộc vào kết cấu của ổ trục, chất lượng của ổ lăn dùng làm ổ trục, cũng như độ chính xác lắp ghép của ổ lăn trong ổ trục. Có thể chọn độ cứng vững của ổ trong khoảng  $s = (500 \div 1250) \cdot 10^3$   $N/mm$



Để giảm độ đảo, phải làm tăng độ cứng vững của ổ trục bằng cách:

- Bố trí ổ trục sao cho tải trọng hướng kính không tạo thành mômen uốn.
- Chọn chế độ lắp ghép của ổ lăn sao cho tạo ra mức độ chặt tối đa cho phép.

Từ công thức (4-10) và (4-13), tổng độ võng của đầu trục chính:

$$\begin{aligned} y &= y_1 + y_2 \\ &= \frac{Pc^2(1+c)}{3JE} + \frac{P}{l^2} \left[ \frac{(l^2 + c^2)}{s_1} + \frac{c^2}{s_2} \right] \\ &= P \left[ \frac{1}{s_1} \left( 1 + \frac{2c}{l} \right) + \frac{c^2}{l^2} \left( \frac{1}{s_1} + \frac{1}{s_2} \right) + \frac{c^2(1+c)}{3JE} \right] \quad [mm] \end{aligned} \quad (4-16)$$

Và độ đàn hồi của đầu trục chính:

$$f = \frac{y}{P} = \frac{1}{s_1} \left( 1 + \frac{2c}{l} \right) + \frac{c^2}{l^2} \left( \frac{1}{s_1} + \frac{1}{s_2} \right) + \frac{c^2(1+c)}{3JE} \quad [mm/N] \quad (4-17)$$

### c. Độ võng và góc xoay cho phép

Độ võng cho phép  $[y]$  của đầu trục chính được chọn theo cấp chính xác của máy, thường lấy theo độ đảo hướng tâm cho phép  $\Delta$  của trục chính.

$$[y] = 0,3\Delta \quad (4-18)$$

Độ đảo hướng tâm cho phép của trục chính  $\Delta = 0,01 \div 0,02 \text{ mm}$

Góc xoay của trục ở chỗ lắp bánh răng để sự ăn khớp của các bánh răng được đảm bảo bình thường là:

$$[\varphi] \leq \frac{C.P_1}{10^5 b^2} \quad [rad] \quad (4-19)$$

Và góc xoay cho phép ở ổ trục để ổ lăn làm việc bình thường là:

$$[\theta] \leq \frac{C.P_2}{10^3 P_{250/5000}} \quad [rad] \quad (4-20)$$

với:  $P_1, P_2$  – lực tác dụng lên răng hoặc tải trọng của ổ trục  $[N]$

$b$  – bề dày răng  $[mm]$

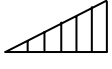
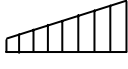
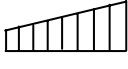
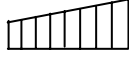
$P_{250/5000}$  – tải trọng hướng tâm cho phép của ổ trục khi số vòng quay là 250v/ph và tuổi thọ của ổ trục là 5000 giờ.

$C$  – hệ số quyết định góc xoay cho phép của trục, phụ thuộc vào đặc điểm phân bố tải trọng trên bề mặt làm việc của răng hay ổ trục (lấy theo bảng 4-1).

Trong thực tế, có thể chọn  $[y] = (0,0001 \div 0,0002) l$

và  $[\theta] = 0,001 \text{ rad}$

Bảng 4-1: Hệ số C quyết định góc xoay cho phép của trục

Dạng phân bố áp suất	 $\frac{q_{\max}}{q_{\min}} = \infty$	 $\frac{q_{\max}}{q_{\min}} = 6$	 $\frac{q_{\max}}{q_{\min}} = 3$	 $\frac{q_{\max}}{q_{\min}} = 2$	Ghi chú
Bánh răng	13 ÷ 16	9 ÷ 12	6,5 ÷ 8	4,2 ÷ 5,5	Trị số lớn dùng cho Z nhỏ và b lớn. Trị số nhỏ dùng cho Z lớn và b nhỏ
Ổ đĩa trụ loại nhẹ và trung bình	24 ÷ 26	16 ÷ 18	12	8	Trị số lớn dùng cho loại trung. Trị số nhỏ dùng cho loại nhẹ
Ổ đĩa côn loại nhẹ	12 ÷ 17	8 ÷ 12	6 ÷ 8,5	4 ÷ 5,5	Thông thường trị số lớn chính xác hơn

Các biện pháp để đảm bảo độ cứng vững khi thiết kế trục chính là:

- Cố gắng giảm độ công xôn của trục chính đến mức có thể, đặc biệt đối với máy có trục dài mang dụng cụ như máy doa, máy mài lỗ.
- Cố gắng dùng ổ trục có độ cứng vững cao, nhất là đối với ổ trục trước, đồng thời cần dùng trục có mômen quán tính lớn. Nếu hai khả năng này không thể thực hiện cùng một lúc, thì nên dùng trục có mômen quán tính lớn, vì thông thường khi trục có đường kính lớn thì ổ trục lắp nó cũng có độ cứng vững lớn.

### 3. Tính rung động của trục chính

Tính rung động của trục chính được áp dụng đối với những trục chính có số vòng quay lớn ( $n > 1500$  v/ph). Rung động sinh ra trong quá trình làm việc và có thể xảy ra hiện tượng cộng hưởng nếu tần số dao động riêng của trục chính bằng với tần số dao động của những chấn động tuần hoàn bên ngoài. Hiện tượng cộng hưởng có thể làm gãy trục, làm chong mòn và hư hỏng ổ trục.

Để phát sinh hiện tượng cộng hưởng, tần số dao động riêng của trục chính phải đạt giá trị tần số tới hạn  $\omega_{th}$ . Nếu trục chính không có khối lượng lớn lắp cục bộ và có vận tốc quay  $\omega_0$ , có thể sử dụng phương pháp đồ thị để xác định  $\omega_{th}$  (hình 4-5). Đường đàn hồi của trục chính  $y_I$  dưới tác dụng của khối lượng bản thân trục chính và đường đàn hồi của trục chính  $y_{II}$  dưới tác dụng của lực ly tâm  $A_x$  tại mỗi mặt cắt x được xây dựng như hình vẽ. Nếu trục chính quay với vận tốc góc  $\omega_0$  thì  $A_x$  được tính:

$$A_x = F_x \cdot \rho \cdot \omega_0^2 \cdot y_x \quad (4-21)$$

với:  $F_x$  – diện tích mặt cắt ngang của trục chính.

$\rho$  – mật độ của vật liệu trục chính.

$y_x$  – độ võng tại mặt cắt khảo sát.

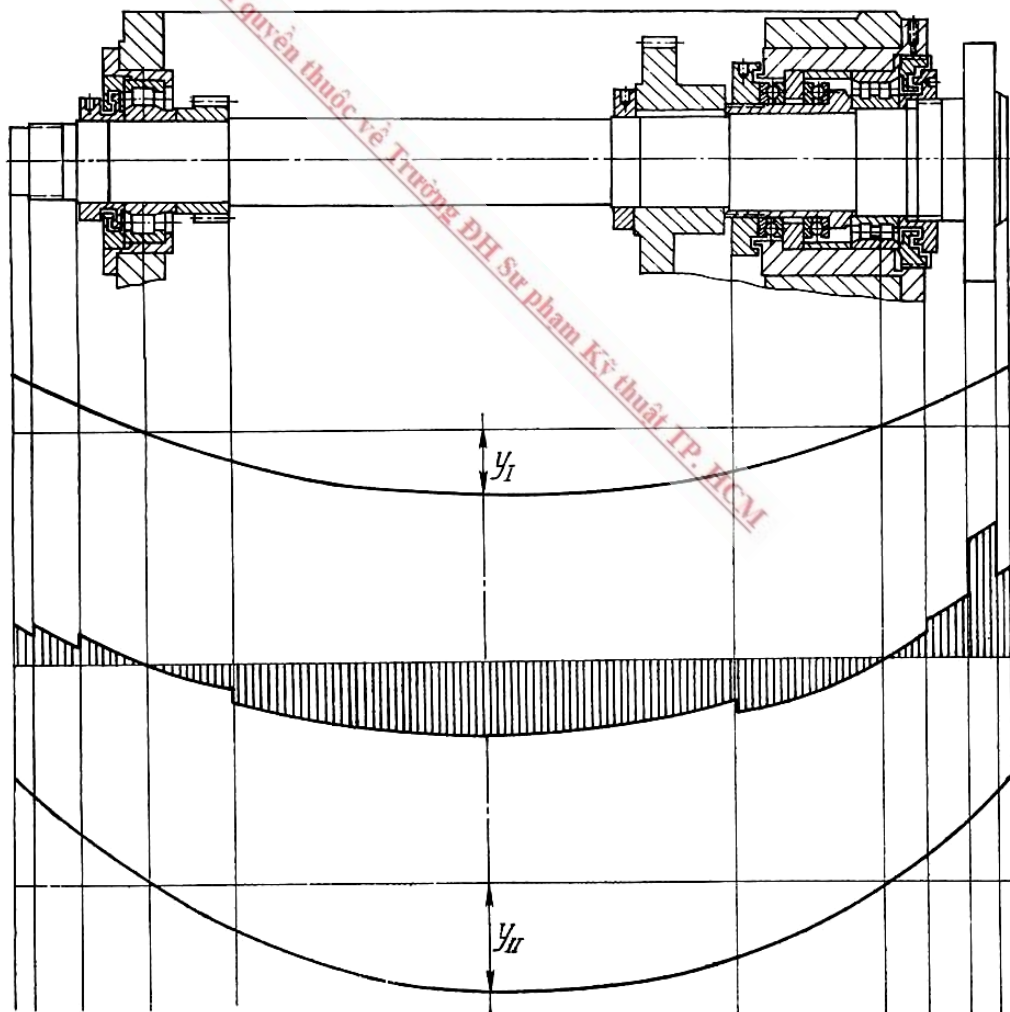
Nếu hai đường đàn hồi của trục chính  $y_I$  và  $y_{II}$  tỉ lệ tương tự ở mọi mặt cắt, nghĩa là  $\frac{y_I}{y_{II}} = \text{const}$  thì tần số dao động tới hạn  $\omega_{th}$  của trục chính được tính bằng công thức:

$$\omega_{th} = \omega_0 \sqrt{\frac{y_{II}}{y_I}} \quad (4-22)$$

Muốn tránh hiện tượng cộng hưởng, tần số dao động tới hạn  $\omega_{th}$  cần khác tần số quay  $\omega$  của trục chính khoảng  $\pm 25 \div 30\%$ , hay:

$$\pm \frac{\omega_{th} - \omega}{\omega} \geq 0,25 \div 0,3 \quad (4-23)$$

Vì trục chính có nhiều số vòng quay khác nhau, nên chọn  $\omega$  là vận tốc quay lớn nhất của trục chính.

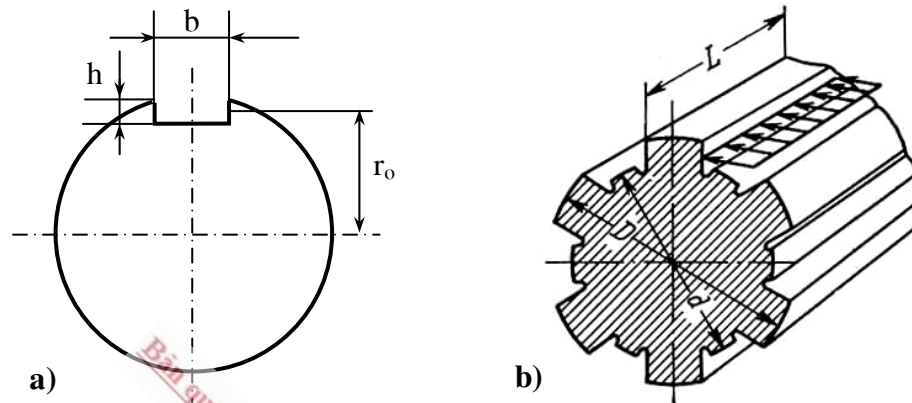


Hình 4-5: Sơ đồ tính toán tần số dao động riêng của trục chính

#### 4. Kiểm nghiệm rãnh then và then hoa

Ngoài những tính toán cơ bản nói trên, cần phải tiến hành kiểm tra áp suất bề mặt  $p$  của những phần có rãnh then hoặc then hoa của trục chính theo sơ đồ hình 4-6. Áp suất này phải thỏa điều kiện áp suất cho phép  $[p]$ :

$$p \leq [p] \quad (4-24)$$



Hình 4-6: Sơ đồ tính toán áp suất rãnh then và then hoa trên trục

a. Đối với rãnh then (hình 4-6a):

Áp suất  $p$  tác dụng lên bề mặt rãnh then là:

$$p = \frac{M_{x\max}}{r_0 \cdot h \cdot l} \quad [N/mm^2] \quad (4-25)$$

với:  $M_{x\max}$  – mômen xoắn lớn nhất truyền đến trục  $[Nmm]$

$r_0$  – khoảng cách từ tâm trục đến tâm rãnh then  $[mm]$

$h, l$  – chiều cao và chiều dài của rãnh then  $[mm]$

b. Đối với then hoa (hình 4-6b):

Áp suất  $p$  tác dụng lên mặt bên của then hoa là:

$$p = \frac{M_{x\max}}{\frac{D+d}{4} \frac{D-d}{2} l_z \psi} = \frac{8M_{x\max}}{(D^2 - d^2) l_z \psi} \quad [N/mm^2] \quad (4-26)$$

với:  $D, d$  – đường kính ngoài và trong của trục then hoa  $[mm]$

$Z$  – số then

$l$  – chiều dài then, với mối ghép then cố định chọn  $l/d = 1$  và mối ghép then di trượt chọn  $l/d = 1,5 \div 2$

$\psi$  – hệ số kể đến sự tiếp xúc không đồng đều trên bề mặt giữa trục then hoa và lỗ then hoa do sai số chế tạo, thường chọn:  $\psi = 0,75 \div 0,9$ .

Đối với then hoa có dạng thân khai, áp suất bề mặt được tính theo công thức:

$$p = \frac{2M_{x\max}}{d_1 h l z \psi} \quad [N/mm^2] \quad (4-27)$$

với:  $d_1$  – đường kính trung bình của trục [mm]

$h$  – độ sâu ăn khớp của răng [mm]

Áp suất bề mặt cho phép  $[p]$  phụ thuộc vào đặc điểm nối trục, tính chất bề mặt và điều kiện làm việc của then, được chọn theo bảng (4-2).

Bảng 4-2: Áp suất bề mặt cho phép  $[p]$

Đặc điểm lắp trục	Tính chất mặt then	Điều kiện làm việc		
		a	b	c
Lắp cố định	Không tôi	35 ÷ 50	60 ÷ 100	80 ÷ 120
	Tôi	40 ÷ 70	100 ÷ 140	120 ÷ 200
Lắp động, không tải	Không tôi	15 ÷ 20	20 ÷ 30	25 ÷ 40
	Tôi	20 ÷ 35	30 ÷ 60	40 ÷ 70
Lắp động, không tải	Không tôi	3	4	5
	Tôi	3 ÷ 10	5 ÷ 15	10 ÷ 20

Điều kiện làm việc a: Các điều kiện kỹ thuật lắp then nói chung không tốt như có tải trọng thay đổi cả hai hướng với rung động có biên độ và tần số lớn, bôi trơn không tốt, vật liệu mềm, gia công không chính xác, các chi tiết trượt lên nhau khó khăn.

Điều kiện làm việc b: Các điều kiện kỹ thuật lắp then đạt mức trung bình.

Điều kiện làm việc c: Các điều kiện kỹ thuật lắp then tốt.

## 4.2. THIẾT KẾ Ổ TRỤC

Ổ trục của trục chính có vai trò quyết định đối với hệ thống trục chính máy công cụ: độ cứng vững của hệ thống trục chính, độ chính xác của chuyển động, độ ổn định chống rung và nhiều yếu tố khác.

### 4.2.1. Yêu cầu của ổ trục

– Đảm bảo sự chuyển động chính xác theo hướng trục và hướng kính dưới tác dụng của lực và tải trọng thay đổi vì độ đảo của trục chính ảnh hưởng đến độ chính xác gia công chi tiết.

– Đảm bảo tuổi thọ cao đến mức có thể. Với ổ trượt, thời gian phục vụ khoảng  $8000 \div 10^4$  giờ, còn ổ lăn khoảng 5000 giờ.



– Đảm bảo tính ổn định chống rung của ổ trục. Yêu cầu này đặc biệt quan trọng đối với trục chính làm việc với số vòng quay cao. Ổ lăn có độ chính xác cao, cũng như ổ trượt bôi trơn với chế độ ma sát ướt thoả mãn được yêu cầu này.

– Có cấu tạo đơn giản, dễ chế tạo và lắp ráp, dễ điều chỉnh khe hở.

#### 4.2.2. Thiết kế ổ trượt

##### 1. Kết cấu của ổ trượt

a. Bạc lót trụ: có mặt trong và ngoài đều là mặt trụ

Hình 4-7 là loại bạc lót nguyên khối.

Đặc điểm:

– Không thể điều chỉnh khe hở.

– Kết cấu đơn giản và đã được tiêu chuẩn hóa.

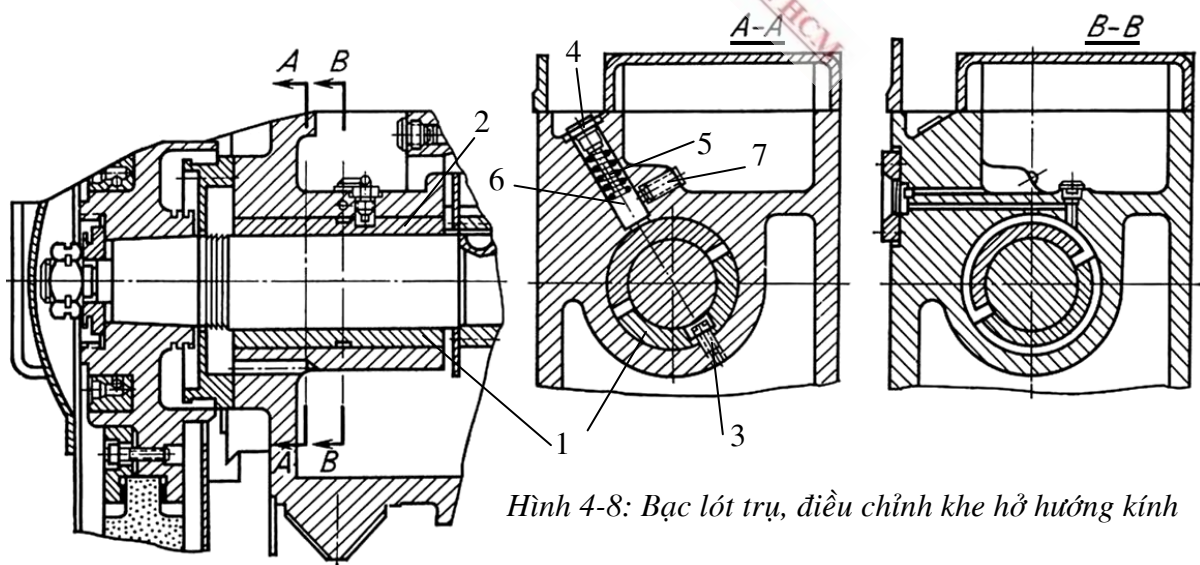
Hình 4-7: Bạc lót nguyên khối

– Chỉ dùng làm ổ trượt trục chính của máy chính xác quay chậm và có tải trọng nhỏ.

– Tỷ số giữa chiều dài  $l$  và đường kính  $d$  có thể lấy  $\frac{l}{d} = 1 \div 3$ . Chiều dày bạc lót thường lấy bằng:  $s = (0,035 \div 0,05)d + 2,5$  [mm]

– Cố định bạc lót vào thân máy bằng vít hoặc đường kính ngoài phải lắp chặt với kiểu lắp  $\frac{H}{m}$ .

Hình 4-8 là loại bạc lót hai nửa. Nửa 1 được cố định với thân máy nhờ vít 3. Có thể điều chỉnh khe hở hướng kính của bạc lót bằng cách dịch chuyển nửa 2 nhờ vít 4, lò xo 5 và chốt 6. Vít 7 để cố định chốt 6 sau khi đã điều chỉnh. Trong một số ổ trượt, bạc lót có thể gồm nhiều phần hơn và được điều chỉnh khe hở từ nhiều hướng.



Hình 4-8: Bạc lót trụ, điều chỉnh khe hở hướng kính

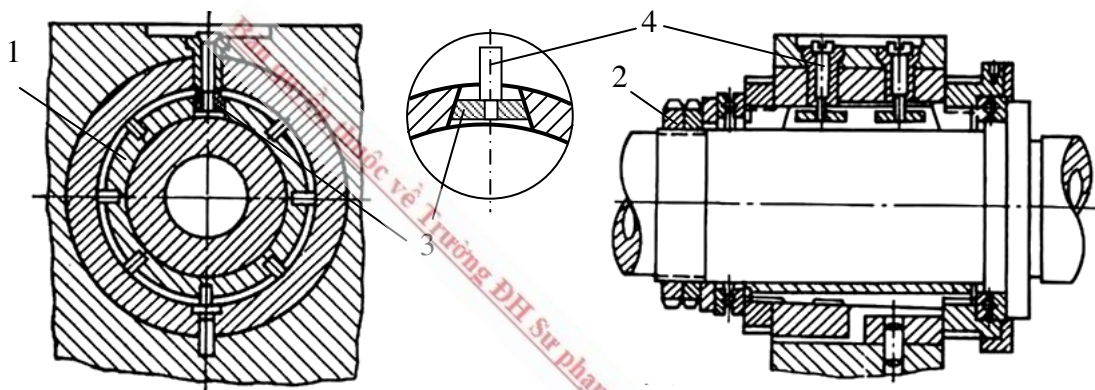


*b. Bạc lót có mặt trong là mặt trụ, mặt ngoài là mặt côn*

Loại này (hình 4-9) có thể điều chỉnh khe hở giữa ổ trục và bạc bằng cách di động bạc theo hướng trục. Loại bạc lót này thường được dùng trong ổ trượt của máy mài.

Ở mặt ngoài của bạc 1 có xẻ hai hoặc nhiều rãnh và có một rãnh bị xẻ đứt, tạo thành bạc lót có khả năng đàn hồi. Khi điều chỉnh, vặn đai ốc 2 ở đầu bạc lót, làm cho mặt côn siết chặt vào thành máy, bạc lót sẽ biến dạng và mặt trụ bên trong cũng biến dạng. Do đó, điều kiện làm việc của ổ trục không được tốt và mau mòn.

Để giảm bớt nhược điểm này, rãnh làm thành một mặt nghiêng và đặt hai miếng nêm 3 vào rãnh ấy. Khi điều chỉnh, vặn đai ốc 2 ở đầu bạc lót đồng thời vặn vít 4 làm cho rãnh nghiêng được mở rộng, mặt ngoài của bạc ép sát vào thân ổ trượt, và như thế giúp cho mặt trong của bạc gần giống với mặt trụ.

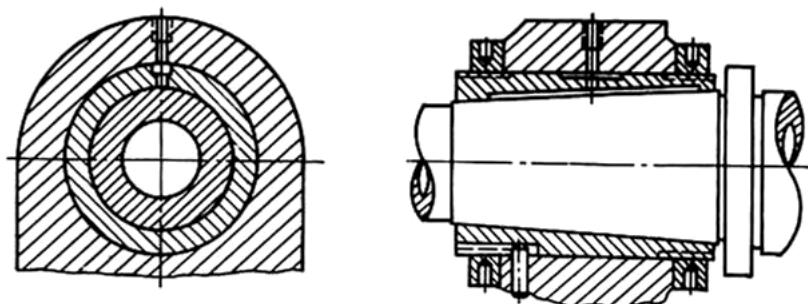


*Hình 4-9: Bạc lót có mặt ngoài côn, điều chỉnh khe hở hướng trục*

*c. Bạc lót có mặt trong là mặt côn, mặt ngoài là mặt trụ*

Loại này (hình 4-10) có độ cứng vững cao hơn loại bạc có mặt trong là mặt trụ, mặt ngoài là mặt côn có xẻ rãnh.

Khi điều chỉnh khe hở thích hợp, trục nằm ở vị trí cố định, vặn hai đai ốc ở hai đầu bạc lót làm di động bạc theo hướng trục.



*Hình 4-10: Bạc lót có mặt trong côn, điều chỉnh khe hở hướng trục*

Vì độ côn của những loại bạc này nhỏ, khoảng 1:30 đến 1:10. Do đó, trên trục chính cũng vẫn cần những ổ chặn để khử lực hướng trục.

Nhược điểm của loại bạc này là: bề mặt làm việc có độ côn, nên vận tốc của các điểm trên mặt côn cổ trục không giống nhau. Do đó, độ mài mòn giữa hai bề mặt không đều. Ngoài ra, khi cổ trục quá nóng, dễ bị kẹt trong bạc, do đó hệ số dẫn nở của hai vật liệu khác nhau (hệ số giãn nở của đồng thanh gần bằng 1,5 lần hệ số giãn nở của thép). Vì thế, khi thiết kế phải để độ hở hơi lớn hơn so với trường hợp cổ trục là mặt trụ, làm cho trục chính chuyển động kém chính xác hơn. Đối với ổ trục chính máy chính xác, nên dùng ổ trượt trong là mặt trụ.

#### *d. Ổ trượt nhiều mặt tựa*

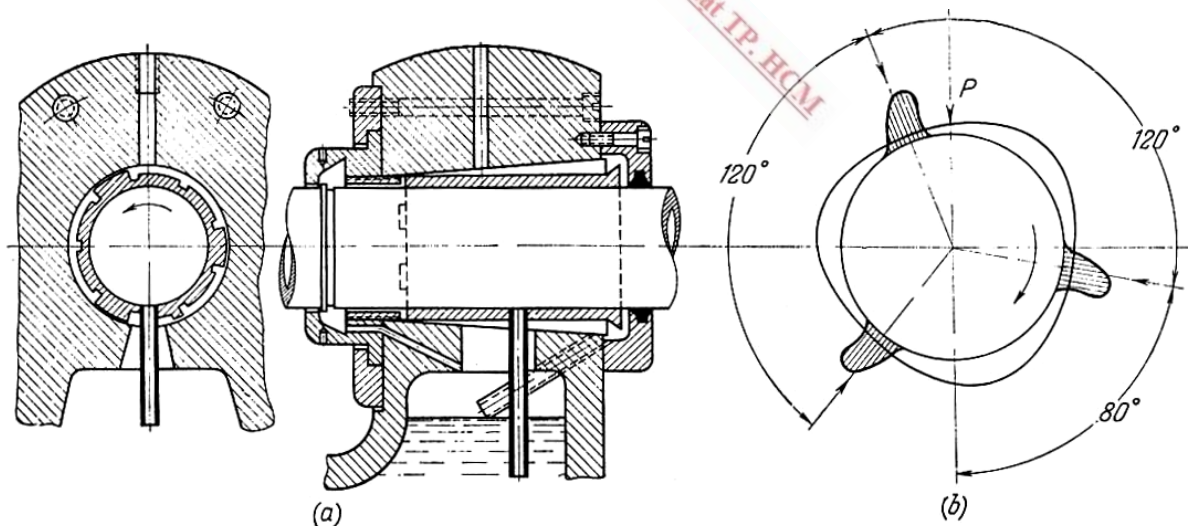
Để nâng cao độ chính xác của trục chính, người ta thường dùng những ổ trượt đặc biệt có nhiều điểm tựa, tận dụng được nhiều mặt trụ cùng chịu tải trọng.

Ưu điểm:

- Khả năng chịu tải lớn, đặc biệt là khả năng chịu tải động.
- Dễ đảm bảo bôi trơn ma sát ướt, ngay khi trục chính có số vòng quay nhỏ.
- Có thể sử dụng trong phạm vi điều chỉnh số vòng quay lớn.
- Có khả năng giảm chấn và làm việc êm.

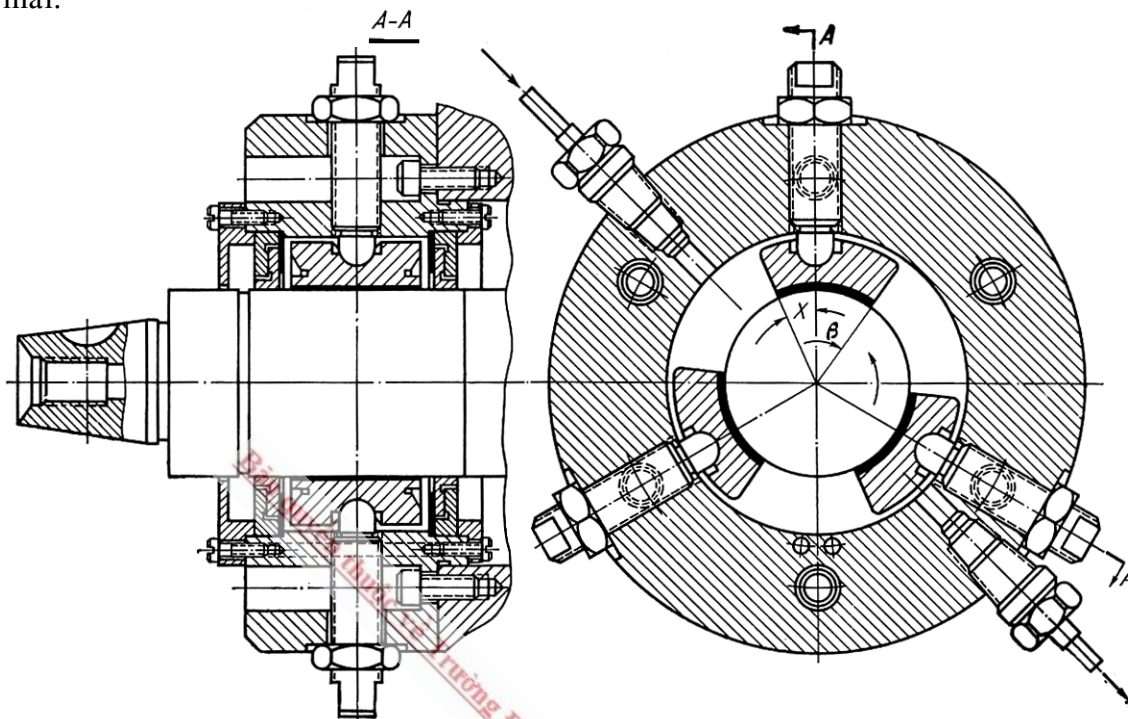
Kết cấu ổ trượt nhiều mặt tựa Mackensen được trình bày ở hình 4-11.

Khi điều chỉnh, bạc lót có thành mỏng sẽ biến dạng, làm cho các khe hở hướng tâm nhỏ xuống, nhưng chỗ để cho dầu luân chuyển tăng lên. Dưới tác dụng của nhiều bề mặt tiếp xúc với trục, nhiệt độ có cao hơn ổ trục bình thường, nhưng với dầu làm nguội được luân chuyển trong ổ trượt thì có thể cân bằng được.



Hình 4-11: Kết cấu của ổ trượt nhiều mặt tựa Mackensen

Loại ổ trượt có nhiều mặt tựa được dùng rộng rãi và có hiệu quả là ổ trượt có nhiều gối đệm như hình 4-12. Độ chính xác chuyển động cao vì trục chính được định tâm bằng màng dầu thủy động. Loại ổ trượt này thường dùng ở trục chính của máy mài.



Hình 4-12: Kết cấu của ổ trượt thủy động nhiều gối đệm

Ngoài những ổ trượt chính yếu nói trên, trong thời gian gần đây nhiều nước đã dùng ổ trượt tự bôi trơn. Bộ phận chủ yếu của ổ trượt này là bạc lót được chế tạo từ bột đồng, bột thiếc với graphít có hạt rất mịn. Hỗn hợp các loại bột kim loại nói trên được đem ép với áp suất từ  $250 \div 400 \text{ N/mm}^2$  và nung kết dính. Loại vật liệu được chế tạo bằng phương pháp tổng hợp tinh thể này có hệ thống các lỗ nhỏ bên trong. Các lỗ này được thấm dầu và được bôi trơn dưới tác dụng hút của cổ trục khi quay.

## 2. Vật liệu bạc lót

Các nguyên tắc để chọn vật liệu bạc lót gồm:

– Cần phải tiết kiệm kim loại màu: Nếu điều kiện làm việc cho phép, nên dùng gang hợp kim có ít kim loại màu. Để tiết kiệm kim loại màu, bạc lót thường dùng hai lớp: Lớp ngoài làm bằng thép, lớp trong dùng đồng thanh. Ổ trượt loại này tiết kiệm được khoảng  $60 \div 80\%$  kim loại màu, giá thành hạ khoảng  $40 \div 60\%$ , tuổi thọ cao hơn  $2,5 \div 3$  lần so với bạc lót làm toàn bộ bằng đồng thanh. Độ dày của lớp đồng thanh trong ổ trượt dùng 2 lớp không quá  $4 \div 5 \text{ mm}$ . Sau khi gia công xong còn lại khoảng  $0,8 \div 1 \text{ mm}$ .

– Độ cứng của cổ trục cần cao hơn độ cứng của bạc lót (vì thông thường trục đắt hơn bạc lót), đồng thời bạc lót cần khả năng giảm mòn, chống dính, hệ số ma sát thấp, dẫn nhiệt tốt ...

– Nếu ổ trượt làm việc với ma sát ướt, yêu cầu về vật liệu của bạc lót và cổ trục thấp hơn so với trường hợp ma sát nửa ướt.

Những vật liệu dùng làm bạc lót của ổ trục chính máy công cụ thường là:

*a. Đồng thanh:* là vật liệu dùng phổ biến nhất, gồm có:

– Đồng thanh thiếc БрОФ 10-1, БрОС 10-10: có thể làm việc tốt trong phạm vi điều chỉnh tốc độ và công suất lớn. Nó chịu được áp lực cao, va đập lớn, nhưng vì có nhiều thiếc nên đắt tiền.

– Đồng thanh chì БрС30 (không có thiếc): thường dùng làm bạc lót của ổ trượt chịu tải trọng thay đổi. Loại này có sức bền mỏi cao, có thể đúc. Dùng đồng thanh chì làm ổ lót, cổ trục phải có độ cứng cao (cổ trục nhất thiết phải tôi).

– Đồng thanh sắt-nhôm БрАЖ9-4: Loại này có thể làm bạc lót cho cổ trục không tôi.

*b. Babbit*

Babbit là hợp kim có thành phần chủ yếu là thiếc hoặc chì, tạo thành một nền mềm có xen các hạt cứng antimon, đồng, niken ... Babbit là vật liệu giảm ma sát, giảm mòn và chống dính rất tốt. Nhưng do cơ tính thấp, nên babbit chỉ dùng để tráng một lớp mỏng, khoảng vài phần mười mm lên bạc lót làm vật liệu có sức bền cao hơn như đồng thanh, thép hoặc gang.

*c. Gang chịu ma sát*

Gang chịu ma sát thường làm bạc lót ổ trục chính là AC4-1 và AC4-2.

Gang chịu ma sát chủ yếu dùng cho ổ trục làm việc với vận tốc thấp, chế độ làm việc gián đoạn. Bạc lót bằng gang rẻ hơn bạc lót bằng đồng thanh, nhưng tính giảm ma sát kém hơn, chịu va đập kém hơn, làm mòn cổ trục nhiều hơn. Do đó, khi dùng gang làm bạc lót cần phải đảm bảo bôi trơn tốt, bề mặt tiếp xúc giữa cổ trục và bạc phải gia công chính xác.

*d. Hợp kim chịu ma sát*

Hợp kim nhôm AlcuSi (Al-Cu-Si) là loại dùng thích hợp cho ổ trượt trục chính máy công cụ, vì nó có giá thành rẻ hơn đồng thanh. Nhiều ổ trượt trục chính máy tiện loại nặng đã dùng loại vật liệu này làm ổ lót. Trong trường hợp này, cổ trục nhất thiết phải tôi (thường cần HRC = 45 ÷ 50) và các bề mặt tiếp xúc phải gia công chính xác.

Khi tính toán bạc lót dùng AlcuSi, phải lấy khe hở giữa cổ trục và bạc lớn hơn trường hợp dùng đồng thanh, vì hệ số giãn nở nhiệt của hợp kim nhôm lớn hơn. Độ dày của bạc dùng từ 3 ÷ 8mm và tỷ số l/d > 1.



Các vật liệu trên có thể dùng để làm ổ trượt trực chính với các trị số cho phép về áp suất bề mặt  $p[\frac{N}{mm^2}]$ , vận tốc quay  $v [m/s]$  và chế độ làm việc  $p.v[\frac{N}{mm^2} \cdot \frac{m}{s}]$  như

Bảng 4-3:

Vật liệu	[p]	[v]	[p.v]
<b>Đồng thanh:</b>			
Бр ОФ10-1 và БрОФ10-05	15	10	15
Бр ОЦ5-5-5	8	3	12
Бр ОЦ6-6-3	5	3	10
Бр ОЦ4-4-17	10	4	10
Бр АЖ	15	4	12
Бр С 30	20	12	20
<b>Batit:</b>			
Б83 và Б 89	25	60	20
Б 16	15	12	10
<b>Hợp kim:</b>			
Alcusi	2	5	5
цAM 10-5	1,2	2,5	3
<b>Gang:</b>			
ACч-1	0,05	2	0,1
	9	0,2	1,8
ACч-2	0,1	3	0,3
	6	0,75	4,5

### 3 .Tính toán ổ trượt

Khi thiết kế ổ trượt, cần đảm bảo ổ làm việc với chế độ ma sát ướt. Điều kiện để hình thành ma sát ướt giữa hai bề mặt của cổ trục và bạc lót là:

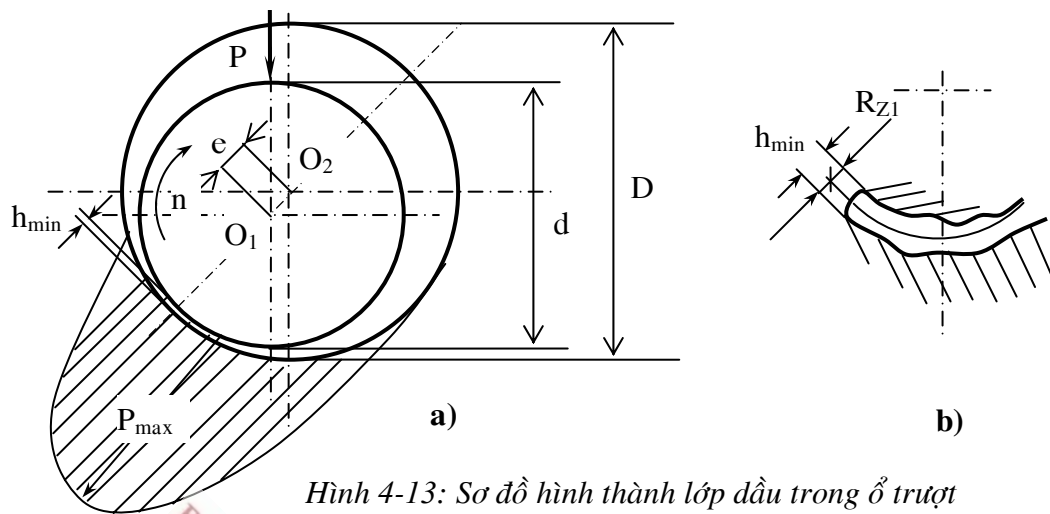
$$h_{\min} \geq k(R_{Z1} + R_{Z2}) \quad (4-28)$$

với:  $h_{\min}$  – bề dày nhỏ nhất của lớp dầu.

$k$  – hệ số phụ thuộc vào độ không chính xác của chế tạo và lắp ghép, thông thường  $k = 2 \div 3$ .

$R_{Z1}$  ,  $R_{Z2}$  – chiều cao nhấp nhô trung bình của bề mặt cổ trục và bạc lót, phụ thuộc vào cấp độ nhám bề mặt (chọn theo tiêu chuẩn).

Sự hình thành lớp dầu giữa hai bề mặt của ổ trục và bạc lót được trình bày trên hình 4-13.



Hình 4-13: Sơ đồ hình thành lớp dầu trong ổ trượt

Theo lý thuyết thủy động học, người ta thành lập được quan hệ giữa chiều dày chêm dầu \$h\$ và độ hở \$S\$ của lắp ghép lỗ và trục như sau:

$$h \times S = \frac{\eta \cdot n \cdot d^2}{83600 \times p} \times \frac{1}{1+d} \times 10^{10} \quad [\mu m^2] \quad (4-29)$$

Với \$\eta\$ – độ nhớt tuyệt đối của dầu bôi trơn \$[Ns/m^2]\$.

\$n\$ – tốc độ quay tương đối giữa trục và bạc \$[vg/ph]\$.

\$d\$ – đường kính danh nghĩa của mối ghép \$[mm]\$.

\$l\$ – chiều dài bề mặt lắp ghép \$[mm]\$.

\$p\$ – áp suất trung bình trên bề mặt lắp ghép

$$p = \frac{P}{l \times d} \times 10^6 \quad [N/m^2] \quad (4-30)$$

\$P\$ – phụ tải tác dụng lên ổ \$[N]\$.

Trị số \$h\_{min}\$ được tính theo công thức sau:

$$h_{min} = \frac{\eta \cdot n \cdot d^2}{183600 \times p} \times \frac{1}{1+d} \times \frac{10^{10}}{[S_{max} + 2(R_{Z1} + R_{Z2})]} \quad [\mu m] \quad (4-31)$$

với \$S\_{max}\$ là độ hở lớn nhất của lắp ghép giữa lỗ và trục (đã được chọn trước).

Nếu \$h\_{min}\$ tính được không thỏa mãn bất đẳng thức (4-34) thì cần phải:

- Giảm độ hở \$S\_{max}\$, nghĩa là phải chọn một kiểu lắp khác có \$S\_{max}\$ nhỏ hơn
- Tăng độ nhớt của dầu.
- Nâng cao độ nhẵn bề mặt gia công, nâng cao độ cứng vững trục chính.
- Tăng kích thước trục, trên cơ sở đó làm giảm áp suất bề mặt \$p\$.



### 4.2.3. Thiết kế ổ lăn

#### 1. Lựa chọn ổ lăn

Trong máy công cụ dùng rất nhiều loại ổ lăn như: ổ bi, ổ đĩa, ổ đĩa côn, ổ kim ... với các mức độ chính xác của ổ lăn khác nhau. Do đó, cần phải lựa chọn loại ổ và cấp chính xác phù hợp với điều kiện làm việc cụ thể của bộ phận máy.

##### a. Chọn loại ổ lăn

– Khi hướng của tải trọng thẳng góc với trục (như ổ lăn của trục lắp bánh răng trụ răng thẳng): dùng ổ bi đỡ, ổ đĩa trụ, ổ kim.

– Khi hướng của tải trọng tác dụng dọc trục: dùng ổ chặn. Nếu lực hướng trục chỉ tác dụng một chiều thì dùng một ổ chặn. Nếu lực hướng trục có chiều thay đổi thì dùng hai ổ chặn. Nếu độ lớn của lực hướng trục ở hai chiều không giống nhau thì chỉ cần một ổ chặn để khử lực hướng trục có giá trị lớn, với chiều còn lại dùng ổ bi đỡ chặn.

– Khi tải trọng tác dụng lên trục cả theo phương hướng kính lẫn hướng trục (như ổ trục chính của máy tiện, máy khoan, phay ...): tùy thuộc theo độ lớn của lực hướng trục mà dùng:

- Tổ hợp giữa ổ bi, ổ đĩa trụ hoặc ổ kim với ổ chặn, nếu như lực hướng trục lớn hơn lực hướng kính. Đây là trường hợp phổ biến nhất.

- Dùng những ổ bi đỡ chặn hoặc ổ đĩa côn, nếu lực hướng trục bằng lực hướng kính

- Dùng những ổ bi đỡ chặn với vòng căng, nếu lực hướng trục nhỏ hơn lực hướng kính.

##### b. Chọn cấp chính xác của ổ lăn

Cấp chính xác của ổ lăn cũng là một yếu tố cần phải quan tâm khi chọn ổ lăn. Ổ lăn có cấp chính xác càng cao thì truyền động càng chính xác nhưng giá thành càng đắt. Nếu lấy giá thành của ổ lăn có cấp chính xác 0 là một đơn vị, thì giá thành tương đối của ổ lăn với các cấp chính xác khác như sau:

0	6	56	5	45	4	24	2
1	1,3	1,7	2	3	4	7	10

Trục chính của máy công cụ thường dùng các loại ổ lăn theo cấp chính xác sau:

– Ổ lăn có cấp chính xác bình thường 0: dùng làm ổ trục chính của máy không yêu cầu chính xác cao như máy khoan, máy gia công thô.

– Ổ lăn có cấp chính xác khá cao 6: dùng cho những trục phân độ.

– Ổ lăn có cấp chính xác cao 5 và rất cao 4: dùng cho phần lớn ổ trục chính của máy công cụ.

– Ổ lăn có cấp chính xác đặc biệt cao 2 dùng cho trục chính của các máy công cụ rất chính xác.

Muốn xác định cấp chính xác của ổ lăn cho hợp lí, trong thực tế cần tính độ đảo hướng kính  $\delta$  của đầu trục chính do ổ lăn gây ra, được xác định theo sơ đồ hình 4-14.

$$\frac{\delta + c_2}{c_1 + c_2} = \frac{a + l}{l}$$

$$\text{hay } \delta = c_1 \left(1 + \frac{a}{l}\right) + c_2 \frac{a}{l}$$

với  $c_1, c_2$  – độ đảo hướng kính của ổ trục phía trước

Nếu gọi  $\Delta$  là dung sai độ đảo hướng kính của trục chính thì:

$$\delta = \frac{\Delta}{3}$$

và giả thiết độ đảo hướng kính của hai ổ trục như nhau:  $c_1 \left(1 + \frac{a}{l}\right) = c_2 \frac{a}{l}$  thì:

$$c_1 = \frac{\Delta}{6 \left(1 + \frac{a}{l}\right)} \text{ và } c_2 = \frac{\Delta}{6 \frac{a}{l}} \quad (4-32)$$

Với trị số  $\Delta$  đã biết, tính được  $c_1$  và  $c_2$ . Căn cứ vào trị số  $c_1$  và  $c_2$ , sẽ chọn được cấp chính xác của ổ lăn theo bảng (4-4). Trước tiên phải chọn cấp chính xác cho một ổ (ổ trước hoặc ổ sau), sau đó tính độ chính xác của ổ kia. Cấp chính xác ổ sau nên chọn thấp hơn một cấp so với ổ trước.

Bảng 4-4: Chọn cấp chính xác ổ lăn

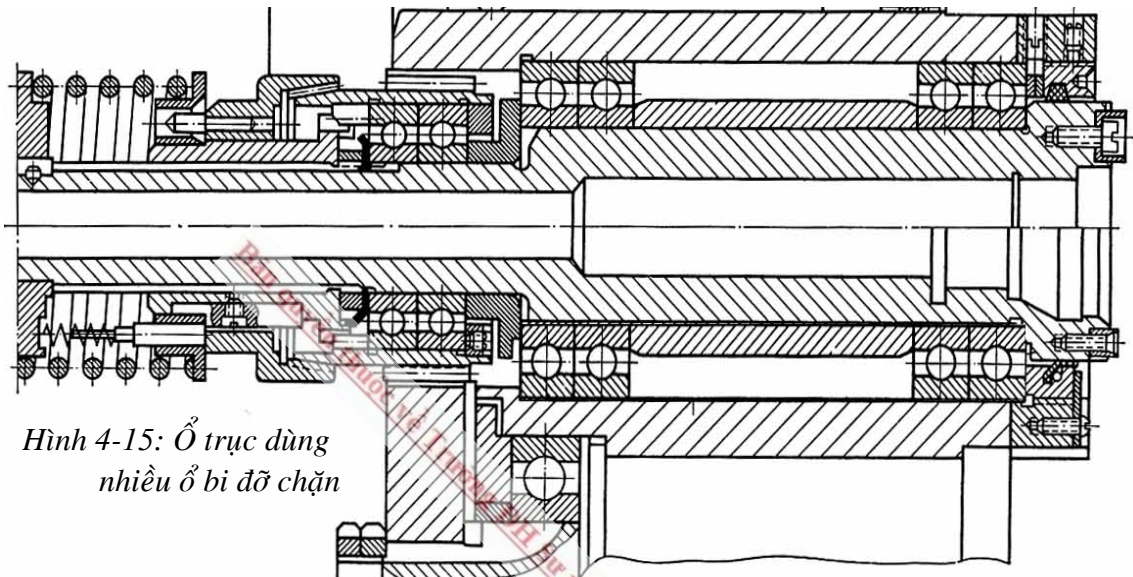
Đường kính trục [mm]	Độ đảo hướng kính c [mm]				
	0	6	5 và 56	4 và 45	2 và 24
Đến 30	0,013	0,010	0,010	0,005	0,003
Trên 30 ÷ 50	0,015	0,012	0,010	0,005	0,003
" 50 ÷ 80	0,020	0,016	0,012	0,006	0,004
" 80 ÷ 120	0,025	0,020	0,014	0,007	0,005
" 120 ÷ 180	0,030	0,024	0,016	0,008	0,006
" 180 ÷ 250	0,040	0,032	0,020	0,010	—
" 250 ÷ 315	0,050	0,040	0,024	0,012	—
" 315 ÷ 400	0,060	0,048	0,030	0,015	—

## 2. Kết cấu ổ lăn trục chính

### a. Ổ trục chính dùng ổ bi

Ổ trục chính của máy công cụ dùng ổ bi thường có các kết cấu sau:

- Loại dùng ổ bi đỡ: kết cấu này chỉ dùng trong trường hợp lực hướng kính và lực dọc trục đều nhỏ như ổ trục chính máy mài lỗ.
- Loại dùng ổ bi đỡ chặn một dãy: dùng trong trường hợp lực dọc trục lớn hơn loại trên như ổ trục chính máy tiện bán tự động và tự động (hình 4-15).

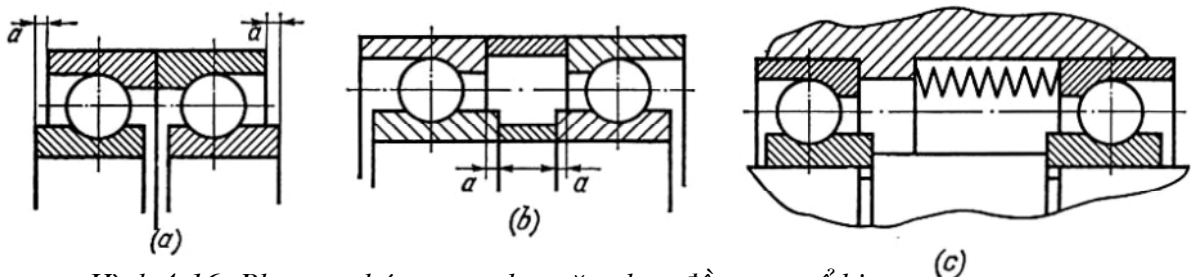


Hình 4-15: Ổ trục dùng nhiều ổ bi đỡ chặn

- Loại dùng ổ bi đỡ chặn hai dãy: ổ bi đỡ chặn hai dãy có khe hở giữa bi và vòng lăn rất nhỏ nên độ cứng vững cao hơn và khả năng giảm chấn tốt hơn loại ổ bi đỡ chặn một dãy. Kết cấu này được dùng cho ổ trục chính có số vòng quay lớn như ổ trục chính của nhiều loại máy mài, máy doa kim cương.

Để tăng độ cứng vững của ổ trục, có thể sử dụng các biện pháp sau:

- Ghép nhiều ổ bi đồng thời.
- Tạo ra lực căng ban đầu trong ổ lăn để giảm khe hở giữa bi và các vòng lăn như mài mặt đầu của vòng trong (hình 4-16a), lắp hai vòng căng có độ dài khác nhau vào giữa hai ổ lăn (hình 4-16b), hoặc dùng lò xo (hình 4-16c)



Hình 4-16: Phương pháp tạo ra lực căng ban đầu trong ổ bi

*b. Ổ trục chính dùng ổ đĩa trụ*

Ổ đĩa trụ chỉ chịu được lực hướng kính, nhưng lớn hơn so với ổ bi đỡ cùng cỡ. Trong trường hợp có lực dọc trục tác dụng, thì ngoài ổ đĩa trụ ra, trục chính cần phải thêm ổ chặn.

Thường ổ đĩa trụ được dùng làm trục chính cho những máy có tải trọng hướng kính lớn, như trục chính của máy phay ngang.

*c. Ổ trục chính dùng ổ đĩa côn*

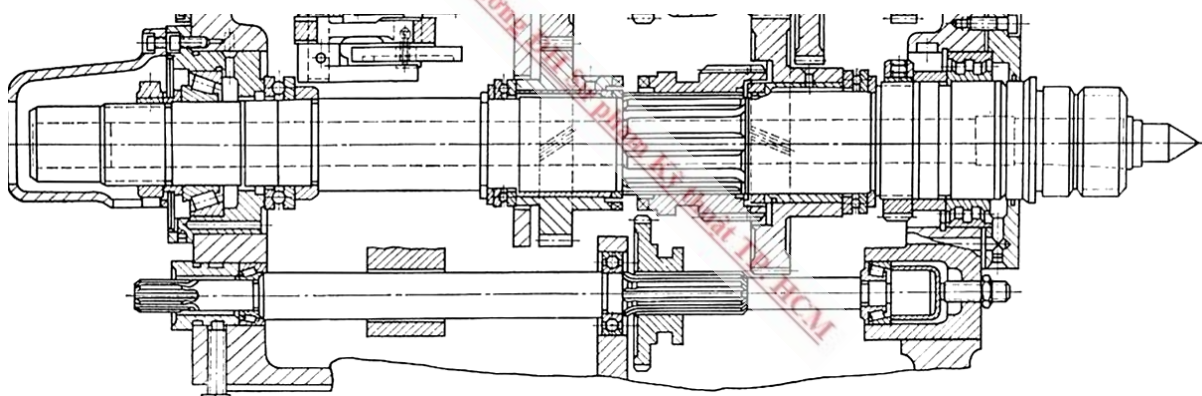
Ổ đĩa côn được dùng rất rộng rãi trong ổ trục chính máy công cụ vì:

- Dễ điều chỉnh độ hở và dễ lắp ráp.
- Chịu được lực dọc trục tương đối lớn (có thể từ  $0,7 \div 1,3$  lần lực hướng kính).

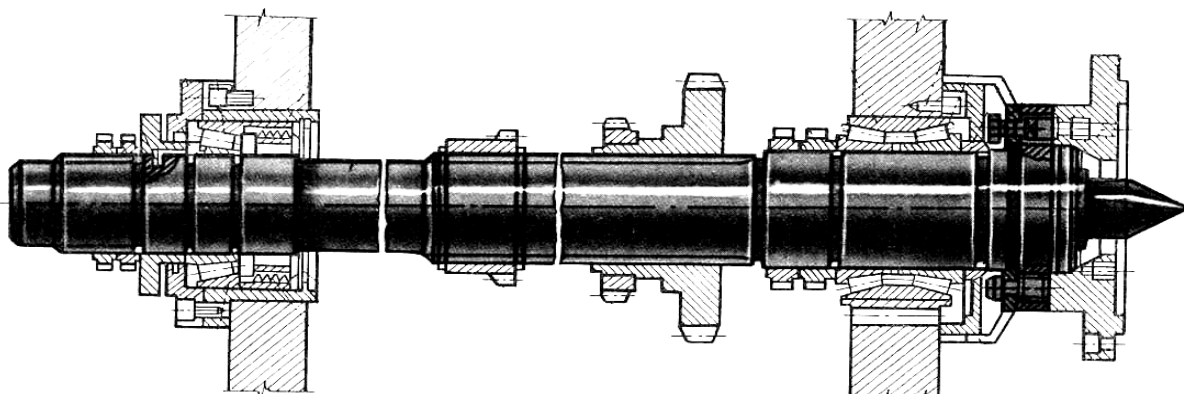
Có hai cách lắp ổ đĩa côn như sau:

- Lắp hai ổ đĩa có đầu côn nhỏ quay vào nhau: kết cấu cứng vững hơn, nhất là khi khoảng cách giữa hai ổ trục nhỏ. Do đó kiểu lắp này được dùng phổ biến.
- Lắp hai ổ đĩa có hai đầu côn lớn quay vào nhau: điều chỉnh ổ trục dễ dàng hơn vì chỉ cần di động vòng ngoài của ổ theo chiều trục.

Trong thực tế, ổ trục chính của máy công cụ thường dùng phương pháp tổ hợp các loại ổ bi đỡ chặn, ổ đĩa trụ, ổ đĩa côn và ổ chặn với nhau.



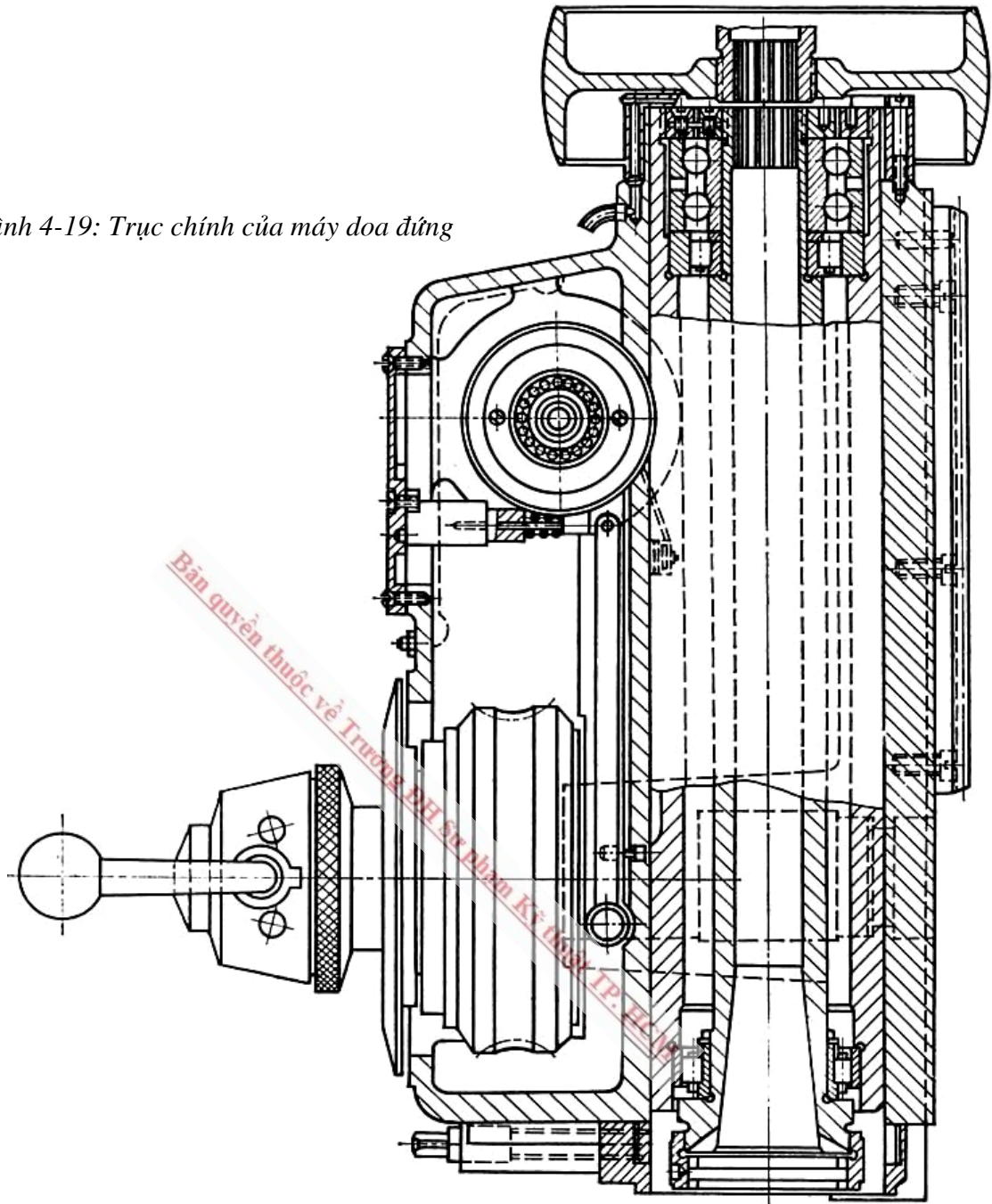
Hình 4-17: Ổ trục chính của máy tiện 1A62



Hình 4-18: Ổ trục chính của máy tiện 16K20



Hình 4-19: Trục chính của máy doa đứng



#### 4. Tính toán ổ lăn trục chính

Hệ số khả năng làm việc  $C$  của ổ lăn chịu tác dụng của lực hướng kính  $R$  và lực dọc trục  $A$  được tính theo công thức:

$$C = (kR + m.A)(n.h)^{0,3} k_d.k_v.k_n \quad [N] \quad (4-33)$$

Với:  $n$  – số vòng quay lớn nhất của trục chính [v/ph]

$h$  – tuổi thọ của ổ lăn, thường chọn  $h = 5000$  giờ

$k_d$  – hệ số phụ thuộc vào tính chất của tải trọng:

- Tải trọng tĩnh không đổi, không va đập (như máy mài):  $k_d = 1$ .
- Tải trọng va đập nhẹ, quá tải ngắn hạn và tối 125% tải trọng tính toán (như máy tiện, máy khoan ...):  $k_d = 1 \div 1,2$
- Tải trọng va đập vừa, quá tải ngắn hạn và tối 150% tải trọng tính toán (như máy phay):  $k_d = 1,3 \div 1,8$ .
- Tải trọng va đập mạnh và rung động, quá tải ngắn hạn và tối 200% tải trọng tính toán (như máy bào, máy xọc ...):  $k_d = 1,8 \div 2,5$ .
- Tải trọng va đập rất mạnh và rung động, quá tải ngắn hạn và tối 300% tải trọng tính toán (như máy đập, máy cán thô ...):  $k_d = 2,5 \div 3$ .

$k_v$  – hệ số phụ thuộc vào tính chất làm việc của vòng lăn:

- Vòng trong quay:  $k_v = 1$
- Vòng ngoài quay:  $k_v = 1,33$

$k_n$  – hệ số phụ thuộc vào số vòng quay thiết kế  $n$  và số vòng quay tối hạn  $n'$  của ổ lăn.

$\frac{n}{n'}$	1	1,1	1,2	1,3	1,4	1,6	1,8	2,0	2,4	3
$k_n$	1	0,92	0,38	0,75	0,68	0,55	0,43	0,33	0,19	0,1

$k, m$  – hệ số phụ thuộc vào lực tác dụng lên ổ.

Đối với ổ bi: nếu  $A \leq 0,25R$  thì  $k = 1, m = 0$

nếu  $0,25R \leq A \leq (1 \div 1,2)R$  thì  $k = 0,75; m = 1$

Đối với ổ bi đỡ chặn: nếu  $A \leq 0,6R$  thì  $k = 1, m = 0$

nếu  $A > 0,6R$  thì  $k = 0,55; m = 0,75$

Đối với ổ đĩa côn: nếu  $A \leq 0,3R$  thì  $k = 1, m = 0$

nếu  $A > 0,3R$  thì  $k = 0,6; m = 1,4 \div 1,55$

Với hệ số khả năng làm việc  $C$  của ổ lăn đã tính, tra bảng tiêu chuẩn để chọn ổ lăn có hệ số khả năng làm việc cho phép  $[C]$  lớn hơn giá trị tính toán.

*Xác định lực căng sơ bộ ổ lăn*

Lực căng sơ bộ của ổ lăn làm tăng độ cứng vững của trục. Nhưng với giới hạn nào đó, việc tăng lực căng không làm tăng thêm độ cứng vững, mà chỉ làm tăng thêm tải trọng của ổ trục, và làm giảm tuổi thọ ổ trục. Do đó, cần xác định lực căng tối thiểu  $A_0$  cần thiết trong ổ lăn theo công thức:

$$A_0 = kR \pm 0,5A \quad [N] \quad (4-34)$$



Với:  $k$  – hệ số phụ thuộc vào loại ổ.

Ổ bi đỡ,  $k = 0,5 \div 0,6$ . Ổ bi đỡ chặn,  $k = 0,65 \div 0,8$ .

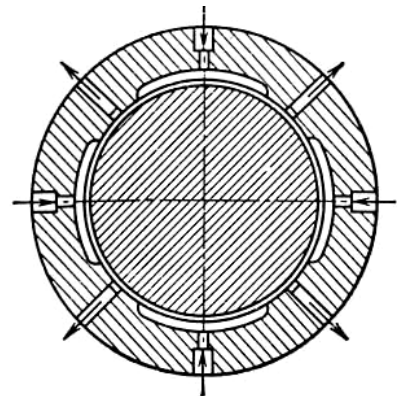
Dấu (+) được dùng trong trường hợp lực  $A_0$  làm giảm tải trọng dọc trục  $A$  của ổ trục và dấu (–) trong trường hợp lực  $A_0$  làm tăng tải trọng dọc trục của ổ trục.

#### **4.2.3. Các loại ổ trục khác**

##### **1. Ổ trục thủy tĩnh**

Ổ trục thủy tĩnh khác với ổ trượt ở chỗ: thực hiện chế độ ma sát ướt với mọi vận tốc của trục chính kể cả lúc mới khởi động. Loại ổ này ngày càng được dùng rộng rãi trong một số máy hiện đại, nhất là máy mài, máy có tải trọng làm việc lớn hoặc có số vòng quay thấp.

Ổ trục thủy tĩnh có nhiều buồng dầu bố trí đều xung quanh ổ (hình 4-20). Dầu có áp suất cao được đưa vào từng buồng thông qua các van tiết lưu để điều chỉnh áp suất giữa các buồng sao cho đảm bảo độ đồng tâm của trục. Dầu có thể đi ra ngoài qua mặt đầu của ổ theo hướng dọc trục hoặc qua các rãnh thoát nằm giữa các buồng.



Hình 4-20: Ổ trục thủy tĩnh

So với ổ trượt hoặc ổ lăn, ổ trục thủy tĩnh có những ưu điểm sau:

- Các bề mặt của trục và bạc không tiếp xúc với nhau, nên không bị mòn.
- Độ chính xác chuyển động cao, độ đồng tâm, độ cứng vững cao và không phụ thuộc vào số vòng quay.
- Có tác dụng làm nguội ổ trục rất tốt.

Tuy nhiên, ổ trục thủy tĩnh cũng có nhược điểm như phải có hệ thống truyền động thủy lực phức tạp, giá thành cao.

##### **2. Ổ trục khí nén**

Ngoài ổ trục thủy tĩnh, ổ trục khí nén cũng được dùng cho các trục chính có tải trọng nhỏ, nhưng số vòng quay lớn và yêu cầu độ chính xác cao như trên trục chính của máy mài lỗ (trục động cơ điện cũng đồng thời là trục chính). Ổ trục khí nén có thể làm việc rất tốt với vận tốc  $100 \div 200$  m/s trong khi nếu dùng ổ lăn chỉ có thể đạt tối đa 30m/s. Áp suất không khí đưa vào ổ (sau khi đã lọc và ổn áp) không quá  $3 \div 4$  kG/cm<sup>2</sup>.

Ưu điểm chính của loại ổ này là do ma sát của không khí nhỏ, nên lượng nhiệt tỏa ra nhỏ và việc dẫn nhiệt ra khỏi ổ trục cũng dễ dàng (chỉ cần quạt gió).

## **Chương 5      THIẾT KẾ THÂN MÁY VÀ SỐNG TRƯỢT**

### **5.1. THIẾT KẾ THÂN MÁY**

#### **5.1.1. Yêu cầu của thân máy**

Thân máy là một chi tiết quan trọng của máy, dùng làm chuẩn để lắp đặt các bộ phận khác như hộp tốc độ, hộp chạy dao, bàn máy ... Độ chính xác, độ cứng vững của thân máy ảnh hưởng lớn đến quá trình làm việc cũng như độ chính xác gia công của máy. Do đó, khi thiết kế thân máy cần đảm bảo các yêu cầu sau:

##### **1. Đảm bảo đầy đủ độ cứng vững và độ giảm chấn**

– Lựa chọn vật liệu và phương pháp gia công thân máy thích hợp tránh biến dạng do nội lực gây ra.

– Lựa chọn hình dáng thân máy thích hợp để đảm bảo sai số của chi tiết gia công nằm trong phạm vi cho phép dưới tác dụng của tải trọng lớn nhất. Đảm bảo thoát phoi dễ dàng, tránh phoi nóng tác dụng trực tiếp vào băng máy nhằm hạn chế biến dạng nhiệt.

– Bố trí thành, vách sao cho nâng cao độ cứng vững nhưng phải tiết kiệm vật liệu nhất.

##### **2. Đảm bảo đầy đủ tính công nghệ**

– Tính công nghệ về đúc: độ dày của các thành máy không để quá chênh lệch để gây rạn nứt.

– Lưu ý các điều kiện công nghệ để có thể hình thành các thành, vách, hộc, lỗ ... và để tạo thành những chỗ đựng dụng cụ, đặt động cơ, bố trí hệ thống dung dịch làm nguội ...

– Lưu ý những điều kiện về công nghệ để gia công thân máy: máy móc hiện có, khả năng lắp ráp ...

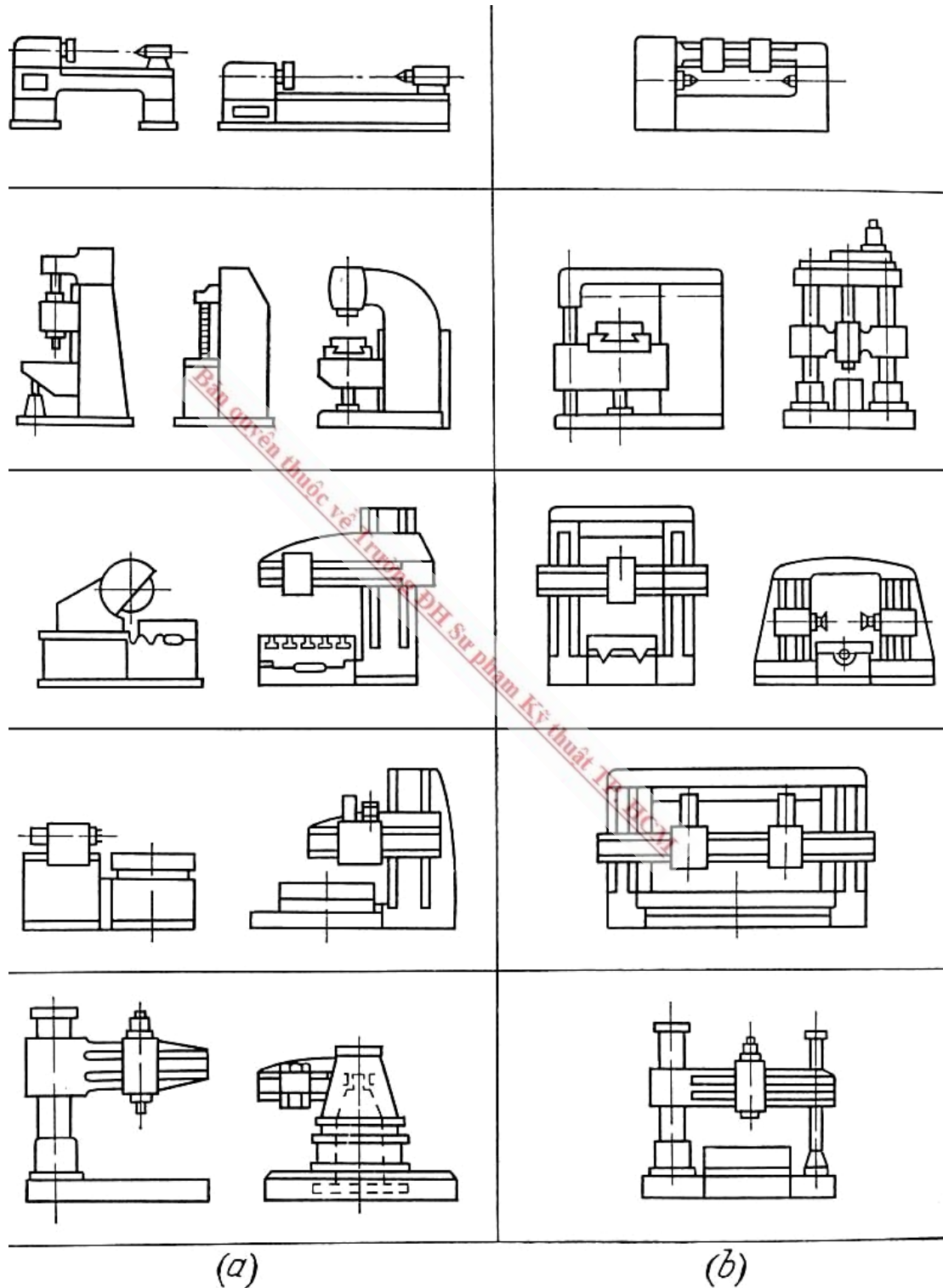
#### **5.1.2. Kết cấu của thân máy**

Kết cấu của thân máy có những dạng rất khác nhau, tùy thuộc vào từng loại máy. Thường phải căn cứ vào các lực phát sinh trong quá trình gia công tác dụng vào thân máy (lực cắt, lực kẹp chặt, lực quán tính ...); đồng thời chú ý tới các bộ phận đặt trên thân máy; kích thước, hành trình của những bộ phận chính mà lựa chọn thân máy phù hợp. Thân máy có dạng nằm ngang và dạng thẳng đứng (trụ máy). Về cơ bản có thể phân làm hai loại:

– Loại thanh, dầm: thân máy tiện, máy khoan đứng ...

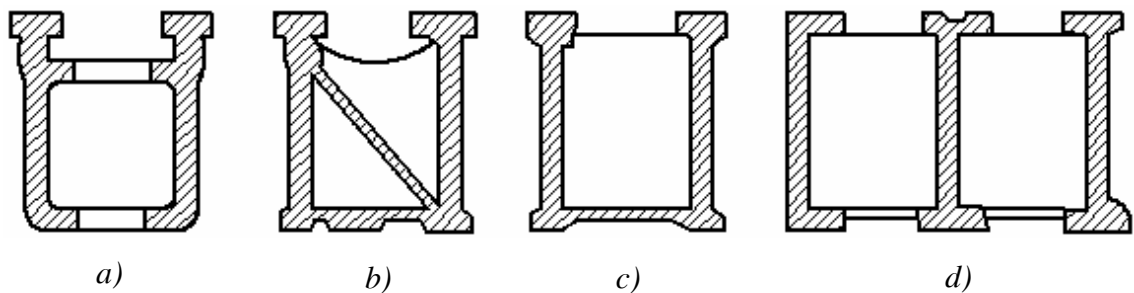
– Loại khung (hở hoặc kín): thân máy bào giường, máy phay, máy tự động nhiều trục ...

Các thân máy loại khung thường được chế tạo riêng từng bộ phận và ghép lại bằng bulông. Để tạo độ giảm chấn tốt, các mặt tiếp xúc cần gia công nhẵn và không được nối hai chi tiết có vật liệu khác nhau. Loại dầm và khung hở dễ chế tạo, dễ lắp ráp và dễ sửa chữa hơn khung kín, nhưng độ cứng vững lại kém hơn (hình 5-1).



Hình 5-1: Kết cấu thân máy hở (a) và kín (b)

Các dạng mặt cắt ngang của thân máy nằm ngang thường được chọn như trong hình 5-2.



Hình 5-2: Tiết diện của thân máy ngang

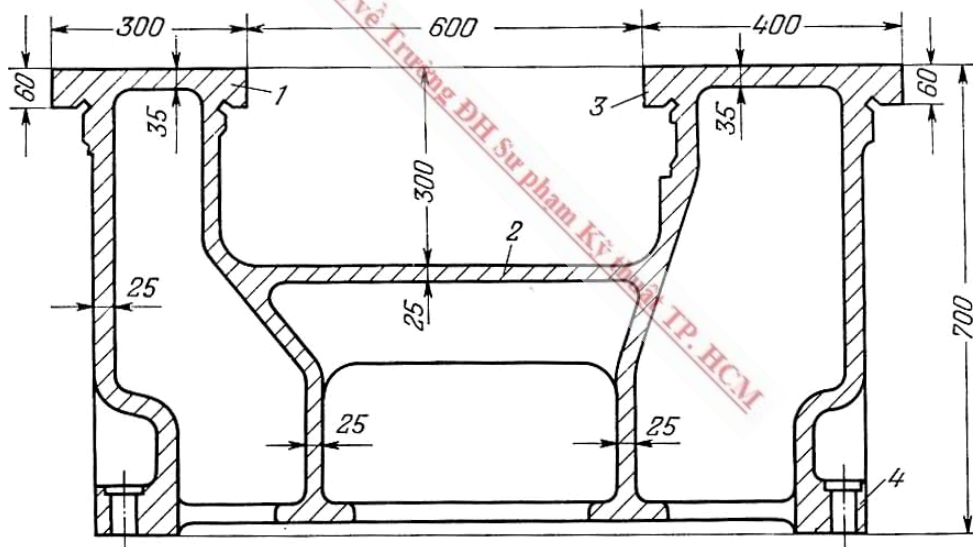
Hình 5-2a: cấu tạo gồm 2 vách, phoi hoặc nước làm nguội thoát ra theo hướng thẳng đứng.

Hình 5-2b: sử dụng vách nghiêng, việc thoát phoi dễ dàng hơn.

Hình 5-2c: thường dùng cho những máy nằm ngang có chứa dầu bên trong.

Hình 5-2d: thường dùng với những máy nặng, có nhiều bàn dao.

Mặt cắt ngang của thân máy tiện nặng 1660 cho trong hình 5-3.

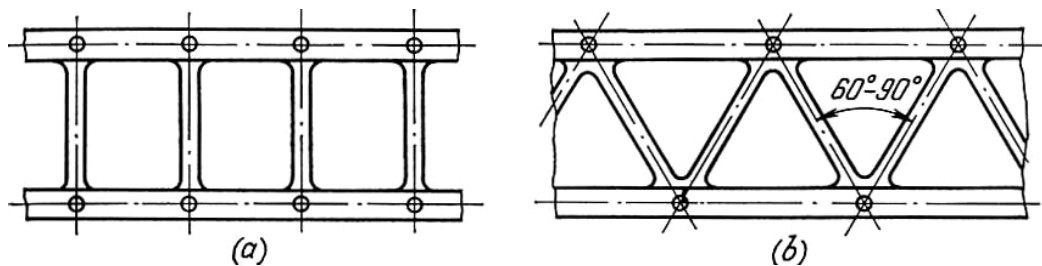


Hình 5-3: Tiết diện của thân máy tiện nặng 1660

Để tăng độ cứng vững cho thân máy, người ta dùng các loại hệ thống đường gân nối liền hai vách thân máy như hình 5-4 (hình chiếu bằng).

Hình 5-4a (hệ thống đường gân song song): dễ chế tạo nhưng độ cứng vững kém và không chịu được tác dụng của mômen xoắn lớn nên dùng cho loại máy cỡ nhỏ.

Hình 5-4b (hệ thống đường gân chéo): độ cứng vững cao hơn nhưng khó chế tạo. Dùng cho loại máy cỡ trung bình và lớn.



Hình 5-4: Hệ thống đường gân của thân máy

Thân máy có thể đúc hoặc hàn từ thép tấm. Những thành vách chính hay sống trượt hàn lên thân máy cần độ dày  $15 \div 20\text{mm}$ , còn thông thường sử dụng thép tấm có độ dày từ  $3 \div 8\text{mm}$  với hệ thống đường gân tăng cường cứng vững.

Bảng 5-1: Bề dày thành máy và đường gân

Vật liệu	Loại thân máy	Bề dày thành máy [mm]	Bề dày đường gân [mm]
Gang	Nhẹ	$12 \div 15$	Nhỏ hơn bề dày của thành máy
	Trung bình	$18 \div 22$	
	Nặng	$25 \div 35$	
Thép tấm	Thân máy có nhiều đường gân	$3 \div 8$	$3 \div 5$
	Thân máy có ít đường gân	$10 \div 20$	5

Với thành máy chịu tác dụng lực kéo – nén lớn, bề dày cần lấy lớn hơn thành chỉ chịu nén. Bán kính góc lượn của đường gân khoảng  $1/3 \div 1/4$  bề dày thành máy.

Bảng 5-2: So sánh khả năng chịu uốn và chịu xoắn của các tiết diện thân máy

STT	Dạng tiết diện	$M_u$		$M_x$	
		$[\sigma_u] = \text{const}$	$[y] = \text{const}$	$[\tau] = \text{const}$	$[\varphi] = \text{const}$
1		1	1	1	1
2		1,2	1,15	43	8,8
3		1,8	1	4,5	1,9
4		1,4	1,6	38,5	31,4



Qua bảng 5-2, loại tiết diện hình chữ nhật rỗng chịu tải trọng uốn và xoắn tốt nhất. Nếu chỉ xét riêng về khả năng chịu xoắn thì nên chọn loại vành khuyên.

### **5.1.3. Vật liệu thân máy**

1. Gang xám: Hầu hết các thân máy được chế tạo từ gang xám. Nếu trên thân máy có thiết kế liền với sống trượt thì khả năng chịu mài mòn là một yếu tố quyết định để chọn loại gang cho thân máy.

– Ưu điểm

- Dễ đúc, dễ gia công, chịu được lực nén cao.
- Độ giảm chấn lớn.

– Nhược điểm

- Thời gian chế tạo dài (từ 3 ÷ 6 tháng).
- Giá thành làm khuôn mẫu lớn, đối với sản xuất hàng loạt nhỏ và đơn chiếc thì không kinh tế.
- Phế phẩm nhiều hơn thép và những khuyết tật của vật đúc chỉ được phát hiện trong thời gian gia công cơ khí.
- Nếu thân máy không đủ cứng vững thì không thể sửa chữa được. Lượng dư cần lớn, gia công tốn nhiều thời gian.

– Các loại gang thường dùng:

- Gang C432 – 52: có sức bền và độ chịu mòn cao, chịu được áp suất bề mặt  $p \geq 2 \text{ N/mm}^2$ . Dùng làm thân máy có sống trượt chịu tải trọng lớn (máy tiện revolver, máy tiện tự động v.v...).
- Gang C421 – 40: có sức bền trung bình, dùng làm thân máy có sống trượt cho hầu hết các loại máy công cụ.
- Gang C415 – 32: dùng cho các loại thân máy có yêu cầu sức bền uốn  $\sigma_u \leq 10 \text{ N/mm}^2$ .
- Gang C412 – 28: dùng làm thân máy, vỏ hộp không có yêu cầu đặc biệt về sức bền và độ biến dạng.

– Ngoài ra, còn dùng một số loại gang sau:

- Gang hợp kim Cr – Ni: nâng cao được độ cứng và độ mài mòn, ít bị nứt khi thành vách chênh lệch nhau, dùng làm thân các loại máy mài.
- Gang cải biến MC438 – 60 hay MC428 – 48: độ chịu mòn tăng 2 ÷ 3 lần so với gang xám, sức bền cũng cao hơn. Dùng làm thân máy, bàn dao và những chi tiết khác có yêu cầu chịu mòn cao.

2. Thép



Bằng cách sử dụng thép tấm CT3 ÷ CT5 hàn lại với nhau để làm thân máy thay cho gang xám, làm cho việc chế tạo thân máy nhanh hơn. Có thể dùng vật liệu khác nhau để làm sống trượt, thân, lượng dư có thể nhỏ. Đặc tính cơ của thép cao hơn gang, nên thân máy làm từ thép dùng ít vật liệu hơn, trọng lượng thân máy giảm khoảng 25 ÷ 50% so với làm bằng gang.

Nhược điểm lớn nhất của thép so với gang là tính giảm chấn kém hơn, nhưng có thể khắc phục được bằng hệ thống đường gân để tăng độ cứng vững.

### 3. Các loại vật liệu khác

Ngoài gang xám, thép còn có thể dùng gang hợp kim có thể nito hóa có chứa lượng nhôm và crôm. Độ cứng vững đạt được rất cao sau khi nito hóa ở nhiệt độ 500<sup>0</sup>C trong 24 ÷ 60 giờ. Tuy nhiên loại thân máy này giá thành rất đắt.

Vật liệu rẻ và đơn giản nhất là bê tông hoặc bê tông cốt sắt nhưng chỉ dùng ở những máy đơn giản, ít di chuyển.

#### 5.1.4. Tính toán thân máy

Để tính toán cho thân máy, thay thân máy bằng một mạng dầm có hình dáng đơn giản. Sau đó, phân tích hướng và độ lớn các lực tác dụng lên thân máy, tính các loại biến dạng và ứng suất uốn, xoắn (theo tài liệu môn “Sức bền vật liệu”).

Tính toán thân máy có thể tiến hành theo độ bền hoặc độ cứng vững. Thông thường tính theo độ cứng vững vì độ cứng vững là chỉ tiêu quan trọng nhất để đánh giá khả năng làm việc của thân máy. Tính thân máy theo độ cứng vững gồm các bước:

- Lựa chọn sơ đồ tính toán của thân máy.
- Xác định các lực tác dụng lên thân máy.
- Tính toán độ biến dạng của thân máy.
- Đánh giá kết quả đạt được và hoàn thiện các thông số kết cấu của thân máy nhằm nâng cao độ cứng vững.

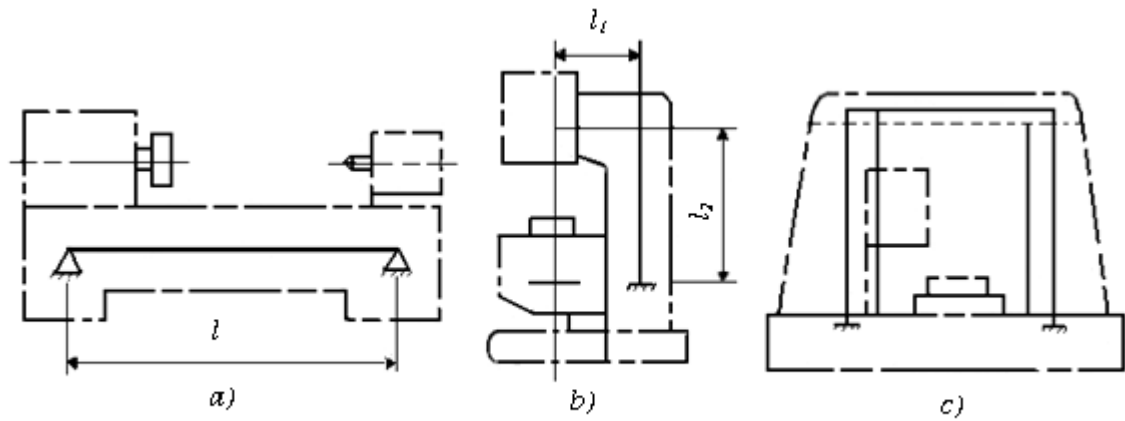
#### 1. Sơ đồ tính toán của thân máy

Dạng đơn giản của thân máy, trụ máy là dầm hoặc khung như hình 5-5.

*Hình 5-5a:* Sơ đồ tính toán thân máy tiện, đặc trưng bằng một dầm đặt trên hai gối tựa có độ dài tính toán  $l$  ( $l$  – khoảng cách giữa các đế của thân máy, hoặc giữa các điểm đặt máy ở vị trí nằm ngang).

*Hình 5-5b:* Sơ đồ tính toán máy khoan đứng, điển hình của khung hở; có các độ dài tính toán là phần công xôn  $l_1$  và chiều cao chịu biến dạng của trụ  $l_2$ .

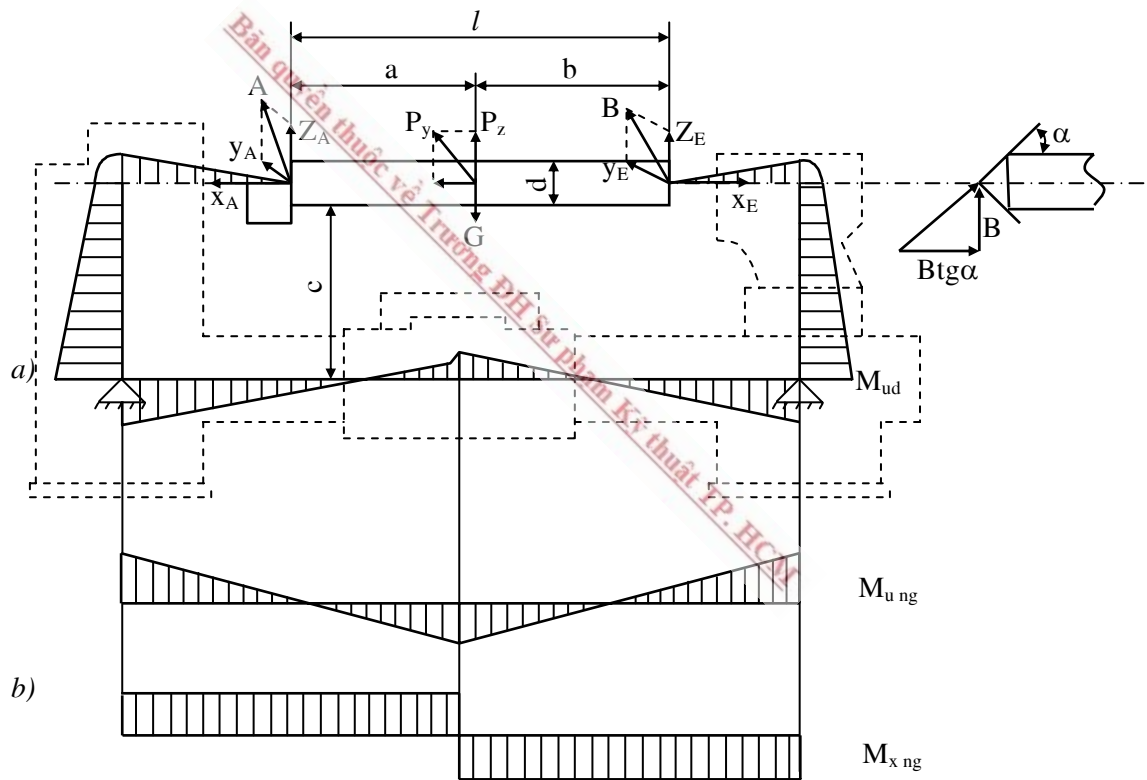
*Hình 5-5c:* Sơ đồ tính toán của máy phay giường, đặc trưng bằng khung siêu tĩnh.



Hình 5 – 5: Sơ đồ tính toán thân máy

## 2. Xác định lực

### a) Máy tiện



Hình 5- 6: Sơ đồ lực và mômen tác dụng trên máy tiện

Hình 5-6a: Các phân lực trong mặt phẳng thẳng góc với trục chi tiết gia công.

Hình 5-6b: Mômen uốn và xoắn ở mặt phẳng ngang.

Lực cắt phát sinh khi tiện gồm có  $P_x, P_y, P_z$

Lực tác dụng lên ụ đứng A và lên ụ động B.

Tải trọng nguy hiểm nhất xuất hiện khi gia công chi tiết có chiều dài bằng khoảng cách lớn nhất giữa hai mũi tâm và dao tiện cắt ở phần giữa chi tiết. Mặt cắt ngang chi tiết coi như không đổi dọc theo chiều dài của nó nên trọng lượng  $G$  chi tiết gia công có thể đặt ở giữa và phản lực do nó tạo ra ở hai mũi tâm bằng  $G/2$ .

– Lực tác dụng lên ụ đứng A:

$$Z_A = P_Z \frac{b}{l} - \frac{G}{2}; Y_A = P_Y \frac{b}{l} + P_X \frac{d}{2l}; A = \sqrt{Z_A^2 + Y_A^2} \quad (5-1)$$

– Lực tác dụng lên ụ động B:

$$Z_B = P_Z \frac{a}{l} - \frac{G}{2}; Y_B = P_Y \frac{a}{l} - P_X \frac{d}{2l}; B = \sqrt{Z_B^2 + Y_B^2} \quad (5-2)$$

Trong đó:  $d$  – đường kính chi tiết gia công.

– Lực chiều trục  $X_A$ , tác dụng lên ụ đứng:

$$X_A = P_X + Atg\alpha + K \quad (5-3)$$

Trong đó:  $P_X$  – lực cắt.

$Atg\alpha$  – lực chiều trục của phản lực tại mũi tâm.

$K$  – lực kẹp chi tiết giữa hai mũi tâm ( $K \approx 0,25 P_X$ ).

– Lực chiều trục  $X_B$ : tác dụng lên ụ động, thay đổi trong quá trình cắt. Thành phần  $P_X$  làm giảm tải chi mũi tâm ụ động nên lực kẹp  $K$  giảm. Do đó phải lấy giá trị lớn nhất của  $X_B$ :

$$X_B = Btg\alpha + K \quad (5-4)$$

– Lực tác dụng lên bàn dao, truyền qua thân máy và làm cho nó bị uốn, xoắn bởi các mômen:

$$\left. \begin{array}{l} M_u = P_X \cdot c \\ M_x = P_Y \cdot c \end{array} \right\} \quad (5-5)$$

Trong đó:  $c$  – khoảng cách từ tâm chi tiết đến dầm.

b) Máy khoan cần

Tải trọng của trụ, ống xoay cũng như cần máy đạt trị số lớn nhất nếu như cần máy nằm ở vị trí cao nhất của trụ, và hộp tốc độ ở vị trí xa nhất trên đầu ngoài của cần.

– Mômen xoắn của cần  $M_{x1}$

$$M_{x1} = P \cdot e \quad [Nmm] \quad (5-6)$$

Trong đó:  $P$  – lực chạy dao.

$e$  – khoảng cách từ trục mũi khoan đến đường trọng tâm của cần trong mặt phẳng thẳng góc với cần.

– Góc xoắn  $\varphi_1$  của cần dưới tác dụng của mômen xoắn  $M_{x1}$

Góc xoắn trên 1 đơn vị chiều dài của một dầm có tiết diện vòng xoắn (hoặc chữ nhật rỗng) được tính:

$$\varphi_1 = \frac{M_{x1} \cdot K}{2(F_n + F_t)F_g \cdot s \cdot G} \quad [rad] \quad (5-7)$$

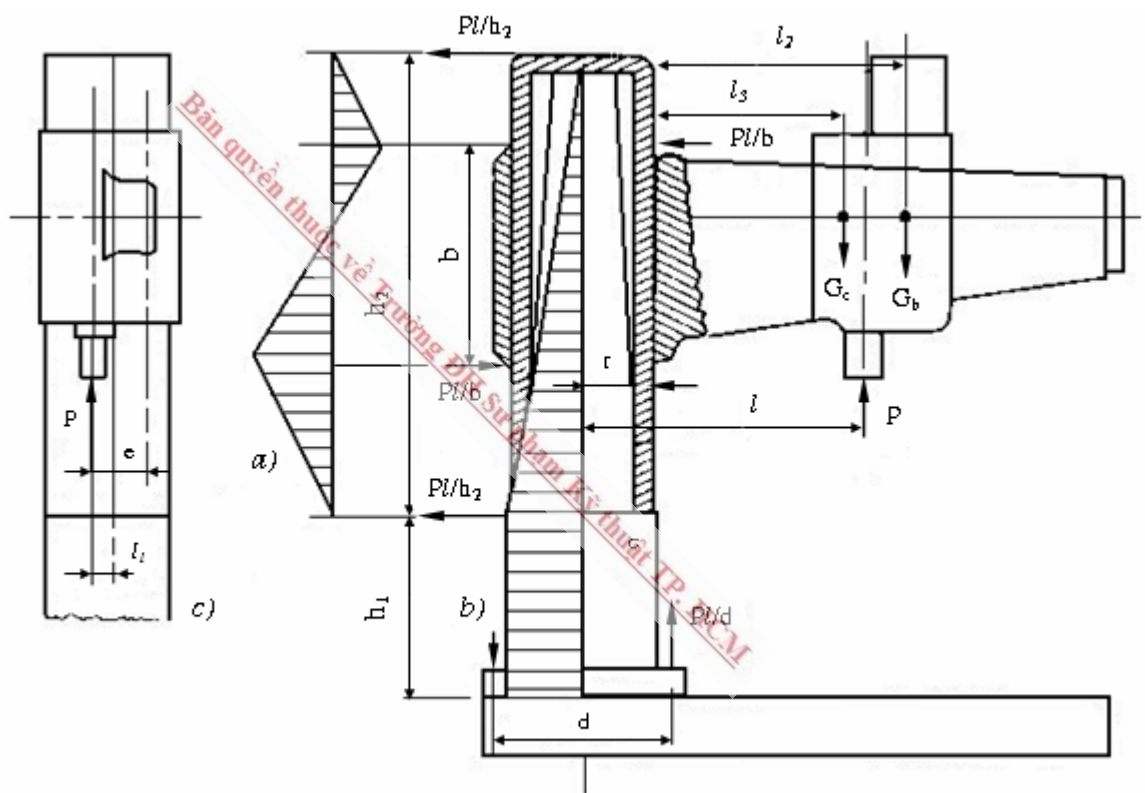
Trong đó:  $K$  – chu vi trung bình của tiết diện vòng xoắn  $[mm]$ .

$F_g$  – tiết diện giới hạn bởi chu vi trung bình  $[mm^2]$ .

$F_n, F_t$  – diện tích được tạo nên bởi vòng ngoài và vòng trong của xoắn  $[mm^2]$ .

$s$  – bề dày vòng xoắn  $[mm]$ .

$G$  – modul đàn hồi trượt của cần  $[N/mm^2]$ .



Hình 5 – 7: Sơ đồ lực và mômen tác dụng trên máy khoan cần

Nếu  $M_{x1}$  tác dụng lên cần ở khoảng cách tâm trụ máy là  $dx$  thì góc xoắn  $d\varphi_1 = \varphi_1 \cdot dx$

$$\text{Hay: } \varphi_1 = \frac{M_{x1}}{G} \int_r^1 \frac{K}{2(F_n + F_t)F_g \cdot s} dx \quad [rad] \quad (5-8)$$

Coi như ống xoay quanh trụ không bị xoắn nên có thể lấy tích phân từ giới hạn bán kính  $r$  và trục của mũi khoan.

- Mômen uốn của trụ trên mặt phẳng thẳng góc với trục của cần:

$$M_{u1} = P.l_1 \quad (5-9)$$

- Mômen uốn của cần tác dụng lên tiết diện nguy hiểm nhất:

$$M_u = G_c.l_3 + G_h.l_2 - P(l - r) \quad (5-10)$$

Trong đó:  $G_c$  – trọng lượng của cần.

$G_h$  – trọng lượng của hộp tốc độ.

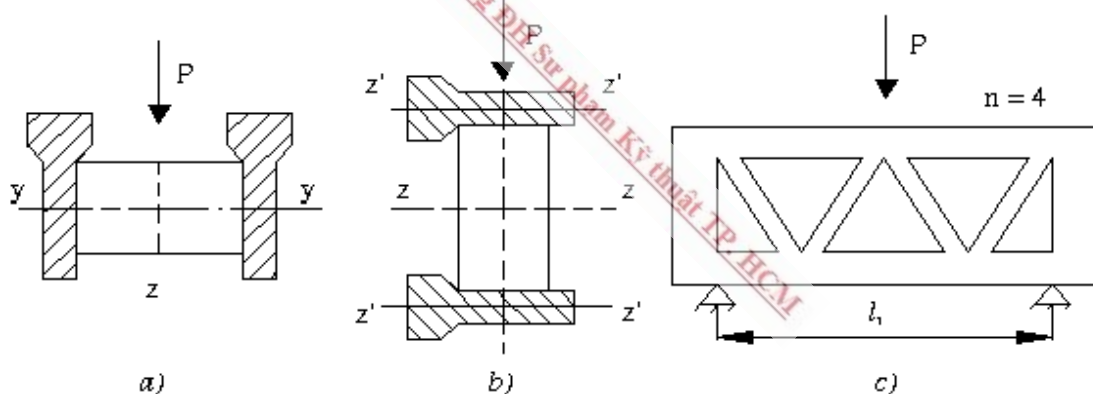
– Lực tác dụng xuống đế máy: Theo kinh nghiệm, độ biến dạng của đế máy khoan cần sẽ đưa đến 1/3 độ lệch vị trí của trục chính (2/3 do trụ và cần gây ra). Dưới tác dụng của lực chạy dao  $P$ , đế máy chịu tác dụng của lực nén. Các mômen  $P.l_1$  và  $P.l$  có xu hướng tách trụ ra khỏi đế, làm cho đế chịu tác dụng uốn.

### 3. Tính độ biến dạng

Dưới tác dụng của ngoại lực, thân máy bị biến dạng uốn và xoắn trong hai mặt phẳng toạ độ.

Nếu thân máy có tiết diện ngang là biên kín, tính toán biến dạng như các phương pháp trong môn “Sức bền vật liệu”.

Với thân máy có tiết diện ngang là biên dạng hở, cần lưu ý đến ảnh hưởng của các sườn ngang nối liền các thành máy (hình 5-8).



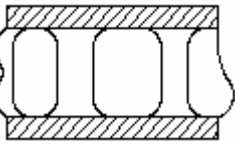
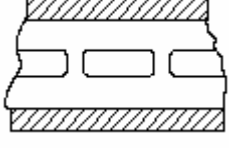
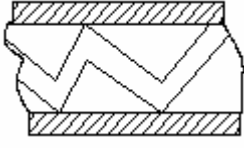
Hình 5-8: Ảnh hưởng của sườn ngang đối với độ uốn của thân máy

Hình 5-8a cho thấy ảnh hưởng của sườn ngang đối với độ uốn của thân máy trên mặt phẳng đứng không đáng kể. Khi tính toán biến dạng uốn, có thể lấy mômen quán tính  $J_y$  theo trục  $y - y$ . Trái lại, đối với độ cứng vững của mặt phẳng ngang thì sườn ngang có tác dụng quan trọng (hình 5-8b). Nếu không có sườn ngang, mômen quán tính tính theo trục  $z' - z'$  cho độ cứng vững thấp. Nếu có sườn ngang, mômen quán tính tính theo trục  $z - z$ .

Ảnh hưởng của sườn ngang đến độ uốn của thân máy được tính với hệ số kinh nghiệm  $k_u$  (bảng 5-3). Mômen quán tính dùng để tính toán có thể lấy theo công thức:

$$J_t = k_u \cdot J_z \quad (5-11)$$

Bảng 5-3: hệ số kinh nghiệm  $k_u$

Dạng sườn			
	Sườn vuông	Sườn chữ U	Sườn chéo
$k_u$	0,1 ÷ 0,2	0,3 ÷ 0,45	0,4 ÷ 0,5
$k_x$	0,08 ÷ 0,2	0,15 ÷ 0,3	0,25 ÷ 0,4

Với thân máy dài, chọn giá trị nhỏ và thân máy ngắn chọn giá trị lớn.

Để tính chính xác, đưa thân máy về dạng khung (với sườn vuông) hoặc hệ thống dầm (sườn chéo) và tải trọng của thân máy được tập trung thành một lực đặt giữa hệ thống siêu tĩnh (Hình 5-8c). Độ biến dạng (độ võng) tại tiết diện quy ước  $(JE)_q$  được tính theo công thức:

$$y = \frac{Pl_t^3}{48(JE)_q} \quad (5-12)$$

Trong đó:  $y$  – độ biến dạng lớn nhất của thân máy trong mặt phẳng ngang.

$l_t$  – chiều dài tính toán giữa hai gối đỡ.

Trị số  $(JE)_q$  phụ thuộc dạng sườn ngang:

– Sườn ngang vuông:

$$(JE)_q = S_1 \cdot J_t \cdot E \quad (5-13)$$

Trong đó:  $J_t$  – mômen quán tính do uốn của một thành.

$S_1$  – hệ số phụ thuộc số sườn ngang  $n$  ( $n$  càng lớn thì  $S_1$  càng lớn). Với  $n=1$  thì  $S_1 = 8$ .

– Sườn chéo:

$$(JE)_q = S_2 \cdot F_n \cdot l_t^2 \cdot E \quad (5-14)$$

Trong đó:  $F_n$  – diện tích tiết diện ngang của thành.

$S_2$  – hệ số phụ thuộc vào  $n$ , tính theo công thức:

$$S_2 = \frac{\sin \alpha \cdot \cos^2 \alpha}{12 \left( \frac{F_n}{F_u} + a \sin^3 \alpha \right)} \quad (5-15)$$



Trong đó:  $\alpha$  – phân nửa góc sườn chéo.

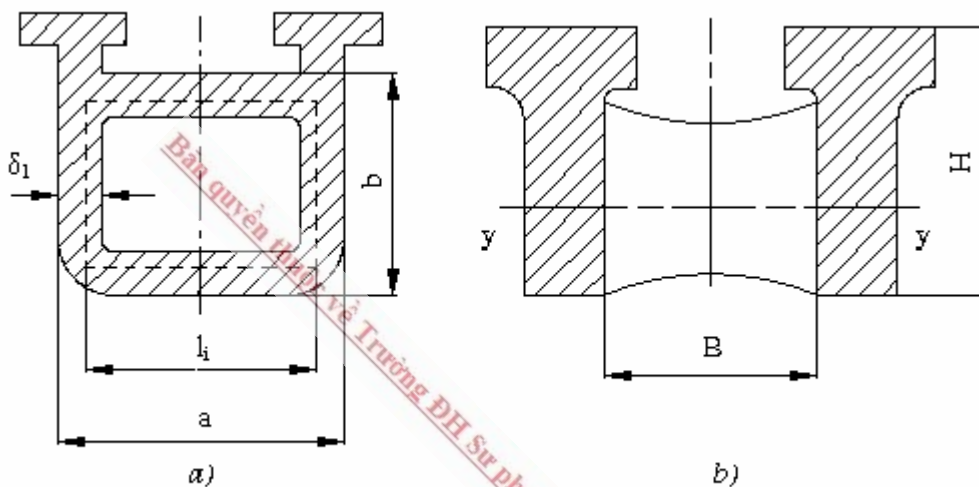
$F_u$  – diện tích tiết diện ngang của sườn chữ U.

$a$  – hệ số phụ thuộc vào số sườn  $n$  (lấy theo Bảng 5-4).

Bảng 5-4: Tính hệ số  $a$  theo số sườn  $n$

$n$	2	4	6	8	10
$a$	1	3	6,3	11	17

Tính biến dạng xoắn được tiến hành theo công thức đối với biên dạng thành mỏng, tùy thuộc tiết diện có biên dạng kín hay hở (Hình 5-9).



Hình 5-9: Sơ đồ tính toán tiết diện ngang của thân máy

Với tiết diện ngang có biên dạng kín (hình 5-9a), góc xoắn trên suốt chiều dài  $l_i$  của thân máy được tính theo công thức:

$$\varphi = \frac{M_x \cdot l_t}{4GF^2} \sum \frac{l_i}{\delta_i} \quad [rad] \quad (5-16)$$

Trong đó:  $F$  – diện tích giới hạn bởi đường trung bình của các thành.

$L_i, \delta_i$  – chiều dài và bề dày của các phần trong tiết diện.

Với các thành có chiều dày như nhau thì:  $\sum \frac{l_i}{\delta_i} = \frac{K}{\delta}$  ( $K$  – chu vi trung bình của biên dạng tiết diện ngang).

Ví dụ: Nếu tiết diện ngang của thân máy là hình chữ nhật rỗng như hình 5-9a thì:

$$F = (a - \delta) \cdot (b - \delta) \quad \text{và} \quad \sum \frac{l_i}{\delta_i} = \frac{2(a + b - 2\delta)}{\delta}$$

Do đó, góc xoắn trên toàn bộ chiều dài của thân máy trong trường hợp này:

$$\varphi = \frac{M_x (a + b - 2\delta) l_t}{2G(a - \delta)^2 (b - \delta)^2 \delta} \quad (5-17)$$

Đối với thân máy có tiết diện ngang như hình 5-9b, việc tính toán góc xoắn phức tạp hơn và chỉ có thể lấy trị số gần đúng. Nếu trên một mặt của biên dạng chỉ có một rãnh nhỏ, độ cứng vững của thân máy cũng bị giảm một mức độ rất lớn. Hệ số giảm độ cứng vững xoắn  $k_u$  có thể lấy theo bảng 5-3 tùy thuộc vào hình dáng của sườn ngang.

Nếu rãnh nhỏ là hình chữ nhật có cạnh dài  $l_i$ , cạnh ngắn  $\delta_i$ , góc xoắn của thân máy có tiết diện hở là:

$$\varphi = \frac{3M_x l_t}{G \sum l_i \delta_i^3} \quad (5-18)$$

Ở máy tiện, độ chuyển vị của dao  $y_0$  do biến dạng của thân máy phải thỏa điều kiện sau:

$$y_0 \leq [y_0] \quad (5-19)$$

với  $[y_0]$  – độ chuyển vị cho phép của dao do biến dạng của thân máy, có thể chọn  $[y_0] = 0,04 \div 0,07 \text{ mm}$ .

Độ chuyển vị của dao  $y_0$  do biến dạng của thân máy được tính:

$$y_0 = y + \varphi H \quad (5-20)$$

với:  $y$  – biến dạng uốn của thân máy ở chỗ đặt dao.

$H$  – khoảng cách từ đường tâm thân máy đến đường nối liền các mũi tâm của máy tiện.

$\varphi$  – góc xoắn của thân máy trong tiết diện đặt dao.

Ngoài ra, còn cần kiểm tra lại điều kiện ứng suất cắt phát sinh trong thân máy theo điều kiện:

$$\tau = \frac{3M_x}{l_i \delta_i^2} \leq [\tau] \quad (5-21)$$

với ứng suất cắt của thân máy làm bằng gang  $[\tau] = 8 \div 12 \text{ N/mm}^2$  và bằng thép  $[\tau] = 15 \div 20 \text{ N/mm}^2$

Một số điểm cần lưu ý khi thiết kế thân máy:

- Với thân máy tiện, chiều rộng  $B$  của thân máy có ảnh hưởng quan trọng tới độ cứng vững. Chiều rộng  $B$  bằng chiều cao  $H$  sẽ có độ cứng vững cao nhất.
- Với thân máy ngắn, hình dáng của sườn ngang không có ảnh hưởng lớn. Nhưng với thân máy dài, sườn chéo có tác dụng tốt đối với độ cứng vững.

- Thân máy có tiết diện kín luôn luôn cho độ cứng vững cao hơn bất kỳ loại sườn ngang nào.

## 5.2. THIẾT KẾ SỐNG TRƯỢT

### 5.2.1. Yêu cầu của sống trượt

Sống trượt của máy công cụ có hai chức năng cơ bản:

- Dùng để dẫn hướng cho các bộ phận của máy như bàn máy, bàn dao, xà ngang ... theo một quỹ đạo hình học cho trước.

- Định vị đúng các bộ phận tĩnh như hộp tốc độ, hộp chạy dao ...

Do vậy, sống trượt cần có các yêu cầu sau:

- Đảm bảo độ chính xác tĩnh và độ chính xác di chuyển cho các bộ phận lắp trên đó. Yêu cầu này chủ yếu phụ thuộc vào độ chính xác gia công sống trượt, cách bố trí phù hợp các bề mặt chịu lực. Bố trí sao cho lực tác dụng lên sống trượt là nhỏ nhất và biến dạng sống trượt là ít nhất.

- Bề mặt làm việc phải có khả năng chịu mòn cao để đảm bảo độ chính xác lâu dài. Yêu cầu này phụ thuộc vào độ cứng bề mặt của sống trượt, độ bóng bề mặt của sống trượt và cả chế độ bôi trơn và bảo quản sống trượt.

- Kết cấu sống trượt phải đơn giản, có tính công nghệ cao.

- Có khả năng điều chỉnh khe hở khi mòn, tránh được phoi và bụi.

### 5.2.2. Kết cấu sống trượt

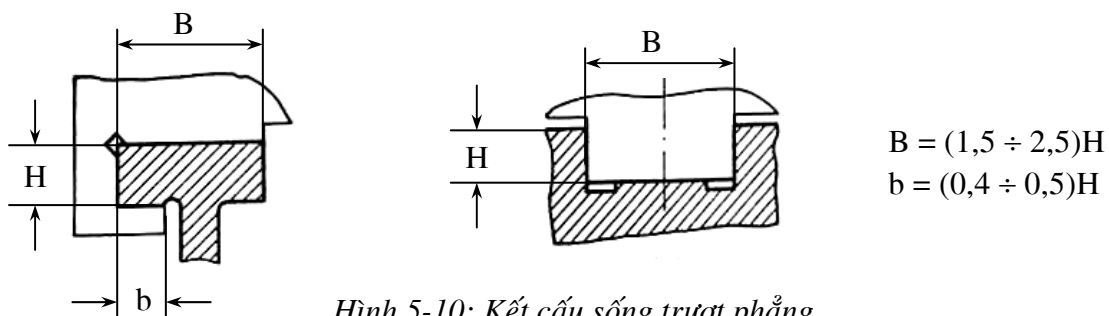
1. Sống trượt phẳng (còn gọi là sống trượt hình chữ nhật), có các đặc điểm:

- Có thể bố trí theo phương nằm ngang hoặc thẳng đứng. Trong trường hợp nằm ngang, sống trượt phẳng dễ giữ dầu bôi trơn, nhưng cũng dễ đọng lại bụi, phoi và các tạp chất làm ảnh hưởng bề mặt làm việc của sống trượt.

- Dễ gia công, dễ lắp ráp và sửa chữa, dễ kiểm tra các thông số hình học của sống trượt.

- Cần có cơ cấu điều chỉnh khe hở.

Kết cấu loại này thường có những dạng chính yếu như hình 5-10.

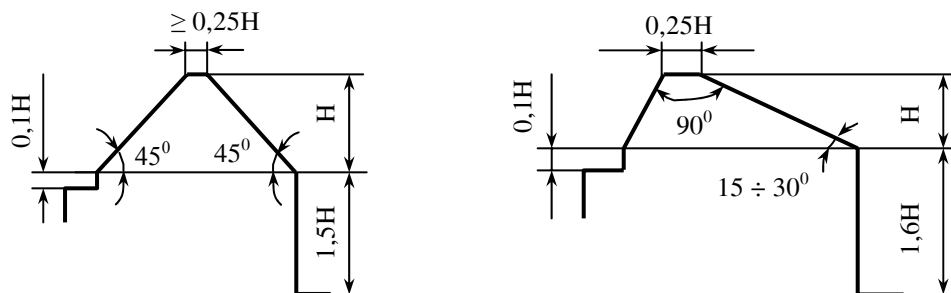


Hình 5-10: Kết cấu sống trượt phẳng

Kích thước cơ bản của sống trượt là chiều cao  $H$ . Dãy trị số của  $H$  thường dùng:  $H = 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 30, 35, 40, 45, 50, 60, 75, 100$  [mm].

Những kích thước khác thường lấy phụ thuộc vào  $H$ .

2. Sống trượt lăng trụ (còn gọi là sống trượt tam giác). Có hai loại: đối xứng và không đối xứng (Hình 5-11).



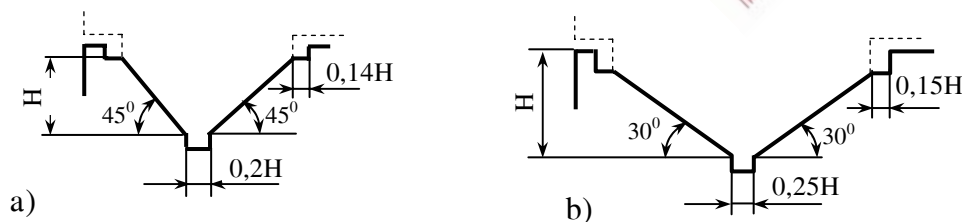
Hình 5-11: Kết cấu sống trượt lăng trụ

Đặc điểm của sống trượt lăng trụ:

- Ít bị phoi hoặc tạp chất làm xây xác bề mặt, vì phoi dễ bị trượt khỏi các mặt phẳng nghiêng.
- Có thể tự điều chỉnh khe hở dưới tác dụng của tải trọng.
- Khó giữ dầu trên bề mặt nghiêng.
- Chế tạo và sửa chữa khó hơn sống trượt phẳng, nhưng độ mòn của nó ít ảnh hưởng đến độ chính xác của máy.

3. Sống trượt chữ V

Chủ yếu dùng trong các máy bào giường, phay giường hay các loại máy cỡ lớn với vận tốc lớn.



Hình 5-12: Kết cấu sống trượt chữ V

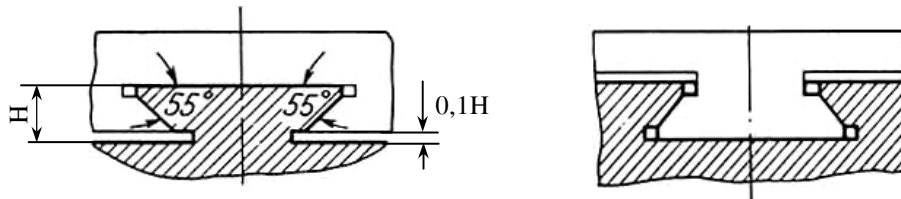
Nếu ở vị trí nằm ngang thì việc bôi trơn dễ dàng, nhưng mặt làm việc dễ bị phoi làm xây xác.

Dạng sống trượt hình 5-12a dùng cho máy loại nhẹ và trung bình. Loại máy nặng thường dùng theo dạng ở hình 5-12b.

#### 4. Sống trượt đuôi én

Chịu tải trọng từ ba mặt. Nó có thể đảm bảo vị trí của chi tiết trượt theo hướng lên, xuống, cũng như ở mặt bên. Loại này dùng phổ biến để di động bàn máy, bàn dao các máy tiện, máy phay ...

Việc điều chỉnh rất dễ dàng với một thanh nêm. Tuy nhiên việc chế tạo và kiểm tra tương đối phức tạp, khó giữ dầu, phoi dễ kẹt vào giữa các mặt làm việc. Độ cứng vững thấp, chủ yếu dùng để di động chi tiết với vận tốc thấp.



Hình 5-13: Kết cấu sống trượt và rãnh trượt đuôi én

#### 5. Sống trượt hình trụ

Loại sống trượt này thường dùng ở những máy có lực cắt nhỏ, có đường chuyển động ngắn, hoặc dùng để nâng xà ngang, nâng cần như ở máy phay giường, máy khoan cần.



Hình 5-14: Kết cấu sống trượt hình trụ

Để di động những bàn máy nặng, thường dùng 2 sống trượt trụ, hoặc dùng tổ hợp với một sống trượt phẳng.

Sống trượt trụ có kết cấu đơn giản, dễ chế tạo, nhưng độ cứng vững kém và khi mòn không điều chỉnh được.

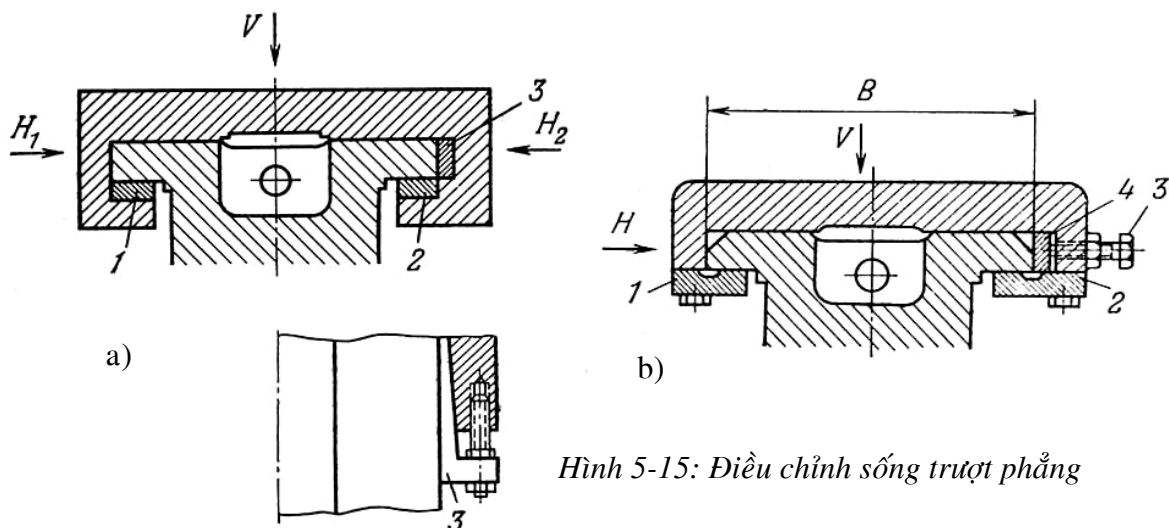
##### 5.2.3. Điều chỉnh sống trượt

Điều chỉnh khe hở của sống trượt khi lắp là cần thiết vì không thể chế tạo chính xác cũng như sau một thời gian làm việc bị mòn. Có thể dùng các giải pháp sau:

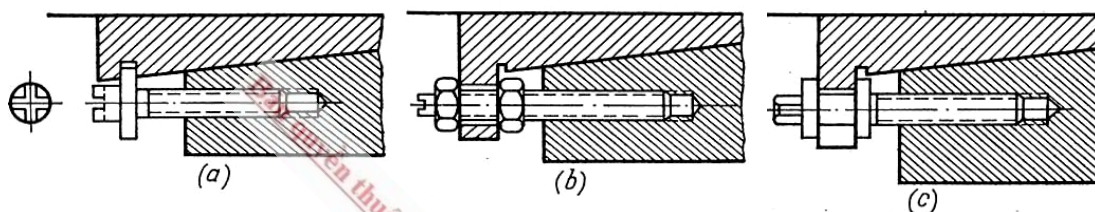
1. Điều chỉnh sống trượt phẳng: dùng miếng đệm phẳng hoặc nghiêng.

– Nếu bàn dao có 4 mặt ôm vào sống trượt (hình 5-15a): Tác dụng của lực  $V$  được khử bởi 2 miếng đệm phẳng 1 và 2. Để khử khe hở do mòn sau một thời gian làm việc, phải thay miếng đệm khác. Còn khe hở theo phương thẳng đứng được điều chỉnh do miếng đệm nghiêng có bề dày thay đổi 3. Độ nghiêng của các miếng đệm này từ 1:40 đến 1:100. Kết cấu của loại vít điều chỉnh cho trong hình 5-16.





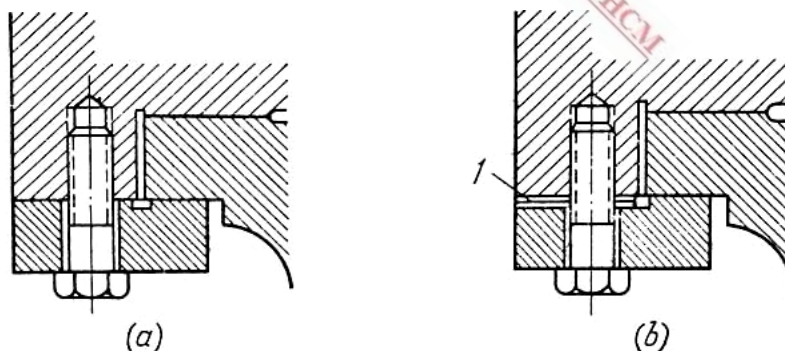
Hình 5-15: Điều chỉnh sổng trượt phẳng



Hình 5-16: Kết cấu vít điều chỉnh miếng đệm nghiêng

– Nếu bàn dao có 3 mặt ôm vào sổng trượt (hình 5-15b): Tác dụng của lực  $V$  được khử bởi 2 miếng chắn 1 và 2. Để khử khe hở do mòn sau một thời gian làm việc, phải dùng phương pháp cạo rà bề mặt lắp miếng đệm hoặc thay đổi tấm thép mỏng 1 như trong hình 5-17. Còn khe hở theo phương thẳng đứng được điều chỉnh do vít 3 tác động lên miếng đệm phẳng 4. Miếng đệm phẳng 4 nên bố trí ở phía sao cho lực tác dụng vào bề mặt của sổng trượt để tải trọng không tác dụng trực tiếp vào miếng đệm.

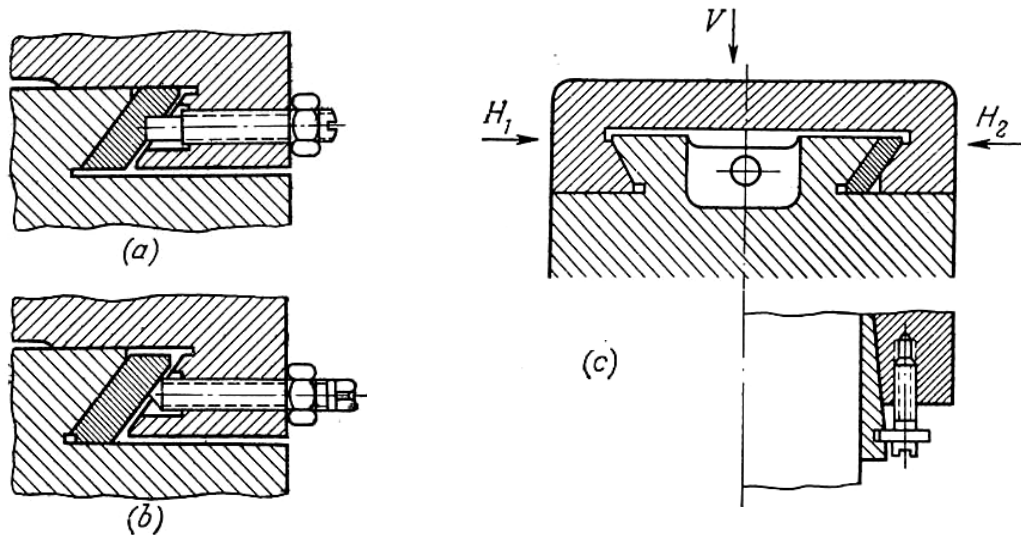
Kết cấu này làm cho việc gia công các bề mặt dẫn hướng đơn giản hơn.



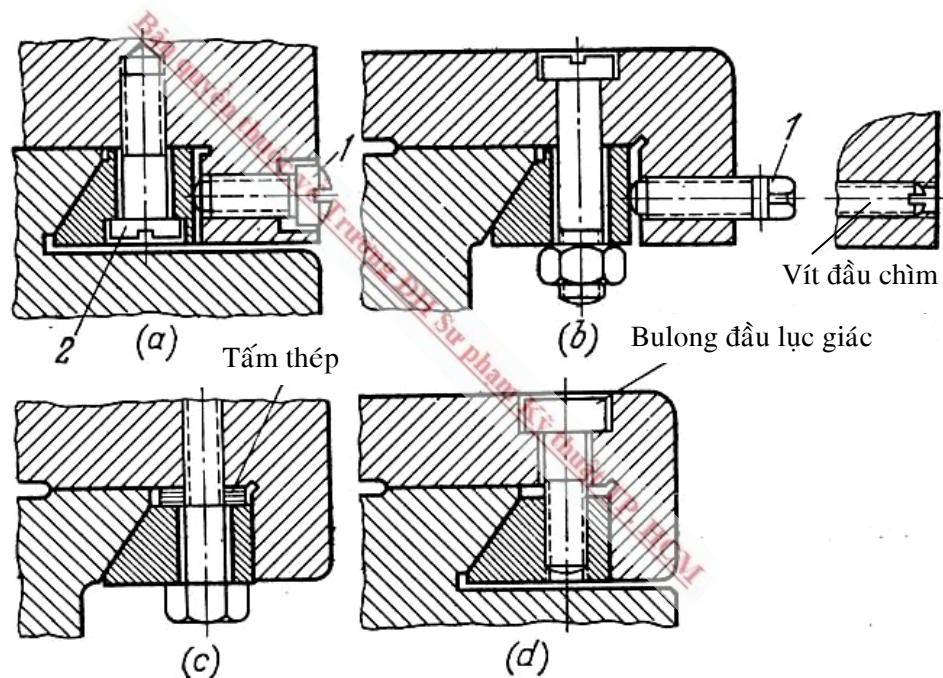
Hình 5-17: Phương pháp khử khe hở khi dùng miếng đệm phẳng

2. Điều chỉnh sổng trượt đuôi én: dùng miếng đệm có tiết diện hình bình hành (phẳng như hình 5-18a và b hoặc nghiêng như hình 5-18c) hoặc miếng đệm có tiết diện hình thang (hình 5-19).





Hình 5-18: Phương pháp khử khe hở khi dùng miếng đệm hình bình hành



Hình 5-19: Phương pháp khử khe hở khi dùng miếng đệm hình thang

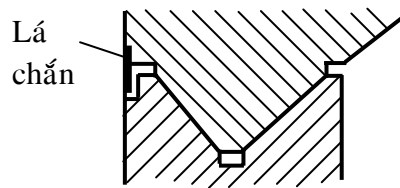
#### 5.2.4. Bảo vệ và bôi trơn sống trượt

Bảo vệ sống trượt khỏi bụi bẩn, hạt mài, phoi kim loại cũng như bôi trơn hợp lý bề mặt sống trượt có tác dụng giảm độ mòn đáng kể của sống trượt và giữ được độ chính xác ban đầu của sống trượt.

Các phương pháp bảo vệ sống trượt thường dùng là:

- Dùng lá chắn lắp trên bàn dao và cùng di động với bàn dao (hình 5-20).

- Dùng các chổi quét, lau đi động cùng với bàn máy.
- Đẩy sóng trượt bằng các lá thép xếp chồng lên nhau hoặc các tấm cao su, chất dẻo đàn hồi.



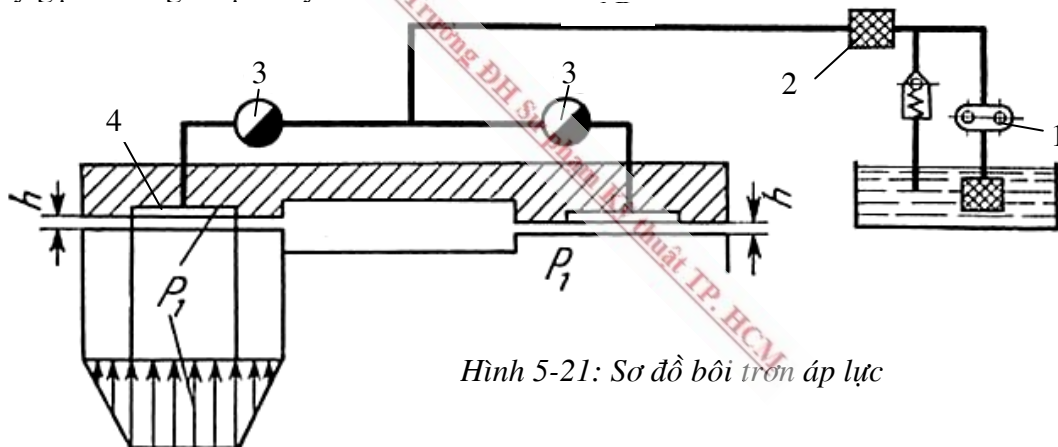
Hình 5-20: Bảo vệ sóng trượt bằng lá chắn

Ngoài ra, để bảo vệ sóng trượt hữu hiệu, cần phải bôi trơn sóng trượt thường xuyên bằng một màng dầu có độ dày từ  $5 \div 8 \mu\text{m}$ . Các phương pháp bôi trơn sóng trượt thường dùng là:

- Bôi trơn đơn giản: được tiến hành bằng tay theo định kỳ hoặc dùng cơ cấu tự bôi trơn do các hốc chứa dầu của sóng trượt ngang.

Phương pháp bôi trơn này dễ thực hiện nhưng chưa thực sự hiệu quả, không đảm bảo bôi trơn đều.

- Bôi trơn áp lực: đưa dầu có áp suất  $p_0$  vào các rãnh trên bề mặt trượt, tạo ra chế độ ma sát ướt giữa các bề mặt trượt. Sóng trượt được bôi trơn bằng phương pháp này gọi là sóng trượt thủy tĩnh.



Hình 5-21: Sơ đồ bôi trơn áp lực

Dầu có áp suất  $p_0$  từ bơm dầu 1, qua bộ lọc 2, van tiết lưu 3 đưa vào các rãnh dầu 4 trên bề mặt sóng trượt. Áp suất dầu có giá trị lớn nhất  $p_1$  tại vùng chung quanh rãnh dầu 4 và nhỏ dần đến áp suất khí quyển khi ra đến mép sóng trượt.

Khả năng chịu tải  $P$  của sóng trượt được tính theo công thức:

$$P = p_1 \cdot F \cdot \alpha \quad (5-22)$$

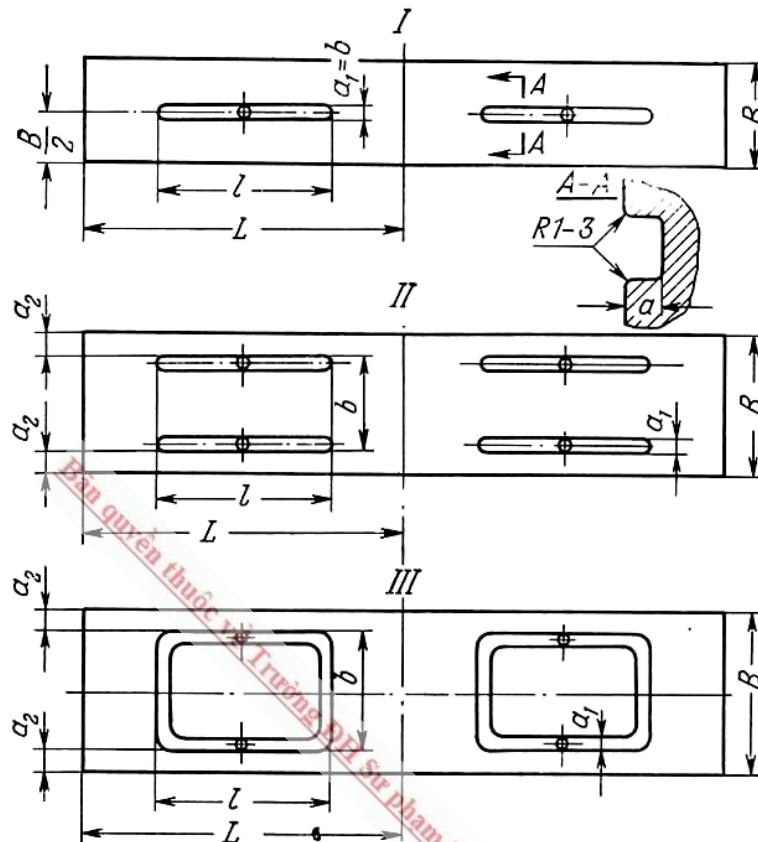
Với  $p_1$  – áp suất của dầu trong rãnh dầu.

$F$  – diện tích bề mặt trượt, được tính  $F = B \cdot L$  (hình 5-22).

$\alpha$  – hệ số giảm áp trong khe hở, được tính gần đúng như sau:

$$\alpha = \left( \frac{1}{3} + \frac{1}{6L} + \frac{b}{6B} + \frac{b.l}{3L.B} \right) = \frac{1}{3} \div \frac{1}{2} \quad (5-23)$$

Các dạng rãnh dầu thường dùng trong sống trượt thủy tĩnh cho trong hình 5-22.



Hình 5-22: Các dạng rãnh dầu trong sống trượt thủy tĩnh

### 5.2.5. Vật liệu sống trượt

#### 1. Gang

Vật liệu gang có độ chịu mòn cao. Độ chịu mòn có thể nâng cao bằng phương pháp tôi cao tần, tôi với ngọn lửa hàn hơi.

Gang có thể tôi cao tần tốt nhất là gang cải biến. Bề mặt sống trượt bằng gang tôi cao tần giảm được độ mòn khoảng 7 ÷ 8 lần so với sống trượt không tôi. Bề dày lớp tôi của sống trượt bằng gang là  $3 \pm 0,2$  mm. Độ cứng có thể đạt được ở gang cải biến là HRC = 45 ÷ 55.

Tôi bằng ngọn lửa là cho ngọn lửa di động đều trên bề mặt của sống trượt và liền sau mỏ hàn có vòi nước làm nguội. Độ sâu tôi thông thường là 2,5 ÷ 4 mm. độ cứng đạt được là HRC = 45 ÷ 53.

Gang tôi được phải là gang cầu có cấu trúc perlit, lượng C  $\geq 0,5\%$ , tốt nhất là C  $\geq 0,7 \div 0,8\%$ .

## 2. Thép

Trên các máy hiện đại, ngày càng có xu hướng ghép sống trượt bằng thép lên thân máy bằng gang hay thép tấm. Ưu điểm của phương pháp này là tiết kiệm được vật liệu và có tuổi thọ cao hơn. Các loại thép thường dùng là:

- Thép 15: có thể tôi trong nước. Dùng làm sống trượt dài từ 500 ÷ 700 mm gồm nhiều phần nối lại.
- Thép 20X: ít biến dạng khi tôi, sau khi thấm than có thể dùng làm sống trượt dài. Sau khi thấm than và tôi đạt được độ cứng  $HRC = 56 \div 62$ .
- Thép 40X: dùng cho những sống trượt có yêu cầu đặc biệt. Sau khi tôi cao tần có độ cứng  $HRC = 52 \div 58$ .

## 3. Chất dẻo

Thường dùng làm sống trượt ngắn như sống trượt bàn máy, bàn dao.

Ưu điểm: độ chịu mòn cao.

Nhược điểm: hệ số dẫn nhiệt nhỏ, khoảng  $1/100 \div 1/150$  hệ số dẫn nhiệt của gang. Do đó, trong trường hợp ma sát khô thì vật liệu có thể nóng đến  $120 \div 130^{\circ}\text{C}$  và ở nhiệt độ này chúng rất dễ cháy.

### 5.2.6. Tính toán sống trượt

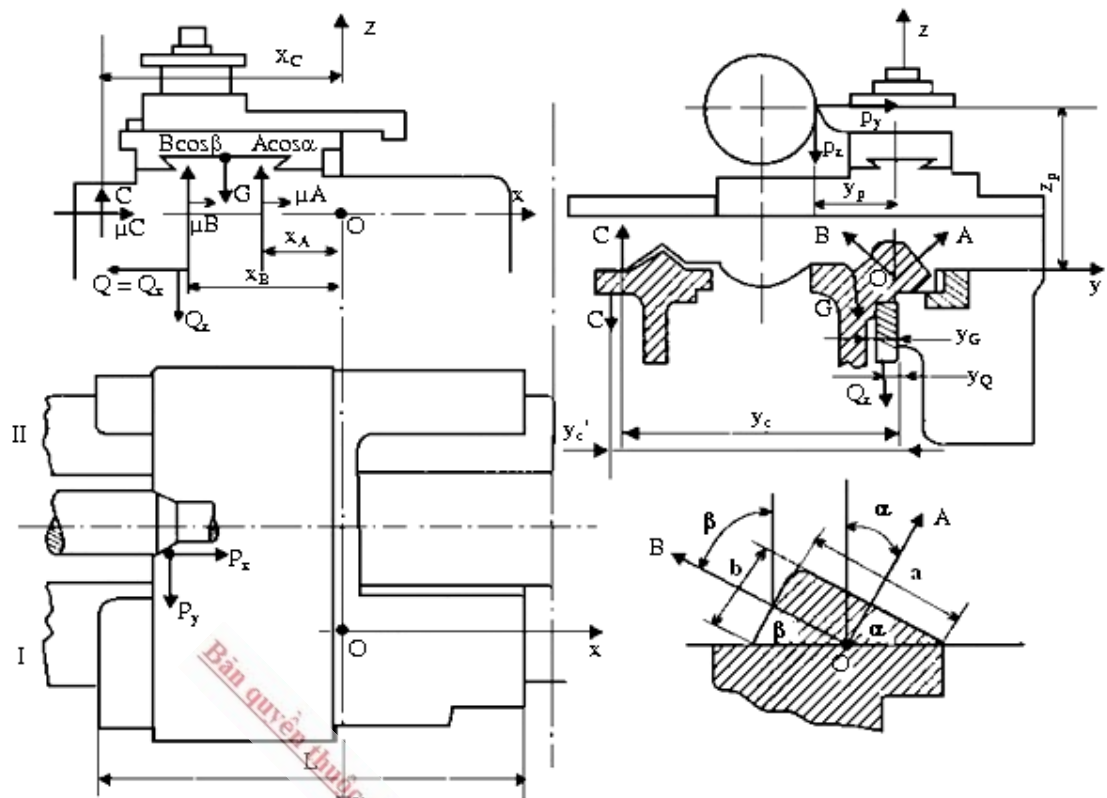
Độ chịu mòn là chỉ tiêu quan trọng về khả năng làm việc của sống trượt. Khi tính toán sống trượt tiến hành theo các bước:

- Xác định các lực tác dụng lên từng bề mặt của sống trượt.
- Tính áp suất bề mặt trung bình tác dụng lên từng bề mặt của sống trượt.
- Xác định áp suất bề mặt lớn nhất.
- So sánh áp suất bề mặt lớn nhất với áp suất bề mặt cho phép tính từ thực nghiệm.

#### 1. Xác định lực

Trên hệ thống bàn dao máy tiện (hình 5-23), có các lực tác dụng sau:

- Các thành phần lực cắt  $P_x, P_y, P_z$ .
- Các phản lực A, B, C tác dụng lên sống trượt của thân máy.
- Trọng lượng G của hệ thống bàn dao, có thể bao gồm cả trọng lượng chi tiết nếu tính cho bàn máy phay, bào ...
- Lực kéo bàn dao Q.
- Lực ma sát  $\mu A, \mu B, \mu C$ , ngược chiều với chuyển động của bàn dao.



Hình 5-23: Sơ đồ tính toán sống trượt máy tiện

Lực kéo bàn dao  $Q = Q_x$  dùng các công thức đã biết ở phần tính công suất động cơ điện. Nếu dùng cơ cấu vítme – đai ốc để thực hiện việc di chuyển bàn máy, lực  $Q$  cùng chiều với hướng chuyển động và không có phân lực song song với  $P_z$  và  $P_y$ . Nếu dùng cơ cấu bánh răng – thanh răng, ngoài  $Q_x$  còn có hai thành phần  $Q_y$  và  $Q_z$  với cách tính:

$$\left. \begin{aligned} Q_y &= Q_x \cdot \tan \delta \\ Q_z &= Q_x \cdot \tan(\alpha_0 + \rho) \end{aligned} \right\} \quad (5-24)$$

với:  $\alpha_0$  – góc ăn khớp của răng ( $\alpha_0 = 20^\circ$ ).

$\rho$  – góc ma sát trên răng ( $\rho \approx 5^\circ \div 7^\circ$ ).

$\delta$  – góc nghiêng của răng.

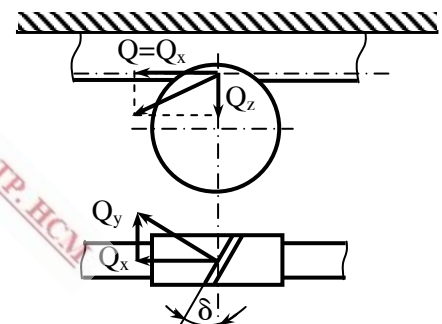
Trong trường hợp bánh răng thẳng:  $\delta = 0$  thì  $Q_y = 0$

Hệ phương trình cân bằng tĩnh:

$$\sum X = \mu(A + B + C) + P_x - Q_x = 0 \quad (5-25)$$

$$\sum Y = A \sin \alpha - B \sin \beta + P_y = 0 \quad (5-26)$$

$$\sum Z = A \cos \alpha + B \cos \beta + C - P_z - G - Q_z = 0 \quad (5-27)$$



Hình 5-23: Sơ đồ lực trong cơ cấu bánh răng – thanh răng



$$\sum M_x = Cy_C + P_y z_p - P_z z_p - Gy_G - Q_z y_Q = 0 \quad (5-28)$$

$$\sum M_y = Ax_A \cos \alpha + Bx_B \cos \beta + Cx_C + P_x z_p - P_z x_p - G.x_G + Q_x z_Q - Q_z x_Q + \mu(A + B + C)s = 0 \quad (5-29)$$

$$\sum M_z = Ax_A \sin \alpha - Bx_B \sin \beta - P_x y_p + P_y x_p + Q_x y_Q - \mu(A + B + C)t = 0 \quad (5-30)$$

Trong đó: s, t – cánh tay đòn tổng hợp các lực ma sát.

Hệ số ma sát được chọn:

– Vận tốc trượt lớn:  $\mu \approx 0,05 \div 0,10$ .

– Vận tốc trượt nhỏ:  $\mu \approx 0,10 \div 0,15$ .

Để cho việc tính đơn giản hơn, cho lực  $Q_x$  nằm trong mặt phẳng (x, z), tức là  $y_Q = 0$  và dùng công thức gần đúng trong phần tính công suất động cơ để xác định  $Q_x$ . Ngoài ra, chỉ cần tính tổng các lực theo từng chiều trục:

$$X = P_x, Y = P_y, Z = P_z + G, M_x = P_z.y_p - P_y.z_p + G.y_G$$

Khi đó, các lực tác dụng thẳng góc lên bề mặt sống trượt là:

$$C = \frac{M_x}{y_c}; C' = \frac{M_x}{y_{c'}} \quad (5-31)$$

$$A = \frac{(Z + Q_z - C) \sin \beta - Y \cos \beta}{\sin(\alpha + \beta)} \quad (5-32)$$

$$B = \frac{(Z + Q_z - C) \sin \alpha + Y \cos \alpha}{\sin(\alpha + \beta)} \quad (5-33)$$

## 2. Tính áp suất trung bình

Áp suất trung bình tác dụng lên các bề mặt A, B, C là:

$$p_{At} = \frac{A}{a.L} \quad (5-34)$$

$$p_{Bt} = \frac{B}{b.L} \quad (5-35)$$

$$p_{Ct} = \frac{C}{c.L} \quad (5-36)$$

Trong đó: L – độ dài làm việc của sống trượt.

a, b, c – các bề rộng bề mặt làm việc của sống trượt.

## 3. Xác định áp suất lớn nhất

– Xác định tọa độ  $x_A, x_B, x_C$  của điểm tác dụng của 3 lực A, B, C

$$\left. \begin{aligned} \text{Đặt: } Ax_A \cos \alpha + Bx_B \cos \beta + Cx_C &= \overline{M}_y \\ - Ax_A \sin \alpha + Bx_B \sin \beta &= \overline{M}_z \end{aligned} \right\} \quad (5-37)$$



Khi đó, phương trình (5-29) và (5-30) được viết lại:

$$\left. \begin{aligned} \overline{M}_y &= -P_x z_p + P_z x_p + G x_G - Q_x z_Q + Q_z x_Q - \mu(A+B+C)s \\ \overline{M}_z &= -P_x y_p + P_y x_p + Q_x y_Q - \mu(A+B+C)t \end{aligned} \right\} \quad (5-38)$$

Đặt điều kiện là  $\overline{M}_y$  đã được xác định trước: mômen tác dụng lên sống trượt phía trước là  $M_I$  và mômen tác dụng lên sống trượt phía sau là  $M_{II} = \overline{M}_y - M_I$ . Khi đó ta có hệ 3 phương trình bậc nhất như sau:

$$\left. \begin{aligned} M_I &= A x_A \cos \alpha + B x_B \cos \beta \\ M_{II} &= C x_C \\ \overline{M}_z &= -A x_A \sin \alpha + B x_B \sin \beta \end{aligned} \right\} \quad (5-39)$$

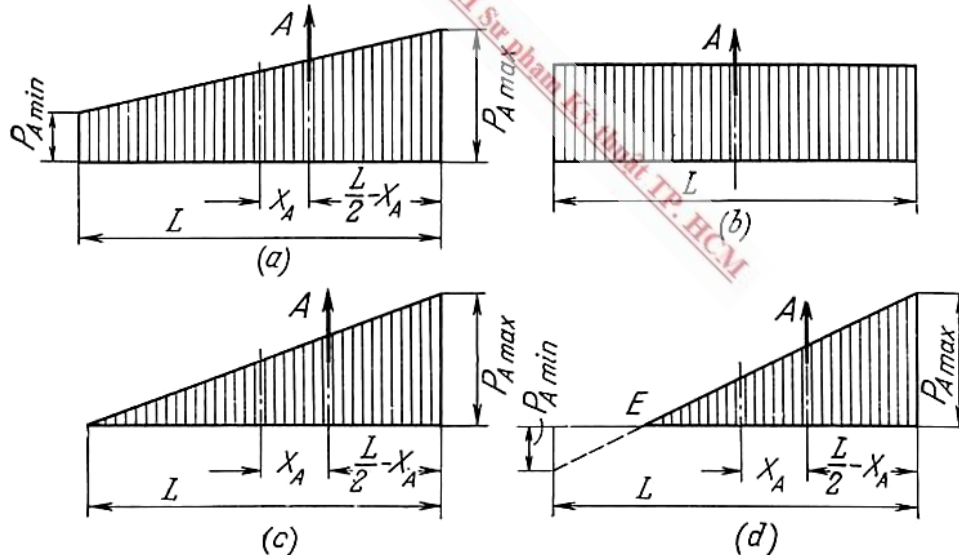
Giải hệ phương trình này được:

$$x_A = \frac{M_I \sin \beta - \overline{M}_z \cos \beta}{A \sin(\alpha + \beta)} \quad (5-40)$$

$$x_B = \frac{M_I \sin \alpha - \overline{M}_z \cos \alpha}{B \sin(\alpha + \beta)} \quad (5-41)$$

$$x_C = \frac{M_{II}}{C} = \frac{\overline{M}_y - M_I}{C} \quad (5-42)$$

– Dạng phân bố áp suất trên bề mặt sống trượt (hình 5-24)



Hình 5-24: Sơ đồ phân bố áp suất trên sống trượt

- Phân bố áp suất theo dạng hình thang (Hình 5-24a): đây là trường hợp tổng quát nhất và trọng tâm đặt tại điểm gốc của tải trọng với hoành độ  $x_A$  được tính theo công thức:

$$x_A = \frac{L}{6} \cdot \frac{p_{A \max} - p_{A \min}}{p_{A \max} + p_{A \min}} \quad (5-43)$$

**Nhận xét:** nếu  $0 < x_A < \frac{L}{6}$  (hay  $0 < \frac{x_A}{L} < \frac{1}{6}$ ) thì áp suất luôn phân bố theo dạng hình thang và ngược lại.

- Phân bố áp suất theo hình chữ nhật (Hình 5-24b): nếu  $x_A = 0$  (hay  $\frac{x}{L} = 0$ ), theo công thức (5-40) có:  $p_{A \max} = p_{A \min}$ .

- Phân bố áp suất theo hình tam giác trên suốt chiều dài L (Hình 5-24c): nếu  $x_A = \frac{L}{6}$  (hay  $\frac{x}{L} = \frac{1}{6}$ ), thì:  $\frac{p_{A \max} - p_{A \min}}{p_{A \max} + p_{A \min}} = 1$  hay  $p_{A \max} - p_{A \min} = p_{A \max} + p_{A \min}$

Như vậy chỉ có thể  $p_{A \min} = 0$ .

- Phân bố áp suất theo hình tam giác trên một phần của chiều dài L (Hình 5-24d): nếu  $x_A > \frac{L}{6}$  (hay  $\frac{x}{L} > \frac{1}{6}$ ). Khi đó theo công thức (5-43) có:

$$\frac{L}{6} \cdot \frac{p_{A \max} - p_{A \min}}{p_{A \max} + p_{A \min}} > \frac{L}{6}, \text{ suy ra: } \frac{p_{A \max} - p_{A \min}}{p_{A \max} + p_{A \min}} > 1, \text{ tức là } p_{A \min} < 0.$$

– Tính áp suất lớn nhất  $p_{\max}$

Sau khi xác định trị số  $\frac{x}{L}$ , tức là xác định dạng phân bố áp suất ta tính được áp suất lớn nhất  $p_{\max}$  trên từng bề mặt của sóng trượt.

- Phân bố áp suất theo dạng hình thang:  $p_{\max} + p_{\min} = 2p_t$ .

Thay vào công thức (5-43), tính được:  $p_{\max} = p_t \left(1 + 6 \frac{x}{L}\right)$  (5-44)

- Phân bố áp suất theo hình tam giác trên một phần của chiều dài L:

$$p_t \cdot L = \frac{1}{2} p_{\max} \cdot 3 \left( \frac{L}{2} - x \right)$$

$$p_{\max} = \frac{2p_t L}{3 \left( \frac{L}{2} - x \right)} = \frac{2p_t L}{3 \cdot \frac{L}{2} \left( 1 - 2 \frac{x}{L} \right)}$$

$$p_{\max} = \frac{4}{3} p_t \frac{1}{1 - 2 \frac{x}{L}} \quad (5-45)$$

- Phân bố áp suất theo hình tam giác trên suốt chiều dài L: đây là dạng đặc biệt của hai trường hợp trên. Thay  $\frac{x}{L} = \frac{1}{6}$  vào công thức (5-44) hoặc (5-45), ta được:

$$p_{\max} = 2p_t.$$

- Phân bố áp suất theo hình chữ nhật:  $p_{\max} = p_t$ . Đây là trường hợp lý tưởng.

Nếu áp suất trung bình dưới tác dụng của lực  $A$  là  $p_{At} = \frac{A}{a.L}$  được thay vào các công thức tính  $p_{\max}$  ở trên, ta có:

$$p_{A\max} = \frac{A}{a.L} \left( 1 + \frac{6x}{L} \right) \text{ khi } x \leq \frac{L}{6} \quad (5-46)$$

$$p_{A\max} = \frac{A}{a.L} \frac{2L}{1,5L - 3x} \text{ khi } x \geq \frac{L}{6} \quad (5-47)$$

Tính tương tự để xác định các giá trị  $p_{B\max}$ ,  $p_{C\max}$ .

**Chú ý:** các dạng phân bố áp suất đã trình bày chỉ đúng trong trường hợp chỉ có một mặt của sống trượt chịu tác dụng của tải trọng, tức là khi thanh nằm ở phía dưới sống trượt được điều chỉnh với một độ hở nhất định mà mômen  $\overline{M}_y$  không triệt tiêu nó được.

Sau khi tính được áp suất lớn nhất  $p_{\max}$ , phải kiểm tra theo điều kiện áp suất cho phép  $[p_{\max}]$ . Đối với sống trượt máy công cụ bằng gang,  $[p_{\max}]$  được chọn như sau:

- Sống trượt chuyển động với vận tốc nhỏ, tương ứng với vận tốc chạy dao ở máy tiện, máy phay ... thì  $[p_{\max}] = 2,5 \div 3 \text{ MN/m}^2$ .
- Sống trượt của máy có vận tốc trượt lớn, bằng vận tốc gia công như máy bào, máy xọc thì:  $[p_{\max}] = 0,8 \text{ MN/m}^2$ .
- Sống trượt các máy đặc biệt, làm việc với tải trọng nặng và cố định thì  $[p_{\max}]$  thấp hơn những trị số nói trên khoảng 25%.
- Máy nặng có vận tốc trượt nhỏ:  $[p_{\max}] = 1 \text{ MN/m}^2$ .
- Máy nặng có vận tốc trượt lớn:  $[p_{\max}] = 0,4 \text{ MN/m}^2$ .
- Sống trượt máy mài:  $[p_{\max}] = 0,05 \div 0,1 \text{ MN/m}^2$ .

Sống trượt bằng thép chưa có số liệu chính xác. Nếu chi tiết bằng thép trượt trên gang,  $[p_{\max}]$  lấy gần với những giá trị trên. Nếu thép trượt trên sống trượt thép,  $[p_{\max}]$  có thể tăng từ 20 ÷ 30%.

## 5.3. THIẾT KẾ SỐNG LĂN

### 5.3.1. Kết cấu sống lăn

Sống lăn được sử dụng rất rộng rãi trên các máy công cụ hiện đại có độ chính xác cao như máy mài, máy doa ... So với sống trượt, sống lăn có hệ số ma sát nhỏ hơn khoảng 20 lần nên độ mòn rất nhỏ và tuổi thọ tăng cao.

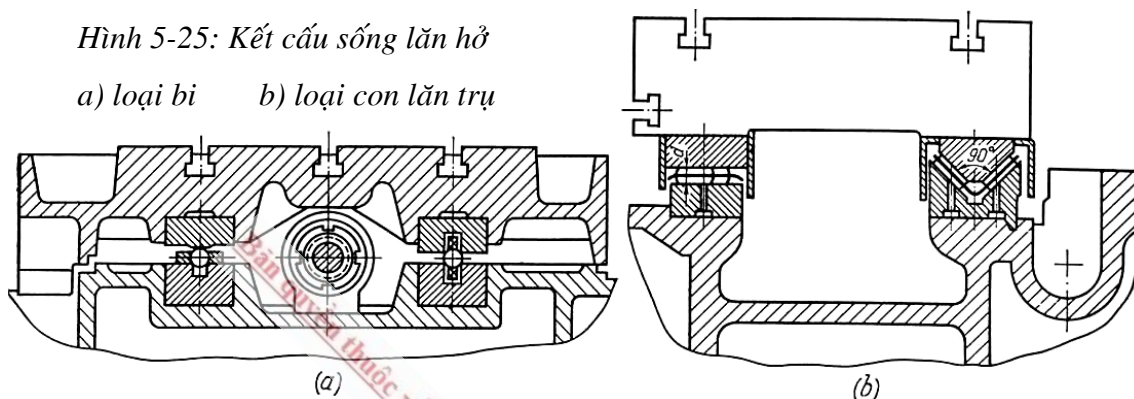
Nhược điểm của sống lăn là chế tạo khó, giá thành cao.

Sống lăn có thể chia làm 2 loại: sống lăn hở và sống lăn kín, tùy vào cách bố trí các chi tiết lăn giữa bộ phận cố định và bộ phận di động.

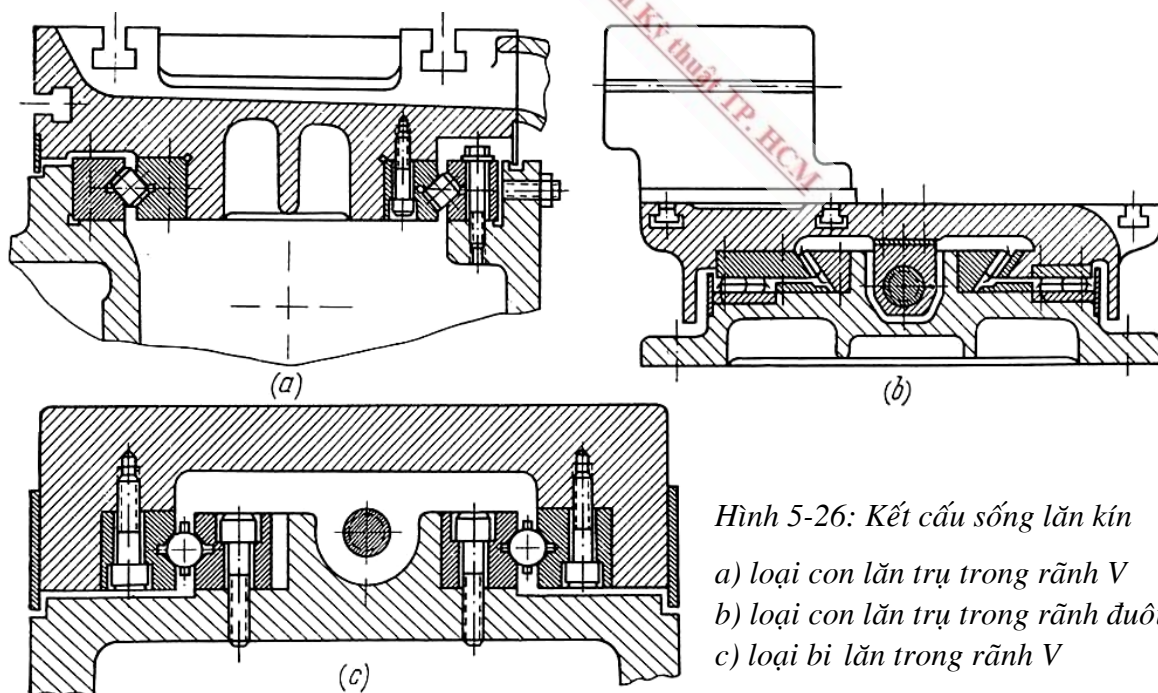
– Sống lăn hở (Hình 5-25): Các viên bi và con lăn đặt trong những vòng cách lắp giữa các bề mặt dẫn hướng của thân máy và bàn máy. Con lăn di động với vận tốc bằng nửa vận tốc bàn máy. Dùng cơ cấu dẫn hướng cho các con lăn di động theo hướng ngược lại để tăng hành trình của bàn máy. Loại này dùng trong các trường hợp tải trọng chủ yếu của sống lăn là trọng lượng của bàn máy, ít bị thay đổi trong quá trình gia công.

Hình 5-25: Kết cấu sống lăn hở

a) loại bi      b) loại con lăn trụ



– Sống lăn kín (Hình 5-26): độ cứng vững cao hơn loại hở vì được tạo ra lực căng ban đầu bằng một thanh nêm hoặc miếng chắn, tương tự như cách điều chỉnh khe hở trong sống trượt.



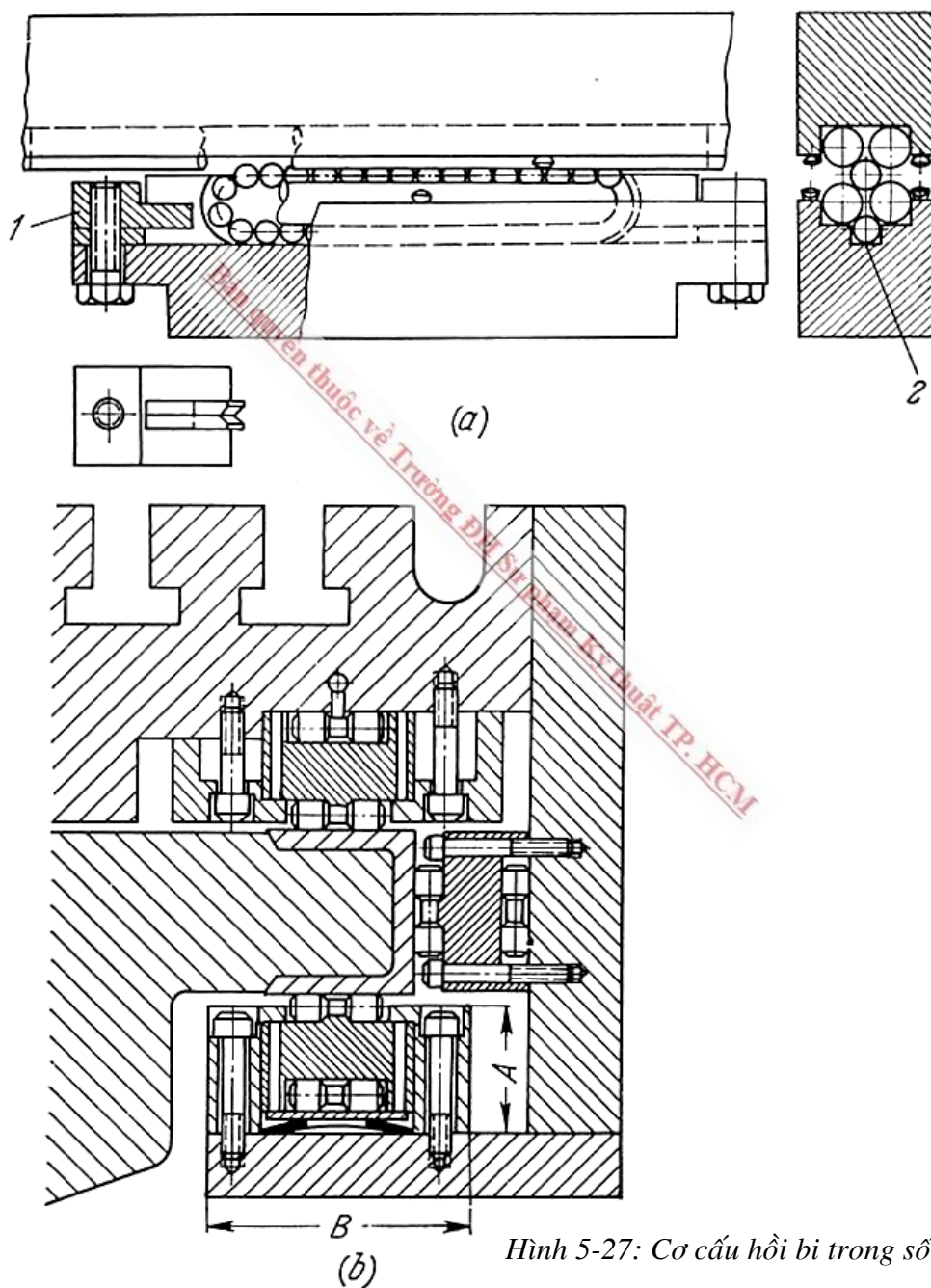
Hình 5-26: Kết cấu sống lăn kín

a) loại con lăn trụ trong rãnh V  
 b) loại con lăn trụ trong rãnh đuôi én  
 c) loại bi lăn trong rãnh V



Đối với tải trọng bé, thường dùng sống lăn bi (chịu được tải trọng từ  $600 \div 1500\text{N}$  trên  $100\text{mm}$  chiều dài dây bi). Tải trọng lớn hơn thì dùng con lăn, hoặc tổ hợp giữa bi và con lăn.

Hình 5-27 thể hiện kết cấu của cơ cấu hồi bi trong sống lăn. Các con lăn được bố trí thành một dãy liên tục giữa 4 thanh trụ, trong đó 2 thanh được lắp ở bộ phận cố định và 2 thanh được lắp ở bộ phận di động. Tấm dẫn hướng 1 được lắp ở mỗi đầu của sống lăn để định hướng con lăn vào rãnh hồi bi 2.



Hình 5-27: Cơ cấu hồi bi trong sống lăn

### 5.3.2. Tính toán sống lăn

#### 1. Tính theo độ bền

Lực nén lớn nhất tác dụng lên chi tiết lăn:

$$P_{\max} = p_{\max} \cdot t \cdot b \quad (5-48)$$

với:  $p_{\max}$  – áp suất lớn nhất của sống trượt [ $MN/m^2$ ].

$t$  – bước của chi tiết lăn, tức là khoảng cách giữa các viên bi hay con lăn [ $m$ ].

$b$  – chiều rộng sống dẫn [ $m$ ].

Tải trọng cho phép theo những điều kiện của độ bền tiếp xúc:

– Sống lăn dùng con lăn:  $[P] = \sigma_0 \cdot d \cdot b_0$  (5-49)

– Sống lăn dùng bi:  $[P] = \sigma_0 \cdot d^2$  (5-50)

với:  $\sigma_0$  – ứng suất quy ước liên quan đến tiết diện của chi tiết lăn [ $MN/m^2$ ].

$d$  – đường kính bi hoặc con lăn [ $m$ ].

$b_0$  – chiều dài con lăn [ $m$ ].

Cách chọn ứng suất quy ước:

– Sống lăn bằng thép tôi (có HRC = 60) dùng bi: lấy  $\sigma_0 = 0,6 MN/m^2$ .

– Sống lăn bằng gang (có HB = 200): lấy  $\sigma_0 = 0,02 MN/m^2$ .

– Sống lăn bằng thép tôi dùng con lăn: lấy  $\sigma_0 = 15 \div 20 MN/m^2$ .

– Sống lăn bằng gang dùng con lăn: lấy  $\sigma_0 = 1,5 \div 2 MN/m^2$ .

Nếu kể đến sai số do chế tạo sống dẫn không chính xác và kích thước chênh lệch của các chi tiết lăn, cần lấy  $\sigma_0$  giảm đi 20 ÷ 30%.

#### 2. Tính theo độ cứng vững

– Độ biến dạng của sống lăn dùng con lăn:

$$\delta = c_1 \cdot q \quad [\mu m] \quad (5-51)$$

– Độ biến dạng của sống lăn dùng bi:

$$\delta = c_b \cdot P \quad [\mu m] \quad (5-52)$$

Trong đó:  $q$  – tải trọng trên đơn vị chiều dài của con lăn [ $N/mm$ ].

$P$  – tải trọng trên 1 viên bi [ $N$ ].

$c_1$  – hệ số đàn hồi của sống lăn dùng con lăn [ $\mu m \cdot \frac{mm}{N}$ ].

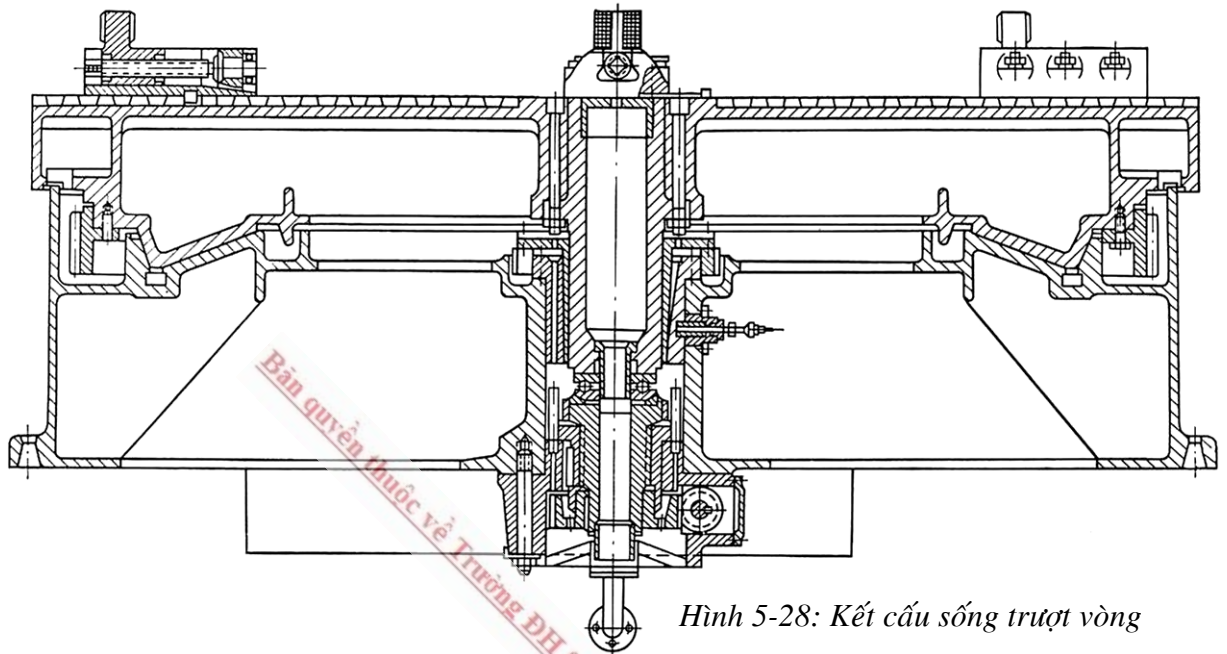
$c_b$  – hệ số đàn hồi của sống lăn dùng bi [ $\mu m/N$ ].

Độ cứng vững của sống lăn dùng con lăn gần bằng với độ cứng vững của sống trượt. Độ cứng vững của sống lăn dùng bi (bi có cùng kích thước đường kính với con lăn) nhỏ hơn khoảng 2 ÷ 3 lần độ cứng vững của sống lăn dùng con lăn.

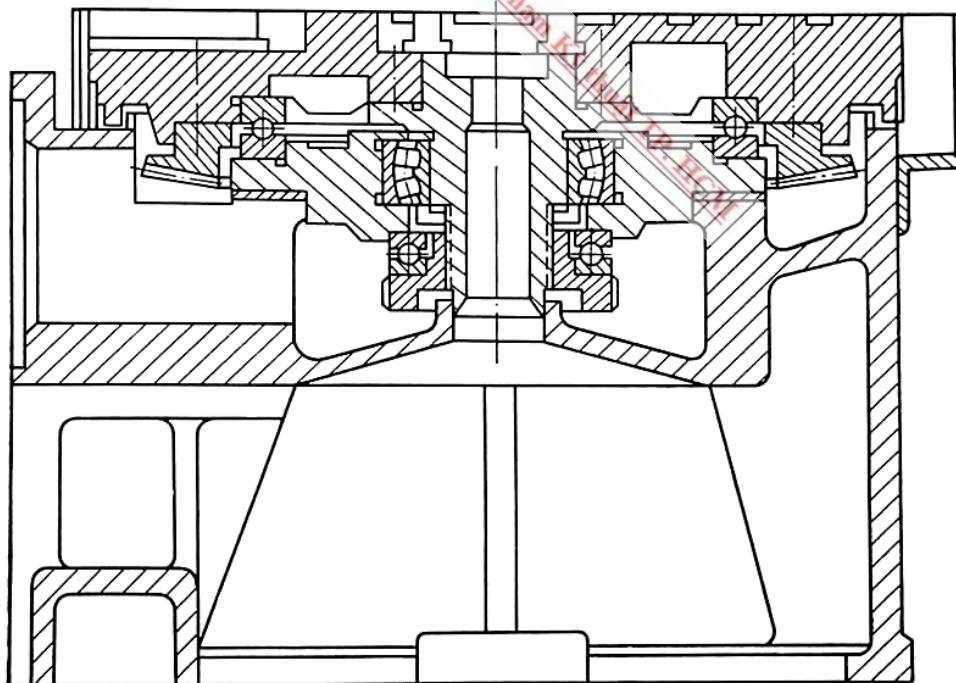


Sống lăn có thể thực hiện lượng di động điều chỉnh rất bé với độ chính xác cao. Với sống lăn có độ cứng vững khoảng  $30 \div 40 \text{ N}/\mu\text{m}$ , sai số điều chỉnh có thể đạt từ  $0,1 \div 0,2 \mu\text{m}$ .

Kết cấu một số loại sống trượt vòng (hình 5-28) và sống lăn vòng (hình 5-29) dùng trong máy tiện đứng và máy doa.



Hình 5-28: Kết cấu sống trượt vòng



Hình 5-29: Kết cấu sống lăn vòng

## Chương 6

## CƠ CẤU MÁY

Cơ cấu máy là bộ phận máy dùng để thực hiện một chức năng, một nhiệm vụ nào đó trong quá trình gia công cũng như điều khiển quá trình gia công với những nguyên tắc và độ chính xác nhất định theo yêu cầu.

Cơ cấu sử dụng trong các máy công cụ có rất nhiều loại và rất nhiều dạng. Dưới đây là một số cơ cấu máy chính yếu được tổng hợp phân loại theo dạng chuyển động và công dụng của nó như:

- Cơ cấu chuyển động thẳng.
- Cơ cấu chuyển động không liên tục.
- Cơ cấu đảo chiều.
- Cơ cấu điều khiển.
- Cơ cấu an toàn.

### 6.1. CƠ CẤU CHUYỂN ĐỘNG THẲNG

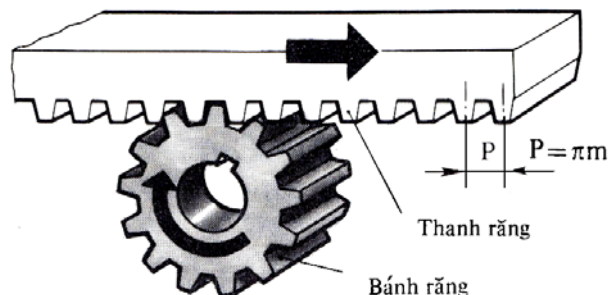
Chuyển động thẳng là chuyển động thường gặp nhất trong máy công cụ. Nó có thể là chuyển động chính (như ở máy bào, máy xọc, máy chuốt) hoặc chuyển động chạy dao (như ở máy bào, máy mài), chuyển động điều khiển và điều chỉnh ...

Trong máy công cụ, có các dạng truyền chuyển động thẳng sau: dạng cơ khí, điện từ, thủy lực và khí nén, trong đó cơ cấu dạng cơ khí rất thông dụng. Các cơ cấu chuyển động thẳng dạng cơ khí để biến chuyển động quay thành chuyển động thẳng như cơ cấu bánh răng – thanh răng, trục vít – thanh răng, vítme – đai ốc, thanh truyền – tay quay, culít, cam ...

Trong phạm vi giáo trình này, chỉ đề cập đến một số cơ cấu chính thực hiện chuyển động thẳng bằng cơ khí.

#### 6.1.1. Cơ cấu bánh răng – thanh răng

Cơ cấu bánh răng – thanh răng dùng để biến đổi từ chuyển động quay sang chuyển động tịnh tiến hoặc ngược lại. Cơ cấu được sử dụng để thực hiện chuyển động chính như trên máy bào giường hoặc chuyển động chạy dao như trên máy khoan.



Hình 6-1: Cơ cấu bánh răng – thanh răng

Ở hành trình nhỏ, chỉ có một phần bánh răng làm việc nên cơ cấu này trở thành cơ cấu quạt răng – thanh răng. Loại này dùng nhiều nhất trong việc di động bàn dao ở máy tự động.

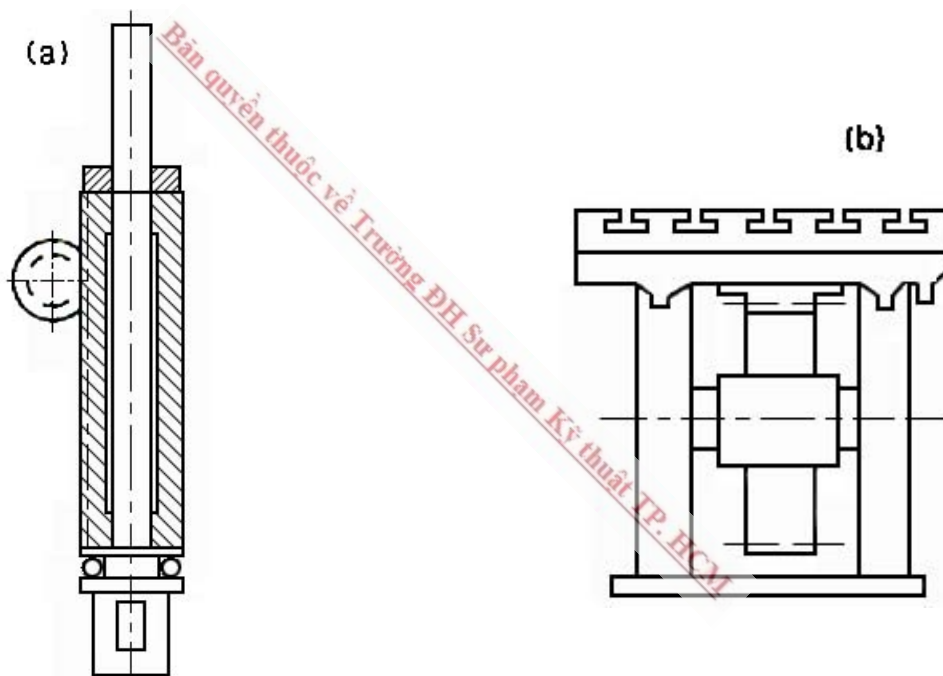
Ưu điểm chính của cơ cấu này:

- Hiệu suất truyền động cao, có thể truyền công suất lớn.
- Chi tiết bị động có thể truyền động với vận tốc nhanh.
- Số chi tiết của cơ cấu ít và tương đối dễ chế tạo, dễ lắp ráp.

#### 1. Kết cấu và điều kiện kỹ thuật

Thanh răng của trục chính máy khoan (hình 6-2.a) có thể chế tạo trực tiếp trên trục.

Thanh răng của bàn dao máy tiện nhiều dao, máy tiện tự động có thể được chế tạo trực tiếp hoặc gián tiếp lên chi tiết truyền động.



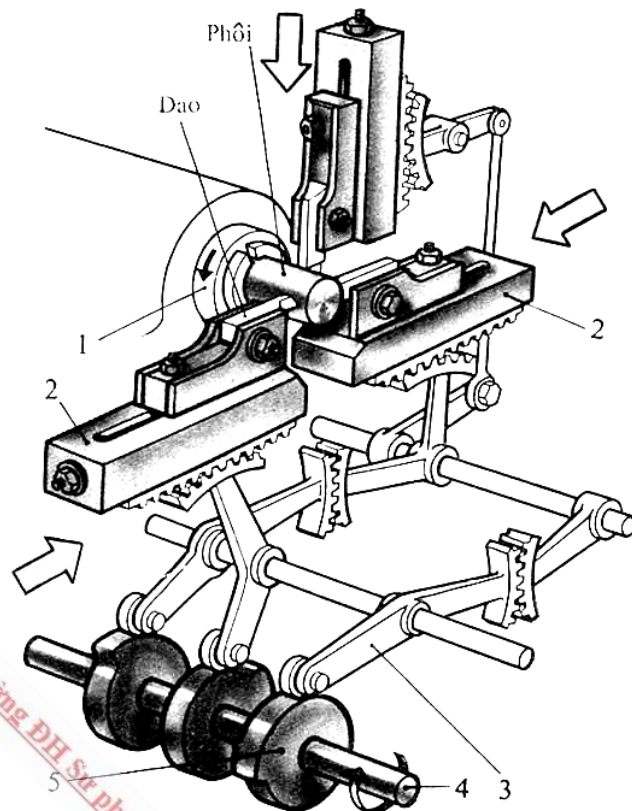
Hình 6-2.a: Thanh răng của trục chính máy khoan.

6-2.b: Thanh răng trên máy bào giường.

Thanh răng trên máy bào giường (hình 6-2.b) do có độ dài lớn nên thường được chế tạo thành nhiều phần và lắp ghép lại với nhau. Để tăng độ cứng vững, thanh răng này được đặt vào giữa hai sống trượt của bàn máy. Để tăng tỉ số truyền và giảm số vòng quay của bánh răng, bánh răng phải có đường kính lớn:  $\varnothing_{\min} = 600 \div 700$  mm, môđun trong khoảng 20 ÷ 25mm trở lên. Để cơ cấu làm việc êm, người ta có thể dùng bánh răng nghiêng.

– Trong các máy tự động hoặc nửa tự động, do hành trình làm việc nhỏ nên thường sử dụng cơ cấu quạt răng – thanh răng để thực hiện chuyển động của bàn dao (hình 6-3).

Hình 6-3: Sơ đồ cơ cấu quạt răng – thanh răng trên máy tiện tự động



## 2. Lựa chọn vật liệu và yêu cầu về nhiệt luyện

Lựa chọn vật liệu và yêu cầu về nhiệt luyện phải dựa vào vận tốc và điều kiện làm việc của cơ cấu:

– Vận tốc nhỏ, bộ truyền hở, kích thước lớn: dùng gang C428–48, C4 38–60 hoặc gang cải tiến MC4 35–60.

– Vận tốc trung bình và lớn: dùng thép 40, 45, 50 và nhiệt luyện đến độ cứng ít nhất HB = 230 ÷ 260.

– Cơ cấu bánh răng – thanh răng làm việc với vận tốc nhỏ nhưng lực tác dụng lên răng lớn cần được chế tạo các chi tiết bằng thép hợp kim như 40X, 40XH.

## 3. Tính toán cơ cấu bánh răng – thanh răng

Ngoài việc tính toán độ bền bánh răng như trong phương pháp tính toán bánh răng trong môn học “Chi tiết máy”, cần kiểm tra độ bền tiếp xúc khi thực hiện lượng chạy dao, tức là lực chạy dao Q phải thỏa mãn điều kiện:

$$Q < [Q] \quad (6-1)$$





- Răng thẳng: trục của trục vít đặt chéo so với trục của thanh răng (hình 6-2a).
- Răng nghiêng: hai trục có thể đặt chéo nhau một góc, tạo ra khả năng dùng bánh răng đường kính lớn để quay trục vít nên cơ cấu làm việc êm hơn (hình 6-2b). Nếu hai trục đặt song song nhau (hình 6-2c), đường kính đỉnh của bánh răng quay trục vít cần phải nhỏ hơn đường kính trong của trục vít, do đó ảnh hưởng không tốt đến sự chuyển động êm và hiệu suất truyền động.

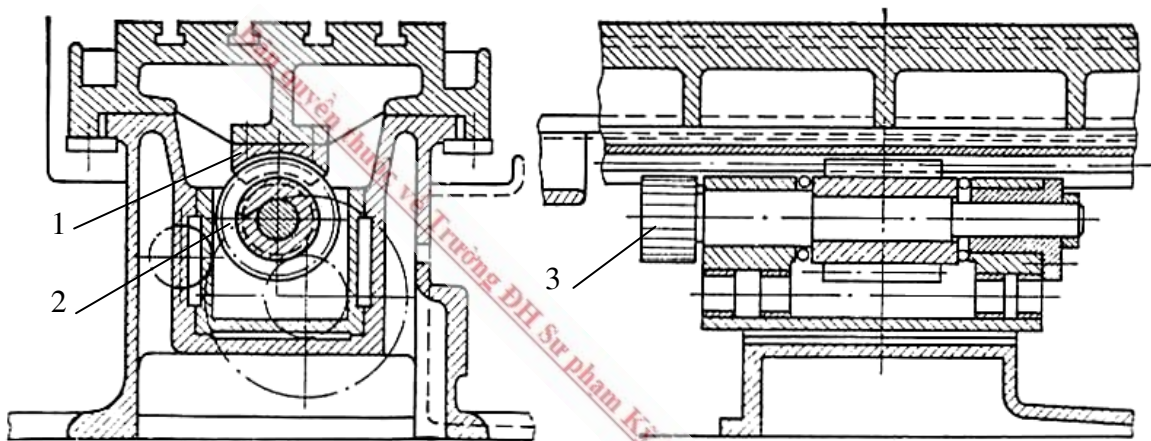
Chiều dài của trục vít thường lấy bằng:

$$l > 7 \frac{h}{k}$$

Trong đó:  $h$  – độ nâng của trục vít.

$k$  – số đầu mối của trục vít.

*b. Thanh răng có dạng bánh vít*



Hình 6-3: Cơ cấu trục vít – thanh vít trong máy phay giường

Thanh răng trở thành một bánh vít đặc biệt có đường kính vô cùng lớn (được gọi là thanh vít 1). Khi đó, đường tâm của trục vít 2 và thanh vít song song với nhau và đường kính đỉnh răng của bánh răng 3 quay trục vít phải nhỏ hơn đường kính chân răng của trục vít. Điều này có thể gây khó khăn trong kết cấu của cơ cấu.

Ưu điểm của loại này là có các răng tiếp xúc trên toàn bề mặt nên khả năng chịu lực cao hơn, chịu mài mòn tốt hơn trong khi ở loại trục vít – thanh răng thì chỉ tiếp xúc trên một số điểm của răng.

Cơ cấu trục vít – thanh vít thường dùng để di động bàn máy máy phay giường.

Chiều dài trục vít thường lấy bằng:

$$l = (8 \div 10).t$$

Trong đó:  $t$  – khoảng cách chia răng.



### 6.1.3. Cơ cấu vít me – đai ốc trượt

#### 1. Đặc điểm

- Độ chính xác truyền động cao, tỉ số truyền giảm tốc lớn. Có thể định vị một cách tin cậy vị trí của cụm máy dịch chuyển.
- Truyền động êm, có khả năng tự hãm và truyền được lực lớn.
- Có thể dùng để truyền động nhanh với vít me có bước ren hoặc số vòng quay lớn.
- Hiệu suất truyền động thấp nên ít dùng để thực hiện những chuyển động chính, nhưng được dùng nhiều trong cơ cấu chạy dao, cơ cấu điều chỉnh của máy cắt kim loại và những cơ cấu của các loại đồ gá đặc biệt.

#### 2. Kết cấu

a. *Dạng ren:* Vít me thường có 2 dạng ren chủ yếu sau:

- Vít me có dạng ren hình thang góc  $30^0$  có ưu điểm: gia công đơn giản, có thể phay hoặc mài. Nếu dùng với đai ốc bổ đôi thì có thể đóng mở lên ren dễ dàng.
- Vít me có dạng ren hình vuông chỉ dùng ở những máy cắt ren chính xác và ở các máy tiện hớt lửng.

Về mặt kết cấu, cố gắng chế tạo vít me có hai cổ trục như nhau để sau một thời gian làm việc, có thể lắp đảo ngược vít me lại nhằm làm cho bề mặt làm việc của ren được mòn đều ở hai bên. Đường kính vít me thay đổi trong giới hạn từ  $10 \div 200$  mm phụ thuộc mômen cần truyền và được chọn theo giá trị tiêu chuẩn.

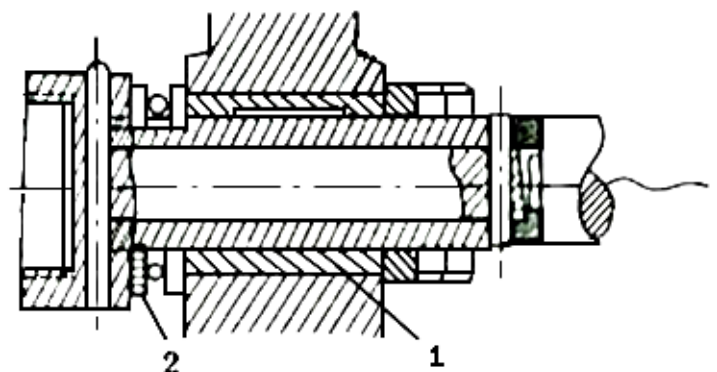
#### b. Ổ đỡ vít me

- Ổ đỡ vít me có tác dụng bảo đảm cho trục chuyển động với độ đảo hướng trục và hướng kính nhỏ.
- Những yêu cầu về ổ đỡ vít me cũng tương tự như ổ đỡ trục chính nhưng do lực tác dụng lên ổ đỡ vítme nhỏ nên kết cấu đơn giản hơn.

Có hai loại ổ đỡ vítme là ổ trượt và ổ lăn.

Hình 6-4: Kết cấu ổ đỡ vít me  
của máy tiện ren vít

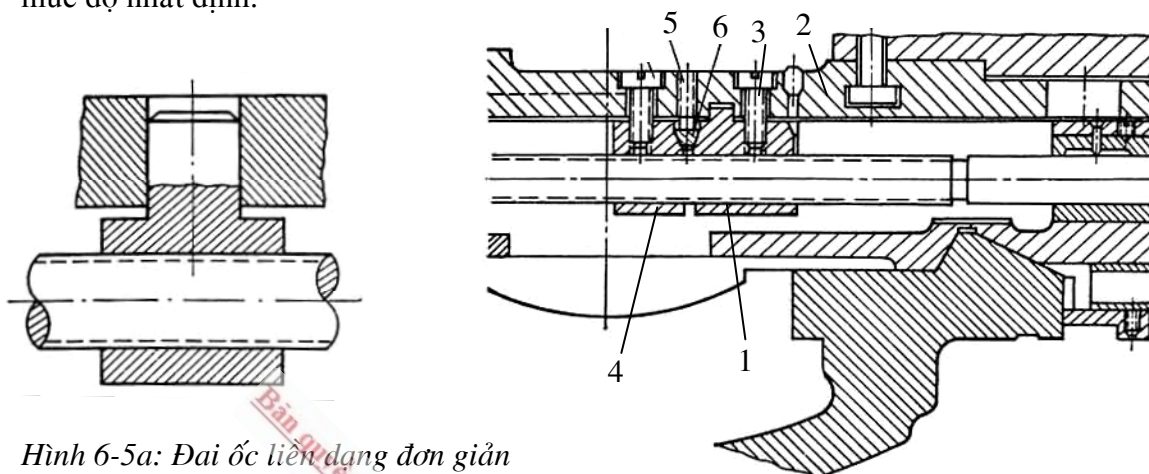
- 1 – ổ trượt (chịu lực hướng kính)
- 2 – ổ chặn (chịu lực dọc trục).



c. Đai ốc của vít me

– Đai ốc liên: dùng trong cơ cấu vít me – đai ốc có chế độ làm việc ít, không yêu cầu độ chính xác cao, giữa các ren có thể có độ hở nhất định.

Ưu điểm của cơ cấu đai ốc liên là đơn giản, giá thành thấp, có thể tự hãm ở một mức độ nhất định.



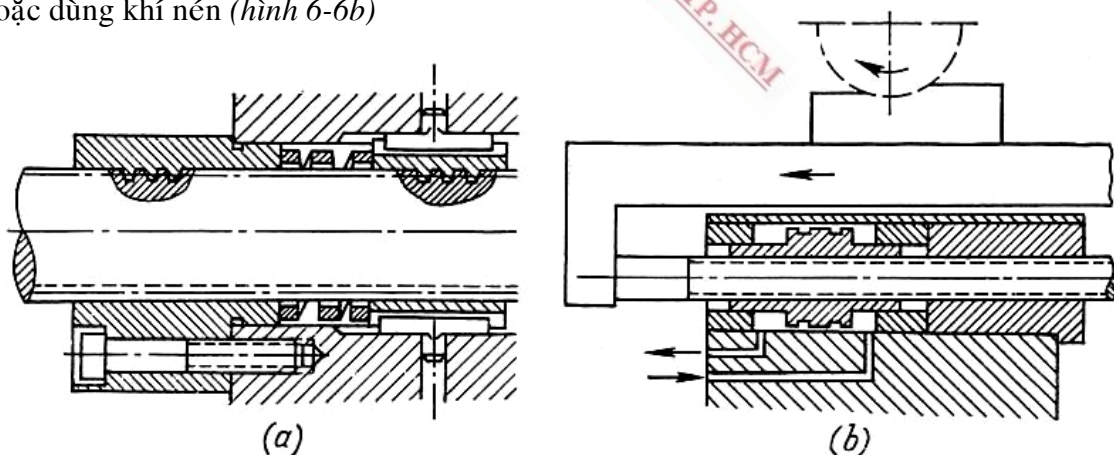
Hình 6-5a: Đai ốc liên dạng đơn giản

6-5b: Đai ốc liên có thể điều chỉnh độ rơ bằng tay

Để khử độ rơ trong cơ cấu vít me – đai ốc, đai ốc liên thường được chế tạo làm hai phần, có thể điều chỉnh độ rơ giữa hai phần theo chiều trục tự động hoặc bằng tay sau một thời gian làm việc.

Cách điều chỉnh bằng tay độ rơ của đai ốc liên có hai phần (hình 6-5.b): phần 1 của đai ốc gắn chặt vào bộ phận di động thẳng 2 bằng vít 3, phần 4 của đai ốc bị dịch chuyển theo chiều trục khi điều chỉnh vít 5 đẩy mặt nêm 6 xuống.

Để điều chỉnh tự động độ rơ của đai ốc liên, có hai cách: dùng lò xo (hình 6-6a) hoặc dùng khí nén (hình 6-6b)



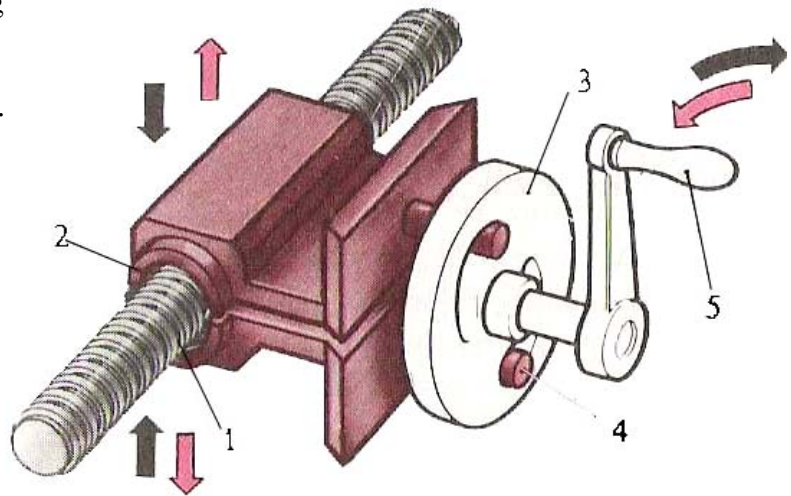
Hình 6-6a: Điều chỉnh tự động độ rơ của đai ốc bằng lò xo

6-6b: Điều chỉnh tự động độ rơ của đai ốc bằng khí nén

– Đai ốc hai nửa: sử dụng để đóng hoặc tách đai ốc ra khỏi vít me khi tiện ren trên máy tiện ren vít vạn năng

Hình 6-7: Đai ốc hai nửa.

- 1 – Vít me
- 2 – Đai ốc hai nửa
- 3 – Đĩa có rãnh cong
- 4 – Chốt
- 5 – Tay quay



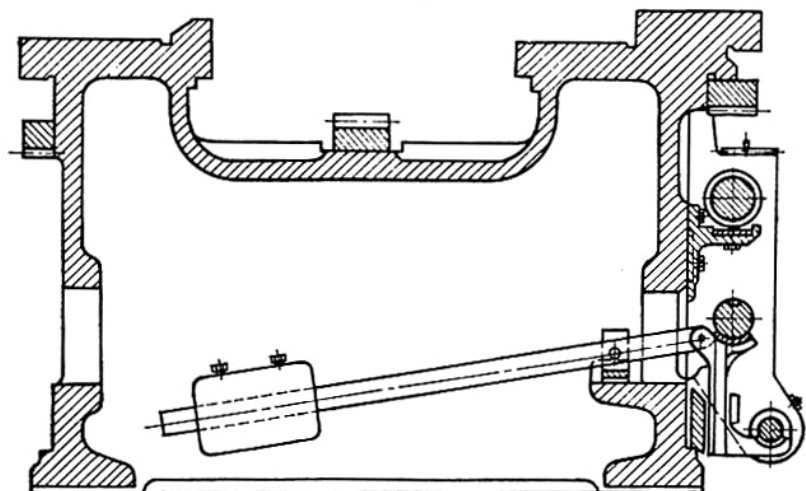
#### d. Phương pháp giảm độ biến dạng của vít me

– Nâng cao độ cứng vững của gối đỡ bằng cách dùng bạc có tỉ lệ  $\frac{1}{d}$  lớn (với  $l$  – chiều dài và  $d$  – đường kính trong của bạc đỡ). Phương pháp này cũng áp dụng cho vít me ngắn chỉ có một gối đỡ duy nhất và khi đó đai ốc được xem như gối đỡ thứ hai.

– Không bố trí vít me ở ngoài thân máy mà bố trí vào trong thân máy để giảm môment lật của bàn máy hay bàn xa dao trong mặt phẳng nằm ngang. Kết cấu này thường được sử dụng trong máy tiện ren chính xác cao, máy tiện nặng, máy phay ...

– Dùng gối đỡ treo phụ cho những vít me quá dài và nặng. Gối đỡ này hoặc là bị đẩy đi cùng với bàn xa dao trong quá trình di chuyển hoặc là chỉ bao một phần chu vi của vít me. Trong trường hợp thứ hai thì đai ốc cũng phải được thiết kế chỉ bao một phần của vít me (hình 6-8). Nhược điểm của kết cấu này là lực chạy dao tác dụng lệch tâm có xu hướng uốn cong trục vít me.

Hình 6-8: Gối đỡ treo phụ



### 3. Vật liệu vít me – đai ốc

Vật liệu để chế tạo vít me, đai ốc được lựa chọn phụ thuộc vào công dụng của cơ cấu, cấp chính xác và yêu cầu về nhiệt luyện.

Vật liệu dùng cho vítme được đề nghị như sau:

– Với vít me không cần nhiệt luyện đến độ cứng cao: dùng thép 45, thép 50 hoặc thép tự động A40Γ.

– Với vít me đòi hỏi biến dạng nhỏ, có độ cứng cao và độ chính xác cao dùng ở những máy mài: thường sử dụng thép dụng cụ đặc biệt XBT hoặc XT (nếu yêu cầu độ cứng HRC = 50÷56) hoặc thép 65Γ (nếu HRC = 35÷45).

– Với vít me có độ chính xác rất cao như trong máy đo tọa độ: nên dùng thép dụng cụ Y10 và Y12.

Chế độ nhiệt luyện phụ thuộc chất lượng của thép và độ cứng yêu cầu. Nên dùng những phương pháp nhiệt luyện không tạo biến dạng lớn như tôi cao tần. Ngoài ra, người ta còn dùng các phương pháp hồi phục tự nhiên hoặc nhân tạo để khử ứng suất dư.

Vật liệu dùng cho đai ốc được đề nghị như sau:

– Với cơ cấu yêu cầu độ chính xác cao: dùng đồng thanh thiếc 0Φ10-0,5 hoặc 0L1C6-6,3.

– Với cơ cấu yêu cầu độ chính xác trung bình: có thể dùng gang chịu mòn.

Để tiết kiệm kim loại màu, có thể chế tạo đai ốc ghép có 2 lớp: bên ngoài bằng thép hoặc gang, bên trong bằng kim loại màu.

### 4. Tính toán vít me – đai ốc

#### a. Tính toán theo độ chịu mòn

Độ chịu mòn bề mặt ren được xác định bằng áp suất trung bình  $p$  trên bề mặt làm việc của ren:

$$p = \frac{Q \cdot h}{\pi \cdot d_2 \cdot t_2 \cdot L \cdot z} [N/mm^2] \leq [p] \quad (6-2)$$

Trong đó:  $Q$  – lực chạy dao tác dụng trên vít me  $[N]$

$h$  – bước ren  $[mm]$

$d_2$  – đường kính trung bình của ren  $[mm]$

$t_2$  – chiều cao làm việc của ren  $[mm]$

$L$  – chiều dài của đai ốc  $[mm]$

$z$  – số đầu mối ren

$[p]$  – áp suất trung bình cho phép  $[N/mm^2]$



Do vít me của máy công cụ thường dùng ren hình thang ( $t_2 = 0,5 \frac{h}{z}$ ) và đặt  $\lambda' = \frac{L}{d_2}$  (chọn  $\lambda' = 2,5 \div 3,5$ ) nên đường kính trung bình cần thiết của vít me sẽ là:

$$d_2 = \sqrt{\frac{2Q}{\pi \cdot \lambda' \cdot [p]}} = 0,8 \sqrt{\frac{Q}{\lambda' \cdot [p]}} \quad [mm] \quad (6-3)$$

Áp suất trung bình cho phép  $[p]$  (N/mm<sup>2</sup>) lấy theo (bảng 6-1) sau:

Bảng 6-1

Đặc điểm của vítme	Vật liệu của vítme và đai ốc		
	Thép không tôi + hợp kim	Thép không tôi + đồng thanh	Thép tôi + đồng thanh
Trục có ren chính xác	$\leq 2$	$2 \div 3$	$4 \div 6$
Trục có ren bình thường	$4 \div 5$	$7 \div 11$	$10 \div 15$

#### b. Tính toán theo độ ổn định

Cần phải kiểm tra vít me theo độ ổn định, tức là kiểm tra theo độ uốn dọc của vít me khi chịu tác dụng của lực chạy dao  $Q$  nếu tỷ số giữa độ dài chịu ảnh hưởng uốn dọc trục  $l$  và đường kính trong  $d_1$  của vít me lớn ( $\frac{l}{d_1} > \frac{10}{v}$ ), trong đó  $v$  – hệ số phụ thuộc cách lắp ráp hai đầu trục và tính chất phân bố nội lực trên cả chiều dài trục (bảng 6-2). Kiểm tra độ ổn định bằng cách kiểm tra hệ số an toàn  $n$  khi uốn dọc theo điều kiện:

$$n \leq [n] \quad (6-4)$$

Hệ số an toàn cho phép  $[n]$  được chọn như sau:






- $n = 2,5 \div 3$  khi trục thẳng đứng, không có lực hướng kính tác dụng.
- $n = 3,5 \div 4$  khi trục thẳng đứng và có chú ý đến trọng lượng bản thân.
- $n \geq 4$  khi trục nằm ngang và có chú ý đến trọng lượng bản thân

Hệ số an toàn  $n$  được tính theo công thức:

$$n = \frac{Q_c}{Q} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J_{\min}}{(v \cdot l)^2 \cdot Q} = m \cdot \frac{E \cdot J_{\min}}{Q \cdot l^2} \quad (6-5)$$

với  $m = \frac{\pi^2}{v^2}$  – hệ số phụ thuộc cách lắp ráp hai đầu trục (bảng 6-2).

Bảng 6- 2

L/d	Đặc điểm lắp đầu trục	Sơ đồ lắp ráp	m	$\nu$
>3	Hai đầu là ngàm hoàn toàn cố định		$4 \pi^2$	$\frac{1}{2}$
1,5÷3	1 đầu ngàm hoàn toàn, 1 đầu không		$2,8 \pi^2$	$\frac{1}{\sqrt{2,8}}$
	1 đầu ngàm hoàn toàn, 1 đầu khớp động		$2 \pi^2$	$\frac{1}{\sqrt{2}}$
	2 đầu không ngàm hoàn toàn		$1,8 \pi^2$	$\frac{1}{\sqrt{1,8}}$
$\leq 1,5$	Cả 2 đầu là khớp động		$\pi^2$	1

Theo công thức Euler, lực nén lớn nhất  $Q_e$  có thể dẫn đến độ uốn dọc là:

$$Q_e = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J_{\min}}{(v \cdot l)^2} [N] \quad (6-6)$$

Momen quán tính cần thiết của tiết diện vít me:

$$J_{\min} = \frac{d_1^4 \pi}{64} = \frac{n}{m} \cdot \frac{Q \cdot l^2}{E} [mm^4] \quad (6-7)$$

Với E – modul đàn hồi [ $N/mm^2$ ]

Với vít me ren hình thang:

$$J_{\min} = \frac{\pi \cdot d_1^4}{64} \cdot \left( 0,375 + 0,625 \frac{d_2}{d_1} \right) \approx 0,01 \left( 2 + 3 \frac{d_2}{d_1} \right) \cdot d_1^4 [mm^4] \quad (6-8)$$

c. Kiểm tra độ cứng vững

Biến dạng của bước ren h [mm] dưới tác dụng của lực kéo hay nén Q [N] là:

$$\Delta h_Q = \pm \frac{Q \cdot h}{E \cdot F} [mm] \quad (6-9)$$

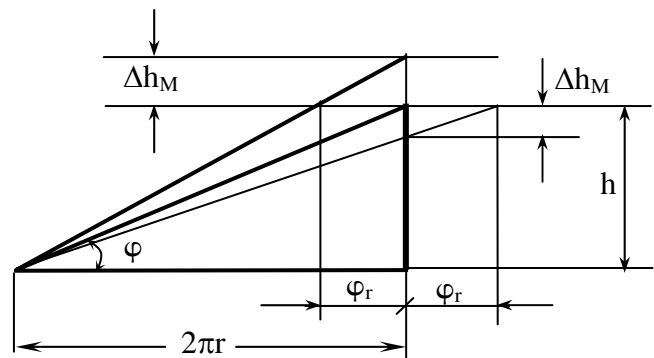
Trong đó: F – tiết diện tính theo đường kính trong  $d_1$  của ren,  $F = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} [mm^2]$ .

E – modul đàn hồi của vật liệu trục [ $N/mm^2$ ].



Sự thay đổi bước ren h dưới tác dụng của mômen xoắn  $M_x$  trước và sau khi bị xoắn một góc  $\varphi$  (hình 6-9) được tính như sau:

Hình 6-9: Sơ đồ khai triển bước ren trước và sau khi xoắn



$$\Delta h_M = \pm h \frac{\varphi}{2\pi \pm \varphi} \approx \pm h \cdot \frac{\varphi}{2\pi} \quad (6-10)$$

Vì  $\varphi = \frac{M_x \cdot h}{G \cdot J_p} [mm]$

$J_p$  – mômen quán tính độc cực

$G$  – môđun đàn hồi trượt

$$\Rightarrow \Delta h_M = \pm \frac{M_x \cdot h^2}{2\pi G J_p} [mm] \quad (6-11)$$

Biến dạng toàn phần trên một bước ren là:

$$\Delta h = |\Delta h_Q + \Delta h_M| = \frac{Q \cdot h}{E \cdot F} + \frac{M_x \cdot h^2}{2\pi G J_p} [mm] \quad (6-12)$$

$$\text{mà } G = 0,4E ; J_p = \frac{\pi d_1^4}{32} = F \cdot \frac{d_1^2}{8} \text{ và } M_x = \frac{Q \cdot h}{2\pi \eta} \quad (6-13)$$

Trong đó :  $\eta = \frac{\tan \beta}{\tan(\beta + \rho)}$

$\beta$  – góc nâng của ren.

$\rho$  – góc ma sát,  $\rho = \arctan \mu \approx 6^\circ$

Thay (6-13) vào (6-12):

$$\Delta h = \frac{Q \cdot h}{E \cdot F} \cdot \left[ 1 + \frac{1}{2\eta} \left( \frac{h}{d_1} \right)^2 \right] [mm] \quad (6-14)$$

Bảng 6-3: Bảng trị số biến dạng cho phép của bước ren vít me

Cấp chính xác của ren	Sai số cho phép của bước ren [ $\mu m$ ]					
	Trong một bước ren	Sai số lớn nhất của ren				
		Trên độ dài				Trên toàn chiều dài của trục
		25mm	100mm	300mm	> 300mm	
0	$\pm 2$	2	3	5	7	10
1	$\pm 3$	5	6	9	12	20
2	$\pm 6$	9	12	18	23	40
3	$\pm 12$	18	25	35	45	80
4	$\pm 25$	35	50	70	90	150

#### d. Kiểm tra sức bền

Do vít me chịu kết hợp lực kéo (hoặc nén) và môment xoắn nên phải kiểm tra điều kiện về ứng suất tương đương  $\sigma_t$ :

$$\sigma_t \leq [\sigma_t] \quad (6-15)$$

với  $[\sigma_t]$  – ứng suất tương đương cho phép, được lấy theo ứng suất giới hạn chảy của vật liệu vít me:  $[\sigma_t] \leq \frac{\sigma_s}{3 \div 3,5}$

$$\sigma_t = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} = \sqrt{\left(\frac{Q}{F}\right)^2 + 4\left(\frac{M_x}{K_p}\right)^2} \quad [N/mm^2] \quad (6-16)$$

Thay  $M_x = \frac{Qh}{2\pi\eta}$   $[Nmm]$  và  $K_p = \frac{\pi.d_1^3}{16} = F \cdot \frac{d_1}{4}$   $[mm^3]$  vào (6-16):

$$\Rightarrow \sigma_t = \frac{Q}{F} \cdot \sqrt{1 + 1,6\left(\frac{h}{\eta.d_1}\right)^2} \quad [N/mm^2] \quad (6-17)$$

#### 6.1.4. Cơ cấu vít me – đai ốc bi

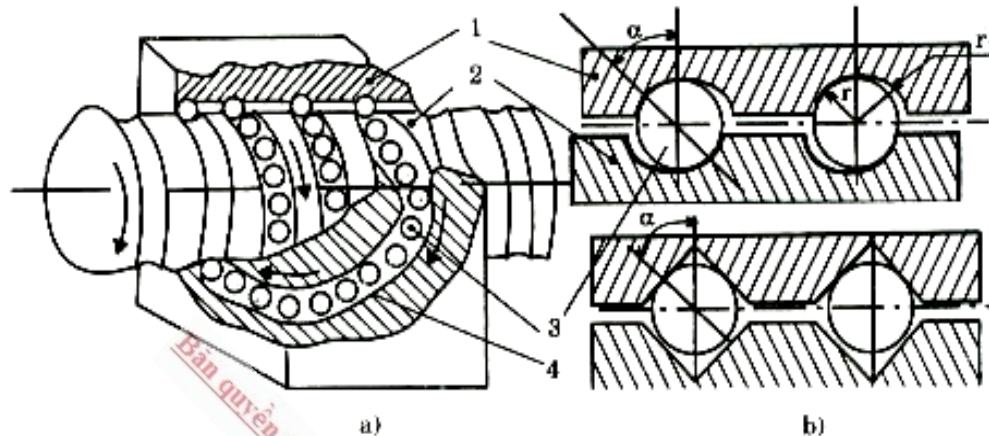
##### 1. Đặc điểm

- Tổn thất ma sát ít nên hiệu suất cao, có thể đạt từ 90 ÷ 95%.
- Lực ma sát gần như không phụ thuộc vào vận tốc chuyển động, do đó đảm bảo chuyển động ổn định ở những vận tốc nhỏ.

– Hầu như không có khe hở trong mỗi ghép ren và có thể tạo ra lực căng cho trước, đảm bảo độ cứng vững hướng trục cao.

Vì những ưu điểm trên, vít me – đai ốc bi được sử dụng cho những máy cần có chuyển động thẳng chính xác như máy khoan, doa tọa độ và các máy điều khiển theo chương trình số.

## 2. Kết cấu

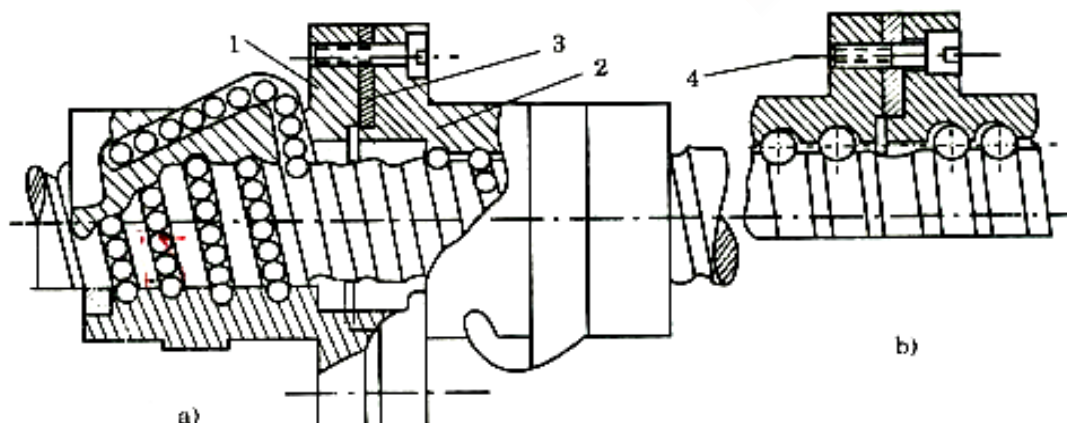


Hình 6-10: Sơ đồ kết cấu của vít me – đai ốc bi.

Giữa các rãnh của đai ốc 1 và vít me 2, người ta đặt các viên bi 3. Vì vậy, biến ma sát trượt trở thành ma sát lăn của các viên bi chuyển động một cách liên tục. Nhờ máng nghiêng 4 mà bi được dẫn từ rãnh cuối về rãnh đầu.

Rãnh của vít me và đai ốc được chế tạo dạng cung nửa vòng tròn hoặc dạng rãnh vòm (hình 6-10b).

Để điều chỉnh khe hở của vít me – đai ốc bi, đai ốc kép được dùng như trong hình 6-11: Giữa các đai ốc 1 và 2, đặt các vòng căng 3. Khi siết chặt vít 4, các rãnh của hai đai ốc sẽ tì sát vào bề mặt bi, khử được khe hở giữa vít me và đai ốc đồng thời còn tạo ra được lực căng ban đầu.



Hình 6-11: Cơ cấu điều chỉnh khe hở của vít me – đai ốc bi.

### 3. Tính toán vítme – đai ốc bi

Thường chọn trước cơ cấu vítme – đai ốc bi theo tiêu chuẩn và kiểm tra lại điều kiện tải trọng tĩnh cho phép trên vít me:

$$Q \leq [Q] \quad (6-18)$$

Tải trọng tĩnh cho phép trên vít me được tính:

$$[Q] = P.z. \sin \alpha \quad [N] \quad (6-19)$$

Với:  $z$  – số bi trong đai ốc.

$\alpha$  – góc tiếp xúc giữa bi và rãnh, thường lấy  $\alpha = 45^\circ$ .

$P$  – tải trọng tĩnh cho phép trên 1 viên bi:

$$P = 20.d^2 \quad [N] \quad (6-20)$$

Trong đó:  $d$  – đường kính bi [ $mm$ ] (được chọn theo tiêu chuẩn)

Hiện nay, người ta còn sử dụng cơ cấu vítme – đai ốc thủy tĩnh. Nguyên lý làm việc của cơ cấu này là người ta đưa dầu với áp suất  $p$  vào giữa các bề mặt ren của vít me và đai ốc. Lớp dầu này nện vào bề mặt ren, làm cho chúng không có khe hở.

*Ưu điểm:* truyền động êm, không bị mài mòn, hiệu suất truyền động được nâng cao ( $0,98 \div 0,99$ ).

*Nhược điểm:* hệ thống bôi trơn phức tạp, yêu cầu về công nghệ chế tạo và lắp ráp rất khắc khe.

Cơ cấu vítme – đai ốc thủy tĩnh được dùng để di động những bộ phận máy có tải trọng lớn.

#### **6.1.5. Cơ cấu vi động**

Cơ cấu vi động thực hiện lượng di động những bộ phận máy với vận tốc bé trong các cơ cấu chuyển động đòi hỏi sự chính xác và êm (cơ cấu thực hiện lượng chạy dao của máy mài).

Để đảm bảo công dụng trên, cơ cấu vi động phải đảm bảo vận tốc chuyển động lớn hơn vận tốc tối hạn  $V_t$  được tính gần đúng theo công thức:

$$V_t = \frac{\Delta\mu \cdot P}{\sqrt{\psi \cdot j \cdot m}} \quad [m/s] \quad (6-21)$$

Với  $\Delta\mu$  – hiệu của hệ số ma sát tĩnh và động (bảng 6-4).

$P$  – lực tác dụng thẳng góc lên bề mặt sóng trượt [ $N$ ].

$\psi$  – hệ số khuếch tán tương đối của năng lượng khi dao động (bảng 6-4).

$j$  – độ cứng vững của truyền động [ $N/m$ ]

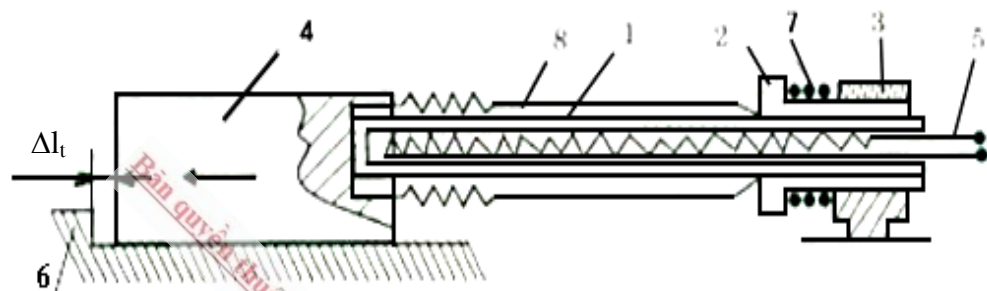
$m$  – trọng khối của bộ phận di động [ $Ns^2/m$ ]

Để nâng cao độ êm và chính xác của lượng di động bé cần phải giảm vận tốc tới hạn  $V_t$  bằng cách nâng cao độ cứng vững truyền động  $j$  và giảm hiệu số  $\Delta\mu$ .

Bảng 6-4

Vật liệu sống trượt	$\Delta\mu$	$\psi$
Thép và gang	0,1 ÷ 0,12	1,0
Thép hoặc gang và đồng thanh	0,05 ÷ 0,06	—
Gang và chất dẻo	0,1	0,5

### 1. Cơ cấu dẫn nở nhiệt



- 1 – ống bằng đồng; 2 – bạc; 3 – gối đỡ; 4 – ụ đá mài;  
5 – dây điện trở; 6 – gối tì; 7 – lò xo; 8 – vỏ chứa dung dịch làm nguội

Hình 6-12: Cơ cấu dẫn nở nhiệt

**Nguyên lý hoạt động:** Cơ cấu dẫn nở nhiệt để thực hiện lượng chạy dao của đá mài gồm có một ống bằng đồng 1 với một đầu lắp vào bạc 2 được cố định trong gối đỡ 3 và đầu còn lại lắp vào ụ đá mài 4. Khi cho dòng điện vào dây điện trở 5, ống 1 bị nung nóng và dẫn nở, đẩy ụ đá mài 4 di chuyển theo chiều mũi tên với vận tốc được điều chỉnh bằng biến trở. Đến cuối hành trình, ụ đá chạm vào gối tì 6 đã được điều chỉnh vị trí theo yêu cầu, đẩy ống về bên phải và ép vào lò xo 7.

Lượng di động của đầu ống 1 được tính bằng:

$$\Delta l_t = \alpha \cdot l \cdot \Delta t \quad (6-22)$$

với  $\alpha$  – hệ số nở dài của vật liệu ống nung nóng

$l$  – độ dài ban đầu của ống

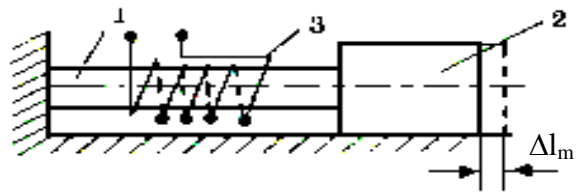
$\Delta t$  – gia số của nhiệt độ.

**Ưu điểm:** di động êm, dễ điều chỉnh lượng di động.

**Nhược điểm:** nhiệt độ làm ảnh hưởng đến các bộ phận không cần thiết dẫn nở làm nó biến động ảnh hưởng đến độ chính xác gia công.

## 2. Cơ cấu từ giảo

Hình 6-13: Sơ đồ cơ cấu từ giảo



**Nguyên lý hoạt động:** Thanh kim loại 1 làm bằng vật liệu có tính từ giảo (co hoặc giãn do tác dụng của từ trường). Một đầu của thanh 1 được lắp cố định, đầu còn lại lắp trên bộ phận cần di động 2. Khi thay đổi cường độ dòng điện trong dây dẫn 3 thì từ trường quanh thanh kim loại sẽ thay đổi, khiến độ dài thanh kim loại bị thay đổi và làm bộ phận 2 di động.

Độ giãn dài (hoặc rút ngắn) của thanh kim loại bằng:

$$\Delta l_m = \lambda \cdot l \quad (6-23)$$

Trong đó:  $l$  – độ dài thanh kim loại

$\lambda$  – độ giãn dài tương đối của vật liệu từ giảo.

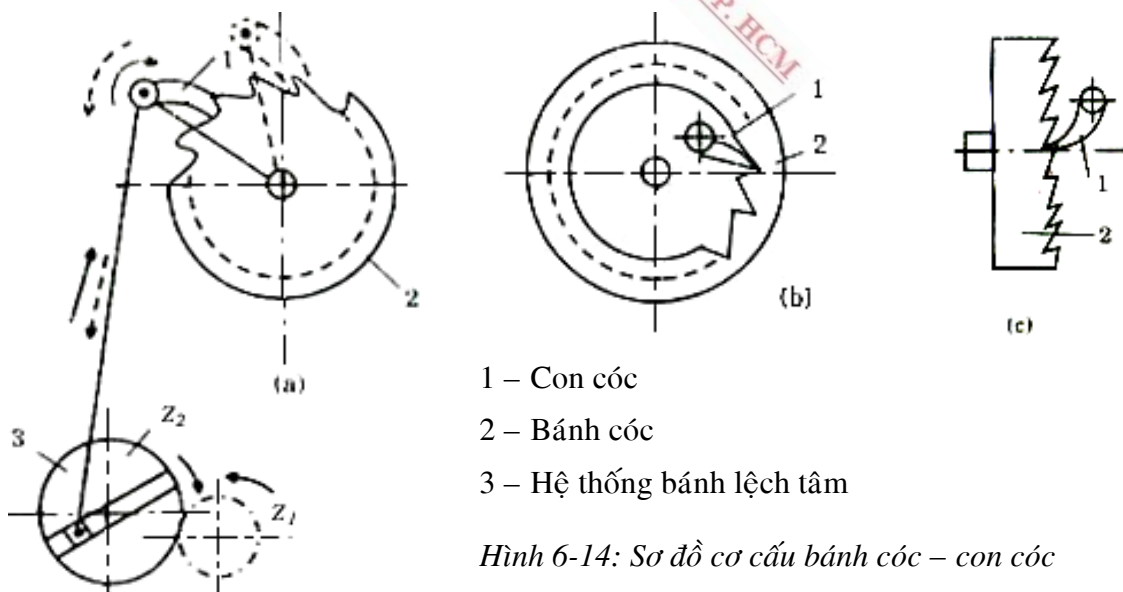
**Nhược điểm:** hành trình của cơ cấu rất hạn chế vì trên thực tế đối với thanh có  $l = 100\text{mm}$  thì  $\Delta l_m = 6 \div 7 \mu\text{m}$

## 6.2. CƠ CẤU CHUYỂN ĐỘNG KHÔNG LIÊN TỤC

### 6.2.1. Cơ cấu bánh cóc – con cóc

#### 1. Đặc điểm và kết cấu

Thực hiện chuyển động không liên tục theo một chiều và ngăn cản chiều chuyển động còn lại. Được sử dụng trong cơ cấu chạy dao ngang của máy bào.

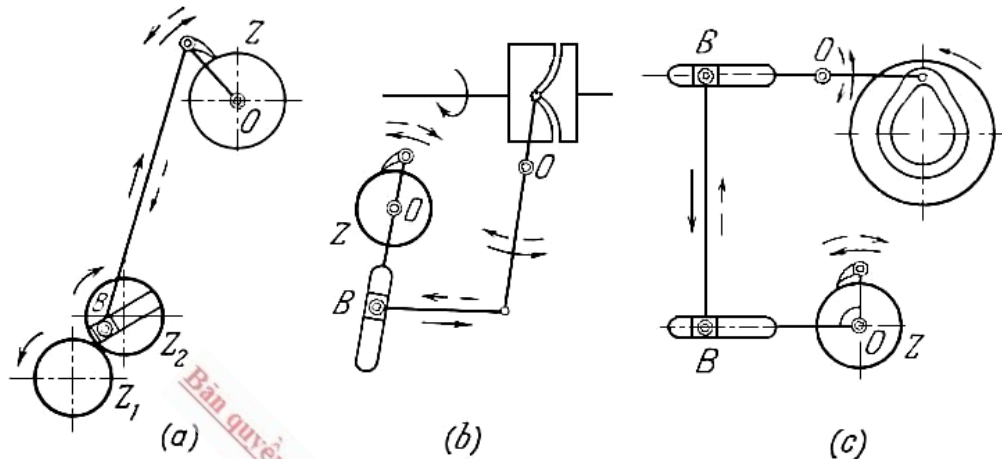


Hình 6-14: Sơ đồ cơ cấu bánh cóc – con cóc



Có 3 loại cơ cấu bánh cóc – con cóc: Con cóc ăn khớp ngoài (6-14a), con cóc ăn khớp trong (6-14b) và con cóc ăn khớp mặt đầu (6-14c).

Chuyển động được truyền từ bánh lệch tâm hoặc cơ cấu cam. Thông qua hệ thống đòn tác động, con cóc thực hiện chuyển động quay một góc nhất định và đẩy bánh cóc dịch chuyển (hình 6-15).

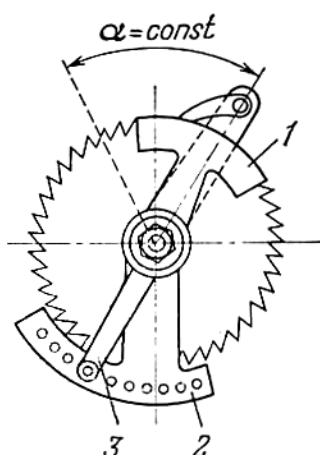


Hình 6-15: Điều chỉnh cơ cấu bánh cóc – con cóc

Cách điều chỉnh chuyển động không liên tục của cơ cấu:

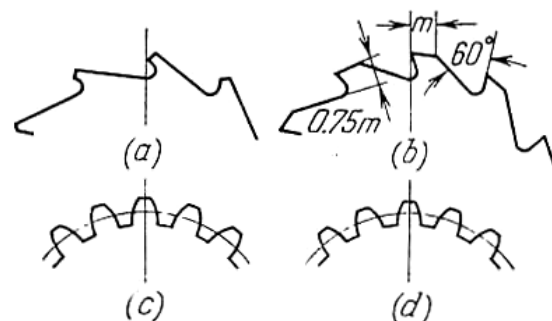
- Thay đổi góc quay của cần mang con cóc bằng cách dịch chỉnh con trượt B theo rãnh hướng tâm trên đĩa quay (hình 6-15a) hoặc theo rãnh trên thanh đẩy (hình 6-15b và c)
- Giữ nguyên góc quay của con cóc nhưng che bớt một số răng nhất định của bánh cóc nhờ miếng chắn (1) để con cóc vượt lên trên (hình 6-16). Miếng chắn được giữ ở vị trí theo yêu cầu nhờ chốt của cần (3) lắp vào tấm cố định (2).

Các dạng răng của bánh cóc thường được sử dụng (hình 6-17):



Hình 6-16: Miếng chắn bánh cóc

- + Dạng không đối xứng (a & b): bánh cóc quay một chiều
- + Dạng đối xứng (c & d): bánh cóc làm việc 2 chiều



Hình 6-17: Các dạng răng của bánh cóc

## 2. Vật liệu

Con cóc và bánh cóc thường được chế tạo từ thép 45 hoặc 40X và nhiệt luyện đạt

– Bánh cóc: HRC = 45 ÷ 50

– Con cóc: HRC = 52 ÷ 56.

## 3. Tính toán

Số răng bánh cóc Z được xác định từ yêu cầu của xích truyền động, thường chọn  $Z = 12 \div 250$ .

Môđun m của bánh cóc được xác định theo công thức:

$$m = \frac{P}{p \cdot \psi} \quad [mm] \quad (6-24)$$

Trong đó: P – lực vòng tác dụng lên bánh cóc [N]

$\psi$  – tỷ số giữa bề dày bánh răng b và môđun m. Chọn  $\psi = \frac{b}{m} = 1 \div 4$ .

[p] – áp suất cho phép tác dụng lên răng của bánh cóc [N/mm]. Với vật liệu là thép thông thường thì  $p \leq 200 \text{ N/mm}$ ; thép tôi bề mặt:  $p = 400 \text{ N/mm}$ .

Thông thường môđun  $m = 0,6 \div 2,5 \text{ mm}$  để đường kính của bánh cóc không quá lớn so với kích thước các bộ phận truyền động.

### 6.2.2. Ly hợp một chiều (ly hợp siêu việt)

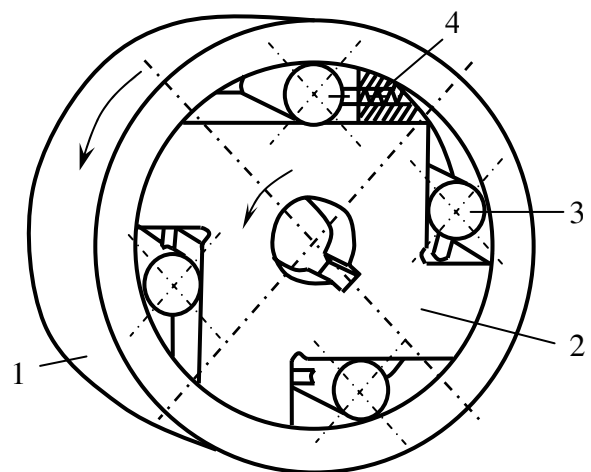
#### 1. Đặc điểm và cấu tạo

Ly hợp một chiều được sử dụng trong máy có chuyển động chạy dao nhanh, để có thể thực hiện chuyển động chạy dao và chuyển động chạy dao nhanh trên cùng một trục (như trong máy tiện T620).

Cấu tạo của ly hợp một chiều gồm có:

- 1 – Vành được chế tạo liền với bánh răng để nhận truyền động từ hộp chạy dao.
- 2 – Lõi nhận chuyển động chạy dao truyền cho trục trơn.
- 3 – Con lăn hình trụ.
- 4 – Lò xo đẩy con lăn luôn tiếp xúc vào rãnh hẹp giữa vành và lõi.

Hình 6-18: Cơ cấu ly hợp một chiều

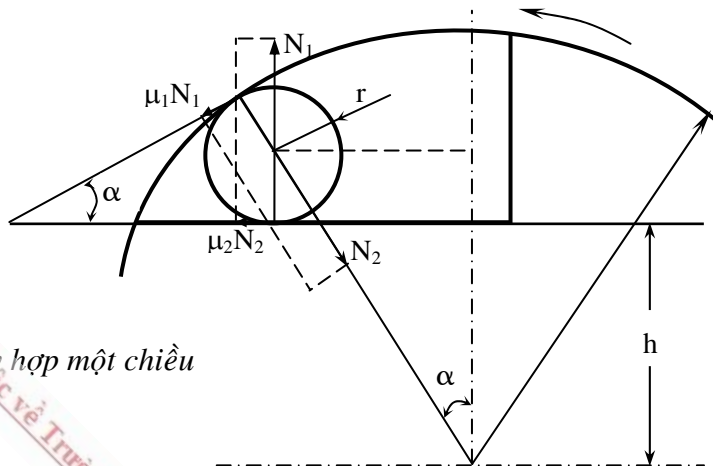


## 2. Vật liệu

- Con lăn: thép 3X15, 40X và tôi đạt độ cứng HRC = 46 ÷ 53.
- Lõi trục và vành ngoài: thép 15X hay 20X, thấm than và tôi đạt độ cứng HRC = 58 ÷ 62.

## 3. Tính toán

Theo sơ đồ làm việc (Hình IV-19), các lực tác dụng lên con lăn gồm lực pháp tuyến  $N_1$ ,  $N_2$  và các lực ma sát  $\mu_1 N_1$  và  $\mu_2 N_2$  và làm cho con lăn không thể di chuyển về phía bên phải.



Hình 6-19 : Sơ đồ tính toán lý hợp một chiều

Góc ma sát giữa các bề mặt tiếp xúc là:

$$\rho_1 = \arctg \mu_1$$

$$\rho_2 = \arctg \mu_2$$

Điều kiện để cân bằng là góc  $\alpha$  cần thiết:  $\alpha \geq \rho_{\min}$

$$\Leftrightarrow \cos \alpha \geq \cos 2\rho_{\min} \quad (6-25)$$

với  $\rho_{\min}$  là trị số nhỏ nhất giữa  $\rho_1$  và  $\rho_2$

Nếu biết  $h$ , sẽ tính được:

$$\cos \alpha = \frac{h+r}{R-r} \quad \text{với } \alpha = 3 \div 10^\circ \quad (6-26)$$

Từ đó có thể viết:

$$\frac{h+r}{R-r} \geq \cos 2\rho_{\min} \quad (6-27)$$

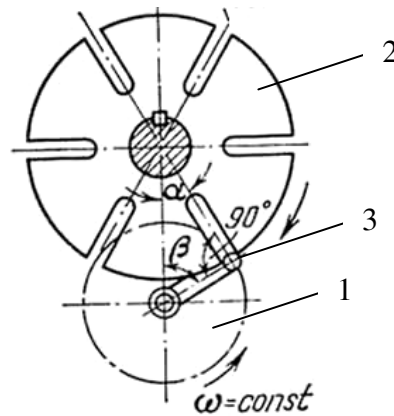
Bán kính  $r$  của con lăn được xác định từ công thức trên sau khi đã chọn trước  $h$  và  $R$  thích hợp.

### 6.2.3. Cơ cấu Maltit

#### 1. Đặc điểm và kết cấu

Cơ cấu maltit thường dùng để quay cơ cấu chấp hành với góc quay không đổi như các bàn máy có nhiều vị trí, đầu revolver, cơ cấu cấp phôi và trục chính của máy tự động ...

Cơ cấu maltit thường sử dụng là cơ cấu ăn khớp ngoài, có các rãnh hướng kính phân bố đều.



Hình 6-20: Sơ đồ cơ cấu maltit

Đĩa lệch tâm 1 luôn quay với vận tốc không đổi và truyền chuyển động qua đĩa maltit 2 nhờ chốt lệch tâm 3. Chốt này khi ra khỏi rãnh thì đĩa maltit ngừng lại. Ứng với một vòng quay của đĩa lệch tâm mà đĩa maltit sẽ quay một góc phù hợp.

Góc lệch tâm của rãnh và đường tâm của thanh truyền phải bằng  $90^\circ$  thì chốt vào hoặc ra khỏi rãnh mới được êm, tránh được chấn động.

Cơ cấu quay đĩa maltit có thể là thanh truyền, đĩa chốt, bánh răng hoặc bánh vít có mang chốt.

## 2. Vật liệu

– Chốt có lắp con lăn: thép  $\Sigma X15$  và tôi đạt độ cứng  $HRC = 59 \div 63$  hoặc thép 20X thấm than và tôi đạt độ cứng  $HRC = 58 \div 62$ .

– Đĩa maltit: thép 40X và tôi đạt độ cứng  $HRC = 45 \div 50$ .

## 3. Tính toán

Các thông số cần xác định khi tính toán cơ cấu maltit là số rãnh  $Z$  của đĩa maltit, số chốt  $k$  và số vòng quay  $n$  của đĩa lệch tâm.

Gọi  $2\alpha$  là góc ở tâm của đĩa maltit, ta có  $2\alpha = \frac{2\pi}{Z}$

Góc quay  $2\beta$  của chốt lệch tâm trong hành trình làm việc:

$$2\beta = 2\left(\frac{\pi}{2} - \alpha\right) = \pi - 2\alpha$$

$$\text{Thay } 2\alpha = \frac{2\pi}{Z} \text{ sẽ có: } 2\beta = \frac{\pi(Z-2)}{Z} \quad (6-28)$$

Góc quay  $2\gamma$  của chốt lệch tâm trong hành trình chạy không:

$$2\gamma = 2\pi - 2\beta = 2\pi - \frac{\pi(Z-2)}{Z} = \frac{\pi(Z+2)}{Z} \quad (6-29)$$

Gọi  $t_l$  – thời gian làm việc của đĩa maltit [giây], tức là chốt quay góc  $2\beta$

$t_d$  – thời gian đĩa maltit đứng yên [giây], tức là chốt quay góc  $2\gamma$

$T$  – thời gian của toàn bộ chu kỳ [giây], tức là chốt quay góc  $2\pi$

Ta có:  $\frac{t_l}{T} = \frac{2\beta}{2\pi} = \frac{\pi(Z-2)}{2\pi Z} = \frac{Z-2}{2Z}$

và  $\frac{t_d}{T} = \frac{2\gamma}{2\pi} = \frac{\pi(Z+2)}{2\pi Z} = \frac{Z+2}{2Z}$

Vì  $T = \frac{60}{n}$  nên :

$$t_l = \frac{Z-2}{2Z} T = \frac{Z-2}{Z} \cdot \frac{30}{n} \quad [\text{giây}] \quad (6-30)$$

$$t_d = \frac{Z+2}{2Z} T = \frac{Z+2}{Z} \cdot \frac{30}{n} \quad [\text{giây}] \quad (6-31)$$

Từ công thức (6-30), do  $t_l \geq 0$  nên  $Z > 2$  hay số rãnh của đĩa maltit không nhỏ hơn 3.

Nếu thời gian đĩa maltit đứng yên được cho trước, số vòng quay  $n$  của đĩa lệch tâm được tính:

$$n = \frac{Z+2}{Z} \cdot \frac{30}{t_d} \quad [v/ph] \quad (6-32)$$

Để giảm số vòng quay của chốt lệch tâm, tức là giảm momen quán tính xuất hiện trong cơ cấu truyền động, người ta dùng cơ cấu maltit có nhiều chốt lệch tâm.

Điều kiện để cơ cấu maltit có thể làm việc được là khi chốt này vào rãnh thì chốt kia cần phải ra khỏi rãnh, nghĩa là góc ở tâm  $\delta$  giữa 2 chốt kế tiếp nhau phải thoả:

$$\delta > 2\beta = \frac{\pi(Z-2)}{Z} \quad (6-33)$$

Do các chốt phân bố đều nên:  $k\delta > k \frac{\pi(Z-2)}{Z}$

$$\text{Vì } k\delta = 2\pi \text{ nên } 2\pi > k \frac{\pi(Z-2)}{Z} \text{ hay } k < \frac{2Z}{Z-2} \quad (6-34)$$

$$\text{tức là: } k_{\max} = \frac{2Z}{Z-2}$$

Cơ cấu maltit của máy công cụ thường dùng số chốt như trong bảng sau:

Z	3	4	5	6	8	12
$\frac{2Z}{Z-2}$	6	4	$3\frac{1}{2}$	3	$2\frac{2}{3}$	$2\frac{2}{5}$
k	$1 \div 5$	$1 \div 3$	$1 \div 3$	$1 \div 2$	$1 \div 2$	$1 \div 2$

Ngoài ra nhằm tránh hiện tượng va đập khi làm việc, các kích thước chính của cơ cấu maltit cần có mối quan hệ hình học sau:

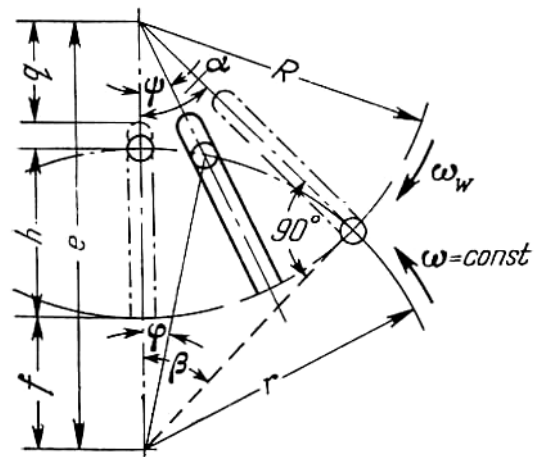
$$\lambda_1 = \frac{R}{e} = \cos \frac{\pi}{Z} = \sqrt{1 - \lambda^2} \quad (2-35)$$

với R – bán kính của đĩa maltit tính từ vị trí chốt bắt đầu vào rãnh.

Chiều dài của rãnh cần lấy lớn hơn trị số sau:

$$h = r + R - e$$

$$h = e \left( \sin \frac{\pi}{Z} + \cos \frac{\pi}{Z} - 1 \right) \quad (2-36)$$



Hình 6-21: Sơ đồ thiết kế cơ cấu maltit

Để có thể lắp đĩa lệch tâm lên trục có gối đỡ ở hai bên, đường kính d của trục cần phải:

$$d < 2f = 2(e - R) = 2e \left( 1 - \cos \frac{\pi}{Z} \right)$$

$$\text{hay } \frac{d}{e} < 2 \left( 1 - \cos \frac{\pi}{Z} \right) = 4 \sin^2 \frac{\pi}{2Z} \quad (6-37)$$

Điều kiện tương tự cho đường kính của trục để lắp đĩa maltit:

$$\frac{d_m}{e} < 2 \left( 1 - \sin \frac{\pi}{Z} \right) = 4 \sin^2 \left( \frac{\pi}{4} - \frac{\pi}{2Z} \right) \quad (6-38)$$

## 6.3. CƠ CẤU ĐẢO CHIỀU

### 6.3.1. Yêu cầu

Cơ cấu đảo chiều trong máy công cụ có thể dùng cơ khí, điện, thủy lực, khí nén ... hoặc bằng các phương án kết hợp. Việc chọn cơ cấu đảo chiều thích hợp phụ thuộc vào yêu cầu, mức độ chính xác, tính công nghệ và tính kinh tế của cơ cấu đảo chiều.

Các yêu cầu cơ bản mà cơ cấu đảo chiều cần phải đáp ứng là:

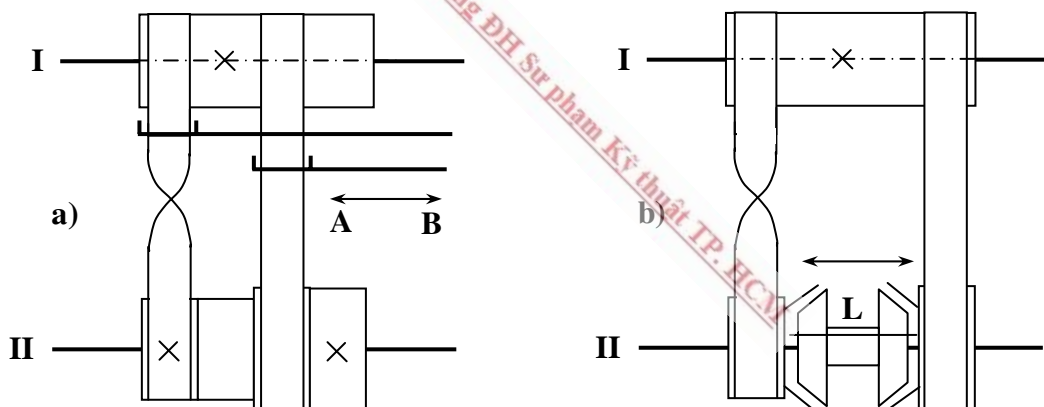


- Có khả năng truyền mômen xoắn lớn nhất ở cả hai chiều chuyển động mà thông thường các mômen xoắn này không bằng nhau.
- Tổn thất năng lượng khi đảo chiều phải nhỏ nhất đến mức có thể, đặc biệt trong trường hợp cần đảo chiều thường xuyên.
- Lực quán tính phát sinh lúc đảo chiều không làm mòn quá nhanh các chi tiết trong cơ cấu đảo chiều.
- Kích thước chung của cơ cấu đảo chiều càng nhỏ gọn càng tốt.
- Nếu cơ cấu đảo chiều không làm việc tự động, lực cần thiết để điều khiển cơ cấu đảo chiều phải nhỏ để giảm mệt mỏi cho người điều khiển.
- Thoả mãn được yêu cầu về tần số đảo chiều, thời gian cho việc đảo chiều, độ chính xác về vị trí và thời điểm đảo chiều.

### **6.3.2. Cơ cấu đảo chiều bằng cơ khí**

- Ưu điểm: có kết cấu khá đơn giản, có tính kinh tế cao. Có thể đảo chiều bất kỳ một bộ phận nào trong xích truyền động của máy.
  - Nhược điểm: khi làm việc bị va đập, thời gian đảo chiều lớn, lực quán tính lớn.
- Trong máy công cụ thường sử dụng các loại cơ cấu đảo chiều sau:

#### **1. Cơ cấu đảo chiều dùng đai dẹt**



*Hình 6-22: Cơ cấu đảo chiều bằng đai dẹt*

Chuyển động được truyền từ trục I sang trục II nhờ một dây đai thẳng và một dây đai chéo giữa 2 trục. Tác dụng truyền động tùy thuộc từng trường hợp sẽ do dây đai thẳng hoặc dây đai chéo thực hiện. Có 2 trường hợp:

#### **a. Dùng puli lắp lồng không (hình 6-22a)**

Trên trục II có lắp 4 puli, trong đó 2 puli giữa lắp lồng không. Khi tay gạt ở vị trí A, chuyển động truyền từ trục I sang II do dây đai chéo thực hiện. Khi tay gạt ở vị trí B, dây đai thẳng sẽ truyền chuyển động và làm thay đổi chiều của trục II.

Nhược điểm: mặt bên của đai mau mòn do masát trong quá trình gạt và mômen quán tính của các puli trên trục II lớn khi đảo chiều. Sử dụng kim loại nhẹ để chế tạo puli sẽ giảm được mômen quán tính này.

*b. Dùng ly hợp (hình 6-22b)*

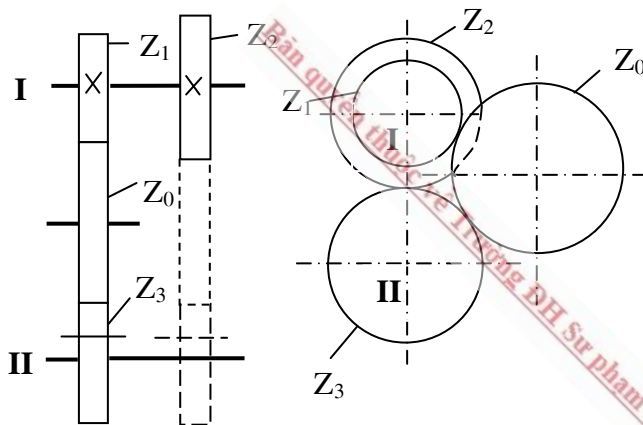
Tuỳ vị trí của ly hợp sang phải hoặc sang trái mà chuyển động của trục II có chiều khác nhau, trong khi đai không cần phải di trượt nên khắc phục được nhược điểm của loại trên.

Cơ cấu đảo chiều dùng đai dẹt chủ yếu dùng trong máy bào giường có vận tốc nhỏ. Trong các máy hiện đại rất ít dùng vì kích thước khá lớn.

**2. Cơ cấu đảo chiều dùng bánh răng trụ**

Dùng để đảo chiều giữa hai trục song song với nhau.

*a. Dùng bánh răng di trượt*



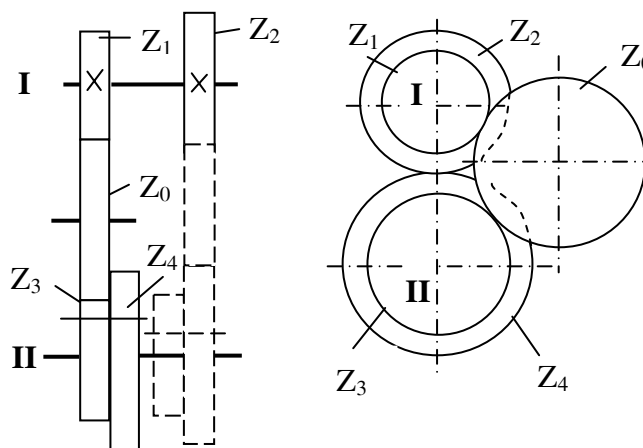
Hai trục quay cùng chiều:

$$i_1 = \frac{Z_1}{Z_0} \cdot \frac{Z_0}{Z_3} = \frac{Z_1}{Z_3}$$

Hai trục quay ngược chiều:

$$i_2 = - \frac{Z_2}{Z_3}$$

Hình 6-23: Cơ cấu đảo chiều không cùng tốc độ dùng bánh răng di trượt



Hai trục quay cùng chiều:

$$i_1 = \frac{Z_1}{Z_3}$$

Hai trục quay ngược chiều:

$$i_2 = - \frac{Z_2}{Z_4}$$

Để vận tốc của trục II không đổi khi đảo chiều thì:

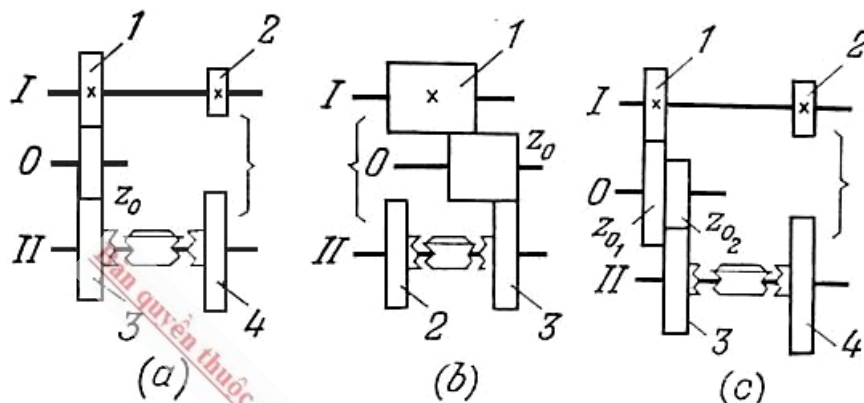
$$|i_1| \approx |i_2| \text{ hay } \frac{Z_1}{Z_3} \approx \frac{Z_2}{Z_4}$$

Hình 6-24: Cơ cấu đảo chiều cùng tốc độ dùng bánh răng di trượt

### b. Dùng ly hợp

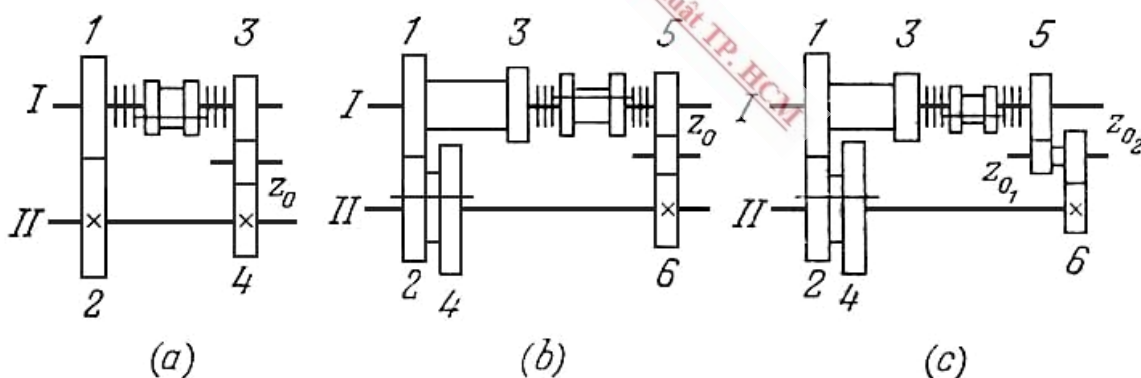
Dùng các loại ly hợp (ly hợp vấu, ly hợp ma sát, ly hợp điện từ ...) thay cho bánh răng di trượt đặt ở trục có số vòng quay lớn (trục chủ động) để khi động cơ làm việc các bánh răng vẫn có thể đứng yên.

Dùng ly hợp vấu (hình 6-25) thích hợp với hộp chạy dao của máy công cụ có vận tốc nhỏ, thời gian đảo chiều ngắn. Ly hợp vấu thường bố trí trên trục bị động II có số vòng quay nhỏ để dễ vào khớp. Hình 6-25a và c, số vòng quay trục I và II không bằng nhau khi đảo chiều



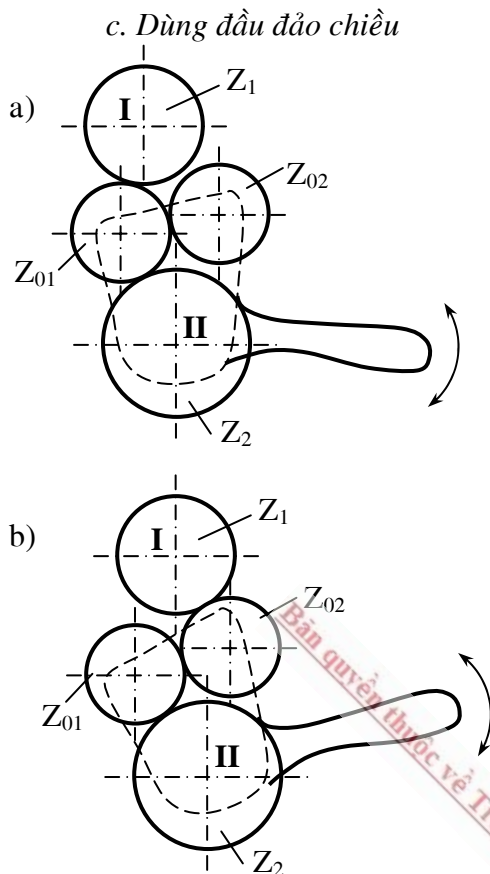
Hình 6-25: Cơ cấu đảo chiều dùng ly hợp vấu

Với hộp tốc độ máy tiện revolver, máy tiện ren vít ... có vận tốc khi đảo chiều trục chính lớn, tần số đảo chiều cao thường dùng ly hợp ma sát (hình 2-26). Sử dụng kết cấu trong hình 6-26 b và c khi số cấp tốc độ trong đường truyền thuận và khi đảo chiều không bằng nhau.



Hình 6-26: Cơ cấu đảo chiều dùng ly hợp ma sát

Ly hợp ma sát thường được bố trí ở trục chủ động I có số vòng quay lớn và mômen xoắn nhỏ. Ngoài ra, bố trí ly hợp ở trục chủ động I còn có ưu điểm là khi ly hợp mở dù động cơ vẫn quay nhưng tất cả các bánh răng đều đứng yên không quay.



Hình 6-27: Đầu đảo chiều

Các bánh răng trung gian  $Z_{01}$ ,  $Z_{02}$  lắp trên các rãnh của một tay gạt có thể quay quanh trục bị động II.

Theo hình 6-27a, trục I và II quay cùng chiều với tỉ số truyền

$$i_1 = \frac{Z_1}{Z_{01}} \cdot \frac{Z_{01}}{Z_2} = \frac{Z_1}{Z_2}$$

Theo hình 6-27b, trục I và II quay ngược chiều với tỉ số truyền

$$i_2 = \frac{Z_1}{Z_{02}} \cdot \frac{Z_{02}}{Z_{01}} \cdot \frac{Z_{01}}{Z_2} = - \frac{Z_1}{Z_2}$$

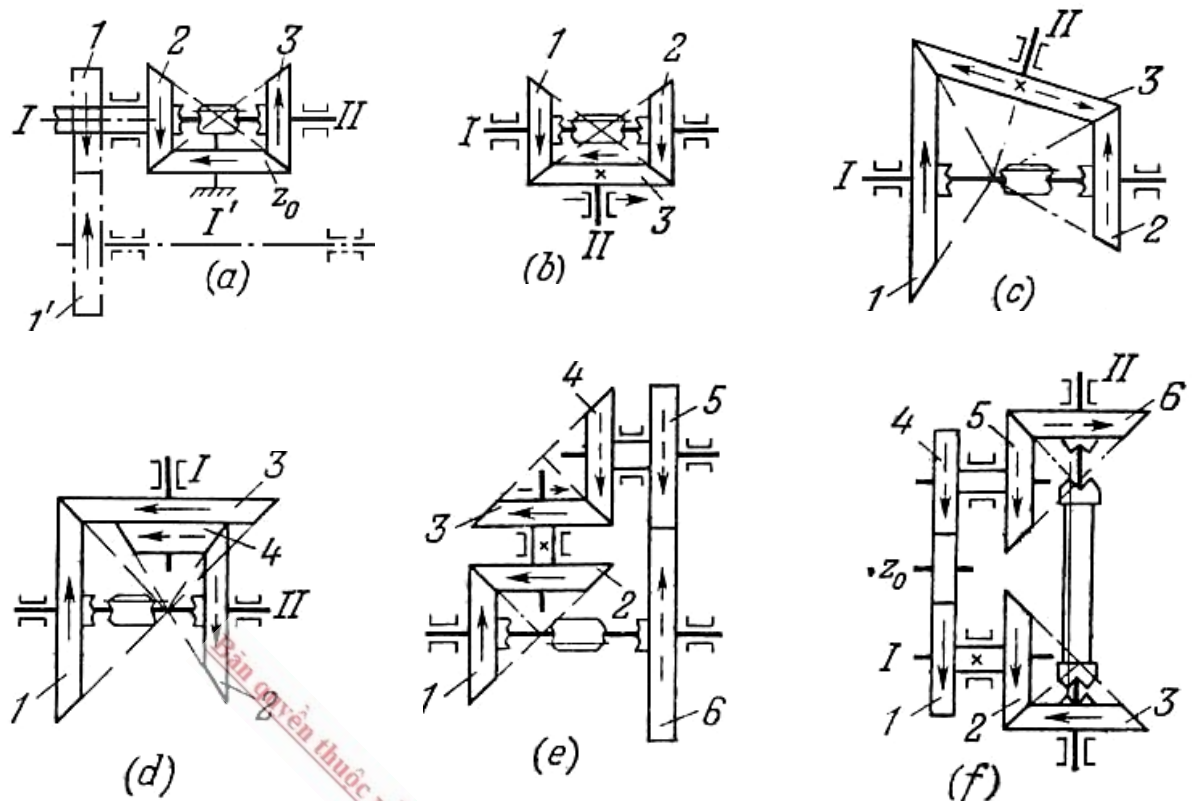
Nhược điểm chủ yếu của đầu đảo chiều là độ cứng vững kém, bôi trơn kém do các bánh răng trung gian chỉ lắp công xon vào tay gạt. Do đó, kết cấu này chỉ dùng trong các máy tiện ren vít cỡ nhỏ.

### 3. Cơ cấu đảo chiều dùng bánh răng côn

Ưu điểm: hai trục đảo chiều có thể tạo với nhau một góc bất kỳ.

Nhược điểm: kích thước tương đối lớn, làm việc ồn, chế tạo phức tạp.

Cơ cấu đảo chiều dùng bánh răng côn thường dùng trong các xích chạy dao.



Hình a: 2 trục I và II đồng tâm, hình b: 2 trục I và II vuông góc, hình c: 2 trục I và II hợp nhau một góc bất kỳ.

Hình a và b: số vòng quay trục I và II bằng nhau khi đảo chiều. Hình c, d, e, f: số vòng quay trục I và II không bằng nhau khi đảo chiều.

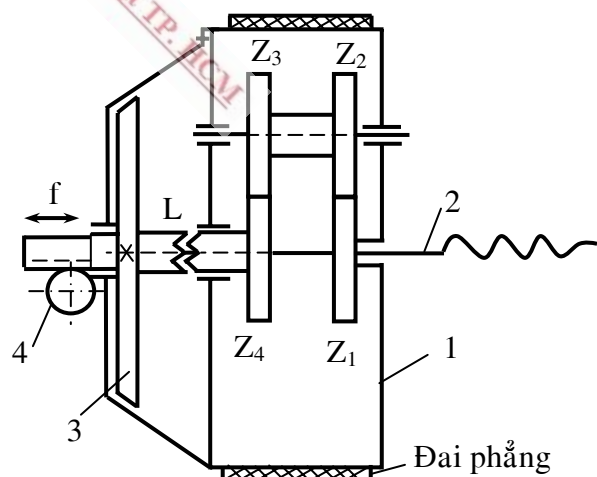
Hình 6-28: Cơ cấu đảo chiều dùng bánh răng côn

#### 4. Cơ cấu đảo chiều hành tinh

Cơ cấu này có thể vừa đảo chiều vừa thực hiện một phạm vi tỉ số truyền với giá trị bất kỳ. Hình 6-29 là cơ cấu đảo chiều hành tinh trong hộp chạy dao của bàn máy phay.

Chuyển động được truyền từ đai phẳng qua puli 1 và đến trục vít me 2 theo 2 cách:

– Để thực hiện chuyển động chạy dao chậm khi làm việc, quay bánh răng 4 theo chiều kim đồng hồ, làm ly hợp vấu L đóng. Chuyển động truyền từ puli qua cơ cấu hành tinh làm quay trục vít me với tốc độ chậm.



Hình 6-29: Cơ cấu đảo chiều hành tinh



Tỉ số truyền  $i_{ht}$  của cơ cấu hành tinh là:

$$i_{ht} = \left( -\frac{Z_1}{Z_2} \right) \cdot \left( -\frac{Z_3}{Z_4} \right) = + \frac{33}{30} \cdot \frac{30}{32} = \frac{33}{32} \quad (6-39)$$

Nếu số vòng quay của puli là  $n$  [v/ph] thì số vòng quay của trục vít me là:

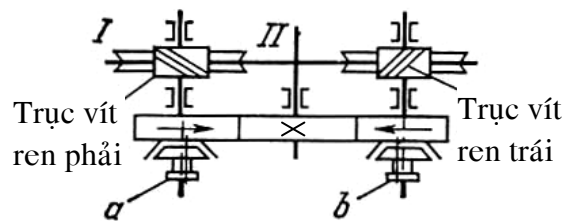
$$n_1 = n(1 - i_{ht}) = n(1 - \frac{33}{32}) = - \frac{n}{32} \quad (6-40)$$

Như vậy, trục vít me sẽ quay ngược chiều với puli và chậm hơn puli 32 lần.

– Để thực hiện chuyển động chạy dao nhanh, quay bánh răng 4 ngược chiều kim đồng hồ, đĩa ma sát côn 3 di động sang trái, ly hợp vấu L mở và ly hợp ma sát côn đóng. Chuyển động truyền trực tiếp từ puli qua trục vít me được lắp chặt với đĩa ma sát. Trục vít me sẽ quay cùng chiều với puli và cùng tốc độ  $n$ .

### 5. Cơ cấu đảo chiều trục vít

Trên trục chủ động I lắp hai trục vít có ren trái chiều. Tùy thuộc vào việc đóng ly hợp ma sát côn a hay b mà trục bị động II sẽ có chiều quay khác nhau. Hai ly hợp được thiết kế có tính khoá lẫn nhau nên không cho phép đóng cả hai ly hợp đồng thời.



Hình 6-30: Cơ cấu đảo chiều trục vít

### 6.3.3. Đảo chiều bằng điện

Đảo chiều bằng điện là thực hiện việc đảo chiều một cơ cấu chấp hành bằng cách đảo chiều quay của động cơ điện trong xích truyền động từ động cơ đến cơ cấu chấp hành đó. Với động cơ điện không đồng bộ 3 pha, trục động cơ đảo chiều khi thay đổi cuộn dây của hai pha bất kỳ, tức là làm thay đổi thứ tự các pha và hướng quay của từ trường stator. Với động cơ điện một chiều, việc đảo chiều được thực hiện bằng cách đảo chiều dòng điện trong cuộn dây kích thích, hoặc đảo chiều dòng điện trong cuộn dây rotor.

Ưu điểm:

- Cơ cấu đảo chiều đơn giản.
- Việc điều khiển đảo chiều nhẹ nhàng, nhanh và rất êm.
- Có khả năng tự động hoá quá trình đảo chiều.

Nhược điểm:

- Làm đảo chiều toàn bộ xích truyền động trong khi thực tế không cần đảo chiều tất cả các chi tiết mà chỉ cần đảo chiều một bộ phận riêng biệt.
- Không thể sử dụng đảo chiều bằng điện trong trường hợp tần số đảo chiều quá lớn.



Đảo chiều bằng điện được sử dụng rất rộng rãi trong các máy công cụ cỡ nhỏ và trung với tần suất đảo chiều ở mức trung bình.

#### 6.3.4. Đảo chiều bằng thủy lực

Ưu điểm:

- Có khả năng đạt được tần số đảo chiều rất cao (100 ÷ 200 lần/phút).
- Thời gian đảo chiều rất nhỏ ( $t = 0,05 \div 0,07s$ ).
- Độ chính xác đảo chiều cao vì quán tính khi đảo chiều nhỏ.

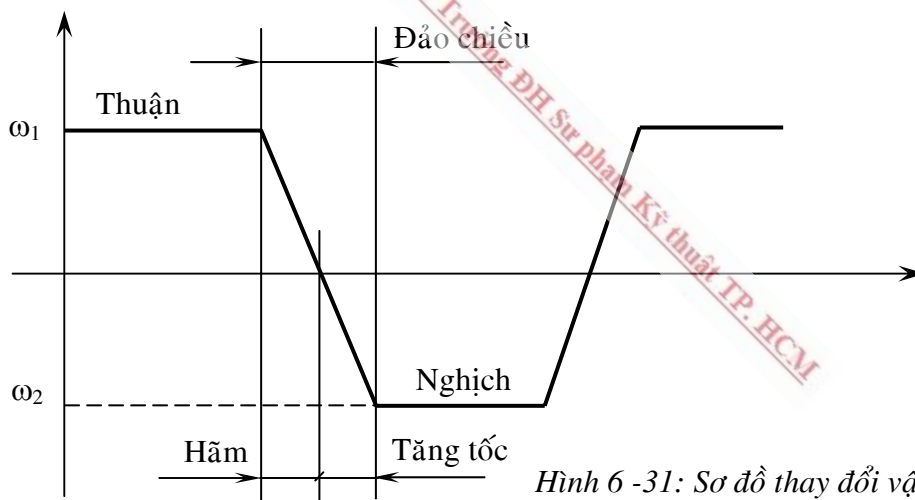
Nhược điểm:

- Phải trang bị hệ thống thủy lực phức tạp và tốn kém.
- Thích hợp cho việc đảo chiều chuyển động thẳng.

#### 6.3.5. Tính mômen đảo chiều

Để xác định kích thước các chi tiết của cơ cấu đảo chiều, cần tính mômen cần thiết khi đảo chiều. Quá trình đảo chiều gồm hai giai đoạn:

- Giai đoạn hãm: từ vận tốc góc  $\omega_1$  giảm xuống đến 0.
- Giai đoạn tăng tốc: từ 0 tăng lên đến  $\omega_2$  theo chiều ngược lại.



Hình 6 -31: Sơ đồ thay đổi vận tốc khi đảo chiều

Mômen cần thiết khi đảo chiều được tính theo công thức:

$$M = \theta \cdot \varepsilon \quad [Nm] \quad (6-41)$$

Trong đó:  $\theta$  – mômen quán tính của khối lượng tăng tốc [ $Ns^2m$ ]

$\varepsilon$  – gia tốc góc [ $1/s^2$ ]

Gia tốc trong các chu kỳ đảo chiều có thể coi là một hằng số nên:

$$\varepsilon = \frac{d\omega}{dt} = \frac{\omega_2 - \omega_1}{t} \quad (6-42)$$

với:  $\omega_1$  – vận tốc góc khi bắt đầu đảo chiều  
 $\omega_2$  – vận tốc góc khi đảo chiều kết thúc  
 $t$  – thời gian đảo chiều

Mômen quán tính  $\theta$  trên trục của chi tiết quay có khối lượng  $G$  [kg] là:

$$\theta = \lambda m r^2 = \lambda \frac{G}{g} r^2 \quad (6-43)$$

với:  $g$  – gia tốc trọng trường.

$r$  – bán kính ngoài của chi tiết quay.

$\lambda$  – hệ số hình dáng của chi tiết quay ( $\lambda = 0,5 \div 0,8$ ).

## 6.4. HỆ THỐNG ĐIỀU KHIỂN

### 6.4.1. Chức năng và yêu cầu

Hệ thống điều khiển có thể được thực hiện bằng cơ khí, điện, khí nén, thủy lực hoặc tổng hợp vài loại với nhau. Với các máy vạn năng, thường dùng hệ thống điều khiển cơ khí bằng tay. Đồng thời để giảm nhẹ việc điều khiển, người ta có thể dùng kết hợp các loại cử để tự động dừng máy, tự động đóng mở ly hợp, bơm dầu bôi trơn ...

#### 1. Chức năng

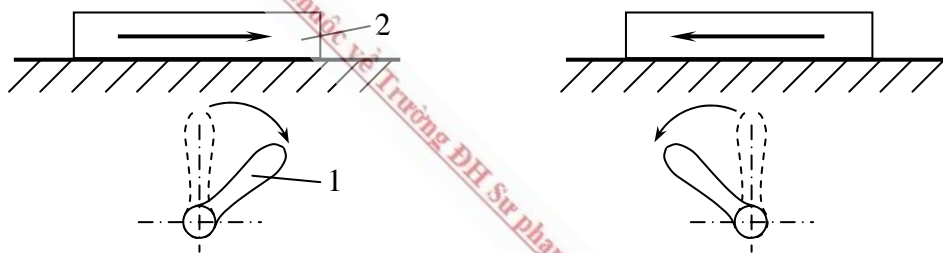
Hệ thống điều khiển trong máy công cụ có các chức năng sau:

- Đóng và mở động cơ điện của máy.
- Đóng, mở các ly hợp để thực hiện chuyển động chính, chuyển động chạy dao hoặc chuyển động điều chỉnh của máy.
- Di chuyển các khối bánh răng di trượt nhằm thay đổi tốc độ của chuyển động chính, chuyển động chạy dao.
- Kẹp chặt hoặc tháo mở phôi, dụng cụ cắt và các đồ gá khác.
- Khóa chặt hoặc tháo mở các chi tiết máy (trụ máy, ụ động, đầu khoan, đầu phân độ ...)
- Đóng, mở các hệ thống bôi trơn và làm nguội.
- Điều khiển chu trình làm việc của các hệ thống phụ như cơ cấu cấp phôi tự động, cơ cấu phân độ, tay máy ...

#### 2. Yêu cầu

a. *Điều khiển an toàn*: Hệ thống điều khiển phải đảm bảo an toàn tuyệt đối cho người sử dụng và máy. Để đề phòng các sự cố do kết cấu của hệ thống điều khiển hoặc sai sót của công nhân, cần phải áp dụng một số biện pháp sau:

- Bố trí hệ thống điều khiển ở vị trí thích hợp, thuận lợi cho công nhân trong quá trình điều khiển.
- Các cơ cấu điều khiển phải định vị và cố định một cách chắc chắn.
- Các cơ cấu điều khiển phải có tính khoá lẫn để không thể đồng thời đóng hai hay nhiều chuyển động khác nhau của máy như cơ cấu khoá lẫn các ly hợp trong chuyển động chạy dao của máy tiện T620.
- Đối với các máy tự động, cần có hệ thống đèn tín hiệu cho biết tình trạng hoạt động của máy, đặc biệt là nút STOP để dừng khẩn cấp hoạt động của máy.
- Cần có cử hạn chế hành trình chuyển động của các bộ phận máy.
- Các tay gạt điều khiển phải đặt cách xa nhau một quãng đủ lớn để tránh va chạm nhau khi điều khiển. Các nút ấn điều khiển điện cần làm âm vào bề mặt của bảng điều khiển.
- Bố trí các cơ cấu điều khiển (tay gạt) phải dễ nhớ và phù hợp với cảm giác của con người. Ví dụ trong hình 6-32, hướng của tay gạt 1 trùng với hướng di chuyển của cơ cấu chấp hành 2.



Hình 6-32: Bố trí hướng di chuyển của tay gạt và của cơ cấu chấp hành

*b. Điều khiển nhanh và nhẹ nhàng:* Yêu cầu này nhằm mục đích giảm thời gian điều khiển để tăng năng suất lao động. Các biện pháp cần thiết là:

- Lực cần thiết để điều khiển phải nhỏ (không quá 80N, trong trường hợp cần điều khiển thường xuyên thì lực này không quá 45N). Để giảm lực điều khiển, cần tăng chiều dài cánh tay đòn cho cơ cấu điều khiển hoặc sử dụng hệ thống trợ lực như cơ cấu điều khiển bằng điện, bằng điện – khí nén, bằng điện – thủy lực.
- Dùng cơ cấu điều khiển bằng bàn đạp thay cho điều khiển bằng tay vì lực tác động của chân lớn hơn của tay.
- Kích thước và hình dáng chi tiết trong cơ cấu điều khiển như tay nắm, tay gạt, núm vặn, nút bấm ... phải lấy theo tiêu chuẩn.
- Bố trí các chi tiết của cơ cấu điều khiển theo vị trí thích hợp (ở gần vị trí làm việc của công nhân, ở vị trí tay thuận của công nhân ...).

*c. Điều khiển tin cậy và chính xác:*

Độ chính xác của việc điều khiển thay đổi rất lớn tùy thuộc vào kết cấu của hệ thống điều khiển và yêu cầu của việc điều khiển. Trong nhiều trường hợp, độ chính xác là hàng mm (như điều chỉnh vị trí thẳng đứng của hệ thống cần trong máy khoan cần, điều chỉnh vận động máy tiện ...) nhưng cũng có khi lên đến phần trăm hoặc phần ngàn mm (như điều chỉnh vị trí bàn dao của máy doa, máy mài ...).

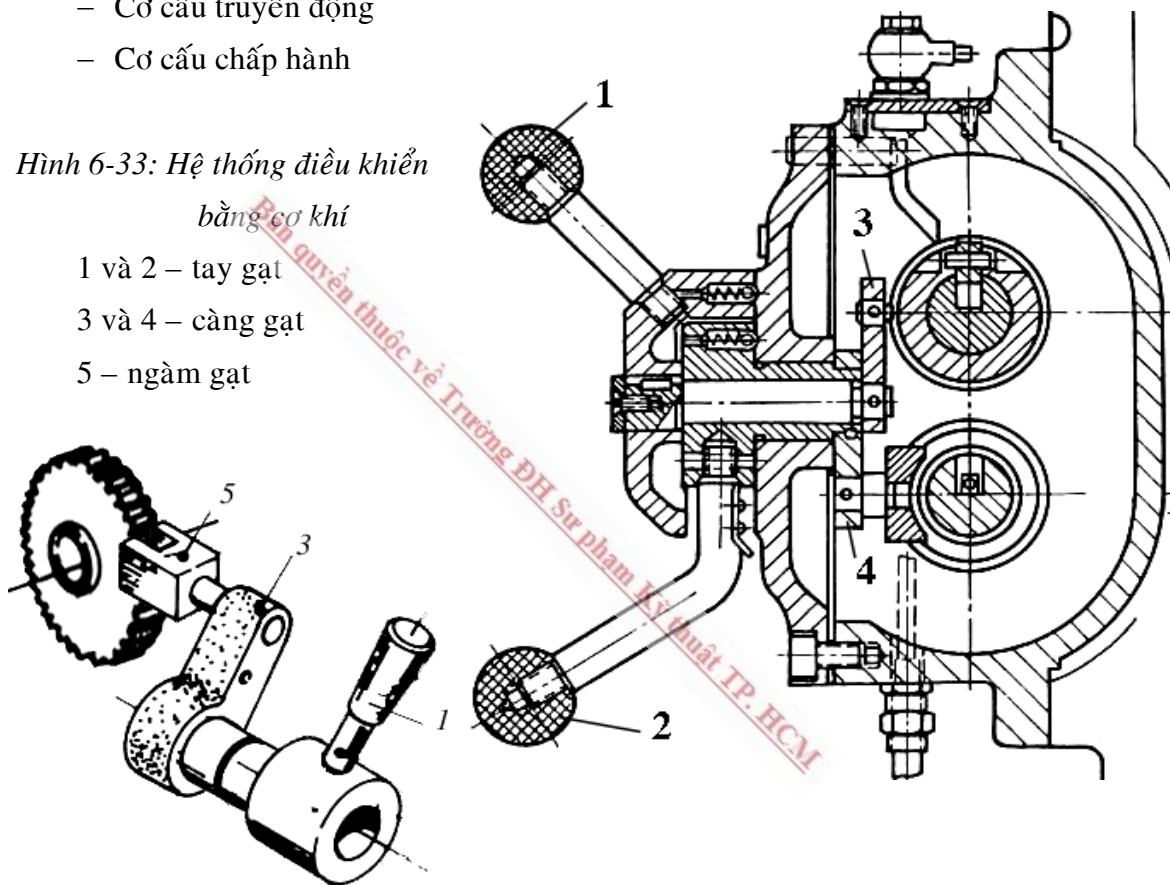
#### **6.4.2. Các phần tử trong hệ thống điều khiển**

Các phần tử trong hệ thống điều khiển thường có các cơ cấu chủ yếu sau:

- Cơ cấu điều khiển
- Cơ cấu truyền động
- Cơ cấu chấp hành

*Hình 6-33: Hệ thống điều khiển  
bằng cơ khí*

- 1 và 2 – tay gạt  
3 và 4 – càng gạt  
5 – ngàm gạt

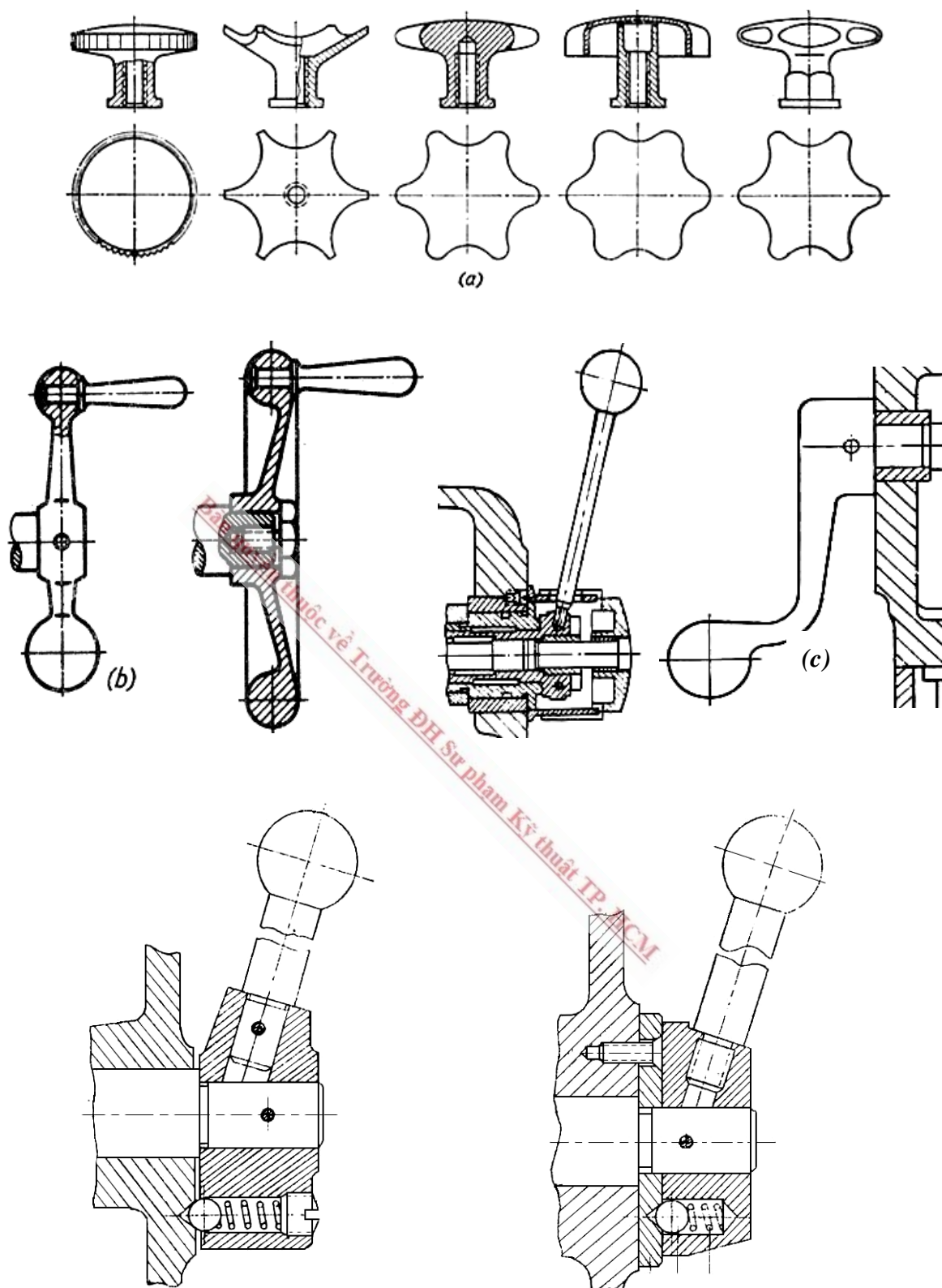


##### **1. Cơ cấu điều khiển**

Cơ cấu điều khiển là cơ cấu trực tiếp nhận tín hiệu điều khiển từ những bộ phận phát tín hiệu như tay hoặc chân người điều khiển, cử hành trình chuyển động, mẫu chép hình hoặc cam điều khiển ...

Các chi tiết thường được sử dụng trong cơ cấu điều khiển là các chi tiết đã được tiêu chuẩn hoá như các loại tay gạt, vô lăng, núm vặn, nút bấm, công tắc ... (hình 6-34)

Để định vị các chi tiết điều khiển sau khi điều chỉnh, có thể sử dụng bi lò xo hoặc bạc lò xo như hình 6-35.

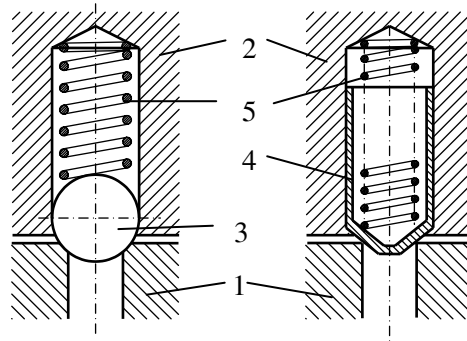


Hình 6-34: Các chi tiết trong cơ cấu điều khiển



Hình 6-35: Các chi tiết định vị

- 1 – Tay gạt
- 2 – Thân máy
- 3 – Bi
- 4 – Bạc
- 5 – Lò xo



## 2. Cơ cấu truyền động

Cơ cấu truyền động là cơ cấu truyền tín hiệu đã nhận được từ cơ cấu điều khiển đến cơ cấu chấp hành. Nó có tác dụng thay đổi phương, chiều chuyển động của cơ cấu điều khiển thành phương, chiều chuyển động thích hợp để tác động vào cơ cấu chấp hành. Ngoài ra nó cũng có tác dụng thay đổi lực điều khiển thành lực tác động đủ lớn vào cơ cấu chấp hành.

Trong hệ thống điều khiển cơ khí, cơ cấu truyền động có thể là:

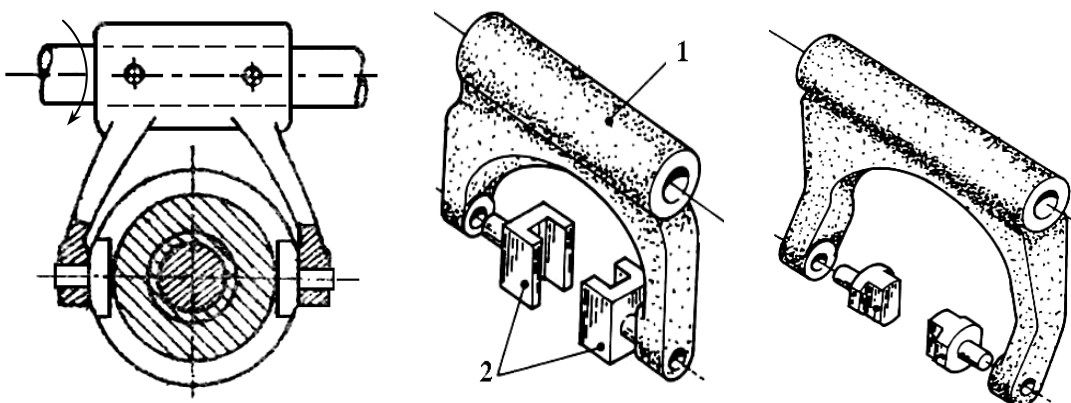
- Bộ truyền cơ khí như bánh răng, trục vít – bánh vít, bánh răng – thanh răng ...
- Các loại cam thùng, cam đĩa, cam mặt đầu ...
- Các loại càn gạt, đòn bẩy, trục rút ...

Khi thiết kế cơ cấu này, cần phải đảm bảo 2 yêu cầu:

- Thực hiện đúng nguyên lý truyền động để tạo ra quỹ đạo hoặc chu trình điều khiển theo yêu cầu.
- Kết cấu có đủ độ cứng vững khi hệ thống điều khiển làm việc.

## 3. Cơ cấu chấp hành

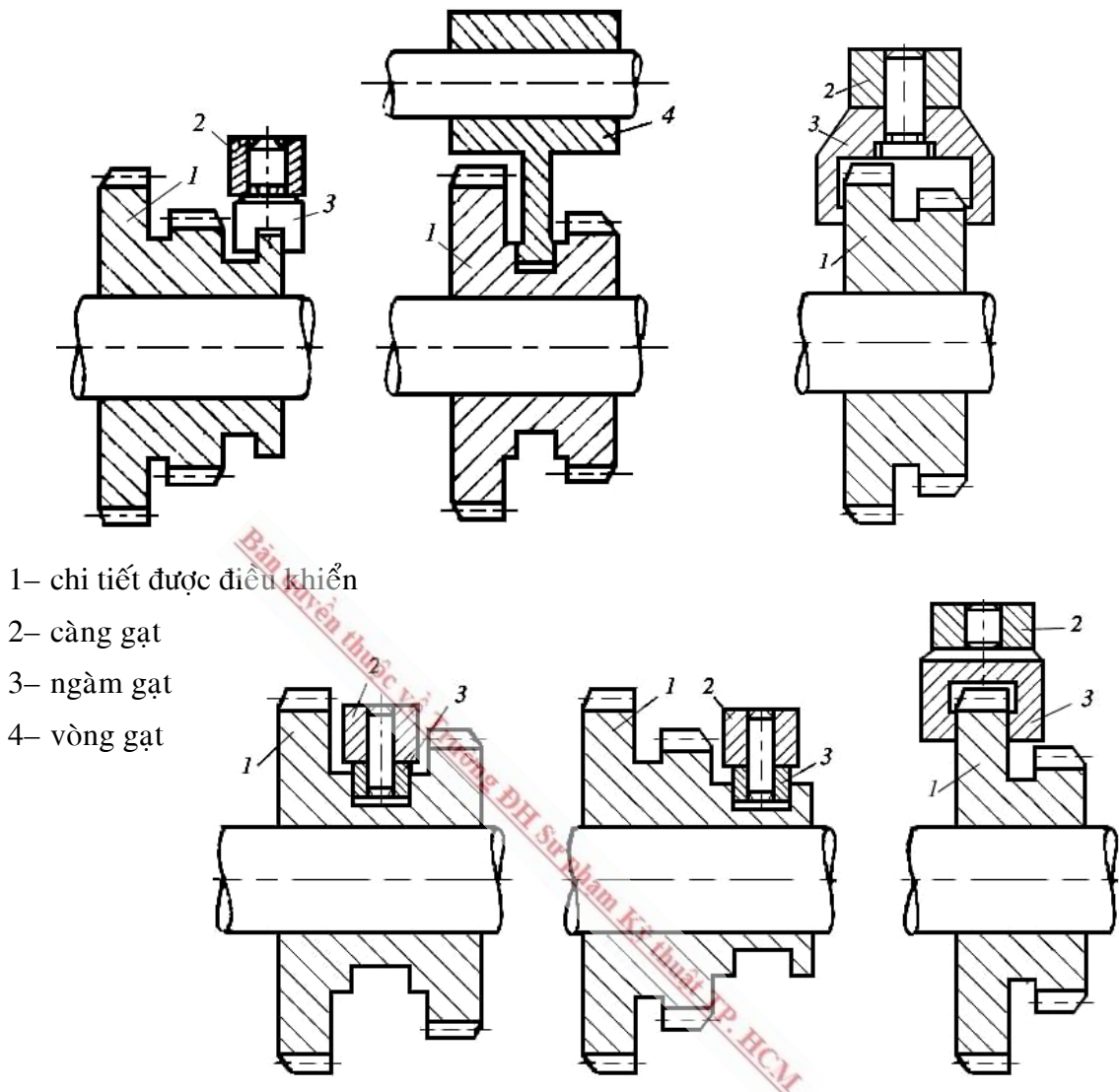
Cơ cấu chấp hành là cơ cấu trực tiếp thực hiện các chuyển động cần thiết cho các chi tiết được điều khiển. Các chi tiết được điều khiển có thể là các khối bánh răng di trượt, ly hợp ... Các chi tiết được sử dụng trong cơ cấu chấp hành là cơ cấu cơ khí (đòn bẩy, càn gạt, ngàm gạt ...).



Hình 6-36: Các chi tiết trong cơ cấu chấp hành (1 – càn gạt, 2 – ngàm gạt)



Các cách liên kết càng gạt với chi tiết được điều khiển như trong hình 6-37



Hình 6-37: Các loại liên kết giữa càng gạt với chi tiết được điều khiển

#### 6.4.3. Các hệ thống điều khiển bằng cơ khí

Hệ thống điều khiển bằng cơ khí là hệ thống sử dụng các chi tiết, bộ phận, các khâu được điều khiển bằng cơ khí.

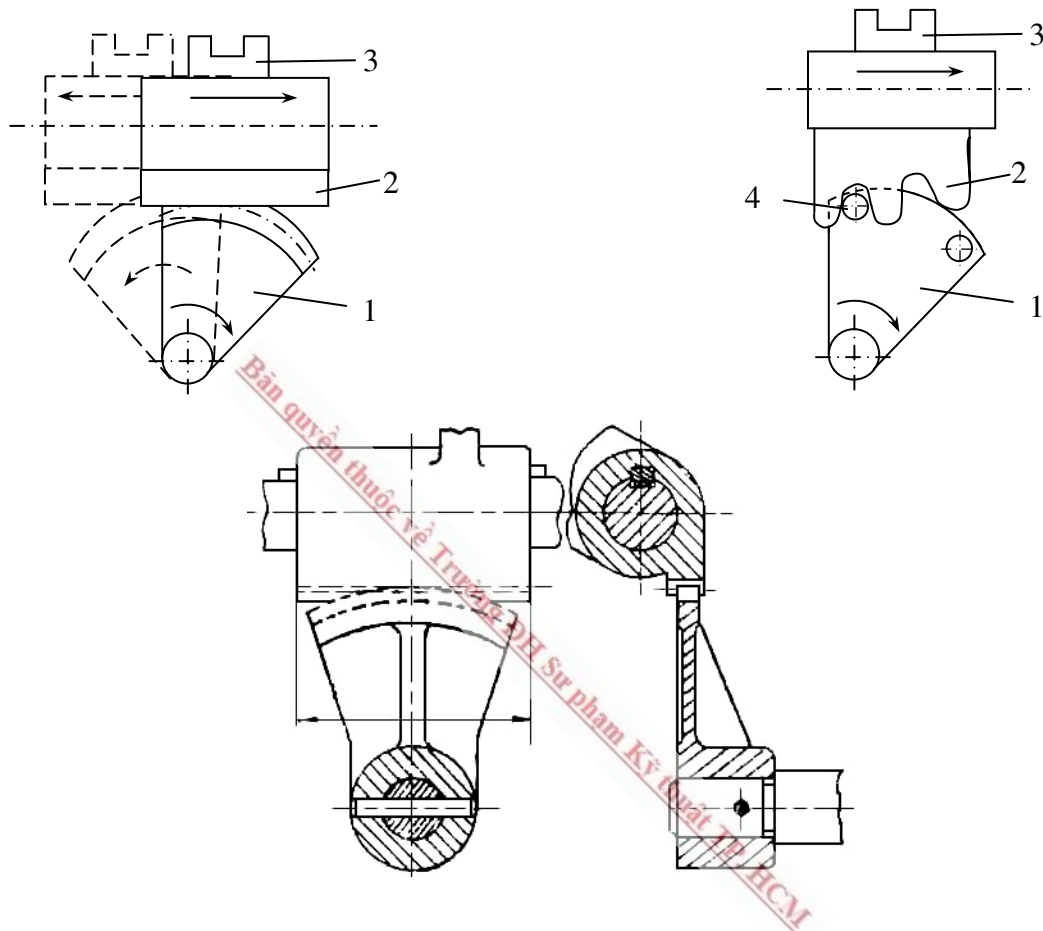
Thông thường khâu đầu của xích điều khiển trong hệ thống điều khiển bằng cơ khí có chuyển động vòng như vô lăng, tay quay, tay gạt truyền chuyển động đến các chi tiết cần điều khiển như ly hợp, khối bánh răng di trượt ... có chuyển động thẳng bằng những cơ cấu như đòn bẩy, thanh răng, trục vít, cam, bánh răng...

Trên máy công cụ thường sử dụng một số hệ thống điều khiển bằng cơ khí như:

#### 6.4.3.1. Hệ thống điều khiển riêng rẽ

##### 1. Cơ cấu quạt răng – thanh răng

Khi quay quạt răng 1, thanh răng 2 sẽ tịnh tiến theo chiều mũi tên (hình 6-38a). Chi tiết cần điều khiển được lắp cố định trên thanh răng 2 hoặc thông qua ngàm gạt 3 nên sẽ di chuyển theo chiều tương ứng.



Hình 6-38: Cơ cấu điều khiển bằng quạt răng – thanh răng

Để cơ cấu dễ chế tạo, dễ thay thế hơn, người ta thay thanh răng bằng cánh quạt có 2 chốt 4 (hình 6-38b).

Các tính toán cần thiết của cơ cấu là:

**Bước 1:** Xác định chiều dài hành trình gạt L (tức là lượng di chuyển cần thiết của chi tiết được điều khiển).

**Bước 2:** Tính góc quay  $\alpha$  của càng gạt theo công thức:

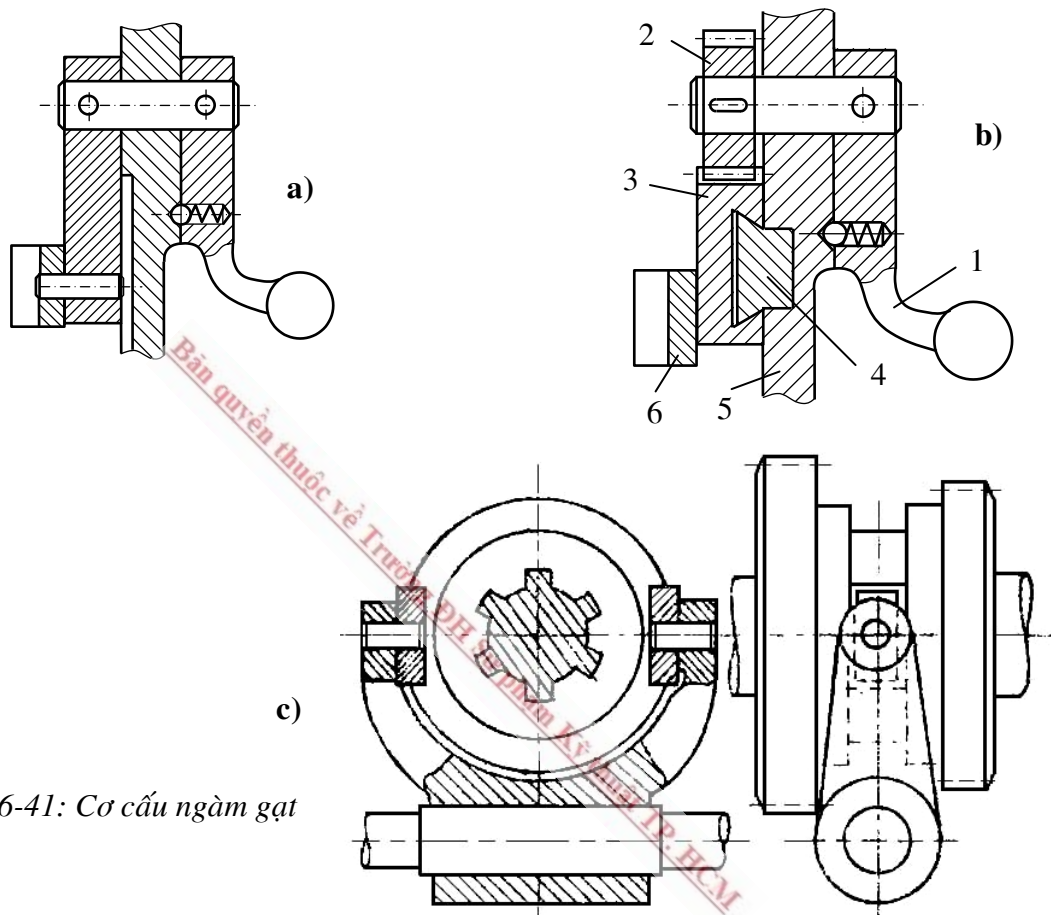
$$L = R \sin \alpha \quad \Rightarrow \quad \alpha = \arcsin \frac{L}{R} \quad (6-44)$$

với R – bán kính của càng gạt (được chọn theo không gian bố trí cơ cấu điều khiển).



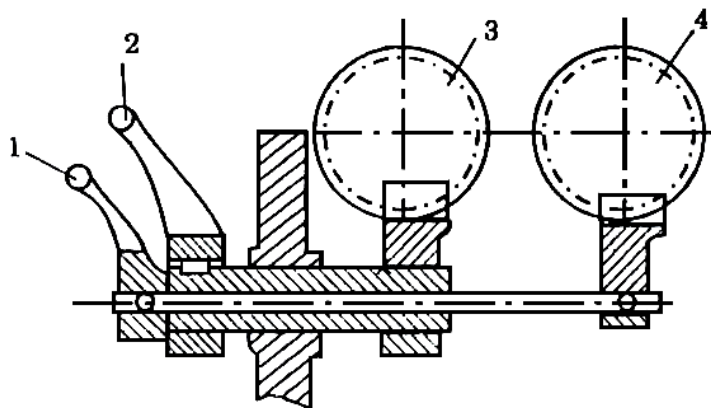
## 2. Cơ cấu ngàm gạt

Hình 6-41 là loại cơ cấu ngàm gạt dùng trong trường hợp chiều dài hành trình gạt  $L$  ngắn. Khi  $L$  lớn, cần dùng thêm bộ truyền bánh răng – thanh răng. Bánh răng 2 lắp trên trục của tay gạt 1 còn thanh răng 3 lắp vào sống trượt 4 mà sống trượt này được cố định vào thân máy 5. Ngàm gạt 6 được lắp cố định với thanh răng và cùng di chuyển với thanh răng (hình 6-41b).



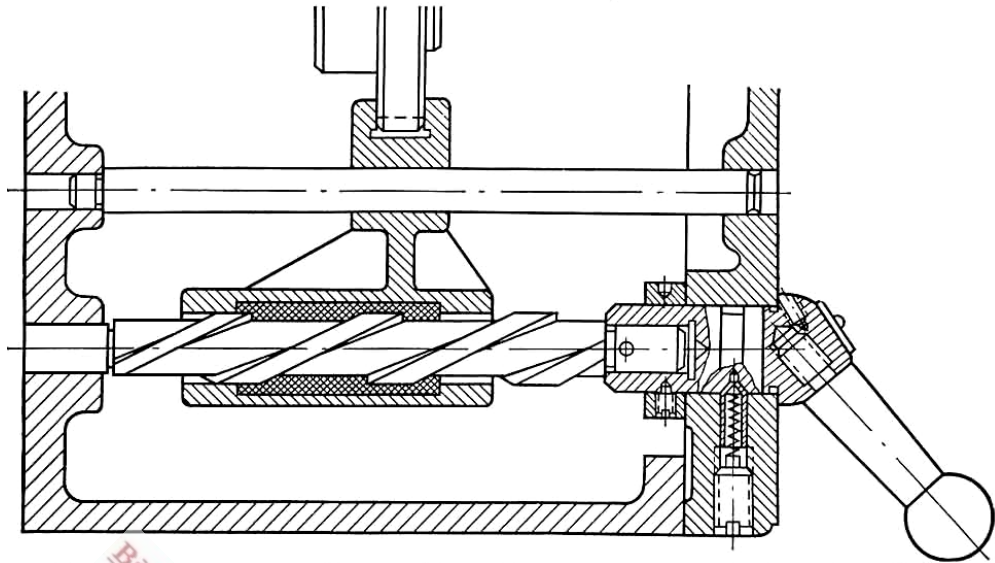
Hình 6-41: Cơ cấu ngàm gạt

Cơ cấu ngàm gạt tập trung (hình 6-42) sử dụng các tay gạt 1 và 2 cùng lắp trên một trục nhưng độc lập với nhau để di chuyển những khối bánh răng 3 và 4 theo những hướng tương ứng.



Hình 6-42: Cơ cấu ngàm gạt tập trung

### 3. Cơ cấu vít me – đai ốc



Hình 6-43: Cơ cấu điều khiển dùng trục vít me có bước lớn

Cơ cấu vít me – đai ốc dùng để điều khiển các chuyển động chính xác. Nếu kết hợp với các bộ truyền giảm tốc khác như trục vít – bánh vít, bánh răng hành tinh ... cơ cấu này có thể thực hiện các chuyển động điều chỉnh rất nhỏ đến phần ngàn mm. Lượng di động rất nhỏ dùng để điều chỉnh lượng chạy dao của máy mài hoặc các máy chính xác khác.

Ưu điểm của cơ cấu vít me – đai ốc là có khả năng tạo ra lực lớn ở cuối xích truyền động nên được dùng để dịch chuyển các bộ phận máy nặng. Trong trường hợp cần lượng dịch chuyển lớn nhưng không có yêu cầu độ chính xác cao, người ta dùng trục vít me có bước ren lớn (hình 6-43).

#### 6.4.3.2. Hệ thống điều khiển tập trung

Hệ thống điều khiển riêng rẽ có các nhược điểm sau: không thuận tiện khi hoạt động, chiếm không gian nhiều và thời gian điều khiển lớn. Để khắc phục, người ta sử dụng hệ thống điều khiển tập trung (thường chỉ có một tay gạt) nhưng có khả năng điều khiển nhiều bộ phận máy.

Nhược điểm của cơ cấu điều khiển tập trung là kết cấu phức tạp, chế tạo và lắp ráp khó khăn, giá thành đắt.

##### 1. Hệ thống điều khiển có một tay gạt

Nguyên lý hoạt động của hệ thống điều khiển có một tay gạt (hình 6-44) như sau:

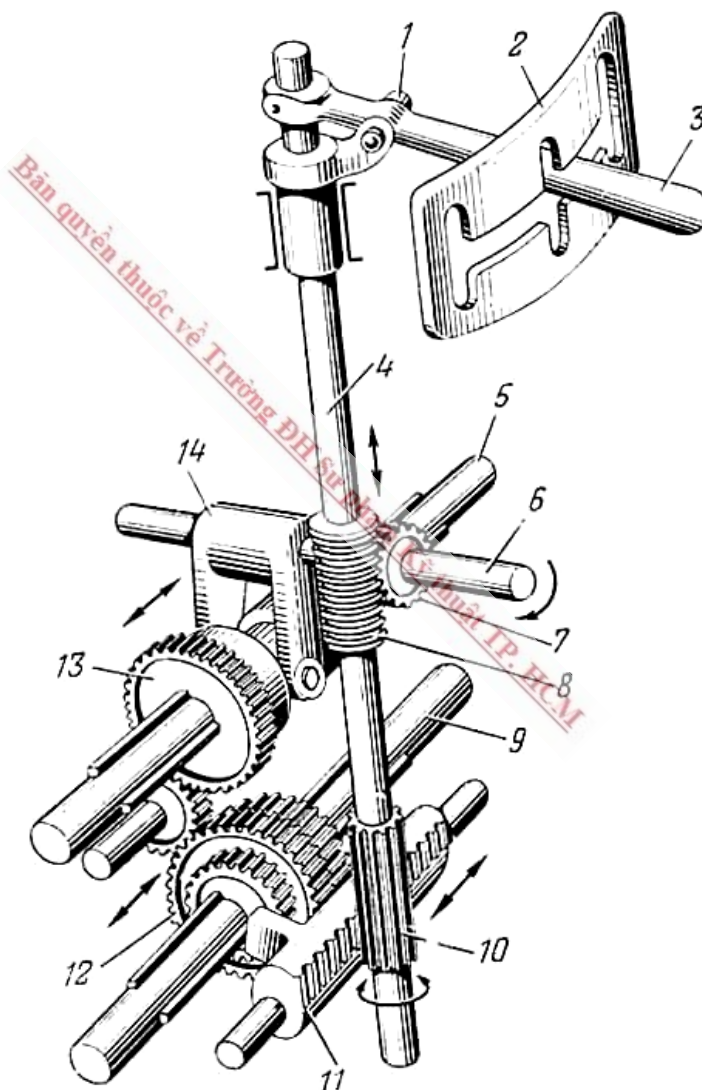
Tay gạt 3 có thể quay trong mặt phẳng nằm ngang cùng với trục 4 hoặc quay trong mặt phẳng thẳng đứng chung quanh chốt 1.



Khi tay gạt 3 quay trong mặt phẳng nằm ngang, bánh răng 10 (được chế tạo liền với trục 4) ăn khớp với thanh răng có ngàm gạt 11 sẽ di chuyển khối bánh răng ba bậc 12 sang phải hoặc trái dọc theo trục 9.

Nếu tay gạt 3 quay trong mặt phẳng thẳng đứng, trục 4 sẽ chuyển động lên xuống làm thanh răng vòng 8 quay bánh răng 7 cùng với trục 6. Ngàm gạt 14 lắp cố định trên trục 6 sẽ đẩy khối bánh răng hai bậc 13 di trượt trên trục 5.

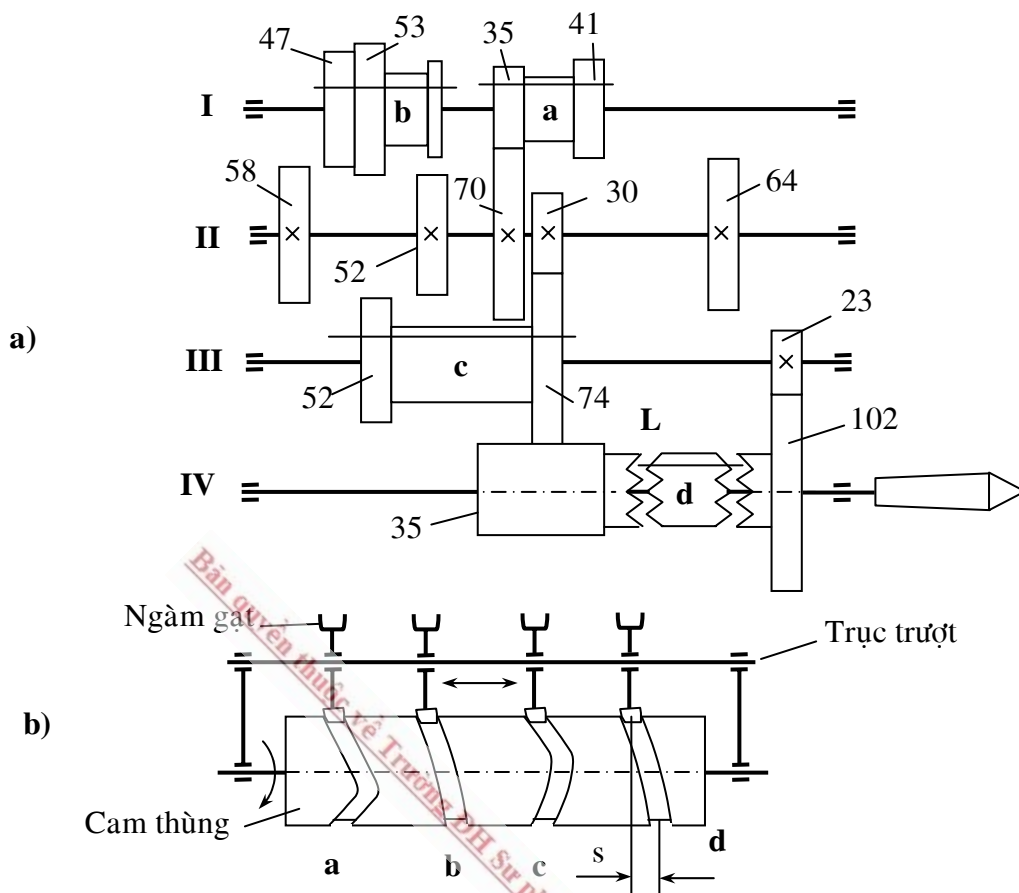
Sáu rãnh trên tấm dẫn hướng 2 tương ứng với 6 cấp tốc độ đạt được của khối bánh răng ba bậc và khối bánh răng hai bậc. Khi tay gạt ở vị trí giữa (không lọt vào bất kỳ rãnh nào), cả hai khối bánh răng ở vị trí trung gian (không ăn khớp).



Hình 6-44: Hệ thống điều khiển có một tay gạt



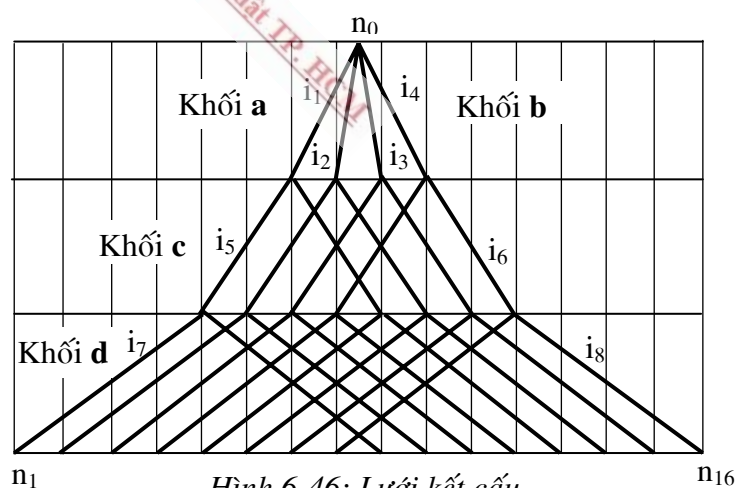
## 2. Hệ thống điều khiển dùng cam thừng



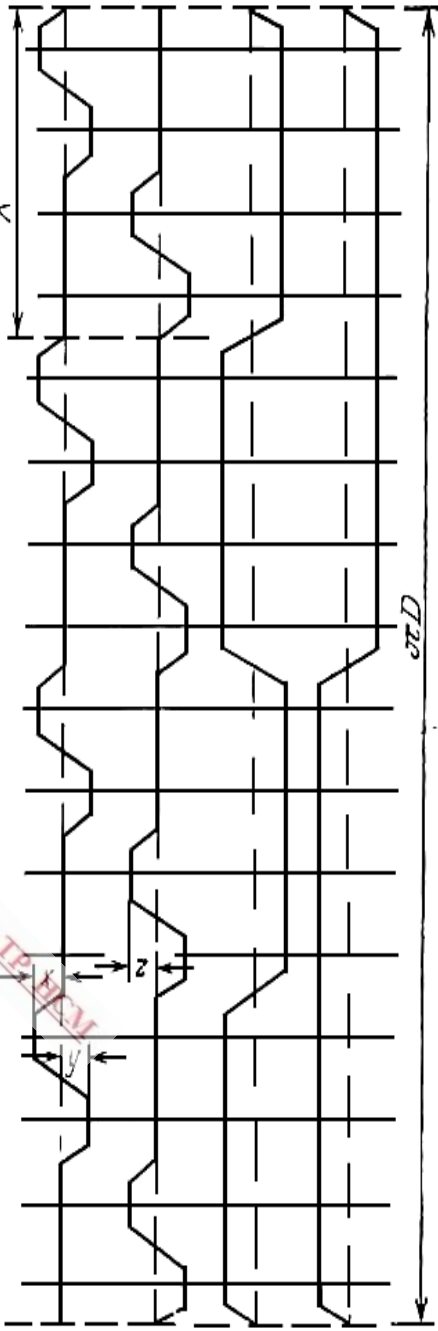
Hình 6-45: Sơ đồ động và hệ thống điều khiển dùng cam thừng

Theo sơ đồ động, hộp tốc độ của máy phay có số cấp tốc độ  $Z = 4.2.2 = 16$ . Để thay đổi các tốc độ của trục chính, cần điều khiển 3 khối bánh răng di trượt a, b, c và một bộ ly hợp d.

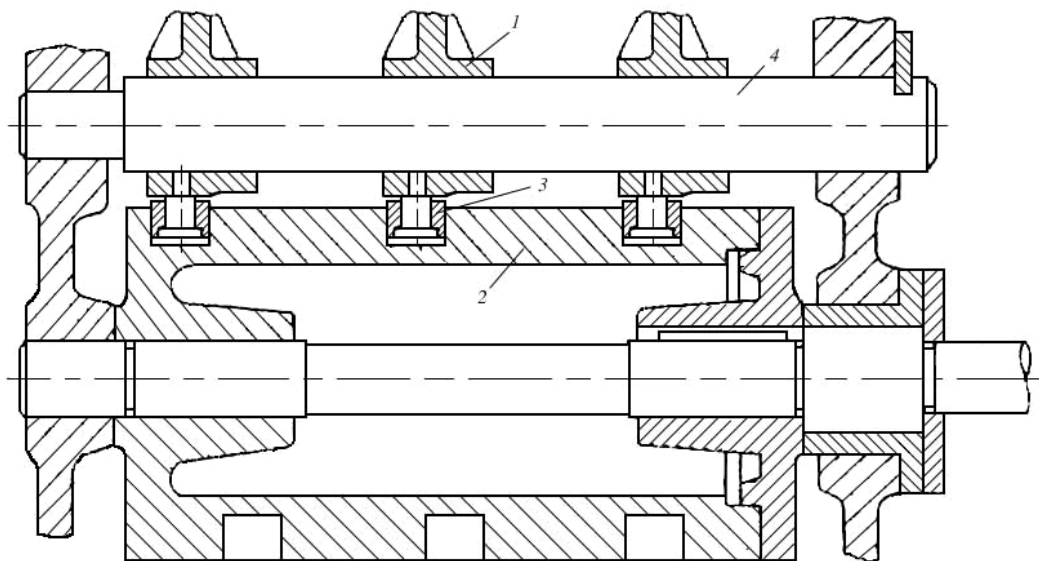
Muốn vẽ được các rãnh điều khiển của cam thừng, cần phải dựa vào lưới kết cấu (hình 6-46) để xác định vị trí của các khối bánh răng di trượt khi thực hiện các số vòng quay từ  $n_1$  đến  $n_{16}$ .



Hình 6-46: Lưới kết cấu

N	Tỉ số truyền			Vị trí các khối di trượt				Khai triển rãnh điều khiển			
				a	b	c	d	a	b	c	d
$n_1$	$\frac{35}{70}$	$\frac{30}{74}$	$\frac{23}{102}$	Trái	0	Phải	Phải				
$n_2$	$\frac{41}{64}$	$\frac{30}{74}$	$\frac{23}{102}$	P	0	P	P				
$n_3$		$\frac{47}{58}$	$\frac{30}{74}$	0	T	P	P				
$n_4$		$\frac{53}{52}$	$\frac{30}{74}$	0	P	P	P				
$n_5$	$\frac{35}{70}$	$\frac{52}{52}$	$\frac{23}{102}$	T	0	T	P				
$n_6$	$\frac{41}{64}$	$\frac{52}{52}$	$\frac{23}{102}$	P	0	T	P				
$n_7$		$\frac{47}{58}$	$\frac{52}{52}$	0	T	T	P				
$n_8$		$\frac{53}{52}$	$\frac{52}{52}$	0	P	T	P				
$n_9$	$\frac{35}{70}$	$\frac{30}{74}$	$\frac{74}{51}$	T	0	P	T				
$n_{10}$	$\frac{41}{64}$	$\frac{30}{74}$	$\frac{74}{51}$	P	0	P	T				
$n_{11}$		$\frac{47}{58}$	$\frac{30}{74}$	0	T	P	T				
$n_{12}$		$\frac{53}{52}$	$\frac{30}{74}$	0	P	P	T				
$n_{13}$	$\frac{35}{70}$	$\frac{52}{52}$	$\frac{74}{51}$	T	0	T	T				
$n_{14}$	$\frac{41}{64}$	$\frac{52}{52}$	$\frac{23}{102}$	P	0	T	T				
$n_{15}$		$\frac{47}{58}$	$\frac{52}{52}$	0	T	T	T				
$n_{16}$		$\frac{53}{52}$	$\frac{52}{52}$	0	P	T	T				

Các kích thước  $x$ ,  $y$ ,  $z$  được chọn theo đường kính và bề rộng của con lăn. Độ nâng cam  $h$  bằng với hành trình gạt, nghĩa là :  $h = L$  (6-46)



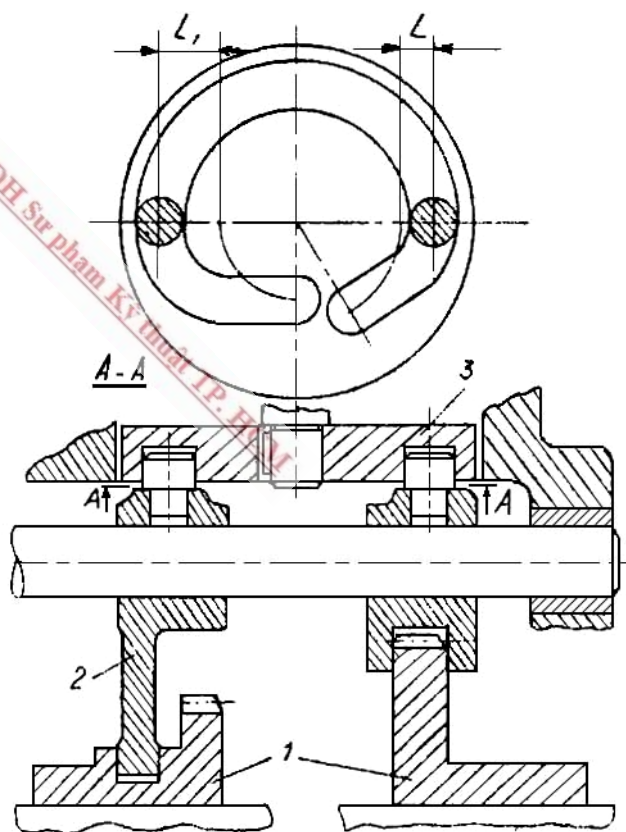
Hình 6-47: Kết cấu của hệ thống điều khiển dùng cam thùng

### 3. Hệ thống điều khiển dùng cam mặt đầu

Người ta có thể thay cam thùng bằng cam mặt đầu có kích thước bề dày nhỏ, đồng thời cả hai mặt của cam đều có thể chế tạo thành những rãnh cam khép kín (hình 6-48).

Theo hình 6-49, phương án không gian của hộp tốc độ là  $Z = 4.2.1.2 = 16$  cấp tốc độ. Cam 1 sẽ điều khiển hai khối bánh răng di trượt c và d với hai rãnh cam ở hai mặt bên của đĩa. Cam 2 sẽ điều khiển hai khối bánh răng di trượt a và b trên cùng một rãnh cam với hai con lăn a và b đặt lệch nhau một góc  $180^\circ$ .

Cách vẽ biên dạng cam cũng tương tự trường hợp dùng cam thùng.

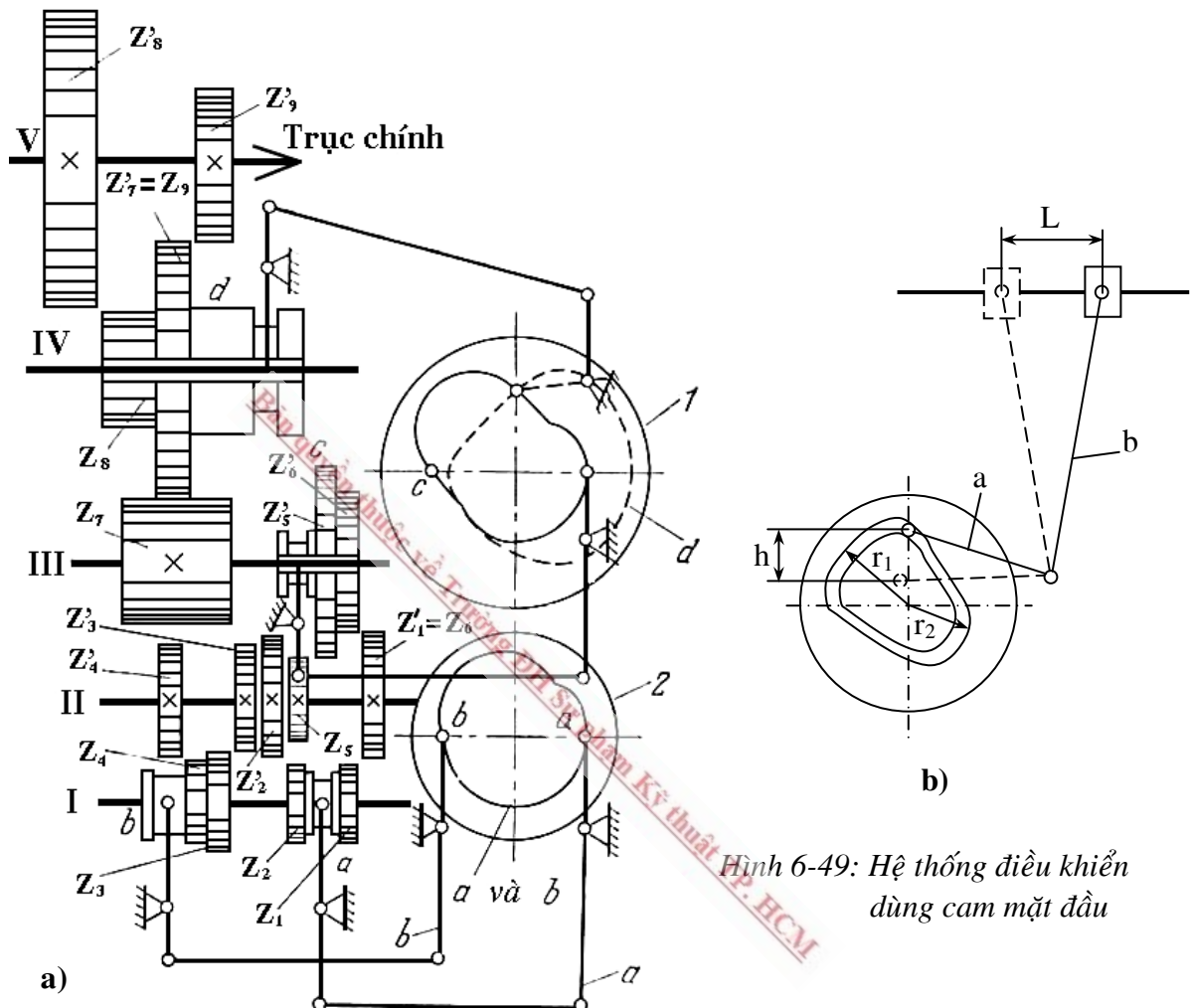


Hình 6-48: Kết cấu của hệ thống điều khiển dùng cam đĩa

Độ nâng cam  $h$  được tính bằng công thức:

$$h = r_1 - r_2 = \frac{a}{b} \cdot L \quad (6-47)$$

với  $a$  và  $b$  là chiều dài cánh tay đòn.



Hình 6-49: Hệ thống điều khiển dùng cam mặt đầu

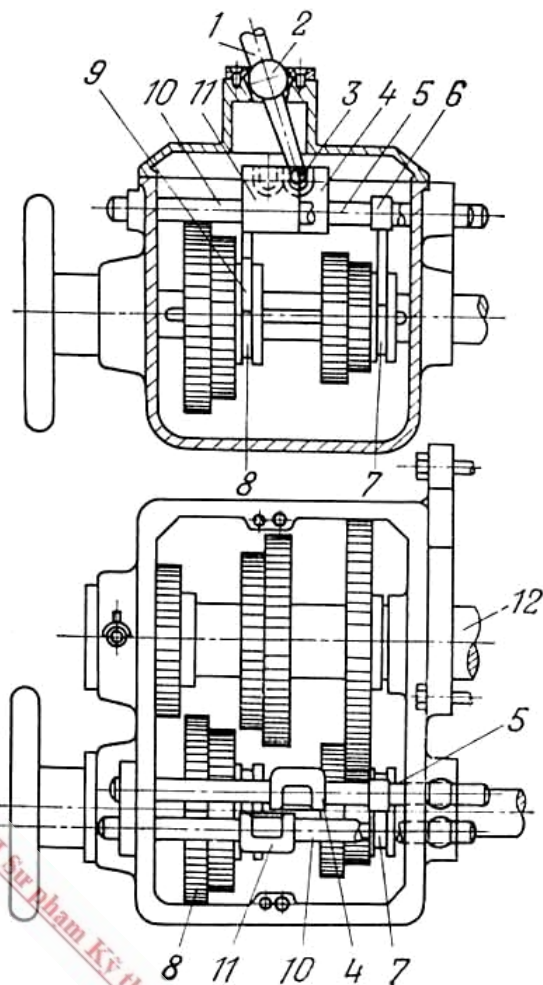
#### 4. Hệ thống điều khiển dùng khớp tỳ động

Tay gạt có khớp tỳ động có thể quay trong một hay nhiều mặt phẳng. Ưu điểm của loại này là khi thay đổi tốc độ không cần phải qua các tốc độ trung gian. Hình 6-50 minh họa nguyên lý làm việc của loại này.

Hai khối bánh răng di trượt 7 và 8 ăn khớp với 4 bánh răng cố định trên trục bị động 12. Hai khối bánh này có thể di chuyển dọc trục qua hai ngàm gạt 6 và 9, trong đó ngàm gạt 6 lắp trên trục 5 còn ngàm gạt 9 lắp trên trục 10. Hai trục này cùng với các ngàm gạt có thể di chuyển nhờ tay gạt 1 lắp trên thân máy với khớp tỳ động hình cầu 2.

Đầu tay gạt có bi cầu 3 để vào khớp trong các rãnh của khối 4 và 11. Khi tay gạt quay, nó sẽ mang các trục cùng với ngàm gạt di chuyển sang phải hay trái và điều khiển khối bánh răng di trượt tương ứng.

Hệ thống này có tính khoá lẫn, nghĩa là không thể cho hai cặp bánh răng ăn khớp đồng thời. Khi tay gạt ở vị trí trung gian (các bánh răng ra khớp), hai trục 5 và 10 ở vị trí giữa và hai rãnh 4 và 11 nằm đối diện nhau. Khi đó, viên bi 3 có thể vào rãnh 4 hay 11 để điều khiển trục 5 hay trục 10 di chuyển. Nhưng khi đã có một cặp bánh răng ăn khớp thì hai rãnh này lệch nhau (do đã có một trục di chuyển) nên đầu tay gạt không thể dịch từ rãnh này sang rãnh khác được. Muốn sang rãnh khác, chỉ có cách đưa tay gạt về vị trí trung gian để hai rãnh 4 và 11 nằm đối diện nhau. Vì vậy, chỉ có thể cho một cặp bánh răng ăn khớp nhau mà thôi.



Hình 6-50: Hệ thống điều khiển dùng khớp tùy động

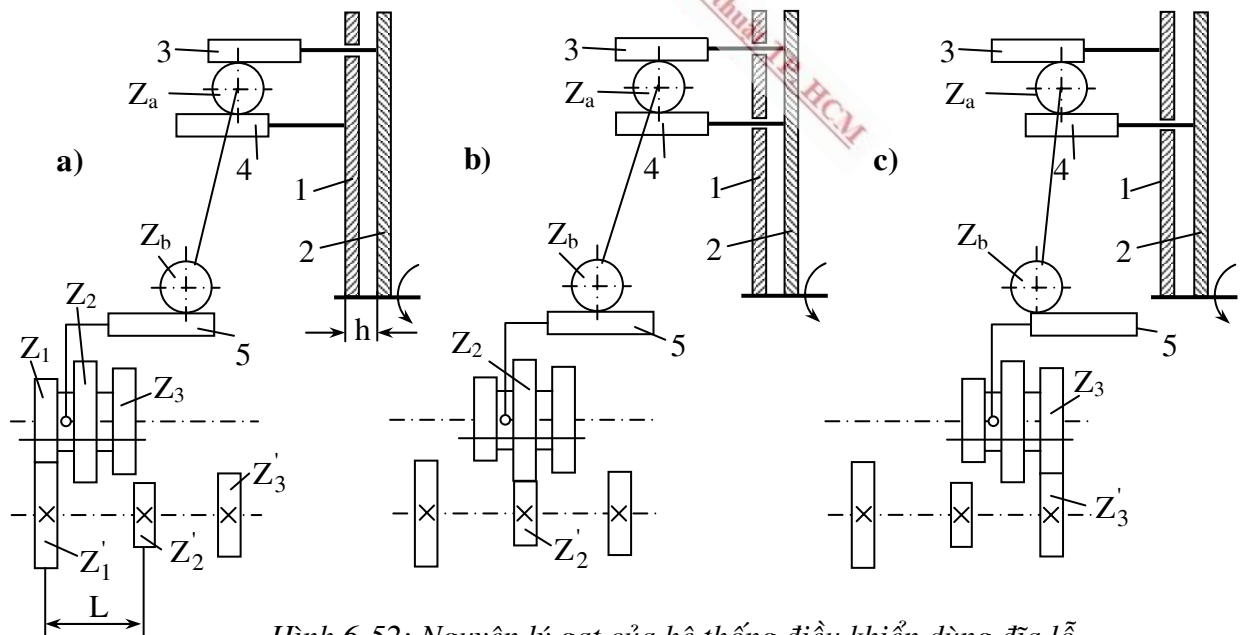
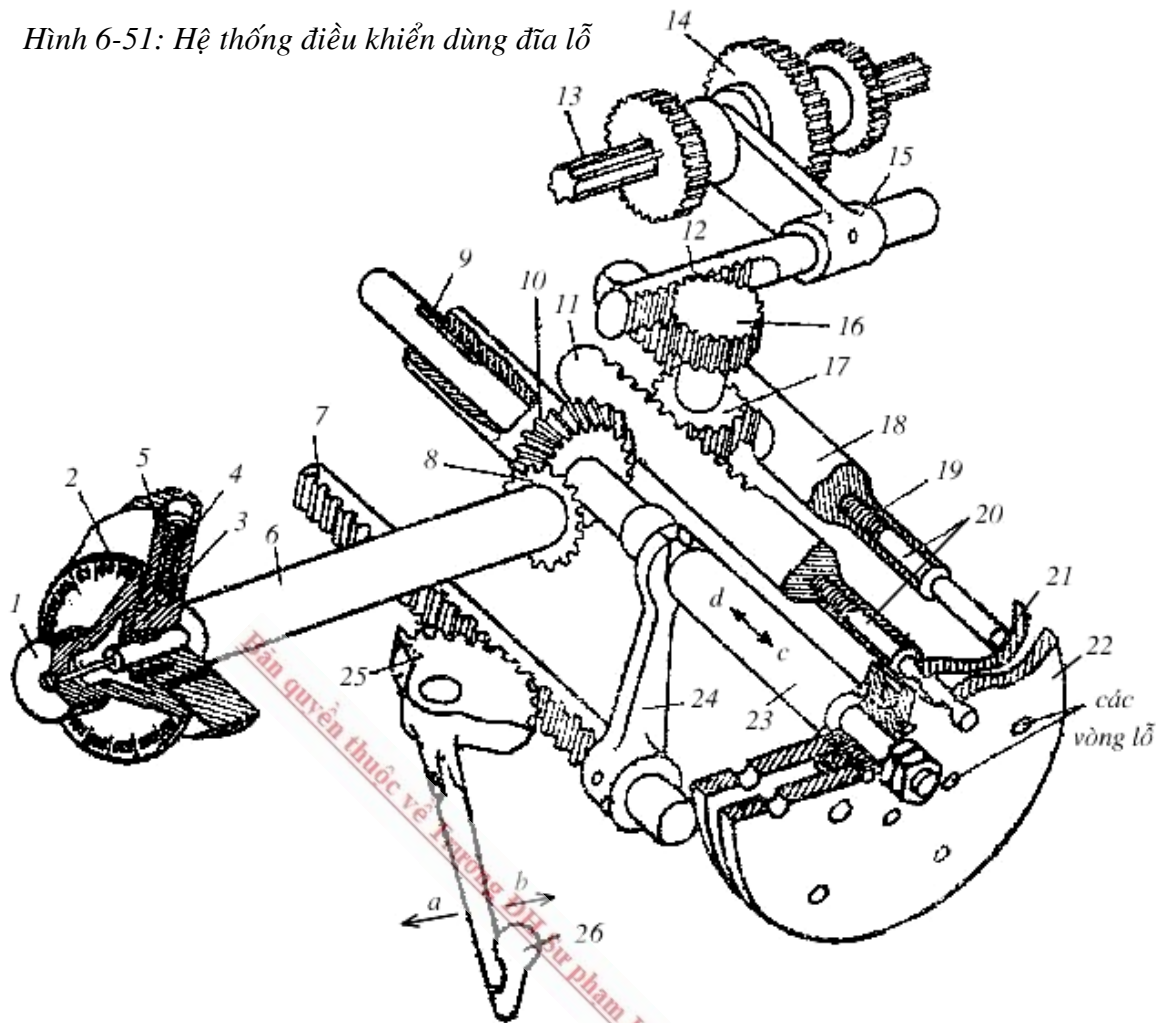
##### 5. Hệ thống điều khiển dùng đĩa lỗ

Nguyên lý làm việc của hệ thống (hình 6-51) như sau:

Khi kéo tay gạt 26 theo chiều mũi tên a, chuyển động truyền qua cơ cấu quạt răng 25 – thanh răng 7 và ngàm gạt 24 đẩy trục 23 theo chiều c làm cho các đĩa lỗ 21, 22 rời khỏi hai trục 20. Sau đó quay vô lăng 1 đến tốc độ cần thiết cho trên bảng 2. Chuyển động này truyền qua bộ bánh răng côn 8 – 10, trục 9 và làm quay hai đĩa lỗ một góc nhất định. Tiếp theo, đẩy tay gạt 26 theo chiều mũi tên b để các đĩa lỗ di chuyển vào theo chiều mũi tên d. Do vị trí các lỗ đã thay đổi nên các đĩa lỗ sẽ đẩy các trục 20 di chuyển dọc trục. Chuyển động này truyền qua các trục 11 – 18, bánh răng 17 – 16, thanh răng 12 tới ngàm gạt 15 làm cho khối bánh răng 3 bậc 14 di chuyển dọc trục 13 đến vị trí ăn khớp cần thiết.



Hình 6-51: Hệ thống điều khiển dùng đĩa lỗ



Hình 6-52: Nguyên lý gạt của hệ thống điều khiển dùng đĩa lỗ



Nguyên lý gạt của các đĩa lỗ được giải thích trong hình 6-52:

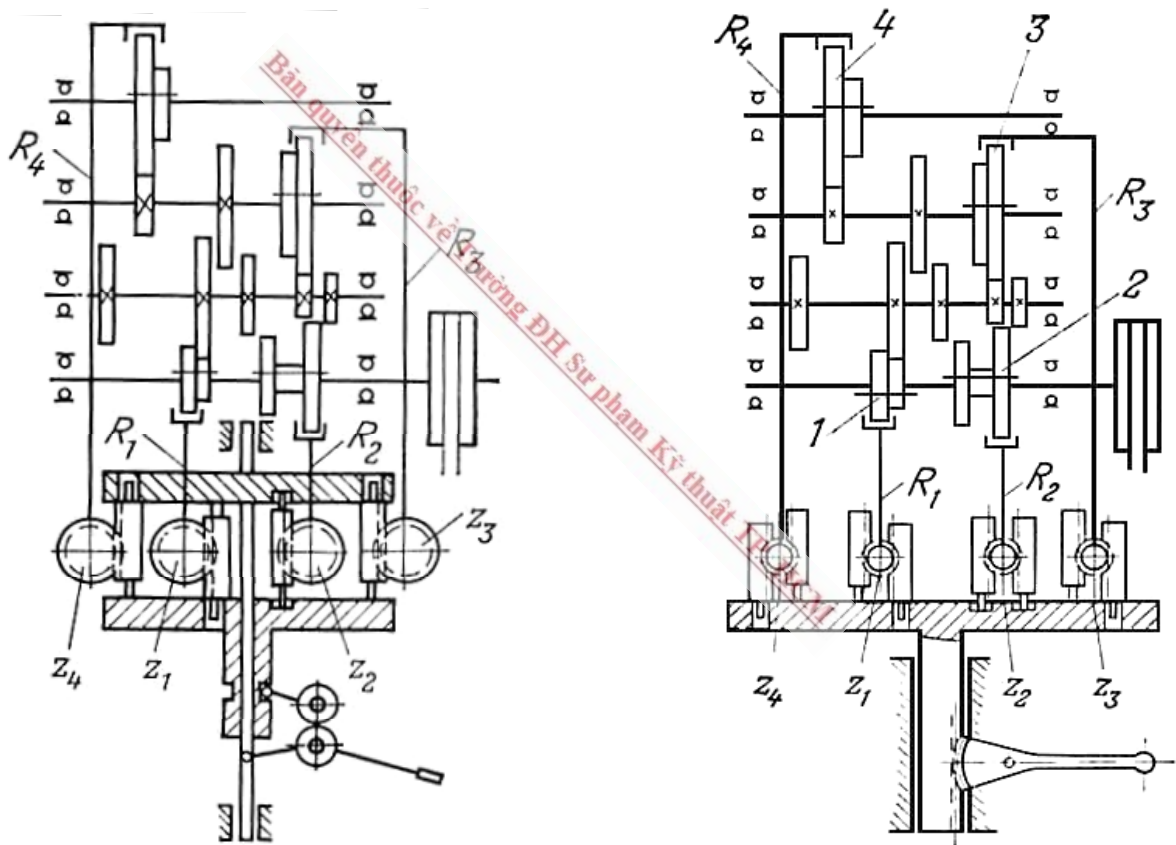
- Hình 6-52a: Khối bánh răng 3 bậc ở vị trí bên trái,  $Z_1$  ăn khớp với  $Z'_1$
- Hình 6-52b: Khối bánh răng 3 bậc ở vị trí giữa,  $Z_2$  ăn khớp với  $Z'_2$
- Hình 6-52c: Khối bánh răng 3 bậc ở vị trí bên phải,  $Z_3$  ăn khớp với  $Z'_3$

Chiều dài hành trình gạt  $L$  khi chuyển từ vị trí này sang vị trí khác được tính:

$$\frac{h}{L} = \frac{Z_a}{Z_b} \quad (6-48)$$

Nếu  $Z_a = Z_b$  thì  $h = L \Rightarrow$  Hệ thống điều khiển không khuếch đại. Trường hợp này có thể không cần bánh răng  $Z_b$  và thanh răng 5, khi đó ngàm gạt được lắp trực tiếp vào thanh răng 3 hoặc 4.

Một số dạng khác của hệ thống điều khiển này cho trong hình 6-53



Hình 6-53: Các dạng khác của hệ thống điều khiển dùng đĩa lỗ

## 6.5. CƠ CẤU AN TOÀN

Khi thiết kế máy, cần chú ý đến vấn đề bảo vệ an toàn cho công nhân cũng như bảo vệ máy trong quá trình hoạt động.

Các cơ cấu an toàn trong máy công cụ có thể chia làm ba nhóm chính:

- Cơ cấu khoá lẫn
- Cơ cấu hạn chế hành trình
- Cơ cấu phòng ngừa quá tải

#### **6.5.1. Cơ cấu khoá lẫn**

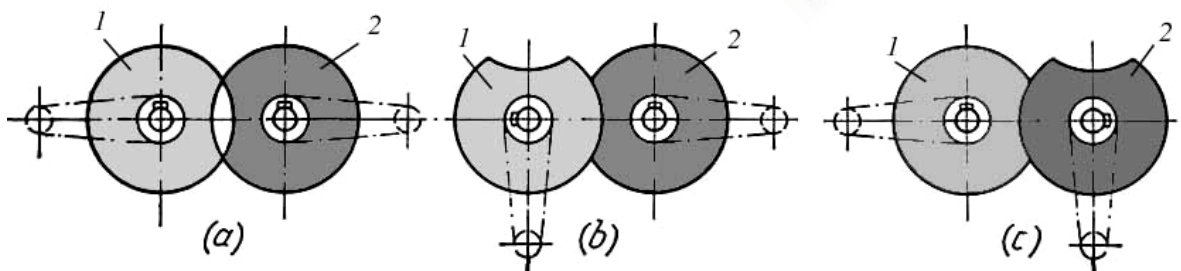
Cơ cấu khoá lẫn cần đảm bảo:

- Tránh việc ăn khớp đồng thời của hai hay nhiều cặp bánh răng trong cùng một nhóm truyền động bánh răng di trượt.
- Tránh thực hiện đồng thời hai chuyển động xung đột nhau về mặt động học. Ví dụ như cần ngăn cản thực hiện đồng thời chuyển động của trục trơn và trục vít me dọc trên máy tiện vạn năng. Với máy khoan cần, cần ngăn cản thực hiện đồng thời chuyển động tịnh tiến theo phương thẳng đứng của trục chính và chuyển động ngang của hộp trục chính dọc theo cần.
- Hoạt động điều khiển chỉ được thực hiện theo một trình tự xác định và trong một số trường hợp, còn cần phải có từng quãng thời gian nhất định giữa các bước trong trình tự đó.

Cơ cấu khoá lẫn có thể hoạt động theo các nguyên lý khác nhau như cơ khí, điện, thủy lực hoặc kết hợp các nguyên lý đó. Cơ cấu cơ khí được sử dụng rộng rãi nhất vì có kết cấu đơn giản.

##### **1. Cơ cấu khoá lẫn giữa hai trục song song (hình 6-54)**

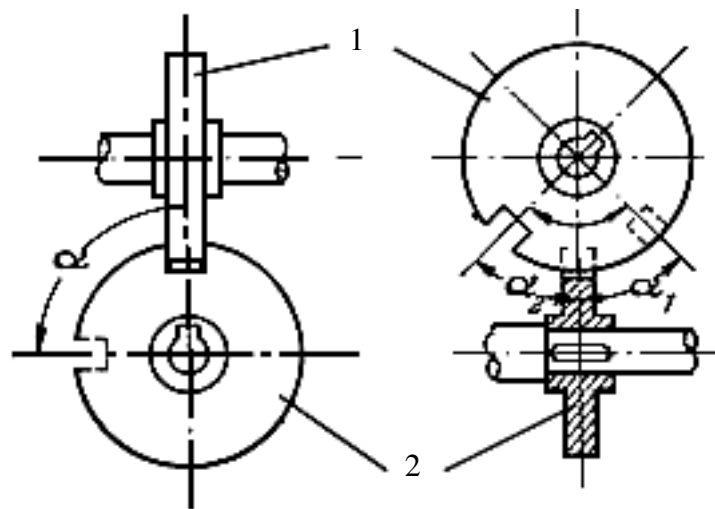
Cả hai đĩa khoá 1 và 2 đều không tròn mà có cung lõm. Ở vị trí a, cả 2 đĩa đều có thể quay bởi các tay quay tương ứng. Ở vị trí b, đĩa 1 có thể quay làm cho trục I quay để điều khiển một ngàm gạt nào đó di chuyển nhưng đĩa 2 bị khóa nên trục II không thể xoay. Ở vị trí c thì ngược lại.



Hình 6-54: Cơ cấu khóa lẫn giữa hai trục song song

##### **2. Cơ cấu khoá lẫn giữa hai trục vuông góc (hình 6-55)**

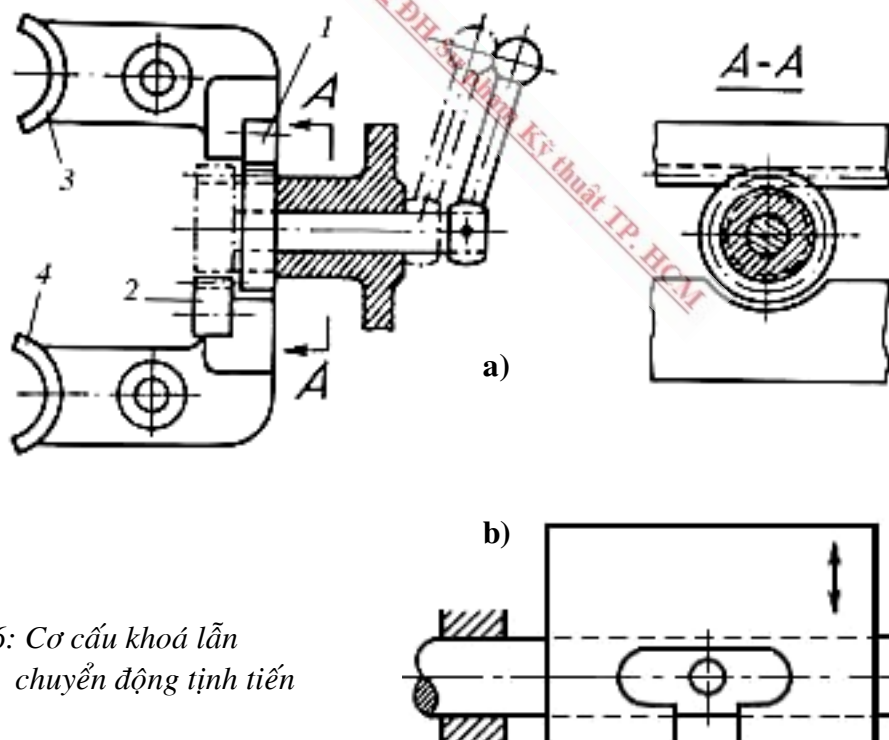
Các đĩa khoá 1 và 2 có xẻ rãnh nên chỉ cho phép một trong hai đĩa quay được



Hình 6-55: Cơ cấu khoá lần giữa hai trục vuông góc

### 3. Cơ cấu khoá lần chuyển động tịnh tiến (hình 6-56)

Hình 6-56a chỉ cho phép một trong hai ngàm gạt 3 hoặc 4 di chuyển theo phương song song khi thanh răng 1 hoặc 2 ăn khớp với bánh răng. Hình 6-56b chỉ cho phép chỉ tiết chuyển động một trong hai phương vuông góc nhau.



Hình 6-56: Cơ cấu khoá lần chuyển động tịnh tiến

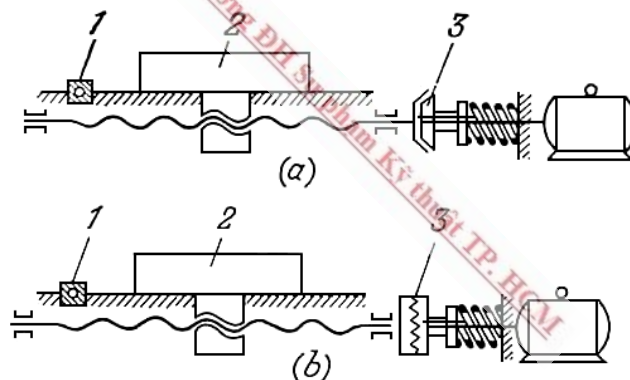
### 6.5.2. Cơ cấu hạn chế hành trình

Nguyên lý và kết cấu của cơ cấu hạn chế hành trình được lựa chọn phụ thuộc vào chức năng của cơ cấu và độ chính xác yêu cầu của bộ phận di động cần hạn chế hành trình.

Cơ cấu hạn chế hành trình nhằm mục đích để bộ phận di động không thể đạt đến vị trí tới hạn (vị trí nguy hiểm) thường không yêu cầu độ chính xác cao (dung sai vị trí hành trình có thể  $\pm 0,5$  đến  $\pm 1\text{mm}$ ). Nếu bộ phận di động được truyền động bởi một động cơ riêng, có thể dùng công tắc điện hành trình đặt ở cuối hành trình để tắt động cơ.

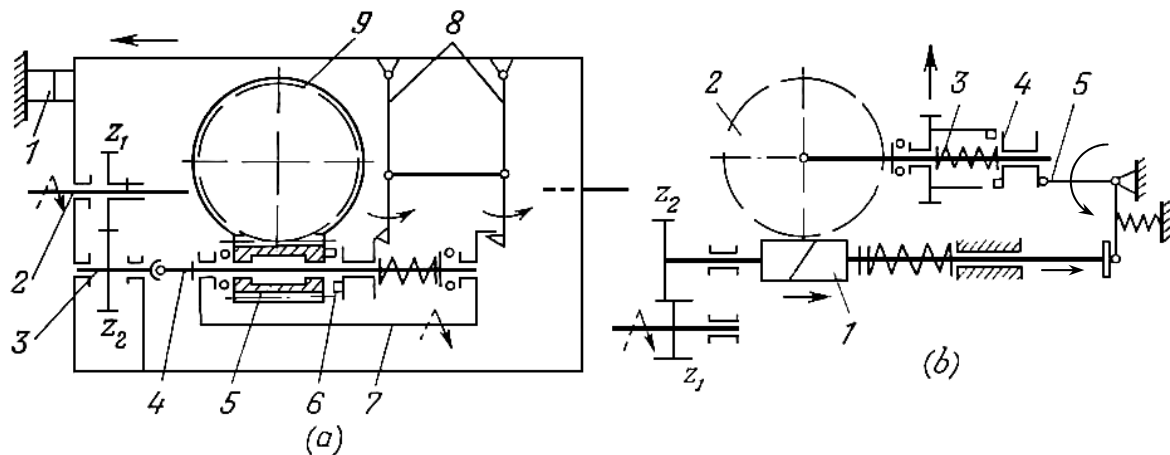
Trường hợp cần yêu cầu chính xác cao ( $\pm 0,02$  đến  $\pm 0,03\text{mm}$ ) để đảm bảo độ chính xác kích thước của chi tiết gia công, có thể sử dụng công tắc hành trình tế vi. Nếu kết hợp các cơ cấu cơ – điện, cơ – điện tử thì có thể đạt đến mức chính xác rất cao  $\pm 1\mu\text{m}$ .

Nguyên lý làm việc của các cơ cấu hạn chế hành trình bằng cơ khí dùng cử hành trình và ly hợp (hình 6-57) như sau: Lắp chặt cử hành trình 1 tại một điểm xác định của phần cố định trên đường di chuyển của bộ phận di động 2. Bộ phận di động sẽ dừng lại khi đụng phải cử hành trình, trở lực tăng làm cho ly hợp ma sát hoặc ly hợp vấu 3 có hiện tượng trượt và tự động ngắt xích truyền động. Hiện tượng trượt này chỉ chấm dứt khi bộ phận di động thoát ra khỏi cử hành trình (chẳng hạn như khi đảo chiều động cơ).



Hình 6-57: Cơ cấu hạn chế hành trình dùng cử hành trình và ly hợp

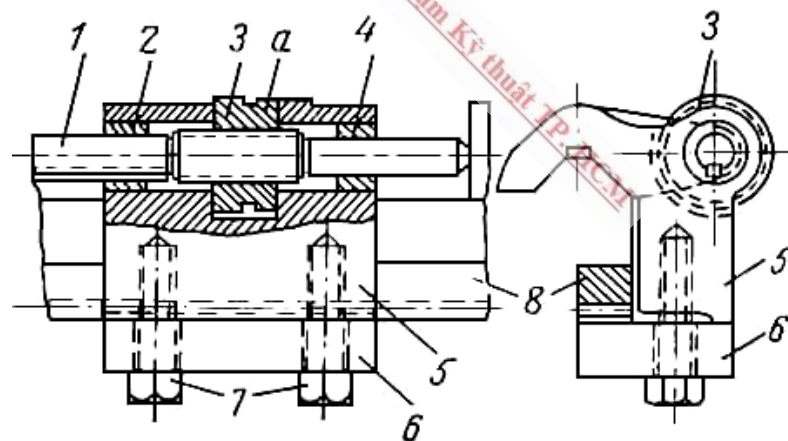
Hình 6-58a là cơ cấu hạn chế hành trình dùng trục vít rơi. Chuyển động chạy dao được truyền từ trục 2, qua bánh răng  $Z_1 - Z_2$ , trục 3, khớp nối tự lựa và trục 4. Trên trục 4 có lắp lồng không trục vít 5 nhưng có thể truyền chuyển động sang bánh vít 9 nhờ ăn khớp với ly hợp phòng quá tải 6. Khi bàn trượt đụng vào cử hành trình 1, bánh vít và trục vít ngừng quay, mômen xoắn trên trục 4 tăng làm cho ly hợp vấu 6 có hiện tượng trượt. Khi đó, phần bên phải của ly hợp 6 di động sang phải, làm xoay hệ thống đòn 8 theo chiều mũi tên và bộ phận 7 mang trục vít bị rơi xuống dưới tác dụng của trọng lực. Vì vậy, xích truyền động bị ngắt.



Hình 6-58: Cơ cấu hạn chế hành trình dùng trục vít

Trong hình 6-58b, bánh vít 2 sẽ ngừng quay khi bàn trượt đụng vào cử hành trình, trong khi trục vít 1 vẫn tiếp tục quay. Mômen xoắn phát sinh thắng được lực lò xo và trục vít cùng với nó sẽ vừa quay vừa tiến về bên phải theo chiều mũi tên do tác dụng ăn khớp với bánh vít đứng yên. Chuyển động này làm cho đòn 5 quay theo chiều mũi tên và dưới tác dụng của lò xo 3 sẽ mở ly hợp 4 làm ngắt xích truyền động.

Trong hình 6-59, cử hành trình 5 được giữ chặt trên băng máy tiện nhờ tấm kẹp 6 có răng vào khớp với thanh răng 8 (đã được lắp cố định vào băng máy). Hai vít siết 7 bảo đảm vị trí cố định của cử hành trình 5. Vít tể vi 1 được đỡ bởi hai bạc 2 và 4, đồng thời bị khống chế chuyển động quay nhờ then lắp trong bạc 2. Đai ốc 3 được điều chỉnh thông qua các thang đo khắc trên mặt a để di chuyển vít 1 theo chiều trục.



Hình 6-59: Cơ cấu hạn chế hành trình dùng vít điều chỉnh tể vi

### 6.5.3. Cơ cấu phòng quá tải

Để đề phòng các chi tiết máy hay bộ phận máy bị hư hỏng do quá tải, trong các xích truyền động thường đặt cơ cấu phòng quá tải tại một vị trí thích hợp. Mục đích là



để tự động dừng máy khi tải trọng vượt quá giới hạn thiết kế. Có thể nói đó là khâu yếu nhất trong xích truyền động.

Các cơ cấu phòng quá tải có thể là các hệ thống bằng cơ khí, điện hay thủy lực. Việc lựa chọn cơ cấu phòng quá tải tùy thuộc vào mục đích chính của sự bảo vệ là máy, dụng cụ cắt hay động cơ điện. Ngoài ra nó còn phụ thuộc vào yêu cầu của mức độ tự động, yêu cầu về độ nhạy, nhanh của cơ cấu.

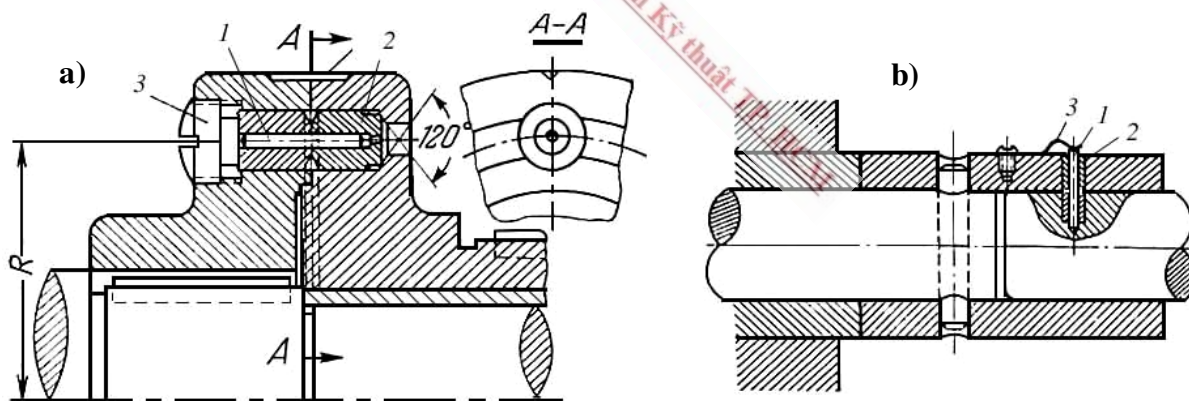
Trong một số trường hợp, việc ngắt xích truyền động khi quá tải cũng chưa thật sự đủ mà còn cần phải đảo chiều chuyển động để dao và máy không bị hư hỏng khi bắt đầu gia công lại (chẳng hạn như đối với máy khoan lỗ sâu ...). Trong trường hợp này, cơ cấu phòng quá tải nên kết hợp với cơ cấu đảo chiều.

Các cơ cấu phòng quá tải bằng cơ khí được sử dụng thông dụng trong máy công cụ là:

#### 1. Chốt an toàn

Chốt an toàn được lắp vào vị trí thích hợp trong xích truyền động, dùng để nối liền hai trục hoặc giữa trục với các chi tiết lắp trên trục như bánh răng, bánh vít, bánh cóc ... Chốt an toàn được thiết kế và tính toán sao cho khi mômen vượt quá giới hạn cho phép, chốt này sẽ bị cắt đứt để ngắt xích truyền động và bảo vệ các chi tiết quan trọng trong máy không bị hư hỏng.

Kết cấu điển hình của các loại chốt an toàn cho trong hình 6-60a,b. Chốt 1 được lắp trong các bạc thép 2 (đã được tôi cứng) và các bạc này được lắp ép vào lỗ của chi tiết kết nối. Vì vậy, khi chốt bị cắt, các cánh lỗ không bị biến dạng. Chi tiết 3 dùng để giữ chốt không rơi ra sau khi bị cắt.



Hình 6-60: Chốt an toàn

Độ lớn của lực tác động để làm cắt chốt phụ thuộc chủ yếu vào vật liệu chốt, chế độ nhiệt luyện và đường kính tối thiểu của chốt. Vì vậy, lực này có thể thay đổi trong một phạm vi khá rộng mà không cần thay đổi đường kính cơ bản của chốt (thường chọn trong khoảng từ 4 ÷ 12mm). Để điều chỉnh lực cắt chốt, chỉ cần dùng chốt có rãnh cắt chữ V hay hình chữ nhật.



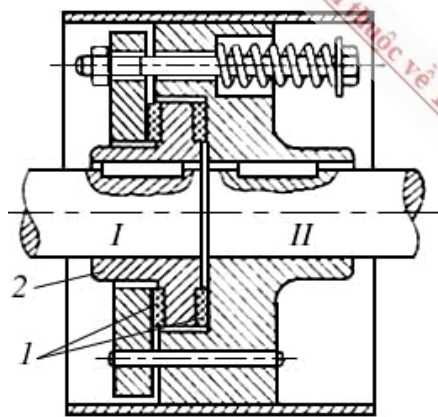
Vật liệu làm chốt có thể là thép 15, 20, 35, 45 hay các loại thép lò xo. Vật liệu của bạc thường là thép 40X, được tôi và ram đạt độ cứng đến  $48 \div 53$  HRC

## 2. Ly hợp an toàn

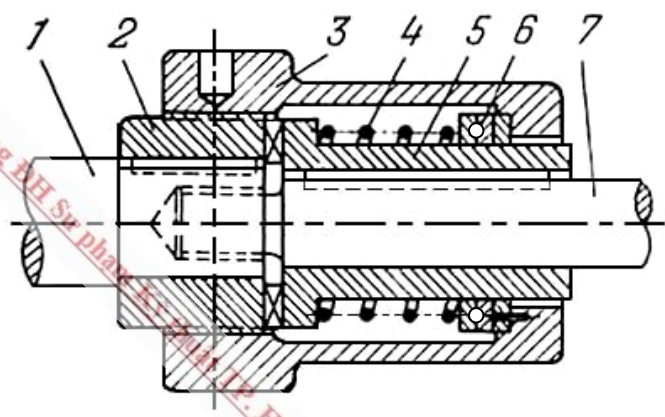
Ly hợp an toàn có ưu điểm hơn so với chốt an toàn là không bị phá hủy khi quá tải mà chỉ có hiện tượng trượt giữa các bề mặt tiếp xúc của ly hợp để ngắt xích truyền động. Khi tải trọng trở lại giá trị bình thường thì ly hợp cũng tự động hồi phục lại trạng thái ban đầu và nối lại xích truyền động.

Ly hợp an toàn chỉ đòi hỏi việc điều chỉnh định kỳ và thay thế các chi tiết bị mòn quá giới hạn cho phép.

Ly hợp ma sát được sử dụng chủ yếu cho mục đích này trong máy công cụ. Về mặt kết cấu, ly hợp ma sát an toàn cũng tương tự như các loại ly hợp ma sát bình thường, chỉ có điểm khác biệt là nó không cần cơ cấu điều khiển (hình 6-61). Nhờ có lớp vật liệu bố 1 ở hai mặt bên của đĩa 2 mà chuyển động có thể truyền từ trục I sang trục II. Tuổi thọ của ly hợp ma sát an toàn tăng đáng kể và bộ phận máy có thể dừng nhanh chóng nếu kết hợp ly hợp này với công tắc ngắt động cơ.



Hình 6-61: Ly hợp ma sát an toàn



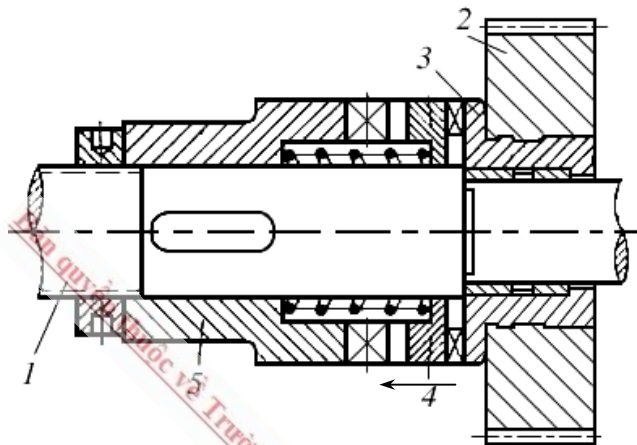
Hình 6-62: Ly hợp vấu an toàn

Ly hợp vấu (hình 6-62) cũng có thể dùng như một ly hợp an toàn nếu góc nghiêng của các mặt bên của vấu và lực căng lò xo được chọn phù hợp. Ly hợp gồm có 2 phần có vấu 2 và 5 lắp cố định trên hai trục 1 và 7. Khi mômen truyền nằm trong giới hạn cho phép, các vấu ăn khớp nhau dưới tác dụng của lò xo 4. Để thay đổi mômen truyền, xoay ống điều chỉnh có ren 3 nhằm thay đổi lực căng của lò xo. Cần có ổ bi chặn 6 để khi quá tải, mặt đầu của lò xo 4 không trượt trên bề mặt của ống 3.

Với ly hợp vấu an toàn, khi quá tải, cần có một nửa của ly hợp di chuyển dọc trục. Tuy nhiên, nhiều khi lực ma sát lớn giữa then và rãnh then làm cho nửa ly hợp đó khó di chuyển và ly hợp mất tác dụng an toàn. Để khắc phục nhược điểm này,

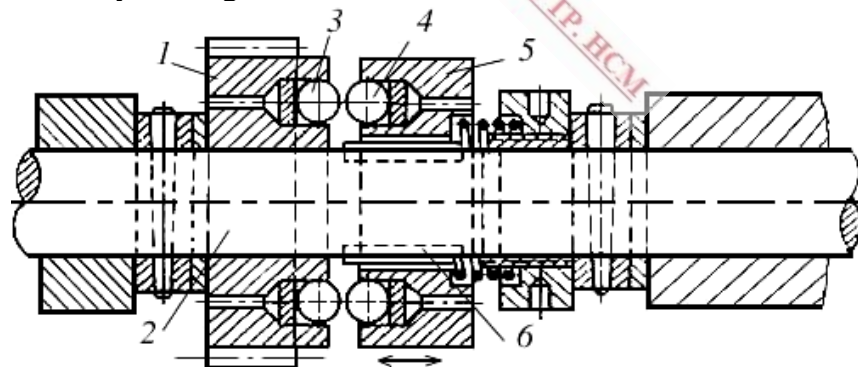
người ta dùng thêm một ly hợp trung gian như trong ly hợp vấu an toàn máy phay giường (hình 6-63)

Chuyển động truyền đến trục vít me 1 của xích chạy dao trên máy phay từ bánh răng 2, qua ly hợp vấu 3 (lắp lồng không trên trục 1). Ly hợp trung gian 4 có vấu bên phải là vấu nghiêng để ăn khớp với ly hợp vấu 3 và có vấu bên trái là vấu phẳng để ăn khớp với ly hợp vấu 5. Vì thế ở điều kiện làm việc bình thường, chuyển động truyền qua các ly hợp vấu 3, 4, 5 và đến trục 1 nhờ lắp ghép then giữa ly hợp vấu 5 với trục. Khi quá tải, ly hợp vấu trung gian 4 di chuyển sang trái để dăng mà không bị ngăn cản do hiện tượng ma sát của then.



Hình 6-63: Ly hợp vấu an toàn có ly hợp trung gian

Hình 6-64 là loại ly hợp an toàn dùng bi. Chuyển động truyền từ bánh răng 1 đến trục 2 nhờ dây bi 3 ăn khớp với dây bi 4 dưới tác dụng của lò xo và ly hợp 5 lắp then với trục 2. Khi quá tải, có hiện tượng trượt giữa các dây bi và ly hợp 5 di động sang phải để ngắt xích truyền động.



Hình 6-64: Ly hợp an toàn dùng bi

Ngoài ra, trục vít rơi (hình 6-58) là một loại cơ cấu hạn chế hành trình nhưng vừa có tác dụng như một cơ cấu phòng quá tải.

## TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1]– Nguyễn Ngọc Cẩn  
**Thiết kế máy cắt kim loại**  
Trường Đại học Bách khoa Tp. Hồ Chí Minh, 1984.
- [2] – Nguyễn Anh Tuấn, Phạm Đắp  
**Thiết kế máy công cụ – Tập I, II**  
Trường Đại học Bách khoa Hà Nội, 1983.
- [3]– Nguyễn Trọng Hiệp, Nguyễn Văn Lắm  
**Thiết kế chi tiết máy**  
Nhà xuất bản Khoa học và Kỹ thuật, 1979.
- [4]– Nguyễn Ngọc Cẩn  
**Máy cắt kim loại**  
Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật Tp. Hồ Chí Minh, 1991.
- [5] – Phạm Đắp, Nguyễn Đức Lộc, Phạm Thế Trường, Nguyễn Tiến Lương  
**Tính toán thiết kế máy cắt kim loại**  
Nhà xuất bản Đại học và Trung học chuyên nghiệp Hà Nội, 1971.
- [6] – N. Acherkan  
**Machine tool design, Vol. 1**  
Mir Publisher Moscow, 1982.
- [7] – N. Acherkan  
**Machine tool design, Vol. 2**  
Mir Publisher Moscow, 1982.
- [8] – N. Acherkan  
**Machine tool design, Vol. 3**  
Mir Publisher Moscow, 1982.
- [9] – N. Acherkan  
**Machine tool design, Vol. 4**  
Mir Publisher Moscow, 1982.
- [10]– <http://www.Machine-tool.com>