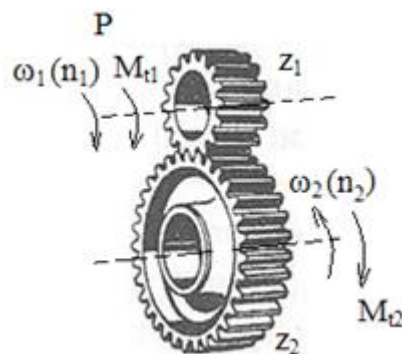


Teste Rezolvate OMII

1.

Angrenajul cilindric cu dantură dreaptă transmite puterea, $P = 2,2 \text{ kW}$.

Se dau: momentul de torsiune al roții, $M_{t2} = 63 \text{ Nm}$; turația pinionului, $n_1 = 1000 \text{ rot/min}$; numărul de dinți ai pinionului, $z_1 = 20$; numărul de dinți ai roții, $z_2 = 60$; se consideră randamentul angrenajului, $\eta = 1$.



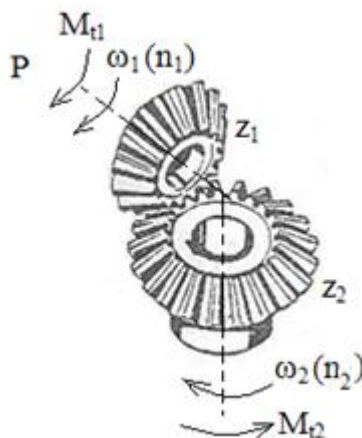
Rezolvare:

$$P = \frac{M_{t2} \pi n_2}{30 \cdot 10^6} = \frac{M_{t2} \pi n_1 z_1}{30 \cdot 10^6 z_2} = \frac{63000 \cdot \pi \cdot 1000 \cdot 20}{30 \cdot 10^6 \cdot 60} = 2,2 \text{ kW}.$$

2.

Momentul de torsiune la roata conică, $M_{t2} = 27000 \text{ Nmm}$.

Se dau: momentul de torsiune al roții $M_{t1} = 12 \text{ Nm}$, puterea $P = 3 \text{ kW}$; numărul de dinți ai pinionului $z_1 = 20$; numărul de dinți ai roții $z_2 = 45$; se consideră randamentul angrenajului, $\eta = 1$.



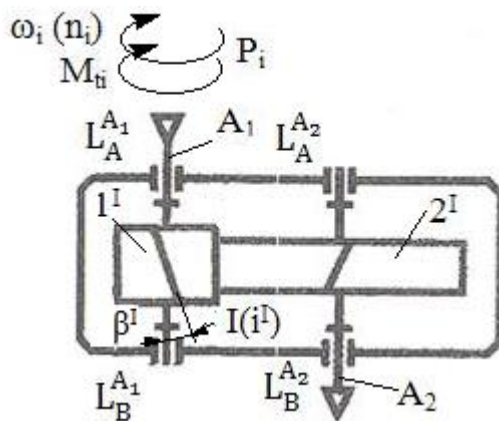
Rezolvare:

$$M_{t2} = M_{t1} \frac{z_2}{z_1} = 12 \frac{45}{20} = 27 \text{ Nm}$$

3.

Puterea la nivelul arborelui de intrare (A_1) al reductorului cilindric, $P_i = 3,93 \text{ kW}$.

Se dau: turația $n_i = 1500 \text{ rot/min}$; momentul de torsiune $M_{ti} = 25 \text{ Nm}$; raportul de transmitere (angrenare) al angrenajului $i^I = 3$.



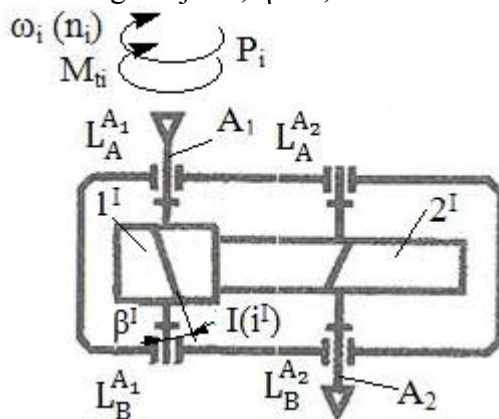
Rezolvare:

$$P_i = M_{ti} \frac{\pi n_i}{30} 10^{-3} = \frac{25 \cdot \pi \cdot 1500}{30} \frac{1}{10^3} = 3,93 \text{ kW.}$$

4.

Puterea la arborele de ieșire (A_2) al reductorului cilindric, $P_e = 3,73 \text{ kW}$.

Se dau: turația, $n_i = 1500 \text{ rot/min}$; momentul de torsiune, $M_{ti} = 25 \text{ Nm}$; raportul de transmitere (angrenare) al angrenajului $i^I = 3$; se consideră randamentul angrenajului, $\eta = 0,95$.



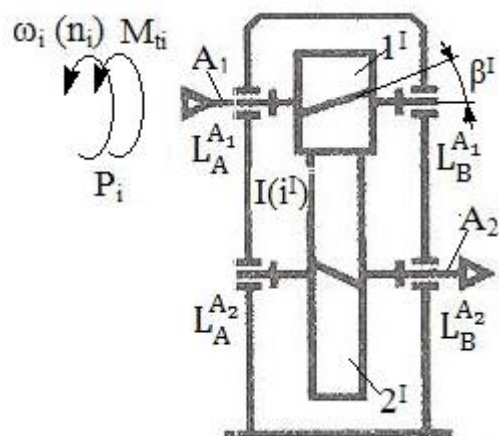
Rezolvare:

$$P_e = P_i \eta^I = M_{ti} \frac{\pi n_i}{30} 10^{-6} \eta^I = \frac{25 \cdot \pi \cdot 1500}{30} \frac{1}{10^3} 0,95 = 3,73 \text{ kW.}$$

5.

Momentul de torsiune la arborele de ieșire (A_2) al reductorului cilindric, $M_{te} = 72574,65 \text{ Nmm}$.

Se dau: puterea $P_i = 3 \text{ kW}$; turația $n_i = 1500 \text{ rot/min}$; raportul de transmitere (angrenare) al angrenajului $i^I = 4$; randamentul angrenajului, $\eta = 0,95$.



Rezolvare:

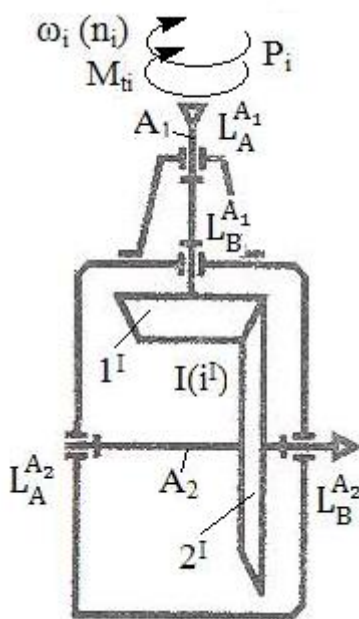
$$P_e = P_i \eta^I; n_e = n_i \frac{1}{i^I};$$

$$M_{te} = \frac{30 P_e}{\pi n_2} 10^6 = \frac{30 P_i}{\pi n_i} 10^6 i^I \eta^I = \frac{30 \cdot 3}{\pi \cdot 1500} 10^6 \cdot 4 \cdot 0,95 = 72574,65 \text{ Nmm.}$$

6.

Puterea la arborele de intrare (A_1) al reductorului conic, $P_i = 4,71$ kW.

Se dau: momentul de torsiune, $M_{ti} = 30$ Nm; turația, $n_i = 1500$ rot/min; semiunghiul conului de divizare ai pinionului, $\delta_1^I = 27,69947^\circ$; randamentul angrenajului $\eta = 0,94$.



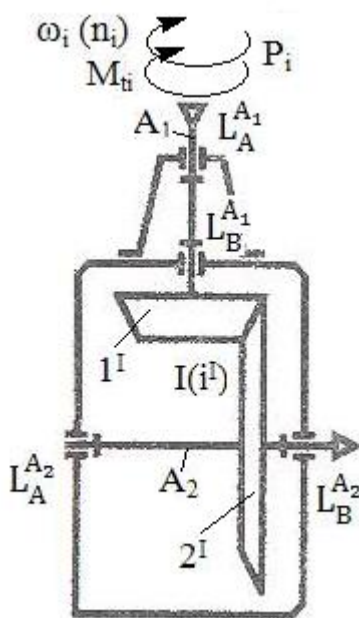
Rezolvare:

$$P_i = M_{ti} \frac{\pi n_i}{30} 10^{-6} = \frac{30000 \cdot \pi \cdot 1500}{30} \frac{1}{10^6} = 4,71 \text{ kW.}$$

7.

Numărul de dinți ai roții conice a reductorului, $z_2 = 40$.

Se dau: numărul de dinți ai pinionului 1^I , $z_1 = 21$; semiunghiul conului de divizare ai pinionului, $\delta_1^I = 27^\circ 42'$.



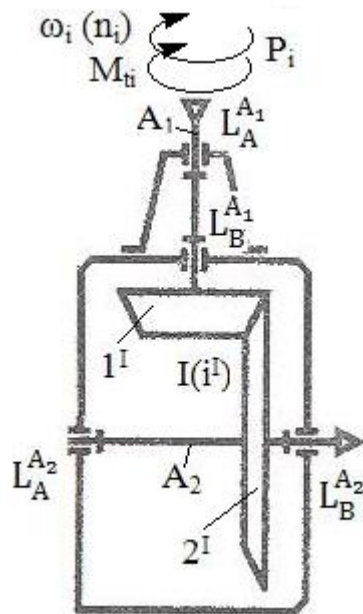
Rezolvare:

$$z_2 = z_1 i^I = z_1 \frac{1}{\tan \delta_1^I} = \frac{21}{\tan 27,7} = 40.$$

8.

Momentul de torsiune la arborele de ieșire (A_2) al reductorului conic, $M_{te} = 53714,29$ Nmm.

Se dau: momentul de torsiune $M_{ti} = 30$ Nm; turația, $n_i = 1500$ rot/min; numărul de dinți ai pinionului 1^I , $z_1 = 21$; numărul de dinți ai roții conice $z_2 = 40$; randamentul angrenajului, $\eta = 0,94$.



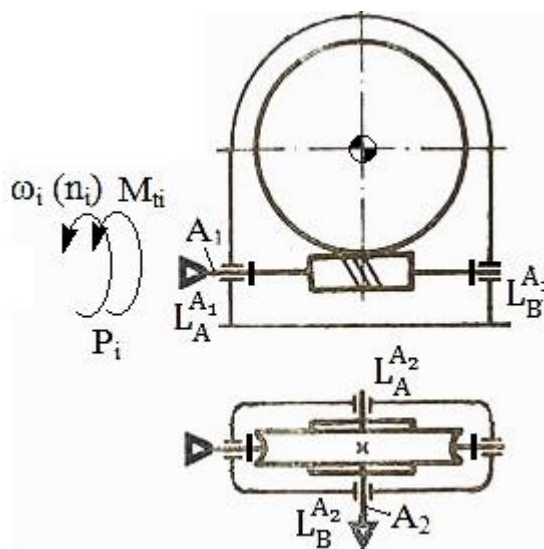
Rezolvare:

$$M_{te} = M_{ti} i^I \eta^I = M_{ti} \frac{z_2}{z_1} \eta^I = 30 \cdot \frac{40}{21} \cdot 0,94 = 53,71429 \text{ Nm.}$$

9.

Puterea la nivelul arborelui de intrare (A_1) al reductorului melcat, $P_i = 12,57 \text{ kW}$.

Se dau: momentul de torsiune la intrare, $M_{ti} = 40 \text{ Nm}$; turația la ieșire (arborele A_2), $n_e = 60 \text{ rot/min}$; numărul de încheputuri ale melcului $z_1 = 2$; numărul de dinți ai roții melcate, $z_2 = 100$; randamentul angrenajului, $\eta = 0,85$.



Rezolvare:

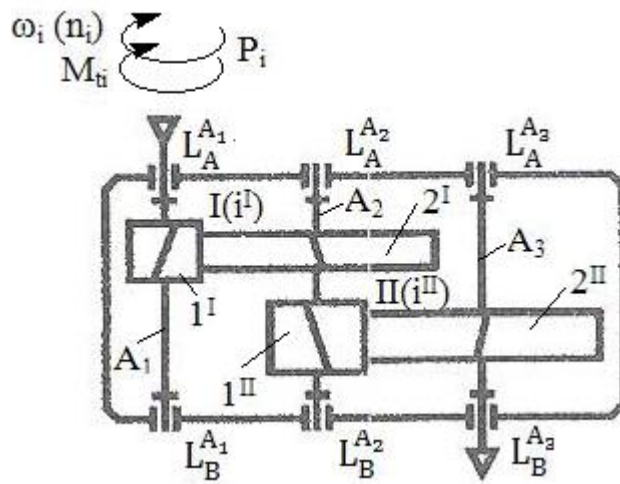
$$n_i = n_e i^I = n_e \frac{z_2}{z_1};$$

$$P_i = M_{ti} \frac{\pi n_i}{30} 10^{-3} = M_{ti} \frac{\pi n_e}{30} \frac{z_2}{z_1} 10^{-6} = \frac{40 \cdot \pi \cdot 60}{30} \frac{100}{2} \frac{1}{10^3} = 12,57 \text{ kW.}$$

10.

Momentul de torsiune la arborele de ieșire (A_2) al reductorului melcat, $M_{t2} = 1,7 \text{ kNm}$.

Se dau: momentul de torsiune la intrare, $M_{ti} = 40 \text{ Nm}$; turația la ieșire (arborele A_2), $n_e = 60 \text{ rot/min}$; numărul de încheputuri ale melcului $z_1 = 2$; numărul de dinți ai roții melcate, $z_2 = 100$; randamentul angrenajului, $\eta = 0,85$.



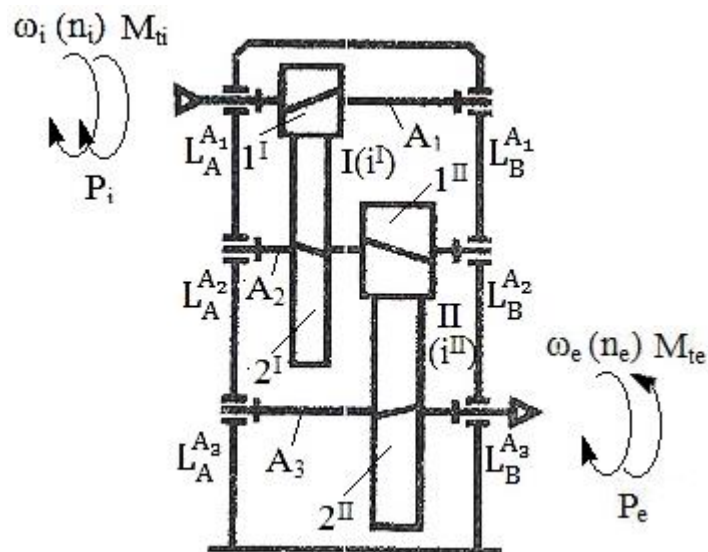
Rezolvare:

$$P_2 = P_i \eta = M_{ti} \frac{\pi n_i}{30} 10^{-6} \eta = 28000 \cdot 0,94 \cdot 1000 \frac{\pi}{30} \frac{1}{10^6} = 2,76 \text{ kW}.$$

13.

Momentul la nivelul arborelui de intrare (A_1) al reductorului cilindric în două trepte este $M_{ti} = 45625,55 \text{ Nmm}$.

Se dau: momentul de torsiune la ieșire, $M_{te} = 540 \text{ Nm}$; turația $n_i = 1500 \text{ rot/min}$; numărul de dinți ai pinionului 1^{II} , $z_1^{II} = 19$; numărul de dinți ai roții 2^{II} , $z_2^{II} = 65$; raportul de transmitere al angrenajului I, $i^I = 4$; randamentele angrenajelor, $\eta = 0,93$.



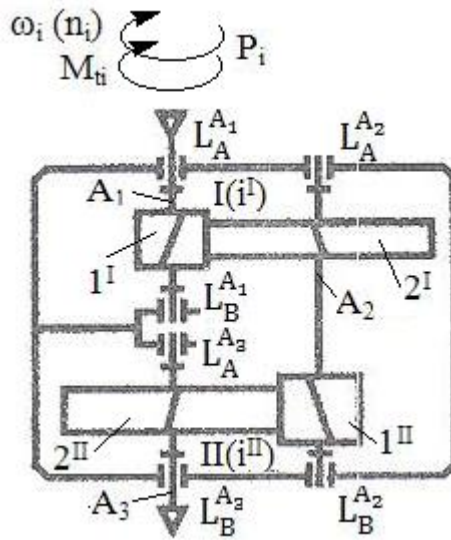
Rezolvare:

$$M_{ti} = M_{te} \frac{1}{\eta_I \eta_{II}} \frac{1}{i^I i^{II}} = M_{te} \frac{1}{\eta_I \eta_{II}} \frac{z_1^{II}}{z_2^{II} i^I} = 540000 \frac{1}{0,93 \cdot 0,93} \frac{19}{65 \cdot 4} = 45625,55 \text{ Nmm}.$$

14.

Momentul de torsiune la arborele de intrare (A_1) al reductorului cilindric în două trepte, $M_{ti} = 31217,48 \text{ Nmm}$.

Se dau: momentul de torsiune la ieșire, $M_{te} = 540 \text{ Nm}$; numărul de dinți ai pinionului 1^I , $z_1^I = 17$; numărul de dinți ai roții 2^I , $z_2^I = 85$; raportul de transmitere al angrenajului II, $i^{II} = 4$; randamentele angrenajelor, $\eta = 0,93$.



Rezolvare:

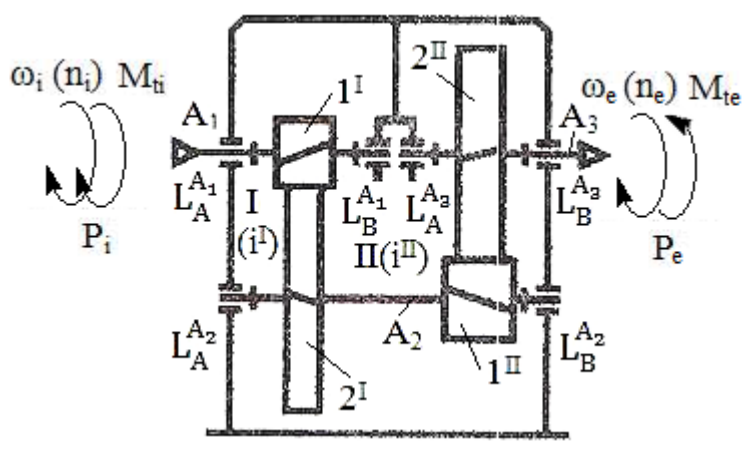
$$n_i = n_e \cdot i^I \cdot i^{II} = n_e \frac{z_2^I}{z_1^I} \frac{z_2^{II}}{z_1^{II}};$$

$$M_{t1} = P_i \frac{30}{\pi n_i} 10^6 = P_i \frac{30}{\pi n_e} \frac{z_1^I}{z_2^I} \frac{z_1^{II}}{z_2^{II}} 10^6 = 4 \frac{30}{\pi 80} \frac{19}{76} \frac{17}{51} 10^6 = 39788,74 \text{ Nmm}.$$

17.

Momentul de torsiune la arborele intermediar (A₂) al reductorului cilindric coaxial, M_{t2} = 59128,77 Nmm.

Se dau: puterea la ieșire, P_e = 5 kW; turația la ieșire (arborele A₃), n_e = 300 rot/min; numărul de dinți ai pinionului 1^I, z₁^I = 20; numărul de dinți ai roții 2^I, z₂^I = 80; numărul de dinți ai pinionului 1^{II}, z₁^{II} = 18; numărul de dinți ai roții 2^{II}, z₂^{II} = 51; randamentele angrenajelor, η = 0,95.



Rezolvare:

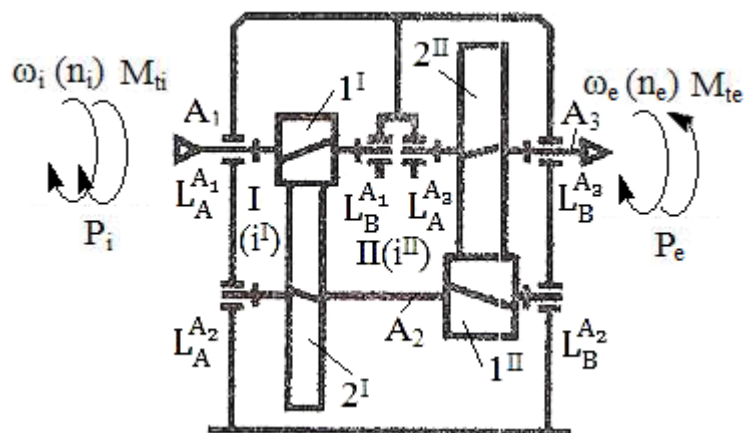
$$n_2 = n_e \cdot i^{II} = n_e \frac{z_2^{II}}{z_1^{II}}; P_2 = P_e \frac{1}{\eta^{II}};$$

$$M_{t2} = P_2 \frac{30}{\pi n_2} 10^6 = P_e \frac{1}{\eta} \frac{30}{\pi n_e} \frac{z_1^{II}}{z_2^{II}} 10^6 = 5 \frac{1}{0,95} \frac{30}{\pi 300} \frac{18}{51} 10^6 = 59128,77 \text{ Nmm}.$$

18.

Momentul de torsiune la arborele de ieșire (A₃) al reductorului cilindric coaxial, M_{t3} = 159154,94 Nmm.

Se dau: puterea la ieșire, P_e = 5 kW; turația la ieșire (arborele A₃), n_e = 300 rot/min; numărul de dinți ai pinionului 1^{II}, z₁^{II} = 18; numărul de dinți ai roții 2^{II}, z₂^{II} = 51; randamentele angrenajelor, η = 0,95.



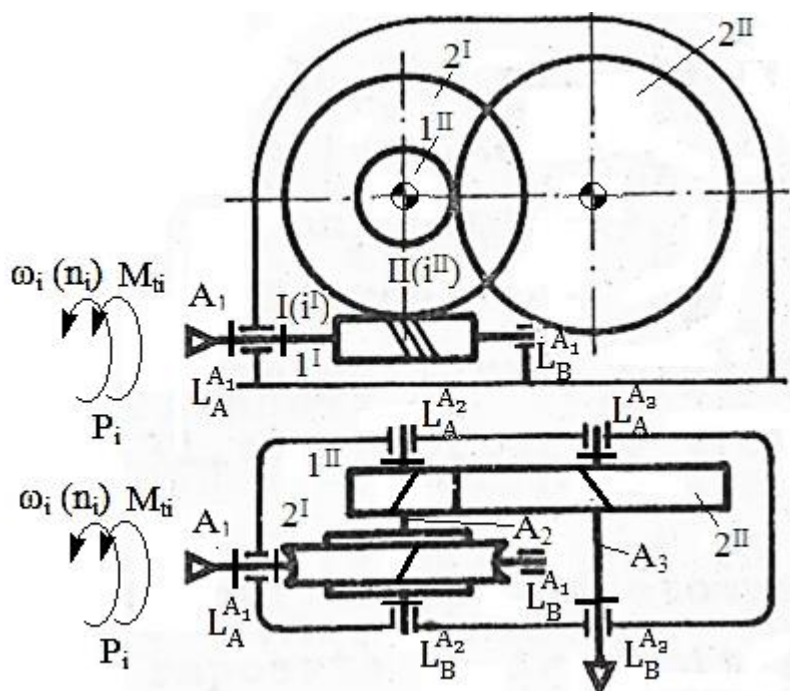
Rezolvare:

$$M_{t3} = P_e \frac{30}{\pi n_e} 10^6 = 5 \frac{30}{\pi 300} 10^6 = 159154,94 \text{ Nmm.}$$

19.

Momentul de torsiune la arborele de intrare (A_1) al reductorului melcato-cilindric, $M_{ti} = 41118,42 \text{ Nmm}$.

Se dau: momentul de torsiune la ieșire (arborele A_3) $M_{te} = 5 \text{ kNm}$; turația la ieșire (arborele A_3) $n_e = 18,75 \text{ rot/min}$; numărul de începături ale melcului, $z_1^I = 2$; numărul de dinți ai pinionului cilindric 1^{II} , $z_1^{II} = 19$; numărul de dinți ai roții cilindrice 2^{II} , $z_2^{II} = 76$; numărul de dinți ai roții melcate, $z_2^I = 80$; randamentul angrenajului cilindric II, $\eta^{II} = 0,95$ și al angrenajului melcat I, $\eta^I = 0,8$.



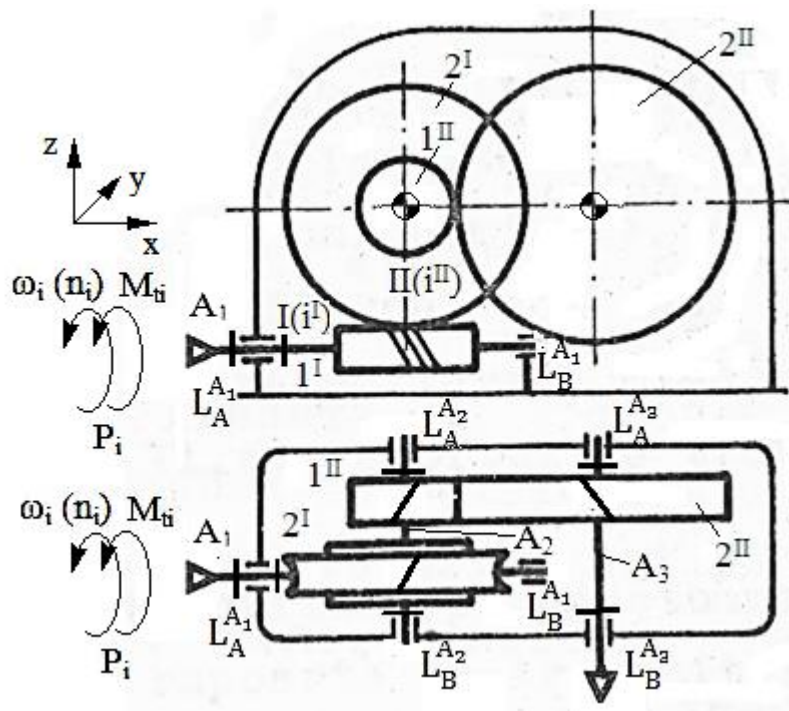
Rezolvare:

$$M_{ti} = M_{te} \frac{1}{\eta^I \eta^{II}} \frac{1}{i^I i^{II}} = M_{te} \frac{1}{\eta^I \eta^{II}} \frac{z_1^I z_1^{II}}{z_2^I z_2^{II}} = 5000000 \frac{1}{0,8 \cdot 0,95} \frac{2 \cdot 19}{80 \cdot 76} = 41118,42 \text{ Nmm.}$$

20.

Puterea la arborele intermediar (A_2) al reductorului melcato-cilindric, $P_2 = 10,33 \text{ kW}$.

Se dau: momentul de torsiune la ieșire (arborele A_3) $M_{te} = 5 \text{ kNm}$; turația la ieșire (arborele A_3) $n_e = 18,75 \text{ rot/min}$; se consideră randamentul angrenajului cilindric II, $\eta^{II} = 0,95$ și al angrenajului melcat I, $\eta^I = 0,8$.



Rezolvare:

$$P_2 = P_e \frac{1}{\eta_{II}} = M_{te} \frac{\pi n_e}{30} \frac{1}{10^6} \frac{1}{\eta_{II}} = \frac{5000000 \cdot \pi \cdot 18,75}{30} \frac{1}{10^6} \frac{1}{0,95} = 10,33 \text{ kW}.$$

21.

Diametrul de divizare al unei roți dințate cu dantură dreaptă, $d = 91,99729 \text{ mm}$.

Se dau: pasul danturii, $p = 12,566 \text{ mm}$; numărul de dinți $z_1 = 23$.

Rezolvare:

$$m = \frac{p}{\pi};$$

$$d = m z_1 = \frac{p}{\pi} z_1 = \frac{12,566}{\pi} 23 = 91,99729 \text{ mm}.$$

22.

Diametrul de divizare al unei roți dințate cu dantură înclinată, $d = 71,43407 \text{ mm}$.

Se dau: pasul normal al danturii, $p_n = 9,42478 \text{ mm}$; unghiul de înclinare a danturii $\beta = 15^\circ$; numărul de dinți $z_1 = 23$.

Rezolvare:

$$m_n = \frac{p_n}{\pi};$$

$$d = \frac{m_n z_1}{\cos \beta} = \frac{p_n z_1}{\pi \cos \beta} = \frac{9,42478 \cdot 23}{\pi \cos 15} = 71,43407 \text{ mm}.$$

23.

Unghiul de înclinare a danturii roții dințate, $\beta = 12^\circ$.

Se dau: diametrul de divizare al roții, $d = 191,68886 \text{ mm}$; numărul de dinți $z_1 = 75$; modulul danturii $m = 2,5 \text{ mm}$.

Rezolvare:

$$d = \frac{m_n z_1}{\cos \beta};$$

$$\beta = \arccos \frac{m_n z_1}{d} = \arccos \frac{2,5 \cdot 75}{191,68886} = 12^\circ.$$

24.

Modulul normal al danturii unei roți dințate cu dantură înclinată, $m_n = 2,5 \text{ mm}$.

Se dau: diametrul de divizare al roții, $d = 191,68886 \text{ mm}$; unghiul de înclinare al danturii $\beta = 12^\circ$; numărul de dinți $z = 75$.

Rezolvare:

$$d = \frac{m_n z_1}{\cos \beta};$$
$$m_n = \frac{d \cos \beta}{z} = \frac{191,68886 \cos 12}{75} = 2,5 \text{ mm.}$$

25.

Diametrul de divizare al pinionului unui angrenaj cilindric cu dantură dreaptă, $d_1 = 38 \text{ mm}$.

Se dau: pasul danturii, $p = 6,28318 \text{ mm}$; numărul de dinți al roții conjugate, $z_2 = 67 \text{ mm}$; distanța dintre axe $a = 86 \text{ mm}$.

Rezolvare:

$$m = \frac{p}{\pi}; \quad a = \frac{m(z_1 + z_2)}{2};$$
$$d_1 = m z_1 = 2 a - m z_2 = 2 a - \frac{p}{\pi} z_2 = 2 \cdot 86 - \frac{6,28318}{\pi} 67 = 38 \text{ mm.}$$

26.

Raportul de angrenare al angrenajului cilindric cu dantură dreaptă, $u = 3,5263$.

Se dau: pasul danturii, $p = 6,28318 \text{ mm}$; numărul de dinți ai roții, $z_2 = 67 \text{ mm}$; distanța dintre axe, $a = 86 \text{ mm}$.

Rezolvare:

$$m = \frac{p}{\pi}; \quad a = \frac{m(z_1 + z_2)}{2};$$
$$z_1 = \frac{2a}{m} - z_2 = \frac{2 \pi a}{p} - z_2 = \frac{2 \pi 86}{6,28318} - 67 = 19.$$
$$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{67}{19} = 3,5263.$$

27.

Distanța dintre axe a angrenajului cilindric cu dantură înclinată cu roți nedeplasate, $a = 92,01 \text{ mm}$.

Se dau: pasul normal al danturii, $p_n = 6,28318 \text{ mm}$; numerele de dinți ale roților $z_1 = 23 \text{ mm}$, $z_2 = 67 \text{ mm}$; unghiul de înclinare a danturii, $\beta = 12^\circ$.

Rezolvare:

$$a = \frac{m_n(z_1 + z_2)}{2 \cos \beta} = \frac{p_n(z_1 + z_2)}{2 \pi \cos \beta} = \frac{6,28318(23 + 67)}{2 \pi \cos 12} = 92,01 \text{ mm.}$$

28.

Numărul de dinți ai pinionului angrenajului cilindric cu dantură înclinată nedeplasată, $z_1 = 23$.

Se dau: pasul danturii, $p = 6,28318 \text{ mm}$; numărul de dinți ai roții, $z_2 = 67$; distanța dintre axe $a = 92 \text{ mm}$; unghiul de înclinare a danturii $\beta = 12^\circ$.

Rezolvare:

$$m = \frac{p}{\pi}; \quad a = \frac{m(z_1 + z_2)}{2 \cos \beta};$$
$$z_1 = \frac{2a \cos \beta}{m} - z_2 = \frac{2 \pi a \cos \beta}{p} - z_2 = \frac{2 \pi 92 \cos 12}{6,28318} - 67 = 23.$$

29.

Raportul de angrenare al angrenajului cilindric cu dantură înclinată nedeplasată, $u = 4$.

Se dau: modulul danturii, $m = 3 \text{ mm}$; numărul de dinți ai pinionului, $z_1 = 17 \text{ mm}$; distanța dintre axe $a = 132 \text{ mm}$; unghiul de înclinare a danturii $\beta = 15^\circ$.

Rezolvare:

$$a = \frac{m(z_1 + z_2)}{2 \cos \beta} = \frac{m z_1(1 + u)}{2 \cos \beta};$$
$$u = \frac{2a \cos \beta}{m z_1} - 1 = \frac{2 \cdot 132 \cdot \cos 15}{3 \cdot 17} - 1 = 4.$$

30.

Modulul frontal al angrenajului cilindric cu roți cu danturi nedeplasate, $m = 3,106 \text{ mm}$.

Se dau: raportul de angrenare, $u = 4 \text{ mm}$; numărul de dinți al pinionului, $z_1 = 17 \text{ mm}$; distanța dintre axe, $a = 132 \text{ mm}$; unghiul de înclinare a danturii, $\beta = 15^\circ$.

Rezolvare:

$$a = \frac{m (z_1 + z_2)}{2} = \frac{m z_1 (1 + u)}{2};$$

$$m = \frac{2a}{z_1(1+u)} = \frac{2 \cdot 132}{17(1+4)} = 3,106 \text{ mm}.$$

31.

Modulul angrenajului conic ortogonal cu dantură dreaptă, $m = 4 \text{ mm}$.

Se dau: semiunghiul conului de divizare al roții, $\delta_2 = 75,96375^\circ$; numărul de dinți ai pinionului, $z_1 = 21$; diametrul roții conice, $d_2 = 272 \text{ mm}$.

Rezolvare:

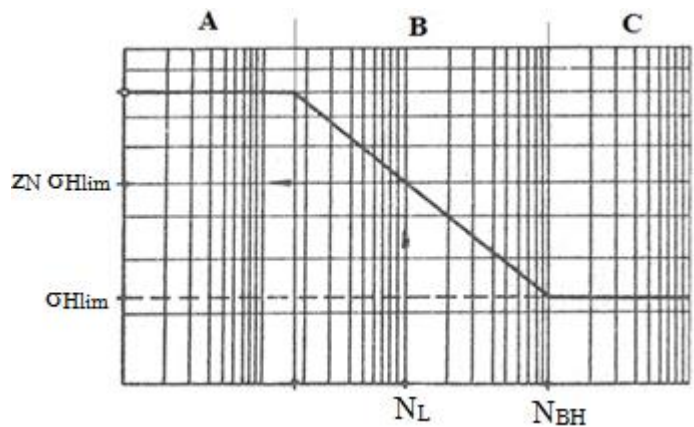
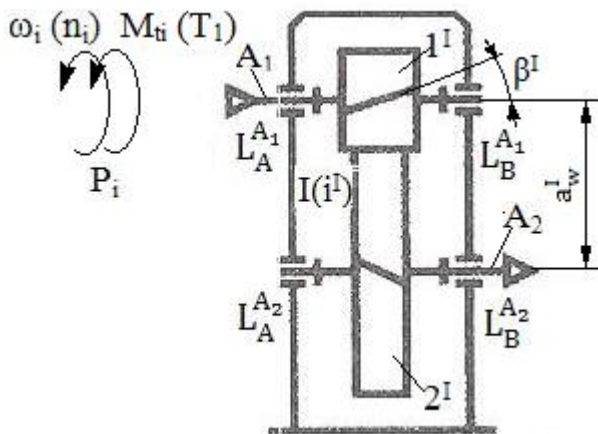
$$u = \tan \delta_2$$

$$m = \frac{d_2}{z_2} = \frac{d_2}{z_1 \tan \delta_2} = \frac{272}{17 \tan 75,96375} = 4 \text{ mm}.$$

32.

Numărul ciclurilor de solicitare a dinților pinionului angrenajului cilindric, $N_{L1} < N_{BH}$.

Se dau: turația arborelui de intrare, $n_i = 1000 \text{ rot/min}$; durata de funcționare, $L_h = 6000 \text{ ore}$; numărul ciclurilor de bază pentru solicitarea la contact, $N_{BH} = 10^9$.



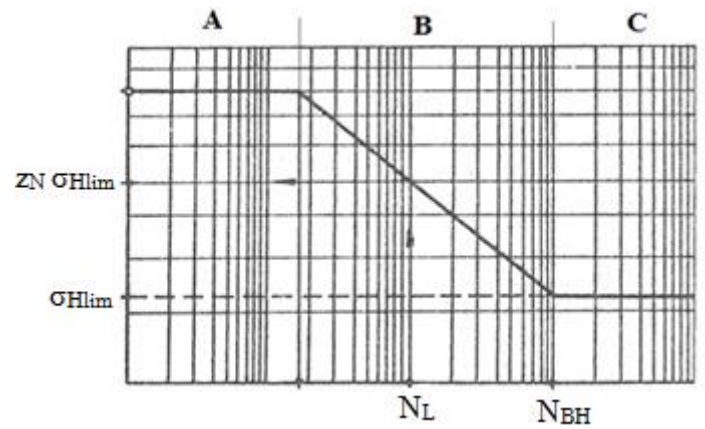
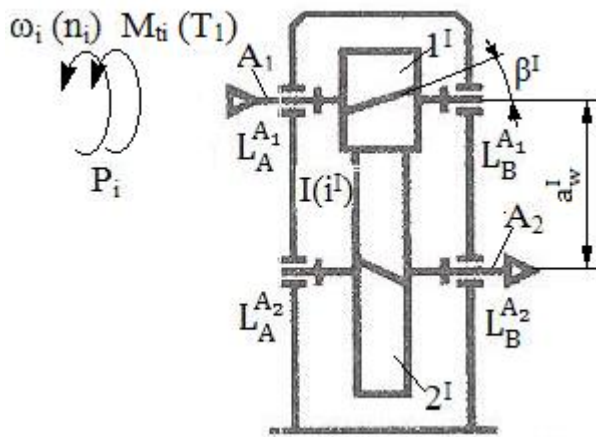
Rezolvare:

$$N_{L1} = 60 n_i L_h = 60 \cdot 1000 \cdot 6000 = 0,36 \cdot 10^9 < N_{BH}.$$

33.

Tensiunea admisibilă a materialului la solicitarea de contact a angrenajului cilindric, $\sigma_{HP} = 1570,83 \text{ MPa}$.

Se dau: factorul ciclurilor de solicitare $z_N = 1,3$ (durabilitate limitată, zona B); coeficientul de siguranță la solicitarea de contact, $S_H = 1,2$; tensiunea limită a materialului pentru solicitarea de contact, $\sigma_{Hlim} = 1450 \text{ MPa}$; produsul factorilor rugozităților (Z_R), de lubrifianț (Z_L), de mărime (Z_x), durităților (Z_w), $Z_R Z_L Z_x Z_w = 1$.



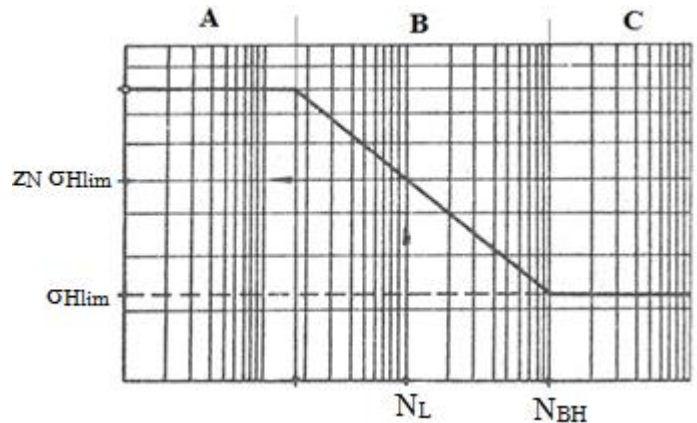
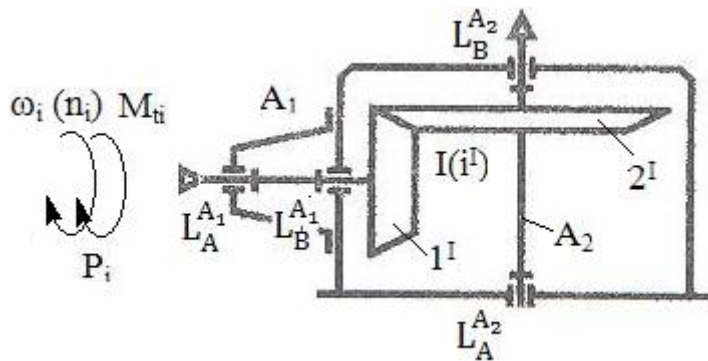
Rezolvare:

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hlim} Z_N}{S_H} Z_R Z_L Z_x Z_w = \frac{1450 \cdot 1,3}{1,2} \cdot 1 = 1570,83 \text{ MPa.}$$

34.

Tensiunea admisibilă a materialului la solicitarea de contact, σ_{HP} 762,61 MPa.

Se dau: factorul ciclurilor de solicitare $z_N = 1,2$ (durabilitate nelimitată, zona B); coeficientul minim de siguranță la solicitarea de contact, $S_{Hmin} = 1,18$; tensiunea limită a materialului pentru solicitarea de contact, $\sigma_{Hlim} = 750$ MPa (material de îmbunătățire); produsul factorilor rugozităților (Z_R), de lubrifianț (Z_L), de mărime (Z_x), durităților (Z_w), $Z_R Z_L Z_x Z_w = 1$.



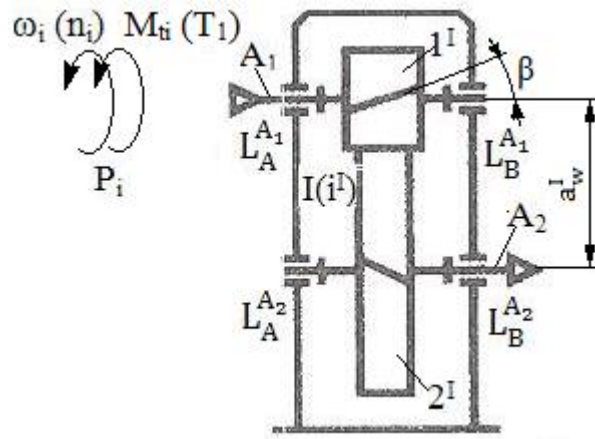
Rezolvare:

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hlim} Z_N}{S_H} Z_R Z_L Z_x Z_w = \frac{750 \cdot 1,2}{1,18} \cdot 1 = 762,61 \text{ MPa.}$$

35.

Distanța dintre axe a angrenajului cilindric din condiția de rezistență la contact, $a_w^I = 104,763$ mm.

Se dau: momentul de torsiune la arborele de intrare $M_{ti} = 155$ Nm; numărul de dinți ai pinionului, $z_1 = 18$; numărul de dinți ai roții, $z_2 = 81$; factorul de material, $Z_E = 190 \text{ MPa}^{1/2}$; unghiul de înclinare a danturii $\beta = 18^\circ$; tensiunea admisibilă la solicitarea de contact, $\sigma_{HP} = 1550$ MPa; produsul factorilor gradului de acoperire (Z_e) și de formă (Z_H), $Z_e Z_H = 2,4$; produsul factorilor regimului de funcționare (K_A) și dinamic interior (K_v), $K_A K_v = 1,3$; produsul factorilor distribuției neuniforme a sarcinii de-a lungul liniei de contact ($K_{H\beta}$) și repartizării neuniforme a sarcinii în plan frontal ($K_{H\alpha}$), $K_{H\beta} K_{H\alpha} = 1,5$; factorul de lățime, $\Psi_a = b/a_w = 0,4$; roțile dințate sunt nedeplasate; $z_\beta = \sqrt{\cos \beta}$.



Rezolvare:

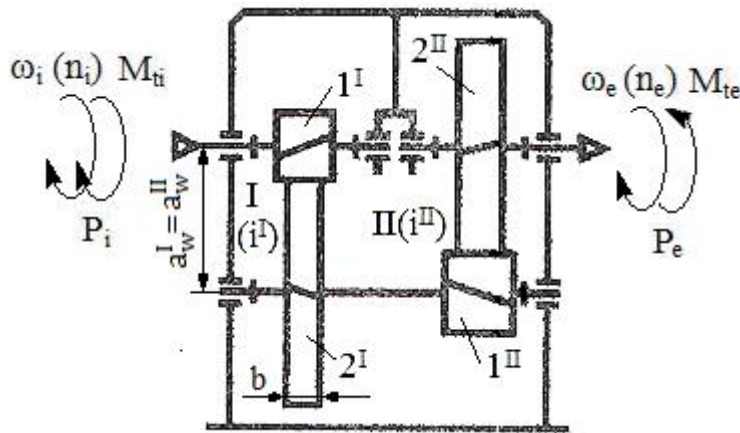
$$a_w^I = (u+1) \sqrt[3]{\frac{T_1 K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha}}{2 \Psi_A u \sigma_{HP}^2}} (Z_E Z_\epsilon Z_H Z_\beta)^2 = \left(\frac{z_2}{z_1} + 1\right) \sqrt[3]{\frac{M_{ti} K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha} z_1}{2 \Psi_A z_2 \sigma_{HP}^2}} (Z_E Z_\epsilon Z_H \sqrt{\cos \beta})^2 =$$

$$\left(\frac{81}{18} + 1\right) \sqrt[3]{\frac{155000 \cdot 1,3 \cdot 1,5 \cdot 18}{2 \cdot 0,4 \cdot 81 \cdot 1550^2}} (190 \cdot 2,4 \cdot \sqrt{\cos 18})^2 = 104,763 \text{ mm}$$

36.

Tensiunea maximă de contact din angrenajul cilindric I, $\sigma_H = 788,74 \text{ MPa}$.

Se dau: momentul de torsiune la arborele de intrare $M_{ti} = 75 \text{ Nm}$; numărul de dinți ai pinionului, $z_1 = 20$; numărul de dinți ai roții, $z_2 = 70$; distanța dintre axe $a_w^I = 112 \text{ mm}$; lățimea danturii roții, $b = 30 \text{ mm}$; factorul de material, $Z_E = 190 \text{ MPa}^{1/2}$; unghiul de înclinare a danturii $\beta = 16^\circ$; produsul factorilor gradului de acoperire (Z_ϵ) și de formă (Z_H), $Z_E Z_H = 2,4$; produsul factorilor regimului de funcționare (K_A) și dinamic interior (K_V), $K_A K_V = 1,3$; produsul factorilor distribuției neuniforme a sarcinii de-a lungul liniei de contact ($K_{H\beta}$) și repartizării neuniforme a sarcinii în plan frontal ($K_{H\alpha}$), $K_{H\beta} K_{H\alpha} = 1,5$; $z_\beta = \sqrt{\cos \beta}$.



Rezolvare:

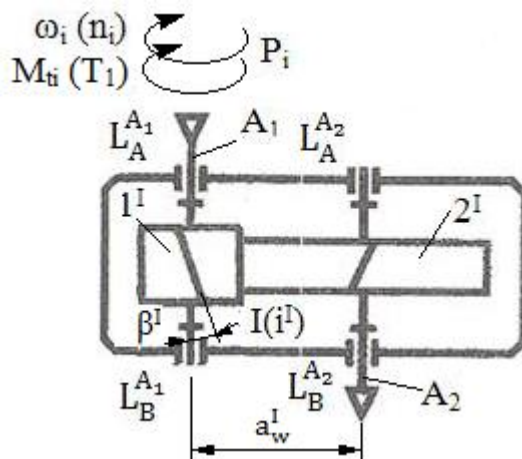
$$\sigma_H = \frac{Z_E Z_\epsilon Z_H Z_\beta}{a_w} \sqrt{\frac{T_1 K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha}}{2 b} \frac{(u+1)^3}{u}} = \frac{Z_E Z_\epsilon Z_H \sqrt{\cos \beta}}{a_w^II} \sqrt{\frac{M_{ti} K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha}}{2 b} \frac{(z_2+z_1)^3}{z_2 z_1^2}} =$$

$$\frac{190 \cdot 2,4 \sqrt{\cos 16}}{140} \sqrt{\frac{75000}{2 \cdot 30} 1,3 \cdot 1,5 \frac{(70+20)^3}{70 \cdot 20^2}} = 788,74 \text{ MPa}.$$

37.

Modulul angrenajului cilindric din condiția de rezistență la contact, $m = 2,38 \text{ mm}$.

Se dau: momentul de torsiune la arborele de intrare $M_{ti} = 125 \text{ Nm}$; numărul de dinți ai pinionului, $z_1 = 19$; numărul de dinți ai roții, $z_2 = 66$; factorul de material, $Z_E = 190 \text{ MPa}^{1/2}$; unghiul de înclinare a danturii $\beta = 20^\circ$; tensiunea admisibilă la solicitarea de contact, $\sigma_{HP} = 1450 \text{ MPa}$; produsul factorilor gradului de acoperire (Z_ϵ) și de formă (Z_H), $Z_E Z_H = 2,4$; produsul factorilor regimului de funcționare (K_A) și dinamic interior (K_V), $K_A K_V = 1,3$; produsul factorilor distribuției neuniforme a sarcinii de-a lungul liniei de contact ($K_{H\beta}$) și repartizării neuniforme a sarcinii în plan frontal ($K_{H\alpha}$), $K_{H\beta} K_{H\alpha} = 1,5$; factorul de lățime, $\Psi_m = b/m = 12$; roțile dințate sunt nedeplasate; $z_\beta = \sqrt{\cos \beta}$.



Rezolvare:

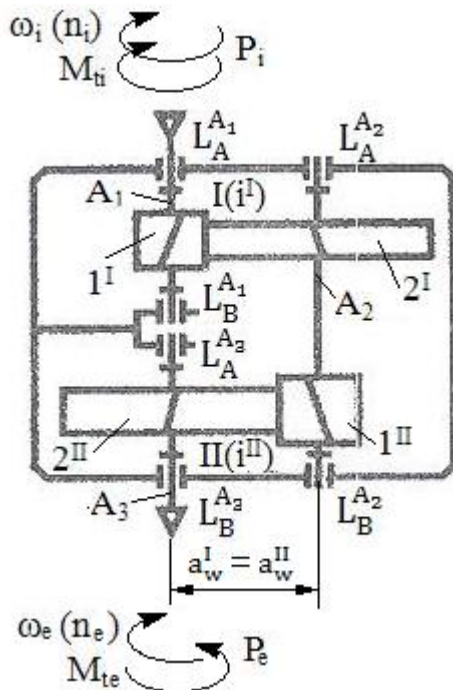
$$m = \sqrt[3]{\frac{2 T_1 K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha}}{\Psi_m} \left(\frac{Z_E Z_\epsilon Z_H Z_\beta}{\sigma_{HP} z_1} \right)^2 \frac{u+1}{u}} = \sqrt[3]{\frac{2 M_{ti} K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha}}{\Psi_m} \left(\frac{Z_E Z_\epsilon Z_H \sqrt{\cos \beta}}{\sigma_{HP} z_1} \right)^2 \frac{z_2+z_1}{z_2}} =$$

$$\sqrt[3]{\frac{2 \cdot 125000 \cdot 1,3 \cdot 1,5}{12} \left(\frac{190 \cdot 2,4 \sqrt{\cos 20}}{1450 \cdot 19} \right)^2 \frac{66+19}{66}} = 2,38 \text{ mm.}$$

38.

Distanța dintre axe a angrenajului cilindric II din condiția de rezistență la contact, $a_w^{II} = 123,37 \text{ mm}$.

Se dau: momentul de torsiune la arborele de intrare $M_{te} = 850 \text{ Nm}$; raportul de transmitere al angrenajului II, $i^{II} = 4$; factorul de material, $Z_E = 190 \text{ MPa}^{1/2}$; unghiul de înclinare a danturii, $\beta^{II} = 15^\circ$; tensiunea admisibilă la solicitarea de contact, $\sigma_{HP} = 1350 \text{ MPa}$; produsul factorilor gradului de acoperire (Z_ϵ) și de formă (Z_H), $Z_\epsilon Z_H = 2,4$; produsul factorilor regimului de funcționare (K_A) și dinamic interior (K_V), $K_A K_V = 1,3$; produsul factorilor distribuției neuniforme a sarcinii de-a lungul liniei de contact ($K_{H\beta}$) și repartizării neuniforme a sarcinii în plan frontal ($K_{H\alpha}$), $K_{H\beta} K_{H\alpha} = 1,5$; factorul de lățime, $\Psi_a = b/a_w = 0,4$; roțile dințate sunt nedeplasate; se consideră randamentul angrenajului $\eta^{II} = 0,95$; $z_\beta = \sqrt{\cos \beta}$.



Rezolvare:

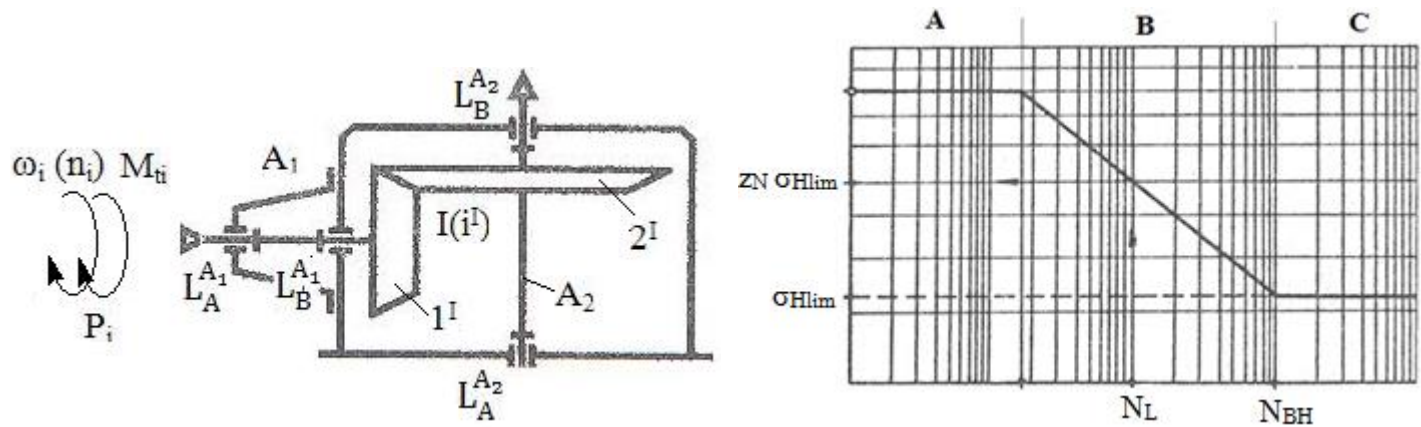
$$a_w^{II} = (u+1) \sqrt[3]{\frac{T_1 K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha}}{2 \Psi_a u \sigma_{HP}^2} (Z_E Z_\epsilon Z_H Z_\beta)^2} = (i^{II}+1) \sqrt[3]{\frac{M_{te} K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha}}{2 \Psi_a i^{II} \sigma_{HP}^2 i^{II} \eta^{II}} (Z_E Z_\epsilon Z_H \sqrt{\cos \beta^{II}})^2} =$$

$$= (4+1) \sqrt[3]{\frac{850000 \cdot 1,3 \cdot 1,5}{2 \cdot 0,4 \cdot 4 \cdot 1350^2 \cdot 4 \cdot 0,95} (190 \cdot 2,4 \sqrt{\cos 15})^2} = 123,37 \text{ mm.}$$

39.

Tensiunea admisibilă a materialului la solicitarea de contact, $\sigma_{HP} = 652,17 \text{ MPa}$.

Se dau: factorul ciclurilor de solicitare $z_N = 1$ (durabilitate nelimitată, zona C); coeficientul de siguranță la solicitarea de contact, $S_H = 1,15$; tensiunea limită a materialului pentru solicitarea de contact, $\sigma_{Hlim} = 750 \text{ MPa}$ (material de îmbunătățire); produsul factorilor rugozităților (Z_R), de lubrifianț (Z_L), de mărime (Z_x), durităților (Z_w), $Z_R Z_L Z_x Z_w = 1$.



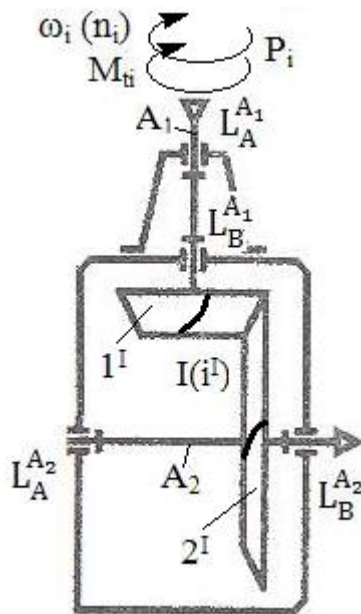
Rezolvare:

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hlim} z_N}{S_H} Z_R Z_L Z_x Z_w = \frac{750 \cdot 1}{1,15} \cdot 1 = 652,17 \text{ MPa}.$$

40.

Diametrul pinionului angrenajului conic ortogonal cu dantură curbă din solicitarea la contact, $d_1 = 69,27 \text{ mm}$.

Se dau: momentul de torsiune la pinion $M_{ti} = 340 \text{ Nm}$; raportul de angrenare $u = 3$; unghiul de înclinare a danturii, $\beta_m = 35^\circ$; tensiunea admisibilă la contact, $\sigma_{HP} = 1350 \text{ MPa}$ (oțel de cementare); $Z_E = 190 \text{ MPa}^{1/2}$; produsul factorilor gradului de acoperire (Z_e) și de formă (Z_H), $Z_e Z_H = 2,45$; factorul de lățime $\Psi_d = b/d_1 = 0,5$; produsul factorilor regimului de funcționare (K_A) și dinamic interior (K_v), $K_A K_v = 1,25$; produsul factorilor distribuției neuniforme a sarcinii de-a lungul liniei de contact ($K_{H\beta}$) și repartizării neuniforme a sarcinii în plan frontal ($K_{H\alpha}$) pentru solicitarea de contact, $K_{H\beta} K_{H\alpha} = 1,35$; $z_\beta = \sqrt{\cos \beta_m}$.



Rezolvare:

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{2 T_1 K_A K_v K_{H\beta} K_{H\alpha}}{\Psi_d (1 - \Psi_d \sin \delta_1)^2} \left(\frac{Z_E Z_e Z_H Z_\beta}{\sigma_{HP}} \right)^2 \frac{\sin \Sigma}{u \sin \delta_1}} =$$

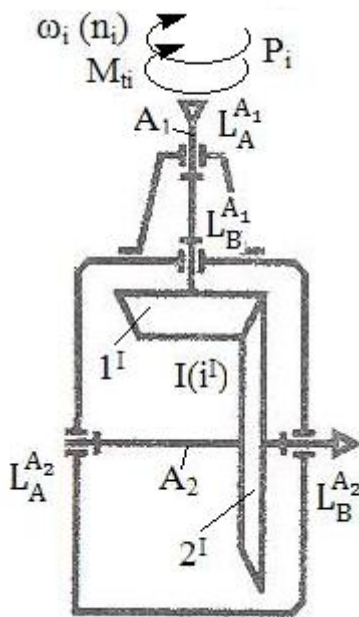
$$= \sqrt[3]{\frac{2 M_{ti} K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha}}{\Psi_d \left(1 - \Psi_d \sin\left(\arctg \frac{1}{u}\right)\right)^2} \left(\frac{Z_E Z_\varepsilon Z_H \sqrt{\cos \beta_m}}{\sigma_{HP}}\right)^2 \frac{\sin \Sigma}{u \sin\left(\arctg \frac{1}{u}\right)}} =$$

$$= \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 340000 \cdot 1,25 \cdot 1,35}{0,5 \left(1 - 0,5 \sin\left(\arctg \frac{1}{3}\right)\right)^2} \left(\frac{190 \cdot 2,45 \sqrt{\cos 35}}{1350}\right)^2 \frac{\sin 90}{3 \sin\left(\arctg \frac{1}{3}\right)}} = 69,27 \text{ mm.}$$

41.

Diametrul pinionului angrenajului conic cu dantură dreaptă din solicitarea la contact, $d_1 = 74,04 \text{ mm}$.

Se dau: momentul de torsiune la pinion $M_{ti} = 340 \text{ Nm}$; raportul de transmitere $i = 3$; tensiunea admisibilă la contact, $\sigma_{HP} = 1350 \text{ MPa}$ (material de cementare); $Z_E = 190 \text{ MPa}^{1/2}$; produsul factorilor gradului de acoperire (Z_ε) și de formă (Z_H), $Z_\varepsilon Z_H = 2,45$; factorul de lățime $\Psi_d = b/d_1 = 0,5$; produsul factorilor regimului de funcționare (K_A) și dinamic interior (K_V), $K_A K_V = 1,25$; produsul factorilor distribuției neuniforme a sarcinii de-a lungul liniei de contact ($K_{H\beta}$) și repartizării neuniforme a sarcinii în plan frontal ($K_{H\alpha}$) pentru solicitarea de contact, $K_{H\beta} K_{H\alpha} = 1,35$.



Rezolvare:

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{2 T_1 K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha}}{\Psi_d (1 - \Psi_d \sin \delta_1)^2} \left(\frac{Z_E Z_\varepsilon Z_H}{\sigma_{HP}}\right)^2 \frac{\sin \Sigma}{u \sin \delta_1}} =$$

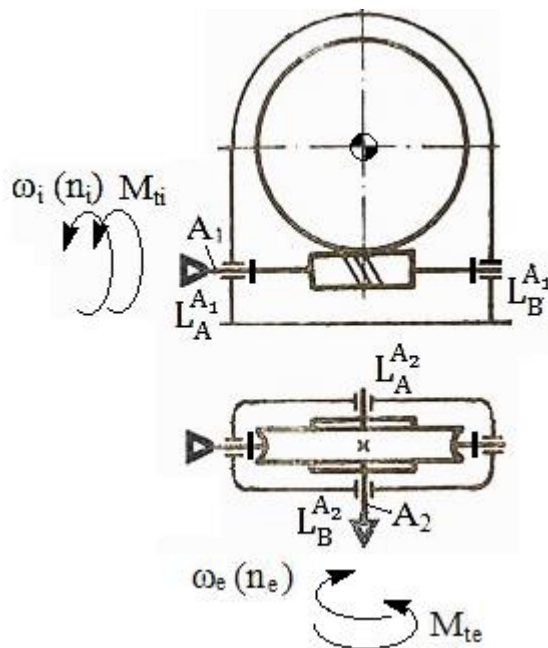
$$= \sqrt[3]{\frac{2 M_{ti} K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha}}{\Psi_d \left(1 - \Psi_d \sin\left(\arctg \frac{1}{i}\right)\right)^2} \left(\frac{Z_E Z_\varepsilon Z_H}{\sigma_{HP}}\right)^2 \frac{\sin \Sigma}{\sin\left(\arctg \frac{1}{i}\right)}} =$$

$$= \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 340000 \cdot 1,25 \cdot 1,35}{0,5 \left(1 - 0,5 \sin\left(\arctg \frac{1}{3}\right)\right)^2} \left(\frac{190 \cdot 2,45}{1350}\right)^2 \frac{\sin 90}{3 \sin\left(\arctg \frac{1}{3}\right)}} = 74,04 \text{ mm.}$$

42.

Temperatura uleiului la funcționarea angrenajului melcat, $t_u = 65,31^\circ$.

Se dau: momentul de torsiune la intrare $M_{ti} = 75 \text{ Nm}$; turația melcului (la intrare), $n_i = 3000 \text{ rot/min}$; factorul diametral al melcului $q = 10$; temperatura mediului $t_0 = 20^\circ \text{ C}$; suprafața de răcire a carcasei, $S = 2 \text{ m}^2$; factorul de transfer a căldurii, $K_t = 50 \text{ W/m}^2 \text{ grad}$ (răcire cu ventilator); coeficientul de transmitere a căldurii prin zonele de fixare a carcasei, $\Psi = 0,3$; randamentul angrenajului $\eta = 0,75$.



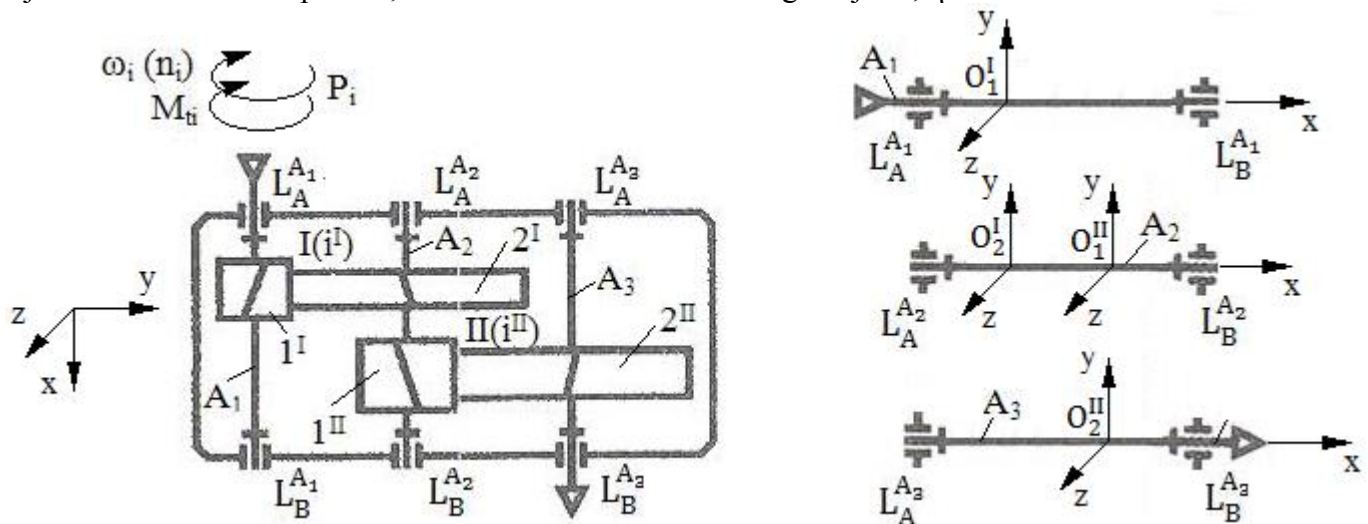
Rezolvare:

$$t_u = \frac{(1-\eta) P_1}{k_t S (1+\Psi)} + t_0 = \frac{(1-\eta) M_{ti} n_i \pi}{k_t S (1+\Psi) 30} + t_0 = \frac{(1-0,75) 75 \cdot 3000 \pi}{50 \cdot 2 (1+0,3) 30} + 20 = 65,31^\circ$$

43.

Forța tangențială F_{t1}^I care încarcă pinionul angrenajului cilindric I al reductorului cu axele în planul xy (orizontal), se reduce la nivelul arborelui de intrare (A_1), în punctul O_1^I , la o forță $F_{t1}^I = 1081,84$ N cu direcția și sensul opus axei z și la un moment de torsiune $M_{t1} = 28000$ Nmm cu direcția și sensul opus axei x.

Se dau: momentul de torsiune la intrare, $M_{ti} = 28$ Nm; modulul normal al danturii angrenajului I, $m_n^I = 2,5$ mm; numărul de dinți ai pinionului I, $z_1^I = 20$; unghiul de înclinare a danturii angrenajelor I și II, $\beta^I = \beta^{II} = 15^\circ$; angrenajele au danturile nedeplasate; se consideră randamentele angrenajelor, $\eta = 1$.



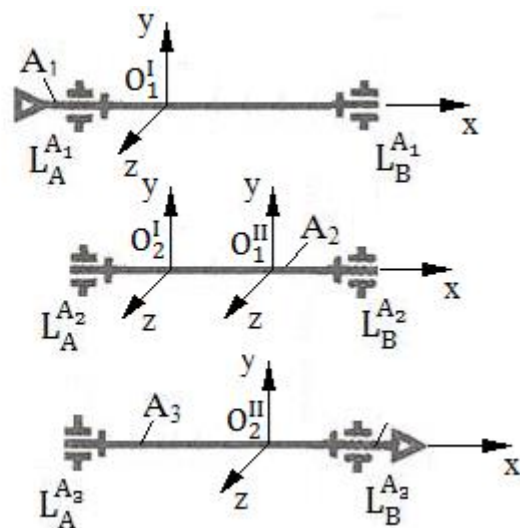
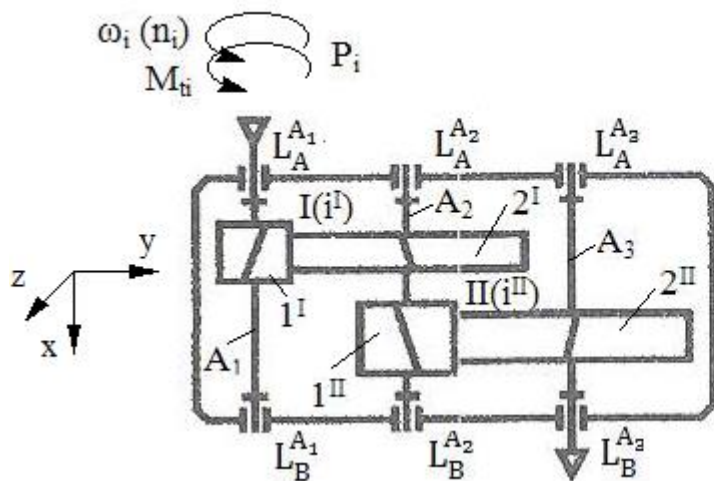
Rezolvare:

$$F_{t1}^I = \frac{2 M_{t1}}{d_1^I} = \frac{2 M_{ti} \cos \beta^I}{m_n^I z_1^I} = \frac{2 \cdot 28000 \cos 15}{2,5 \cdot 20} = 1081,84 \text{ N.}$$

44.

Forța tangențială F_{t1}^I care încarcă pinionul angrenajului cilindric I al reductorului cu axele în planul xy (orizontal), se reduce la nivelul arborelui de intrare (A_1), în punctul O_1^I , la o forță $F_{t1}^I = 1081,84$ N cu direcția și sensul axei z și la un moment de torsiune $M_{t1} = 28000$ Nmm cu direcția și sensul axei x.

Se dau: momentul de torsiune la intrare, $M_{ti} = 28$ Nm; modulul normal al danturii angrenajului I, $m_n^I = 2,5$ mm; numărul de dinți ai pinionului I, $z_1^I = 20$; unghiul de înclinare a danturii angrenajelor I și II, $\beta^I = \beta^{II} = 15^\circ$; raportul de transmitere (angrenare) al angrenajului II, $i^I = 4$; angrenajele au danturile nedeplasate.



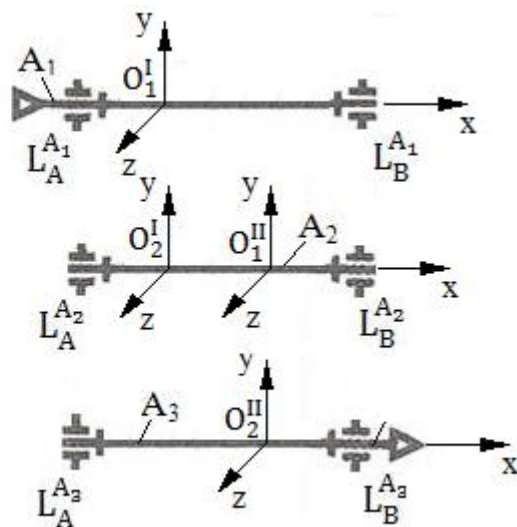
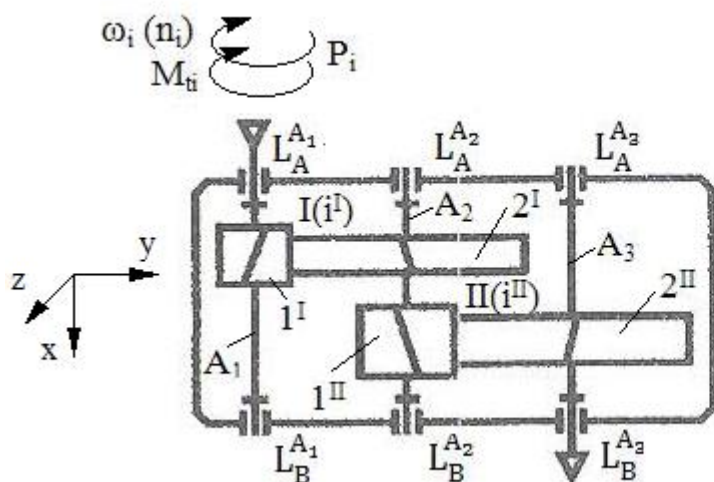
Rezolvare:

$$F_{t1}^I = \frac{2 M_{ti}}{d_1^I} = \frac{2 M_{ti} \cos \beta^I}{m_n^I z_1^I} = \frac{2 \cdot 28000 \cos 15}{2,5 \cdot 20} = 1081,84 \text{ N.}$$

45.

Forța radială F_{r1}^I care încarcă pinionul angrenajului cilindric I al reductorului cu axele în planul xy (orizontal), se reduce la nivelul arborelui de intrare (A_1), în punctul O_1^I , la o forță $F_{r1}^I = 407,65 \text{ N}$ cu direcția și sensul opus axei y.

Se dau: momentul de torsiune la intrare, $M_{ti} = 28 \text{ Nm}$; modulul normal al danturii angrenajului I, $m_n^I = 2,5 \text{ mm}$; numărul de dinți ai pinionului 1^I , $z_1^I = 20$; unghiul profilului cremalierei de referință, $\alpha_n = 20^\circ$; unghiul de înclinare a danturii angrenajelor I și II, $\beta^I = \beta^{II} = 15^\circ$; angrenajele au danturile nedeplasate; se consideră randamentele angrenajelor, $\eta = 1$.



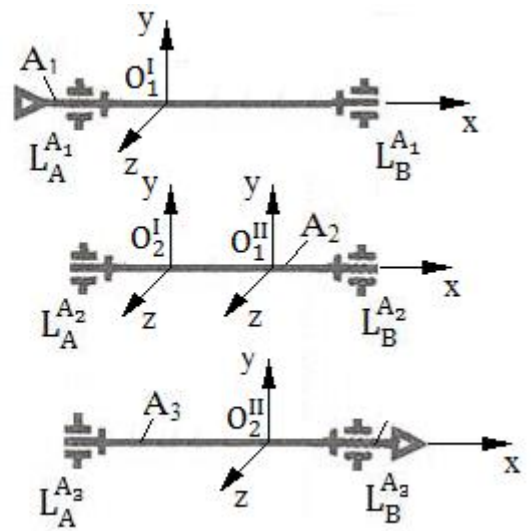
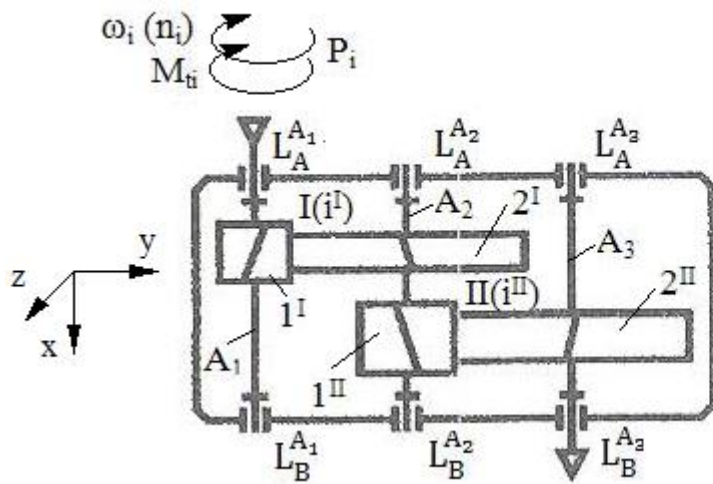
Rezolvare:

$$F_{r1}^I = \frac{2 M_{t1}}{d_1^I \cos \beta^I} \tan \alpha_n = \frac{2 M_{ti} \tan \alpha_n}{m_n^I z_1^I} = \frac{2 \cdot 28000 \tan 20}{2,5 \cdot 20} = 407,65 \text{ N.}$$

46.

Forța axială F_{a1}^I care încarcă pinionul angrenajului cilindric I al reductorului cu axele în planul xy (orizontal), se reduce la nivelul arborelui de intrare (A_1), în punctul O_1^I , la o forță $F_{a1}^I = 289,88 \text{ N}$ cu direcția și sensul axei x și la un moment de încovoiere $M_{t1}^I = 7502,58 \text{ Nmm}$ cu direcția și sensul opus axei z.

Se dau: momentul de torsiune la intrare, $M_{ti} = 28 \text{ Nm}$ modulul normal al danturii angrenajului I, $m_n^I = 2,5 \text{ mm}$; numărul de dinți ai pinionului 1^I , $z_1^I = 20$; unghiul profilului cremalierei de referință, $\alpha_n = 20^\circ$; unghiul de înclinare a danturii angrenajelor I și II, $\beta^I = \beta^{II} = 15^\circ$; angrenajele au danturile nedeplasate; se consideră randamentele angrenajelor, $\eta = 1$.



Rezolvare:

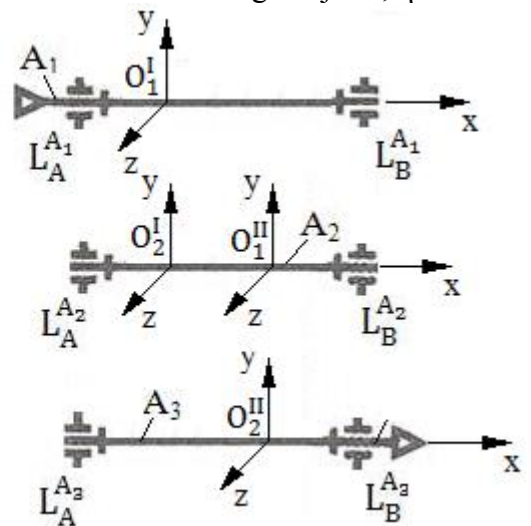
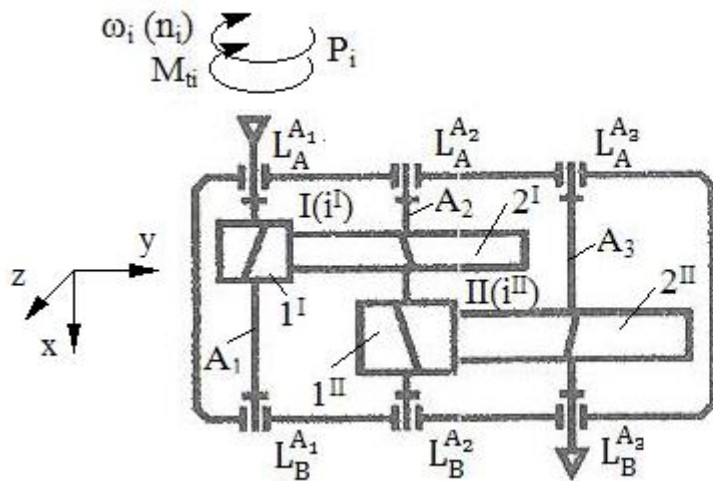
$$F_{a1}^I = \frac{2 M_{t1}}{d_1^I} \tan \beta^I = \frac{2 M_{ti} \cos \beta^I}{m_n^I z_1^I} \tan \beta^I = \frac{2 M_{ti} \sin \beta^I}{m_n^I z_1^I} = \frac{2 \cdot 28000 \sin 15}{2,5 \cdot 20} = 289,88 \text{ N.}$$

$$M_{t1}^I = F_{a1}^I \frac{d_1^I}{2} = F_{a1}^I \frac{m_n^I z_1^I}{2 \cos \beta^I} = 289,88 \frac{2,5 \cdot 20}{2 \cos 15} = 28000 \cdot \tan 15 = 7502,58 \text{ Nmm.}$$

47.

Forța tangențială F_{t1}^{II} care încarcă pinionul angrenajului cilindric II al reductorului cu axe în planul xy (orizontal), se reduce la nivelul arborelui intermediar (A_2), în punctul O_1^{II} , la o forță $F_{t1}^{II} = 2253,83 \text{ N}$ cu direcția și sensul axei z și la un moment de torsiune $M_{t2} = 84000 \text{ Nmm}$ cu direcția și sensul axei x.

Se dau: momentul de torsiune la intrare, $M_{ti} = 28 \text{ Nm}$; modulul normal al danturii angrenajului II, $m_n^{II} = 4 \text{ mm}$; numărul de dinți ai pinionului 1^I , $z_1^I = 20$; numărul de dinți ai pinionului 1^{II} , $z_1^{II} = 18$; unghiul de înclinare a danturii angrenajelor I și II, $\beta^I = \beta^{II} = 15^\circ$; raportul de transmitere (angrenare) al angrenajului II, $i^{II} = 4$; raportul de transmitere al reductorului, $i_R = 12$; angrenajele au danturile nedeplasate; se consideră randamentele angrenajelor, $\eta = 1$.



Rezolvare:

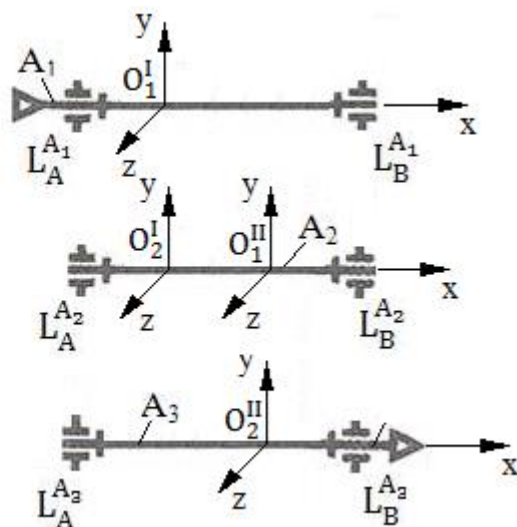
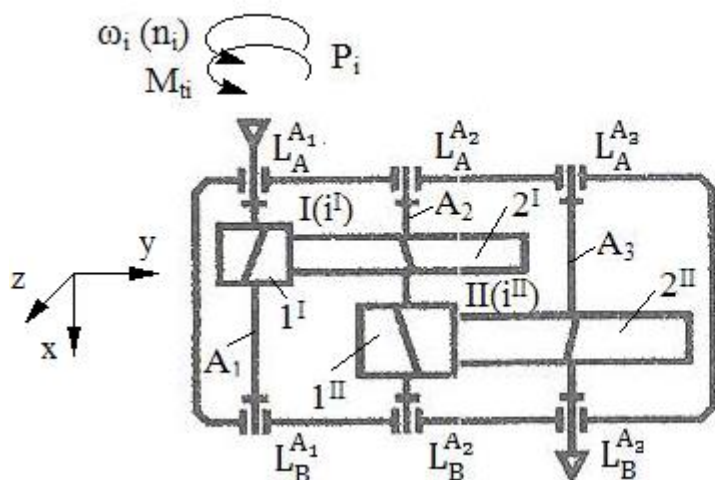
$$F_{t1}^{II} = \frac{2 M_{t2}}{d_1^{II}} = \frac{2 M_{ti} i^I \cos \beta^{II}}{m_n^{II} z_1^{II}} = \frac{2 M_{ti} i_R \cos \beta^{II}}{m_n^{II} z_1^{II} i^{II}} = \frac{2 \cdot 28000 \cdot 12 \cos 15}{4 \cdot 18 \cdot 4} = 2253,83 \text{ N.}$$

$$M_{t2} = M_{ti} i^I = M_{ti} \frac{i_R}{i^{II}} = 28000 \cdot \frac{12}{4} = 84000 \text{ Nmm.}$$

48.

Forța tangențială F_{t1}^{II} care încarcă pinionul angrenajului cilindric II al reductorului cu axe în planul xy (orizontal), se reduce la nivelul arborelui intermediar (A_2), în punctul O_1^{II} , la o forță $F_{t1}^{II} = 2253,83 \text{ N}$ cu direcția și sensul opus axei z și la un moment de torsiune $M_{t2} = 84 \text{ Nm}$ cu direcția și sensul opus axei x.

Se dau: momentul de torsiune la intrare, $M_{ti} = 28 \text{ Nm}$; modulul normal al danturii angrenajului II, $m_n^{II} = 4 \text{ mm}$; numărul de dinți ai pinionului 1^{II} , $z_1^{II} = 18$; unghiul profilului cremalierii de referință, $\alpha_n = 20^\circ$; unghiul de înclinare a danturii angrenajelor I și II, $\beta^I = \beta^{II} = 15^\circ$; raportul de transmitere (angrenare) al angrenajului II, $i^{II} = 4$; raportul de transmitere al reductorului, $i_R = 12$; angrenaje au danturile nedeplasate; se consideră randamentele angrenajelor, $\eta = 1$.



Rezolvare:

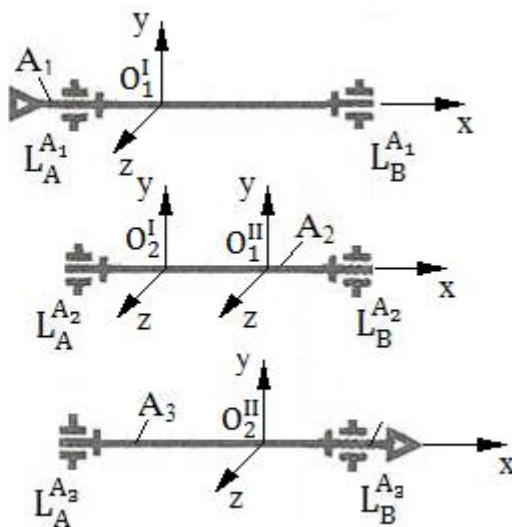
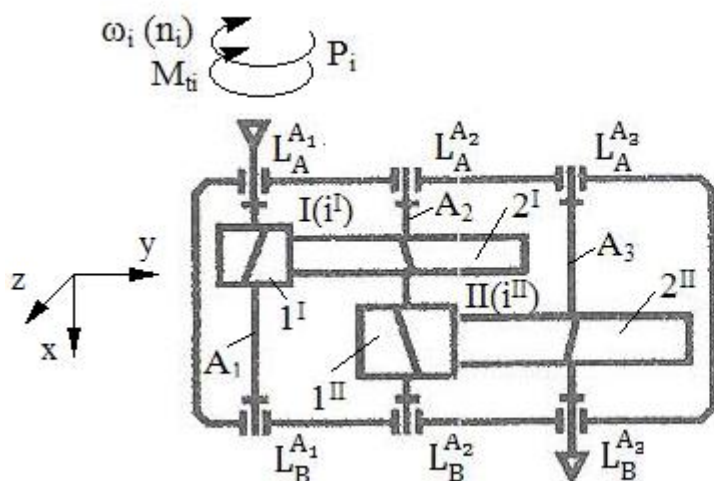
$$F_{t1}^{II} = \frac{2 M_{t2}}{d_1^{II}} = \frac{2 M_{ti} i^I \cos \beta^{II}}{m_n^{II} z_1^{II}} = \frac{2 M_{ti} i_R \cos \beta^{II}}{m_n^{II} z_1^{II} i^{II}} = \frac{2 \cdot 28000 \cdot 12 \cos 15}{4 \cdot 18 \cdot 4} = 2253,83 \text{ N.}$$

$$M_{t2} = M_{ti} i^I = M_{ti} \frac{i_R}{i^{II}} = 28000 \cdot \frac{12}{4} = 84000 \text{ Nmm.}$$

49.

Forța radială F_{r1}^{II} care încarcă pinionul angrenajului cilindric II al reductorului cu axe în planul xy (orizontal), se reduce la nivelul arborelui intermediar (A_2), în punctul O_1^{II} , la o forță $F_{r1}^{II} = 849,26 \text{ N}$ cu direcția și sensul opus axei y.

Se dau: momentul de torsiune la intrare, $M_{ti} = 28 \text{ Nm}$; modulul normal al danturii angrenajului II, $m_n^{II} = 4 \text{ mm}$; numărul de dinți ai pinionului 1^{II} , $z_1^{II} = 18$; unghiul profilului cremalierii de referință, $\alpha_n = 20^\circ$; unghiul de înclinare a danturii angrenajelor I și II, $\beta^I = \beta^{II} = 15^\circ$; raportul de transmitere (angrenare) al angrenajului II, $i^{II} = 4$; raportul de transmitere al reductorului, $i_R = 12$; angrenaje au danturile nedeplasate; se consideră randamentele angrenajelor, $\eta = 1$.



Rezolvare:

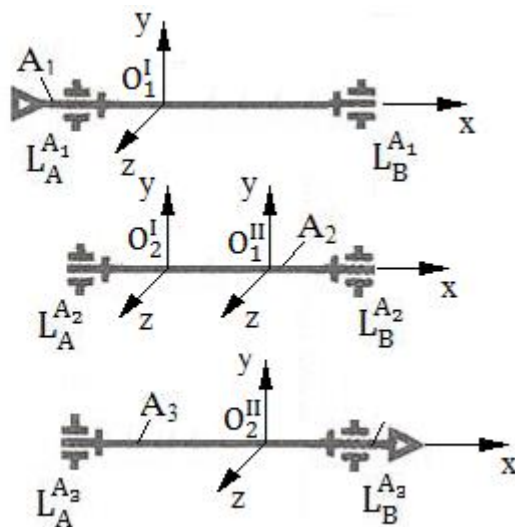
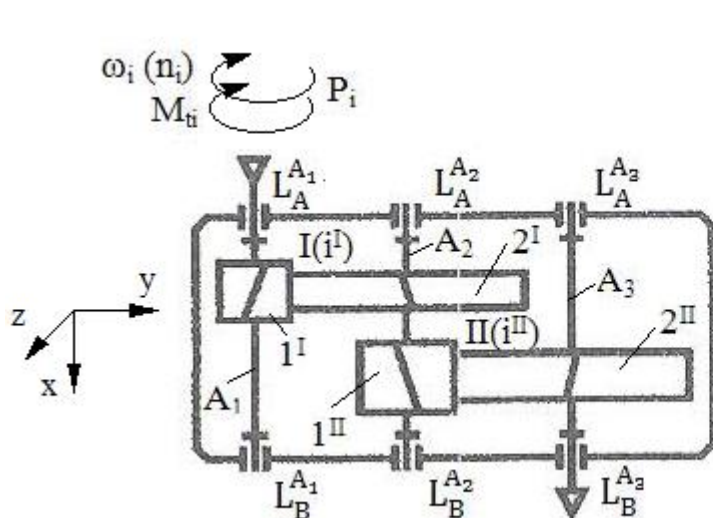
$$F_{r1}^{II} = \frac{2 M_{t2}}{d_1^{II} \cos \beta^{II}} \tan \alpha_n = \frac{2 M_{ti} i^I \tan \alpha_n}{m_n^{II} z_1^{II}} = \frac{2 M_{ti} i_R \tan \alpha_n}{m_n^{II} z_1^{II} i^{II}} = \frac{2 \cdot 28000 \cdot 12 \tan 20}{4 \cdot 18 \cdot 4} = 849,26 \text{ N.}$$

50.

Forța axială F_{a1}^{II} care încarcă pinionul angrenajului cilindric II al reductorului cu axe în planul xy (orizontal), se

reduce la nivelul arborelui intermediar (A_2), în punctul O_1^{II} , la o forță $F_{a1}^{II} = 603,91$ N cu direcția și sensul axei x și la un moment de încovoiere $M_{i2}^{II} = 22507,73$ Nmm cu direcția și sensul opus axei z .

Se dau: momentul de torsiune la intrare, $M_{ti} = 28$ Nm; modulul normal al danturii angrenajului II, $m_n^{II} = 4$ mm; numărul de dinți ai pinionului 1^{II} , $z_1^{II} = 18$; unghiul profilului cremalierei de referință, $\alpha_n = 20^\circ$; unghiul de înclinare a danturii angrenajelor I și II, $\beta^I = \beta^{II} = 15^\circ$; raportul de transmitere (angrenare) al angrenajului II, $i^{II} = 4$; raportul de transmitere al reductorului, $i_R = 12$; angrenajele au danturile nedeplasate; se consideră randamentele angrenajelor, $\eta = 1$.



Rezolvare:

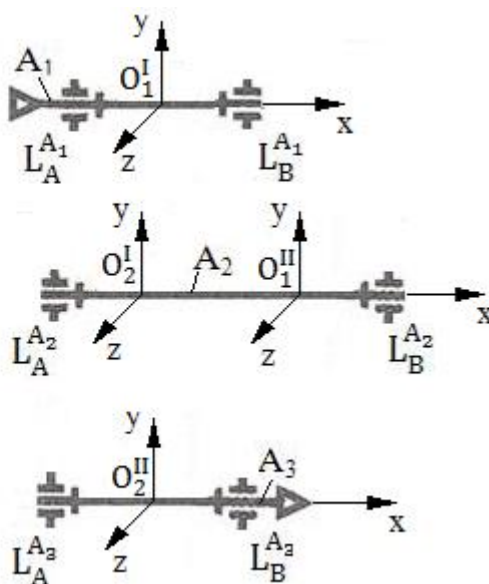
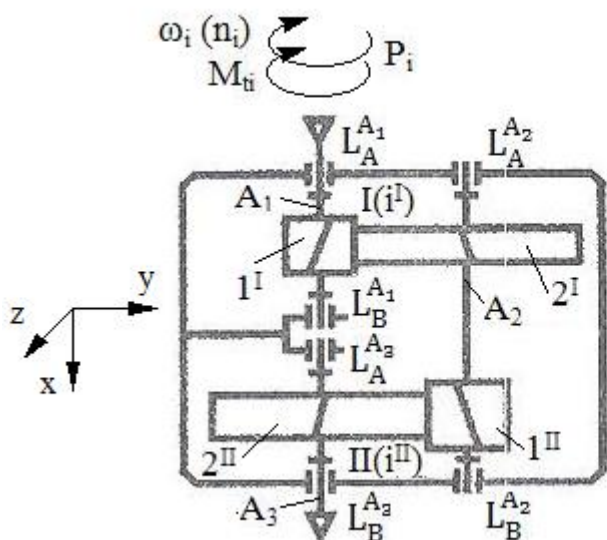
$$F_{a1}^{II} = \frac{2 M_{ti}}{d_1^{II}} \tan \beta^{II} = \frac{2 M_{ti} i^I \cos \beta^{II}}{m_n^{II} z_1^{II}} \tan \beta^{II} = \frac{2 M_{ti} i_R \sin \beta^{II}}{m_n^{II} z_1^{II} i^{II}} = \frac{2 \cdot 28000 \cdot 12 \sin 15}{4 \cdot 18 \cdot 4} = 603,91 \text{ N.}$$

$$M_{i1}^{II} = F_{a1}^{II} \frac{m_n^{II} z_1^{II}}{2 \cos \beta^{II}} = 603,91 \frac{4 \cdot 18}{2 \cos 15} = 28000 \cdot 3 \tan 15 = 22507,73 \text{ Nmm.}$$

51.

Forța radială F_{r1}^I care încarcă pinionul angrenajului cilindric I al reductorului cu axele în planul xy (orizontal), se reduce la nivelul arborelui de intrare (A_1), în punctul O_1^I , la o forță $F_{r1}^I = 487,81$ N cu direcția și sensul opus axei y .

Se dau: puterea, $P_i = 4$ kW; turația $n_i = 1000$ rot/min; modulul normal al danturii angrenajului I, $m_n^I = 3$ mm; numărul de dinți ai pinionului 1^I , $z_1^I = 19$; numărul de dinți ai roții 2^I , $z_2^I = 57$; unghiul profilului cremalierei de referință, $\alpha_n = 20^\circ$; unghiul de înclinare a danturii angrenajului I, $\beta^I = 18^\circ$.



Rezolvare:

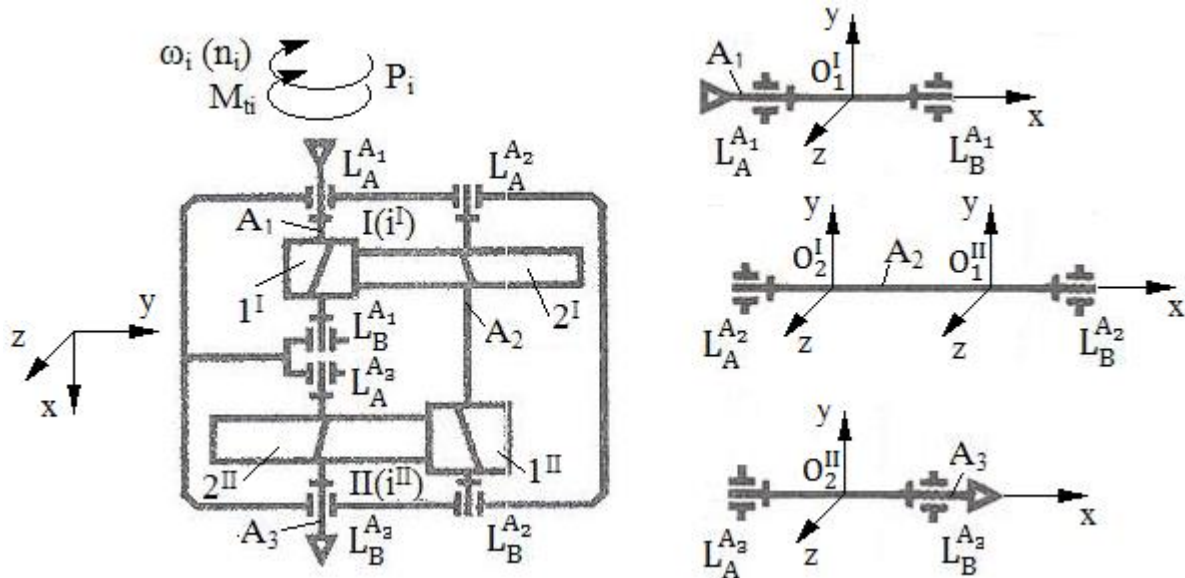
$$M_{ti} = \frac{30}{\pi n_i} P_i 10^6 = \frac{30}{\pi 1000} 4 \cdot 10^6 = 38197,1863 \text{ Nmm.}$$

$$F_{r1}^I = \frac{2 M_{t1}}{d_1^I \cos \beta^I} \tan \alpha_n = \frac{2 M_{ti} \tan \alpha_n}{m_n^I z_1^I} = \frac{2 \cdot 38197,1863 \cdot \tan 20}{3 \cdot 19} = 487,81 \text{ N.}$$

52.

Forța radială F_{r2}^I care încarcă roata angrenajului cilindric I al reductorului cu axele în planul xy (orizontal), se reduce la nivelul arborelui intermediar (A_2), în punctul O_2^I , la o forță $F_{r2}^I = 487,81 \text{ N}$ cu direcția și sensul axei y.

Se dau: puterea, $P_i = 4 \text{ kW}$; turația $n_i = 1000 \text{ rot/min}$; modulul normal al danturii angrenajului I, $m_n^I = 3 \text{ mm}$; modulul normal al danturii angrenajului II, $m_n^{II} = 4 \text{ mm}$; numărul de dinți ai pinionului 1^I , $z_1^I = 19$; numărul de dinți ai pinionului 1^{II} , $z_1^{II} = 17$; numărul de dinți ai roții 2^I , $z_2^I = 57$; numărul de dinți ai roții 2^{II} , $z_2^{II} = 85$; unghiul profilului cremalierei de referință, $\alpha_n = 20^\circ$; unghiul de înclinare a danturii angrenajului I, $\beta^I = 18^\circ$; unghiul de înclinare a danturii angrenajului II, $\beta^{II} = 12^\circ$; angrenajele au danturile nedeplasate; se consideră randamentele angrenajelor, $\eta = 1$.



Rezolvare:

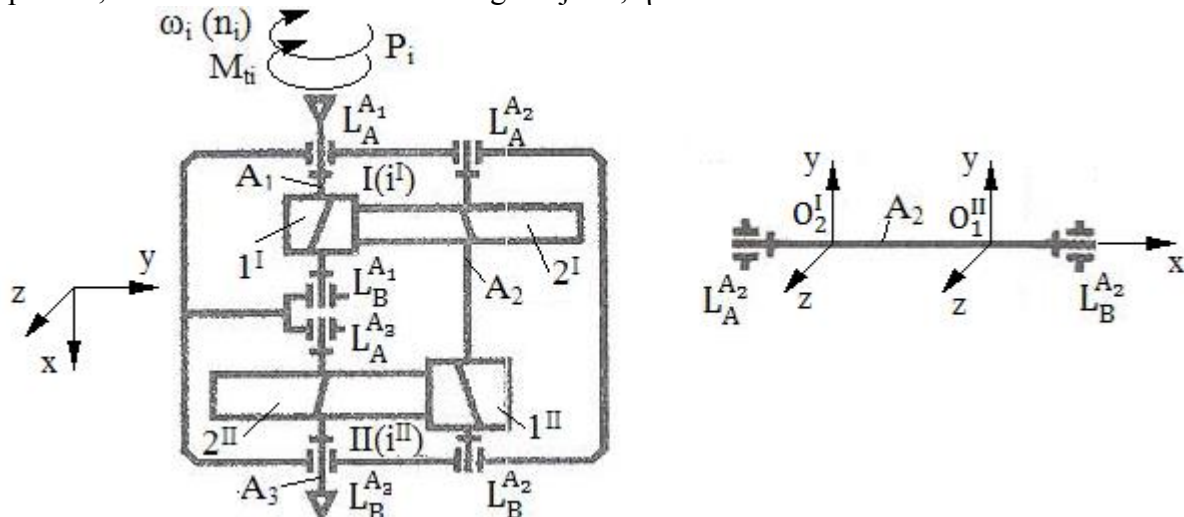
$$M_{ti} = \frac{30}{\pi n_i} P_i 10^6 = \frac{30}{\pi 1000} 4 \cdot 10^6 = 38197,1863 \text{ Nmm.}$$

$$F_{r2}^I = \frac{2 M_{t2}}{d_2^I \cos \beta^I} \tan \alpha_n = \frac{2 M_{t1} z_2^I \tan \alpha_n}{m^I z_2^I z_1^I} = \frac{2 M_{ti} \tan \alpha_n}{m^I z_1^I} = \frac{2 \cdot 38197,19 \tan 20}{3 \cdot 19} = 487,81 \text{ N.}$$

53.

Forța tangențială F_{t1}^{II} care încarcă pinionul angrenajului cilindric II al reductorului cu axele în planul xy (orizontal), se reduce la nivelul arborelui intermediar (A_2), în punctul O_1^{II} , la o forță $F_{t1}^{II} = 3296,69 \text{ N}$ cu direcția și sensul opus axei z și la un moment de torsiune $M_{t2} = 114591,56 \text{ Nmm}$ cu direcția și sensul axei x.

Se dau: puterea, $P_i = 4 \text{ kW}$; turația $n_i = 1000 \text{ rot/min}$; modulul normal al danturii angrenajului II, $m_n^{II} = 4 \text{ mm}$; numărul de dinți ai pinionului 1^I , $z_1^I = 19$; numărul de dinți ai pinionului 1^{II} , $z_1^{II} = 17$; numărul de dinți ai roții 2^I , $z_2^I = 57$; numărul de dinți ai roții 2^{II} , $z_2^{II} = 85$; unghiul de înclinare a danturii angrenajului II, $\beta^{II} = 12^\circ$; angrenajele au danturile nedeplasate; se consideră randamentele angrenajelor, $\eta = 1$.



Rezolvare:

$$M_{ti} = \frac{30}{\pi n_i} P_i 10^6 = \frac{30}{\pi 1000} 4 \cdot 10^6 = 38197,1863 \text{ Nmm.}$$

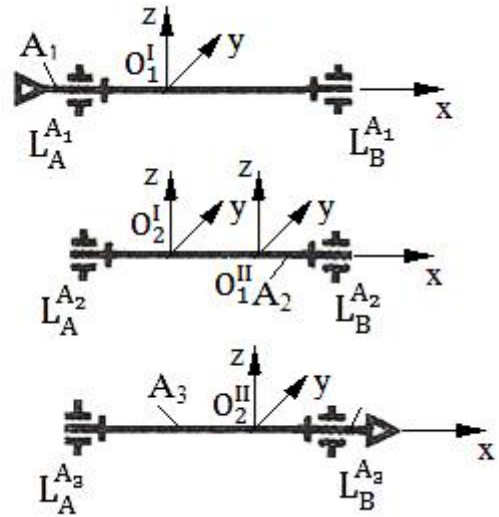
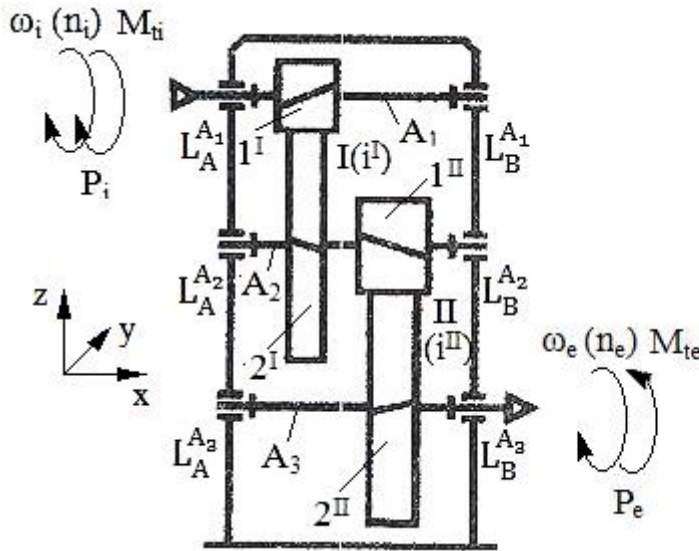
$$F_{t1}^{II} = \frac{2 M_{t2}}{d_1^{II}} = \frac{2 M_{ti} z_2^I \cos \beta^{II}}{m_n^{II} z_1^{II} z_1^I} = \frac{2 \cdot 38197,1863 \cdot 57 \cos 12}{4 \cdot 17 \cdot 19} = 3296,69 \text{ N.}$$

$$M_{t2} = M_{ti} \frac{z_2^I}{z_1^I} = 38197,1863 \cdot \frac{57}{19} = 114591,56 \text{ Nmm.}$$

54.

Forța tangențială F_{t1}^I care încarcă pinionul angrenajului cilindric I al reductorului cu axele în planul xz (vertical), se reduce la nivelul arborelui de intrare (A_1), în punctul O_1^I , la o forță $F_{t1}^I = 1373,23 \text{ N}$ cu direcția și sensul opus axei y și la un moment de torsiune $M_{t1} = 45 \text{ Nm}$ cu direcția și sensul opus axei x.

Se dau: momentul de torsiune la ieșire, $M_{te} = 540 \text{ Nm}$; diametrul de divizare al pinionului I, $d_1^I = 65,53886 \text{ mm}$; raportul de transmitere (angrenare) al angrenajului I, $i^I = 3$; raportul de transmitere (angrenare) al angrenajului II, $i^{II} = 4$; angrenajele au danturile nedeplasate; se consideră randamentele angrenajelor, $\eta = 1$.



Rezolvare:

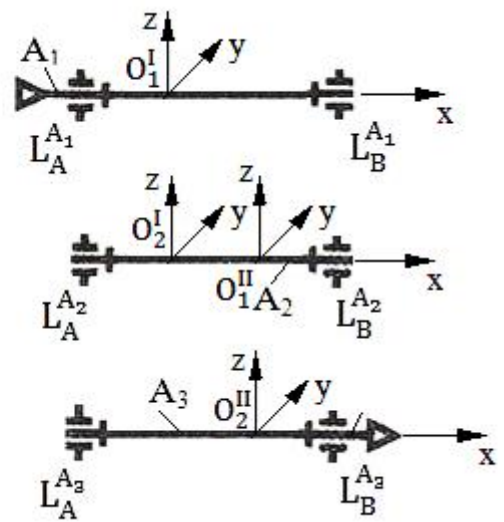
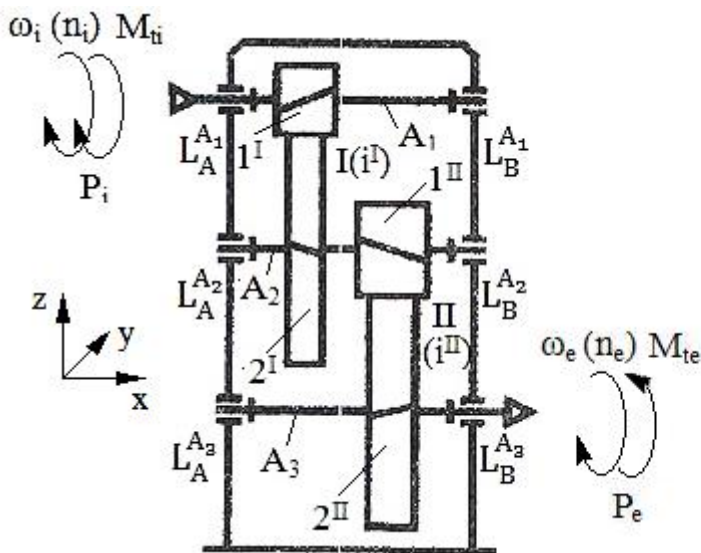
$$M_{t1} = M_{te} \frac{1}{i^I i^{II}} = 540000 \frac{1}{3 \cdot 4} = 45000 \text{ Nmm.}$$

$$F_{t1}^I = \frac{2 M_{t1}}{d_1^I} = \frac{2 \cdot 45000}{65,53886} = 1373,23 \text{ N.}$$

55.

Forța radială F_{r1}^I care încarcă pinionul angrenajului cilindric I al reductorului cu axele în planul xz (vertical), se reduce la nivelul arborelui de intrare (A_1), în punctul O_1^I , la o forță $F_{r1}^I = 519,96 \text{ N}$ cu direcția și sensul axei z.

Se dau: momentul de torsiune la ieșire, $M_{te} = 540 \text{ Nm}$; diametrul de divizare al pinionului I, $d_1^I = 65,53886 \text{ mm}$; unghiul profilului cremalierei de referință $\alpha_n = 20^\circ$, unghiul de înclinare a danturii angrenajelor I și II, $\beta^I = \beta^{II} = 16^\circ$, raportul de transmitere (angrenare) al angrenajului I, $i^I = 3$; raportul de transmitere (angrenare) al angrenajului II, $i^{II} = 4$; angrenajele au danturile nedeplasate; se consideră randamentele angrenajelor, $\eta = 1$.



Rezolvare:

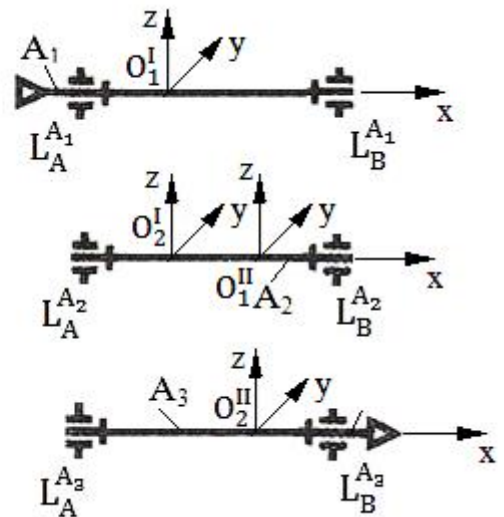
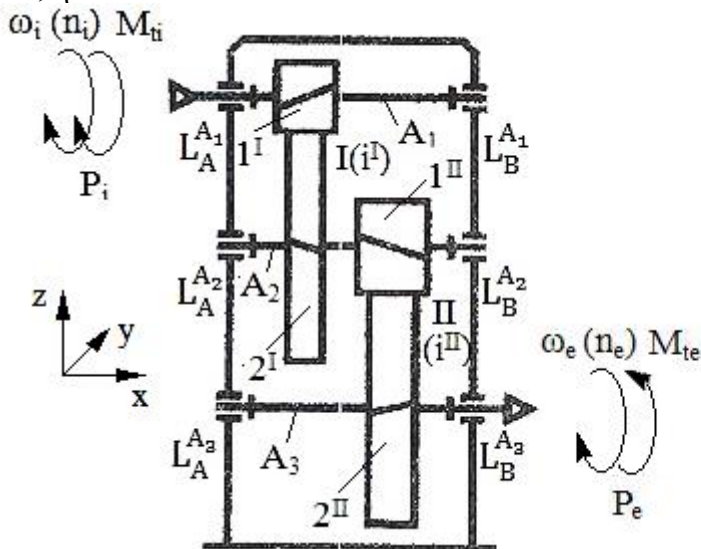
$$M_{t1} = M_{te} \frac{1}{i^I i^{II}} = 540000 \frac{1}{3 \cdot 4} = 45000 \text{ Nmm.}$$

$$F_{r1}^I = \frac{2 M_{t1}}{d_1^I \cos \beta^I} \tan \alpha_n = \frac{2 \cdot 45000 \tan 20}{65,53886 \cos 16} = 519,96 \text{ N.}$$

56.

Forța radială F_{r1}^{II} care încarcă pinionul angrenajului cilindric II al reductorului cu axele în planul xz (vertical), se reduce la nivelul arborelui intermediar (A_2), în punctul O_1^{II} , la o forță $F_{r1}^{II} = 1293,05 \text{ N}$ cu direcția și sensul axei z .

Se dau: momentul de torsiune la ieșire, $M_{te} = 540 \text{ Nm}$; turația $n_i = 1500 \text{ rot/min}$; diametrul de divizare al pinionului I, $d_1^I = 65,53886 \text{ mm}$; modulul normal al danturii angrenajului II, $m_n^{II} = 4 \text{ mm}$; numărul de dinți ai pinionului I, $z_1^I = 21$; numărul de dinți ai pinionului I, $z_1^{II} = 19$; unghiul profilului cremalierei de referință $\alpha_n = 20^\circ$, unghiul de înclinare a danturii angrenajelor I și II, $\beta^I = \beta^{II} = 16^\circ$, raportul de transmitere (angrenare) al angrenajului I, $i^I = 3$; raportul de transmitere (angrenare) al angrenajului II, $i^{II} = 4$; angrenajele au danturile nedeplasate; se consideră randamentele angrenajelor, $\eta = 1$.



Rezolvare:

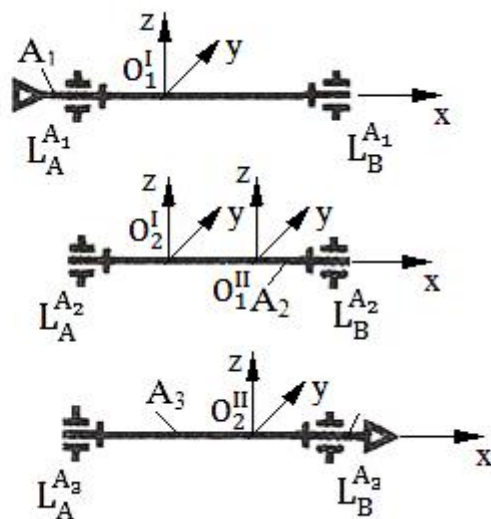
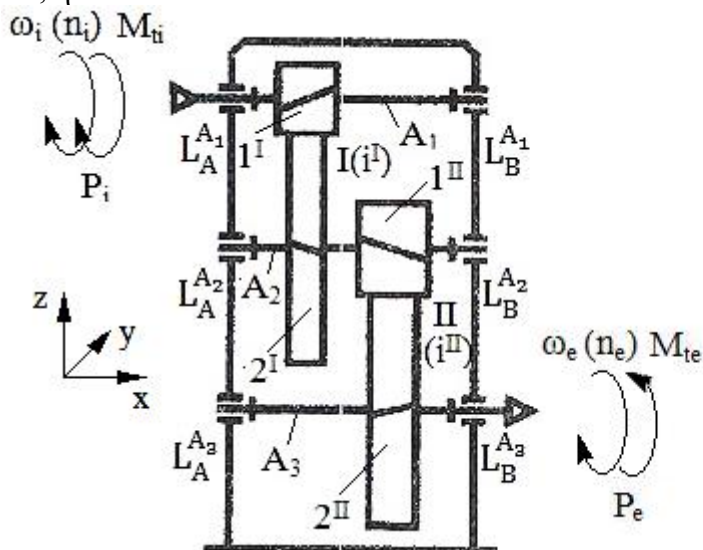
$$M_{t2} = M_{te} \frac{1}{i^{II}} = 540000 \frac{1}{4} = 135000 \text{ Nmm}$$

$$F_{r1}^{II} = \frac{2 M_{t2}}{d_1^{II} \cos \beta^{II}} \tan \alpha_n = \frac{2 M_{t2} \tan \alpha_n}{m_n^{II} z_1^{II}} = \frac{2 \cdot 135000 \cdot \tan 20}{4 \cdot 19} = 1293,05 \text{ N.}$$

57.

Forța tangențială F_{t2}^{II} care încarcă roata angrenajului cilindric II al reductorului cu axele în planul xz (vertical), se reduce la nivelul arborelui de ieșire (A_3), în punctul O_2^{II} , la o forță $F_{t2}^{II} = 3415,01 \text{ N}$ cu direcția și sensul opus axei y și la un moment de torsiune $M_{t3} = 540 \text{ Nm}$ cu direcția și sensul axei x .

Se dau: momentul de torsiune la ieșire, $M_{te} = 540 \text{ Nm}$; turația $n_i = 1500 \text{ rot/min}$; diametrul de divizare al pinionului I, $d_1^I = 65,53886 \text{ mm}$; modulul normal al danturii angrenajului II, $m_n^{II} = 4 \text{ mm}$; numărul de dinți ai pinionului 1^I , $z_1^I = 21$; numărul de dinți ai pinionului 1^{II} , $z_1^{II} = 19$; unghiul profilului cremalierii de referință $\alpha_n = 20^\circ$, unghiul de înclinare a danturii angrenajelor I și II, $\beta^I = \beta^{II} = 16^\circ$, raportul de transmitere (angrenare) al angrenajului I, $i^I = 3$; raportul de transmitere (angrenare) al angrenajului II, $i^{II} = 4$; angrenajele au danturile nedeplasate; se consideră randamentele angrenajelor, $\eta = 1$.



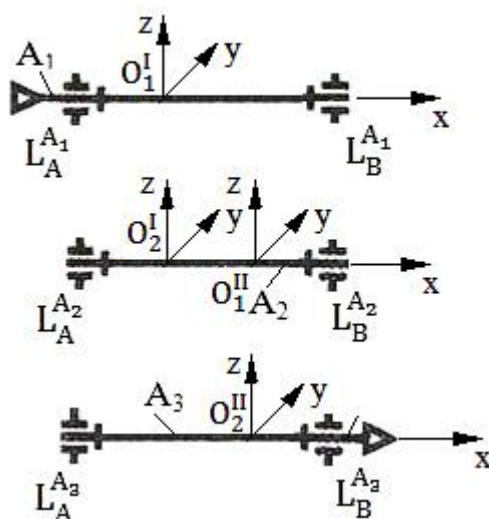
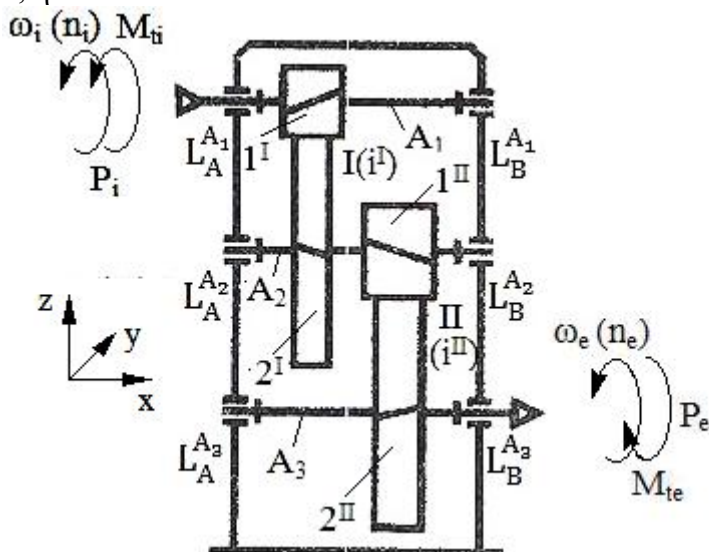
Rezolvare:

$$F_{t2}^{II} = \frac{2 M_{t3}}{d_2^{II}} = \frac{2 M_{t3} \cos \beta^{II}}{m^{II} z_2^{II}} = \frac{2 M_{t3} \cos \beta^{II}}{m^{II} i^{II} z_1^{II}} = \frac{2 \cdot 540000 \cos 16}{4 \cdot 4 \cdot 19} = 3415,01 \text{ N}.$$

58.

Forța tangențială F_{t2}^{II} care încarcă roata angrenajului cilindric II al reductorului cu axele în planul xz (vertical), se reduce la nivelul arborelui de ieșire (A_3), în punctul O_2^{II} , la o forță $F_{t2}^{II} = 3415,01 \text{ N}$ cu direcția și sensul axei y și la un moment de torsiune $M_{t3} = 540 \text{ Nm}$ cu direcția și sensul opus axei x.

Se dau: momentul de torsiune la ieșire, $M_{te} = 540 \text{ Nm}$; numărul de dinți ai pinionului 1^{II} , $z_1^{II} = 19$; modulul normal al danturii angrenajului II, $m_n^{II} = 4 \text{ mm}$; unghiul de înclinare a danturii angrenajelor I și II, $\beta^I = \beta^{II} = 16^\circ$, raportul de transmitere (angrenare) al angrenajului II, $i^{II} = 4$; angrenajele au danturile nedeplasate; se consideră randamentele angrenajelor, $\eta = 1$.



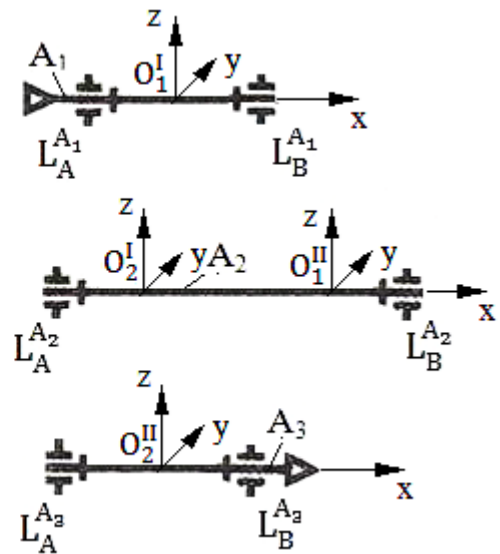
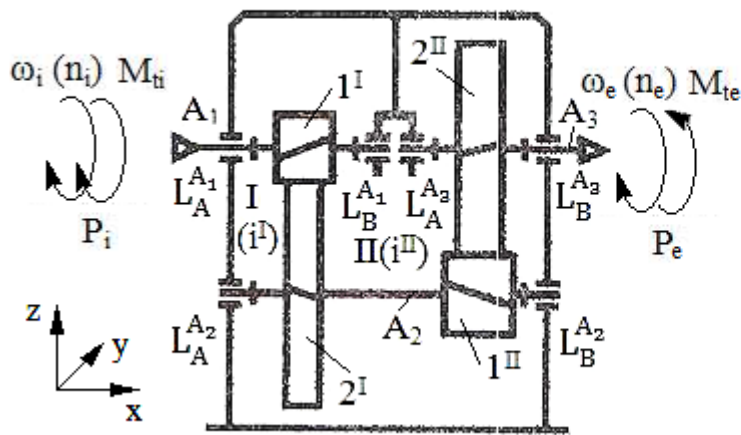
Rezolvare:

$$F_{t2}^{II} = \frac{2 M_{t3}}{d_2^{II}} = \frac{2 M_{t3} \cos \beta^{II}}{m^{II} z_2^{II}} = \frac{2 M_{t3} \cos \beta^{II}}{m^{II} i^{II} z_1^{II}} = \frac{2 \cdot 540000 \cos 16}{4 \cdot 4 \cdot 19} = 3415,01 \text{ N}.$$

59.

Forța radială F_{r1}^{II} care încarcă pinionul angrenajului cilindric II al reductorului cu axele în planul xz (vertical), se reduce

la nivelul arborelui intermediar (A_2), în punctul O_1^{II} , la o forță $F_{r1}^{\text{II}} = 643,64 \text{ N}$ cu direcția și sensul opus axei z .
 Se dau: puterea la ieșire, $P_e = 5 \text{ kW}$; turația la ieșire (arborele A_3), $n_e = 300 \text{ rot/min}$; modulul normal al danturii angrenajului I, $m_n^{\text{I}} = 1,5 \text{ mm}$; modulul normal al danturii angrenajului II, $m_n^{\text{II}} = 2,5 \text{ mm}$; numărul de dinți ai pinionului 1^{I} , $z_1^{\text{I}} = 20$; numărul de dinți ai pinionului 1^{II} , $z_1^{\text{II}} = 18$; unghiul profilului cremalierei de referință $\alpha_n = 20^\circ$, unghiul de înclinare a danturii angrenajelor I și II, $\beta^{\text{I}} = \beta^{\text{II}} = 10^\circ$; raportul de transmitere al reductorului, $i_R = 10$; raportul de transmitere (angrenare) al angrenajului II, $i^{\text{II}} = 4$; angrenajele au danturile nedeplasate; se consideră randamentele angrenajelor, $\eta = 1$.



Rezolvare:

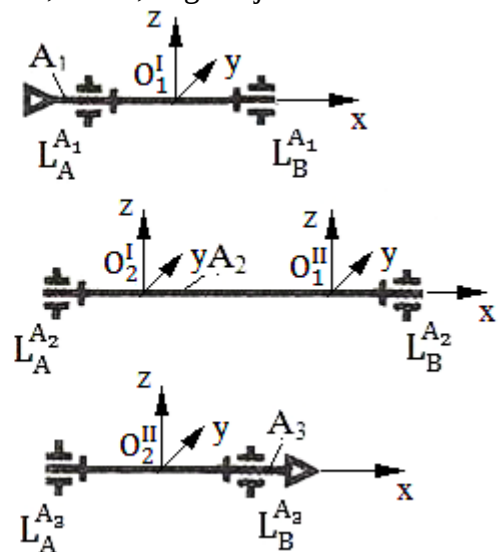
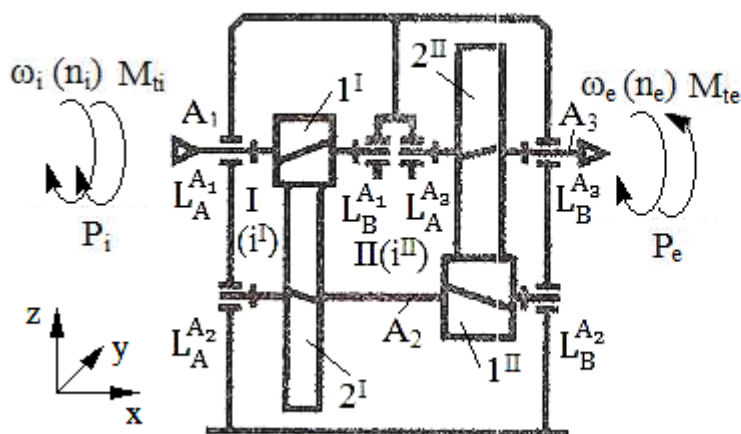
$$M_{t2} = M_{te} \frac{1}{i^{\text{II}}} = P_e \frac{30}{\pi n_e} 10^6 \frac{1}{i^{\text{II}}} = 5 \frac{30}{\pi 300} 10^6 \frac{1}{4} = \frac{1,25}{\pi} 10^5 \text{ Nmm} = 39788,74 \text{ Nmm}.$$

$$F_{r1}^{\text{II}} = \frac{2 M_{t2}}{d_1^{\text{II}} \cos \beta^{\text{II}}} \tan \alpha_n = \frac{2 M_{t2} \tan \alpha_n}{m^{\text{II}} z_1^{\text{II}}} = \frac{2 \cdot \frac{1,25}{\pi} 10^5 \tan 20}{2,5 \cdot 18} = 643,64 \text{ N}.$$

60.

Forța tangențială F_{t2}^{II} care încarcă roata angrenajului cilindric II al reductorului cu axele în planul xz (vertical), se reduce la nivelul arborelui de ieșire (A_3), în punctul O_2^{II} , la o forță $F_{t2}^{\text{II}} = 1741,52 \text{ N}$ cu direcția și sensul axei y și la un moment de torsiune $M_{t3} = 159154,943 \text{ Nmm}$ cu direcția și sensul axei x .

Se dau: puterea la ieșire, $P_e = 5 \text{ kW}$; turația la ieșire (arborele A_3), $n_e = 300 \text{ rot/min}$; modulul normal al danturii angrenajului II, $m_n^{\text{II}} = 2,5 \text{ mm}$; numărul de dinți ai pinionului 1^{II} , $z_1^{\text{II}} = 18$; unghiul de înclinare a danturii angrenajelor I și II, $\beta^{\text{I}} = \beta^{\text{II}} = 10^\circ$; raportul de transmitere (angrenare) al angrenajului II, $i^{\text{II}} = 4$; angrenajele au danturile nedeplasate.



Rezolvare:

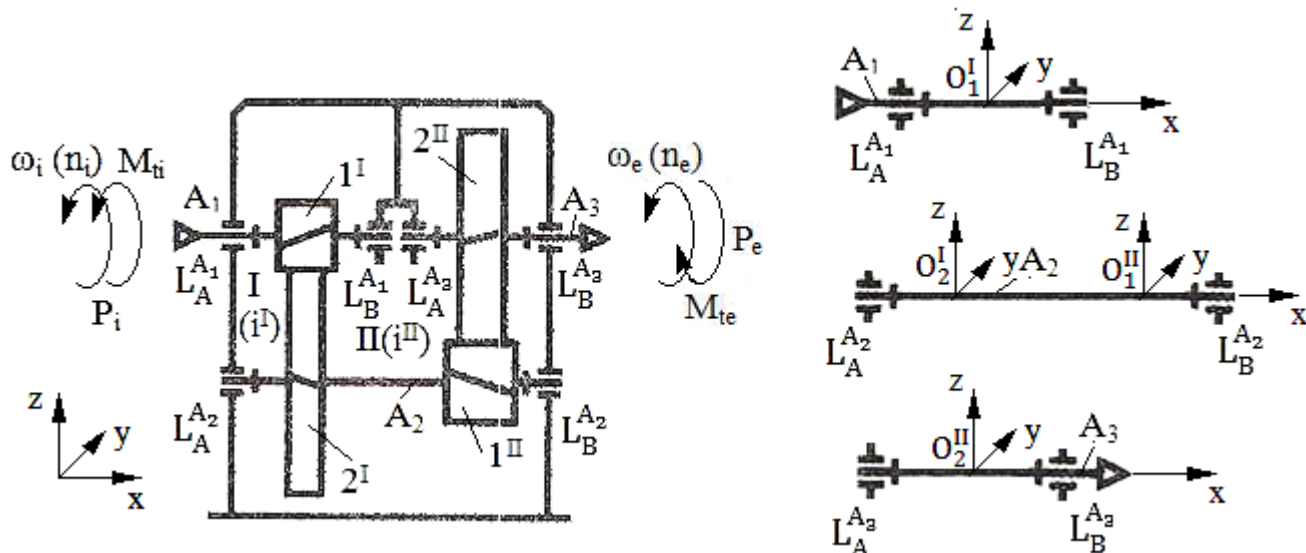
$$M_{t3} = M_{te} = P_e \frac{30}{\pi n_e} 10^6 = 5 \frac{30}{\pi 300} 10^6 = 159154,943 \text{ Nmm}.$$

$$F_{t2}^{\text{II}} = \frac{2 M_{t3}}{d_2^{\text{II}}} = \frac{2 M_{t3} \cos \beta^{\text{II}}}{m^{\text{II}} i^{\text{II}} z_1^{\text{II}}} = \frac{2 \cdot 159154,943 \cdot \cos 10}{2,5 \cdot 4 \cdot 18} = 1741,52 \text{ N}.$$

61.

Forța tangențială F_{t2}^{II} care încarcă roata angrenajului cilindric II al reductorului cu axe în planul xz (vertical), se reduce la nivelul arborelui de ieșire (A_3), în punctul O_2^{II} , la o forță $F_{t2}^{II} = 1741,52$ N cu direcția și sensul opus axei y și la un moment de torsiune $M_{t3} = 159154,94$ Nmm cu direcția și sensul opus axei x.

Se dau: puterea la ieșire, $P_e = 5$ kW; turația la ieșire (arborele A_3), $n_e = 300$ rot/min; modulul normal al danturii angrenajului II, $m_n^{II} = 2,5$ mm; numărul de dinți ai pinionului 1^{II} , $z_1^{II} = 18$; unghiul profilului cremalierei de referință $\alpha_n = 20^\circ$; unghiul de înclinare a danturii angrenajelor I și II, $\beta^I = \beta^{II} = 10^\circ$; raportul de transmitere (angrenare) al angrenajului II, $i^{II} = 4$; angrenaje au danturile nedeplasate; se consideră randamentele angrenajelor, $\eta = 1$.



Rezolvare:

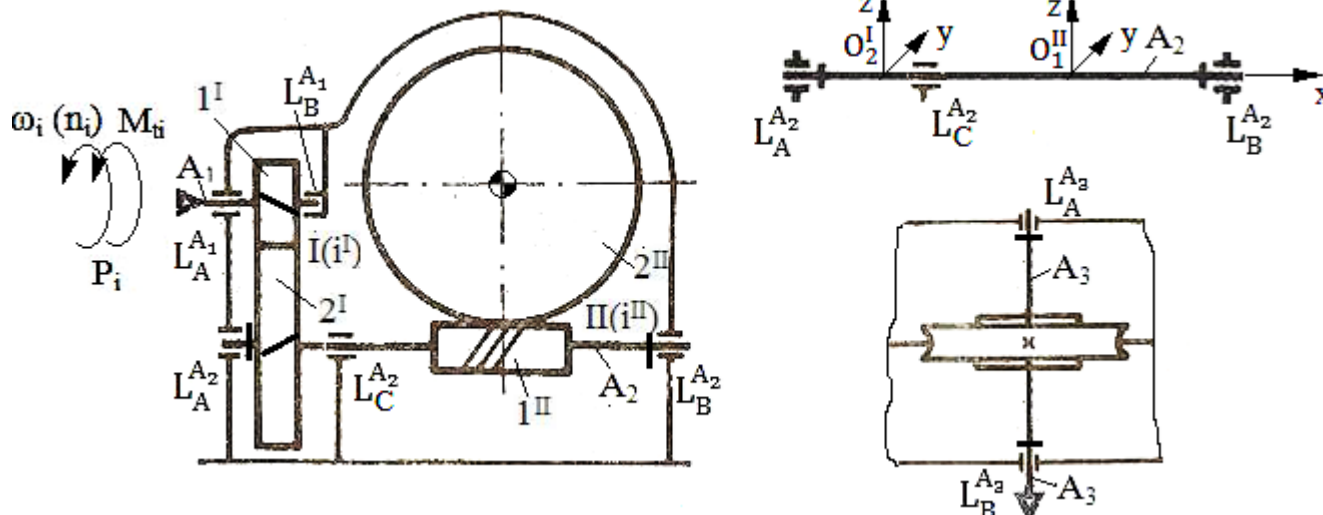
$$M_{t3} = M_{te} = P_e \frac{30}{\pi n_e} 10^6 = 5 \frac{30}{\pi 300} 10^6 = 159154,94 \text{ Nmm}.$$

$$F_{t2}^{II} = \frac{2 M_{t3}}{d_2^{II}} = \frac{2 M_{t3} \cos \beta^{II}}{m^{II} z_2^{II}} = \frac{2 M_{t3} \cos \beta^{II}}{m^{II} i^{II} z_1^{II}} = \frac{2 \cdot 159154,94 \cdot \cos 10}{2,5 \cdot 4 \cdot 18} = 1741,52 \text{ N}.$$

62.

Forța tangențială F_{t1}^{II} care încarcă melcul angrenajului melcat cilindric, se reduce la nivelul arborelui intermediar (A_2), în punctul O_1^{II} , la o forță $F_{t1}^{II} = 3055,77$ N cu direcția și sensul axei y și la un moment de torsiune $M_{t2} = 76394,37$ Nmm cu direcția și sensul opus axei x.

Se dau: turația la intrare, $n_i = 3000$ rot/min; puterea la ieșire (arborele A_3), $P_e = 6$ kW; modulul axial al melcului (frontal al roții), $m_x^{II} = 5$ mm; raportul de transmitere (angrenare) al angrenajului cilindric I, $i^I = 3$; factorul diametral al melcului, $q = 10$; angrenaje au danturile nedeplasate; randamentul angrenajului cilindric I, $\eta^I = 1$ și al angrenajului melcat II, $\eta^{II} = 0,75$.



Rezolvare:

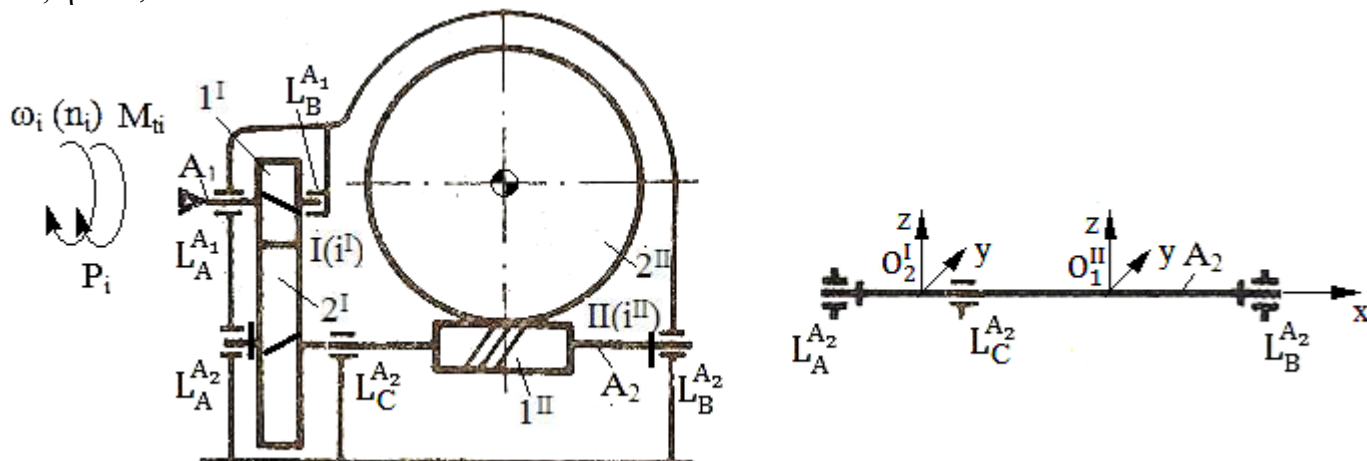
$$M_{t2} = M_{t1} i^I \eta^I = P_e \frac{1}{\eta^I \eta^{II}} \frac{30}{\pi n_i} 10^6 i^I \eta^I = P_e \frac{1}{\eta^{II}} \frac{30}{\pi n_i} i^I 10^6 = 6 \cdot \frac{1}{0,75} \frac{30}{\pi 3000} 3 \cdot 10^6 = \frac{24}{\pi} 10^4 = 76394,373 \text{ Nmm}.$$

$$F_{t1}^{II} = F_{a2}^{II} = \frac{2 M_{t2}}{d_1^{II}} = \frac{2 M_{t2}}{m_x^{II} q} = \frac{2 \cdot 76394,373}{5 \cdot 10} = 3055,77 \text{ N.}$$

63.

Forța tangențială F_{t1}^{II} care încarcă melcul angrenajului melcat cilindric, se reduce la nivelul arborelui intermediar (A_2), în punctul O_1^{II} , la o forță $F_{t1}^{II} = 3055,77 \text{ N}$ cu direcția și sensul opus axei y și la un moment de torsiune $M_{t2} = 76394,37 \text{ Nmm}$ cu direcția și sensul axei x .

Se dau: turația la intrare, $n_i = 3000 \text{ rot/min}$; puterea la ieșire (arborele A_3), $P_e = 6 \text{ kW}$; modulul normal al danturii angrenajului cilindric I, $m_n^I = 2,5 \text{ mm}$; modulul axial al melcului (frontal al roții), $m_x^{II} = 5 \text{ mm}$; factorul diametral al melcului, $q = 10$; angrenajele au danturile nedeplasate; randamentul angrenajului cilindric I, $\eta^I = 1$ și al angrenajului melcat II, $\eta^{II} = 0,75$.



Rezolvare:

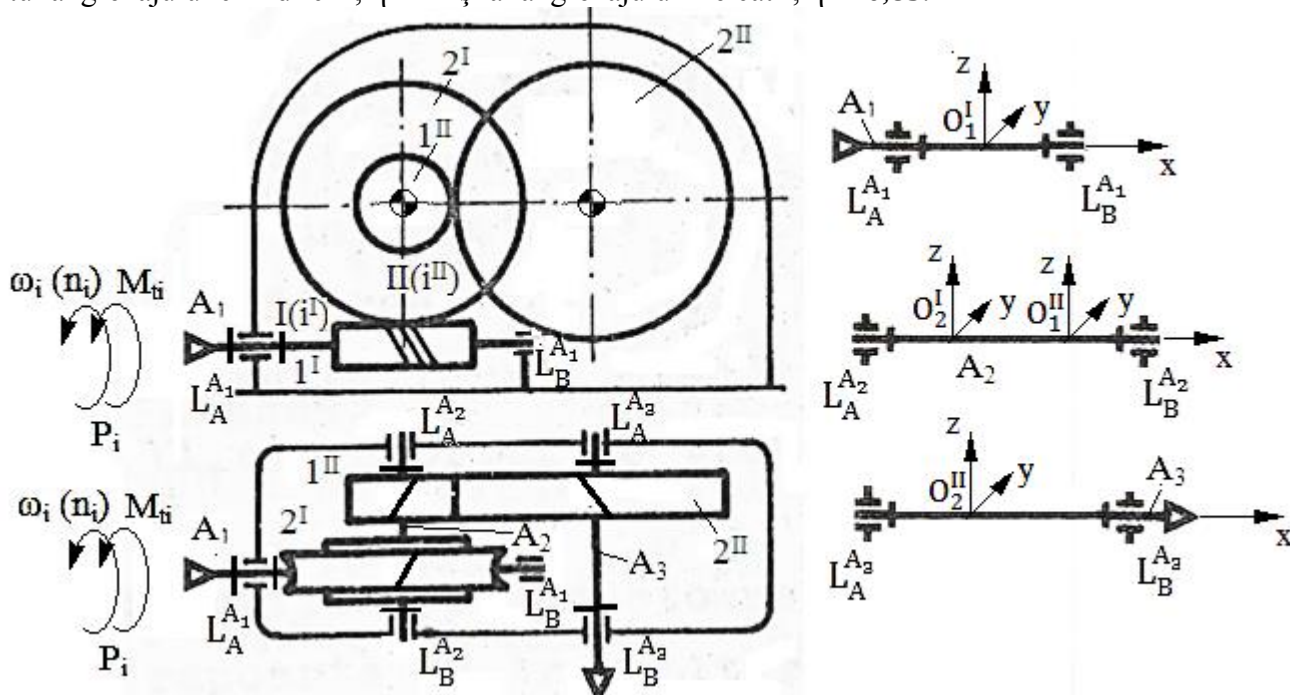
$$M_{t2} = M_{t1} i^I \eta^I = P_e \frac{1}{\eta^I \eta^{II}} \frac{30}{\pi n_i} 10^6 i^I \eta^I = P_e \frac{1}{\eta^{II}} \frac{30}{\pi n_i} i^I 10^6 = 6 \cdot \frac{1}{0,75} \frac{30}{\pi 3000} 3 \cdot 10^6 = 76394,37 \text{ Nmm.}$$

$$F_{t1}^{II} = F_{a2}^{II} = \frac{2 M_{t2}}{d_1^{II}} = \frac{2 M_{t2}}{m_x^{II} q} = \frac{2 \cdot 76394,37}{5 \cdot 10} = 3055,77 \text{ N.}$$

64.

Forța tangențială F_{t1}^{II} care încarcă pinionul angrenajului cilindric II se reduce la nivelul arborelui intermediar (A_2), în punctul O_1^{II} , la o forță $F_{t1}^{II} = 25534,1 \text{ N}$ cu direcția și sensul opus axei z și la un moment de torsiune $M_{t2} = 1250 \text{ Nm}$ cu direcția și sensul opus axei x .

Se dau: momentul de torsiune la ieșire (arborele A_3) $M_{te} = 5000 \text{ Nm}$; numărul de dinți ai pinionului cilindric 1^{II} , $z_1^{II} = 19$; numărul de dinți ai roții cilindrice, $z_2^{II} = 76$; modulul normal al danturii angrenajului cilindric II, $m_n^{II} = 5 \text{ mm}$; unghiul de înclinare a danturii angrenajului cilindric II, $\beta^{II} = 14^\circ$; angrenajele au danturile nedeplasate; se consideră randamentul angrenajului cilindric II, $\eta^{II} = 1$ și al angrenajului melcat I, $\eta^I = 0,85$.



Rezolvare:

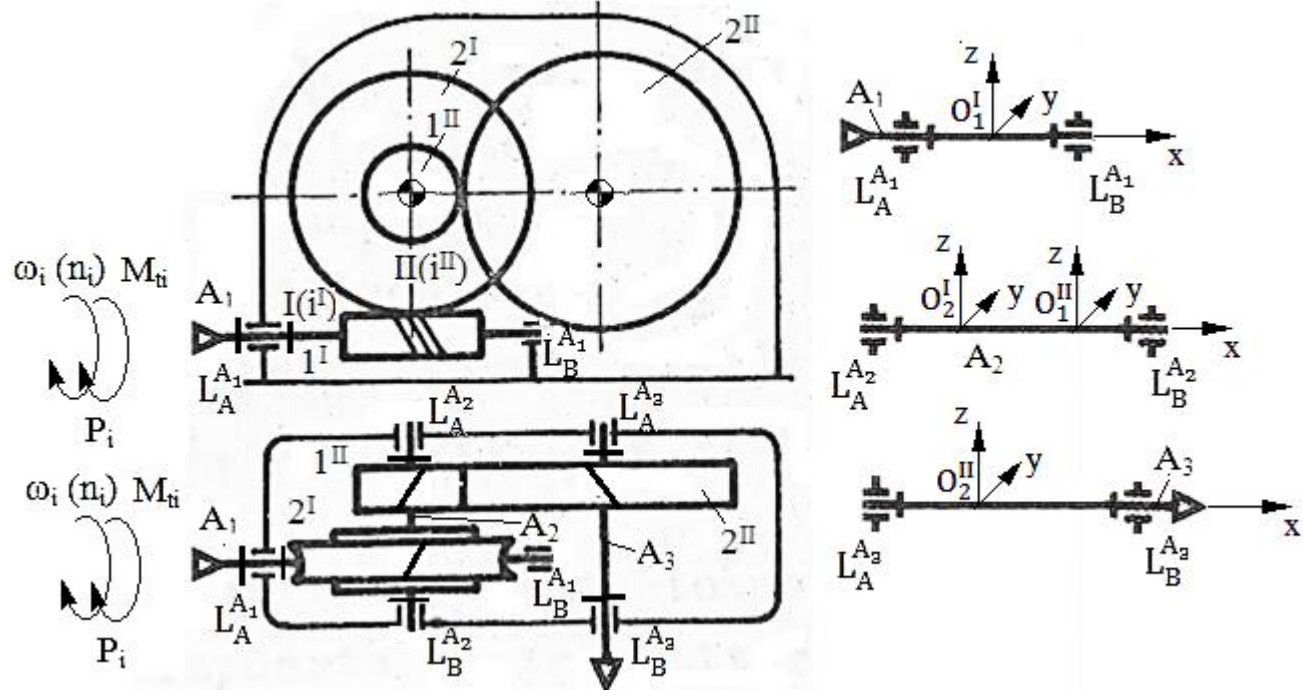
$$M_{t2} = \frac{M_{te}}{i^{II}} \frac{1}{\eta^{II}} = \frac{M_{te}}{\eta^{II}} \frac{z_1^{II}}{z_2^{II}} = \frac{5000000}{1} \frac{19}{76} = 1250000 \text{ Nmm.}$$

$$F_{t1}^{II} = \frac{2 M_{t2}}{d_1^{II}} = \frac{2 M_{t2} \cos \beta^{II}}{m_n^{II} z_1^{II}} = \frac{2 \cdot 1250000 \cdot \cos 14}{5 \cdot 19} = 25534,1 \text{ N.}$$

65.

Forța tangențială F_{t2}^{II} care încarcă roata angrenajului cilindric II se reduce la nivelul arborelui de ieșire (A_3), în punctul O_2^{II} , la o forță $F_{t2}^{II} = 25534,1 \text{ N}$ cu direcția și sensul opus axei z și la un moment de torsiune $M_{t3} = 5000000 \text{ Nmm}$ cu direcția și sensul axei x .

Se dau: momentul de torsiune la ieșire (arborele A_3) $M_{te} = 5000 \text{ Nm}$; turația la ieșire (arborele A_3) $n_e = 18,75 \text{ rot/min}$; numărul de încheputuri ale melcului, $z_1^I = 2$; numărul de dinți ai pinionului cilindric 1^{II} , $z_1^{II} = 19$; numărul de dinți ai roții cilindrice 2^{II} , $z_2^{II} = 76$; numărul de dinți ai roții melcate, $z_2^I = 80$; modulul normal al danturii angrenajului cilindric II, $m_n^{II} = 5 \text{ mm}$; modulul axial al melcului (frontal al roții), $m_x^I = 4 \text{ mm}$; unghiul normal de angrenare (presiune), $\alpha_n = 20^\circ$; unghiul elicei melcului, $\gamma = 12,53^\circ$; unghiul de înclinare a danturii angrenajului cilindric II, $\beta^{II} = 14^\circ$; angrenajele au danturile nedeplasate; se consideră randamentul angrenajului cilindric II, $\eta^{II} = 1$ și al angrenajului melcat I, $\eta^I = 0,8$.



Rezolvare:

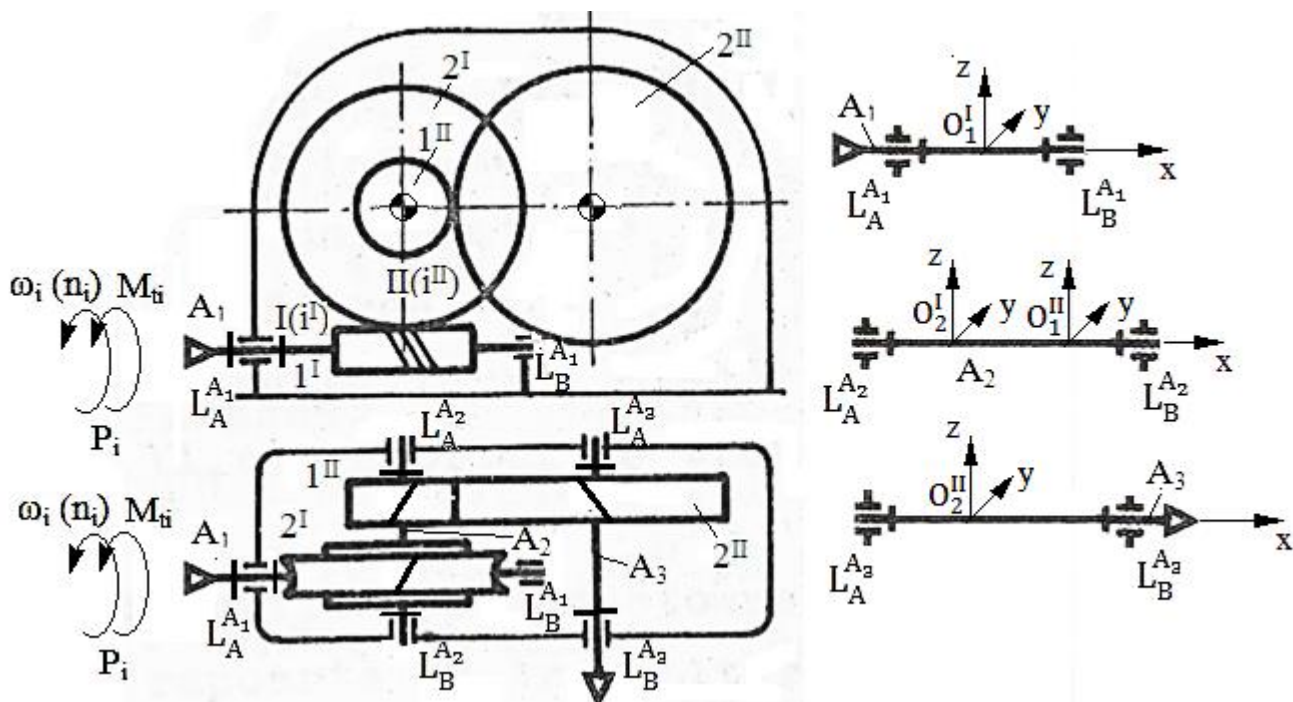
$$M_{t3} = M_{te}$$

$$F_{t2}^{II} = \frac{2 M_{t3}}{d_2^{II}} = \frac{2 M_{te} \cos \beta^{II}}{m_n^{II} z_2^{II}} = \frac{2 \cdot 5000000 \cdot \cos 14}{5 \cdot 76} = 25534,1 \text{ N.}$$

66.

Forța tangențială F_{t2}^{II} care încarcă roata angrenajului cilindric II se reduce la nivelul arborelui de ieșire (A_2), în punctul O_2^{II} , la o forță $F_{t2}^{II} = 25534,1 \text{ N}$ cu direcția și sensul axei z și la un moment de torsiune $M_{t3} = 5000000 \text{ Nmm}$ cu direcția și sensul opus axei x .

Se dau: momentul de torsiune la ieșire (arborele A_3) $M_{te} = 5000 \text{ Nm}$; turația la ieșire (arborele A_3) $n_e = 18,75 \text{ rot/min}$; numărul de încheputuri ale melcului, $z_1^I = 2$; numărul de dinți ai pinionului cilindric 1^{II} , $z_1^{II} = 19$; numărul de dinți ai roții cilindrice 2^{II} , $z_2^{II} = 76$; numărul de dinți ai roții melcate, $z_2^I = 80$; modulul normal al danturii angrenajului cilindric II, $m_n^{II} = 5 \text{ mm}$; modulul axial al melcului (frontal al roții), $m_x^I = 4 \text{ mm}$; unghiul normal de angrenare (presiune), $\alpha_n = 20^\circ$; unghiul elicei melcului, $\gamma = 12,53^\circ$; unghiul de înclinare a danturii angrenajului cilindric II, $\beta^{II} = 14^\circ$; angrenajele au danturile nedeplasate; se consideră randamentul angrenajului cilindric II, $\eta^{II} = 1$ și al angrenajului melcat I, $\eta^I = 0,8$.



Rezolvare:

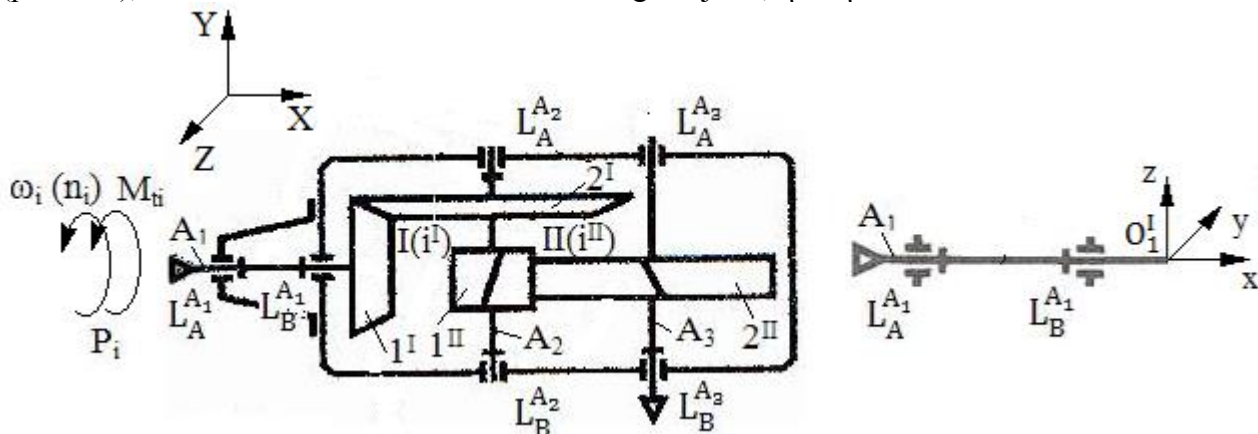
$$M_{t3} = M_{te}$$

$$F_{t2}^{II} = \frac{2 M_{t3}}{d_2^{II}} = \frac{2 M_{te} \cos \beta^{II}}{m^{II} z_2^{II}} = \frac{2 \cdot 5000000 \cdot \cos 14}{5 \cdot 76} = 25534,1 \text{ N.}$$

67.

Forța radială F_{r1}^I care încarcă pinionul 1^I al angrenajului conic I al reductorului cu axe în planul XY (orizontal), se reduce la nivelul arborelui de intrare (A_1), în punctul O_1^I , la o forță $F_{r1} = 568,02 \text{ N}$ cu direcția și sensul opus axei y.

Se dau: momentul de torsiune la arborele de intrare (A_1), $M_{ti} = 46 \text{ Nm}$; modulul mediu al danturii angrenajului conic, $m_m^I = 3 \text{ mm}$; numărul de dinți ai pinionului 1^I , $z_1^I = 19$; numărul de dinți al roții conice 2^I , $z_2^I = 72$; unghiul de angrenare (presiune), $\alpha = 20^\circ$; se consideră randamentele angrenajelor, $\eta^I = \eta^{II} = 1$.



Rezolvare:

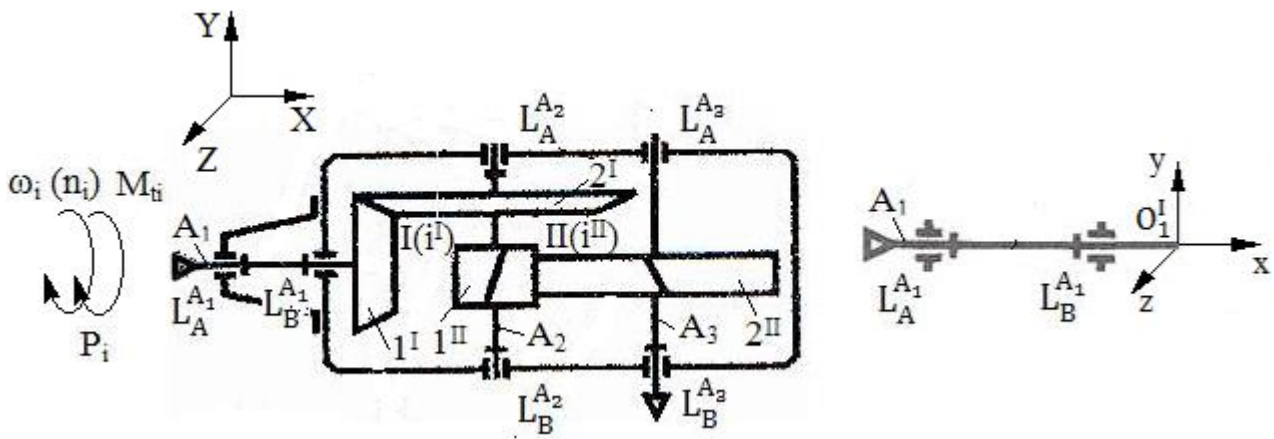
$$F_{r1}^I = F_{a2}^I = \frac{2 M_{t1}}{d_{m1}^I} \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_1 = \frac{2 M_{t1}}{m_m^I z_1^I} \operatorname{tg} \alpha \cos \arctg \frac{1}{i^I} = \frac{2 M_{t1}}{m_m^I z_1^I} \operatorname{tg} \alpha \cos \arctg \frac{z_1^I}{z_2^I} =$$

$$= \frac{2 \cdot 46000}{3 \cdot 19} \operatorname{tg} 20 \cos \arctg \frac{19}{72} = 568,02 \text{ N.}$$

68.

Forța radială F_{r2}^I care încarcă roata 2^I a angrenajului conic I al reductorului cu axe în planul XY (orizontal), se reduce la nivelul arborelui de ieșire (A_2), în punctul O_2^I , la o forță $F_{r2}^I = 149,89 \text{ N}$ cu direcția și sensul axei y.

Se dau: momentul de torsiune la arborele de intrare (A_1), $M_{ti} = 46 \text{ Nm}$; modulul mediu al danturii angrenajului conic, $m_m^I = 3 \text{ mm}$; numărul de dinți ai pinionului 1^I , $z_1^I = 19$; numărul de dinți al roții conice 2^I , $z_2^I = 72$; unghiul de angrenare (presiune), $\alpha = 20^\circ$.



Rezolvare:

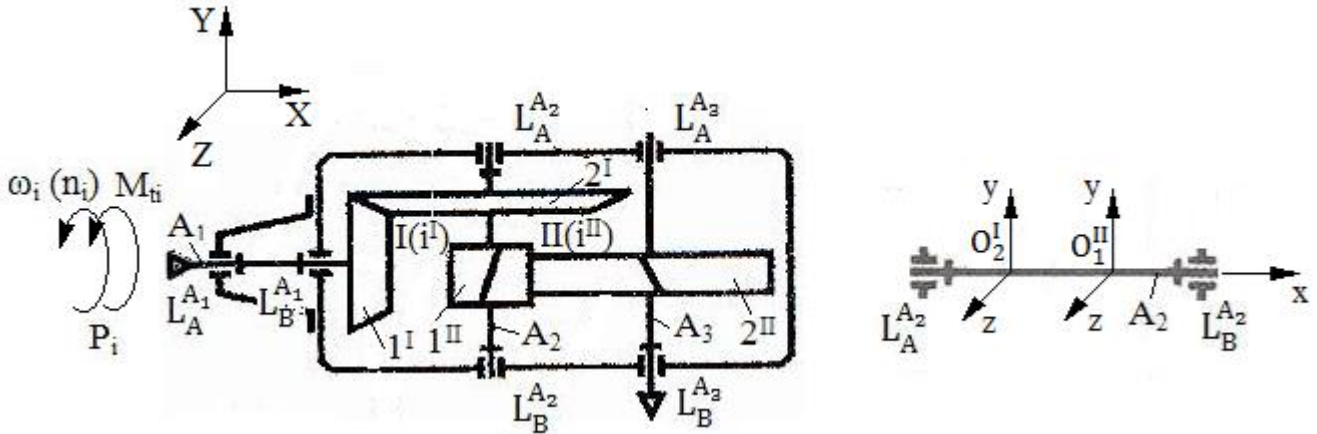
$$F_{r2}^I = F_{a1}^I = \frac{2 M_{t1}}{d_{m1}^I} \operatorname{tg} \alpha \sin \delta_1 = \frac{2 M_{t1}}{m_m^I z_1^I} \operatorname{tg} \alpha \sin \arctan \frac{1}{i^I} = \frac{2 M_{t1}}{m_m^I z_1^I} \operatorname{tg} \alpha \sin \operatorname{arctg} \frac{z_1^I}{z_2^I} =$$

$$= \frac{2 \cdot 46000}{3 \cdot 19} \operatorname{tg} 20^\circ \sin \operatorname{arctg} \frac{19}{72} = 149,89 \text{ N.}$$

69.

Forța axială F_{a1}^{II} care încarcă pinionul angrenajului cilindric II al reductorului cu axe în planul XY (orizontal), se reduce la nivelul arborelui intermediar (A_2), în punctul O_1^{II} , la o forță $F_{a1}^{II} = 1006,73 \text{ N}$ cu direcția și sensul axei x și la un moment de încovoiere $M_{t2}^{II} = 37051,96 \text{ Nmm}$ cu direcția și sensul opus axei z.

Se dau: momentul de torsiune la arborele de intrare (A_1), $M_{ti} = 46 \text{ Nm}$; modulul mediu al danturii angrenajului conic, $m_n^{II} = 4 \text{ mm}$; raportul de transmitere (angrenare) al angrenajului cilindric II, $i^{II} = 4$; numărul de dinți ai pinionului 1^I , $z_1^I = 19$; numărul de dinți ai roții conice 2^I , $z_2^I = 72$; numărul de dinți ai pinionului 1^{II} , $z_1^{II} = 18$; unghiul de înclinare a danturii angrenajului II, $\beta^{II} = 12^\circ$; se consideră randamentele angrenajelor, $\eta^I = \eta^{II} = 1$.



Rezolvare:

$$M_{t2} = M_{ti} i^I = M_{ti} \frac{z_2^I}{z_1^I} = 46000 \frac{72}{19} = 174315,79 \text{ Nmm.}$$

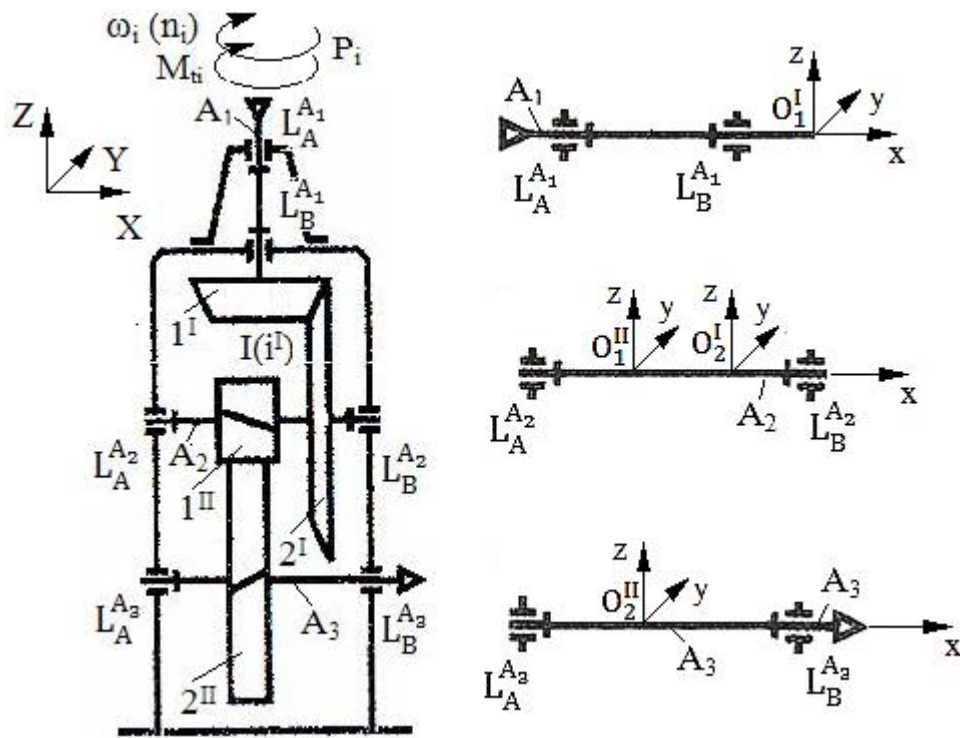
$$F_{a1}^{II} = \frac{2 M_{t2}}{d_1^{II}} \tan \beta^{II} = \frac{2 M_{ti} \cos \beta^{II}}{m_n^{II} z_1^{II}} \frac{z_2^I}{z_1^I} \operatorname{tg} \beta^{II} = \frac{2 M_{ti} \sin \beta^{II}}{m_n^{II} z_1^{II}} \frac{z_2^I}{z_1^I} = \frac{2 \cdot 46000 \sin 12^\circ}{4 \cdot 18} \frac{72}{19} = 1006,73 \text{ N.}$$

$$M_{t1}^{II} = F_{a1}^{II} \frac{d_2^{II}}{2} = F_{a1}^{II} \frac{m_n^{II} z_1^{II}}{2 \cos \beta^{II}} = F_{a1}^{II} \frac{m_n^{II} z_1^{II}}{2 \cos \beta^{II}} = 106,73 \cdot \frac{4 \cdot 18}{2 \cos 12^\circ} = 37051,96 \text{ Nmm.}$$

70.

Forța tangențială F_{t1}^{II} care încarcă pinionul angrenajului cilindric II al reductorului cu axe în planul XZ (vertical), se reduce la nivelul arborelui intermediar (A_2), în punctul O_1^{II} , la o forță $F_{t1}^{II} = 2725,19 \text{ N}$ cu direcția și sensul opus axei y și la un moment de torsiune $M_{t2} = 95492,97 \text{ Nmm}$ cu direcția și sensul opus axei x.

Se dau: turația la arborele de ieșire (A_3), $n_e = 250 \text{ rot/min}$; puterea la intrare, $P_i = 10 \text{ kW}$; numărul de dinți ai pinionului cilindric 1^{II} , $z_1^{II} = 17$; numărul de dinți ai roții angrenajului cilindric 2^{II} , $z_2^{II} = 68$; modulul normal al danturii angrenajului II, $m_n^{II} = 4 \text{ mm}$; unghiul de înclinare a danturii angrenajului II, $\beta^{II} = 14^\circ$; angrenajele au danturile nedepasate; se consideră randamentele angrenajelor, $\eta = 1$.



Rezolvare:

$$n_2 = n_e \cdot i^{II} = n_e \cdot \frac{z_2^{II}}{z_1^{II}} = 250 \cdot \frac{68}{17} = 1000 \text{ rot/min.}$$

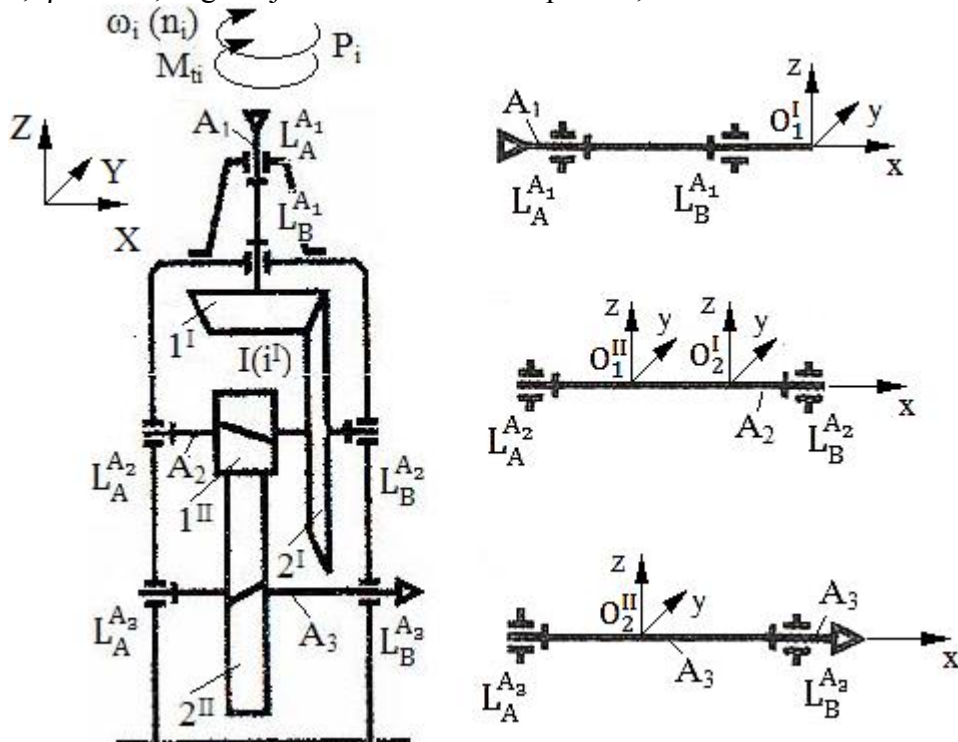
$$M_{t2} = \frac{30}{\pi n_2} P_2 \cdot 10^6 = \frac{30}{\pi n_e} \frac{z_1^{II}}{z_2^{II}} P_i \cdot 10^6 = P_i \cdot \frac{30}{\pi n_e} \frac{z_1^{II}}{z_2^{II}} \cdot 10^6 = 10 \cdot \frac{30}{\pi \cdot 250} \cdot \frac{17}{68} \cdot 10^6 = 95492,97 \text{ Nmm.}$$

$$F_{t1}^{II} = \frac{2 M_{t2}}{d_1^{II}} = 2 \cdot M_{t2} \cdot \frac{\cos \beta^{II}}{z_1^{II} m_n^{II}} \cdot 10^6 = 2 \cdot 95492,97 \cdot \frac{\cos 14^\circ}{17 \cdot 4} = 2725,19 \text{ N.}$$

71.

Forța tangențială F_{t2}^{II} care încarcă pinionul angrenajului cilindric II al reductorului cu axele în planul XZ (vertical), se reduce la nivelul arborelui intermediar (A_2), în punctul O_1^{II} , la o forță $F_{t2}^{II} = 2725,19 \text{ N}$ cu direcția și sensul axei y și la un moment de torsiune $M_{t3} = 381971,86 \text{ Nmm}$ cu direcția și sensul opus axei x.

Se dau: turația la arborele de ieșire (A_3), $n_e = 250 \text{ rot/min}$; puterea la intrare, $P_i = 10 \text{ kW}$; numărul de dinți ai roții angrenajului cilindric 2^{II} , $z_2^{II} = 68$; modulul normal al danturii angrenajului II, $m_n^{II} = 4 \text{ mm}$; unghiul de înclinare a danturii angrenajului II, $\beta^{II} = 14^\circ$; angrenajele au danturile nedeplasate; se consideră randamentele angrenajelor, $\eta = 1$.



Rezolvare:

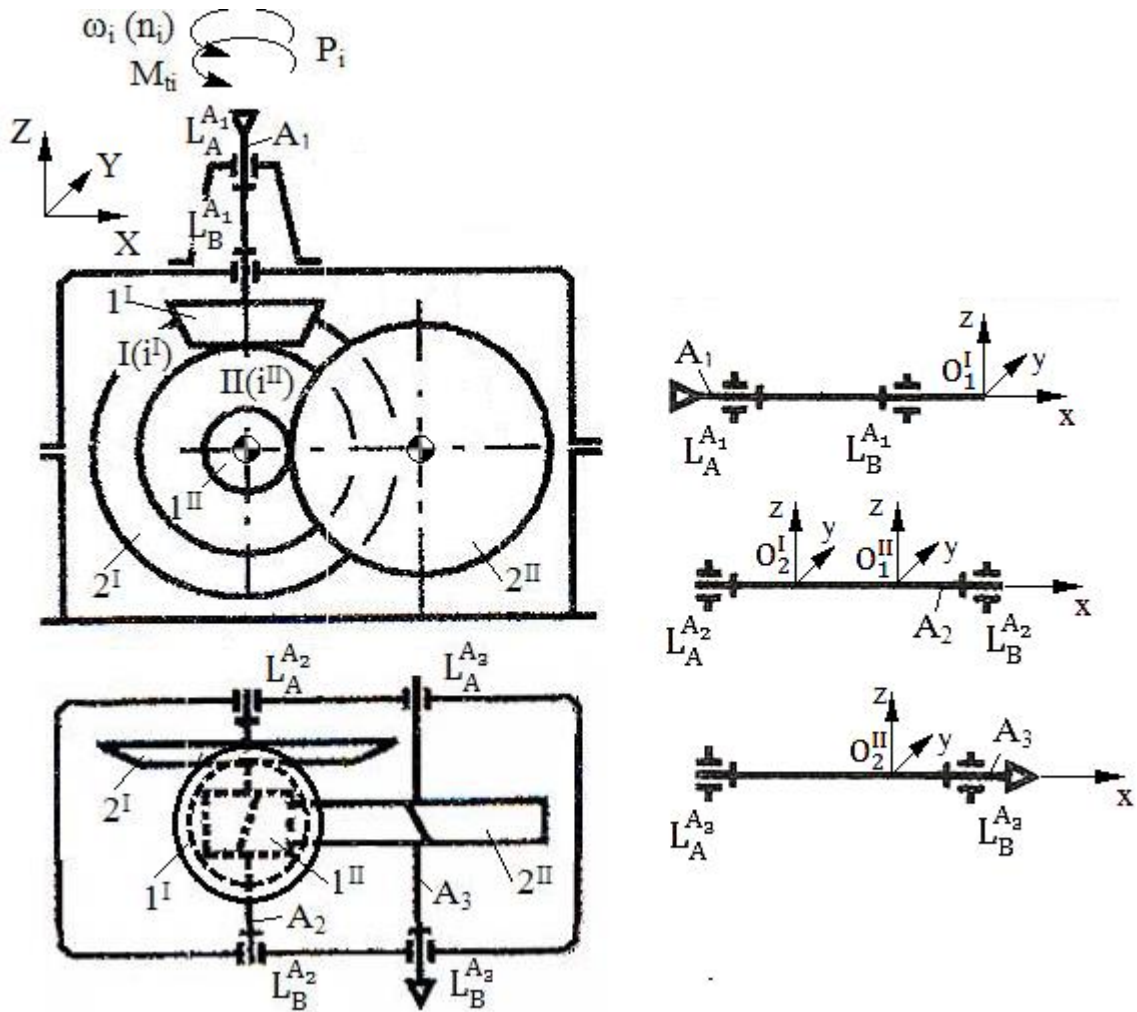
$$M_{t3} = \frac{30}{\pi n_3} P_3 10^6 = \frac{30}{\pi n_e} P_i 10^6 = 10 \frac{30}{\pi 250} \cdot 10^6 = 381971,86 \text{ Nmm.}$$

$$F_{t2}^{II} = \frac{2 M_{t3}}{d_2^{II}} = \frac{2 M_{t3} \cos \beta^{II}}{m^{II} z_2^{II}} = \frac{2 \cdot 381971,86 \cos 14}{4 \cdot 68} = 2725,19 \text{ N.}$$

72.

Forța tangențială F_{t1}^I care încarcă pinionul 1^I al angrenajului conic I al reductorului cu axele angrenajului conic în planul YZ (vertical) și ale celui cilindric în planul XY (orizontal), se reduce la nivelul arborelui de intrare (A_1), în punctul O_1^I , la o forță $F_{t1}^I = 2608,7 \text{ N}$ cu direcția și sensul axei y și la un moment de torsiune $M_{t1} = 90000 \text{ Nmm}$ cu direcția și sensul axei x.

Se dau: momentul de torsiune la intrare, $M_{ti} = 90 \text{ Nm}$; semiunghiul conului de divizare median ai pinionului $\delta_1^I = 18,43495^\circ$; modulul mediu al danturii angrenajului conic, $m_m^I = 3 \text{ mm}$; numărul de dinți ai pinionului conic 1^I , $z_1^I = 23$; angrenajele au danturile nedepasate; se consideră randamentele angrenajelor, $\eta = 1$.



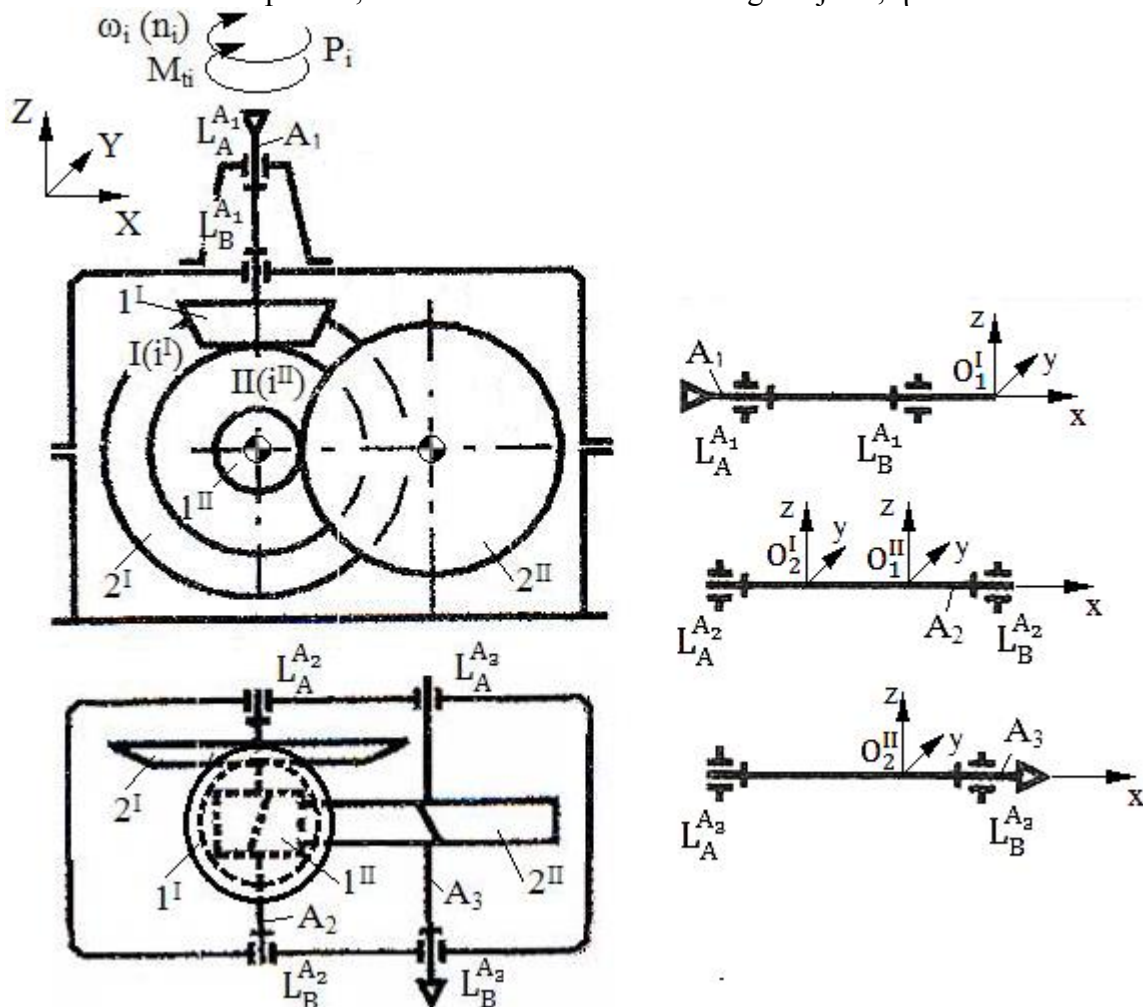
Rezolvare:

$$F_{t1}^I = F_{t2}^I = \frac{2 M_{t1}}{d_{m1}^I} = \frac{2 M_{ti}}{m_m^I z_1^I} = \frac{2 \cdot 90000}{3 \cdot 23} = 2608,7 \text{ N.}$$

73.

Forța tangențială F_{t2}^I care încarcă roata 2^I al angrenajului conic cu dantură dreaptă al reductorului cu axele angrenajului conic în planul YZ (vertical) și ale celui cilindric în planul XY (orizontal), se reduce la nivelul arborelui intermediar (A_2), în punctul O_2^I , la o forță $F_{t2}^I = 2608,7 \text{ N}$ cu direcția și sensul axei y și la un moment de torsiune $M_{t2} = 270 \text{ Nm}$ cu direcția și sensul opus axei x.

Se dau: momentul de torsiune la intrare, $M_{ti} = 90\text{Nm}$; semiunghiul conului de divizare median ai pinionului $\delta_1^I = 18,43495^\circ$; modulul mediu al danturii angrenajului conic, $m_m^I = 3\text{ mm}$; numărul de dinți ai pinionului conic 1^I , $z_1^I = 23$; angrenajele au danturile nedeplasate; se consideră randamentele angrenajelor, $\eta = 1$.



Rezolvare:

$$F_{t1}^I = F_{t2}^I = \frac{2 M_{t1}}{d_{m1}^I} = \frac{2 M_{ti}}{m_m^I z_1^I} = \frac{2 \cdot 90000}{3 \cdot 23} = 2608,7\text{N}.$$

$$M_{t2} = M_{t1} i^I = M_{t1} \frac{1}{\tan \delta_1^I} = 90000 \cdot \frac{1}{\tan 18,43495} = 270000\text{ Nmm}.$$

74.

Forța tangențială F_{t2}^I care încarcă roata 2^I al angrenajului conic I al reductorului cu axele angrenajului conic în planul YZ (vertical) și ale celui cilindric în planul XY (orizontal), se reduce la nivelul arborelui intermediar (A_2), în punctul O_2^I , la o forță $F_{t2}^I = 2608,696\text{ N}$ cu direcția și sensul opus axei y și la un moment de torsiune $M_{t2} = 270\text{ kNmm}$ cu direcția și sensul axei x .

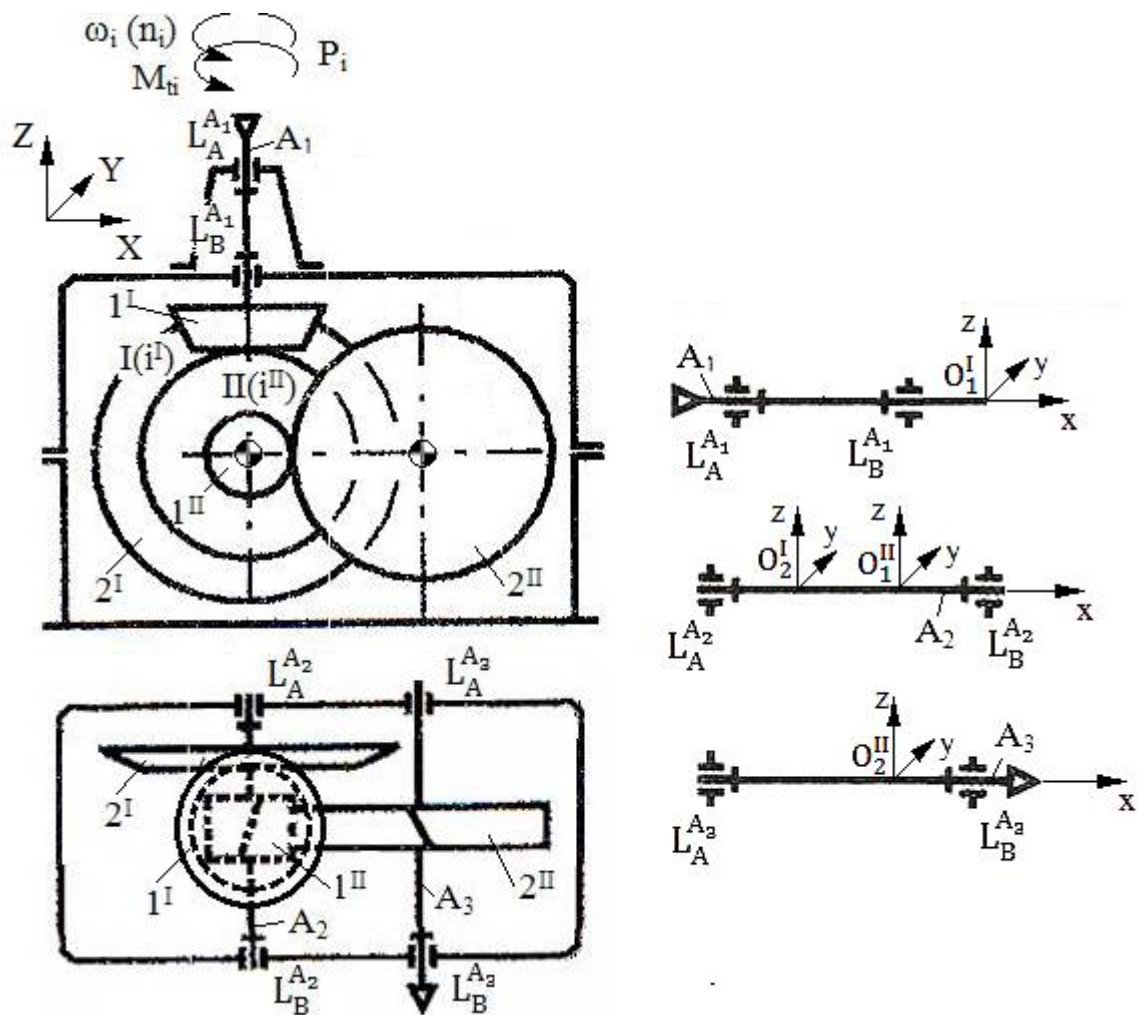
Se dau: turația la arborele de intrare (A_1), $n_i = 2700\text{ rot/min}$; turația la arborele de ieșire (A_3), $n_e = 200\text{ rot/min}$; momentul de torsiune la intrare, $M_{ti} = 90\text{Nm}$; semiunghiul conului de divizare median ai pinionului $\delta_1^I = 18,43495^\circ$; modulul mediu al danturii angrenajului conic, $m_m^I = 3\text{ mm}$; numărul de dinți ai pinionului conic 1^I , $z_1^I = 23$; angrenajele au danturile nedeplasate; se consideră randamentele angrenajelor, $\eta = 1$.

Rezolvare:

$$i^I = \frac{1}{\tan \delta_1^I} = \frac{1}{\tan 18,43495} = 3;$$

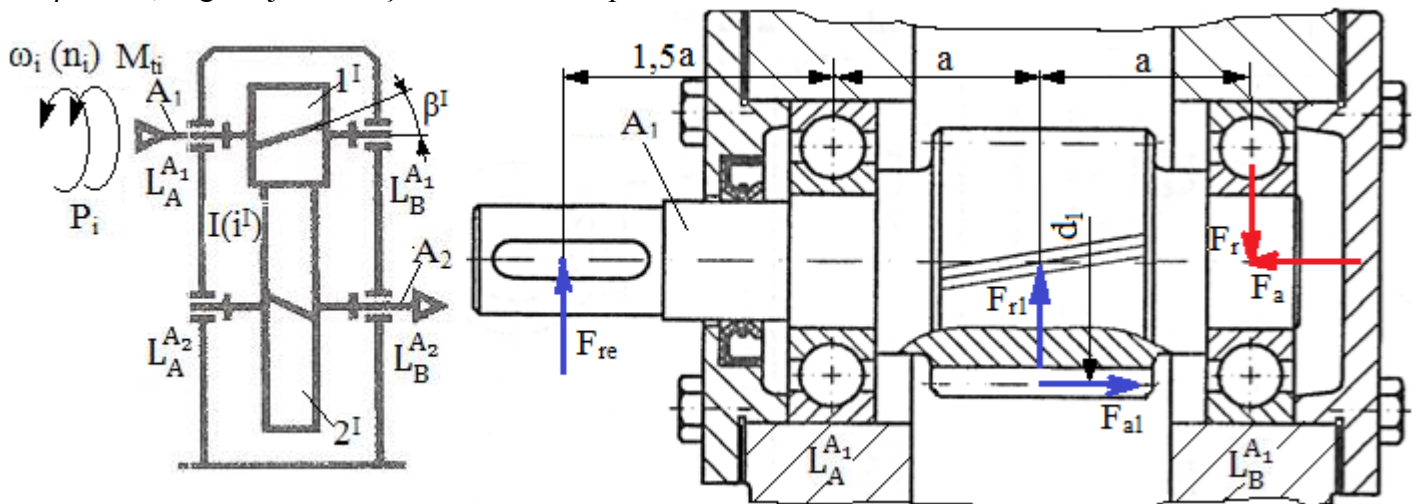
$$F_{t1}^I = F_{t2}^I = \frac{2 M_{t1}}{d_{m1}^I} = \frac{2 M_{ti}}{m_m^I z_1^I} = \frac{2 \cdot 90000}{3 \cdot 23} = 2608,696\text{ N}.$$

$$M_{t2} = M_{t1} i^I = 90000 \cdot 3 = 270000\text{ Nmm}.$$



75.

Rulmentul radial cu bile din lagărul L_B^{A1} este încărcat cu forțele radială, $F_r = 143,26 \text{ N}$ și axială $F_a = 334 \text{ N}$.
 Se dau: forța radială, $F_{r1} = 1342 \text{ N}$; forța axială, $F_{a1} = 334 \text{ N}$; forța radială la capul arborelui, $F_{re} = 784 \text{ N}$; distanța $a = 85 \text{ mm}$; modulul normal al danturii $m_n = 3 \text{ mm}$; numărul de dinți ai pinionului 1^I $z_1 = 20$; unghiul de înclinare a danturii $\beta = 12^\circ$; angrenajul are roți cu danturi nedeplasate.



Rezolvare:

$F_a = F_{a1} = 334 \text{ N}$.

Din ecuația de momente în centrul lagărului L_A^{A1} ,

$$F_{r1} a + F_{a1} \frac{d_1}{2} - F_{re} 1,5 a - F_r 2a = 0,$$

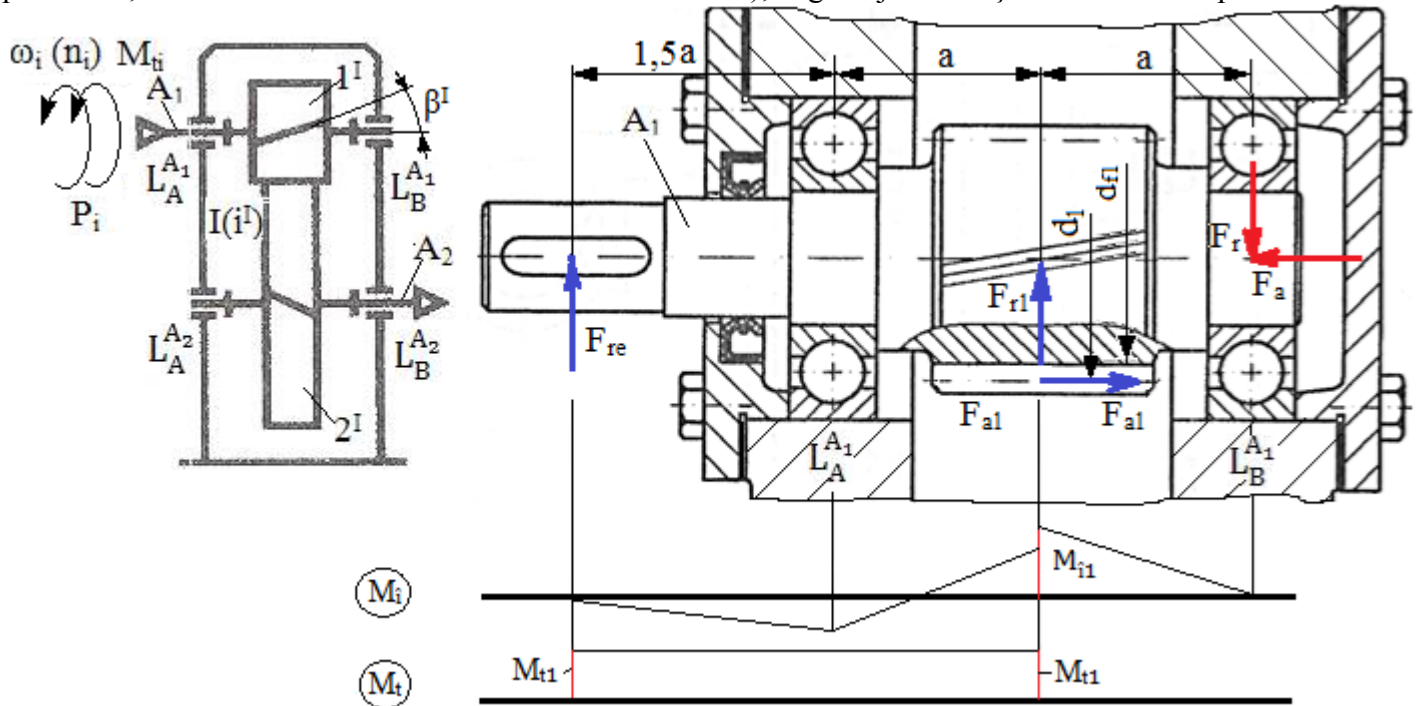
rezultă,

$$F_r = \frac{F_{r1}}{2} + \frac{F_{a1}}{4} \frac{d_1}{a} - \frac{1,5 F_{re}}{2} = \frac{F_{r1}}{2} + \frac{F_{a1}}{4} \frac{m_n z_1}{a \cos \beta} - \frac{1,5 F_{re}}{2} = \frac{1342}{2} + \frac{334}{4} \frac{3 \cdot 20}{85 \cos 12} - \frac{1,5 \cdot 784}{2} = 143,26 \text{ N}.$$

76.

Tensiunea echivalentă în centrul pinionului, $\sigma_{ech1} = 16,22 \text{ MPa}$.

Se dau: momentul de torsiune transmis de arbore $M_{t1} = 282,8 \text{ Nm}$; momentul de încovoiere în centrul pinionului, $M_{i1} = 195647,8 \text{ Nmm}$; diametrul de picior al danturii pinionului $d_{f1} = 54,59 \text{ mm}$; tensiunea admisibilă a materialului arborelui pentru ciclul alternant simetric, $\sigma_{aIII} = 70 \text{ MPa}$; factorul ciclurilor de solicitare, $\alpha = 0,6$ (tensiunea de torsiune este pulsatorie; tensiunea de încovoiere este alternant simetrică); angrenajul are roți cu danturi nedeplasate.



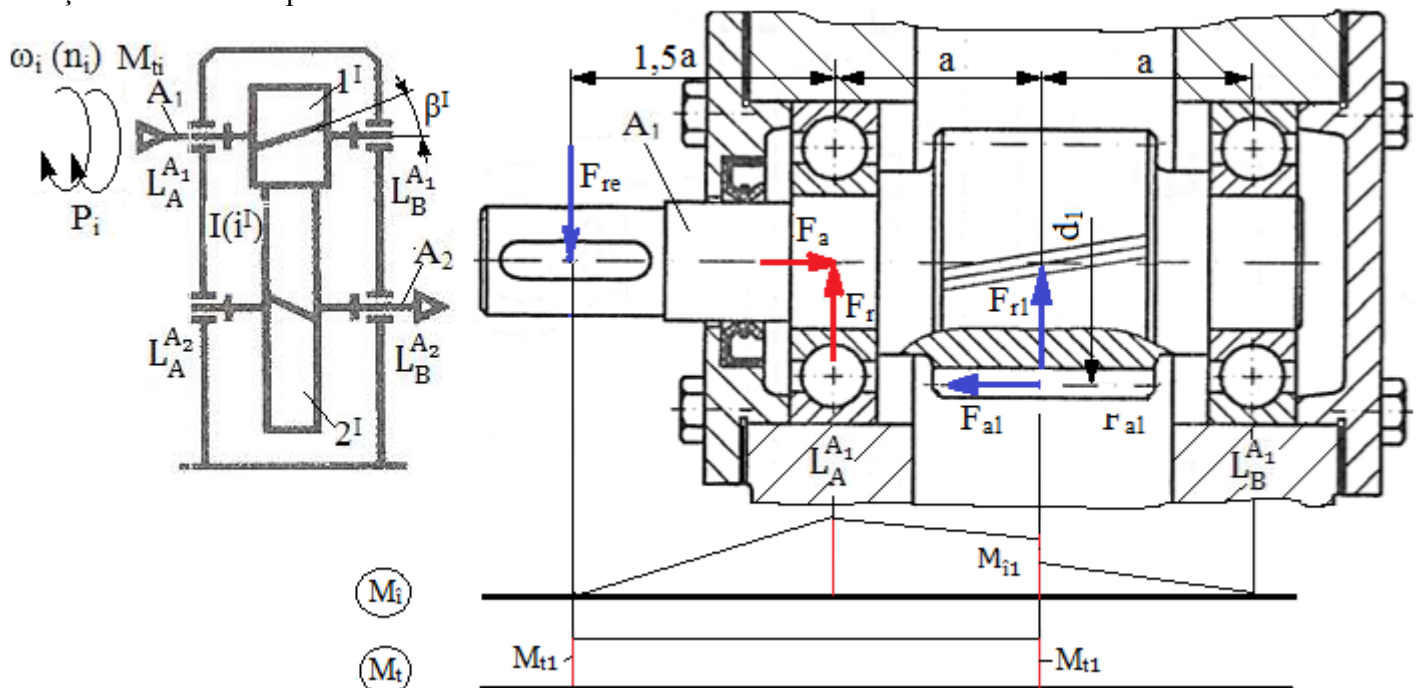
Rezolvare:

$$\sigma_{ech1} = \sqrt{\left(\frac{32 M_{i1}}{\pi d_{f1}^3}\right)^2 + 4 \left(\alpha \frac{16 M_{t1}}{\pi d_{f1}^3}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{32 \cdot 195647,8}{\pi 54,59^3}\right)^2 + 4 \left(0,6 \frac{16 \cdot 282800}{\pi 54,59^3}\right)^2} = 16,22 \text{ MPa} < \sigma_{aIII}.$$

77.

Valoarea absolută a momentului de încovoiere maxim în centrul pinionului, $M_{i1} = 22525 \text{ Nmm}$.

Se dau: forța axială din angrenaj $F_{a1} = 345 \text{ N}$; forța radială din lagărul L_A^{A1} , $F_r = 1445 \text{ N}$; forța radială la capul arborelui $F_{re} = 584 \text{ N}$; distanța $a = 85 \text{ mm}$; raportul de angrenare, $u = 3$; diametrul de divizare al roții $d_2^I = 186,349$; angrenajul are roți cu danturi nedeplasate.



Rezolvare:

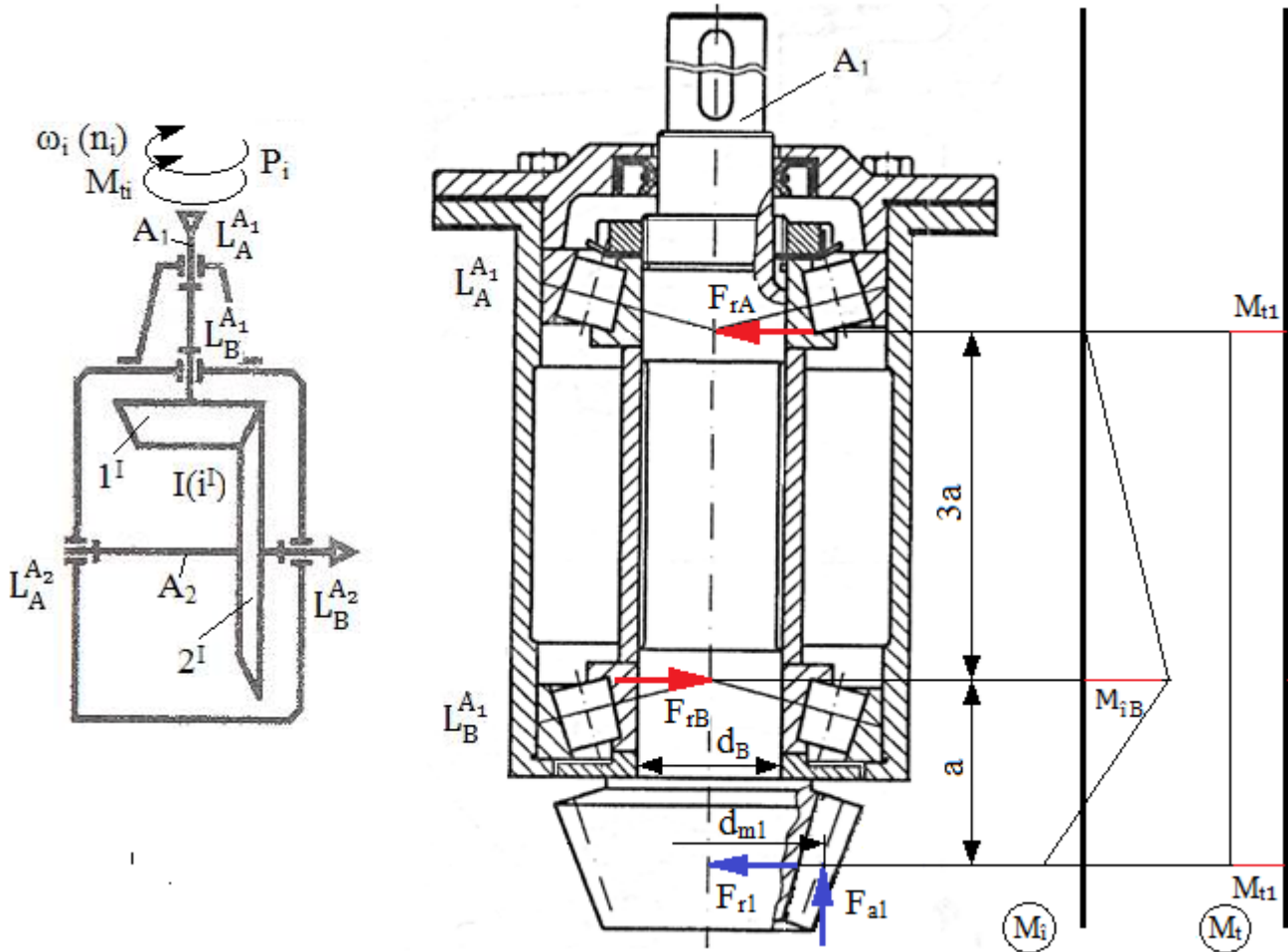
$$M_{i1_s} = -F_{re} 2,5a + F_r a = -684 \cdot 2,5 \cdot 85 + 1445 \cdot 85 = -22525 \text{ Nmm}$$

$$M_{i1_d} = -F_{re} 2,5a + F_r a + F_{a1} \frac{d_1}{2} = -684 \cdot 2,5 \cdot 85 + 1445 \cdot 85 + 345 \frac{186,349}{3 \cdot 2} = -11809,9325 \text{ Nmm}.$$

78.

Diametrul arborelui în centrul rulmentului radial-axial cu role conice B, $d_B = 20,93 \text{ mm}$.

Se dau: momentul de torsiune transmis de arbore $M_{t1} = 68 \text{ Nm}$; momentul de încovoiere în centrul rulmentului radial-axial cu role conice B, $M_{iB} = 48 \text{ Nm}$; tensiunea admisibilă a materialului arborelui pentru ciclul alternant simetric, $\sigma_{aIII} = 70 \text{ MPa}$; factorul ciclurilor de solicitare, $\alpha = 0,6$ (tensiunea de torsiune este pulsatorie; tensiunea de încovoiere este alternant simetrică); angrenajul are roți cu danturi nedeplasate.



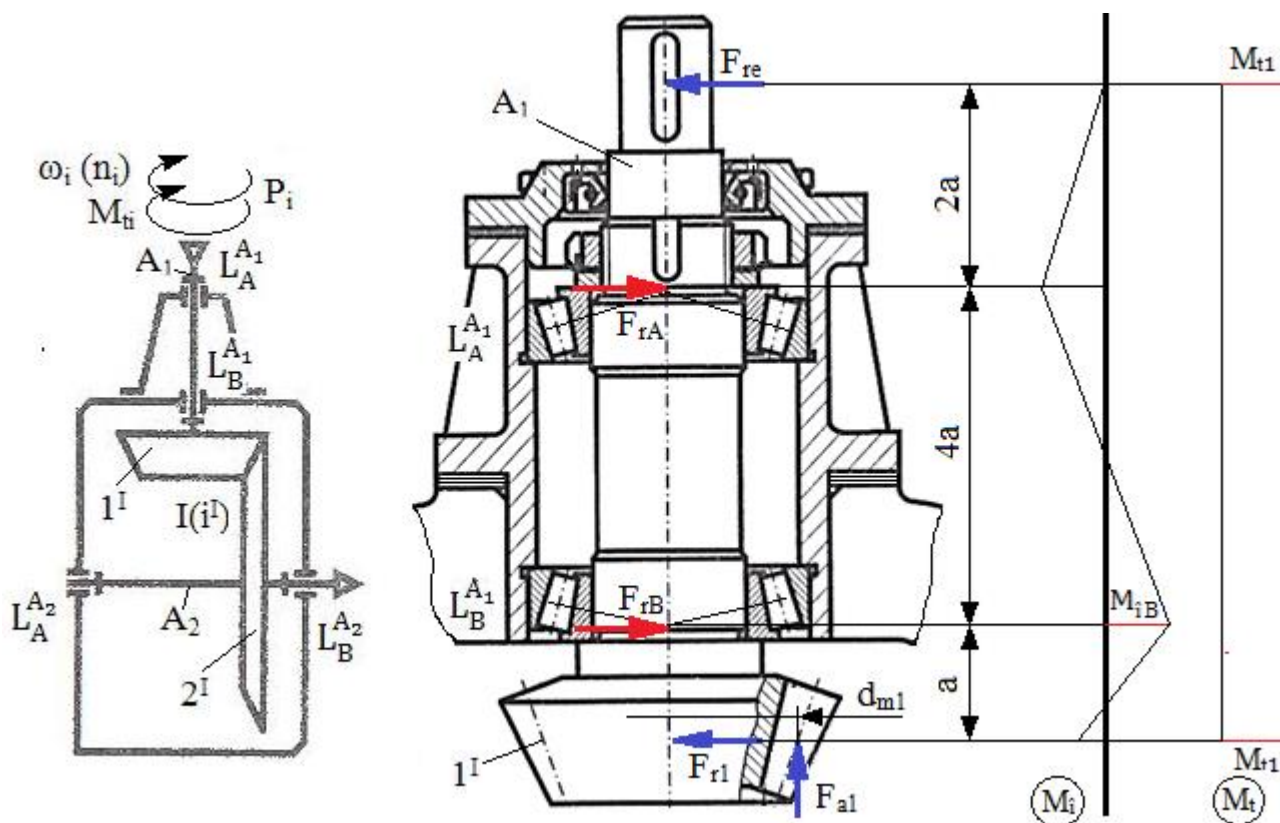
Rezolvare:

$$d_B = \sqrt[3]{\frac{32 \sqrt{M_{iB}^2 + (\alpha M_{t1})^2}}{\pi \sigma_{aIII}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \sqrt{(48000)^2 + (0,6 \cdot 68000)^2}}{\pi 70}} = 20,93 \text{ mm}.$$

79.

Valoarea absolută a momentului de încovoiere în centrul rulmentului radial-axial cu role conice B, $M_{iB} = 109395,25 \text{ Nmm}$.

Se dau: forța radială, $F_{r1} = 1938 \text{ N}$; forța axială din angrenaj, $F_{a1} = 1150 \text{ N}$; forța radială la capul arborelui $F_{re} = 1468 \text{ N}$; distanța $a = 75 \text{ mm}$; diametrul mediu al pinionului $d_{m1} = 62,53 \text{ mm}$.



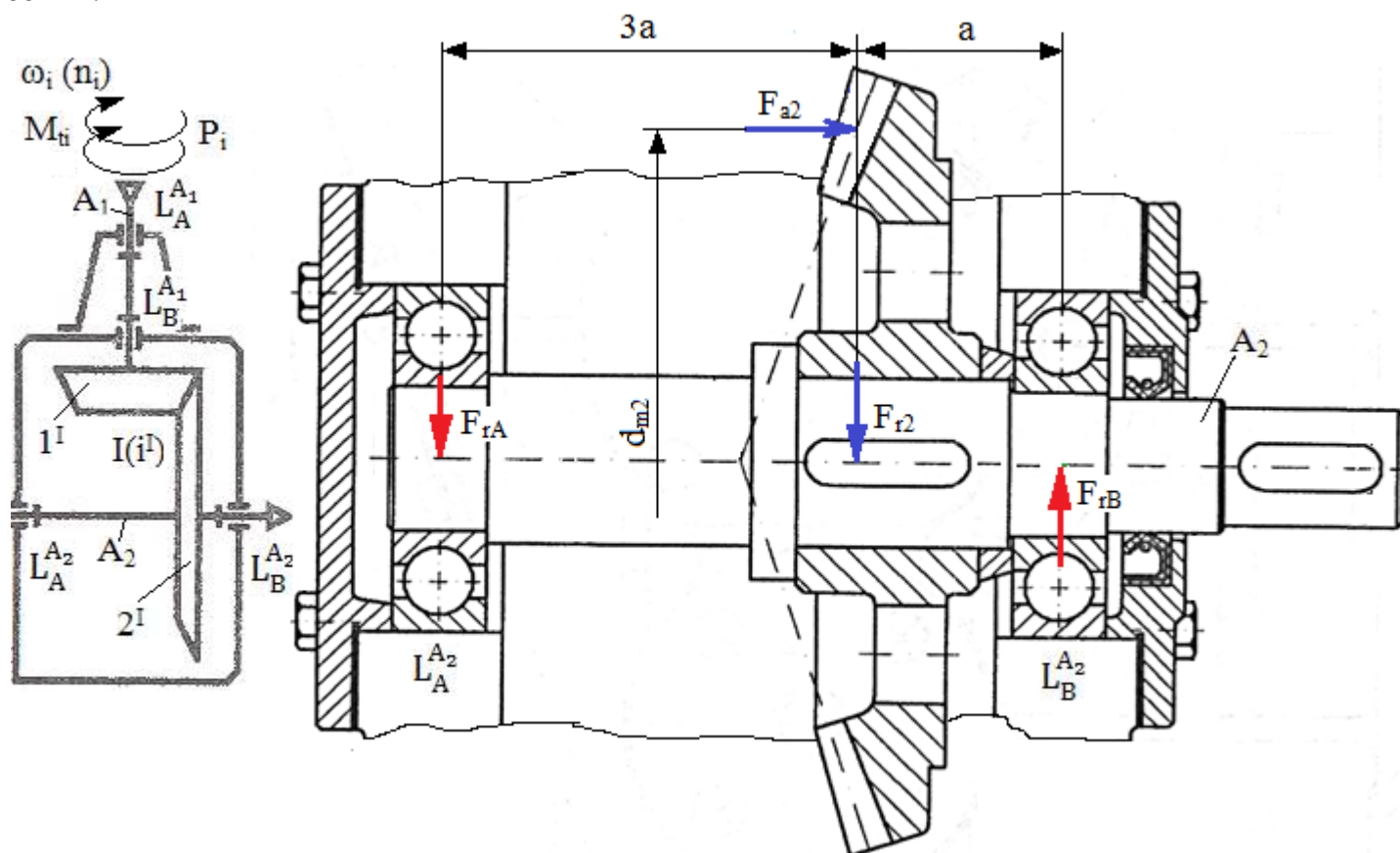
Rezolvare:

$$M_{iB} = -F_{r1} a + F_{a1} \frac{d_{m1}}{2} = -1938 \cdot 75 + 1150 \frac{62,53}{2} = -109395,25 \text{ Nmm.}$$

80.

Rulmentul radial cu bile din lagărul L_A^{A2} este încărcat cu forța radială, $F_{rA} = 1101,19 \text{ N}$.

Se dau: forța radială, $F_{r2} = 2345 \text{ N}$; forța axială, $F_{a2} = 4060 \text{ N}$; distanța $a = 80 \text{ mm}$; diametrul mediu al roții conice $d_{m2} = 266 \text{ mm}$.



Rezolvare:

Din ecuația de momente în centrul lagărului L_B^{A1} ,

$$F_{rA} 4a + F_{r2} a - F_{a2} \frac{d_{m2}}{2} = 0$$

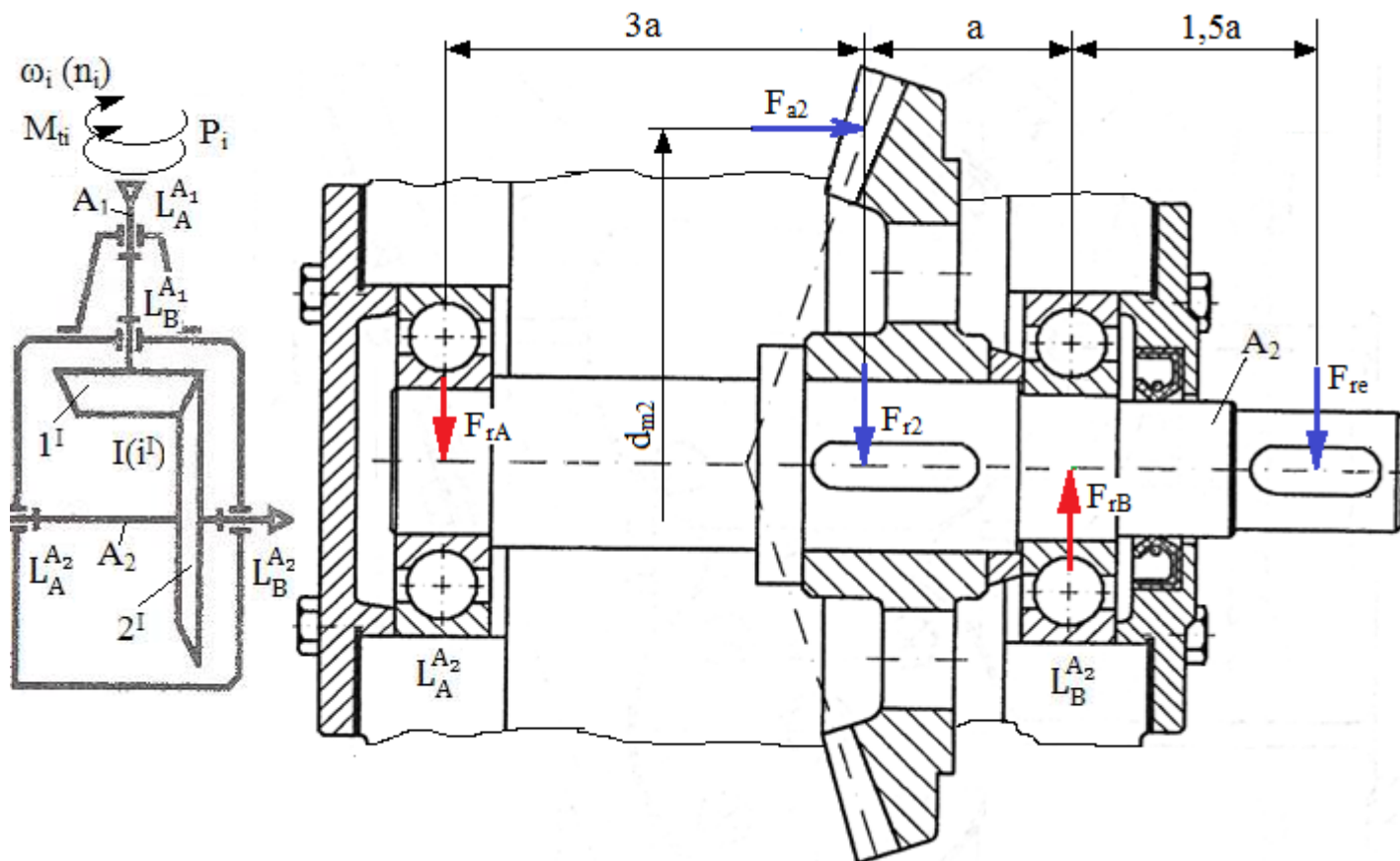
rezultă,

$$F_{rA} = \frac{F_{a2}}{8} \frac{d_{m2}}{a} - \frac{F_{r2}}{4} = \frac{4060}{8} \frac{266}{80} - \frac{2345}{4} = 1101,19 \text{ N.}$$

81.

Rulmentul radial cu bile din lagărul L_B^{A2} este încărcat cu forța radială, $F_{rB} = 4849,41 \text{ N}$.

Se dau: forța radială, $F_{r2} = 2345 \text{ N}$; forța axială, $F_{a2} = 2970 \text{ N}$; forța radială la capul arborelui $F_{re} = 1350 \text{ N}$; distanța $a = 80 \text{ mm}$; diametrul mediu al roții conice $d_{m2} = 266 \text{ mm}$.



Rezolvare:

Din ecuația de momente în centrul lagărului L_A^{A2} ,

$$F_{rB} 4a - F_{r2} 3a - F_{a2} \frac{d_{m2}}{2} - F_{re} 5,5a = 0$$

rezultă,

$$F_{rB} = \frac{F_{a2}}{8} \frac{d_{m2}}{a} + \frac{3F_{r2}}{4} + \frac{5,5 F_{re}}{4} = \frac{2970}{8} \frac{266}{80} + \frac{3 \cdot 2345}{4} + \frac{5,5 \cdot 1350}{4} = 4849,41 \text{ N.}$$

82.

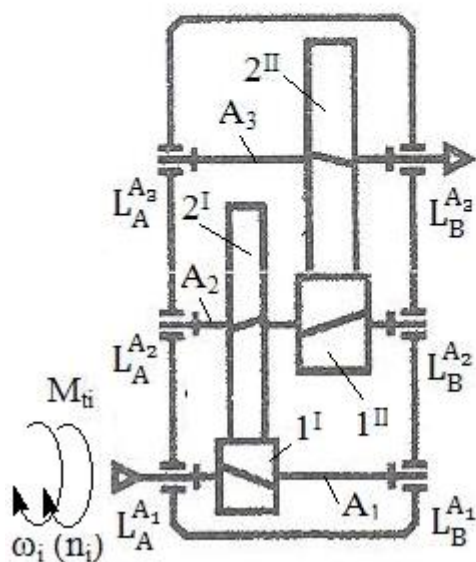
Diametrul tronsonului arborelui în centrul roții cilindrice, $d_{A2} = 32,38 \text{ mm}$.

Se dau: momentul de torsiune transmis de arbore $M_{t2} = 320 \text{ Nm}$; momentul de încovoiere maxim în centrul roții cilindrice, $M_{i2} = 160 \text{ Nm}$; tensiunea admisibilă a materialului arborelui pentru ciclul alternant simetric, $\sigma_{aIII} = 75 \text{ MPa}$; factorul ciclurilor de solicitare, $\alpha = 0,6$ (tensiunea de torsiune este pulsatorie; tensiunea de încovoiere este alternant simetrică); angrenajele au roți cu danturi nedeplasate.

Rezolvare:

Diametrul arborelui,

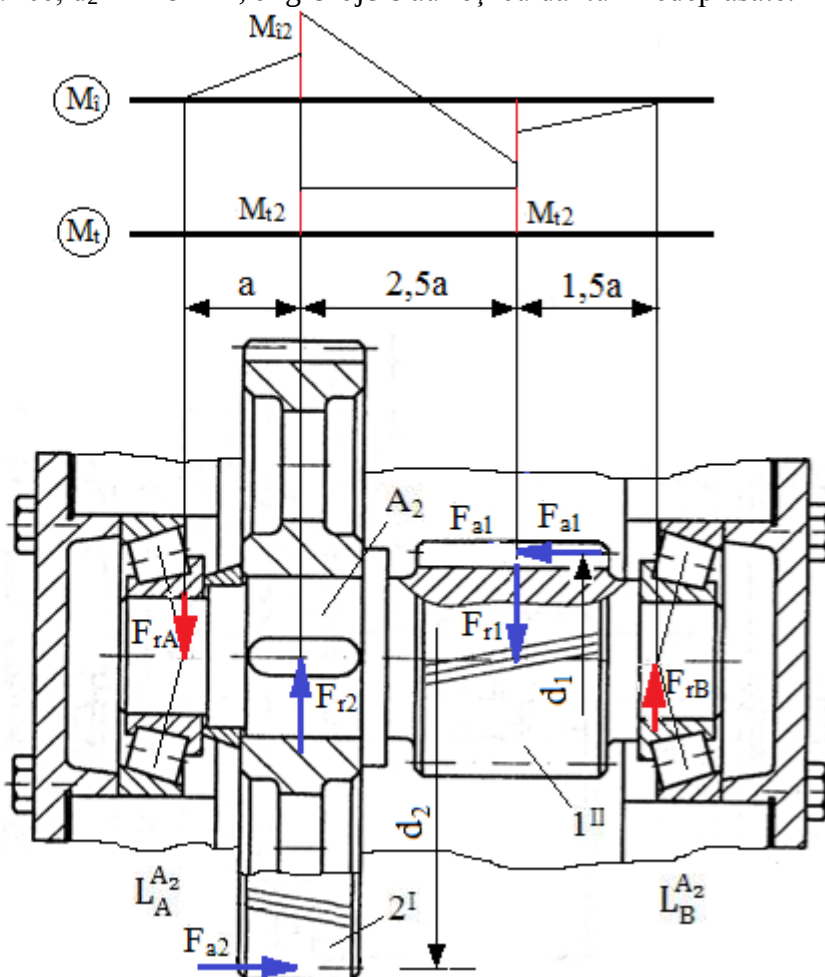
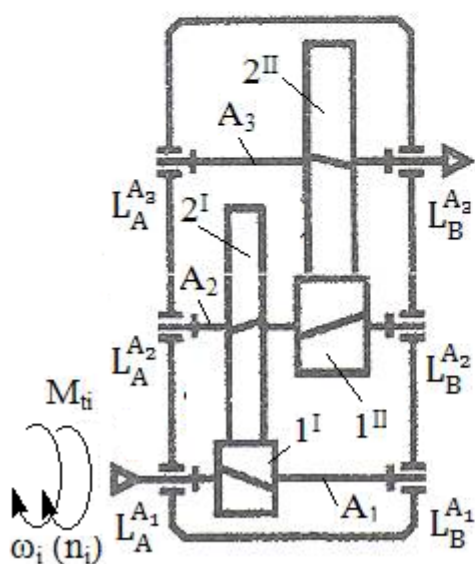
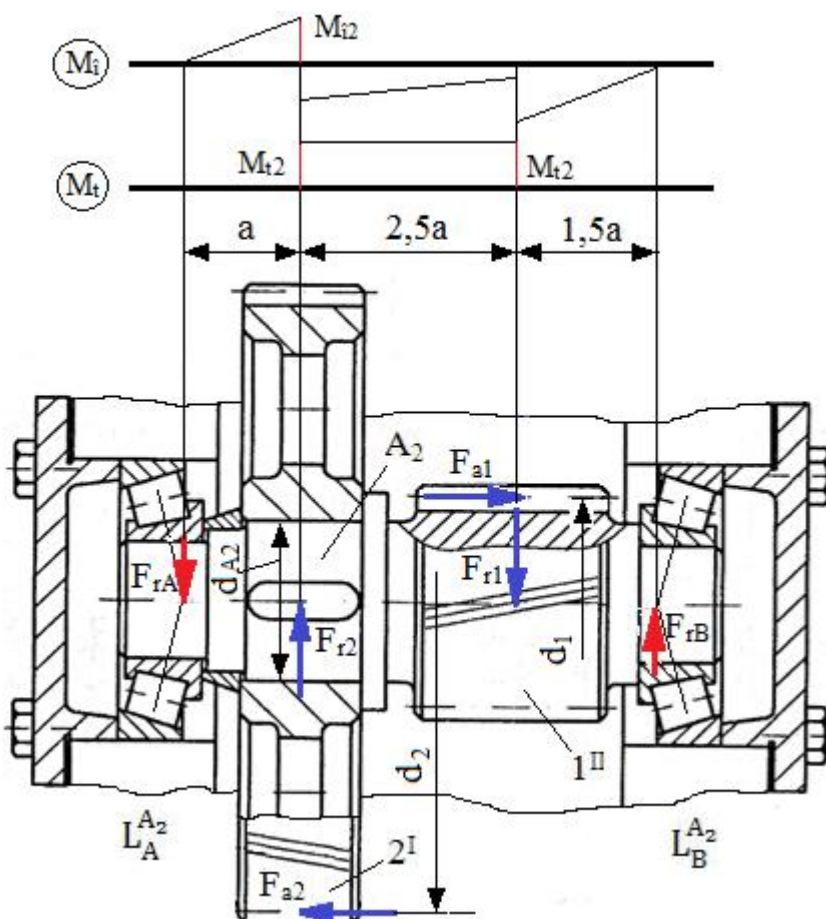
$$d_{A2} = \sqrt[3]{\frac{32 \sqrt{M_{i2}^2 + (\alpha M_{t2})^2}}{\pi \sigma_{aIII}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \sqrt{(160000)^2 + (0,6 \cdot 320000)^2}}{\pi 75}} = 32,38 \text{ mm.}$$



83.

Valoarea absolută a momentului de încovoiere maxim în centrul roții cilindrice, $M_{t2} = 259,56 \text{ Nm}$.

Se dau: forțele axiale din angrenaje $F_{a1} = 2970 \text{ N}$ și $F_{a2} = 2370 \text{ N}$; forța radială din lagărul $L_A^{A_2}$, $F_{rA} = 1020 \text{ N}$; distanța $a = 50 \text{ mm}$; diametrul de divizare al roții cilindrice, $d_2 = 176 \text{ mm}$; angrenajele au roți cu danturi nedeplasate.



Rezolvare:

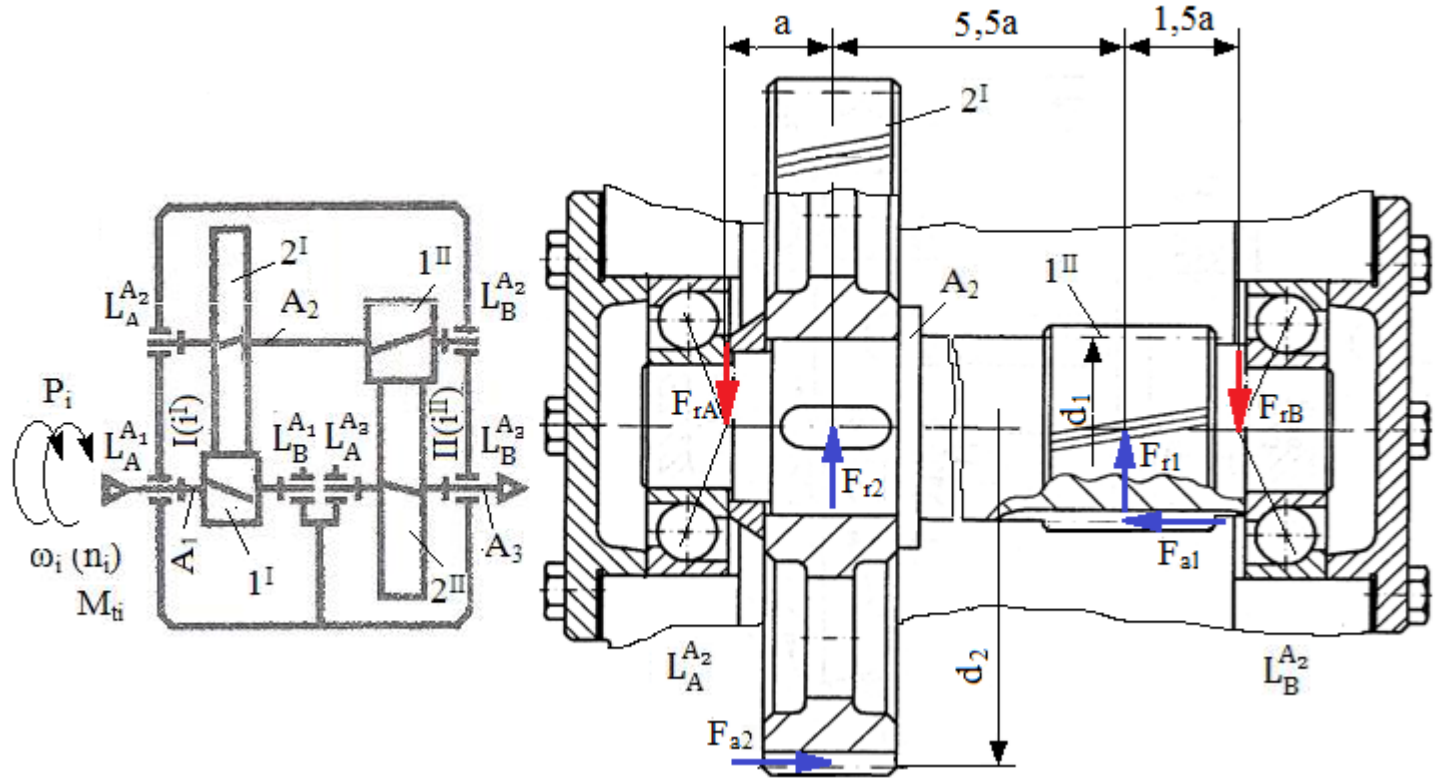
$$M_{i2_s} = -F_{rA} \cdot a = -1020 \cdot 50 = -51000 \text{ Nmm.}$$

$$M_{i2_d} = -F_{rA} \cdot a - F_{a2} \frac{d_2}{2} = -1020 \cdot 50 - 2370 \frac{176}{2} = -259560 \text{ Nmm.}$$

84.

Rulmentul radial-axial cu bile din lagărul L_A^{A2} este încărcat cu forța radială, $F_{rA} = 3017,08 \text{ N}$.

Se dau: forțele radiale $F_{r1} = 3614 \text{ N}$ și $F_{r2} = 3052 \text{ N}$; forțele axiale $F_{a1} = 2570 \text{ N}$ și $F_{a2} = 2170 \text{ N}$; distanța $a = 60 \text{ mm}$; diametrul de divizare al roții cilindrice, $d_2 = 229,83 \text{ mm}$; diametrul de divizare al pinionului cilindric, $d_1 = 70,4 \text{ mm}$; angrenajele au roți cu danturi nedeplasate.



Rezolvare:

Din ecuația de momente,

$$F_{rA} 8a - F_{r1} 1,5a - F_{r2} 7a + F_{a2} \frac{d_2}{2} - F_{a1} \frac{d_1}{2} = 0$$

rezultă,

$$F_{rA} = \frac{1,5 F_{r1}}{8} + \frac{7 F_{r2}}{8} - \frac{F_{a2} d_2}{16 a} + \frac{F_{a1} d_1}{16 a} = \frac{1,5 \cdot 3614}{8} + \frac{7 \cdot 3052}{8} - \frac{2170 \cdot 229,83}{16 \cdot 60} + \frac{2570 \cdot 70,4}{16 \cdot 60} = 3017,08 \text{ N.}$$

85.

Rulmentul radial cu bile din lagărul L_B^{A1} are durată de funcționare, $L_h = 7825,26 \text{ ore}$.

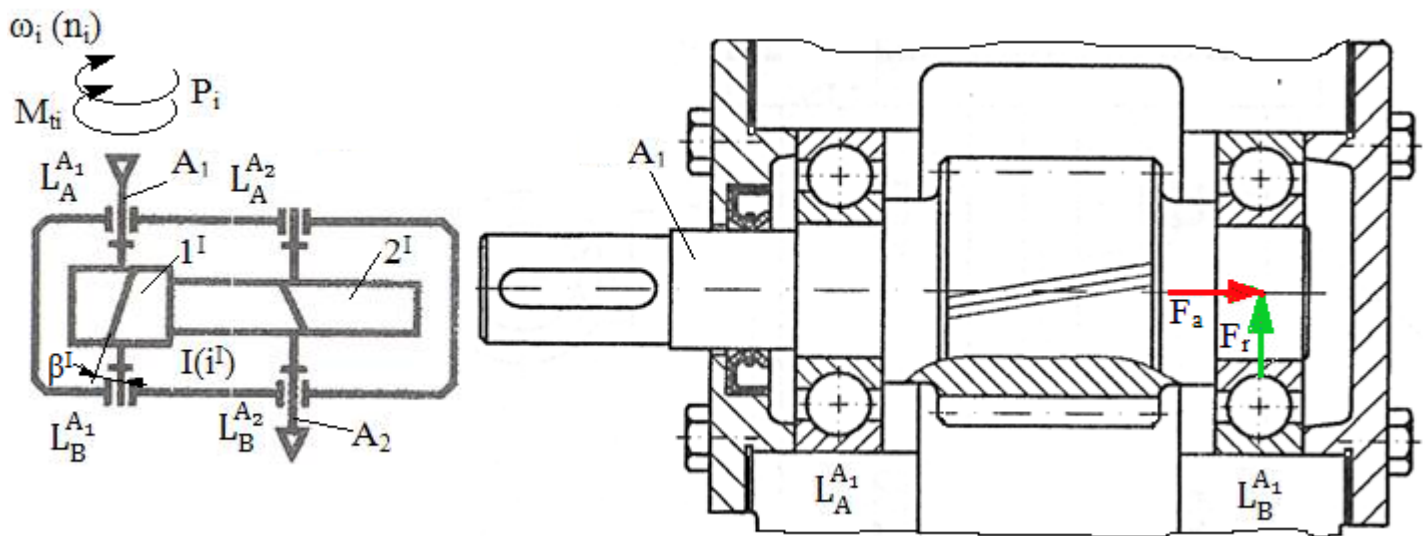
Se dau: turația $n_i = 1000 \text{ rot/min}$; forța radială din rulment $F_r = 824 \text{ N}$; forța axială din rulment, $F_a = 302,4 \text{ N}$; capacitatea de încărcare dinamică $C = 7,3 \text{ kN}$; gradul (exponentul) curbei de oboseală $p = 3$, pentru rulmenții cu bile, $p = 10/3$, pentru rulmenții cu role; factorii de influență: $e = 0,28$, $X = 0,56$, $Y = 1,58$.

Rezolvare:

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{302,4}{824} = 0,28 > e;$$

$$P = X F_r + Y F_a = 0,56 \cdot 824 + 1,58 \cdot 302,4 = 939,232 \text{ N.}$$

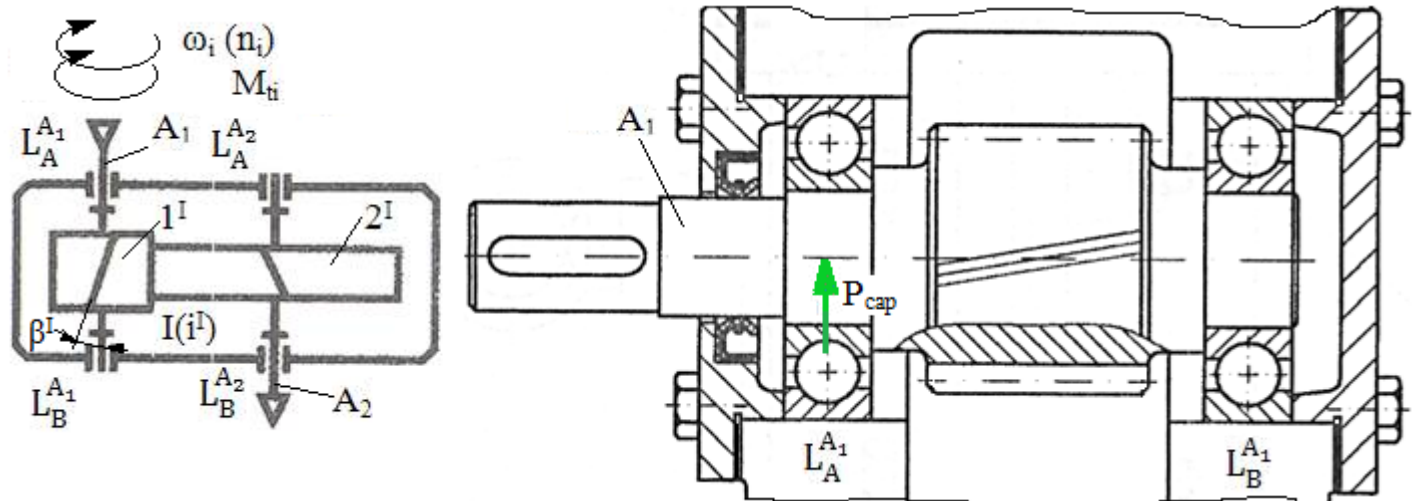
$$L_h = L \frac{10^6}{n_i 60} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \frac{10^6}{n_i 60} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \frac{10^6}{n_i 60} = \left(\frac{7300}{939,232}\right)^3 \frac{10^6}{1000 \cdot 60} = 7825,26 \text{ ore.}$$



86.

Rulmentul radial cu bile din lagărul L_A^{A1} poate prelua sarcina dinamică capabilă, $P_{cap} = 983,96 \text{ N}$.

Se dau: turația la ieșire (arborele A_2) $n_e = 300 \text{ rot/min}$; raportul de transmitere $i_R = 5$; durata de funcționare $L_h = 10000$ ore; capacitatea de încărcare dinamică $C = 9,5 \text{ kN}$; gradul (exponentul) curbei de oboseală $p = 3$, pentru rulmenții cu bile, $p = 10/3$, pentru rulmenții cu role; factorii de influență: $e = 0,28$, $X = 0,56$, $Y = 1,58$.



Rezolvare:

$$L = L_h \frac{n_i 60}{10^6} = L_h \frac{n_e i_R 60}{10^6} = 10000 \frac{300 \cdot 5 \cdot 60}{10^6} = 900 \text{ mil. de rotații}$$

$$P_{cap} = \frac{C}{\sqrt[p]{L}} = \frac{9500}{\sqrt[3]{900}} = 983,96 \text{ N}.$$

87.

Sarcina dinamică echivalentă a rulmentului radial-axial cu role conice A, $P_A = 2303 \text{ N}$.

Se dau: forța radială din lagărul L_A^{A1} , $F_{rA} = 1750 \text{ N}$; forța radială din lagărul L_B^{A1} , $F_{rB} = 4950 \text{ N}$; forța axială care acționează asupra pinionului $F_{a1} = 545 \text{ N}$; gradul (exponentul) curbei de oboseală $p = 3$, pentru rulmenții cu bile, $p = 10/3$, pentru rulmenții cu role; factorii de influență: $e = 0,37$, $X = 0,4$, $Y = 1,6$.

Rezolvare:

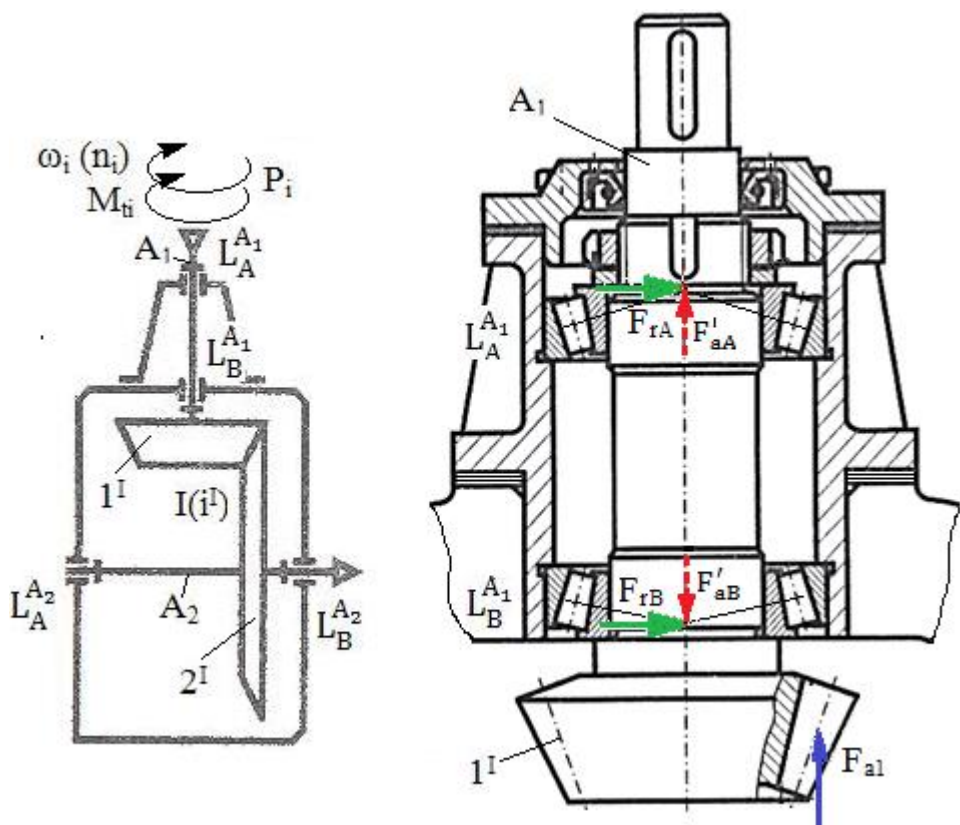
$$F'_{aA} = 0,5 \frac{F_{rA}}{Y}; F'_{aB} = 0,5 \frac{F_{rB}}{Y}.$$

$$F_{at} = F_{a1} + F'_{aA} - F'_{aB} = 545 + 0,5 \frac{1750}{1,6} - 0,5 \frac{4950}{1,6} = -455 \text{ N (forța axială totală } F_{at} \text{ are sens opus cu } F_{a1} \text{ și lagărul } L_A^{A1}, \text{ este încărcat axial).}$$

$$F_{aA} = F'_{aB} - F_{a1} = 0,5 \frac{4950}{1,6} - 545 = 1001,875 \text{ N}.$$

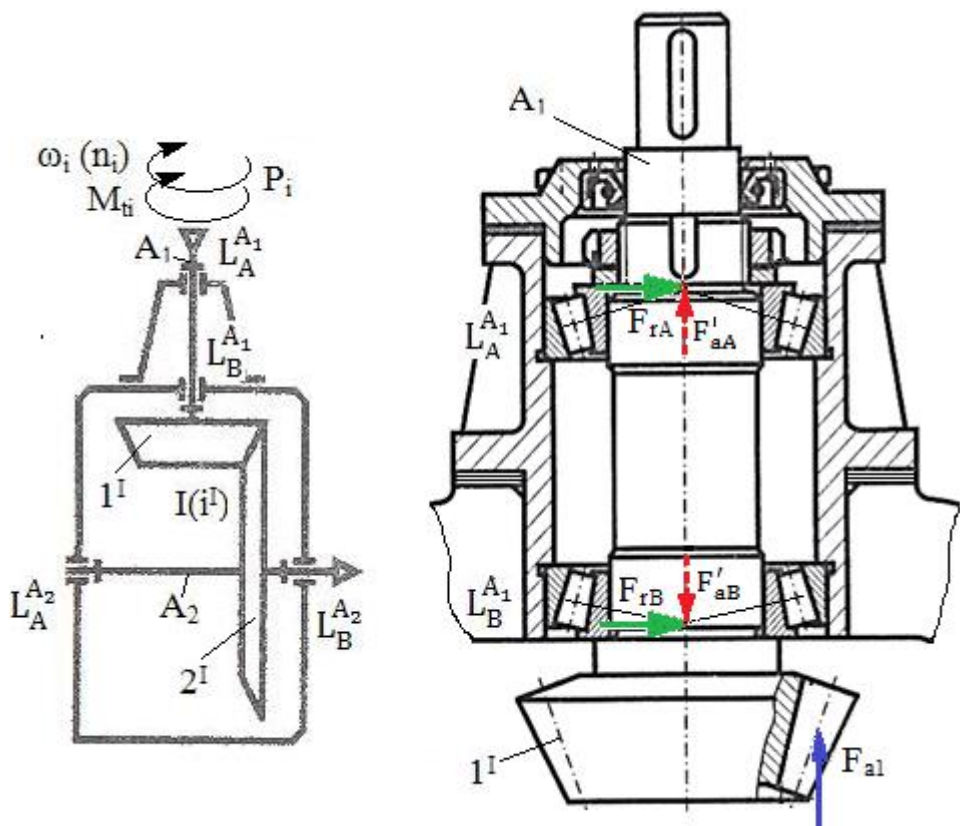
$$\frac{F_{aA}}{F_{rA}} = \frac{1001,875}{1750} = 0,57 > e.$$

$$P_A = X F_{rA} + Y F_{aA} = 0,4 \cdot 1750 + 1,6 \cdot 1001,875 = 2303 \text{ N.}$$



88.

Rulmentul radial-axial cu role conice din lagărul L_A^{A1} are durata de funcționare, $L_h = 32416,1$ ore.
Se dau: turația la intrare (arborele A_1), $n_i = 2200$ rot/min; forța radială din lagărul L_A^{A1} , $F_{rA} = 1750$ N; forța radială din lagărul L_B^{A1} , $F_{rB} = 2050$ N; forța axială care acționează asupra pinionului $F_{a1} = 1545$ N; capacitatea de încărcare dinamică, $C = 21500$ N; gradul (exponentul) curbei de oboseală $p = 3$, pentru rulmenții cu bile, $p = 10/3$, pentru rulmenții cu role; factorii de influență: $e = 0,37$, $X = 0,4$, $Y = 1,6$.



Rezolvare:

$$F'_{aA} = 0,5 \frac{F_{rA}}{Y}; \quad F'_{aB} = 0,5 \frac{F_{rB}}{Y}.$$

$$F_{at} = F_{a1} + F'_{aA} - F'_{aB} = 1545 + 0,5 \frac{1750}{1,6} - 0,5 \frac{2050}{1,6} = 1451,25 \text{ N (forța axială totală } F_{at} \text{ are același sens cu } F_{a1} \text{ și}$$

lagărul $L_B^{A_1}$ este încărcat axial).

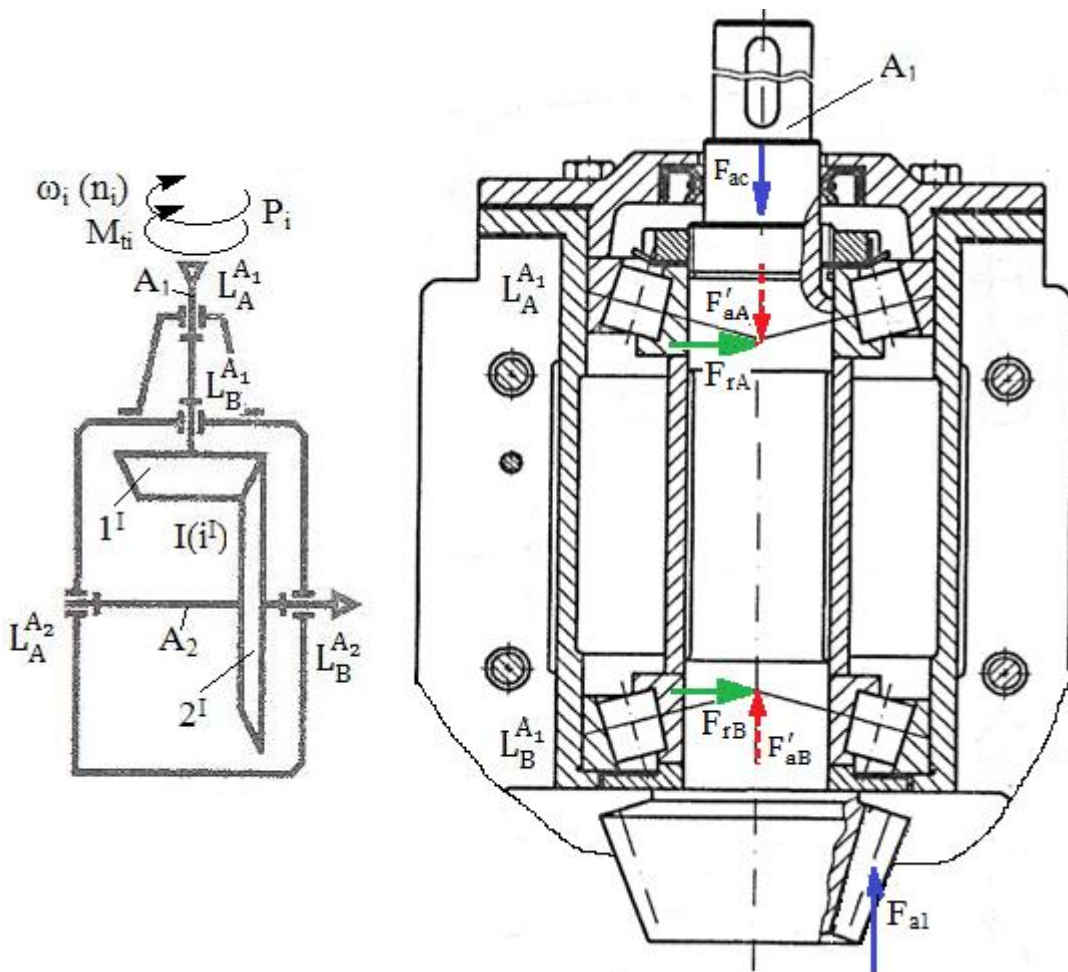
$$P = F_{rA} = 1750 \text{ N}.$$

$$L_h = L \frac{10^6}{n_i 60} = \left(\frac{C}{P} \right)^p \frac{10^6}{n_i 60} = \left(\frac{21500}{1750} \right)^{10/3} \frac{10^6}{2200 \cdot 60} = 32416,1 \text{ ore}.$$

89.

Sarcina dinamică echivalentă care încarcă rulmentul radial-axial cu role conice din lagărul $L_A^{A_1}$, $P_A = 1697 \text{ N}$.

Se dau: forța radială din lagărul $L_A^{A_1}$, $F_{rA} = 750 \text{ N}$; forța radială din lagărul $L_B^{A_1}$, $F_{rB} = 1050 \text{ N}$; forța axială care acționează asupra pinionului $F_{a1} = 1875 \text{ N}$; forța axială de la capul arborelui $F_{ac} = 1330 \text{ N}$; gradul (exponentul) curbei de oboseală $p = 3$, pentru rulmenții cu bile, $p = 10/3$, pentru rulmenții cu role; factorii de influență $e = 0,37$, $X = 0,4$, $Y = 1,6$.



Rezolvare:

$$F'_{aA} = 0,5 \frac{F_{rA}}{Y}; \quad F'_{aB} = 0,5 \frac{F_{rB}}{Y}.$$

$$F_{at} = F_{a1} - F_{ac} - F'_{aA} + F'_{aB} = 1875 - 1330 - 0,5 \frac{750}{1,6} + 0,5 \frac{1050}{1,6} = 638,75 \text{ N (forța axială totală } F_{at} \text{ are același sens cu}$$

F_{a1} și lagărul $L_A^{A_1}$ este încărcat axial).

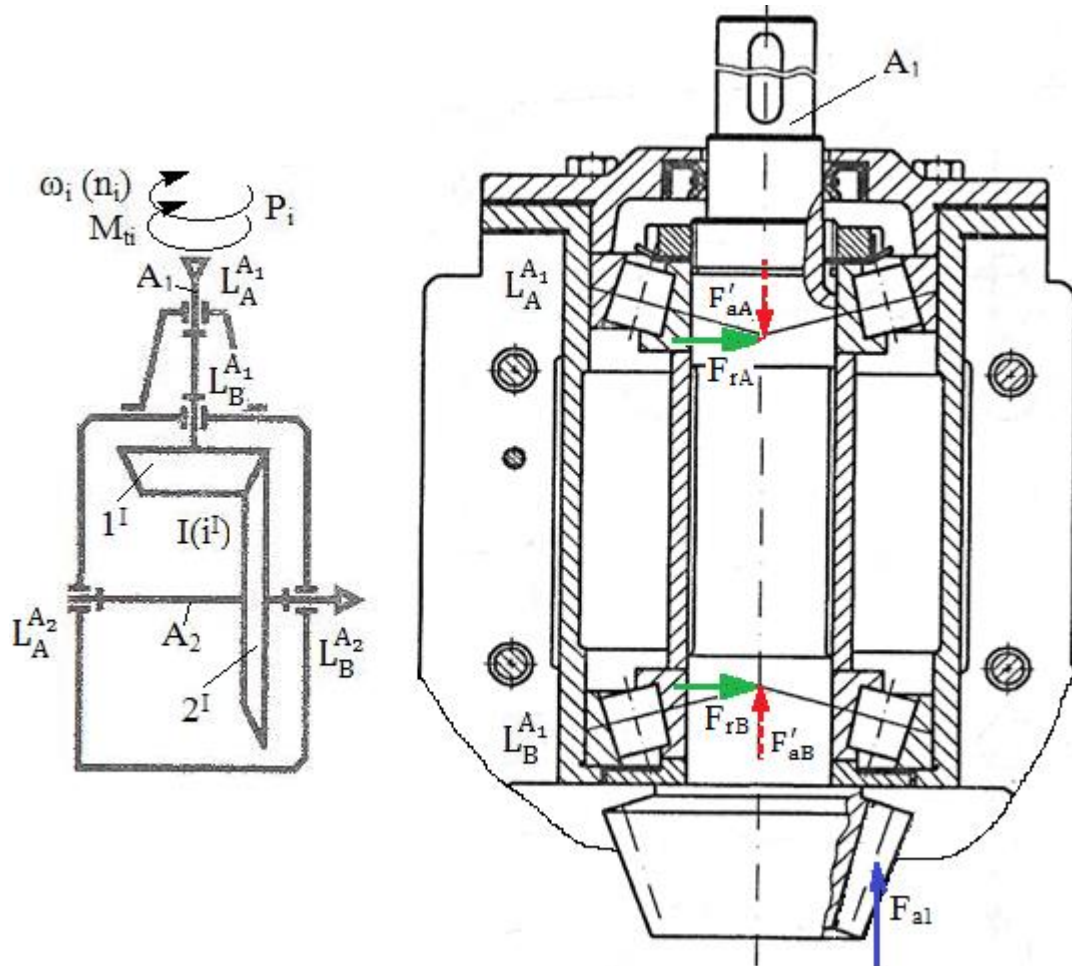
$$F_{aA} = F_{a1} - F_{ac} + F'_{aB} = 1875 - 1330 + 0,5 \frac{1050}{1,6} = 873,125 \text{ N}.$$

$$\frac{F_{aA}}{F_{rA}} = \frac{873,125}{750} = 1,16 > e. \quad P_A = X F_{rA} + Y F_{aA} = 0,4 \cdot 750 + 1,6 \cdot 873,125 = 1697 \text{ N}.$$

90.

Rulmentul radial-axial cu role conice din lagărul L_B^{A1} are durata de funcționare, $L_h = 16209,98$ ore.

Se dau: turația $n_i = 3000$ rot/min; forța radială din lagărul L_A^{A1} , $F_{rA} = 750$ N; forța radială din lagărul L_B^{A1} , $F_{rB} = 1050$ N; forța axială care acționează asupra pinionului $F_{a1} = 545$ N; capacitatea de încărcare dinamică, $C = 11,5$ kN; gradul (exponentul) curbei de oboseală $p = 3$, pentru rulmenții cu bile, $p = 10/3$, pentru rulmenții cu role; factorii de influență: $e = 0,37$, $X = 0,4$, $Y = 1,6$.



Rezolvare:

$$F'_{aA} = 0,5 \frac{F_{rA}}{Y}; \quad F'_{aB} = 0,5 \frac{F_{rB}}{Y}.$$

$$F_{at} = F_{a1} - F'_{aA} + F'_{aB} = 545 - 0,5 \frac{750}{1,6} + 0,5 \frac{1050}{1,6} = 638,75 \text{ N (forța axială totală } F_{at} \text{ are același sens cu } F_{a1} \text{ și lagărul } L_A^{A1} \text{ este încărcat axial).}$$

L_A^{A1} este încărcat axial).

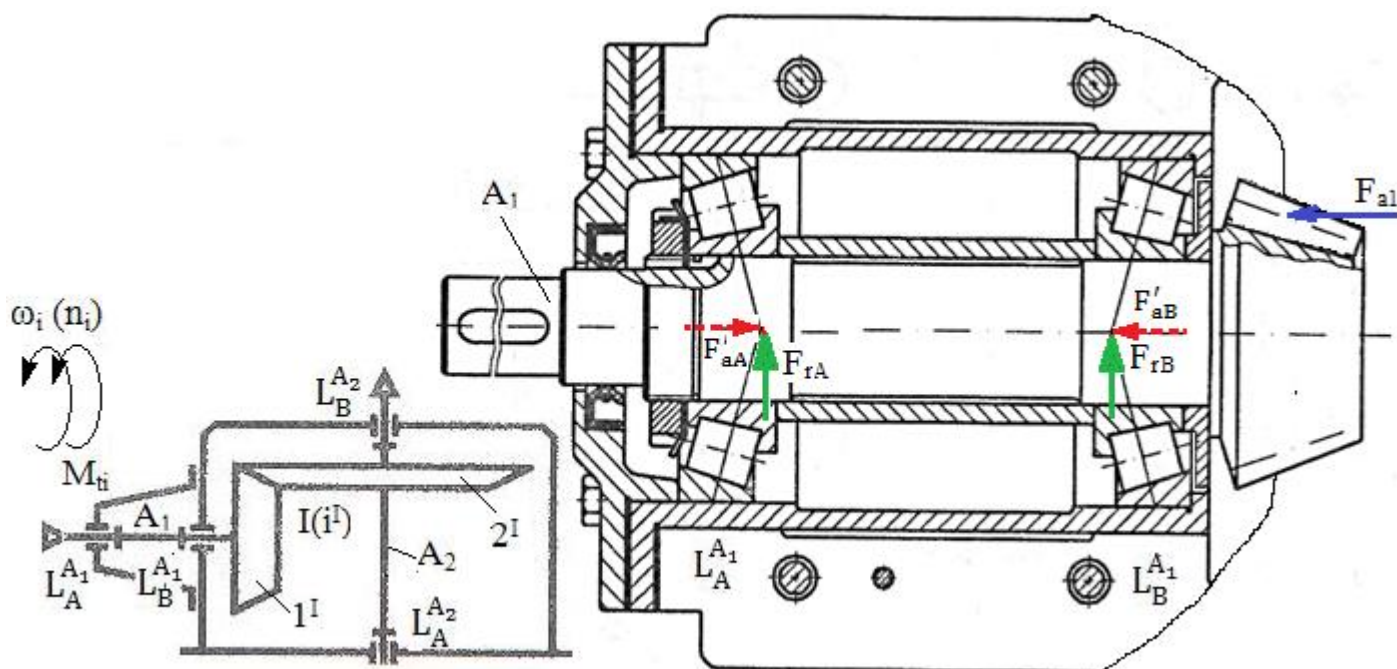
$$P = F_{rB} = 1050 \text{ N}.$$

$$L_h = L \frac{10^6}{n_i 60} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \frac{10^6}{n_i 60} = \left(\frac{11500}{1050}\right)^{10/3} \frac{10^6}{3000 \cdot 60} = 16208,98 \text{ ore}.$$

91.

Rulmentul radial cu bile din lagărul L_B^{A1} are durata de funcționare, $L_h = 25405,1$ ore.

Se dau: turația $n_i = 1000$ rot/min; forța radială din lagărul L_A^{A1} , $F_{rA} = 2750$ N; forța radială din lagărul L_B^{A1} , $F_{rB} = 3550$ N; forța axială care acționează asupra pinionului $F_{a1} = 1945$ N; capacitatea de încărcare dinamică $C = 32$ kN; gradul (exponentul) curbei de oboseală $p = 3$, pentru rulmenții cu bile, $p = 10/3$, pentru rulmenții cu role; factorii de influență: $e = 0,37$, $X = 0,4$, $Y = 1,6$.



Rezolvare:

$$F'_{aA} = 0,5 \frac{F_{rA}}{Y}; \quad F'_{aB} = 0,5 \frac{F_{rB}}{Y}.$$

$F_{at} = F_{a1} - F'_{aA} + F'_{aB} = F_{a1} - 0,5 \frac{F_{rA}}{Y} + 0,5 \frac{F_{rB}}{Y} = 1945 - 0,5 \frac{2750}{1,6} + 0,5 \frac{3550}{1,6} = 2195 \text{ N}$ (forța axială totală F_{at} , are același sens cu F_{a1} și lagărul L_A^{A1} este încărcat axial exterior).

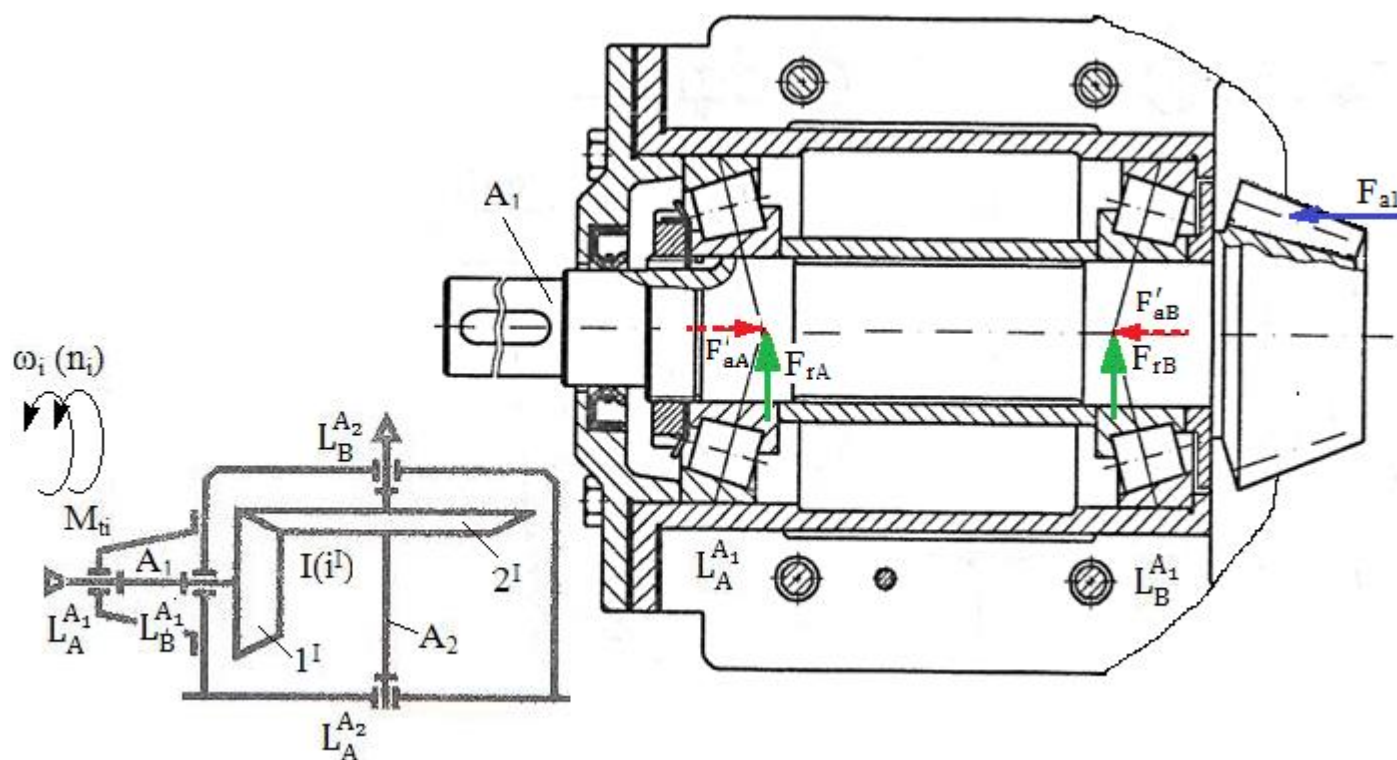
$$P = F_{rB} = 3550 \text{ N}.$$

$$L_h = L \frac{10^6}{n_1 \cdot 60} = \left(\frac{C}{P} \right)^p \frac{10^6}{n_1 \cdot 60} = \left(\frac{32000}{3550} \right)^{10/3} \frac{10^6}{1000 \cdot 60} = 25405,1 \text{ ore}.$$

92.

Rulmentul radial cu bile din lagărul L_B^{A1} are capacitatea de încărcare dinamică $C = 20037,85 \text{ N}$.

Se dau: turația $n_i = 1000 \text{ rot/min}$; durata de funcționare, $L_h = 12500 \text{ ore}$; sarcina dinamică echivalentă care încarcă rulmentul radial-axial cu role conice din lagărul L_B^{A1} , $P_B = 2750 \text{ N}$; gradul (exponentul) curbei de oboseală $p = 3$, pentru rulmenții cu bile, $p = 10/3$, pentru rulmenții cu role; factorii de influență: $e = 0,37$, $X = 0,4$, $Y = 1,6$.



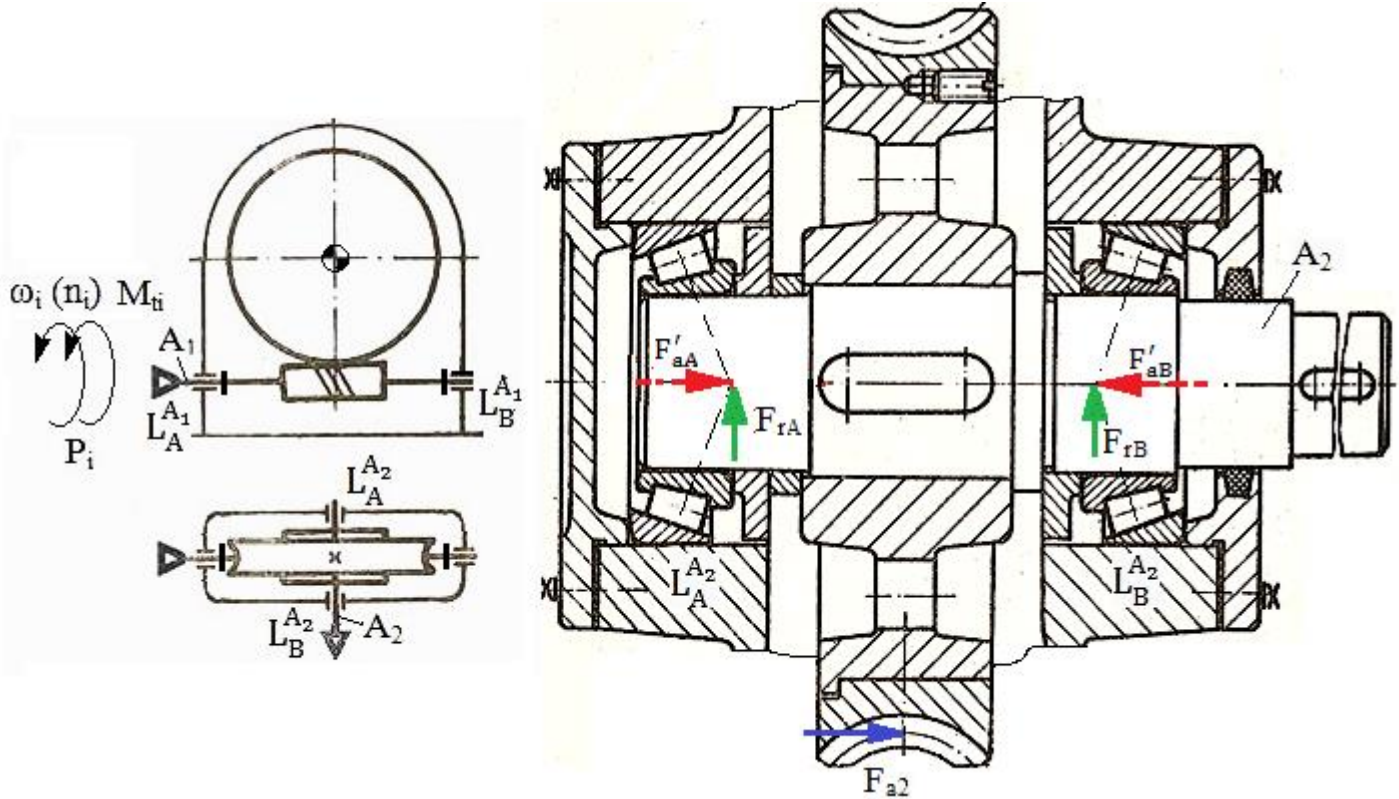
Rezolvare:

$$C_{nec} = P \sqrt[p]{L} = P \sqrt[p]{L_h \frac{n_i}{10^6}} = 2750 \sqrt[10/3]{12500 \frac{1000 \cdot 60}{10^6}} = 20037,85 \text{ N.}$$

93.

Sarcina dinamică echivalentă care încarcă rulmentul radial-axial cu role conice din lagărul $L_B^{A_2}$, $P_B = 7647 \text{ N}$.

Se dau: forța radială din lagărul $L_A^{A_2}$, $F_{rA} = 4550 \text{ N}$; forța radială din lagărul $L_B^{A_2}$, $F_{rB} = 5150 \text{ N}$; forța axială care acționează asupra roții melcate $F_{a2} = 2070 \text{ N}$; gradul (exponentul) curbei de oboseală $p = 3$, pentru rulmenții cu bile, $p = 10/3$, pentru rulmenții cu role; factorii de influență: $e = 0,37$, $X = 0,4$, $Y = 1,6$.



Rezolvare:

$$F'_{aA} = 0,5 \frac{F_{rA}}{Y}; F'_{aB} = 0,5 \frac{F_{rB}}{Y}.$$

$$F_{at} = F_{a2} + F'_{aA} - F'_{aB} = F_{a2} + 0,5 \frac{F_{rA}}{Y} - 0,5 \frac{F_{rB}}{Y} = 2070 + 0,5 \frac{4550}{1,6} - 0,5 \frac{5150}{1,6} = 1882,5 \text{ N (forța axială totală } F_{at} \text{ are același sens cu } F_{a2} \text{ și lagărul B este încărcat axial exterior).}$$

$$F_{aB} = F_{a2} + F'_{aA} = F_{a2} + 0,5 \frac{F_{rA}}{Y} = 2070 + 0,5 \frac{4550}{1,6} = 3491,875 \text{ N.}$$

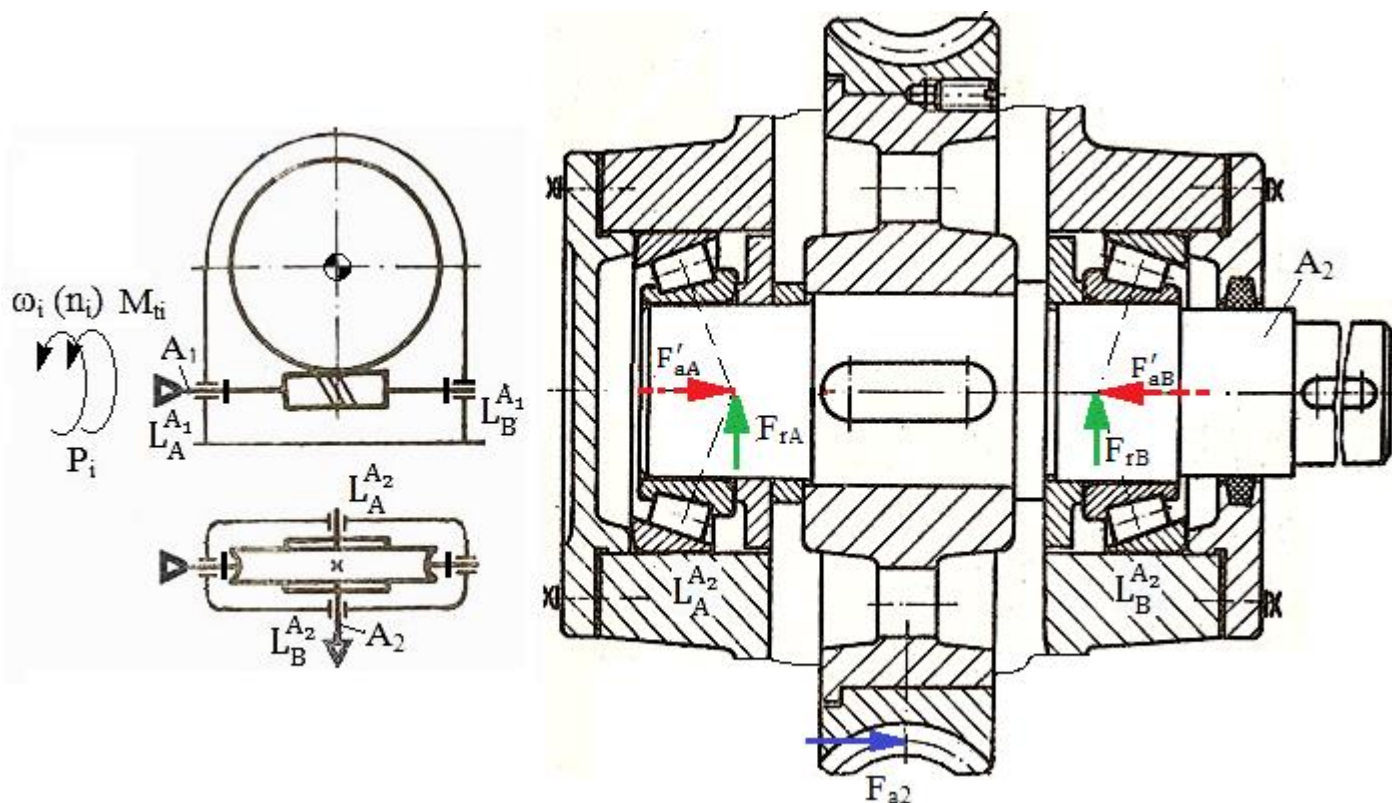
$$\frac{F_{aB}}{F_{rB}} = \frac{3491,875}{5150} = 0,68 > e.$$

$$P_B = X F_{rB} + Y F_{aB} = 0,4 \cdot 5150 + 1,6 \cdot 3491,875 = 7647 \text{ N.}$$

94.

Rulmentul radial-axial cu role conice din lagărul $L_B^{A_2}$ are durata de funcționare, $L_h = 8880,69 \text{ ore}$.

Se dau: turația $n_i = 3000 \text{ rot/min}$; forța axială care acționează asupra roții melcate $F_{a2} = 2070 \text{ N}$; capacitatea de încărcare dinamică, $C = 28500 \text{ N}$; sarcina dinamică echivalentă, $P_B = 8647 \text{ N}$; raportul de transmitere al reductorului $i_R = 30$; gradul (exponentul) curbei de oboseală $p = 3$, pentru rulmenții cu bile, $p = 10/3$, pentru rulmenții cu role; factorii de influență: $e = 0,37$, $X = 0,4$, $Y = 1,6$.



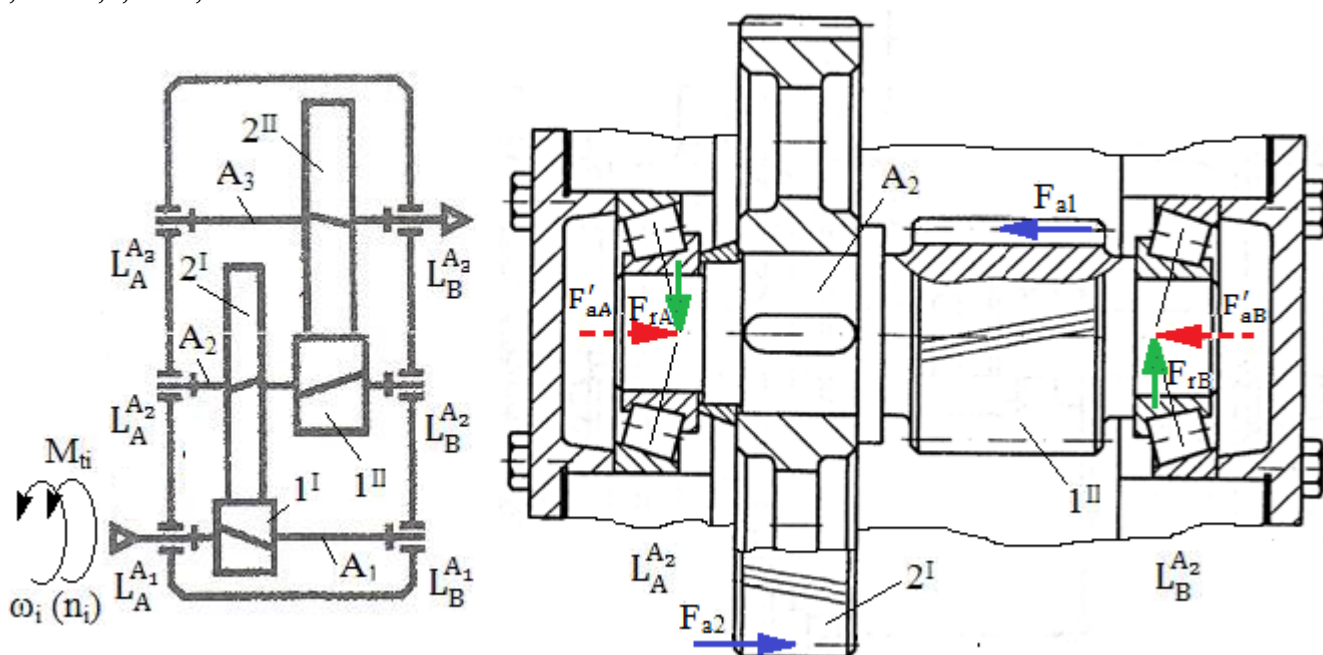
Rezolvare:

$$L_h = L \frac{10^6}{n_2 \cdot 60} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \frac{10^6 i_R}{n_1 \cdot 60} = \left(\frac{28500}{8647}\right)^{10/3} \frac{10^6 \cdot 30}{3000 \cdot 60} = 8880,69 \text{ ore.}$$

95.

Sarcina dinamică echivalentă care încarcă rulmentul radial-axial cu role conice din lagărul $L_B^{A_2}$, $P_B = 4120 \text{ N}$.

Se dau: forța radială din lagărul $L_A^{A_2}$, $F_{rA} = 3450 \text{ N}$; forța radială din lagărul $L_B^{A_2}$, $F_{rB} = 4120 \text{ N}$; forța axială care acționează asupra roții 2^I , $F_{a2} = 1990 \text{ N}$; forța axială care acționează asupra pinionului 1^{II} , $F_{a1} = 2780 \text{ N}$; gradul (exponentul) curbei de oboseală $p = 3$, pentru rulmenții cu bile, $p = 10/3$, pentru rulmenții cu role; factorii de influență: $e = 0,37$, $X = 0,4$, $Y = 1,6$.



Rezolvare:

$$F'_{aA} = 0,5 \frac{F_{rA}}{Y}; \quad F'_{aB} = 0,5 \frac{F_{rB}}{Y}.$$

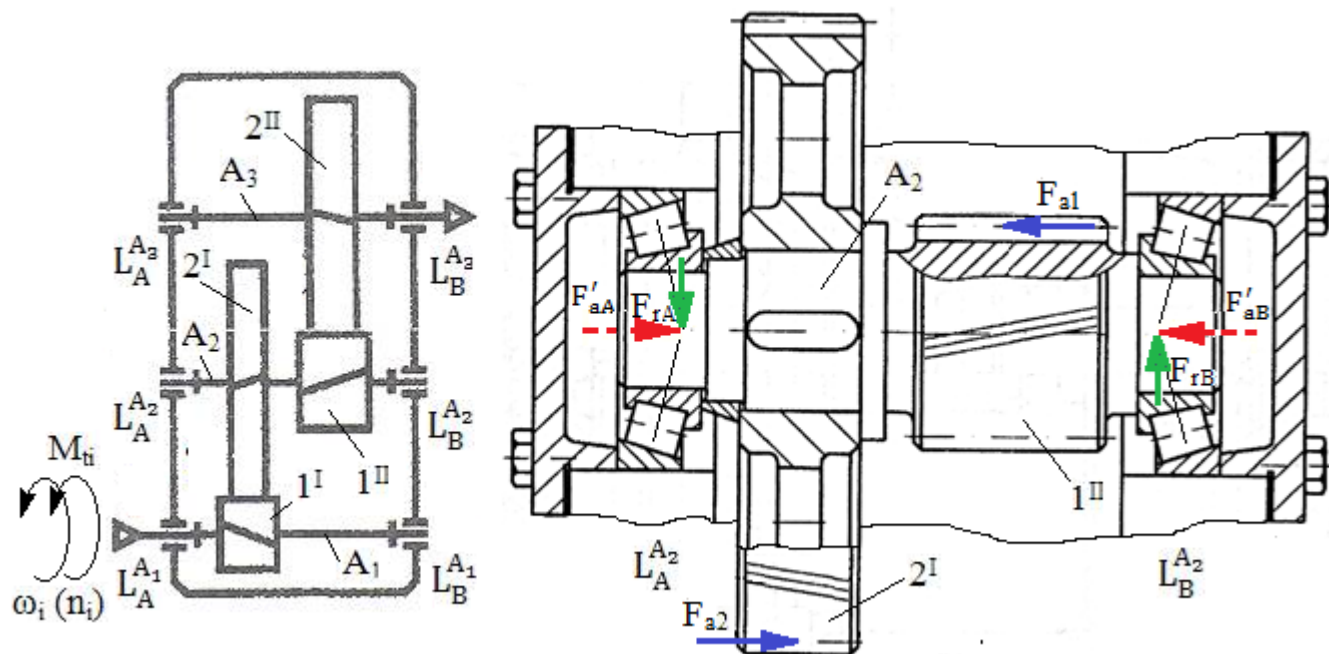
$$F_{at} = F_{a1} - F_{a2} + F'_{aB} - F'_{aA} = F_{a1} - F_{a2} - 0,5 \frac{F_{rA}}{Y} + 0,5 \frac{F_{rB}}{Y} = 2780 - 1990 - 0,5 \frac{3450}{1,6} + 0,5 \frac{4120}{1,6} = 999,375 \text{ N (forța axială totală } F_{at} \text{ are același sens cu } F_{a1} \text{ și lagărul } L_A^{A_2} \text{ este încărcat axial exterior).}$$

$$P = F_{rB} = 4120 \text{ N.}$$

96.

Sarcina dinamică echivalentă care încarcă rulmentul radial-axial cu role conice din lagărul $L_B^{A_2}$, $P_B = 2920 \text{ N}$.

Se dau: forța radială din lagărul $L_A^{A_2}$, $F_{rA} = 3950 \text{ N}$; forța radială din lagărul $L_B^{A_2}$, $F_{rB} = 2920 \text{ N}$; forța axială care acționează asupra roții 2^I , $F_{a2} = 2290 \text{ N}$; forța axială care acționează asupra pinionului 1^{II} , $F_{a1} = 1980 \text{ N}$; gradul (exponentul) curbei de oboseală $p = 3$, pentru rulmenții cu bile, $p = 10/3$, pentru rulmenții cu role; factorii de influență $e = 0,37$, $X = 0,4$, $Y = 1,6$.



Rezolvare:

$$F'_{aA} = 0,5 \frac{F_{rA}}{Y}; \quad F'_{aB} = 0,5 \frac{F_{rB}}{Y}.$$

$$F_{at} = F_{a2} - F_{a1} - F'_{aA} + F'_{aB} = F_{a2} - F_{a1} - 0,5 \frac{F_{rA}}{Y} + 0,5 \frac{F_{rB}}{Y} = 2290 - 1980 - 0,5 \frac{3950}{1,6} + 0,5 \frac{2920}{1,6} = -11,875 \text{ N (forța axială totală } F_{at} \text{ are sens opus cu } F_{a2} \text{ și lagărul A este încărcat axial exterior).}$$

$$P_B = F_{rB}.$$

97.

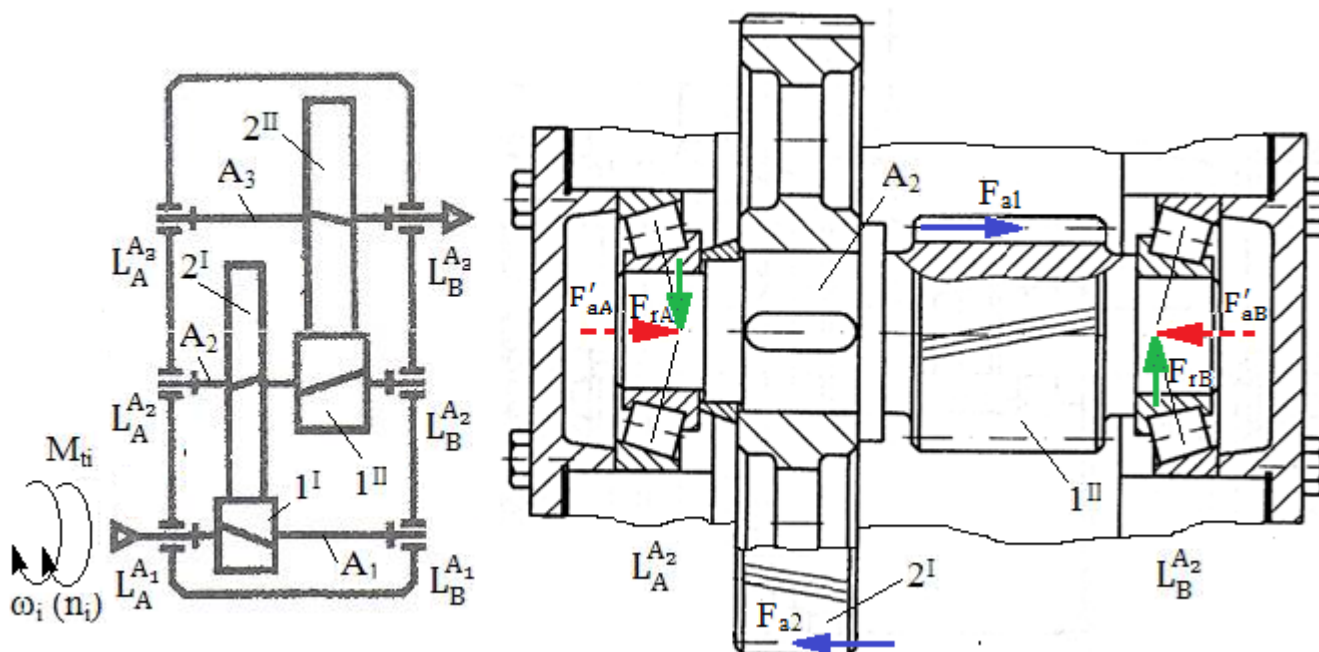
Rulmentul radial-axial cu role conice din lagărul $L_A^{A_2}$ are capacitatea de încărcare dinamică necesară, $C_{nec} = 14107,09 \text{ N}$.

Se dau: turația arborelui ieșire, $n_e = 150 \text{ rot/min}$; raportul de transmitere al angrenajului II, $i^{II} = 4$; sarcina dinamică echivalentă, $P_A = 2580 \text{ N}$; durata de funcționare $L_h = 8000 \text{ ore}$; gradul (exponentul) curbei de oboseală $p = 3$, pentru rulmenții cu bile, $p = 10/3$, pentru rulmenții cu role; factorii de influență $e = 0,37$, $X = 0,4$, $Y = 1,6$.

Rezolvare:

$$L = L_h \frac{n_2 60}{10^6} = L_h \frac{n_e 60 i^{II}}{10^6} = 8000 \frac{150 \cdot 60 \cdot 4}{10^6} = 288 \text{ mil. de rotații.}$$

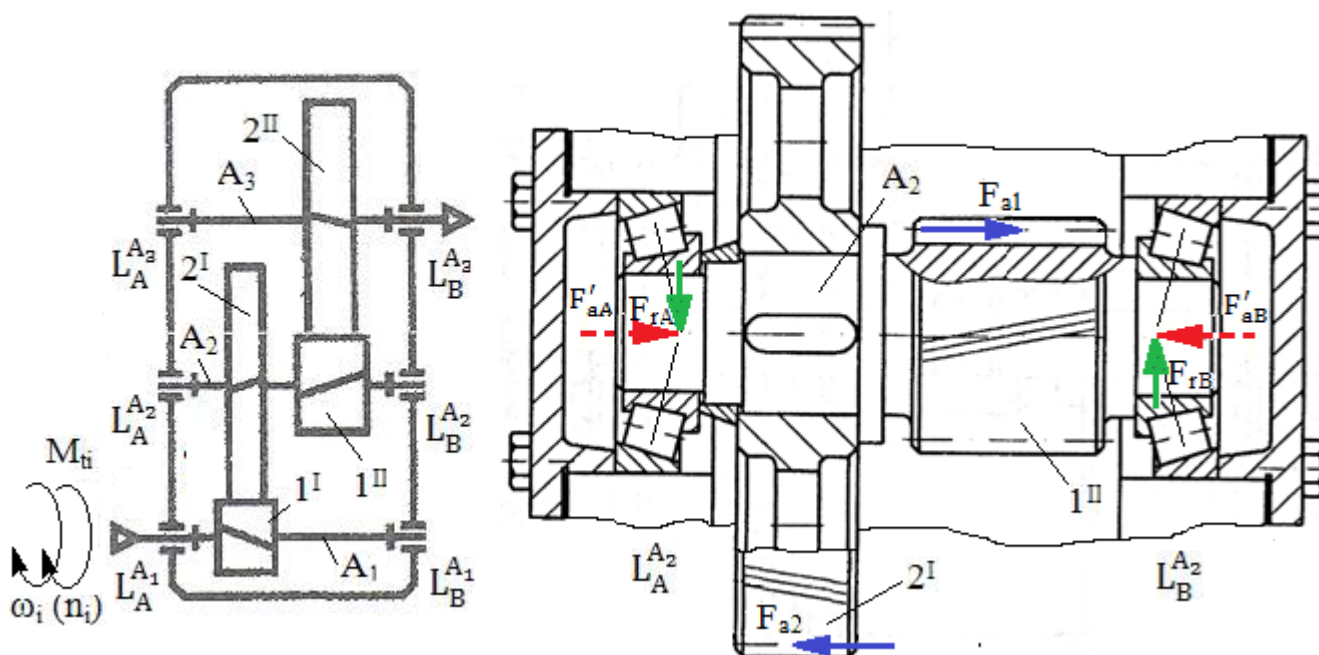
$$C_{nec} = P_A \sqrt[p]{L} = 2580 \sqrt[10/3]{288} = 14107,09 \text{ N.}$$



98.

Rulmentul radial-axial cu role conice din lagărul $L_B^{A_2}$ are are durata de funcționare, $L_h = 13124,35$ ore.

Se dau: turația $n_i = 3000$ rot/min; sarcina dinamică echivalentă $P_B = 5360$ N ; capacitatea de încărcare dinamică $C = 34000$ ore; raportul de transmitere al treptei I, $i^I = 5$; gradul (exponentul) curbei de oboseală $p = 3$, pentru rulmenții cu bile, $p = 10/3$, pentru rulmenții cu role; factorii de influență: $e = 0,37$, $X = 0,4$, $Y = 1,6$.



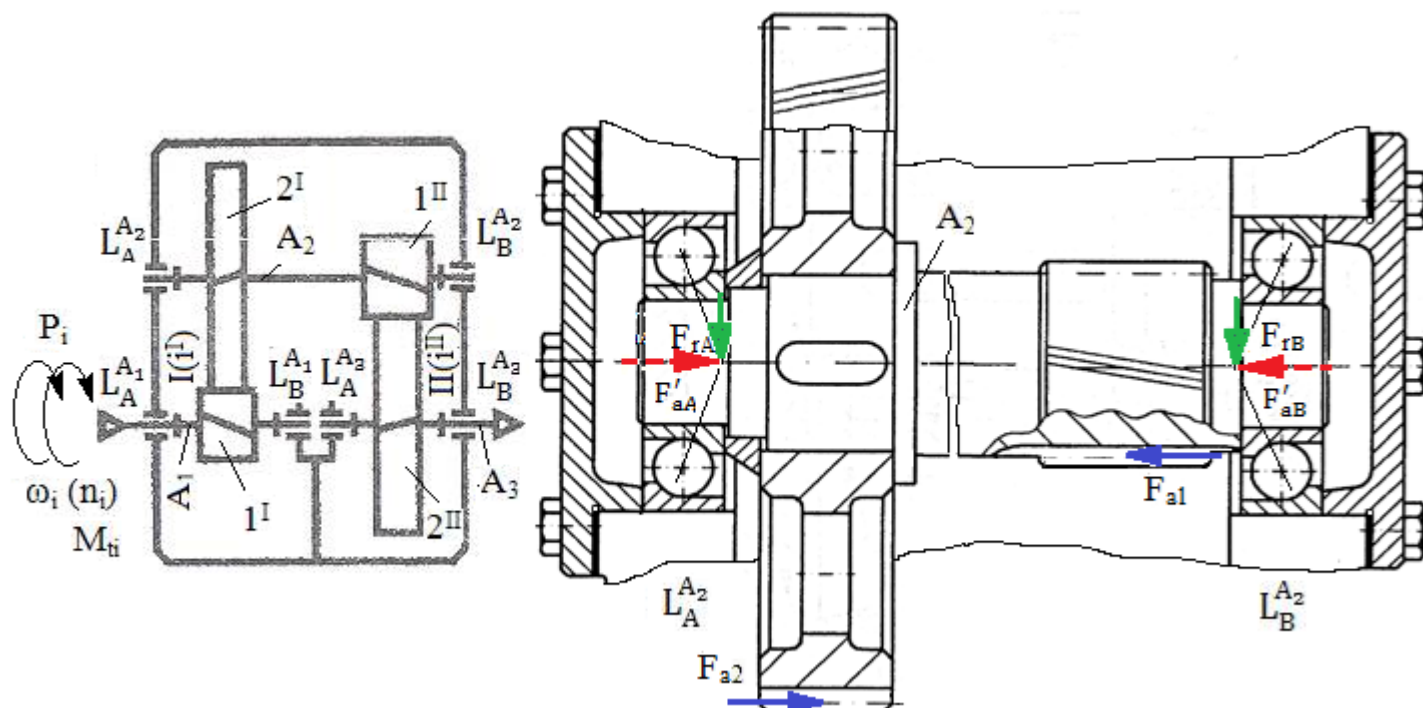
Rezolvare:

$$L_h = L \frac{10^6}{n_2 \cdot 60} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \frac{10^6 \cdot i^I}{n_i \cdot 60} = \left(\frac{34000}{5360}\right)^{10/3} \frac{10^6 \cdot 5}{3000 \cdot 60} = 13124,35 \text{ ore.}$$

99.

Sarcina dinamică echivalentă care încarcă rulmentul radial-axial cu role conice din lagărul $L_B^{A_2}$, $P_B = 3270$ N.

Se dau: forța radială din lagărul $L_A^{A_2}$, $F_{rA} = 4650$ N; forța radială din lagărul $L_B^{A_2}$, $F_{rB} = 3270$ N; forța axială care acționează asupra roții 2^I , $F_{a2} = 2720$ N; forța axială care acționează asupra pinionului 1^{II} , $F_{a1} = 3050$ N; factorii de influență: $e = 1,14$, $X = 0,35$, $Y = 0,57$.



Rezolvare:

$$F'_{aA} = 0,5 \frac{F_{rA}}{Y}; \quad F'_{aB} = 0,5 \frac{F_{rB}}{Y}.$$

$$F_{at} = F_{a1} - F_{a2} - F'_{aA} + F'_{aB} = F_{a1} - F_{a2} - 0,5 \frac{F_{rA}}{Y} + 0,5 \frac{F_{rB}}{Y} = 3050 - 2720 - 0,5 \frac{4650}{0,57} + 0,5 \frac{3270}{0,57} = -880,53 \text{ N (forța axială totală } F_{at} \text{ are sens opus cu } F_{a1} \text{ și lagărul } L_B^{A2} \text{ este încărcat axial exterior).}$$

$$F_{aB} = F_{a2} - F_{a1} + F'_{aA} = F_{a2} - F_{a1} + 0,5 \frac{F_{rA}}{Y} = 2720 - 3050 + 0,5 \frac{4650}{0,57} = 3748,95 \text{ N.}$$

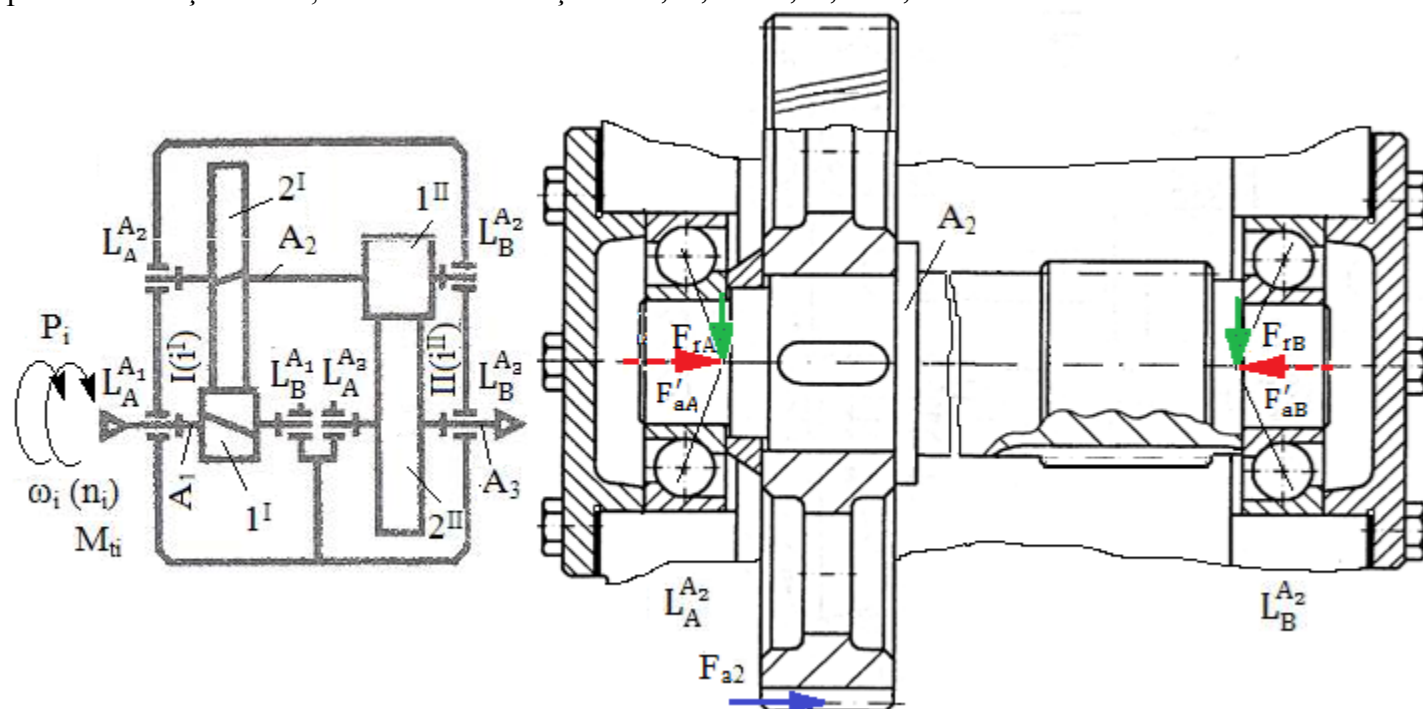
$$\frac{F_{aB}}{F_{rB}} = \frac{3748,95}{3270} = 1,18 < e.$$

$$P = F_{rB}.$$

100.

Rulmentul radial-axial cu bile din lagărul L_A^{A2} are capacitatea de încărcare dinamică necesară, $C_{nec} = 15667 \text{ N}$.

Se dau: turația la intrare (arborele A_1), $n_i = 1500 \text{ rot/min}$; sarcina dinamică echivalentă care încarcă rulmentul radial-axial cu bile din lagărul L_A^{A1} , $P_A = 2480 \text{ N}$; durata de funcționare $L_h = 11500 \text{ ore}$; numerele de dinți ai roților angrenajului I, $z_1^I = 19$ și $z_1^{II} = 78$; gradul (exponentul) curbei de oboseală $p = 3$, pentru rulmenții cu bile, $p = 10/3$, pentru rulmenții cu role; factorii de influență: $e = 1,14$, $X = 0,35$, $Y = 0,57$.



Rezolvare:

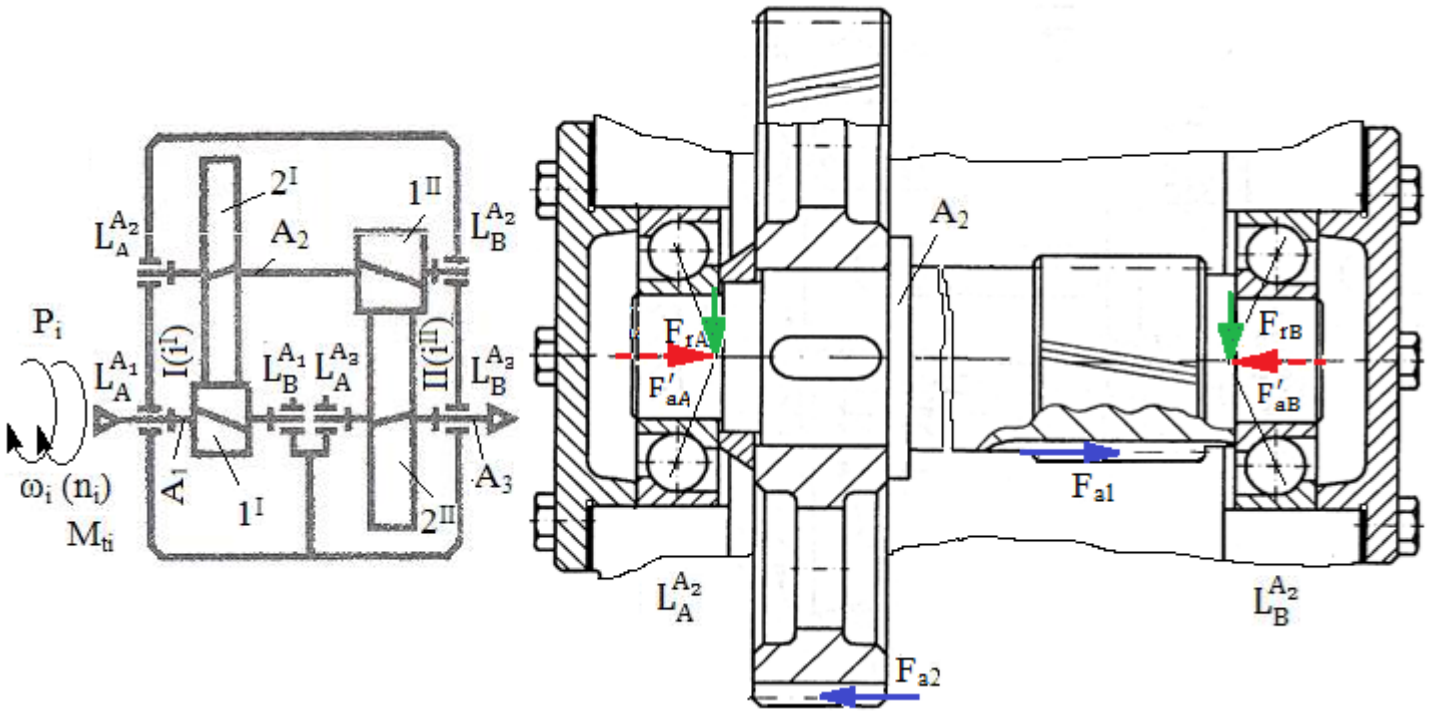
$$L = L_h \frac{n_2 60}{10^6} = L_h \frac{n_i z_1^I 60}{z_2^I 10^6} = 11500 \frac{1500 \cdot 19 \cdot 60}{78 \cdot 10^6} = 252,115 \text{ mil. de rotații.}$$

$$C_{nec} = P_B \sqrt[p]{L} = P \sqrt[p]{L} = 2480 \sqrt[3]{252,115} = 15667 \text{ N.}$$

101.

Sarcina dinamică echivalentă care încarcă rulmentul radial-axial cu role conice din lagărul $L_A^{A_2}$, $P_A = 2370 \text{ N}$.

Se dau: forța radială din lagărul $L_A^{A_2}$, $F_{rA} = 2250 \text{ N}$; forța radială din lagărul $L_B^{A_2}$, $F_{rB} = 3450 \text{ N}$; forța axială care acționează asupra roții 2^I , $F_{a2} = 1880 \text{ N}$; forța axială care acționează asupra pinionului 1^{II} , $F_{a1} = 2130 \text{ N}$; factorii de influență: $e = 1,14$, $X = 0,35$, $Y = 0,57$.



Rezolvare:

$$F'_{aA} = 0,5 \frac{F_{rA}}{Y}; F'_{aB} = 0,5 \frac{F_{rB}}{Y}.$$

$F_{at} = F_{a1} - F_{a2} + F'_{aA} - F'_{aB} = F_{a1} - F_{a2} + 0,5 \frac{F_{rA}}{Y} - 0,5 \frac{F_{rB}}{Y} = 2130 - 1880 + 0,5 \frac{2250}{0,57} - 0,5 \frac{3450}{0,57} = -802,63 \text{ N}$ (forța axială totală F_{at} are sens opus cu F_{a1} și lagărul $L_A^{A_2}$ este încărcat axial exterior).

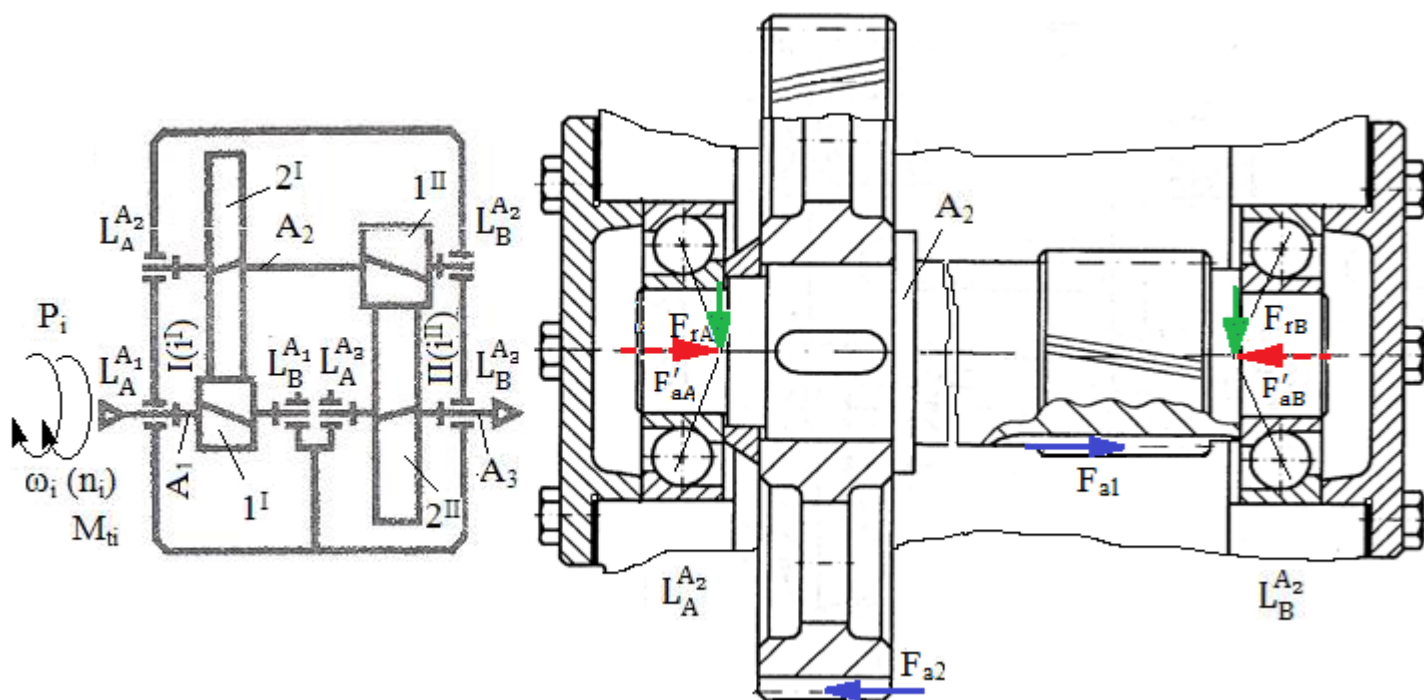
$$F_{aA} = F'_{aB} + F_{a2} - F_{a1} = 0,5 \frac{F_{rB}}{Y} + F_{a2} - F_{a1} = 0,5 \frac{3450}{0,57} + 1880 - 2130 = 2776,32 \text{ N.}$$

$$\frac{F_{aA}}{F_{rA}} = \frac{2776,32}{2250} = 1,23 > e. P_A = X F_{rA} + Y F_{aA} = 0,35 \cdot 2250 + 0,57 \cdot 2776,32 = 2370 \text{ N.}$$

102.

Rulmentul radial-axial cu bile din lagărul $L_A^{A_2}$ are capacitatea de încărcare dinamică necesară, $C_{nec} = 26803,48 \text{ N}$.

Se dau: turația la ieșire (arborele A_3), $n_e = 150 \text{ rot/min}$; forța radială din lagărul $L_A^{A_2}$, $F_{rA} = 3650 \text{ N}$; forța radială din lagărul $L_B^{A_2}$, $F_{rB} = 3250 \text{ N}$; forța axială care acționează asupra roții 2^I , $F_{a2} = 2430 \text{ N}$; forța axială care acționează asupra pinionului 1^{II} , $F_{a1} = 3950 \text{ N}$; durata de funcționare $L_h = 11000 \text{ ore}$; raportul de transmitere al treptei II, $i^{II} = 4$; gradul (exponentul) curbei de oboseală $p = 3$, pentru rulmenții cu bile, $p = 10/3$, pentru rulmenții cu role; factorii de influență $e = 1,14$, $X = 0,35$, $Y = 0,57$.



Rezolvare:

$$F'_{aA} = 0,5 \frac{F_{rA}}{Y}; \quad F'_{aB} = 0,5 \frac{F_{rB}}{Y}.$$

$$F_{at} = F_{a1} - F_{a2} + F'_{aA} - F'_{aB} = F_{a1} - F_{a2} + 0,5 \frac{F_{rA}}{Y} - 0,5 \frac{F_{rB}}{Y} = 3950 - 2430 + 0,5 \frac{3650}{0,57} - 0,5 \frac{3250}{0,57} = 1870,88 \text{ N (forța axială totală } F_{at} \text{ are același sens cu } F_{a1} \text{ și lagărul } L_B^{A_2} \text{ este încărcat axial exterior).}$$

$$F_{aA} = F'_{aA};$$

$$P = F_{rA} = 3650 \text{ N.}$$

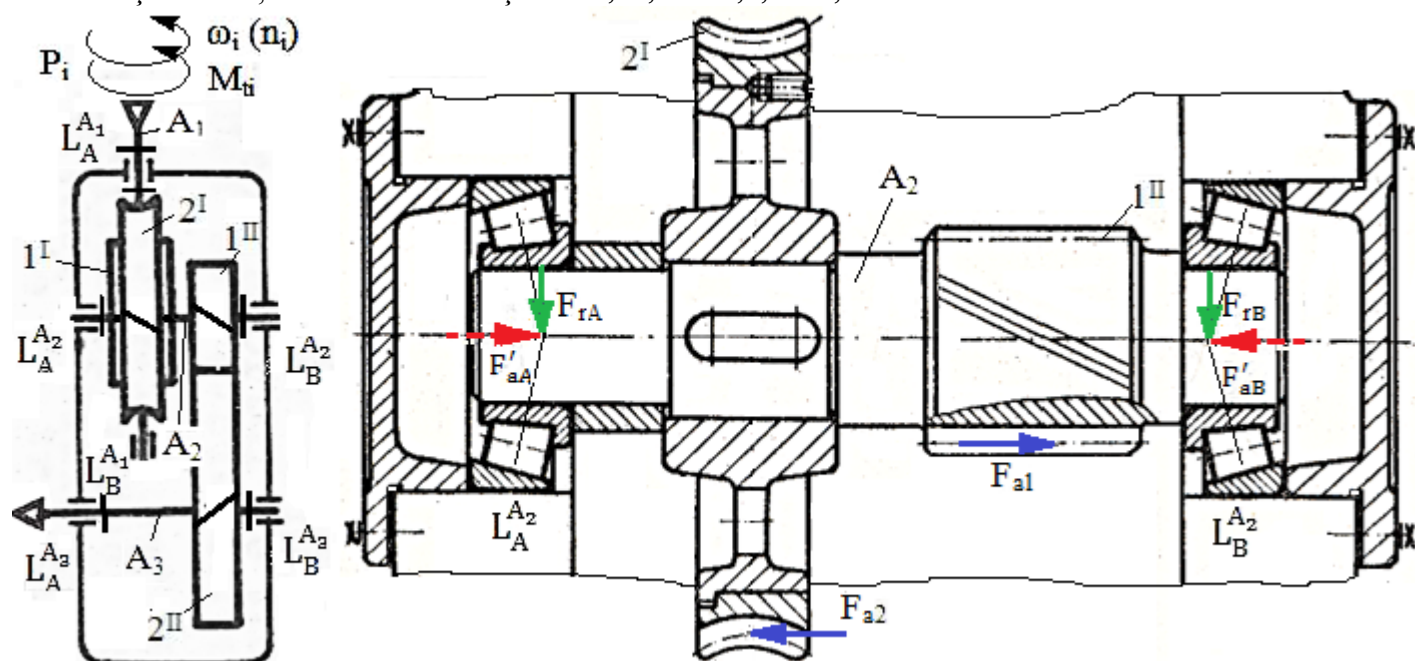
$$L = L_h \frac{n_2 60}{10^6} = L_h \frac{n_e i^{II} 60}{10^6} = 11000 \frac{150 \cdot 4 \cdot 60}{10^6} = 396 \text{ mil. de rotații.}$$

$$C_{nec} = P \sqrt[p]{L} = P \sqrt[p]{L_h \frac{n_e i^{II} 60}{10^6}} = 3650 \sqrt[3]{396} = 26803,48 \text{ N.}$$

103.

Sarcina dinamică echivalentă care încarcă rulmentul radial-axial cu role conice din lagărul $L_B^{A_2}$, $P_B = 5650 \text{ N}$.

Se dau: forța radială din lagărul $L_A^{A_2}$, $F_{rA} = 4750 \text{ N}$; forța radială din lagărul $L_B^{A_2}$, $F_{rB} = 5650 \text{ N}$; forța axială care acționează asupra roții melcate 2^I , $F_{a2} = 2340 \text{ N}$; forța axială care acționează asupra pinionului 1^{II} , $F_{a1} = 2460 \text{ N}$; durata de funcționare $L_h = 9500$ ore; gradul (exponentul) curbei de oboseală $p = 3$, pentru rulmenții cu bile, $p = 10/3$, pentru rulmenții cu role; factorii de influență: $e = 0,37$, $X = 0,4$, $Y = 1,6$.



Rezolvare:

$$F'_{aA} = 0,5 \frac{F_{rA}}{Y}; \quad F'_{aB} = 0,5 \frac{F_{rB}}{Y}.$$

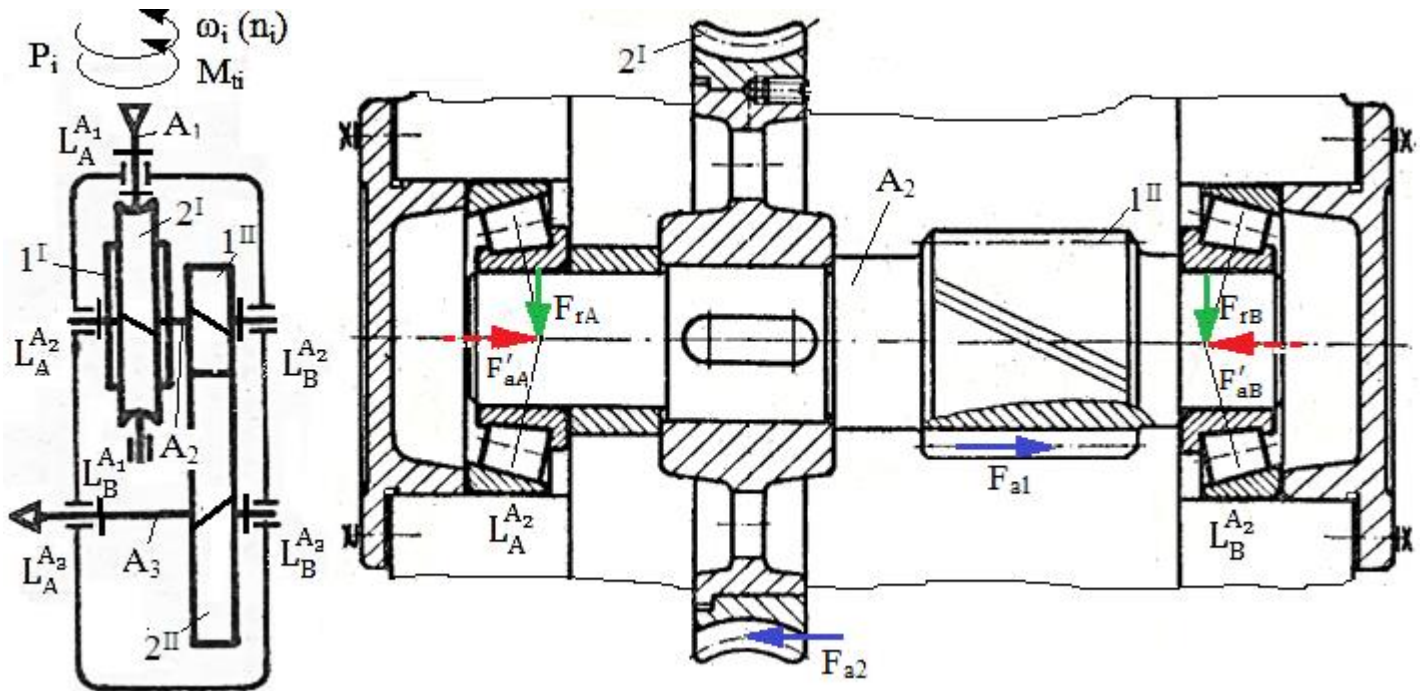
$$F_{at} = F_{a1} - F_{a2} + F'_{aA} - F'_{aB} = F_{a1} - F_{a2} + 0,5 \frac{F_{rA}}{Y} - 0,5 \frac{F_{rB}}{Y} = 2460 - 2340 + 0,5 \frac{4750}{1,6} - 0,5 \frac{5650}{1,6} = -161,25 \text{ N (forța axială totală } F_{at} \text{ are sens opus cu } F_{a1} \text{ și lagărul } L_A^{A_2} \text{ este încărcat axial exterior).}$$

$$P_B = F_{rB}.$$

104.

Rulmentul radial-axial cu role conice din lagărul $L_A^{A_2}$ are capacitatea de încărcare dinamică necesară, $C_A = 13936,54 \text{ N}$.

Se dau: turația arborelui de intrare A_1 , $n_1 = 3000 \text{ rot/min}$; durata de funcționare $L_h = 9500 \text{ ore}$; sarcina dinamică echivalentă care încarcă rulmentul radial-axial cu role conice din lagărul $L_A^{A_1}$, $P_A = 4830 \text{ N}$; numărul de începuturi ale melcului, $z_1^I = 1$; numărul de dinți al roții melcate, $z_2^I = 50$; gradul (exponentul) curbei de oboseală $p = 3$, pentru rulmenții cu bile, $p = 10/3$, pentru rulmenții cu role.



Rezolvare:

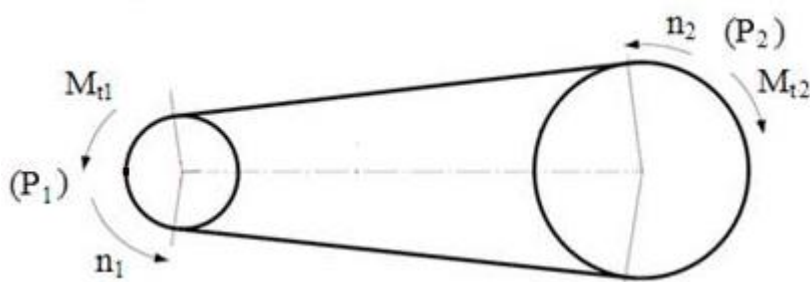
$$L = L_h \frac{n_2 \cdot 60}{10^6} = L_h \frac{n_2 \cdot 60}{10^6} = L_h \frac{n_1 \cdot z_1^I \cdot 60}{z_2^I \cdot 10^6} = 9500 \frac{3000 \cdot 1 \cdot 60}{50 \cdot 10^6} = 34,2 \text{ mil. de rotații.}$$

$$C_{nec} = P_A \sqrt[p]{L} = 4830 \sqrt[10/3]{34,2} = 13936,54 \text{ N.}$$

105.

Momentul de torsiune la arborele condus al transmisiei prin curele, $M_{t2} = 53285,07 \text{ Nmm}$.

Se dau: puterea la arborele de intrare $P_1 = 3 \text{ kW}$; turația arborelui de intrare, $n_1 = 1500 \text{ rot/min}$; randamentul $\eta = 0,93$; raportul de transmitere $i = 3$.



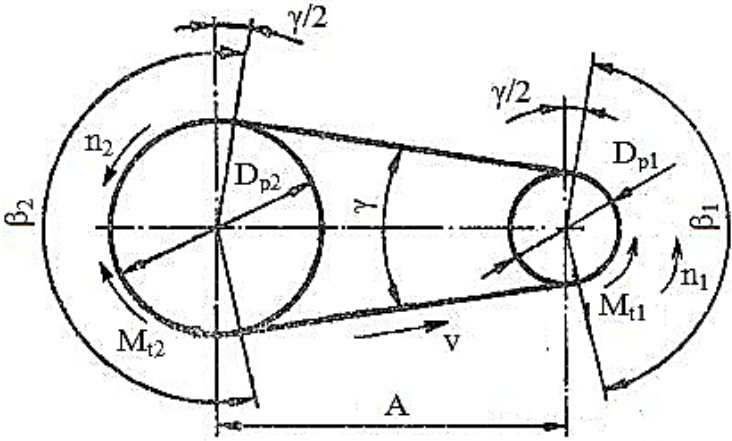
Rezolvare:

$$M_{t2} = M_{t1} i \eta = \frac{30}{\pi} 10^6 \frac{P_1}{n_1} i \eta = \frac{30}{\pi} 10^6 \frac{3}{1500} 3 \cdot 0,93 = 53285,07 \text{ Nmm}.$$

106.

Unghiul ramurilor transmisiei, $\gamma = 33^\circ 12' 11''$.

Se dau: diametrul primitiv al roții conducătoare, $D_{p1} = 160 \text{ mm}$; raportul de transmitere $i = 2,5$; distanța dintre axe $A = 420 \text{ mm}$.



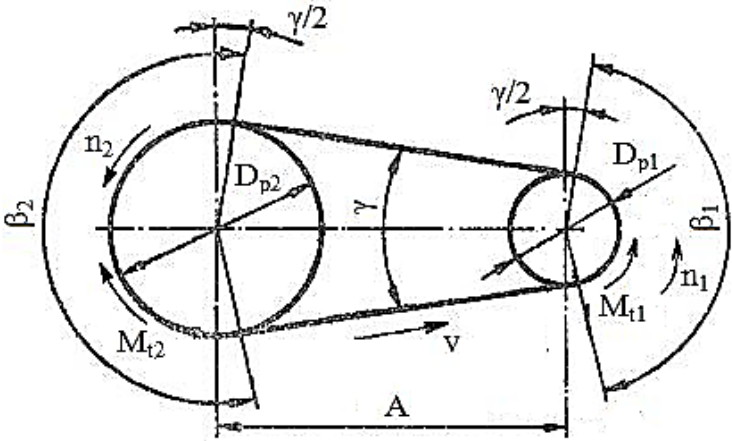
Rezolvare:

$$\gamma = 2 \arcsin \frac{D_{p2} - D_{p1}}{2A} = 2 \arcsin \frac{D_{p1} i - D_{p1}}{2A} = 2 \arcsin \frac{160 \cdot 2,5 - 160}{2 \cdot 420} = 33,2^\circ (33^\circ 12' 11'').$$

107.

Unghiul de înfășurare a curelei pe roata condusă, $\beta_2 = 199,188^\circ$.

Se dau: diametrul primitiv al roții conduse, $D_{p2} = 250 \text{ mm}$; raportul de transmitere $i = 2,5$; distanța dintre axe $A = 450 \text{ mm}$.



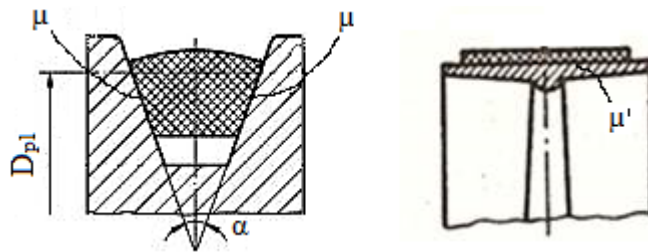
Rezolvare:

$$\beta_2 = \pi + \gamma = \pi + 2 \arcsin \frac{D_{p2} - D_{p1}}{2A} = \pi + 2 \arcsin \frac{D_{p2} (1 - \frac{1}{i})}{2A} = \pi + 2 \arcsin \frac{250 \cdot (1 - \frac{1}{2,5})}{2 \cdot 450} = 3,4765 \text{ rad. } (199,188^\circ; 199^\circ 11').$$

108.

Coeficientul de frecare redus din transmisia prin curele trapezoidale înguste, $\mu' = 0,585$.

Se dau: unghiul curelei, $\alpha = 40^\circ$; coeficientul de frecare dintre curea și roata de curea, $\mu = 0,2$.



Rezolvare:

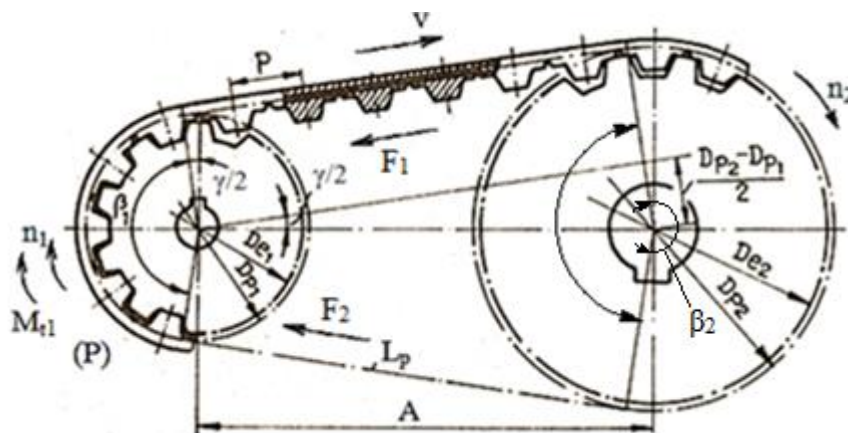
Coeficientul de frecare redus,

$$\mu' = \frac{\mu}{\sin \frac{\alpha}{2}} = \frac{0,2}{\sin \frac{40}{2}} = 0,585.$$

109.

Lungimea curelei dințate, $L_p = 1352,59$ mm.

Se dau: diametrul primitiv al roții conduse, $D_{p1} = 100$ mm; unghiul ramurilor curelei $\gamma = 20^\circ$; raportul de transmitere $i_c = 3$; distanța dintre axe $A = 350$ mm; pasul curelei $p = 1/2''$ (12,7 mm).



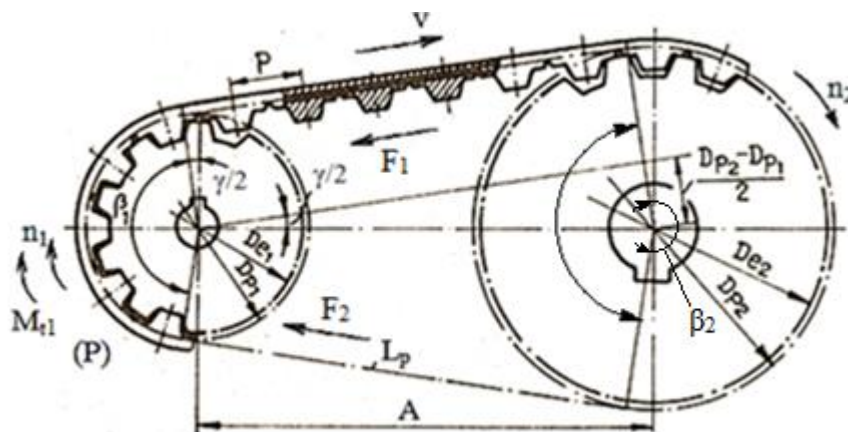
Rezolvare:

$$L_p = 2 A \cos \frac{\gamma}{2} + \beta_1 \frac{D_{p1}}{2} + \beta_2 \frac{D_{p2}}{2} = 2 A \cos \frac{\gamma}{2} + (\pi - \gamma) \frac{D_{p1}}{2} + (\pi + \gamma) \frac{i D_{p1}}{2} = 2 \cdot 350 \cos \frac{20}{2} + (\pi - 20 \frac{\pi}{180}) \frac{100}{2} + (\pi + 20 \frac{\pi}{180}) \frac{3 \cdot 100}{2} = 1352,59 \text{ mm}.$$

110.

Numărul mediu de dinți în contact cu roata conducătoare, $z_{e1} = 19,53$.

Se dau: unghiul ramurilor curelei $\gamma = 20^\circ$; numărul de dinți ai roții conducătoare $z_1 = 23$.



Rezolvare:

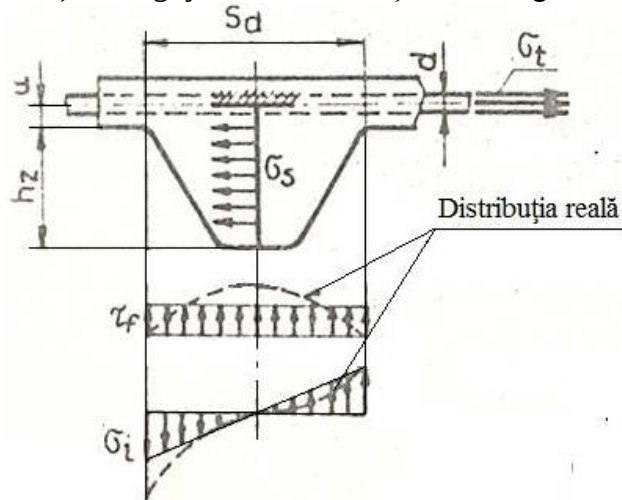
Numărul mediu de dinți în contact cu roata conducătoare,

$$z_{e1} = \frac{\beta_1}{2\pi} z_1 = \frac{\pi - \gamma}{2\pi} z_1 = \frac{\pi - 20 \frac{\pi}{180}}{2\pi} 23 = 19,53.$$

111.

Tensiunea de forfecare la baza dintelui curelei în contact cu roata conducătoare, $\tau_f = 0,59$ MPa.

Se dau: diametrul primitiv al roții conduse, $D_{p1} = 90$ mm; momentul de torsiune la intrare $M_{t1} = 43,5$ Nm; lățimea curelei, $b = 20$ mm; grosimea dintelui, $S_d = 6,5$ mm; numărul mediu de dinți în contact cu roata conducătoare $z_{e1} = 12$; forța din ramura pasivă este nulă ($F_2 = 0$); se neglijează efectul forței centrifuge.



Rezolvare:

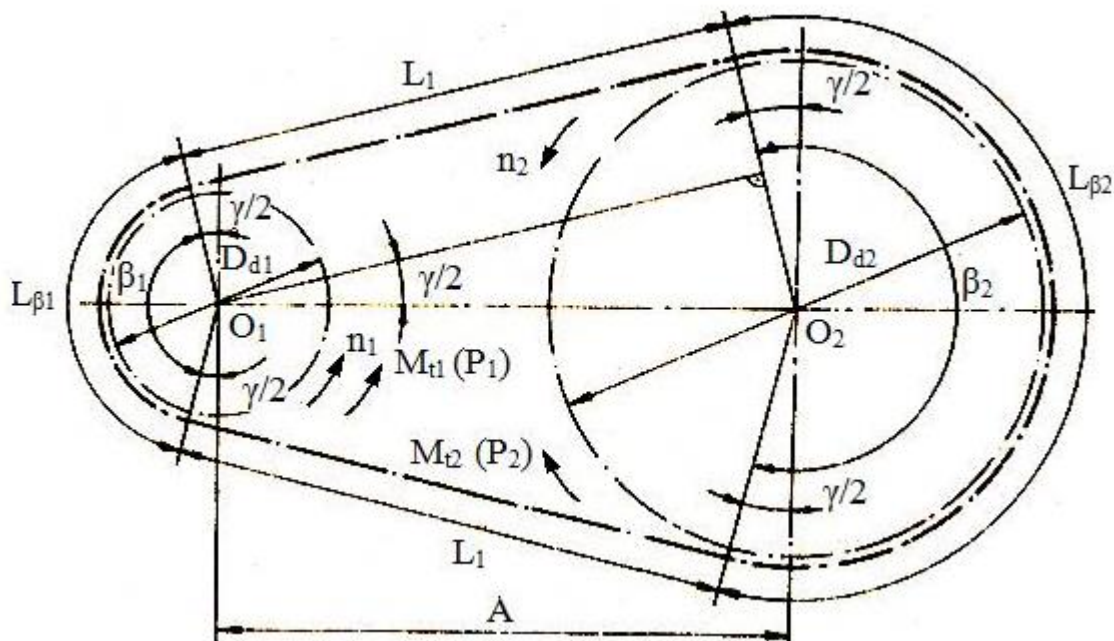
Tensiunea de forfecare la baza dintelui curelei în contact cu roata conducătoare,

$$\tau_f = \frac{F_u}{z_{e1} b S_d} = \frac{2 M_{t1}}{D_{p1} z_{e1} b S_d} = \frac{2 \cdot 43500}{95 \cdot 12 \cdot 20 \cdot 6,5} = 0,59 \text{ MPa}.$$

112.

Viteza medie a lanțului, $v_m = 3,84$ m/s.

Se dau: diametrul de divizare al roții conduse, $D_{d2} = 99,903$ mm; raportul de transmitere $i = 3$; turația roții conducătoare, $n_1 = 2200$ rot/min.



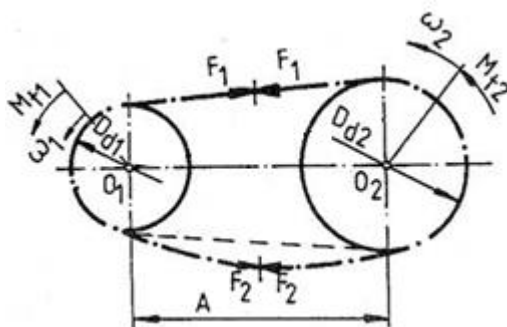
Rezolvare:

$$v_m = \frac{\pi n_1 D_{d1}}{30 \cdot 2} = \frac{\pi n_1 D_{d2}}{30 \cdot 2 \cdot i} = \frac{\pi 2200}{30} \frac{99,903}{2 \cdot 3 \cdot 1000} = 3,84 \text{ m/s}.$$

113.

Forța utilă (transmisă) de lanț, $F_u = 522,35 \text{ N}$.

Se dau: diametrul de divizare al roții conducătoare, $D_{d1} = 75,35 \text{ mm}$; momentul de torsiune la roata condusă, $M_{t2} = 48,25 \text{ Nm}$; turația roții conducătoare, $n_1 = 2200 \text{ rot/min}$; numerele de dinți ale roților, $z_1 = 20$, $z_2 = 53$; randamentul $\eta = 0,93$.



Rezolvare:

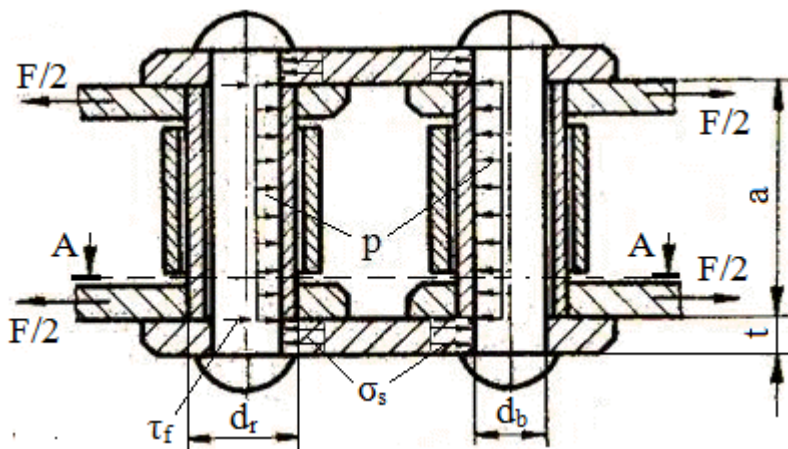
Forța utilă (transmisă),

$$F_u = \frac{2 M_{t1}}{D_{d1}} = \frac{2 M_{t2} z_1}{D_{d1} z_2 \eta} = \frac{2 \cdot 48500 \cdot 20}{75,35 \cdot 53 \cdot 0,93} = 522,35 \text{ N}.$$

114.

Presiunea maximă în zona contactului bolț-bucșă, $p = 10,21 \text{ MPa}$.

Se dau: forța din ramura activă, $F_1 = 1253,8 \text{ N}$; lungimea bucșei, $a = 19,5 \text{ mm}$; grosimea ecliselor, $t = 2,5 \text{ mm}$; diametrul bolțului (interior al bucșei) $d_b = 8,5 \text{ mm}$; factorul de exploatare, $k_e = 1,35$.



Rezolvare:

$$p = k_e \frac{F_1}{a d_b} = 1,35 \frac{1253,8}{19,5 \cdot 8,5} = 10,21 \text{ MPa}.$$

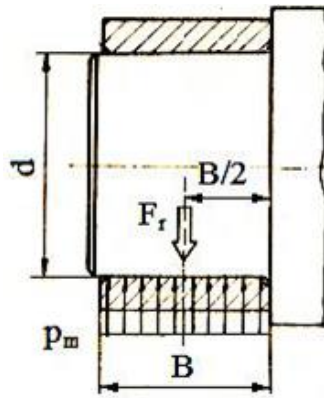
115.

Tensiunea maximă de încovoiere din fusul lagărului cu alunecare, $\sigma_i = 17,3 \text{ MPa}$.

Se dau: diametrul fusului, $d = 40 \text{ mm}$; lungimea lagărului, $B = 40 \text{ mm}$; forța radială $F_r = 5435 \text{ N}$.

Rezolvare:

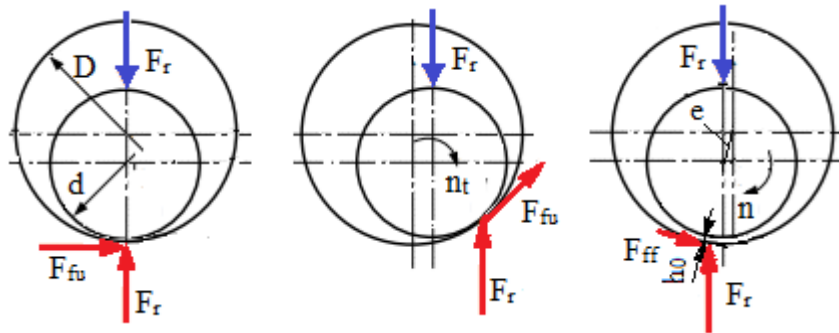
$$\sigma_i = \frac{16 F_r B}{\pi d^3} = \frac{16 \cdot 5435 \cdot 40}{\pi 40^3} = 17,3 \text{ MPa}.$$



116.

Viteza periferică la limita frecării uscate a unui lagăr cu alunecare, $v_t = 0,92$ m/s.

Se dau: diametrul fusului, $d = 50$ mm; turația la limita frecării uscate, $n_t = 350$ rot/min.



Rezolvare:

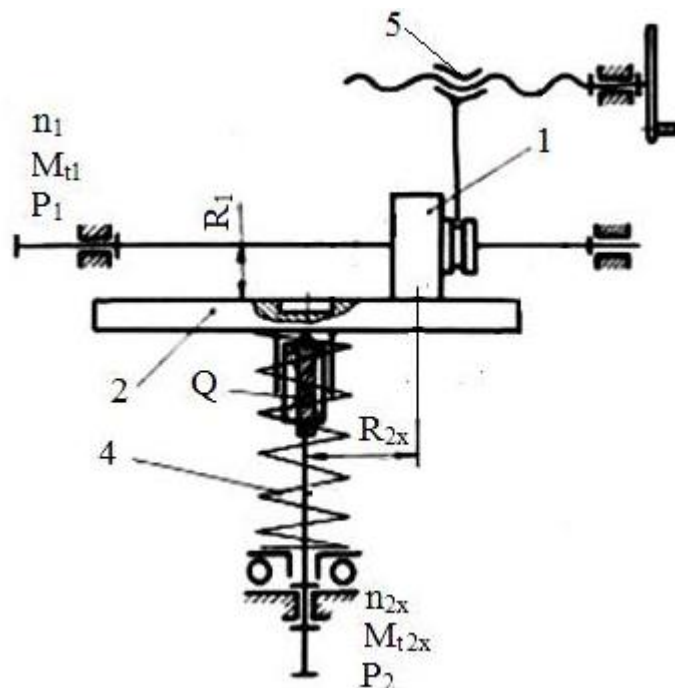
Viteza periferică la limita frecării uscate a unui lagăr cu alunecare,

$$v_t = \frac{\pi d n_t}{60 \cdot 1000} = \frac{\pi \cdot 50 \cdot 350}{60 \cdot 1000} = 0,92 \text{ m/s.}$$

117.

Raportul de transmitere maxim al variatorului frontal cu rolă, $i_{\max} = 2,5$.

Se dau: raza rolei cilindrice conducătoare, $R_1 = 100$ mm; raza de contact maximă $R_{2\max} = 250$ mm; raza de contact minimă $R_{2\min} = 50$ mm.



Rezolvare:

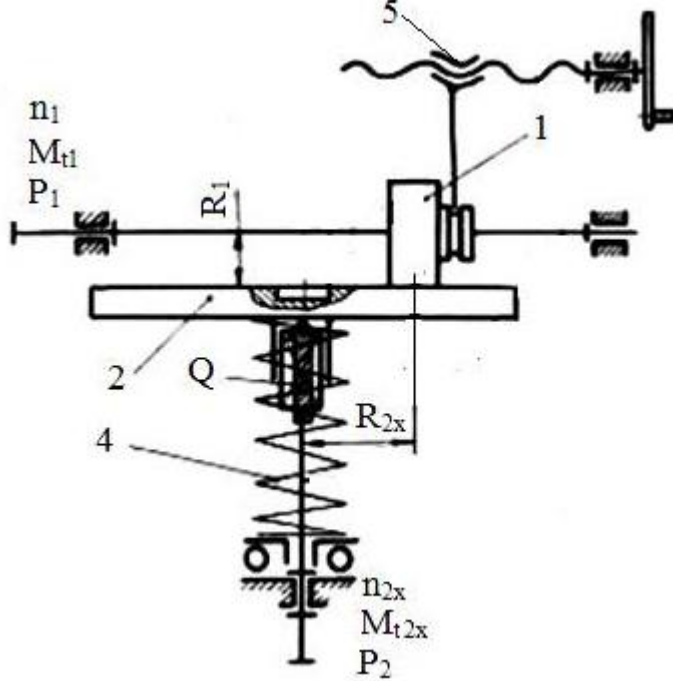
Raportul de transmitere maxim,

$$i_{\max} = \frac{R_{2\max}}{R_1} = \frac{250}{100} = 2,5.$$

118.

Turația la ieșire minimă a variatorului frontal cu rolă, $n_{2\min} = 600 \text{ rot/min.}$

Se dau: turația la arborele de intrare $n_1 = 1500 \text{ rot/min.}$; raza rolei cilindrice conducătoare, $R_1 = 100 \text{ mm.}$; raza de contact maximă, $R_{2\max} = 250 \text{ mm.}$; raza de contact minimă, $R_{2\min} = 50 \text{ mm.}$



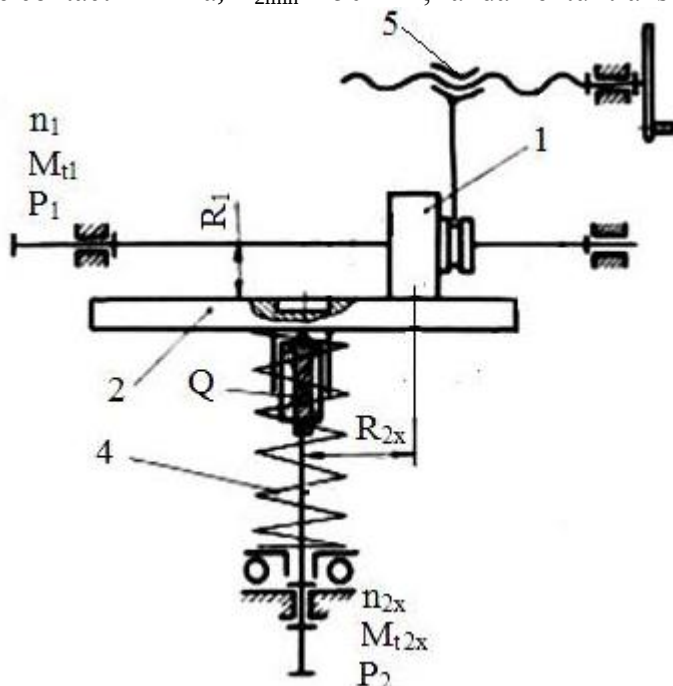
Rezolvare:

$$n_{2\min} = \frac{n_1}{i_{\max}} = \frac{n_1 R_1}{R_{2\max}} = \frac{1500 \cdot 100}{250} = 600 \text{ rot/min.}$$

119.

Momentul de torsiune minim la ieșirea variatorului frontal cu rolă, $M_{t2\min} = 9,675 \text{ Nm.}$

Se dau: momentul de torsiune la intrare, $M_{t1} = 21,5 \text{ Nm.}$; raza rolei conducătoare, $R_1 = 100 \text{ mm.}$; raza de contact maximă, $R_{2\max} = 250 \text{ mm.}$; raza de contact minimă, $R_{2\min} = 50 \text{ mm.}$; randamentul transmisiei, $\eta = 0,9.$



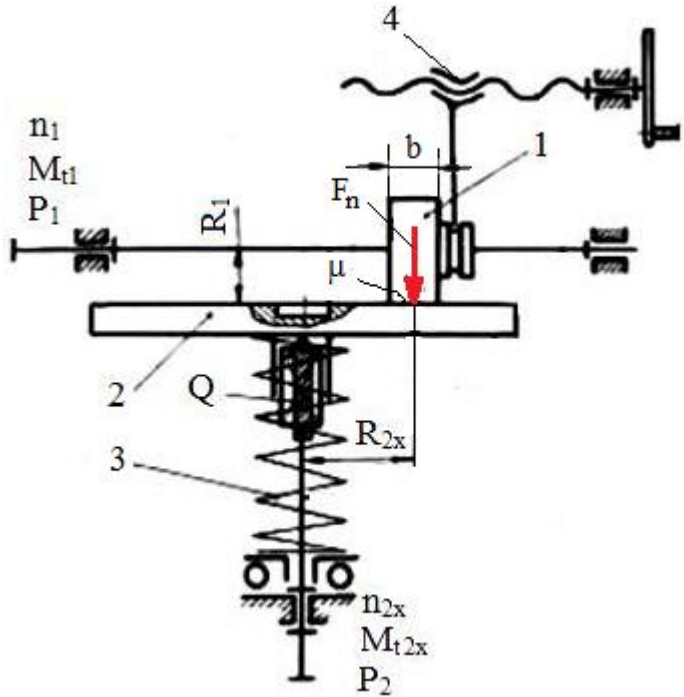
Rezolvare:

$$M_{t2min} = M_{t1} \eta i_{min} = M_{t1} \eta \frac{R_{2min}}{R_1} = 21,5 \cdot 0,9 \frac{50}{100} = 9,675 \text{ Nm}.$$

120.

Forța de apăsare a arcului variatorului frontal cu rolă mono, $Q = 1380,68 \text{ N}$.

Se dau: momentul de torsiune la intrare, $M_{t1} = 24,3 \text{ Nm}$; raza rolei cilindrice conducătoare, $R_1 = 100 \text{ mm}$; randamentul transmisiei, $\eta = 0,9$; coeficientul de frecare textolit/oțel, $\mu = 0,22$; coeficientul de siguranță la alunecare, $c = 1,25$.



Rezolvare:

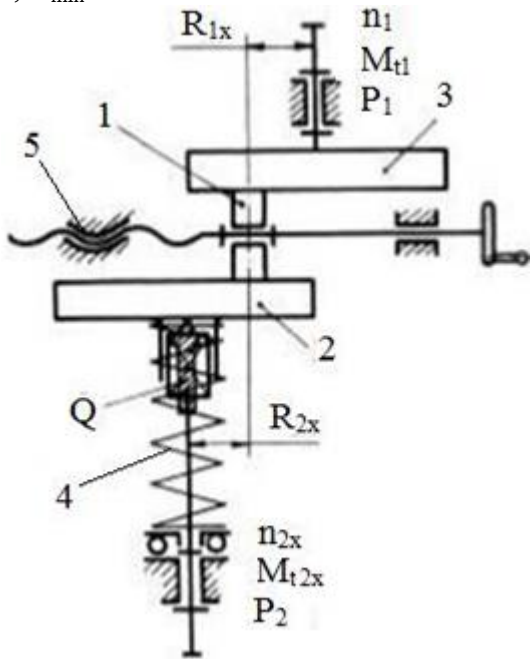
Forța de apăsare a arcului,

$$Q = F_n = \frac{c M_{t1}}{\mu R_1} = \frac{1,25 \cdot 24300}{0,22 \cdot 100} = 1380,68 \text{ N}.$$

121.

Raportul de transmitere maxim al variatorului frontal cu rolă duo, $i_{max} = 5$.

Se dau: turația la arborele de intrare $n_1 = 1500 \text{ rot/min}$; raza rolei cilindrice 1, $R = 80 \text{ mm}$; raza de contact maximă, $R_{max} = 300 \text{ mm}$; raza de contact minimă, $R_{min} = 60 \text{ mm}$.



Rezolvare:

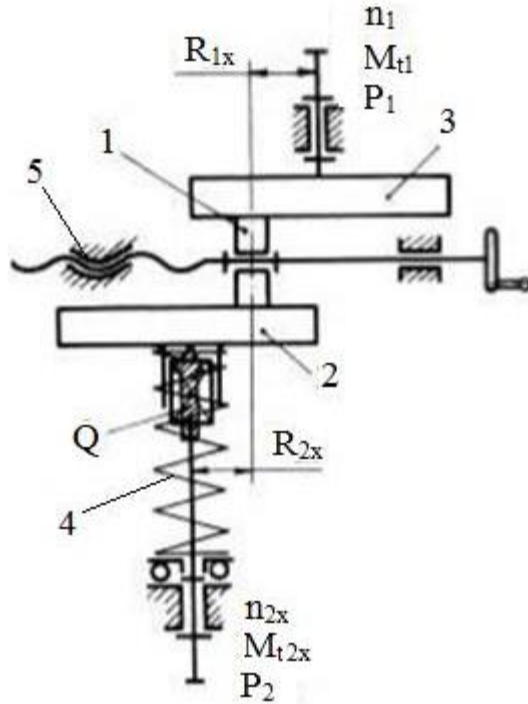
Raportul de transmitere maxim,

$$i_{\max} = \frac{R_{\max}}{R_{\min}} = \frac{300}{60} = 5.$$

122.

Turația minimă la ieșire a variatorului frontal cu rolă duo, $n_{2\min} = 200$ rot/min.

Se dau: turația la arborele de intrare $n_1 = 1000$ rot/min; raza rolei cilindrice 1, $R_1 = 100$ mm; raza de contact maximă, $R_{\max} = 300$ mm; raza de contact minimă, $R_{\min} = 60$ mm.



Rezolvare:

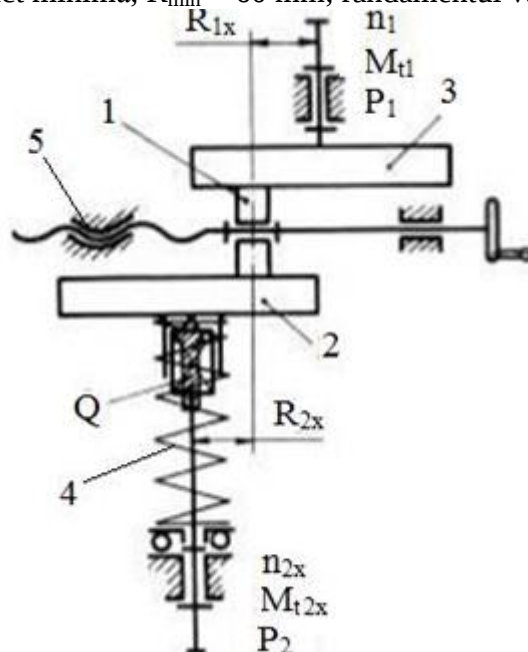
Turația la ieșire minimă,

$$n_{2\min} = \frac{n_1}{i_{\max}} = \frac{n_1 R_{\min}}{R_{\max}} = \frac{1000 \cdot 60}{300} = 200 \text{ rot/min.}$$

123.

Momentul de torsiune minim la ieșirea din variatorul frontal cu rolă duo, $M_{t2\min} = 4761,92$ Nmm.

Se dau: turația la arborele de intrare, $n_1 = 750$ rot/min; puterea la arborele de intrare, $P_1 = 2,2$ kW; raza de contact maximă, $R_{\max} = 300$ mm; raza de contact minimă, $R_{\min} = 60$ mm; randamentul variatorului, $\eta = 0,85$.

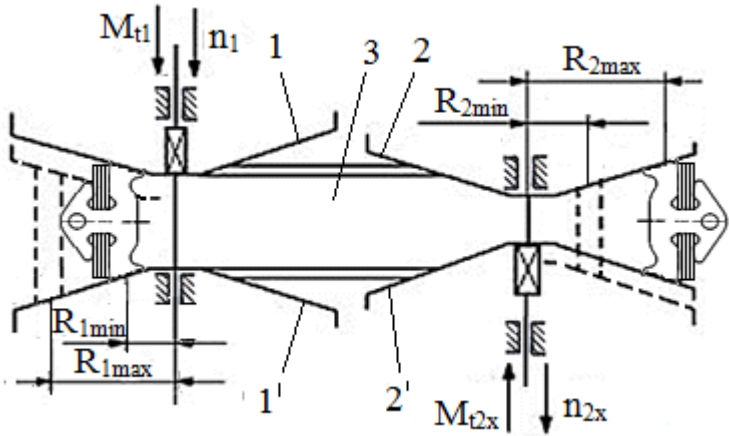


Rezolvare:

$$M_{t2min} = M_{t1} i_{min} \eta = \frac{30}{\pi} \frac{P_1}{n_1} \frac{R_{min}}{R_{max}} \eta = \frac{30}{\pi} 10^6 \frac{2,2}{750} \frac{60}{300} 0,85 = 4761,92 \text{ Nmm}.$$

124.

Raportul de transmitere minim al variatorului cu conuri deplasabile și element flexibil metallic de împingere, $i_{min} = 0,5$.
 Se dau: turația la arborele de intrare $n_1 = 1500 \text{ rot/min}$; raza de contact maximă cu discurile, $R_{1max} = R_{2max} = R_{max} = 200 \text{ mm}$; raza de contact minimă cu discurile, $R_{1min} = R_{2min} = R_{min} = 100 \text{ mm}$.



Rezolvare:

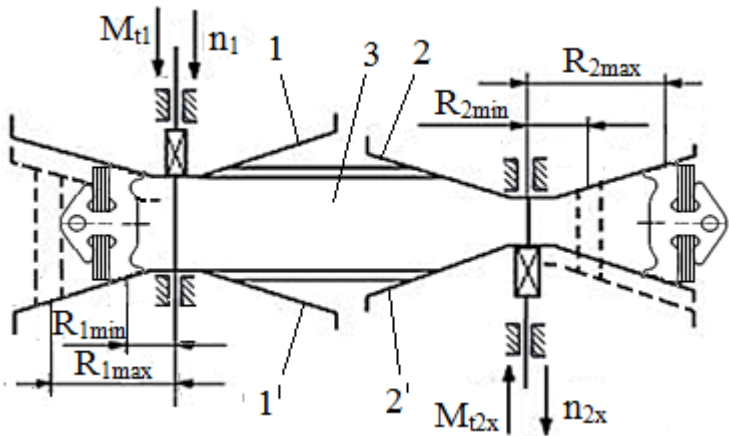
Raportul de transmitere minim,

$$i_{min} = \frac{R_{min}}{R_{max}} = \frac{100}{200} = 0,5.$$

125.

Momentul de torsiune la intrare în variatorul cu conuri deplasabile și element flexibil metallic de împingere, $M_{t1} = 795774,72 \text{ Nmm}$.

Se dau: turația la arborele de intrare, $n_1 = 1200 \text{ rot/min}$; puterea la arborele de ieșire, $P_2 = 90 \text{ kW}$; randamentul transmisiei, $\eta = 0,9$.



Rezolvare:

Momentul de torsiune la intrare,

$$M_{t1} = \frac{30}{\pi} \frac{P_1}{n_1} 10^6 = \frac{30}{\pi} \frac{P_2}{n_1 \eta} 10^6 = \frac{30}{\pi} 10^6 \frac{90}{1200 \cdot 0,9} = 795774,72 \text{ Nmm}.$$