

Chương 08:

TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG HỆ BÁNH RĂNG

I. Khái niệm chung

1. Nguyên lý làm việc
2. Phân loại
3. Ưu nhược điểm

II. Bộ truyền bánh trụ

1. Thông số hình học
2. Lực tác dụng

III. Bộ truyền bánh răng côn

3. Tính theo độ bền tiếp xúc
4. Tính theo độ bền uốn

IV. Hệ bánh răng

1. Phân loại
2. Phân tích động học hệ BR

I. Khái niệm chung

1. Nguyên lý làm việc

- + Làm việc theo nguyên lý ăn khớp (trực tiếp)
- + Chuyển động và công suất được truyền từ trục BR dẫn sang trục BR bị dẫn nhờ vào sự ăn khớp của các răng trên BR

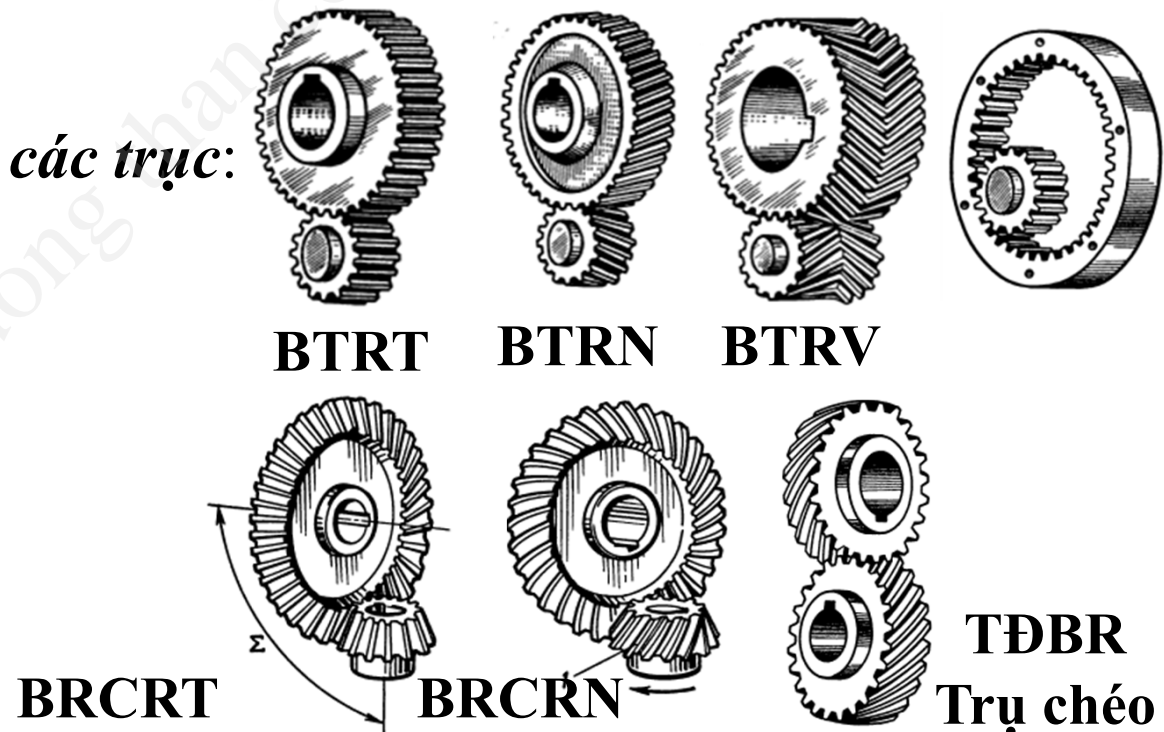
2. Phân loại

➤ Theo sự phân bố giữa các trục:

→ Hai trục song song

→ Hai trục giao nhau

→ Hai trục chéo nhau



➤ **Theo biên dạng răng:**

→ BR Xicloit

→ BR cung tròn – BR Novikov

→ **BR thân khai:** + Khả năng tải lớn

+ Dụng cụ cắt có cạnh thẳng → đảm bảo độ chính xác cao

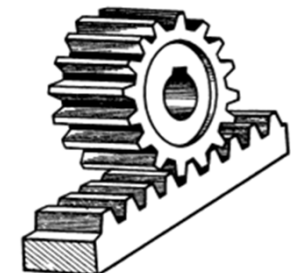
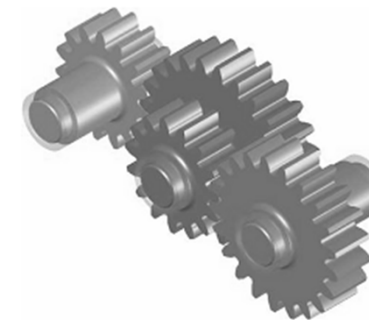
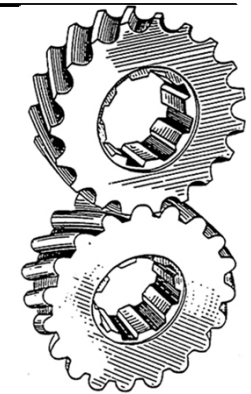
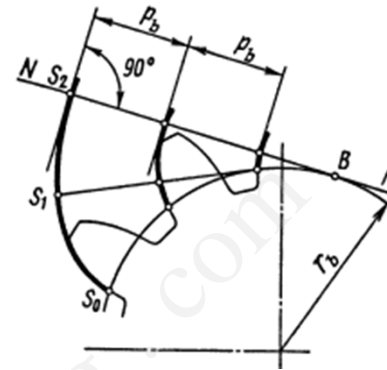
+ Vận tốc trượt nhỏ → Tổn thất ma sát ít, hiệu suất cao

➤ **Theo tính chất di động của tâm bộ truyền:**

→ Truyền động thường

→ Truyền động hành tinh

➤ Ngoài ra để **biến đổi chuyển động quay ↔ chuyển động tịnh tiến** → dùng TĐ BR – Thanh răng



3. Ưu nhược điểm

□ Ưu điểm

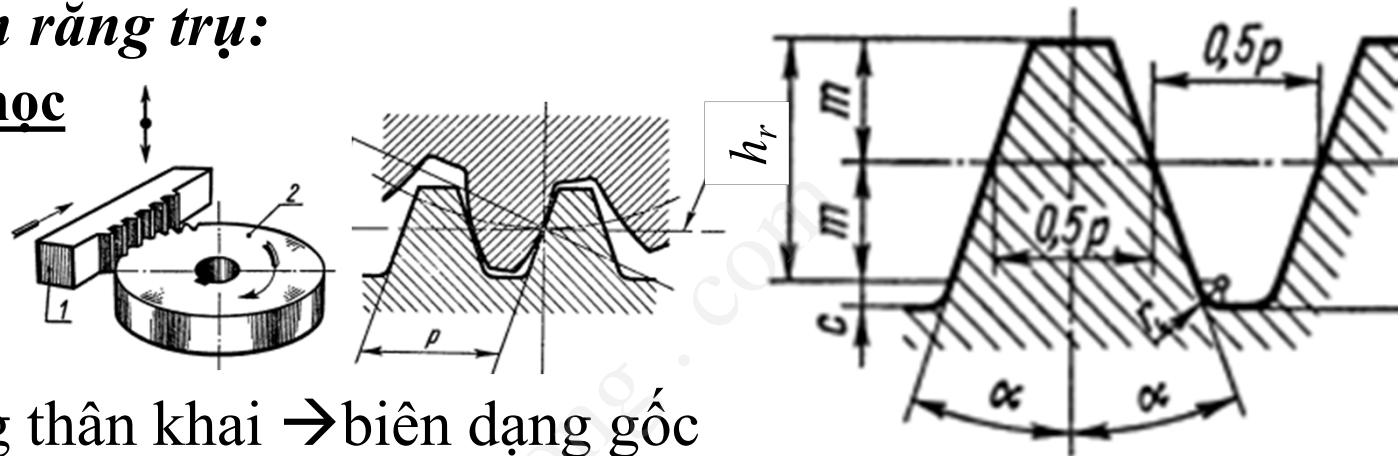
- Khả năng tải lớn → kích thước nhỏ gọn
- Tỷ số truyền không thay đổi
- Tuổi thọ cao, làm việc tin cậy
- Hiệu suất cao (0,97 đến 0,98)

□ Nhược điểm

- Công nghệ cắt răng phức tạp, yêu cầu về độ chính xác chế tạo.
- Có nhiều tiếng ồn khi làm việc với vận tốc lớn

II. Bộ truyền bánh răng trụ:

1. Thông số hình học



➤ Biên dạng răng thân khai → biên dạng góc

+ Góc prôfin $\alpha = 20^\circ$

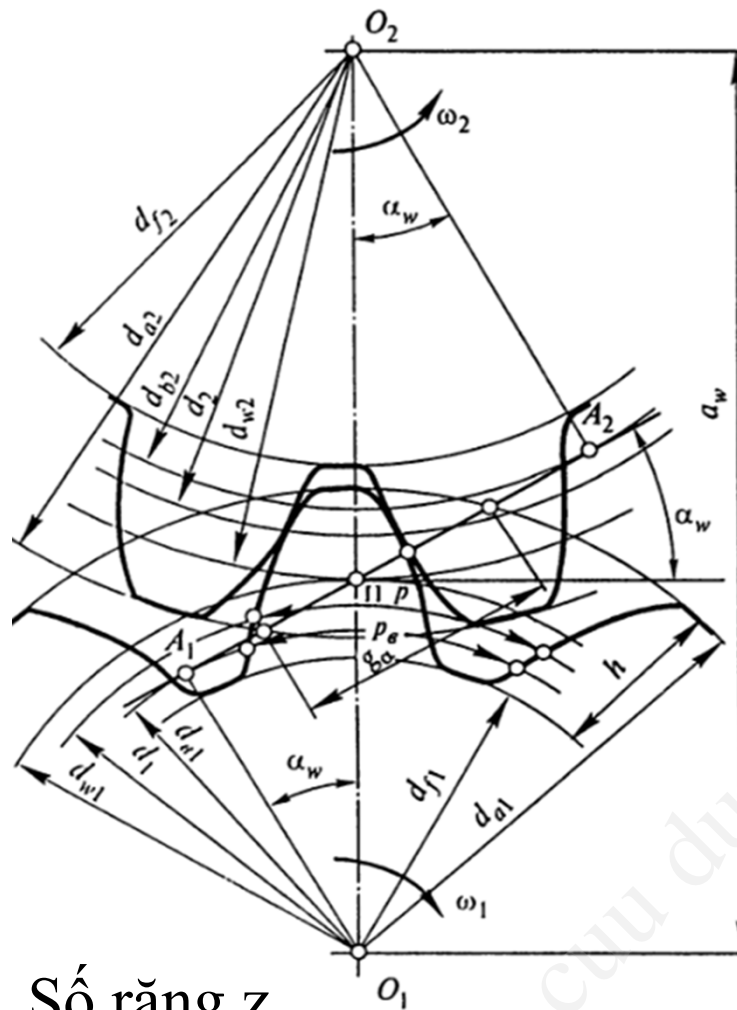
+ Chiều cao răng $h_r = 2m$

+ Bán kính góc lượn chân răng $r_i = 0,4m$

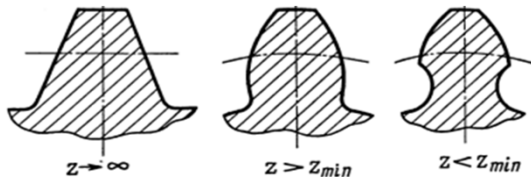
+ Khe hở hướng tâm $c = 0,25m$

➤ Hai bánh răng ăn khớp nhau phải có cùng môđun (m), được tiêu chuẩn hóa → hạn chế số lượng dao cắt và dùng dao tiêu chuẩn

m (mm)	Dãy 1	1,25	1,5	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12
	Dãy 2	1,375	1,75	2,25		3,5	4,5	5,5	7	9	11	14



Số răng z

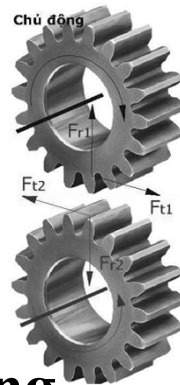
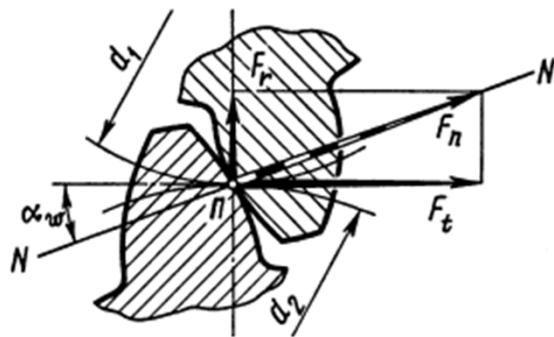


Thông số hình học	Công thức	
	Bánh răng dẫn	Bánh răng bị dẫn
ĐK vòng chia	$d_1 = \frac{mz_1}{\cos\beta}$	$d_2 = \frac{mz_2}{\cos\beta}$
ĐK vòng lăn	$d_{w1} = d_1$	$d_{w2} = d_2$
ĐK vòng tròn cơ sở	$d_{o1} = d_1 \cos\alpha$	$d_{o2} = d_2 \cos\alpha$
ĐK vòng đỉnh <ul style="list-style-type: none"> • Ăn khớp ngoài • Ăn khớp trong 	$d_{a1} = d_1 + 2m$	$d_{a2} = d_2 + 2m$ $d_{a2} = d_2 - 2m$
ĐK vòng đáy <ul style="list-style-type: none"> • Ăn khớp ngoài • Ăn khớp trong 	$d_{f1} = d_1 - 2,5m$	$d_{f2} = d_2 - 2,5m$ $d_{f2} = 2a_w + d_{a1} + 0,5m$
Khoảng cách trục	$a_w = 0,5(d_2 \pm d_1) = \frac{m(z_2 \pm z_1)}{2\cos\beta}$	
Góc <ul style="list-style-type: none"> • Biên dạng • Ăn khớp 	$\alpha = 20^\circ$ $\operatorname{tg}\alpha_t = \frac{\operatorname{tg}\alpha}{\cos\beta}$	

2. Lực tác dụng

➤ Bánh trụ răng thẳng

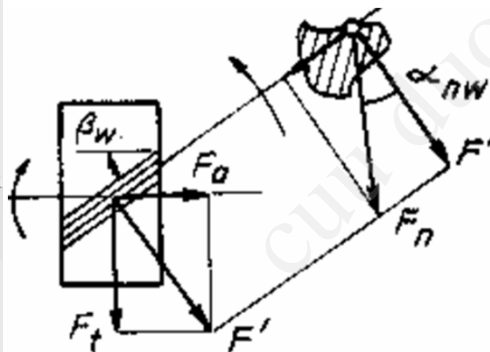
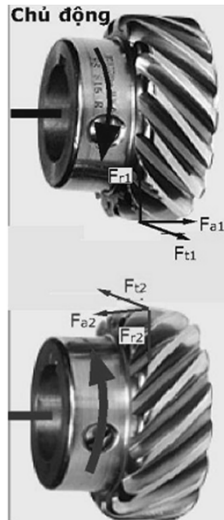
Bỏ qua tác dụng của lực ma sát, trượt lực pháp tuyến F_n về tâm ăn khớp và phân tích F_n thành 2 lực: F_t & F_r



- Lực vòng $F_{t1} = F_{t2} = \frac{2.T_1}{d_1} (N)$

- Lực hướng tâm $F_{r1} = F_{r2} = F_{t1} \cdot \tan \alpha (N)$

➤ Bánh trụ răng nghiêng



- Lực vòng $F_{t1} = F_{t2} = \frac{2.T_1}{d_1} (N)$

- Lực hướng tâm $F_{r1} = F_{r2} = F_{t1} \cdot \tan \alpha_t = \frac{F_{t1} \cdot \tan \alpha_n}{\cos \beta} (N)$

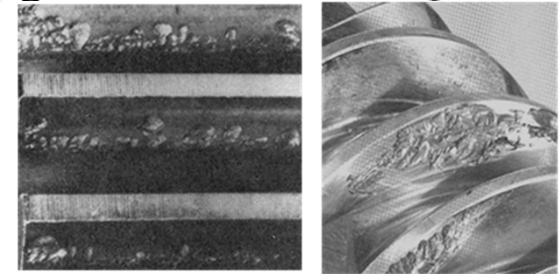
- Lực dọc trục $F_{a1} = F_{a2} = F_{t1} \cdot \tan \beta (N)$

- Lực pháp tuyến

3. Tính theo độ bền tiếp xúc

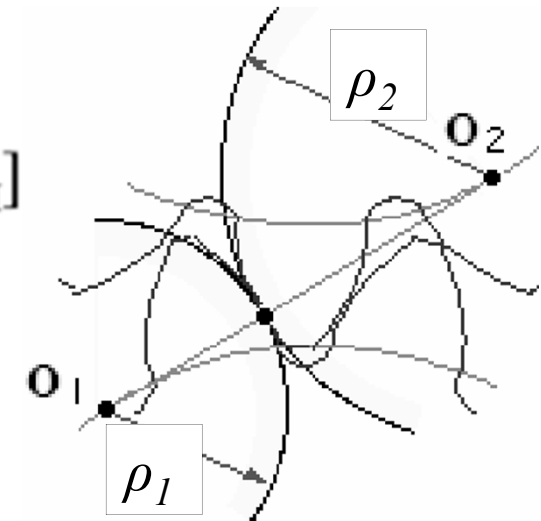
3.1. *Bộ truyền BT răng thẳng*

- **Mục đích:** + Tính toán $\sigma_H \leq [\sigma_H]$ nhằm đề phòng tróc rỗ mặt răng
+ Nhằm hạn chế mòn và dính răng
- **Điều kiện tính toán:**
 - + Tính tại tâm ăn khớp
 - + Coi sự tiếp xúc các răng như sự tiếp xúc 2 hình trụ có bán kính cong ρ_1, ρ_2
- **Thiết lập công thức:**
 - + Sử dụng công thức Hec:



$$\sigma_H = Z_M \sqrt{\frac{q_H}{2\rho}} \leq [\sigma_H]$$

$$Z_M = \sqrt{\frac{2E_1E_2}{\pi[E_2(1-\mu_1^2) + E_1(1-\mu_2^2)]}}$$



hệ số kể đến cơ tính vật liệu của các BR ăn khớp

+ Tải trọng riêng tính toán

hệ số tải trọng khi tính về độ bền tiếp xúc

$$F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha_w}$$

$$q_H = \frac{K_H F_n}{l_H} \rightarrow q_H = \frac{K_H F_t Z_\varepsilon^2}{b_w \cos \alpha_w}$$

$$l_H = \frac{b_w}{Z_\varepsilon^2}$$

→ Z_ε là hệ số xét đến tổng chiều dài tiếp xúc

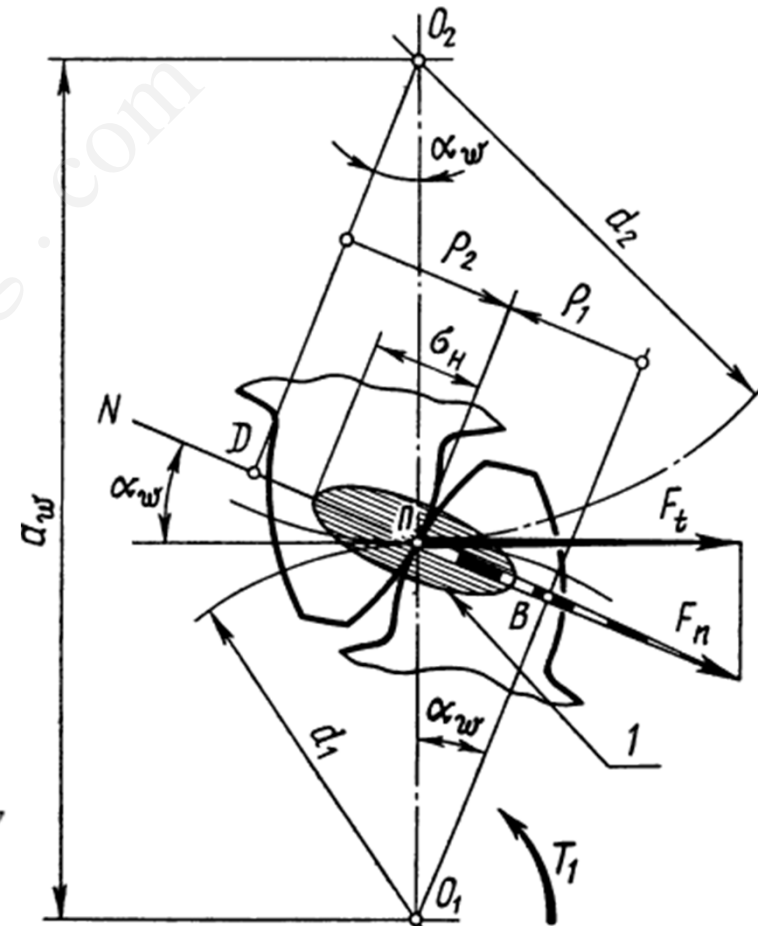
+ Bán kính cong tương đương

$$\frac{1}{\rho} = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2}$$

$$\rho_2 = 0,5 d_2 \sin \alpha_w = 0,5 u \cdot d_1 \sin \alpha_w$$

$$\rho_1 = 0,5 d_1 \sin \alpha_w$$

$$\rho = \frac{\rho_1 \rho_2}{\rho_2 \pm \rho_1} = \frac{u d_1 \sin \alpha_w}{2(u \pm 1)}$$



+ Thay các công thức vào công thức

$$\sigma_H = Z_M \cdot \sqrt{\frac{F_t K_H (u \pm 1)}{b_w u d_1} \cdot \frac{2}{\sin 2\alpha_w}} Z_\varepsilon^2 \leq [\sigma_H]$$

$Z_H = \sqrt{\frac{2}{\sin 2\alpha_w}} \rightarrow$ là hệ số xét đến hình dạng bề mặt tiếp xúc

→ Công thức kiểm nghiệm độ bền tiếp xúc BR:

$$\sigma_H = \frac{Z_M Z_H Z_\varepsilon}{d_{w1}} \cdot \sqrt{\frac{2 T_1 K_H (u \pm 1)}{b_w u}} \leq [\sigma_H]$$

→ Công thức thiết kế độ bền tiếp xúc BR:

$$d_1 \geq K_d \sqrt[3]{\frac{T_1 K_H (u \pm 1)}{\psi_{bd} u [\sigma_H]^2}}$$

→ Công thức thiết kế độ bền tiếp xúc BR (HGT):

$$a_w \geq K_a (u \pm 1) \sqrt{\frac{T_1 K_H}{\psi_{ba} u [\sigma_H]^2}}$$

3.2. Bộ truyền BT răng nghiêng và răng V

➤ Đặc điểm tính toán:

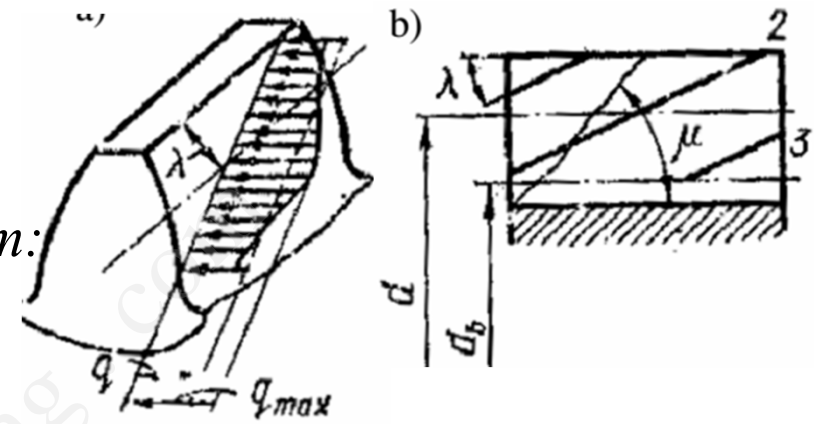
→ Quá trình ăn khớp êm, tải trọng động giảm:

→ Chiều dài tiếp xúc lớn:

→ Đường tiếp xúc nằm chệch trên mặt răng

Tải trọng phân bố không đều:

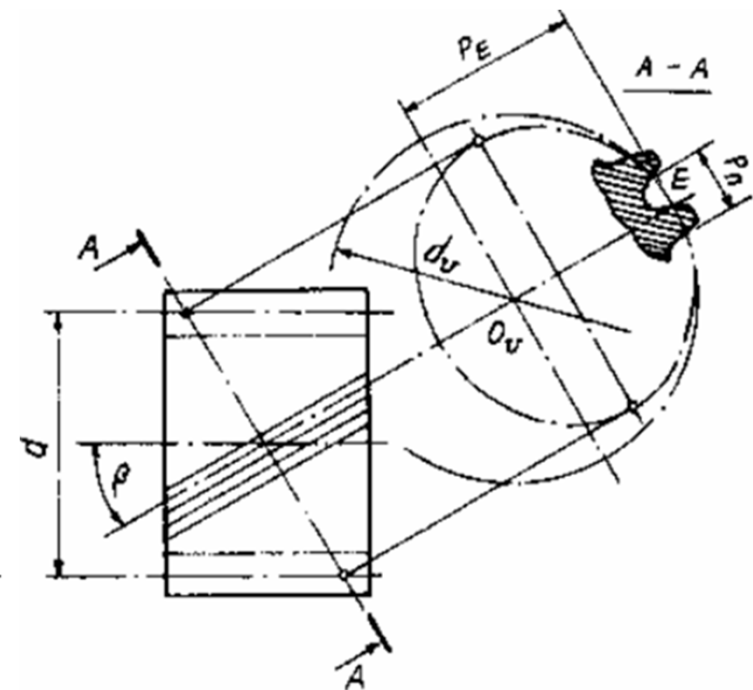
→ Bánh răng tương đương



Đường kính vòng chia

$$d_v = 2 \rho_A = 2 \frac{a^2}{c} = \frac{d}{\cos^2 \beta}$$

$$\text{Số răng } z_v = \frac{d_v}{m} = \frac{d}{m_n \cos^2 \beta} = \frac{z}{\cos^3 \beta}$$



➤ **Tính sức bền bộ truyền BTRN:**

+ Tính ứng suất tiếp xúc:

$$\sigma_H = \frac{Z_M Z_H Z_\varepsilon}{d_{wl}} \sqrt{\frac{2T_1 K_{H\beta} K_{H\alpha} K_{Hv} (u \pm 1)}{b_w u}} \leq [\sigma_H]$$

$Z_M = 274 \text{ (MPa)}^{1/2}$ nếu các bánh răng bằng thép

$$Z_H = \sqrt{2 \cos \beta_b / \sin 2\alpha_{tw}}$$

$$Z_\varepsilon = \sqrt{1 / \varepsilon_\alpha}$$

4. Tính theo độ bền uốn

4.1. Bộ truyền BT răng thẳng

➤ **Mục đích:** Tính toán $\sigma_F \leq [\sigma_F]$ nhằm đề phòng dạng hỏng gãy răng

➤ **Điều kiện tính toán:**

+ Ứng suất uốn lớn nhất khi cặp răng chịu toàn bộ lực F_n và điểm đặt lực xa nhất

+ Sai số của việc di chuyển điểm đặt lực Y_ε được xét đến

+ Coi như một đôi răng ăn khớp

+ Tính sức bền phía chịu kéo

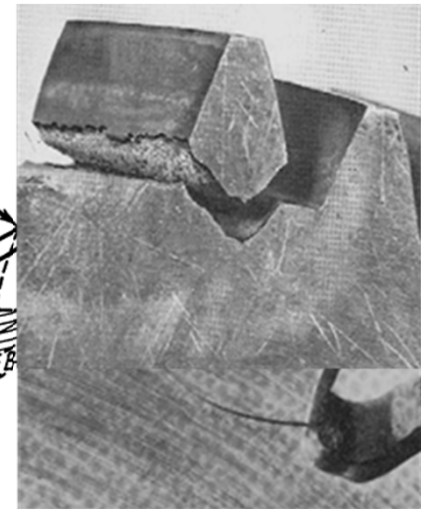
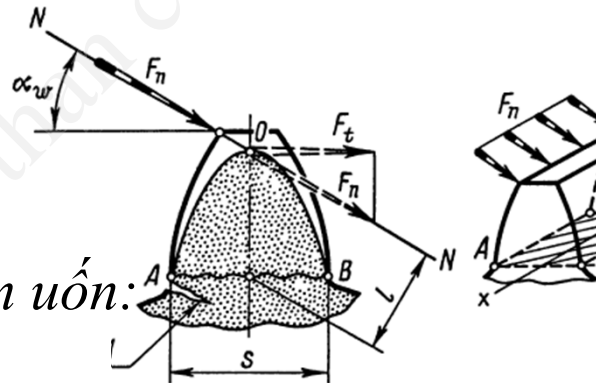
➤ **Thiết lập công thức:**

+ Công thức kiểm nghiệm độ bền uốn:

$$\sigma_F = \frac{F_t K_F Y_F Y_\varepsilon}{b_w m} \leq [\sigma_F]$$

+ Công thức thiết kế bộ truyền BR theo độ bền uốn: $m \geq K_m \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{F\beta} Y_F}{\psi_{bd} Z_1^2 [\sigma_F]}}$

$$K_m = \sqrt{2 K_{Fv} Y_\varepsilon}$$



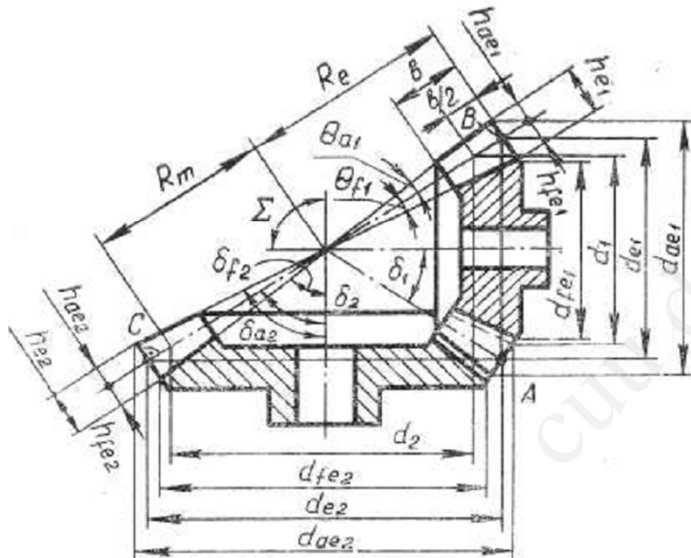
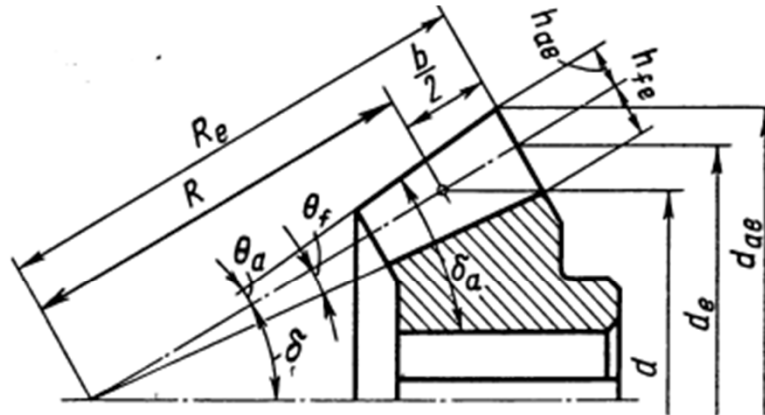
4.2. Bộ truyền BT răng nghiêng

+ Tính ứng suất uốn:

$$\sigma_{F1} = \frac{2T_1 K_{F\beta} K_{F\alpha} K_{Fv} Y_{F1} Y_\varepsilon Y_\beta}{b_w d_{w1} m} \leq [\sigma_{F1}]$$

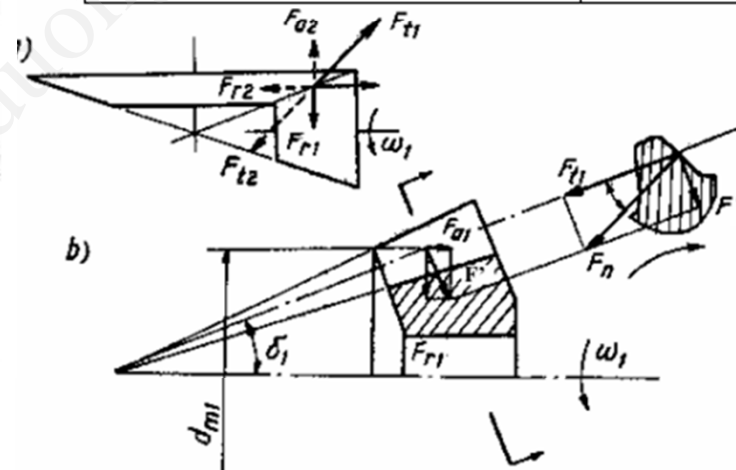
III. Bộ truyền bánh răng côn:

1. Thông số hình học



Thông số hình học	Công thức	
	Bánh răng dẫn	Bánh răng bị dẫn
ĐK vòng chia ngoài	$d_{e1} = m_e z_1$	$d_{e2} = m_e z_2$
ĐK vòng chia trung bình	$d_{m1} = m_m z_1$	$d_{m2} = m_m z_2$
Môđun vòng ngoài m_e được tiêu chuẩn hóa, môđun vòng trung bình m_m		
Chiều dài côn ngoài R_e	$R_e = \frac{d_{e1}}{2 \sin \delta_1} = 0,5 m_e \sqrt{z_1^2 + z_2^2}$	
Chiều dài côn trung bình R_m	$R_m = \frac{d_{m1}}{2 \sin \delta_1} = 0,5 m_m \sqrt{z_1^2 + z_2^2}$	
Tỉ số truyền	$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_{e2}}{d_{e1}} = \frac{d_{m2}}{d_{m1}} = \frac{z_2}{z_1}$	
Góc mặt côn	$\delta_1 = \arctg(1/u); \operatorname{tg} \delta_1 = \frac{z_2}{z_1} = 1/u$	

2. Lực tác dụng



$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2T_1}{d_{m1}}$$

$$F_{a1} = F_{r2} = F_{t1} \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta_1$$

$$F_{r1} = F_{a2} = F_{t1} \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_1$$

3. Tính theo độ bền tiếp xúc

$$\sigma_H = Z_M Z_H Z_\varepsilon \sqrt{\frac{2T_1 K_H \sqrt{u^2 + 1}}{0,85 b_w u d_{m1}^2}} \leq [\sigma_H]$$

4. Tính theo độ bền uốn

$$\sigma_{F1} = \frac{2T_1 K_F Y_{F1} Y_\beta Y_\varepsilon}{0,85 m \cdot b_w \cdot d_{m1}} \leq [\sigma_{F1}]$$

IV. Hệ bánh răng

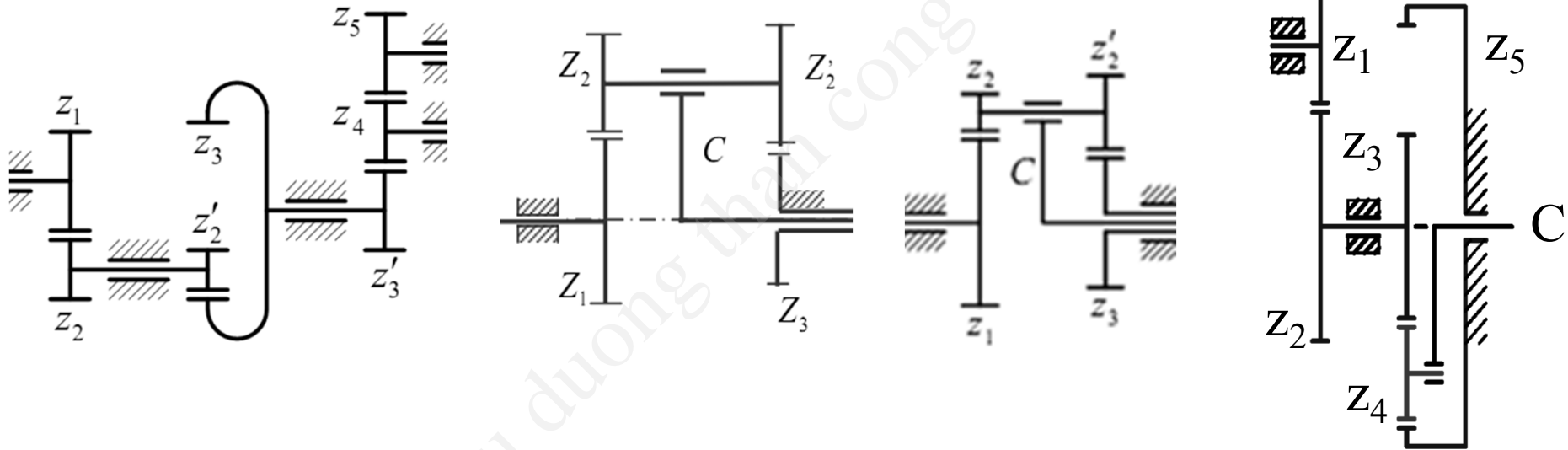
4.1 Phân loại

HỆ BR

HỆ BR THƯỜNG

HỆ BR NGOẠI LUÂN

HỆ BR HỖN HỢP

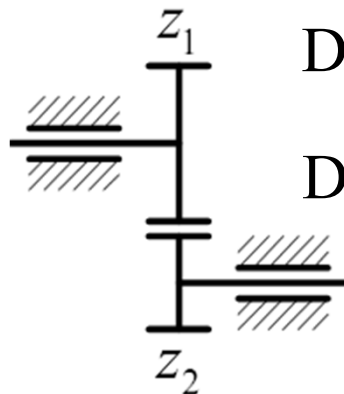


4.2 Phân tích động học

a. Hệ BR thường

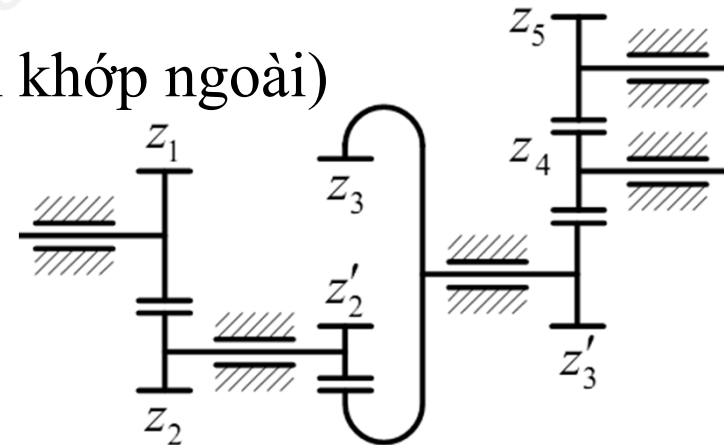
- Tỉ số truyền của một cặp BR:

$$u_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \left(\pm \right) \frac{Z_2}{Z_1}$$



Dấu + khi 2 BR quay cùng chiều (ăn khớp trong)

Dấu - khi 2 BR quay ngược chiều (ăn khớp ngoài)



- Tỉ số truyền của hệ BR thường

$$u_{15} = \frac{\omega_1}{\omega_5} = \frac{\omega_1}{\omega_2} \times \frac{\omega_2}{\omega_3} \times \frac{\omega_3}{\omega_4} \times \frac{\omega_4}{\omega_5} \Rightarrow u_{15} = \left(-\frac{Z_2}{Z_1} \right) \times \left(+\frac{Z_3}{Z_2'} \right) \times \left(-\frac{Z_4}{Z_3'} \right) \times \left(-\frac{Z_5}{Z_4} \right)$$

$$= u_{12} \times u_{23} \times u_{34} \times u_{45} = (-1)^3 \frac{Z_2 \times Z_3 \times Z_5}{Z_1 \times Z_2' \times Z_3'}$$

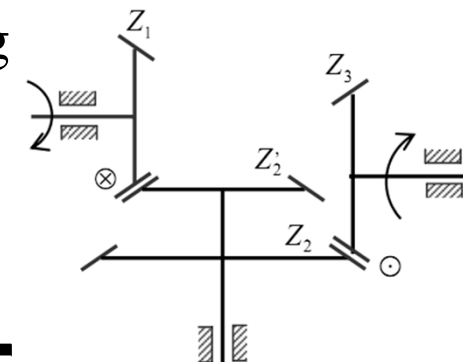
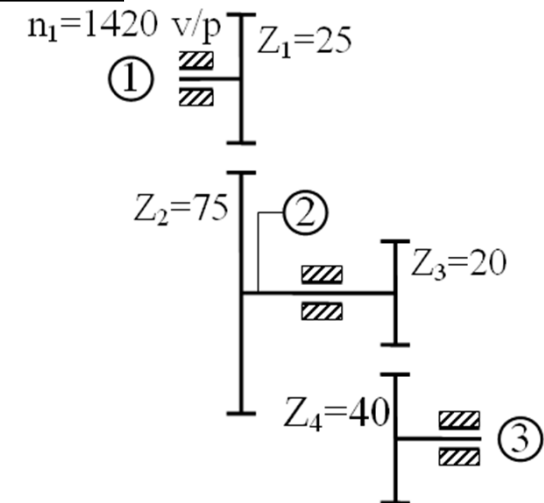
❖ Nhận xét:

- Dấu TST của hệ BR thường $(-1)^k$ với k là cặp BR ăn khớp ngoài
- Tỷ số truyền của hệ BR thường.

$$u_{\text{hệ thống}} = (-1)^k \frac{\text{tích của số răng của các BR bị động}}{\text{tích của số răng của các BR chủ động}}$$

❖ Ví dụ 01: Tính $n_3 = ?$ ❖ Lưu ý:

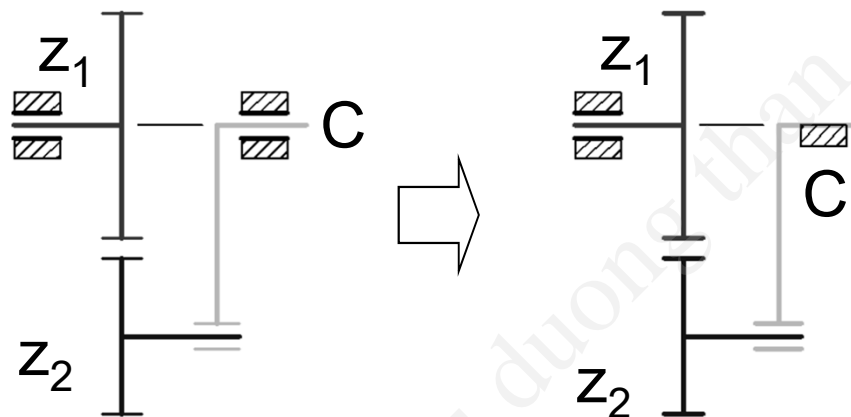
- Đối với hệ BR thường không gian (BR côn, TV-BV), ta vẫn dùng công thức trên, tuy nhiên $(-1)^k$ không có nghĩa. Khi cần xác định chiều quay của các bánh răng ta xác định trực tiếp trên hình



b. Hệ BR ngoại luân:

- Áp dụng phương pháp chuyển động tương đối nghĩa là khi đó đứng trên cần C quan sát chuyển động

⇒ toàn bộ hệ thống quay với vận tốc góc: $-\omega_c$



Khâu 1: $\omega_{1/c} = \omega_1 - \omega_c$

Khâu 2: $\omega_{2/c} = \omega_2 - \omega_c$

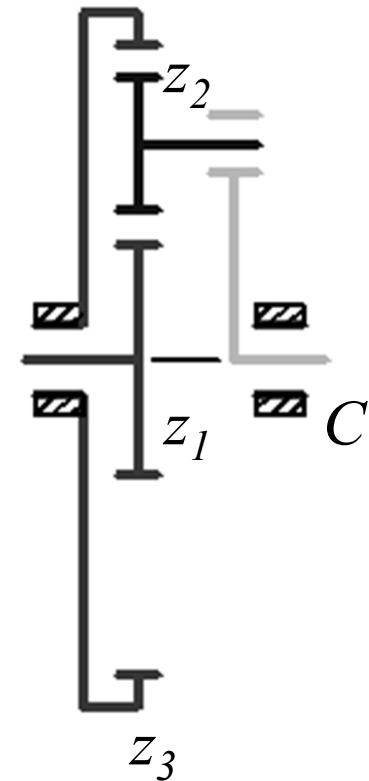
Cần C: $\omega_{c/c} = \omega_c - \omega_c = 0$

- Khi đó vận tốc góc của các khâu
- Tỷ số truyền của cặp BR 1&2

$$u_{12/c} = \frac{\omega_1 - \omega_c}{\omega_2 - \omega_c} = -\frac{Z_2}{Z_1}$$

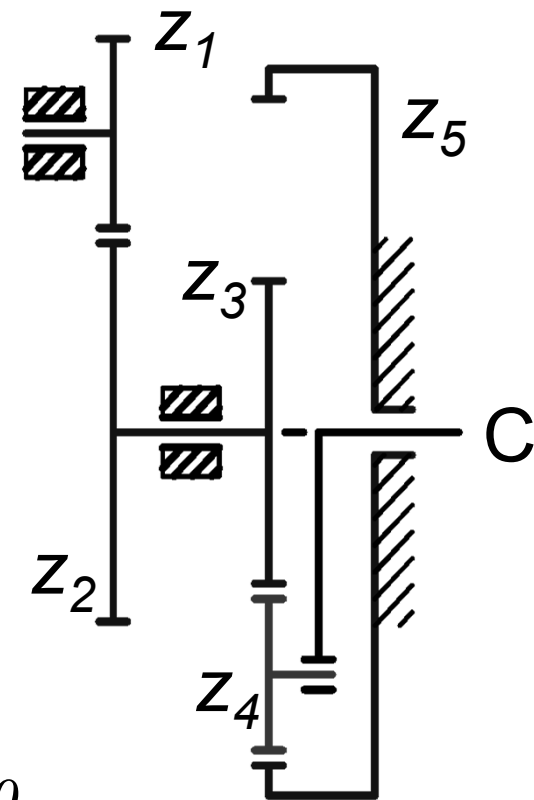
❖ **Ví dụ 02:** Cho hệ BR như hình vẽ với các số liệu như sau: $z_1=40$, $z_3=80$. Số vòng quay của trục 1 là $n_1=120$ (v/p). Hãy tính $n_c=?$

❖ **ĐS:** $n_c = 40$ (v/p).



❖ **Ví dụ 02:** Cho hệ BR như hình vẽ với các số liệu như sau: $z_1=25$, $z_2=50$, $z_3=40$, $z_5=80$. Các bánh răng có cùng môđun ăn khớp $m=2$. Số vòng quay của trục 1 là $n_1=1420$ (v/p). Hãy

1. Tính BTD của hệ BR
2. Cho biết loại hệ BR? Tính $u_{1c}=?$
3. Tính $n_c=?$
4. Tính $z_4=?$
5. Tính khoảng cách $a_{34}=?$

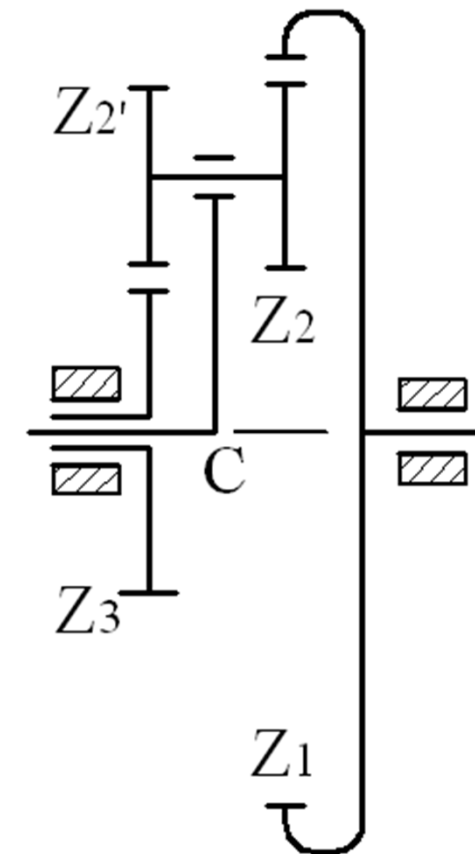


❖ **ĐS:** $W=1$; $u_{1c}=-6$; $n_c=-236$ (v/p); $z_4=20$; $a_{34}=60$

❖ **Ví dụ 03:** Cho hệ BR như hình vẽ với các số liệu như sau: $z_1=132$, $z_2=40$, $z_3=62$. Số vòng quay của trục 1 là $n_1=150$ (v/p), trục BR 3 quay ngược chiều với BR 1 và có $n_3=105$ (v/p), biết các BR có cùng mô đun.

1. Tính BTD của hệ BR

2. Tính $n_c=?$



❖ **ĐS:** $W=2$; $n_c=52$ (v/p)

Hệ thống truyền động truyền chuyển động từ động cơ sang bộ truyền đai thang, hộp giảm tốc 2 cấp dạng khai triển, bộ truyền bánh răng côn để hở, bộ truyền xích và đến bộ phận công tác với các số liệu cho trên hình 5.4.

- Xác định số vòng quay bộ phận công tác.
- Phân tích lực tác dụng lên các trục I, II, III, IV.
- Khi thay đổi chiều quay trục động cơ thì phương, chiều các lực tác dụng cặp bánh răng 1-2 và 5-6 thay đổi như thế nào?

