

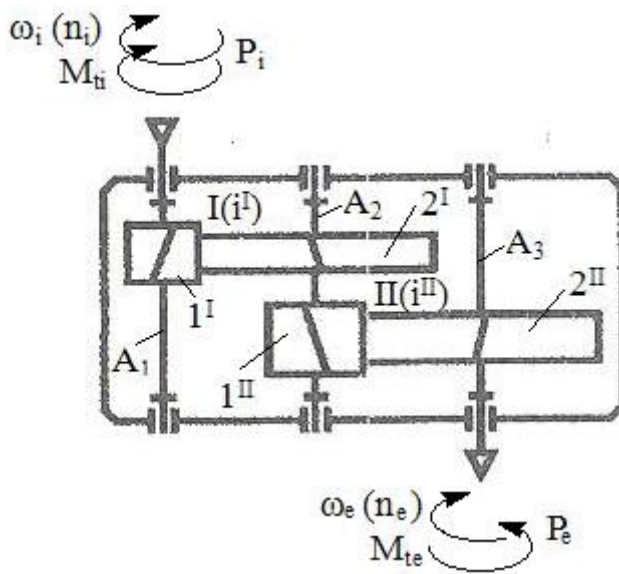
## II\_2. CINETOSTATICA TRANSMISIILOR CU ROȚI DINȚATE

### II\_2.1

Să se determine parametrii cinetostatici (turații, momente de torsiune și puteri) corespunzători arborilor reductorului cilindric în două trepte.

Se dau: momentul de torsiune la intrare (arborele  $A_1$ ),  $M_{ti} = 54 \text{ Nm}$ ; turația la intrare,  $n_i = 3000 \text{ rot/min}$ ; turația la ieșire (arborele  $A_3$ ),  $n_e = 150 \text{ rot/min}$ ; raportul de transmitere (angrenare) al angrenajului treptei I,  $i^I = 5$ ; se consideră randamentele angrenajelor,  $\eta = 0,94$ .

Structura constructivă: I, II - angrenaje cilindrice cu dantură înclinată;  $1^I, 1^{II}$  - pinioane cilindrice;  $2^I, 2^{II}$  - roți cilindrice;  $A_1, A_2, A_3$  - arborele de intrare, intermediar, respectiv, de ieșire.



Rezolvare:

**a. Parametrii cinetostatici la arborele de intrare ( $A_1$ )**

$n_1 = n_i = 3000 \text{ rot/min}$  (valoare dată);

$M_{t1} = M_{ti} = 54000 \text{ Nmm}$  (valoare dată);

$$P_1 = M_{ti} \frac{\pi n_i}{30} 10^{-6} = \frac{54000 \cdot \pi \cdot 3000}{30} 10^{-6} = 16,9646 \text{ kW}.$$

**b. Parametrii cinetostatici la arborele intermediar ( $A_2$ )**

$$n_2 = \frac{n_i}{i^I} = \frac{3000}{5} = 600 \text{ rot/min};$$

$$M_{t2} = M_{ti} i^I \eta = 54000 \cdot 5 \cdot 0,94 = 253800 \text{ Nmm};$$

$$P_2 = P_i \eta = 16,9646 \cdot 0,94 = 15,9467 \text{ kW}.$$

**c. Parametrii cinetostatici la arborele de ieșire ( $A_3$ )**

$n_3 = n_e = 150 \text{ rot/min}$  (valoare dată);

$$M_{t3} = M_{ti} i^I i^{II} \eta \eta = M_{ti} i^I \frac{n_2}{n_1} \eta \eta = 54000 \cdot 5 \cdot \frac{600}{150} \cdot 0,94 \cdot 0,94 = 954288 \text{ Nmm};$$

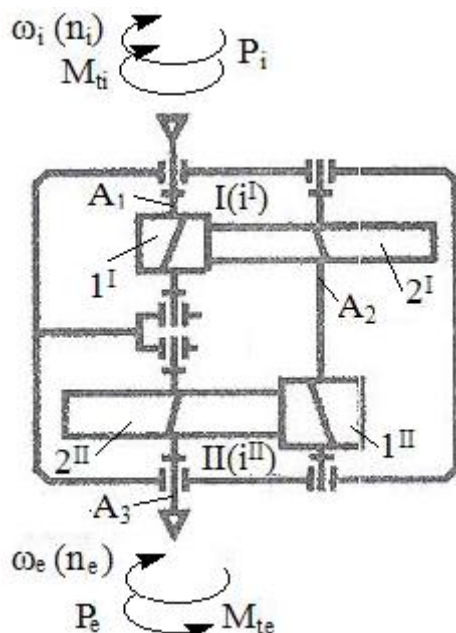
$$P_3 = P_i \eta \eta = 16,9646 \cdot 0,94 \cdot 0,94 = 14,9899 \text{ kW}.$$

### II\_2.2

Să se determine parametrii cinetostatici (turații, momente de torsiune și puteri) corespunzători arborilor reductorului cilindric în două trepte coaxial.

Se dau: momentul de torsiune la ieșire (arborele  $A_3$ ),  $M_{te} = 945 \text{ Nm}$ ; turația la ieșire,  $n_e = 100 \text{ rot/min}$ ; numerele de dinți  $z_1^I = 17$ ,  $z_1^{II} = 21$ ,  $z_2^I = 85$ ,  $z_2^{II} = 63$ ; se consideră randamentele angrenajelor,  $\eta = 0,95$ .

Structura constructivă: I, II - angrenaje cilindrice cu dantură înclinată;  $1^I, 1^{II}$  - pinioane cilindrice;  $2^I, 2^{II}$  - roți cilindrice;  $A_1, A_2, A_3$  - arborele de intrare, intermediar, respectiv, de ieșire.



Rezolvare:

**a. Parametrii cinetostatici la arborele de ieșire (A<sub>3</sub>)**

$n_3 = n_e = 100$  rot/min (valoare dată);

$M_{t3} = M_{te} = 945$  Nm (valoare dată);

$$P_3 = M_{te} \frac{\pi n_e}{30} 10^{-6} = \frac{945000 \cdot \pi \cdot 100}{30} 10^{-6} = 9,896 \text{ kW}.$$

**b. Parametrii cinetostatici la arborele intermediar (A<sub>2</sub>)**

$$n_2 = n_e i^{II} = n_e \frac{z_2^{II}}{z_1^{II}} = 100 \frac{63}{21} = 300 \text{ rot/min};$$

$$M_{t2} = \frac{M_{t3}}{i^{II} \eta^{II}} = \frac{M_{t3} z_1^{II}}{z_2^{II} \eta^{II}} = \frac{945000 \cdot 21}{63 \cdot 0,95} = 331578,95 \text{ Nmm};$$

$$P_2 = \frac{P_3}{\eta^{II}} = \frac{9,896}{0,95} = 10,417 \text{ kW}.$$

**c. Parametrii cinetostatici la arborele de intrare (A<sub>1</sub>)**

$$n_1 = n_e i^{II} i^I = n_e \frac{z_2^{II}}{z_1^{II}} \frac{z_2^I}{z_1^I} = 100 \frac{63 \cdot 85}{21 \cdot 17} = 1500 \text{ rot/min};$$

$$M_{t1} = \frac{M_{t3}}{i^{II} i^I \eta^{II} \eta^I} = \frac{M_{t3} z_1^{II} z_1^I}{z_2^{II} z_2^I \eta^{II} \eta^I} = \frac{945000 \cdot 21 \cdot 17}{63 \cdot 85 \cdot 0,95 \cdot 0,95} = 69806,09 \text{ Nmm};$$

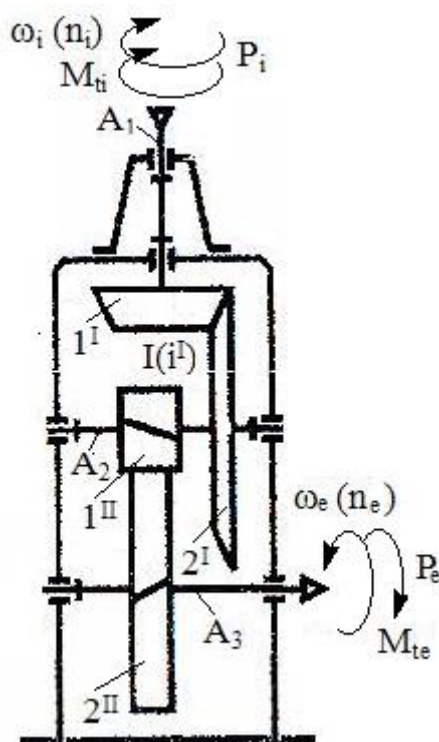
$$P_1 = \frac{P_3}{\eta^{II} \eta^I} = \frac{9,896}{0,95 \cdot 0,95} = 10,965 \text{ kW}.$$

## II\_2.3

Să se determine parametrii cinetostatici (turații, momente de torsiune și puteri) corespunzători arborilor reductorului conico-cilindric.

Se dau: puterea la ieșire (arborele A<sub>3</sub>),  $P_e = 5$  kW; turația la ieșire,  $n_e = 180$  rot/min; raportul de transmitere (angrenare) al angrenajului treptei conice,  $i^I = 3$ ; raportul de transmitere (angrenare) al angrenajului treptei cilindrice,  $i^{II} = 4$ ; se consideră randamentul angrenajului conic,  $\eta^I = 0,93$ ; randamentul angrenajului cilindric cu dantură înclinată,  $\eta^{II} = 0,95$ .

Structura constructivă: I - angrenaj conic; II - angrenaj cilindric cu dantură înclinată; 1<sup>I</sup> - pinion conic; 1<sup>II</sup> - pinion cilindric; 2<sup>I</sup> - roată conică; 2<sup>II</sup> - roată cilindrică; A<sub>1</sub>, A<sub>2</sub>, A<sub>3</sub> - arborele de intrare, intermediar, respectiv, de ieșire.



Rezolvare:

**a. Parametrii cinetostatici la arborele de ieșire (A<sub>3</sub>)**

$n_3 = n_e = 180 \text{ rot/min}$  (valoare dată);

$P_3 = P_e = 5 \text{ kW}$  (valoare dată);

$$M_{t3} = P_e \frac{30}{\pi n_3} 10^6 = \frac{5 \cdot 30}{\pi 180} 10^6 = 265258,24 \text{ Nmm.}$$

**b. Parametrii cinetostatici la arborele intermediar (A<sub>2</sub>)**

$n_2 = n_e i^{II} = 180 \cdot 4 = 720 \text{ rot/min};$

$$M_{t2} = \frac{M_{t3}}{i^{II} \eta^{II}} = \frac{265258,24}{4 \cdot 0,95} = 69804,8 \text{ Nmm};$$

$$P_2 = \frac{P_3}{\eta^{II}} = \frac{5}{0,95} = 5,263 \text{ kW.}$$

**c. Parametrii cinetostatici la arborele de intrare (A<sub>1</sub>)**

$n_1 = n_e i^{II} i^I = 180 \cdot 4 \cdot 3 = 2160 \text{ rot/min};$

$$M_{t1} = \frac{M_{t3}}{i^{II} i^I \eta^{II} \eta^I} = \frac{265258,24}{4 \cdot 3 \cdot 0,95 \cdot 0,93} = 25019,64 \text{ Nmm.}$$

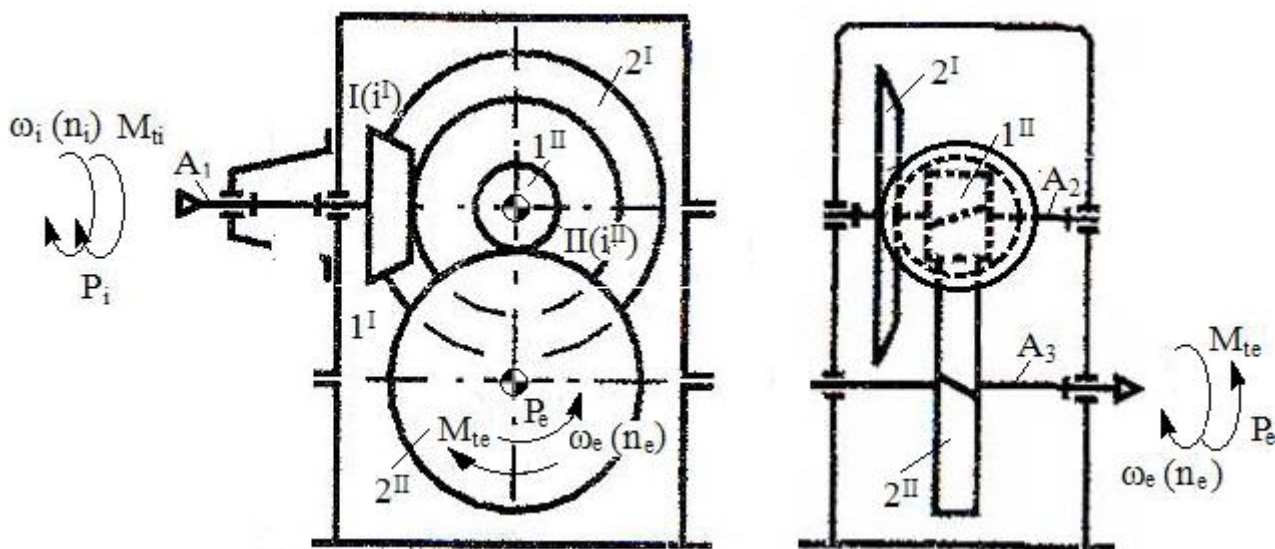
$$P_1 = \frac{P_3}{\eta^I \eta^{II}} = \frac{5}{0,95 \cdot 0,93} = 5,65 \text{ kW.}$$

## II\_2.4

Să se determine parametrii cinetostatici (turații, momente de torsiune și puteri) corespunzători arborilor reductorului conico-cilindric.

Se dau: puterea la intrare (arborele A<sub>1</sub>),  $P_i = 4,5 \text{ kW}$ ; momentul de torsiune la ieșire,  $M_{te} = 125 \text{ Nm}$ ; numerele de dinți  $z_1^I = 18$ ,  $z_1^{II} = 19$ ,  $z_2^I = 51$ ,  $z_2^{II} = 76$ ; se consideră randamentul angrenajului conic,  $\eta^I = 0,93$ ; randamentul angrenajului cilindric cu dantură înclinată,  $\eta^{II} = 0,95$ .

Structura constructivă: I - angrenaj conic; II - angrenaj cilindric cu dantură înclinată; 1<sup>I</sup> - pinion conic; 1<sup>II</sup> - pinion cilindric; 2<sup>I</sup> - roată conică; 2<sup>II</sup> - roată cilindrică; A<sub>1</sub>, A<sub>2</sub>, A<sub>3</sub> - arborele de intrare, intermediar, respectiv, de ieșire.



Rezolvare:

**a. Parametrii cinetostatici la arborele de intrare (A<sub>1</sub>)**

$$M_{t1} = \frac{M_{t3}}{i^I i^{II} \eta^I \eta^{II}} = \frac{M_{t3} z_1^{II} z_1^I}{z_2^{II} z_2^I \eta^I \eta^{II}} = \frac{125000 \cdot 19 \cdot 18}{76 \cdot 51 \cdot 0,95 \cdot 0,93} = 12483,77 \text{ Nmm.}$$

$$P_1 = P_i = 4,5 \text{ kW (valoare dată);}$$

Din relația,

$$P_i = M_{t1} \frac{\pi n_1}{30} 10^{-6},$$

rezultă,

$$n_1 = P_i \frac{30}{\pi M_{t1}} 10^6 = 4,5 \frac{30}{\pi 12483,77} 10^6 = 3442,21 \text{ rot/min.}$$

**b. Parametrii cinetostatici la arborele intermediar (A<sub>2</sub>)**

$$n_2 = \frac{n_1 z_1^I}{z_2^I} = \frac{3442,21 \cdot 18}{51} = 1214,89 \text{ rot/min;}$$

$$M_{t2} = M_{t1} i^I \eta^I = M_{t1} \frac{z_2^I}{z_1^I} \eta^I = 12483,77 \cdot \frac{51}{18} \cdot 0,93 = 35370,68 \text{ Nmm;}$$

$$P_2 = P_i \eta^I = 4,5 \cdot 0,93 = 4,185 \text{ kW.}$$

**c. Parametrii cinetostatici la arborele de ieșire (A<sub>3</sub>)**

$$n_3 = \frac{n_1 z_1^I z_1^{II}}{z_2^I z_2^{II}} = \frac{3442,21 \cdot 18 \cdot 19}{51 \cdot 76} = 303,72 \text{ rot/min;}$$

$$M_{t3} = M_{te} = 125000 \text{ Nmm (valoare dată);}$$

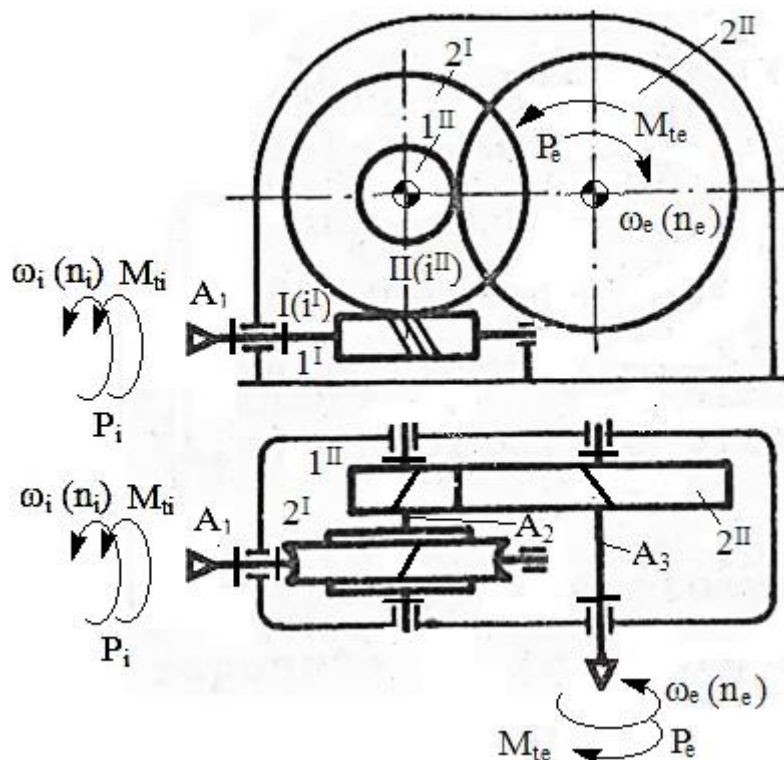
$$P_3 = P_i \eta^I \eta^{II} = 4,5 \cdot 0,93 \cdot 0,95 = 3,97 \text{ kW.}$$

## II.2.5

Să se determine parametrii cinetostatici (turații, momente de torsiune și puteri) corespunzători arborilor reductorului melcato-cilindric.

Se dau: puterea la ieșire (arborele A<sub>3</sub>),  $P_e = 15 \text{ kW}$ ; turația la intrare,  $n_i = 3000 \text{ rot/min}$ ; raportul de transmitere (angrenare) al angrenajului treptei cilindrice,  $i^{II} = 4$ ; raportul de transmitere al reductorului  $i_R = 100$ ; se consideră randamentul angrenajului melcat,  $\eta^I = 0,75$ ; randamentul angrenajului cilindric cu dantură înclinată,  $\eta^{II} = 0,95$ .

Structura constructivă: I - angrenaj melcat cilindric; II - angrenaj cilindric cu dantură înclinată; 1<sup>I</sup> - melc; 1<sup>II</sup> - pinion cilindric; 2<sup>I</sup> - roată melcată; 2<sup>II</sup> - roată cilindrică; A<sub>1</sub>, A<sub>2</sub>, A<sub>3</sub> - arborele de intrare, intermediar, respectiv, de ieșire.



Rezolvare:

**a. Parametrii cinetostatici la arborele de ieșire ( $A_3$ )**

$$n_3 = \frac{n_i}{i_R} = \frac{3000}{100} = 30 \text{ rot/min};$$

$$P_3 = P_e = 15 \text{ kW (valoare dată)};$$

$$M_{t3} = P_e \frac{30}{\pi n_3} 10^6 = \frac{15}{\pi} 10^6 = 4774648,29 \text{ Nmm}.$$

**b. Parametrii cinetostatici la arborele intermediar ( $A_2$ )**

$$n_2 = \frac{n_i i^{II}}{i_R} = \frac{3000 \cdot 4}{100} = 120 \text{ rot/min};$$

$$M_{t2} = \frac{M_{t3}}{i^{II} \eta^{II}} = \frac{4774648,29}{4 \cdot 0,95} = 1256486,39 \text{ Nmm};$$

$$P_2 = \frac{P_3}{\eta^{II}} = \frac{15}{0,95} = 15,7895 \text{ kW}.$$

**c. Parametrii cinetostatici la arborele de intrare ( $A_1$ )**

$$n_1 = n_i = 3000 \text{ rot/min (valoare dată)};$$

$$M_{t1} = \frac{M_{t3}}{i_R \eta^{II} \eta^I} = \frac{4774648,29}{100 \cdot 0,95 \cdot 0,75} = 67012,61 \text{ Nmm}.$$

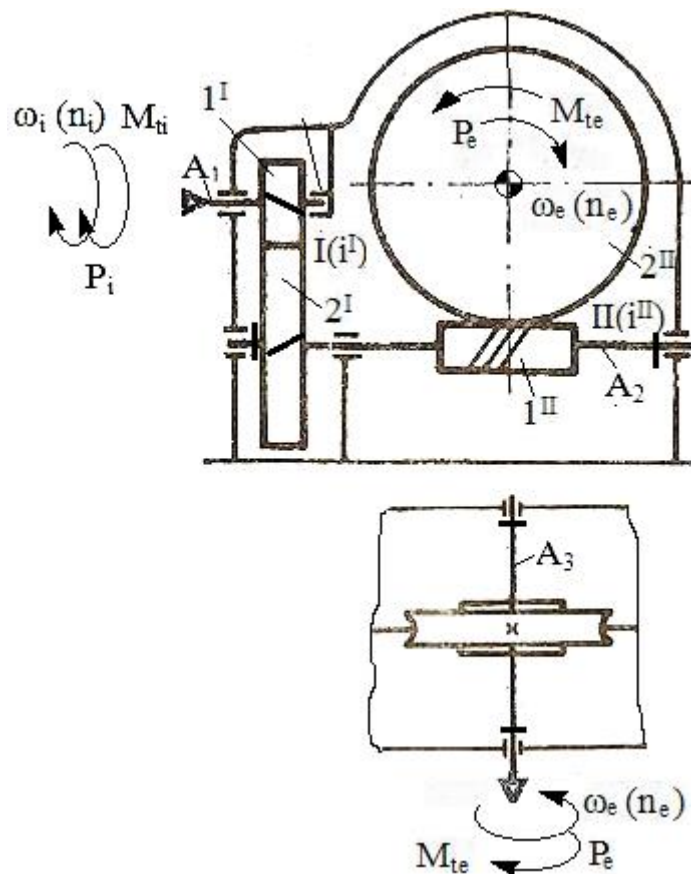
$$P_1 = \frac{P_3}{\eta^I \eta^{II}} = \frac{15}{0,95 \cdot 0,75} = 21,0526 \text{ kW}.$$

## II\_2.6

Să se determine parametrii cinetostatici (turații, momente de torsiune și puteri) corespunzători arborilor reductorului cilindro-melcat.

Se dau: puterea la ieșire (arborele  $A_3$ ),  $P_e = 7 \text{ kW}$ ; turația la intrare,  $n_i = 3000 \text{ rot/min}$ ; numerele de dinți ai roților angrenajului cilindric,  $z_1^I = 17$ ,  $z_2^I = 68$ ; numărul de începuturi ale melcului,  $z_1^{II} = 1$ ,  $z_2^{II} = 50$ ; se consideră randamentul angrenajului melcat,  $\eta^{II} = 0,7$ ; randamentul angrenajului cilindric cu dantură înclinată,  $\eta^I = 0,95$ .

Structura constructivă: I - angrenaj cilindric cu dantură înclinată; II - angrenaj melcat cilindric;  $1^I$  - pinion cilindric;  $1^{II}$  - melc;  $2^I$  - roată cilindrică;  $2^{II}$  - roată melcată;  $A_1$ ,  $A_2$ ,  $A_3$  - arborele de intrare, intermediar, respectiv, de ieșire.



Rezolvare:

**a. Parametrii cinetostatici la arborele de ieșire (A<sub>3</sub>)**

$$n_3 = \frac{n_i}{i^I i^{II}} = \frac{n_i z_1^I z_1^{II}}{z_2^I z_2^{II}} = \frac{3000 \cdot 17 \cdot 1}{68 \cdot 50} = 15 \text{ rot/min};$$

$$P_3 = P_e = 7 \text{ kW (valoare dată);}$$

$$M_{t3} = P_e \frac{30}{\pi n_3} 10^6 = \frac{7 \cdot 30}{\pi 15} 10^6 = 4456338,4 \text{ Nmm.}$$

**b. Parametrii cinetostatici la arborele intermediar (A<sub>2</sub>)**

$$n_2 = \frac{n_i}{i^I} = \frac{n_i z_1^I}{z_2^I} = \frac{3000 \cdot 17}{68} = 750 \text{ rot/min};$$

$$M_{t2} = \frac{M_{t3}}{i^{II} \eta^{II}} = \frac{M_{t3} z_1^{II}}{z_2^{II} \eta^{II}} = \frac{4456338,4 \cdot 1}{50 \cdot 0,7} = 127323,95 \text{ Nmm};$$

$$P_2 = \frac{P_3}{\eta^{II}} = \frac{7}{0,7} = 10 \text{ kW.}$$

**c. Parametrii cinetostatici la arborele de intrare (A<sub>1</sub>)**

$$n_1 = n_i = 3000 \text{ rot/min (valoare dată);}$$

$$M_{t1} = \frac{M_{t3}}{i^I i^{II} \eta^I \eta^{II}} = \frac{M_{t3} z_1^{II} z_1^I}{z_2^{II} z_2^I \eta^I \eta^{II}} = \frac{4456338,4 \cdot 1 \cdot 17}{68 \cdot 50 \cdot 0,7 \cdot 0,95} = 33506,3 \text{ Nmm};$$

$$P_1 = \frac{P_3}{\eta^{II} \eta^I} = \frac{7}{0,7 \cdot 0,95} = 10,53 \text{ kW.}$$

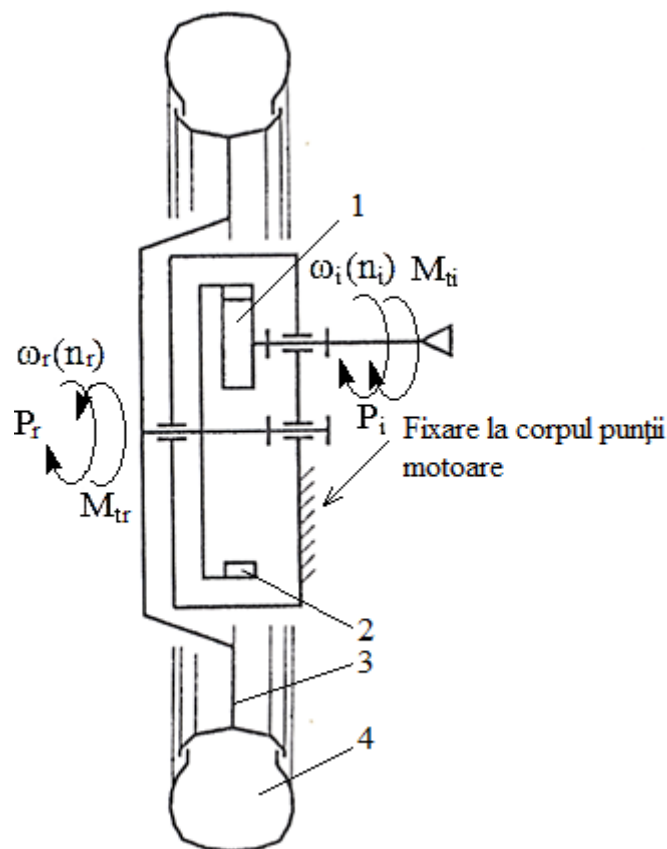
## II\_02.7

Să se determine numărul de dinți ai roții cu dantură interioară a transmisiei planetare finale a unui tractor.

Se dau: puterea la roată,  $P_r = 30 \text{ CP}$ ; turația la roată,  $n_r = 20 \text{ rot/min}$ ; momentul de torsiune la arborele pinionului  $M_{ti} = 2730 \text{ Nm}$ ; numărul de dinți ai pinionului cilindric  $z_1 = 23$ ; randamentul angrenajului cilindric interior,  $\eta = 0,95$ .

Structura constructivă: 1 - pinion cilindric; 2 - roată cilindrică cu dantură interioară; 3 - jantă; 4 - anvelopă.





Rezolvare:

**a. Momentul de torsiune la arborele roții**

Ținând cont că,  $1\text{kW} = 1,36\text{ CP}$ , momentul de torsiune la arborele roții,

$$M_{tr} = \frac{30}{\pi} \frac{P_r}{n_3} 10^3 = \frac{30}{\pi} \frac{30}{1,36 \cdot 20} 10^3 = 10532,31 \text{ Nm.}$$

**b. Raportul de transmitere al angrenajului cilindric interior**

$$i = \frac{M_{tr}}{M_{ti}} \frac{1}{\eta} = \frac{10532,31}{2730} \frac{1}{0,95} = 4,06.$$

**c. Numărul de dinți al roții cilindrice 2**

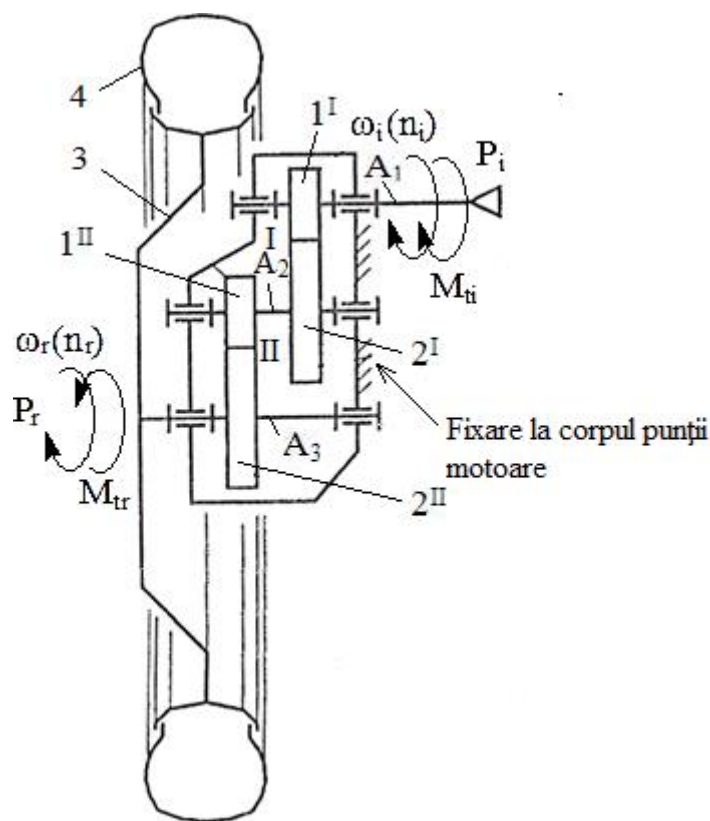
$$z_2 = z_1 i = 23 \cdot 4,06 = 93,38. \text{ Se va adopta, } z_2 = 93 \text{ sau } z_2 = 94.$$

## II\_2.8

Să se determine parametrii cinetostatici (turații, momente de torsiune și puteri) corespunzători arborilor reductorului transmisiei finale în două trepte din roata unui tractor.

Se dau: puterea la intrare,  $P_i = 40\text{ CP}$ ; turația la roată,  $n_r = 15\text{ rot/min}$ ; raportul de transmitere al reductorului  $i_R = 15$ ; numerele dinți ale pinioanelor,  $z_1^I = 19$ ,  $z_1^{II} = 21$ ; numerele dinți ale roților,  $z_2^I = 95$ ,  $z_2^{II} = 63$ ; randamentul angrenajelor cilindrice  $\eta = 0,94$ .

Structura constructivă: I, II - angrenajele (treptele) de intrare, respectiv, de ieșire  $1^I$ ,  $1^{II}$  - pinionul angrenajului I, respectiv, II;  $2^I$ ,  $2^{II}$  - roata angrenajului I, respectiv, II; 3 - jantă; 4 - anvelopă.



Rezolvare:

**a. Rapoartele de transmitere ale angrenajelor**

$$i^I = - \frac{z_2^I}{z_1^I} = - \frac{95}{19} = - 5;$$

$$i^{II} = - \frac{z_2^{II}}{z_1^{II}} = - \frac{63}{21} = - 3.$$

**b. Raportul de transmitere al reductorului**

$$i_R = i^I \cdot i^{II} = 15.$$

**c. Turația la arborele de intrare**

$$n_1 = n_r i_R = 15 \cdot 15 = 225 \text{ rot/min.}$$

**d. Momentul de torsiune la arborele de intrare (A<sub>1</sub>)**

Ținând cont că 1kW = 1,36 CP,

$$M_{t1} = \frac{30}{\pi} \frac{P_i}{n_i} 10^3 = \frac{30}{\pi} \frac{40}{1,36 \cdot 225} 10^3 = 1248,27 \text{ Nm.}$$

**e. Parametrii cinetostatici (puterea, turația și momentul de torsiune) la arborele intermediar (A<sub>2</sub>)**

$$P_2 = P_i \eta = \frac{40}{1,36} 0,95 = 27,94 \text{ kW};$$

$$n_2 = \frac{n_i}{i^I} = \frac{225}{5} = 45 \text{ rot/min};$$

$$M_{t2} = M_{t1} i^I \eta = 1248,27 \cdot 5 \cdot 0,95 = 5929,28 \text{ Nm.}$$

**f. Puterea și momentul de torsiune la arborele ieșire (A<sub>3</sub>)**

$$P_3 = P_r = P_i \eta \eta = \frac{40}{1,36} 0,95 \cdot 0,95 = 26,544 \text{ kW};$$

$$M_{t3} = M_{t1} i_R \eta \eta = 1248,27 \cdot 15 \cdot 0,95 \cdot 0,95 = 16898,455 \text{ Nm.}$$

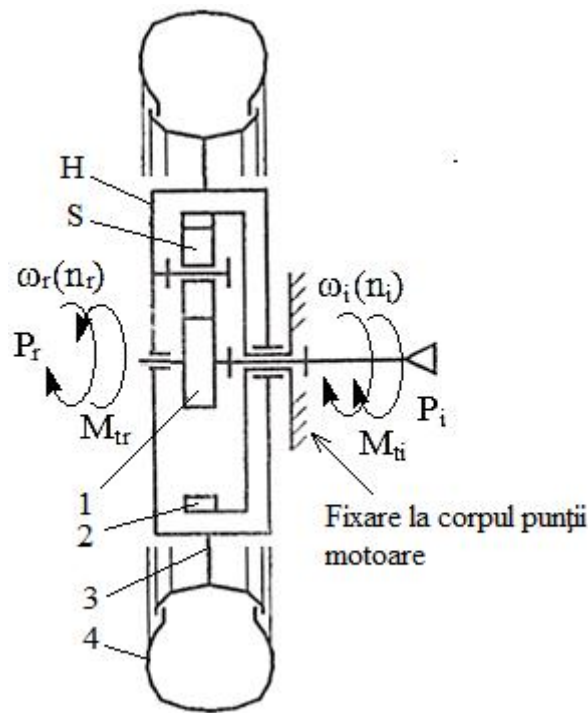
## II\_02.9

Să se determine puterea, momentul de torsiune și turația la arborele de intrare al reductorului planetar al transmisiei finale din roata unui tractor. În plus, să se verifice condițiile de coaxialitate și montaj ale reductorului planetar.

Se dau: turația la ieșire, la roată (brațul portsateliți)  $n_r = 50 \text{ rot/min}$ ; momentul de torsiune la ieșire, la roată (brațul portsateliți)  $M_{tr} = 4050 \text{ Nm}$ ; numărul de sateliți  $n_s = 3$ ; numărul de dinți al roții centrale 1,  $z_1 = 27$ ; numărul de dinți al roții centrale  $z_2 = 81$ , numărul de dinți ai sateliților  $z_s = 27$ ; se neglijează frecările.

Structura constructivă: 1 - roată centrală cilindrică; 2 - roată (coroană) cilindrică; S - satelit; H - suport (braț) sateliți; 3 - jantă; 4 - anvelopă.





**Rezolvare:**

**a. Rapoarte de transmitere**

Raportul de transmitere interior (cu axe fixe),

$$i_0 = -\frac{z_2}{z_1} = -\frac{81}{27} = -3.$$

Raportul de transmitere al unității planetare cu roata centrală 2 fixă (relația lui Willis),

$$i_{1H}^2 = 1 - i_0 = 1 - (-3) = 4.$$

**b. Parametri cinetostatici la arborele de intrare ( $A_i$ )**

Turația la intrare în reductorul planetar,

$$n_i = n_r i_{1H}^2 = 50 \cdot 4 = 200 \text{ rot/min.}$$

Momentul de torsiune la intrare în reductorul planetar,

$$M_{ti} = \frac{M_{tr}}{i_{1H}^2} = \frac{4050}{4} = 1012,5 \text{ Nm.}$$

Puterea la intrare în reductorul planetar,

$$P_i = \frac{\pi}{30} M_{ti} n_i 10^{-6} = \frac{\pi}{30} 1012,5 \cdot 200 \cdot 10^{-3} = 21,205 \text{ kW.}$$

**c. Verificarea condițiilor de coaxialitate și de montaj**

Verificarea condiției de coaxialitate,

$$z_2 - z_1 = 2 z_s; 81 - 27 = 2 \cdot 27 \text{ (se verifică).}$$

Verificarea condiției de montaj

Pentru ca dinții sateliților să intre în golurile roților centrale 1 și 2 se impune,

$$z_2 + z_1 = n_s N; 81 + 27 = 3 \cdot 36 \text{ unde, } N = 36, \text{ număr întreg; } 108 = 108 \text{ (se verifică).}$$