

4.2 TRANSMISII MECANICE



4.2.1 CARACTERISTICA GENERALĂ A TRANSMISIILOR MECANICE

Caracteristica generală a transmisiilor mecanice.

Transmisia mecanică este un ansamblu cinematic de elemente care au ca scop transmiterea mișcării de rotație cu sau fără transformarea acesteia, însoțită de transmiterea energiei mecanice, deci a forțelor și a momentelor.

De reținut! Transmisiile mecanice transmit mișcarea, momentul de torsiune, deci puterea de la arborele motor, care este arborele conducător, la cel condus. Sarcinile pot avea un caracter permanent sau periodic, cu sarcini constante, variabile și de șoc.

Transmisiile mecanice se folosesc în următoarele cazuri:

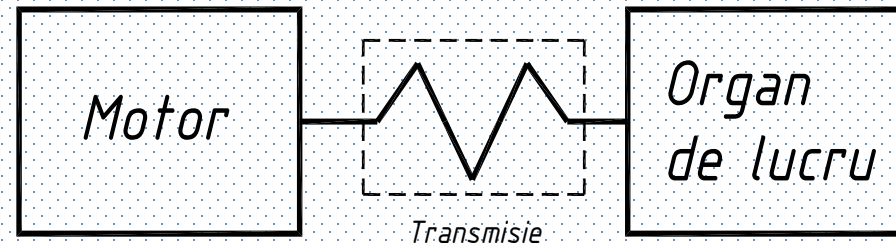
- când turația mașinii de lucru este diferită de turația mașinii motoare;
- când momentul motor la mașina de lucru este diferit cu cel al mașinii motoare;
- când se cere o variație a turației mașinii de lucru;
- când cu un motor se antrenează mai multe mecanisme sau mașini;
- când axele arborilor mașinii de lucru au poziții diferite de cea a axei arborelui motorului;
- când mașina de lucru are o mișcare diferită de cea a motorului.



4.2.1 CARACTERISTICA GENERALĂ A TRANSMISIILOR MECANICE

Parametrii de funcționare.

Coordonarea regimului de lucru al motorului cu regimul de lucru al organelor de lucru se efectuează cu ajutorul transmisiilor.



Masa și costul motorului de aceeași putere se reduc cu creșterea vitezei lui și din punct de vedere economic, utilizarea motoarelor rapide cu transmisii, care reduc viteza unghiulară, sunt mai economice decât motoarele de turație joasă.

În construcția de mașini se folosesc transmisii mecanice, hidraulice și pneumatice, cele mecanice au căpătat o răspândire foarte largă, iar disciplina de organe de mașini studiază numai transmisiile mecanice de uz general.

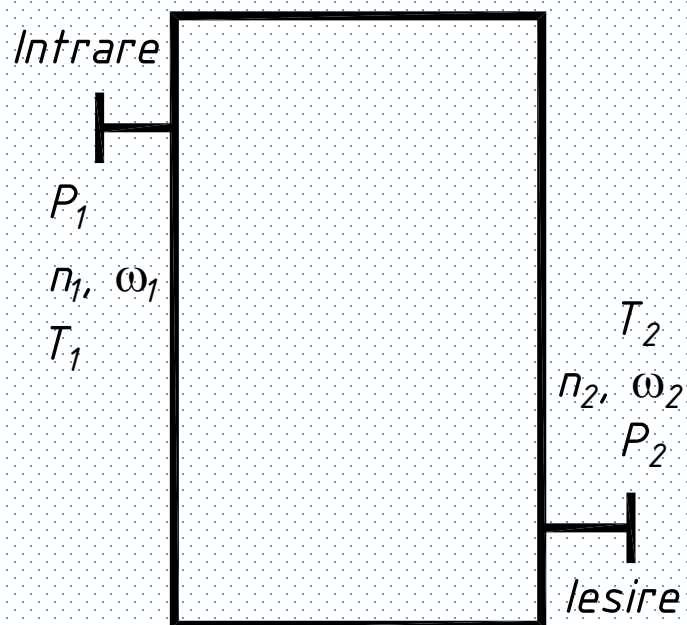


4.2.1 CARACTERISTICA GENERALĂ A TRANSMISIILOR MECANICE

Parametrii de funcționare.

- puterea P_1 la intrare și puterea P_2 la ieșire, kW ;
- rapiditatea, care se exprimă prin turațiile n_1 la intrare și n_2 la ieșire (sau prin vitezele unghiulare ω_1 la intrare și ω_2 la ieșire), min^{-1} ;

Pe lângă cele de bază mai există și caracteristici derivate:



- randamentul mecanic:

$$\eta = \frac{P_2}{P_1}$$

- raportul de transmitere:

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2}$$

Cea mai largă răspândire o au transmisiile de reducere (reductoarele), deoarece turația mecanismului de execuție în majoritatea cazurilor e mai mică decât turația motorului.



4.2.1 CARACTERISTICA GENERALĂ A TRANSMISIILOR MECANICE

Parametrii de funcționare.

La calculul transmisiilor se folosesc următoarele relații între diferiți parametri:

- exprimarea puterii P , kW prin forța tangențială F_t , kN și viteza periferică v , m/s a roții organului de lucru:

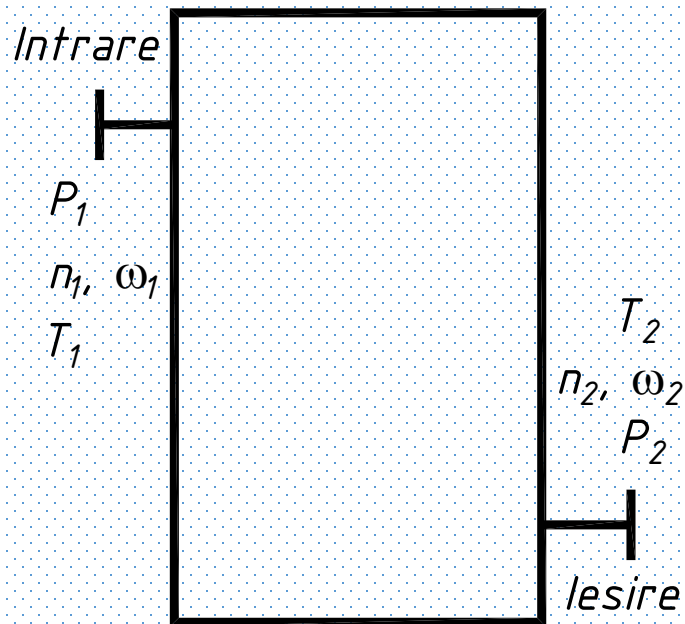
$$P = F_t \cdot v$$

- exprimarea momentului de torsiune T , Nm prin puterea P , kW și turația n , min^{-1} :

$$T = 9550 \cdot P / n$$

- legătura între momentul de torsiune pe arborii conducători T_1 și condus T_2 prin raportul de transmitere i și randamentul η în linia de transmitere între acești arbori:

$$T_2 = T_1 \cdot i \cdot \eta$$



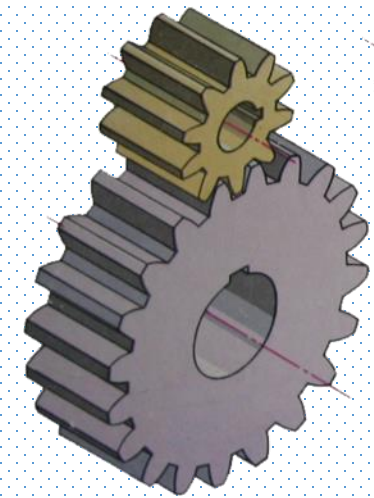


4.2.2 CLASIFICAREA TRANSMISIILOR MECANICE

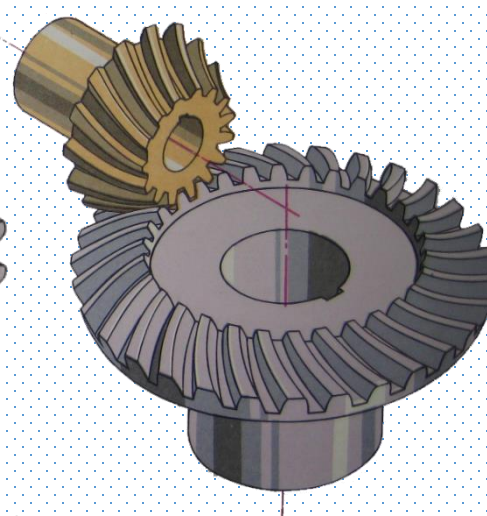
Transmisiile mecanice se clasifică după următoarele principii:

a. În dependență de tipul forței:

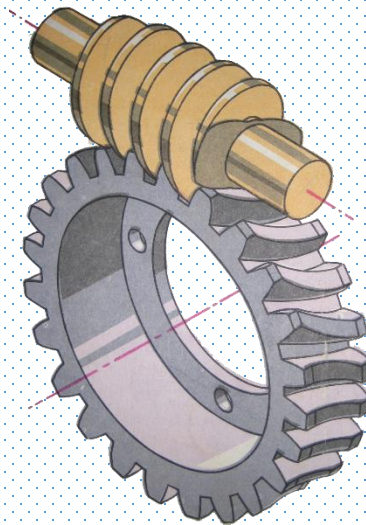
- **Prin angrenare** – (angrenaje) – forța de angrenare este îndreptată pe normala comună; Angrenajele pot fi cu roți dințate cilindrice, conice, melcate, cu roți de lanț și cu roți de curele dințate. Cu dinți cu profil liniar, elicoidal, evolventic, cicloidal.



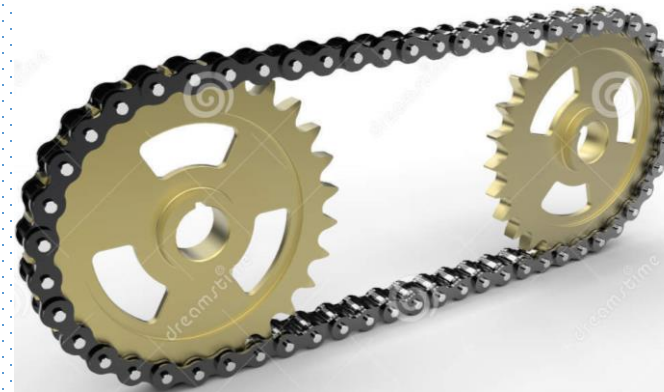
Angrenaj
Cilindric



Angrenaj
Conic



Angrenaj
Melcat



Transmisie prin lanț

Transmisie prin
curea cu dinți



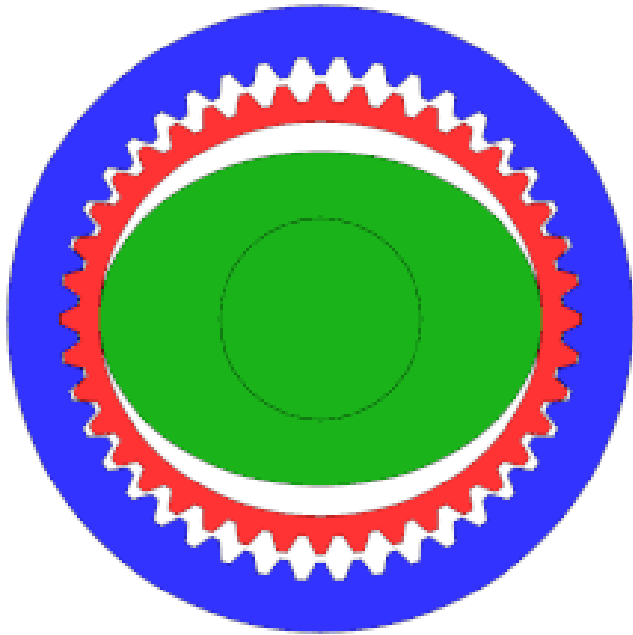


4.2.2 CLASIFICAREA TRANSMISIILOR MECANICE

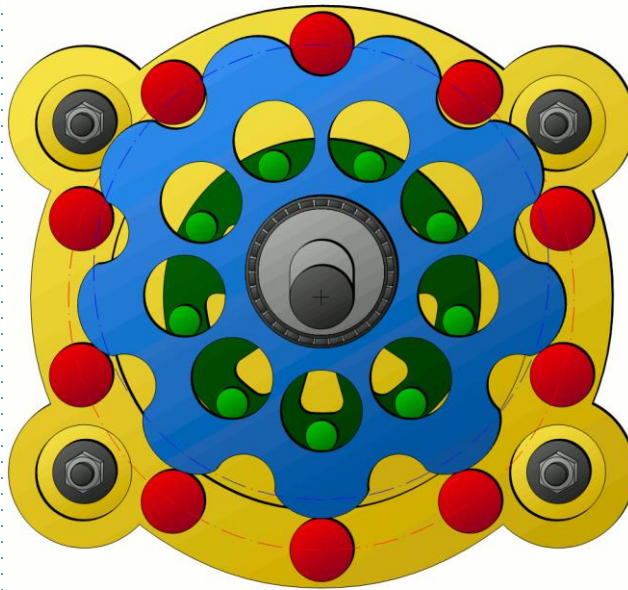
Transmisiile mecanice se clasifică după următoarele principii:

a. În dependență de tipul forței:

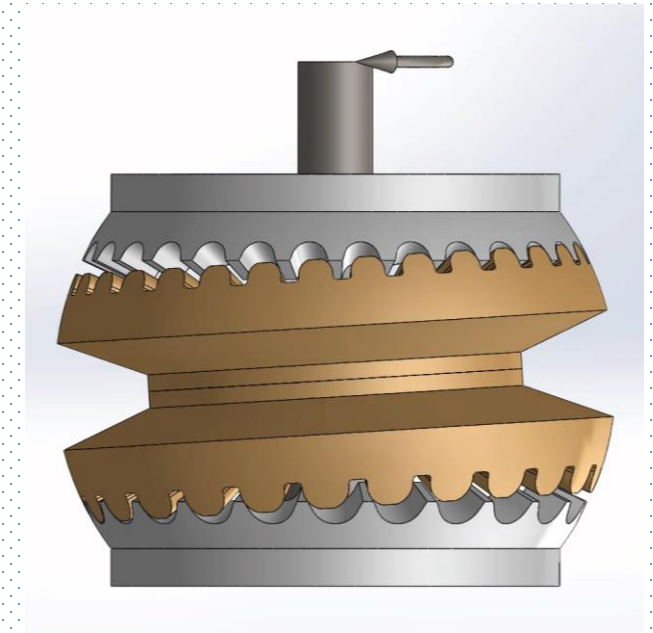
- **Prin angrenare** – (angrenaje) – forța de angrenare este îndreptată pe normala comună; Angrenajele pot fi cu roți dințate cilindrice, conice, melcate, cu roți de lanț și cu roți de curele dințate. Cu dinți cu profil liniar, în arc de cerc, elicoidal, evolventic, cicloidal.



Angrenaj Armonic



Angrenaj Cicloidal

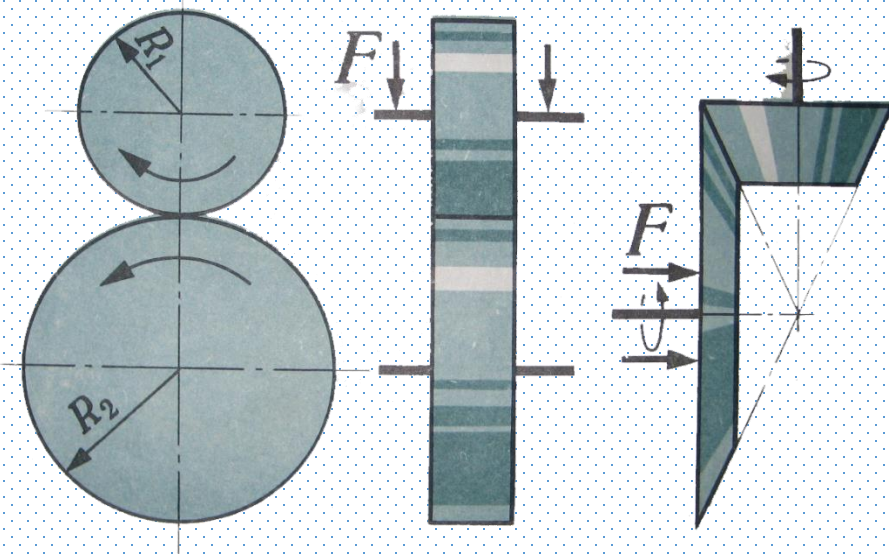


Angrenaj Precesional

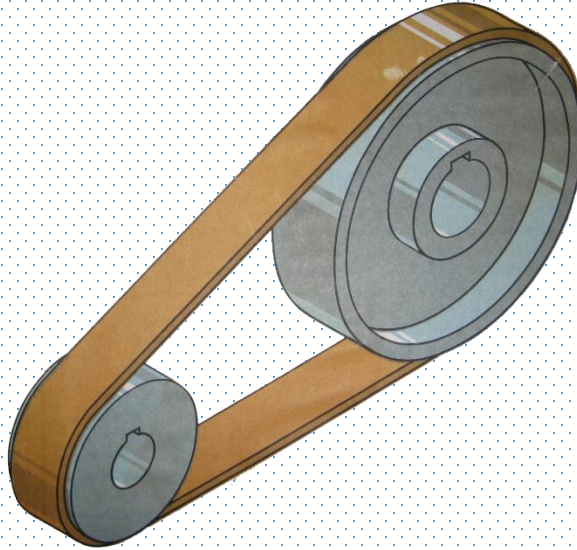


4.2.2 CLASIFICAREA TRANSMISIILOR MECANICE

- **Prin fricțiune** – prin intermediul forțelor de frecare.



**Transmisie prin
fricțiune**



**Transmisie prin
curea lată**



**Transmisie prin
curea trapezoidală**

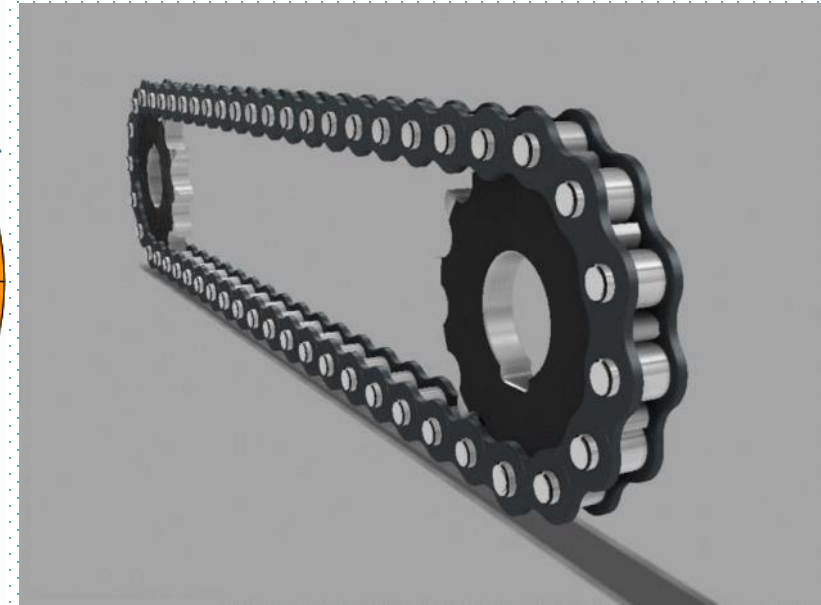
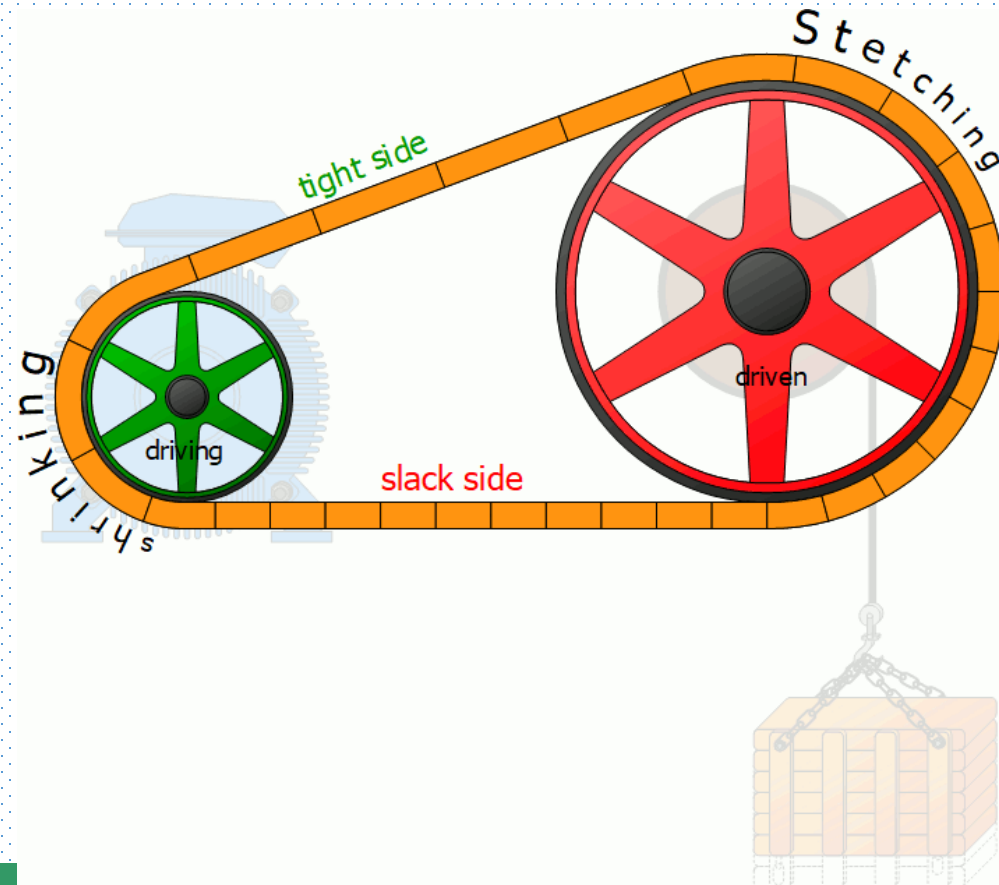
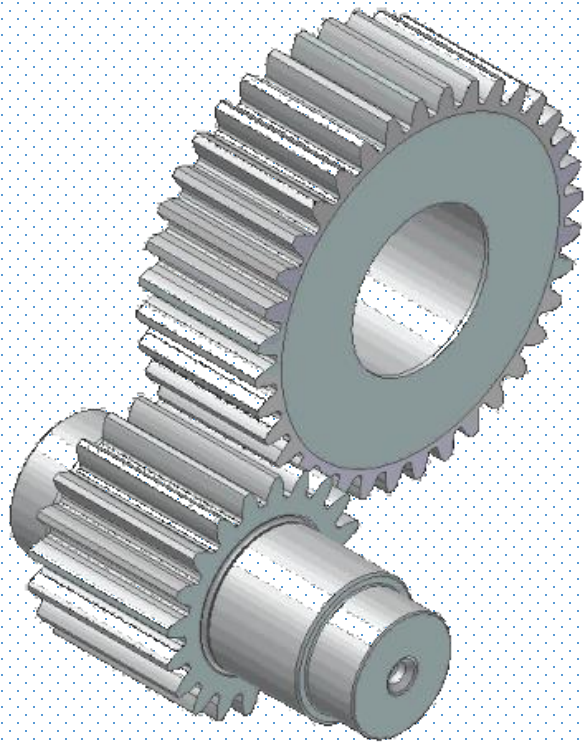
b. În dependență de forma roții

- **Roți cilindrice**
- **Roți conice**



4.2.2 CLASIFICAREA TRANSMISIILOR MECANICE

- c. În dependență de poziția axelor
- **Axe paralele**

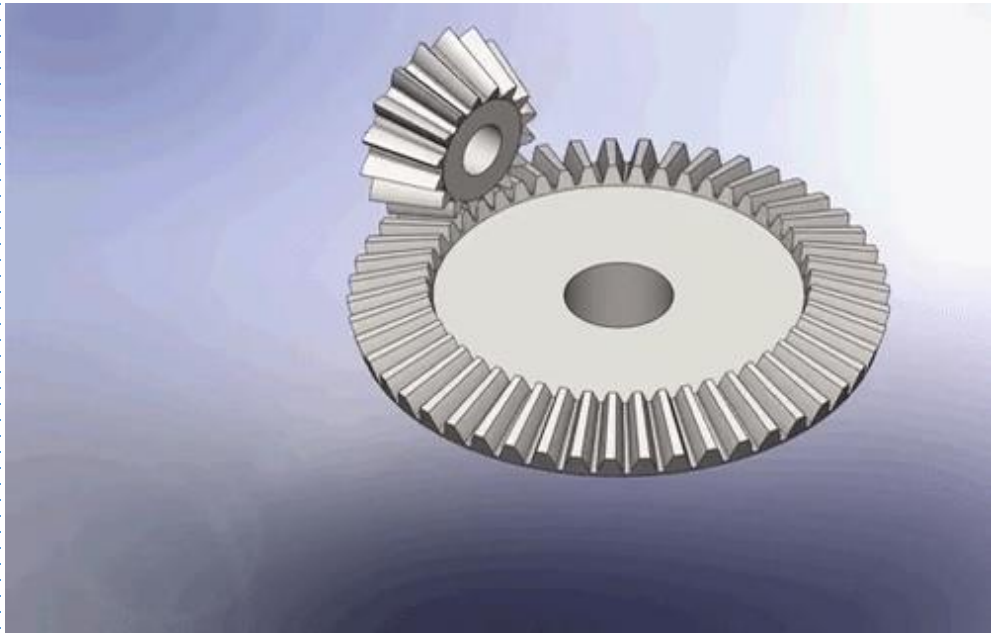




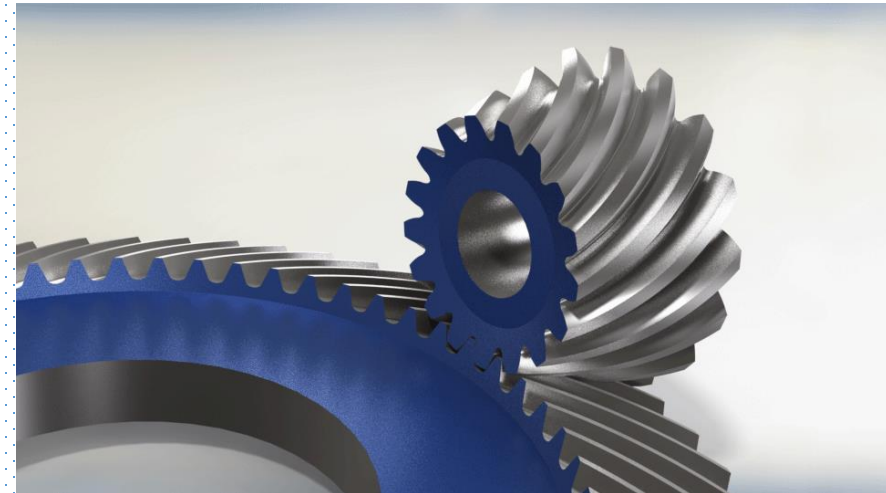
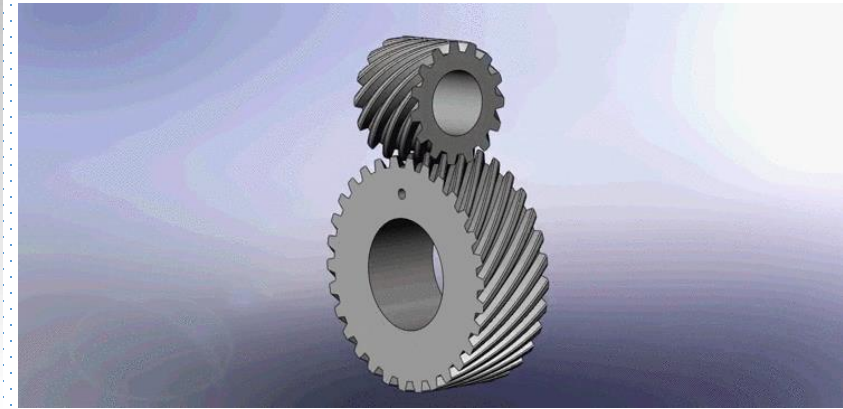
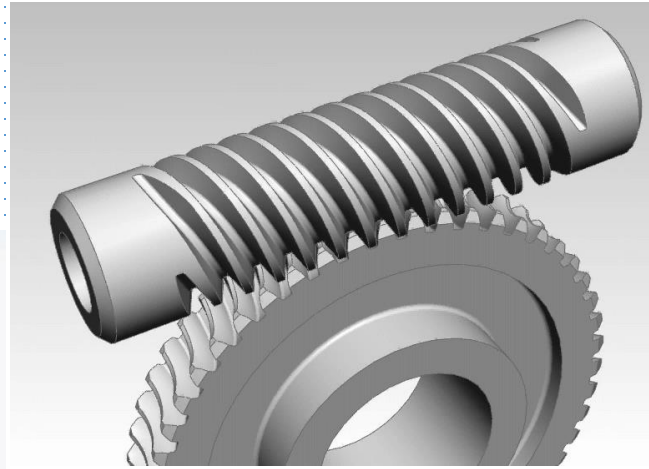
4.2.2 CLASIFICAREA TRANSMISIILOR MECANICE

c. În dependență de poziția axelor

- **Axe concurente în plan**



- **Axe concurente în spațiu**





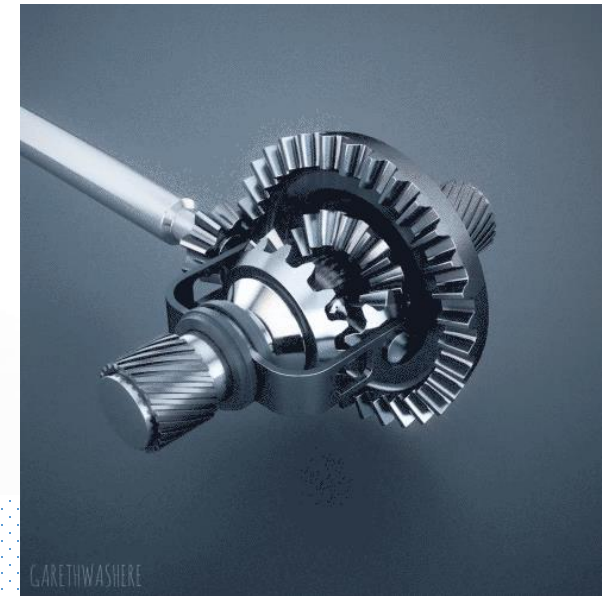
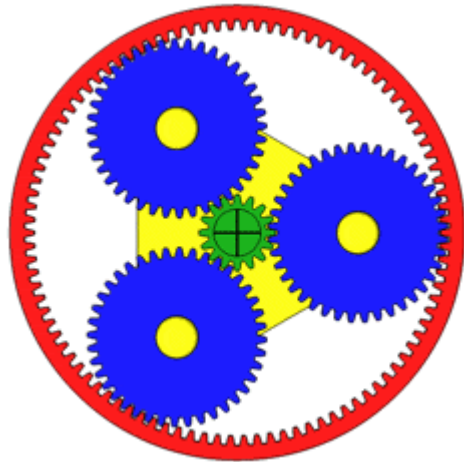
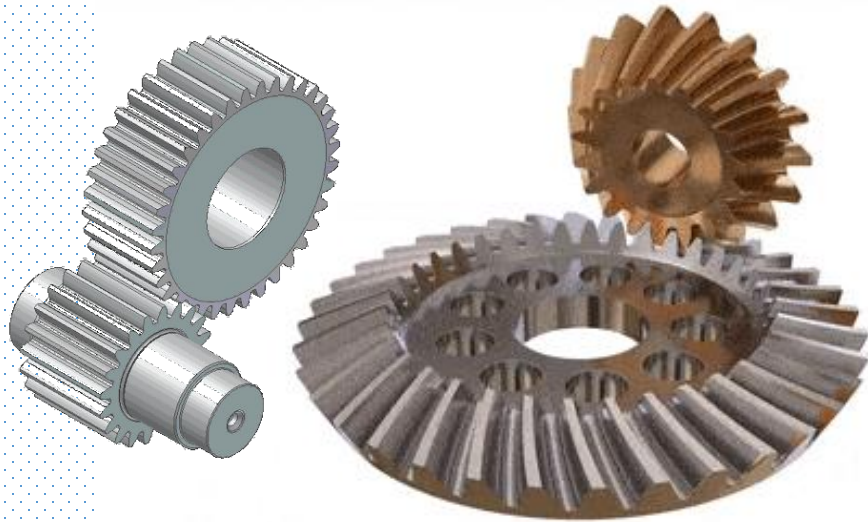
4.2.2 CLASIFICAREA TRANSMISIILOR MECANICE

d. În dependență de modalitatea de transmitere a mișcării:

- **Transmitere directă** – de la roată la roată;
- **Transmitere indirectă** – prin intermediul elementelor (curele, lanțuri, cabluri, pârghii).

e. În dependență de mobilitatea axelor:

- **Axe fixe – simple;**
- **Axe mobile – planetare.**



Mecanismele planetare cu un grad de mobilitate se numesc ordinare

Mecanismele planetare cu 2 sau mai multe grade de mobilitate se numesc diferențiale

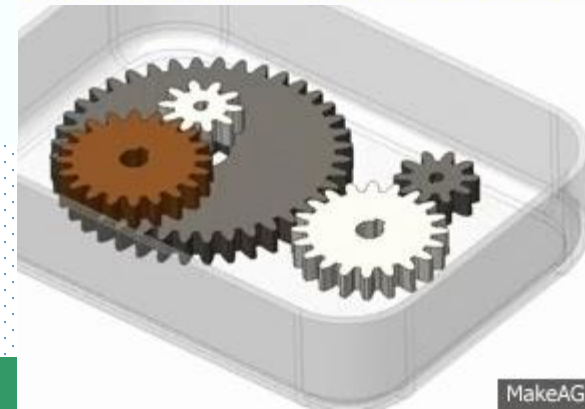
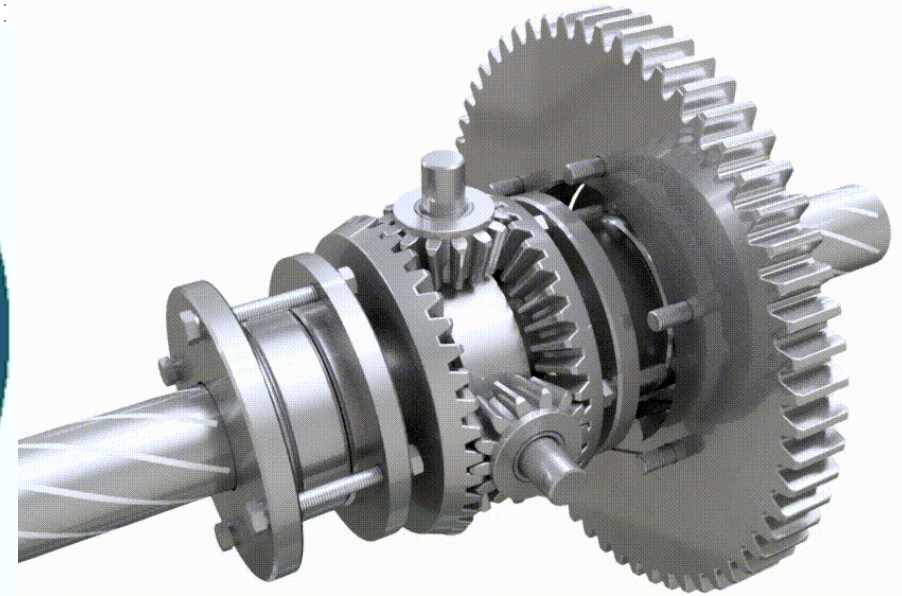
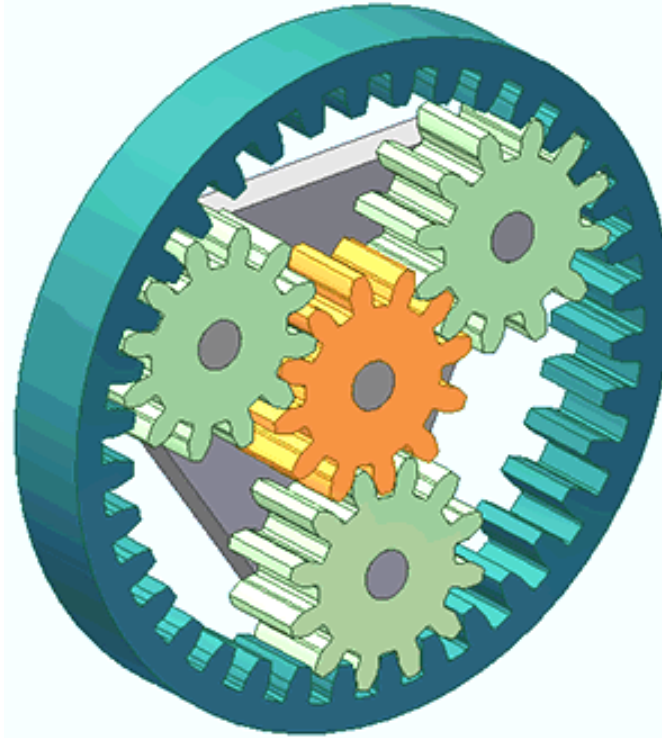
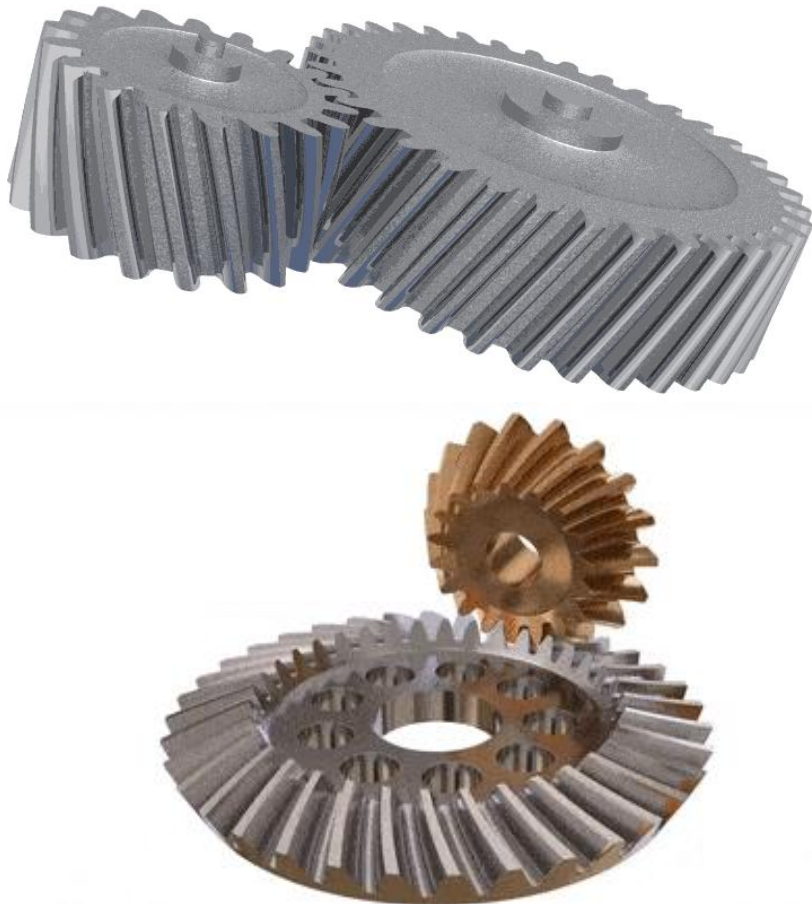


4.2.2 CLASIFICAREA TRANSMISIILOR MECANICE

f. În dependență de complexitate:

- **Simple** – cu 2 roți;

- **Complexe** – cu mai mult de 2 roți (mai multe trepte).





4.2.2 CLASIFICAREA TRANSMISIILOR MECANICE

g. În dependență de modalitatea de variație a raportului de transmitere:

Constant

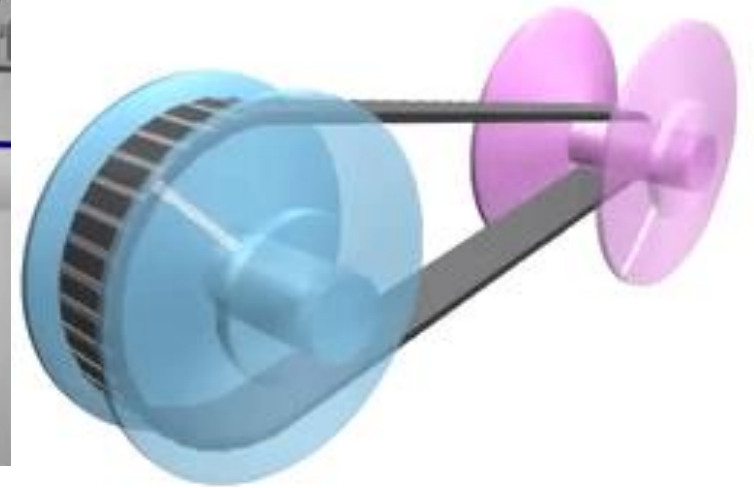
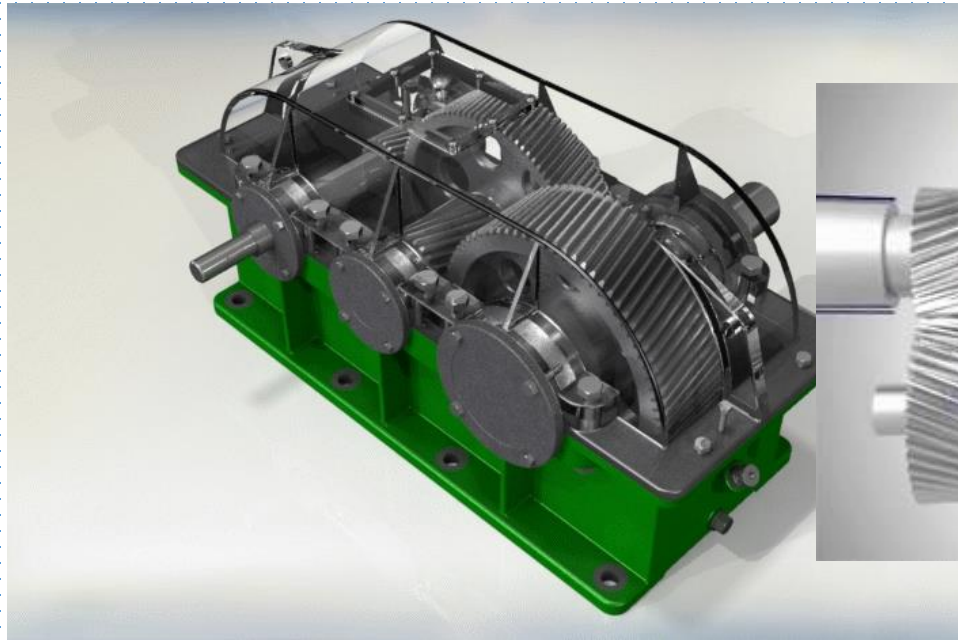
$i > 1$ – reductor,
 $i < 1$ – multiplicator;

Variabil în trepte

cutii de viteze;

Variabil continuu

variatoare mecanice.



MakeAGIF.com

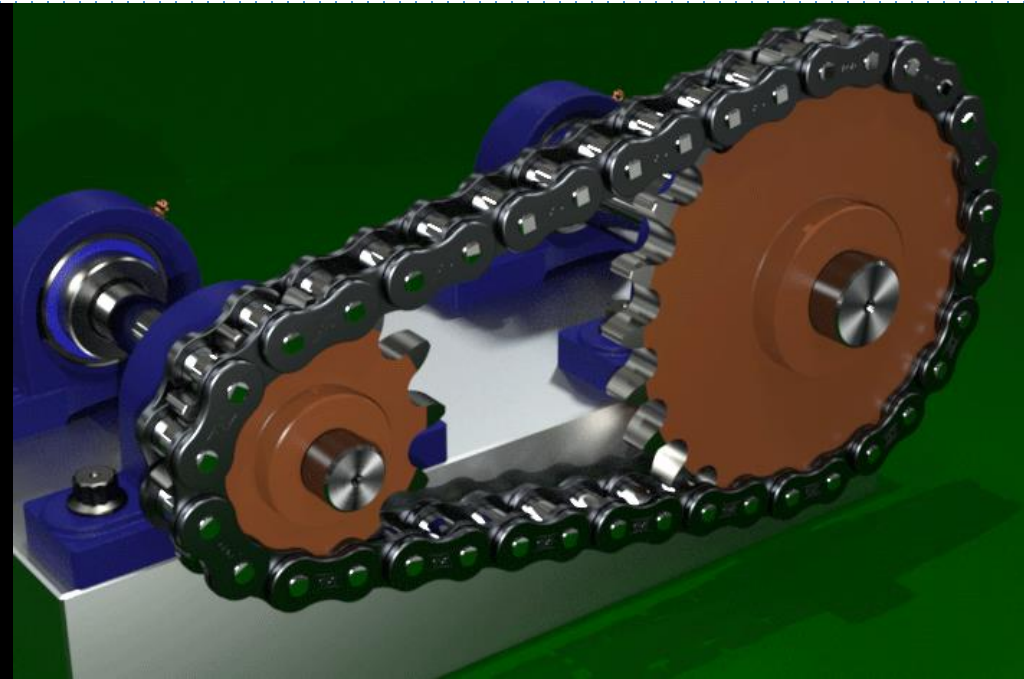
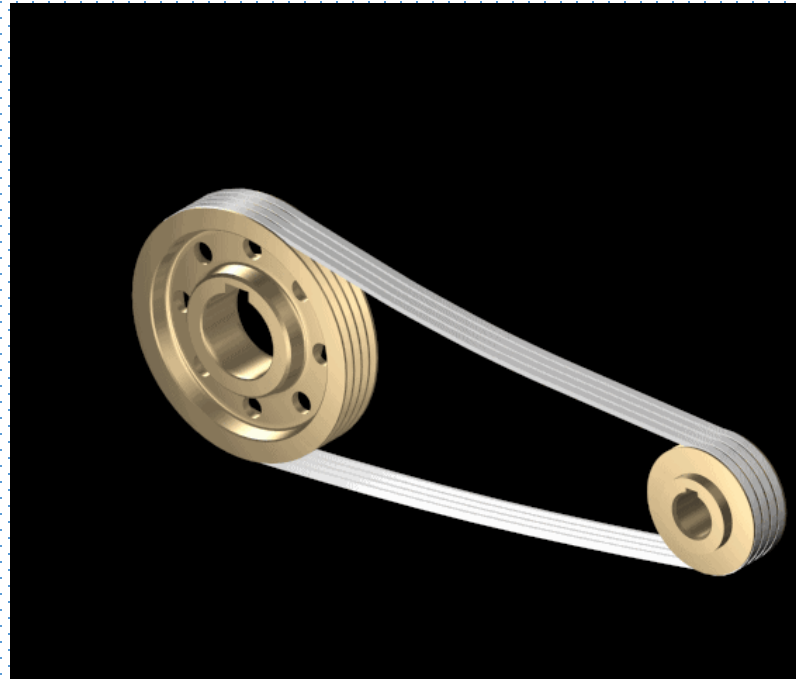
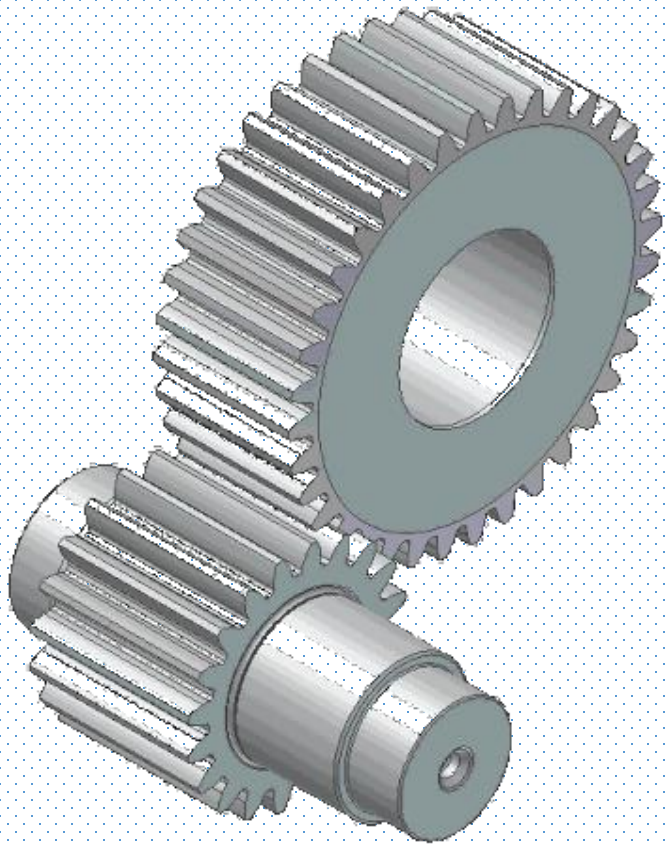


4.2.2 CLASIFICAREA TRANSMISIILOR MECANICE

h. În dependență de rigiditatea elementelor mecanismului:

- **Cu elemente rigide;**

- **Cu elemente flexibile.**

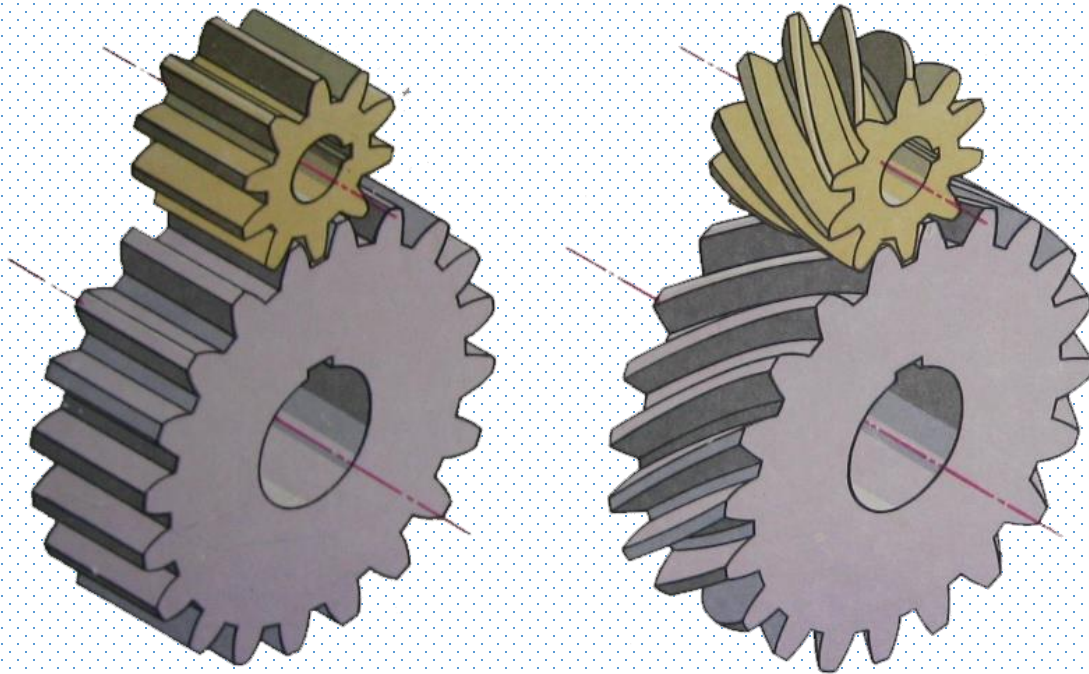




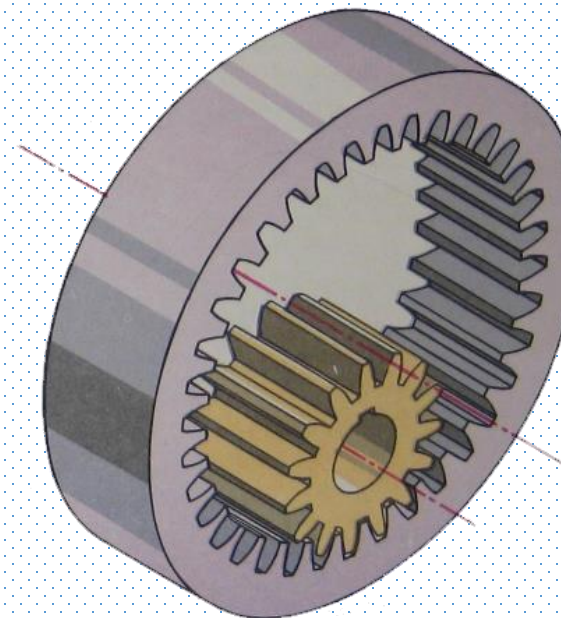
4.2.3 TRANSMISII MECANICE CU ROȚI DINȚATE CILINDRICE CU DINȚI DREPTI

Principiul de funcționare al transmisiei cu roți dințate se bazează pe angrenarea perechilor de roți dințate.

Toate noțiunile și parametrii care se referă la geometria și cinematica transmisiilor cu roți dințate sunt standardizate. Standardele stabilesc termenii, notațiile și metodele de calcul ale parametrilor geometrici.

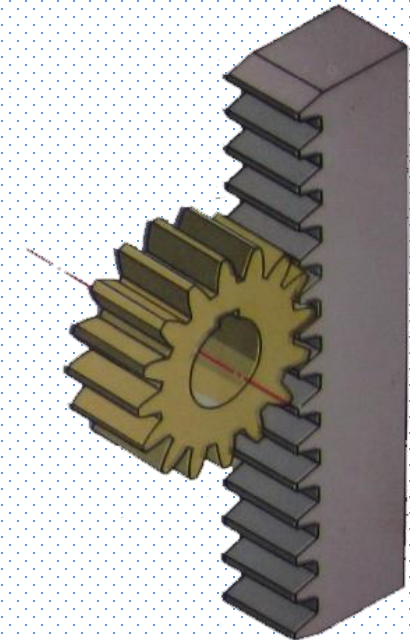


Angrenaj exterior



Angrenaj interior

Transmisie cu cremalieră





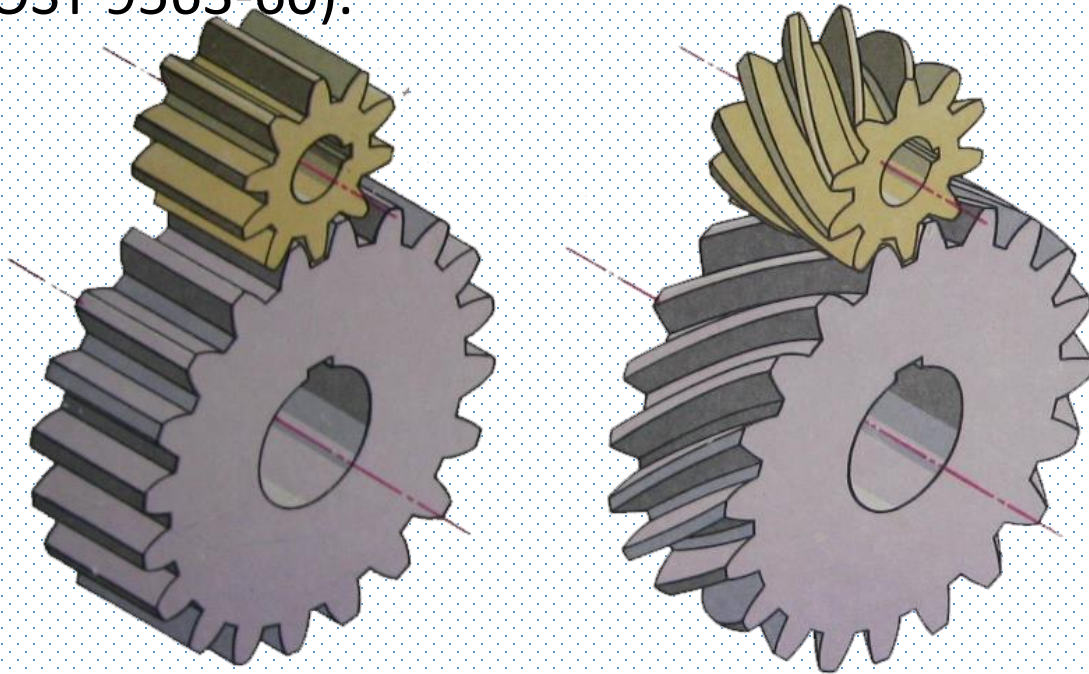
4.2.3 TRANSMISII MECANICE CU ROȚI DINȚATE CILINDRICE CU DINȚI DREPTI

Cea mai mică din perechea de roți dințate se numește **pinion**, iar mai mare – **roată**.

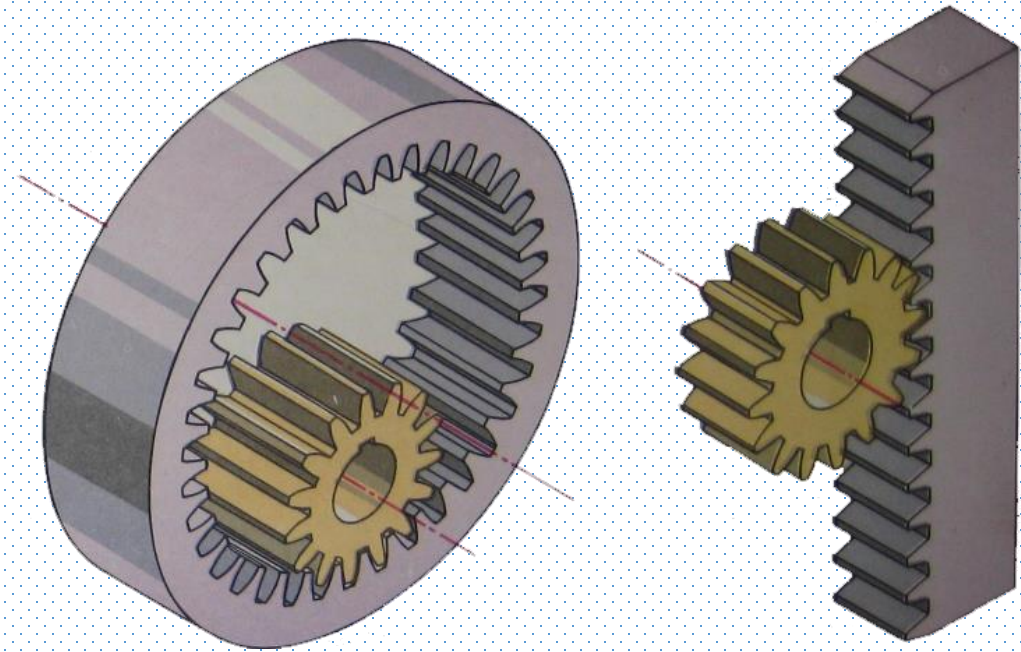
Parametrilor **pinionului** li se atribuie indicele **1**, parametrilor **roții** – **2**.

z_1 și z_2 – numărul de dinți ai pinionului și roții; p – pasul circular pe cercul de divizare, mm ;
 α – unghiul de angrenare, conform GOST $\alpha = 20^\circ$; m – modulul angrenării, definit ca raportul dintre p/π , mm . Valorile modulului sunt standardizate în gama de la **0,05** până la **100 mm** (GOST 9563-60).

Transmisie cu cremalieră



Angrenaj exterior



Angrenaj interior



4.2.3 TRANSMISIILE MECANICE CU ROȚI DINȚATE CILINDRICE CU DINȚI DREPTI

Avantajele transmisiilor cu roți dințate:

- capacitate portantă înaltă și ca urmare gabarite mici;
- fiabilitate și o durată înaltă de funcționare (practic nelimitată);
- randament înalt (0,97...0,98 la o treaptă);
- raport de transmitere constant (lipsa glisării);
- posibilitatea utilizării într-o gamă largă de viteze, de putere (zeci de mii de kW) și rapoarte de transmitere (până la câteva sute).

Dezavantaje:

- cerințe înalte față de precizia de fabricare;
- zgomot la viteze mari;
- rigiditate înaltă care nu permite compensarea sarcinilor dinamice.

Transmisiile cu roți dințate cilindrice sunt cele mai răspândite, ca fiind mai simple în fabricare și exploatare, mai fiabile și de gabarite mici. Celelalte transmisii se utilizează în acele cazuri, când aceasta este necesar conform condițiilor de aranjare a mașinii.



4.2.3 TRANSMISII MECANICE CU ROȚI DINȚATE CILINDRICE CU DINȚI DREPTI

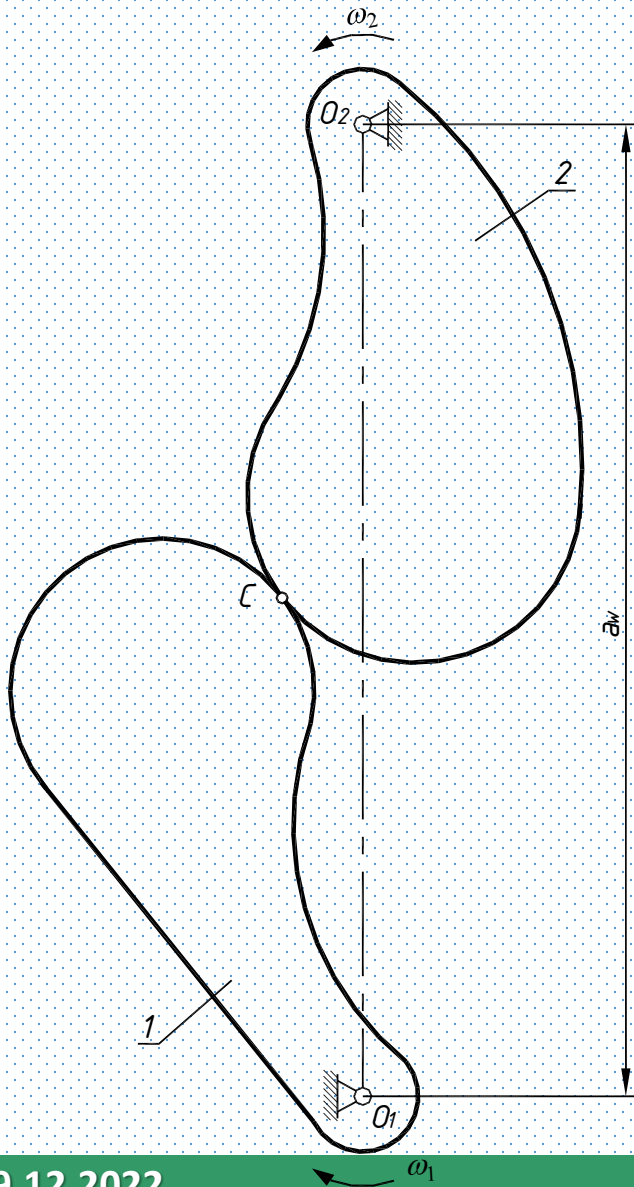
Teorema de bază a angrenării

Pentru asigurarea angrenajului continuu, a două roți dințate cu un raport de transmitere constant, este necesar ca curbele de profil care mărginesc dinții conjugați (doi dinți în contact) să corespundă legii fundamentale a angrenării, (Teorema Willis) care spune:

Profilurile conjugate ale dinților roților dințate trebuie astfel construite încât în timpul angrenării normala lor comună în punctele succesive de contact să treacă prin polul angrenării.

Pentru demonstrarea teoremei formulate este necesar de studiat două corpuri aflate în angrenare care se rotesc cu vitezele unghiulare constante ω_1 , ω_2 în jurul centrelor de rotație O_1 , O_2 . Distanța dintre axe $a_w = O_1O_2$.

Corpurile **1** și **2** angrenează în punctul de contact **C**.





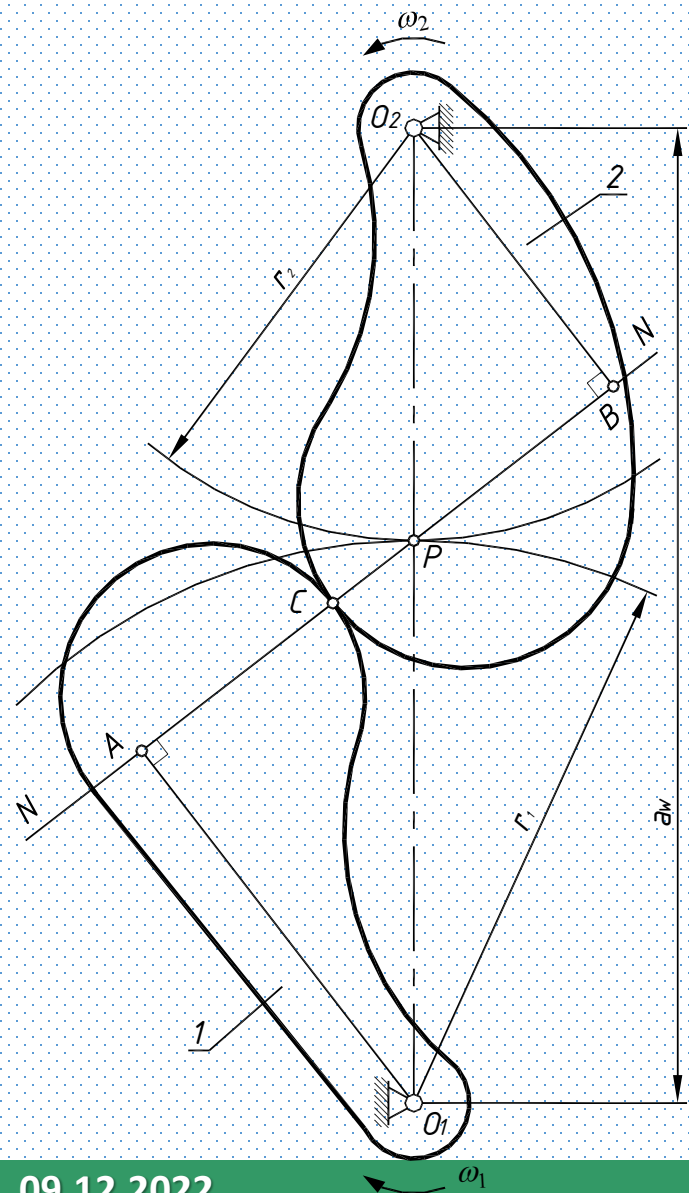
4.2.3 TRANSMISII MECANICE CU ROȚI DINȚATE CILINDRICE CU DINȚI DREPTI

Teorema de bază a angrenării

Pentru transmiterea forțelor de presiune de la un corp la altul, în punctul de contact **C** trebuie să existe o normală comună **NN** a curbelor profilurilor care angrenează.

Această normală intersectează linia centrelor de rotire **O₁O₂** în punctul **P** – *polul de angrenare*.

Coborâm perpendicularele **O₁A** și **O₂B** din centrele de rotire pe normala **NN**, iar prin p. **P** ducem două arcuri de cerc cu razele **r₁** și **r₂**.





4.2.3 TRANSMISII MECANICE CU ROȚI DINȚATE CILINDRICE CU DINȚI DREPTI

Teorema de bază a angrenării

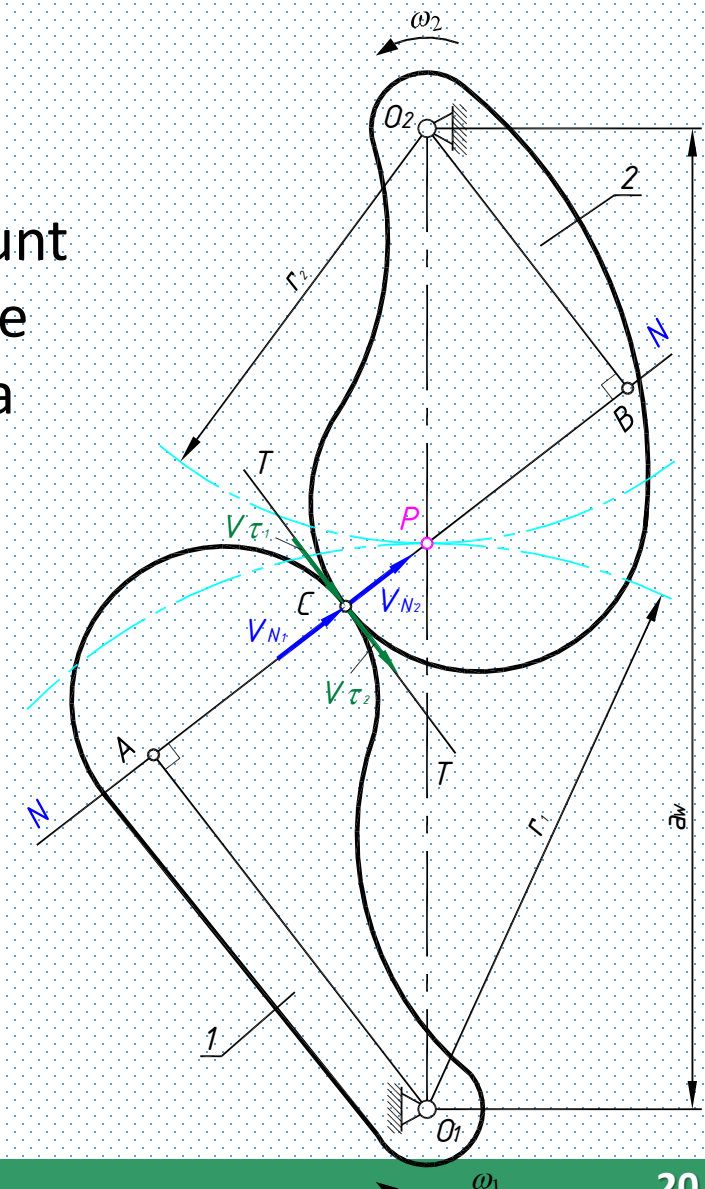
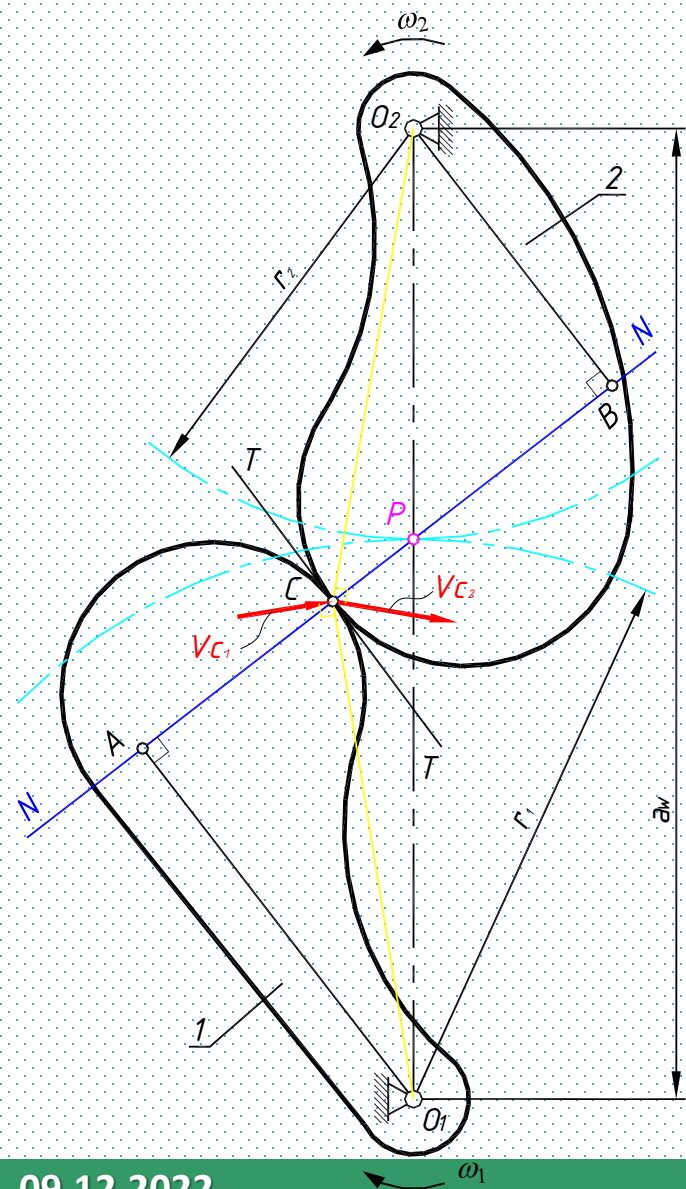
În conformitate cu legea mișcării circulare, vectorii vitezelor $p. C$ a elementelor **1** și **2** sunt perpendicularari pe razele duse din punctul de rotire până la punctul de contact, și egale ca modul:

$$V_{C_1} = \omega_1 \cdot O_1C,$$

$$V_{C_2} = \omega_2 \cdot O_2C.$$

Descompunem imaginar acești doi vectori pe normala și tangenta la profile în punctul de contact C .

V_{N1} și V_{N2} se vor numi vitezele normale de contact, iar $V_{\tau 1}$ și $V_{\tau 2}$ se vor numi vitezele tangențiale de contact.





4.2.3 TRANSMISII MECANICE CU ROȚI DINȚATE CILINDRICE CU DINȚI DREPTI

Teorema de bază a angrenării

Este cert faptul că pentru asigurarea angrenajului permanent între două corpuri este necesar să se respecte condiția: $V_{N1} = V_{N2}$,

în caz contrar, primul corp ar trebui să intre în corpul doi, sau să rămână în urma acestuia.

În același timp, este clar că și vitezele absolute V_A și V_B ale p. **A** și **B** sunt orientate pe normala **NN** și trebuie să fie egale cu vitezele normale de contact:

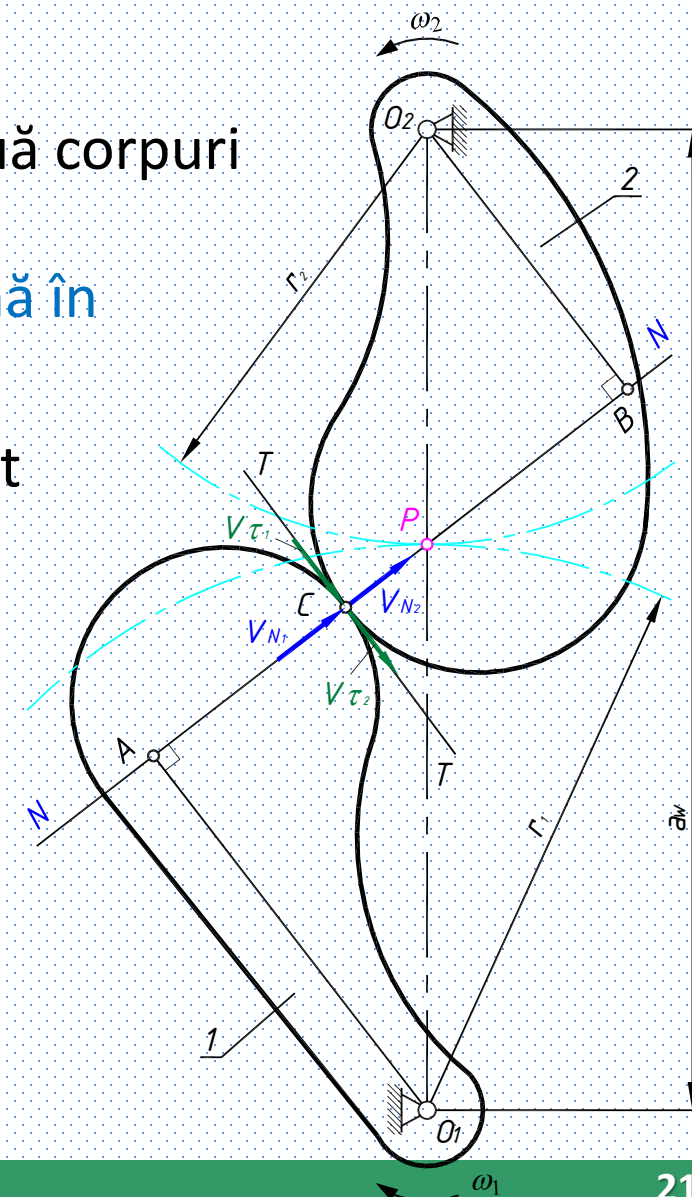
$$V_A = V_{N1} = V_{N2} = V_B,$$

în caz contrar, ar trebui să se modifice dimensiunile corpurilor ce intră în contact.

Luând în considerație asemănarea triunghiurilor **AO₁P** și **BO₂P** și în conformitate cu relația de mai sus vom avea:

$$V_A = \omega_1 \cdot AO_1 = V_B = \omega_2 \cdot BO_2 \Leftrightarrow \omega_1 / \omega_2 = BO_2 / AO_1,$$

asa cum $BO_2 / AO_1 = PO_2 / PO_1$, vom avea: $\omega_1 / \omega_2 = r_2 / r_1$



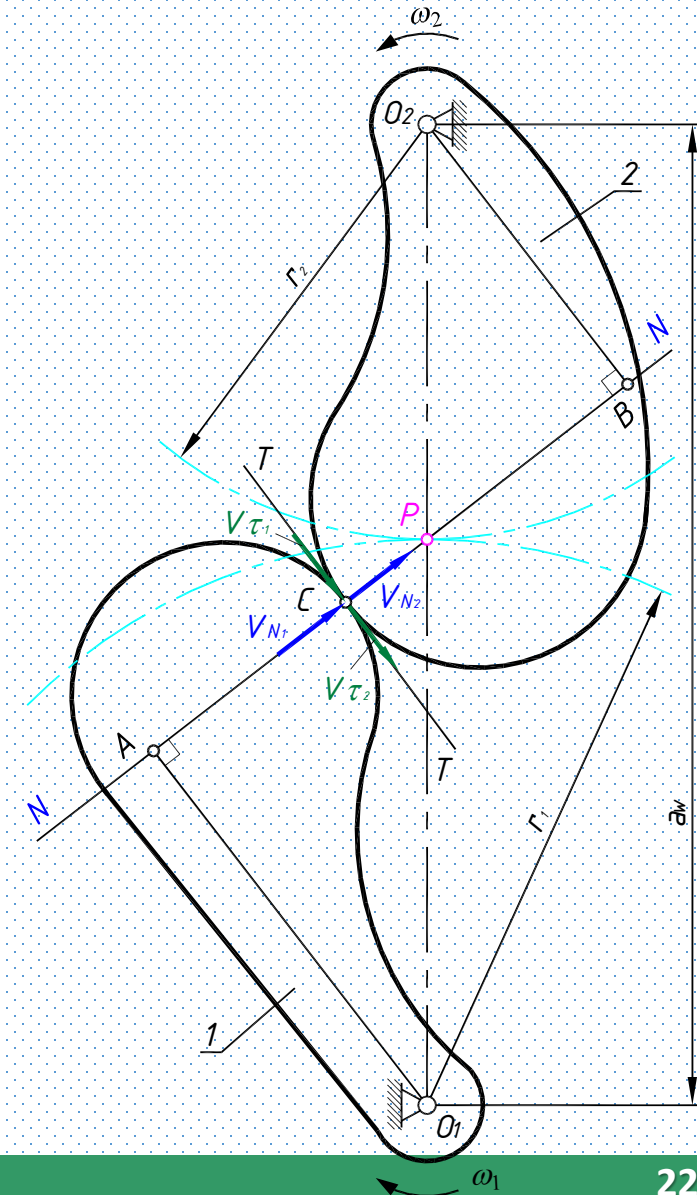


4.2.3 TRANSMISII MECANICE CU ROȚI DINȚATE CILINDRICE CU DINȚI DREPTI

Teorema de bază a angrenării

Din cele expuse mai sus reiese că pentru asigurarea unui raport de transmitere constant $i = \omega_1/\omega_2 = \text{const.}$, punctul P , numit **polul angrenării**, trebuie să-și păstreze poziția neschimbată (fixă) pe linia centrelor de rotire și să împartă distanța dintre axe a_w în raportul r_2/r_1 .

Cerințele înaintate de teorema de bază a angrenării impun execuția profilului dinților conjugați ai roților dințate cu anumite forme. Aceste forme pot fi realizate în baza diferitor curbe ciclice de înfășurare reciprocă.





4.2.3 TRANSMISII MECANICE CU ROȚI DINȚATE CILINDRICE CU DINȚI DREPTI

Curbe utilizate la descrierea profilului dinților conjugați

Cerințe înaintate către curbele pentru angrenajele roților dințate:

- satisfacerea Legii Fundamentale a Angrenării printr-o construcție cât mai simplă;
- tehnologie simplă de realizare;
- capacitate portantă ridicată;
- asigurarea interschimbabilității;
- sensibilitate redusă la erorile de execuție și montaj.

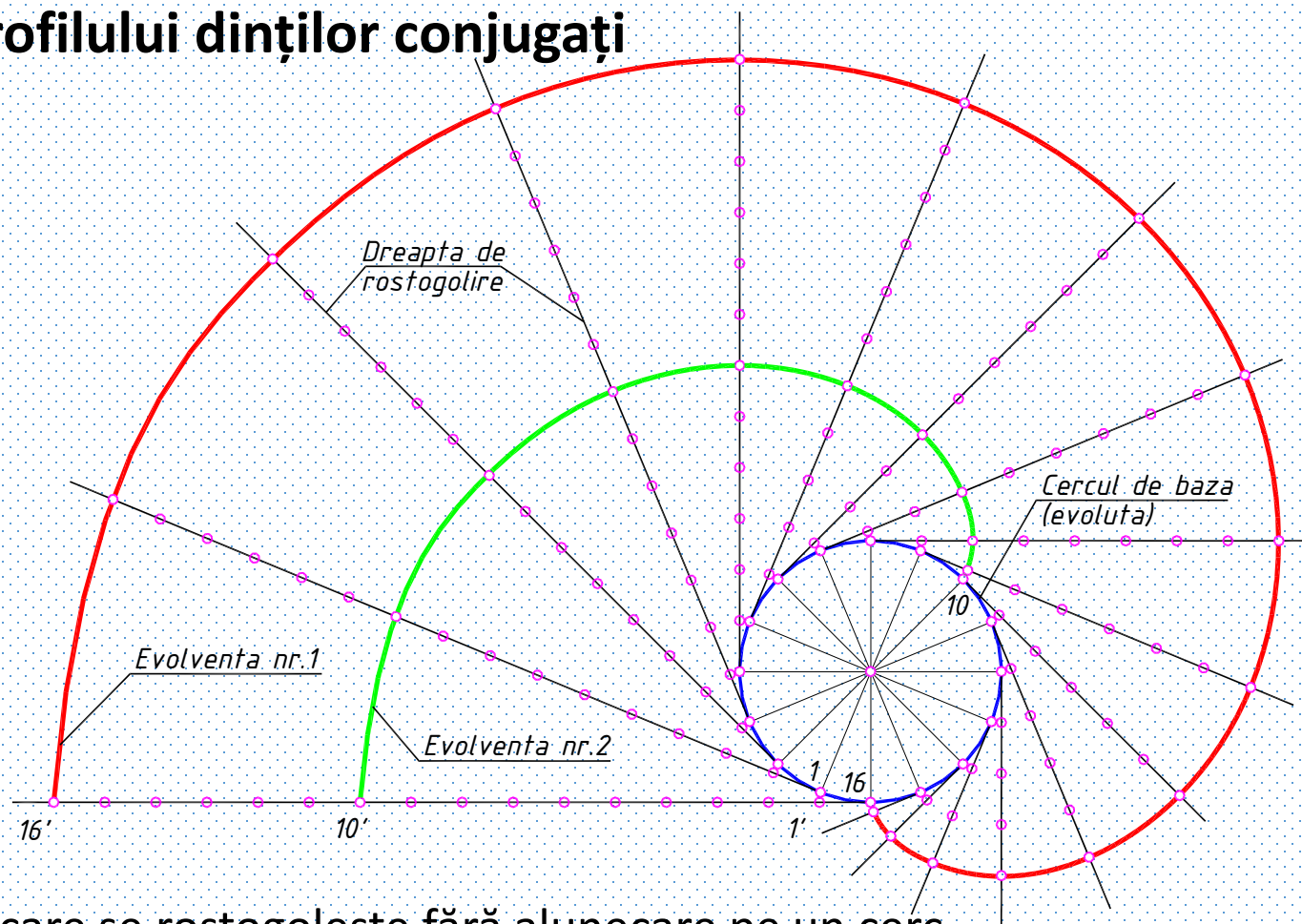
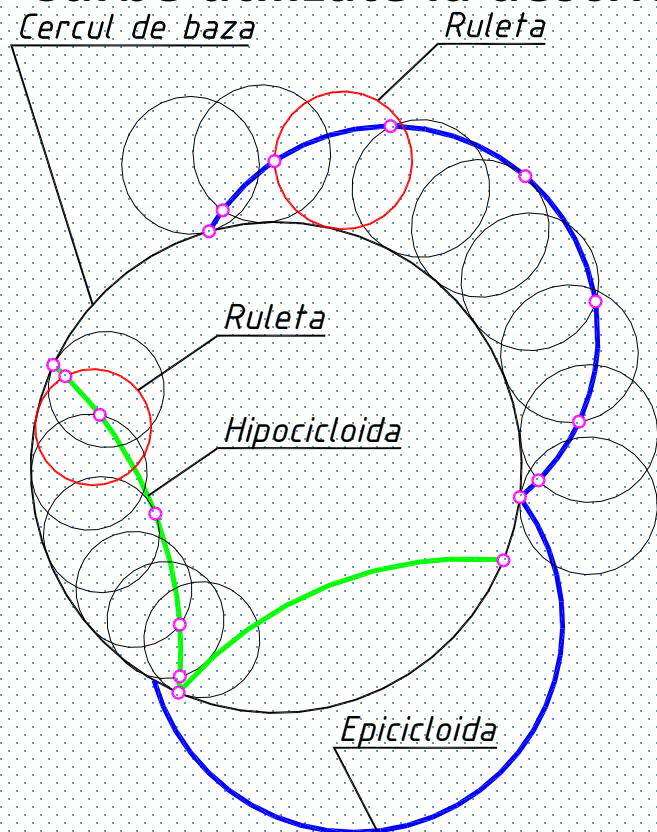
Cu toate că teoria oferă o infinitate de curbe pentru profilul dinților conjugați, în realitate, datorită cerințelor menționate mai sus, avem doar câteva tipuri de curbe utilizate în construcția de mașini pentru profilul dinților angrenajelor. Din acestea pot fi menționate:

- Curbe evolventice;
- Curbe circulare;
- Curbe epicycloidale și hypocicloidale;



4.2.3 TRANSMISII MECANICE CU ROȚI DINȚATE CILINDRICE CU DINȚI DREPTI

Curbe utilizate la descrierea profilului dinților conjugați



Evolventa este descrisă de un punct al unei drepte care se rostogolește fără alunecare pe un cerc.

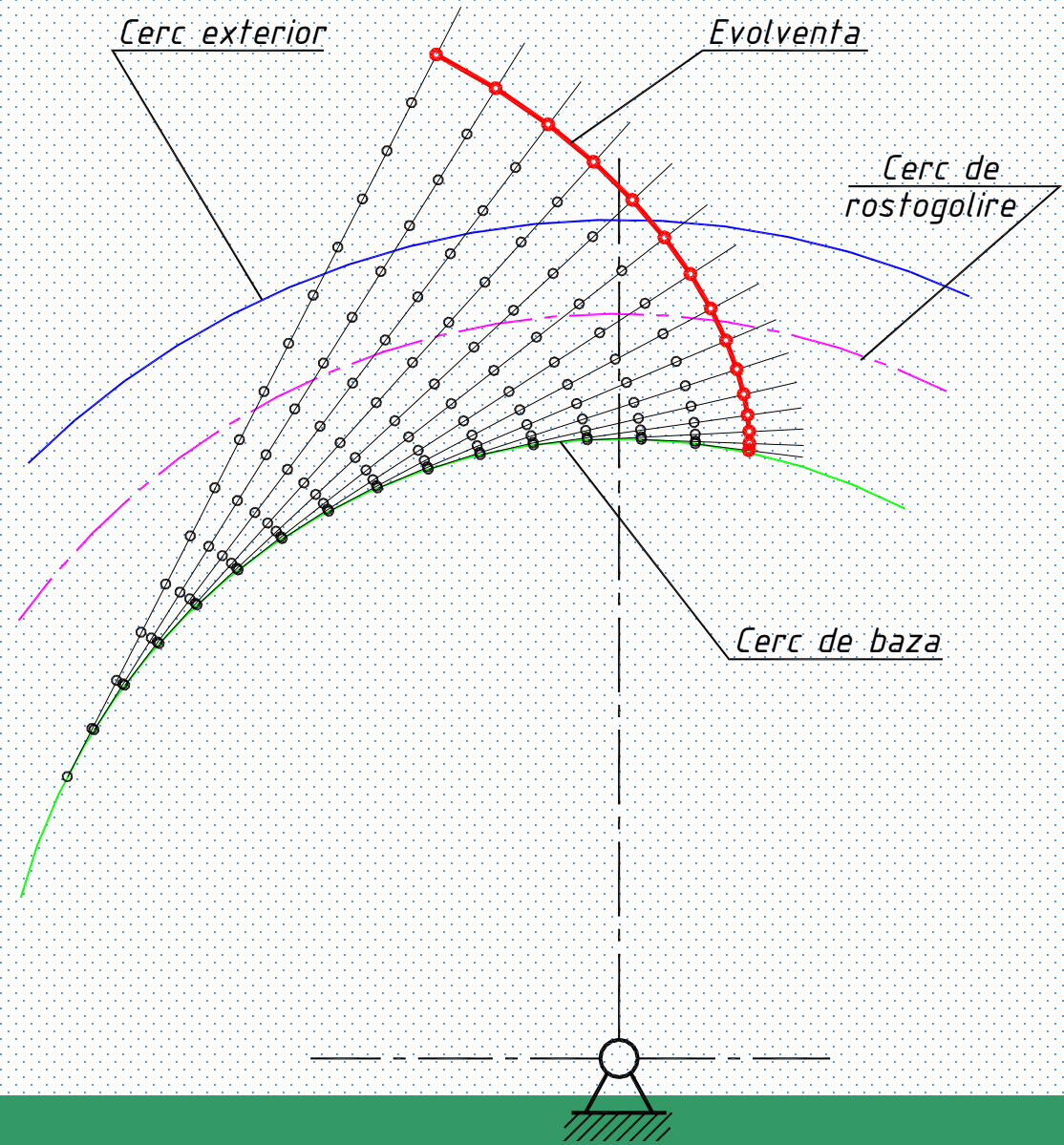
Dintre curbele ciclice, evolventa satisface cel mai complet cerințele menționate mai sus și de aceea se folosește, cel mai frecvent, în construcția profilurilor dinților roților dințate.



4.2.3 TRANSMISII MECANICE CU ROȚI DINȚATE CILINDRICE CU DINȚI DREPTI

Formarea danturii cu ajutorul evolventei:

Curba evolventă, teoretic nelimitată la un capăt, pentru formarea flancului dintelui se limitează printr-o suprafață exterioară, care este suprafața cilindrului de strunjire, reprezentată prin cercul exterior. Astfel, flancul evolventic este cuprins între originea evolventei, situată pe cercul de bază și suprafața reprezentată prin cercul exterior.





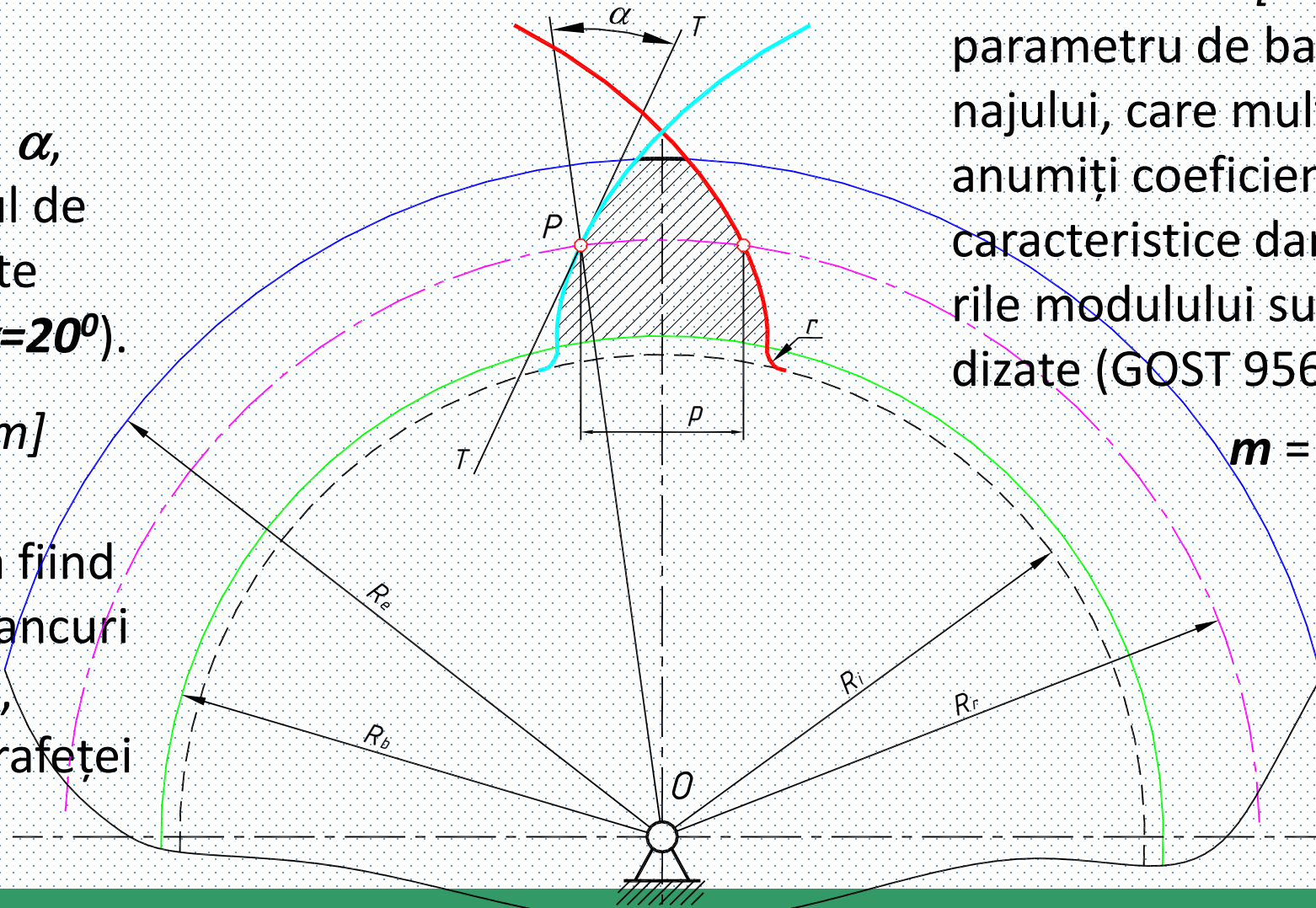
4.2.3 TRANSMISII MECANICE CU ROȚI DINȚATE CILINDRICE CU DINȚI DREPTI

Formarea danturii cu ajutorul evolventei:

Parametrii de bază:

1. Unghiul de presiune α , care aflându-se în polul de angrenare P se numește unghi de angrenare ($\alpha=20^\circ$).

2. Pasul danturii, p [mm] este un multiplu al numărului π , definit ca fiind distanța dintre două flancuri omoloage consecutive, măsurată pe arcul suprafeței de rostogolire.



3. Modulul m [mm], este un parametru de bază al angrenajului, care multiplicat prin anumiți coeficienți, dă valori caracteristice danturii. Valorile modulului sunt standardizate (GOST 9563-60).

$$m = p/\pi, [mm]$$



4.2.3 TRANSMISII MECANICE CU ROȚI DINȚATE CILINDRICE CU DINȚI DREPTI

Formarea danturii cu ajutorul evolventei:

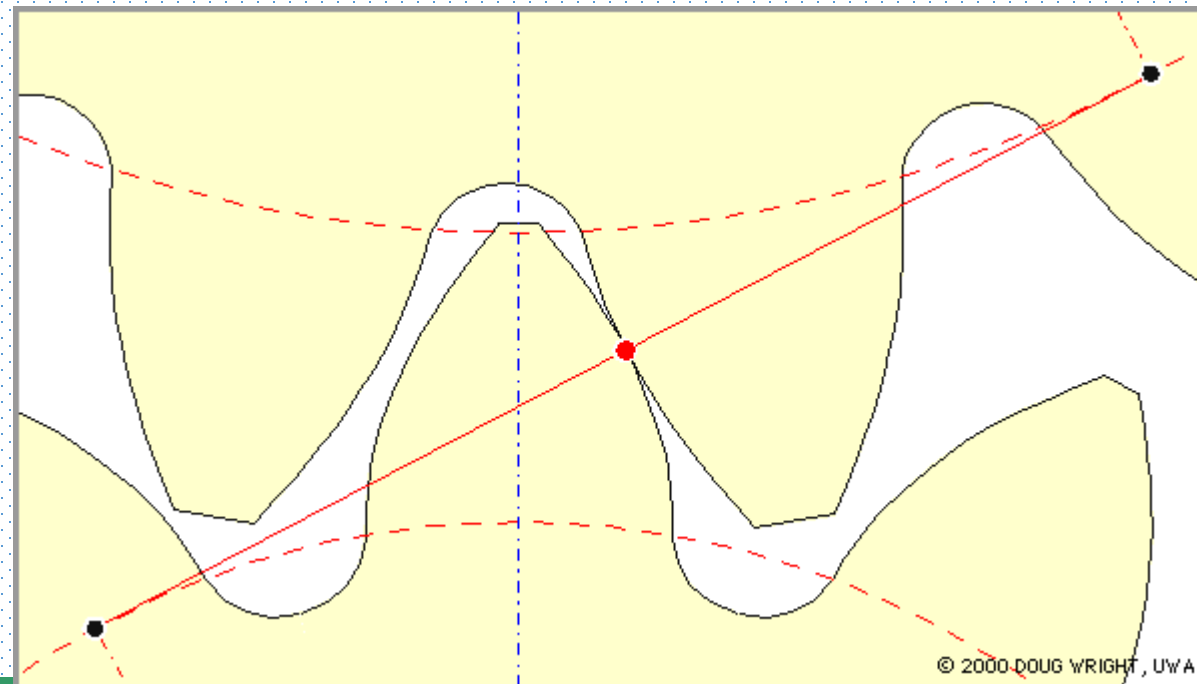
Parametrii de bază:

1. Unghiul de presiune α , care aflându-se în polul de angrenare P se numește unghi de angrenare ($\alpha=20^{\circ}$).

2. Pasul danturii, p [mm] este un multiplu al numărului π , definit ca fiind distanța dintre două flancuri omoloage consecutive, măsurată pe arcul suprafeței de rostogolire.

3. Modulul m [mm], este un parametru de bază al angre-najului, care multiplicat prin anumiți coeficienți, dă valori caracteristice danturii. Valorile modulului sunt standardizate (GOST 9563-60).

$$m = p/\pi, [mm]$$



© 2000 DOUG WRIGHT, UWA



4.2.3 TRANSMISII MECANICE CU ROȚI DINȚATE CILINDRICE CU DINȚI DREPTI

Cremaliera de referință. Caracteristici geometrice ale angrenajelor cilindrice cu dinți drepti

Dacă raza cercului de rostogolire a unei roți dințate cilindrice crește la infinit, aceasta devine cremalieră. Acest organ dințat servește la definirea geometrică a roților dințate cilindrice și poartă denumirea de **cremalieră de referință**.

p – pasul cremalierii

S' – grosimea dintelui

S'' – lățimea golului

Dreapta $m-m$ pentru

care $S' = S''$ se numește

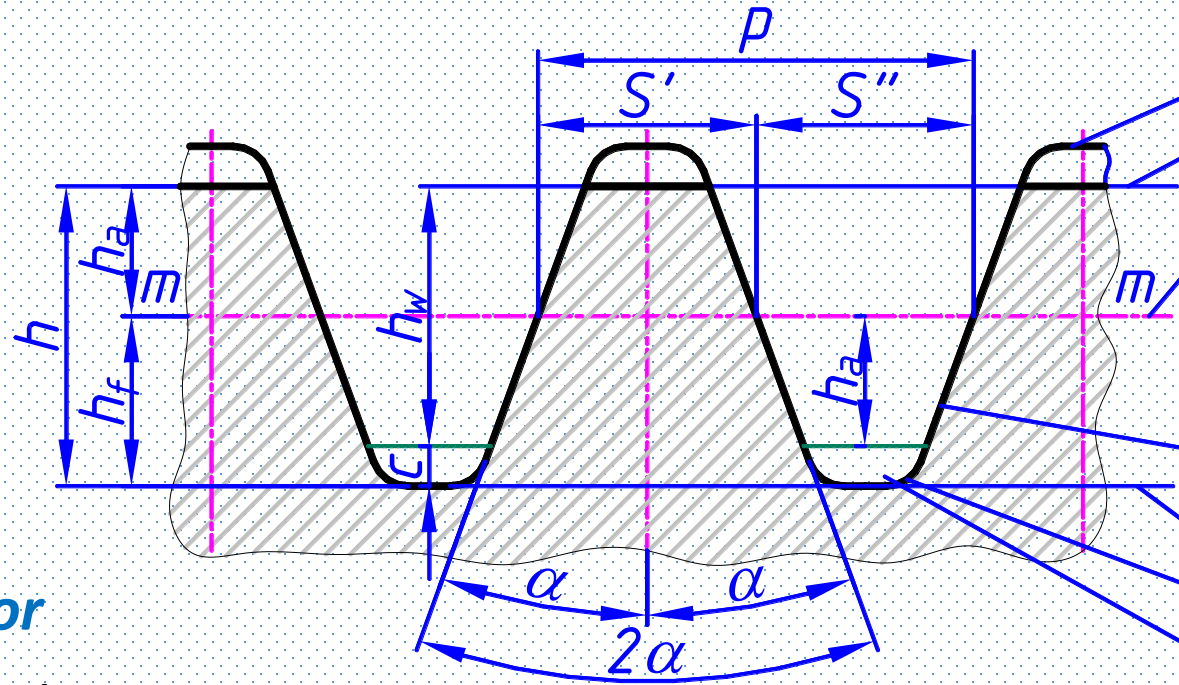
linia de divizare a dintelui

Linia de divizare împarte

dintele în 2 părți, **cap și picior**

h_a – înălțimea capului dintelui

$h_f = h_a + c$ – înălțimea piciorului dintelui c – jocul radial



- Profilul conjugat*
- Linia de cap a dintilor*
- Linia de referinta a profilului (linia de divizare a dintelui)*
- Profilul de referinta*
- Linia de picior*
- Rotunjirea de picior*
- Golul dintre dinti*



4.2.3 TRANSMISII MECANICE CU ROȚI DINȚATE CILINDRICE CU DINȚI DREPTI

Cremaliera de referință. Caracteristici geometrice ale angrenajelor cilindrice cu dinți drepti

$\frac{p}{\pi} = m$ – modulul de angrenare $z_b \rightarrow \infty$ – numărul de dinți $\alpha=20^\circ$ – unghiul de angrenare

Pentru cremaliera de referință se stabilește modulul de angrenare conform șirului standardizat

În practică se utilizează câteva tipuri de înălțimi de dinți: **normală, mărită, micșorată**

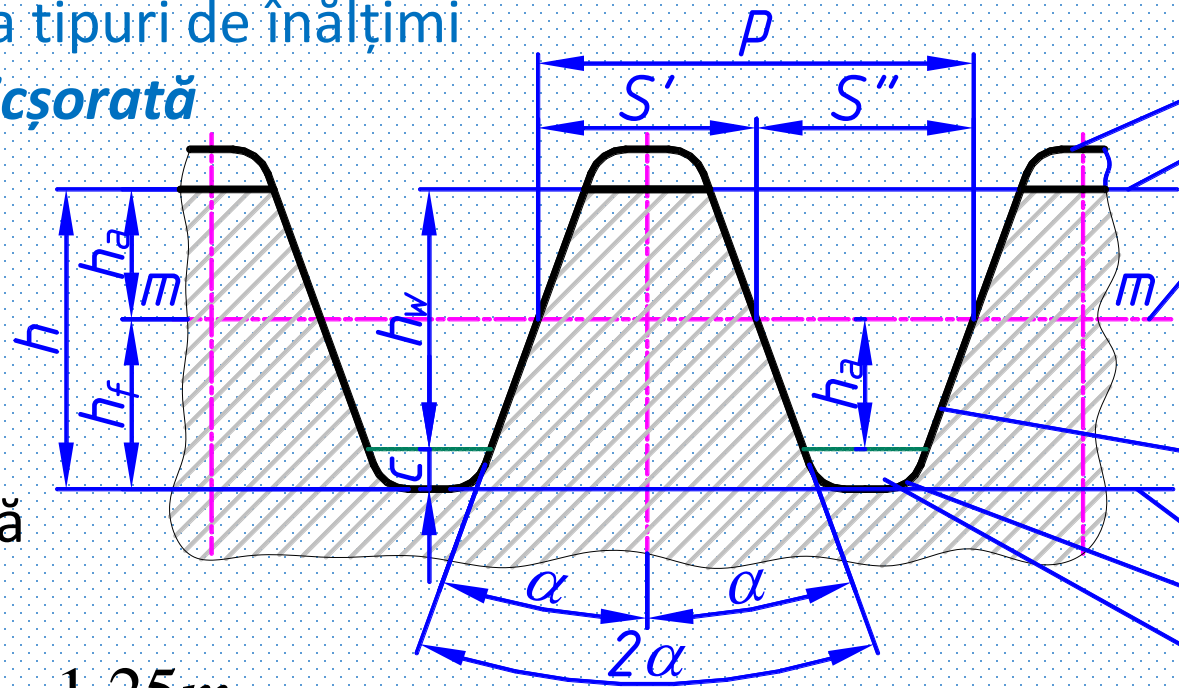
Pentru dinți cu înălțime normală:

$h_a = h_0 \cdot m; \quad c = c_0 \cdot m$

$h_0 = 1$
 $c_0 = 0.25$ } Pentru angrenajele cu înălțime normală ale dinților.

$h_a = m; \quad h_f = m(1 + 0.25) = 1.25m.$

$l = 2\pi r = \pi d = z \cdot p$ – lungimea cercului de divizare



- Profilul conjugat
- Linia de cap a dinților
- Linia de referința a profilului (linia de divizare a dintelui)
- Profilul de referința
- Linia de picior
- Rotunjirea de picior
- Golul dintre dinți



4.2.3 TRANSMISII MECANICE CU ROȚI DINȚATE CILINDRICE CU DINȚI DREPȚI

Caracteristici geometrice ale angrenajelor cilindrice cu dinți drepți.

a_w – distanța dintre axe;

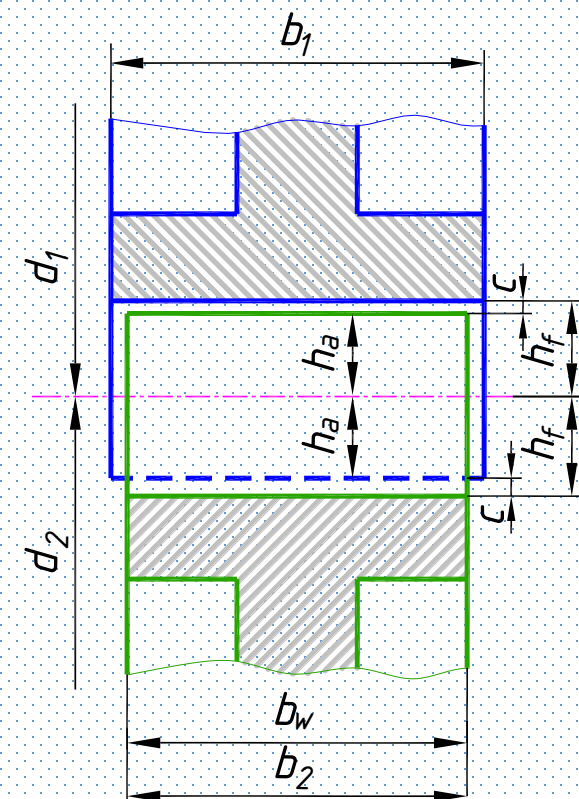
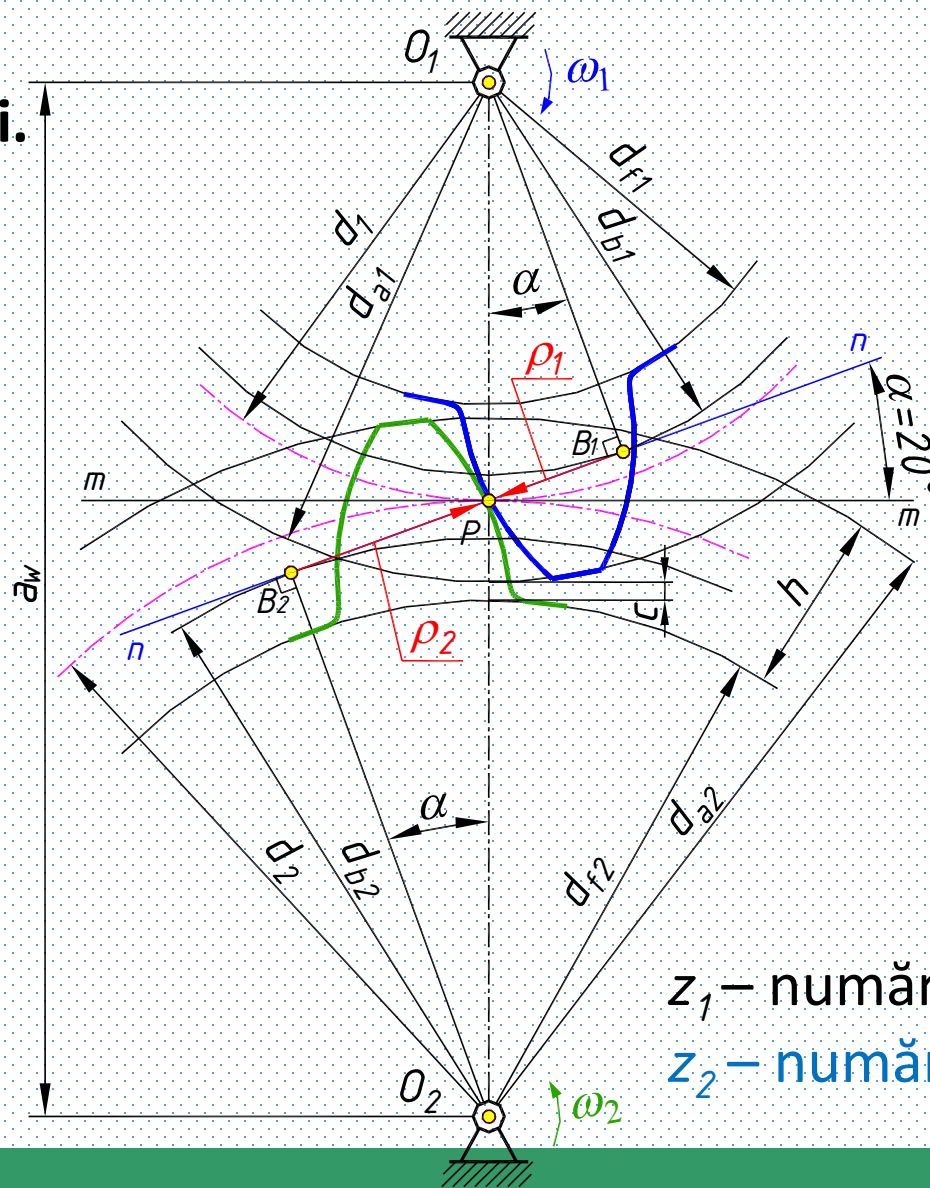
B_1-B_2 – lungimea teoretică a liniei de angrenare;

$b_1=b_2+(2...4)mm$ – lățimea coroanei dințate a **pinionului**;

$b_w=b_2$ – lățimea de lucru a coroanei dințate = cu lățimea **roții**;

$\rho_1=B_1P$ – raza generatoare a evolventei dintelui **pinionului** în polul de angrenare;

$\rho_2=B_2P$ – raza generatoare a evolventei dintelui **roții** în polul de angrenare;



z_1 – numărul de dinți ai pinionului;

z_2 – numărul de dinți ai roții.



4.2.3 TRANSMISII MECANICE CU ROȚI DINȚATE CILINDRICE CU DINȚI DREPTI

Caracteristici geometrice ale angrenajelor cilindrice cu dinți drepti.

d – diametrul cercului de divizare:

pinion – $d_1 = \frac{pz_1}{\pi} = mz_1$

roată – $d_2 = \frac{pz_2}{\pi} = mz_2$

d_b – diametrul cercului de bază:

pinion – $d_{b1} = d_1 \cos \alpha$

roată – $d_{b2} = d_2 \cos \alpha$

d_a – diametrul de cap al dinților:

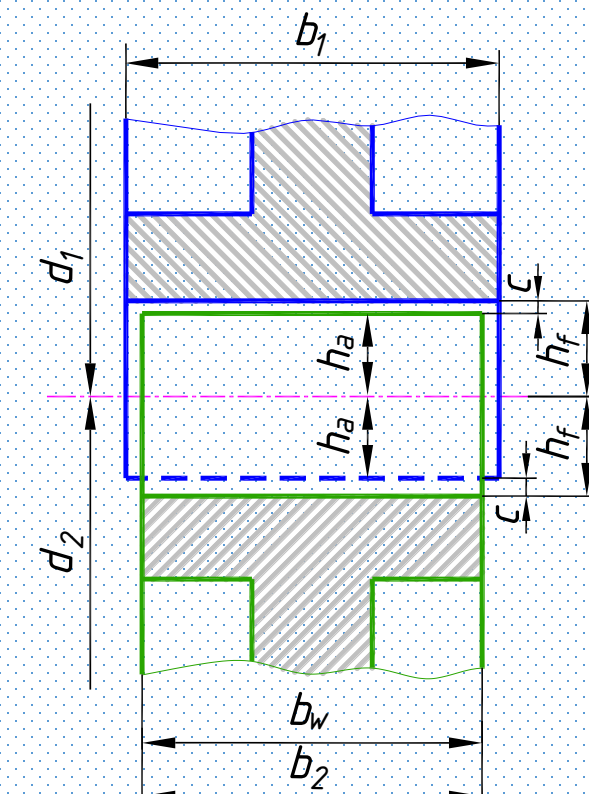
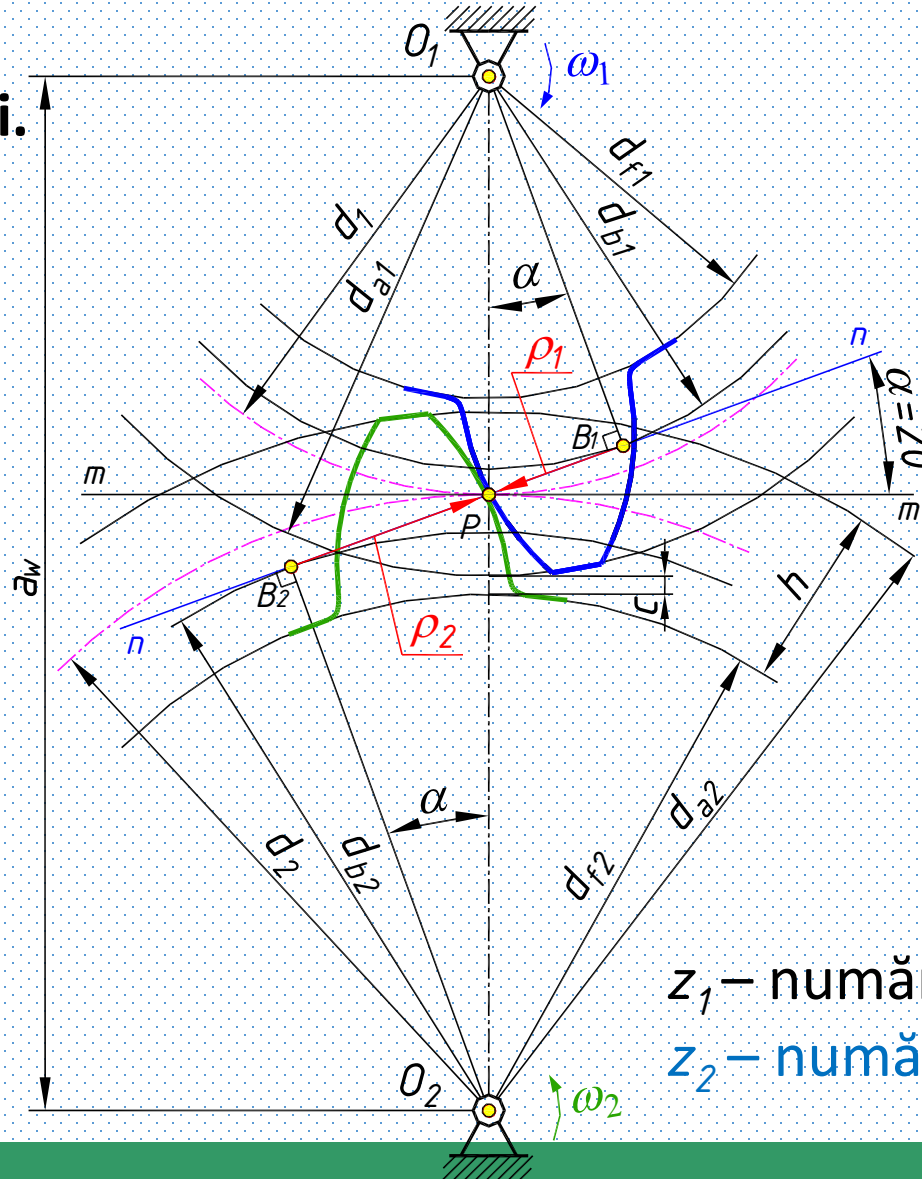
pinion – $d_{a1} = d_1 + 2m$

roată – $d_{a2} = d_2 + 2m$

d_f – diametrul cercului de picior:

pinion – $d_{f1} = d_1 - 2,5m$

roată – $d_{f2} = d_2 - 2,5m$



z_1 – numărul de dinți ai pinionului;
 z_2 – numărul de dinți ai roții.



4.2.3 TRANSMISII MECANICE CU ROȚI DINȚATE CILINDRICE CU DINȚI DREPTI

Caracteristici geometrice ale angrenajelor cilindrice cu dinți drepti.

ρ – raza generatoare a evolventei în polul de angrenare:

pinion – $\rho_1 = \frac{d_1 \sin \alpha}{2}$

roată – $\rho_2 = \frac{d_2 \sin \alpha}{2}$

a_w – distanța dintre axe:

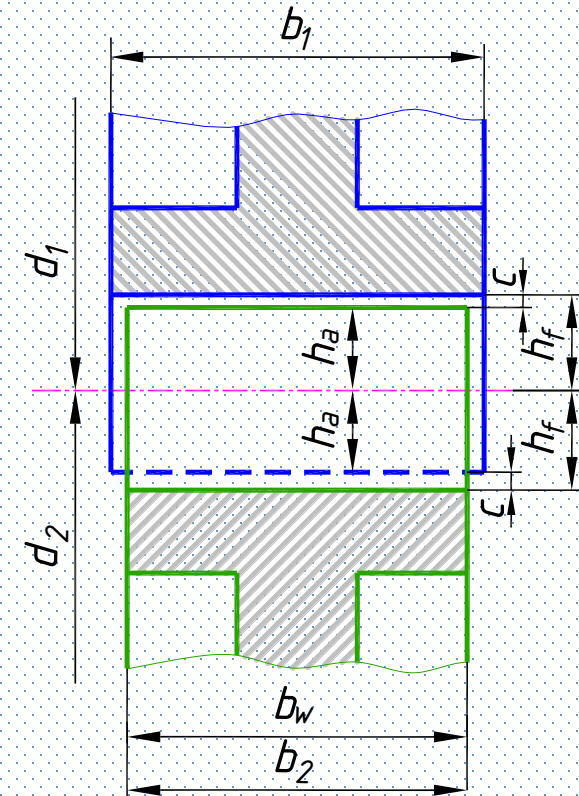
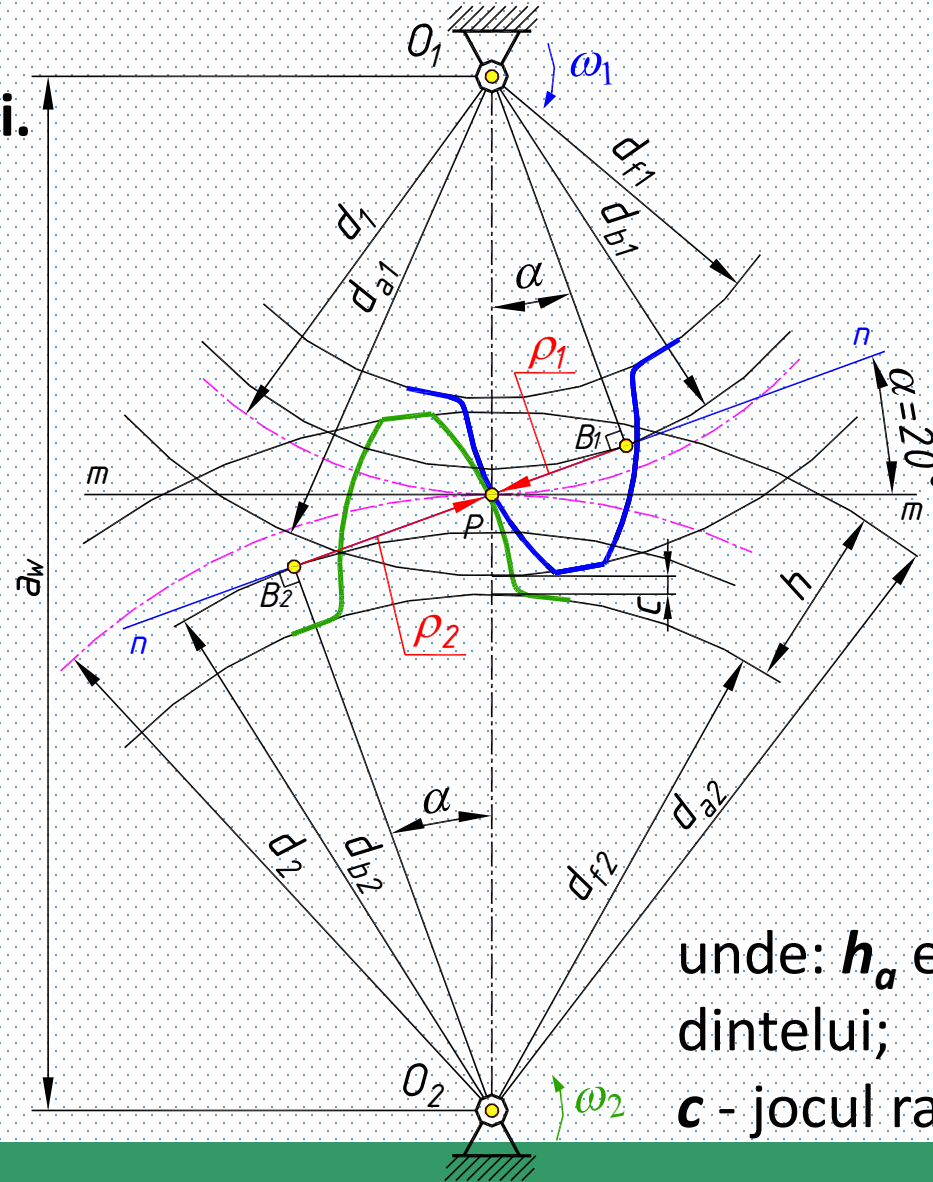
$$a_w = \frac{(d_1 + d_2)}{2} = \frac{m(z_1 + z_2)}{2}$$

i – raportul de transmitere:

$$i = \frac{z_2}{z_1} = \frac{d_2}{d_1}$$

h – înălțimea dintelui:

$$h = m(2h_a + c)$$



unde: h_a este înălțimea capului dintelui;
 c - jocul radial.



4.2.3 TRANSMISII MECANICE CU ROȚI DINȚATE CILINDRICE CU DINȚI DREPTI

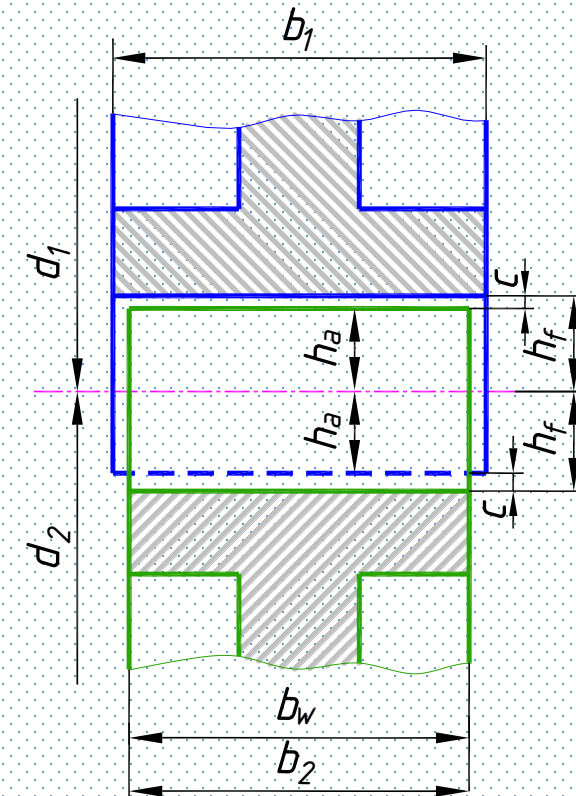
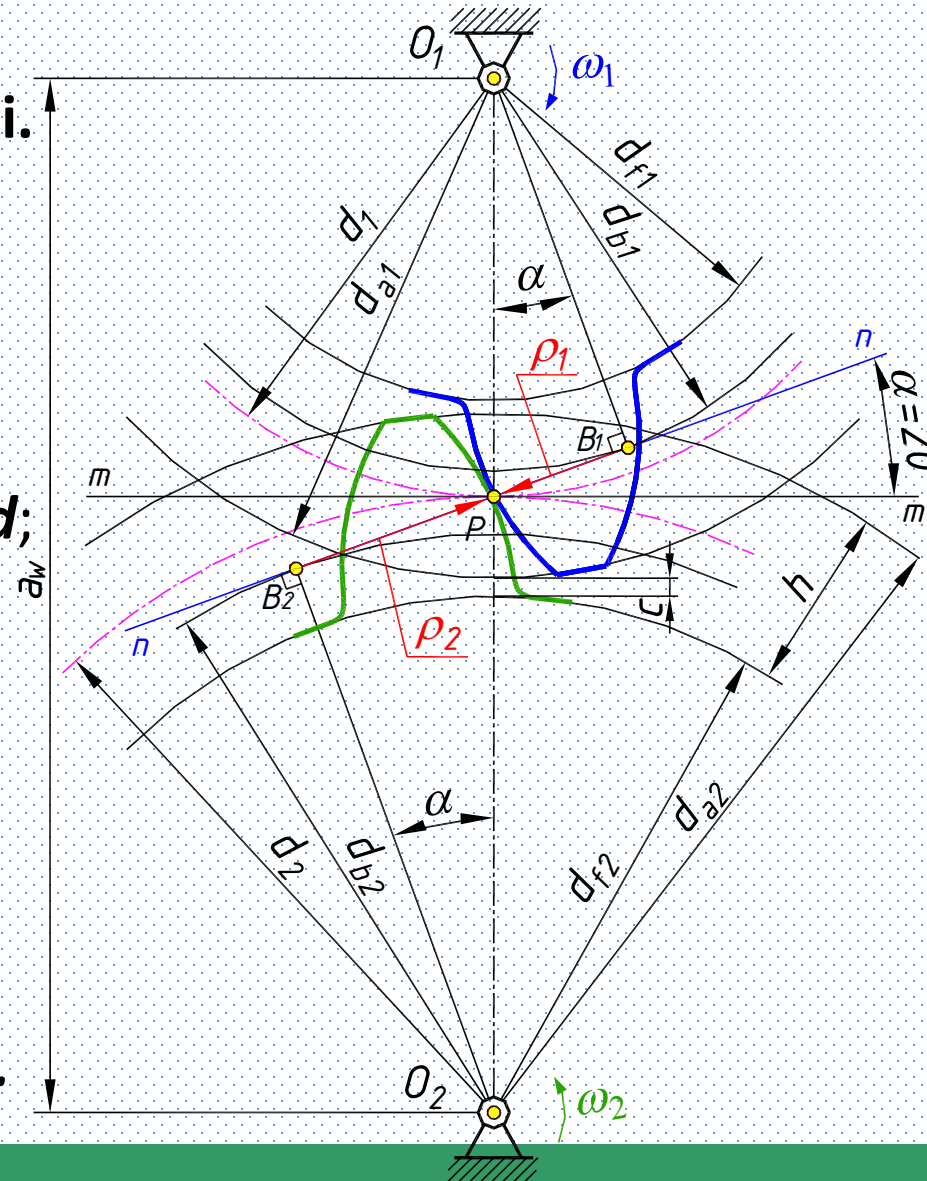
Caracteristici geometrice ale angrenajelor cilindrice cu dinți drepti.

Parametri auxiliari pentru simplificarea calculului geometric:

ψ_{bd} – coeficientul lățimii coroanei dințate în raport cu diametrul d ;

ψ_{ba} – coeficientul lățimii coroanei dințate în raport cu distanța dintre axe a_w ;

ψ_{bm} – coeficientul lățimii coroanei dințate în raport cu modulul m .





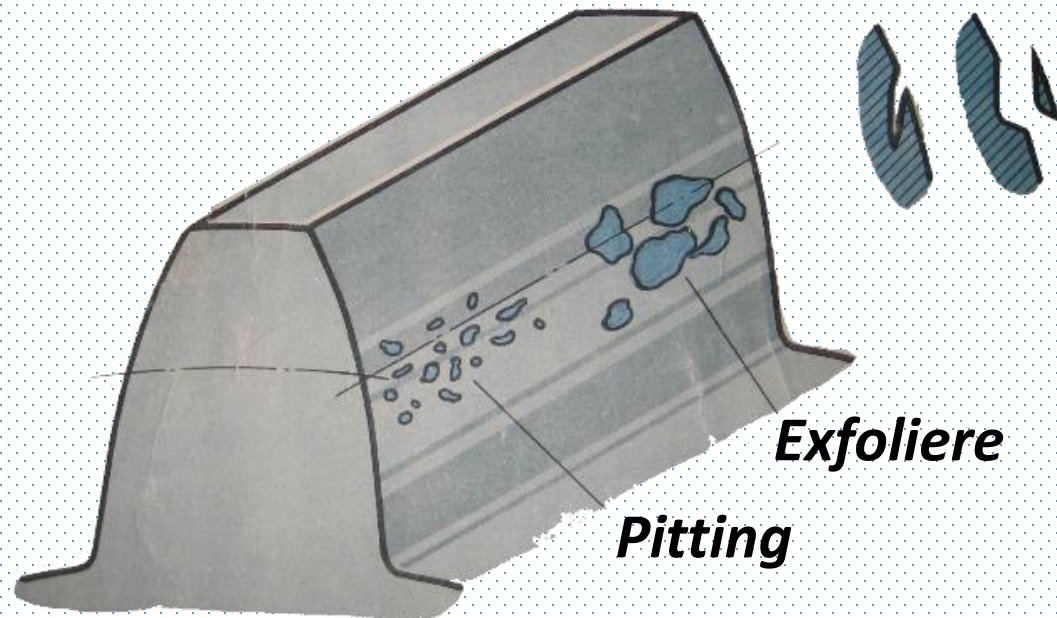
4.2.3 TRANSMISII MECANICE CU ROȚI DINȚATE CILINDRICE CU DINȚI DREPTI

Defecte întâlnite în angrenajele cu roți dințate

1. **Uzura de contact** (uzura la oboseală) **Pitting** sau **Ciupituri** – are o formă de microcratere care apar pe suprafețele de contact în rezultatul acțiunii tensiunilor de contact variabil

$$\sigma_H \text{ – variabil}$$

Uzura de contact apare în rezultatul pierderii rezistenței la oboseală a stratului superficial



Pentru excluderea uzurii de contact se impune condiția:

$$\sigma_H \leq [\sigma_H]$$

Pitting – ul este caracteristic pentru transmisiile de tip închis, care funcționează în baie de ulei, din acest motiv criteriul de rezistență la tensiuni de contact este un calcul de bază pentru transmisiile cu roți dințate închise.

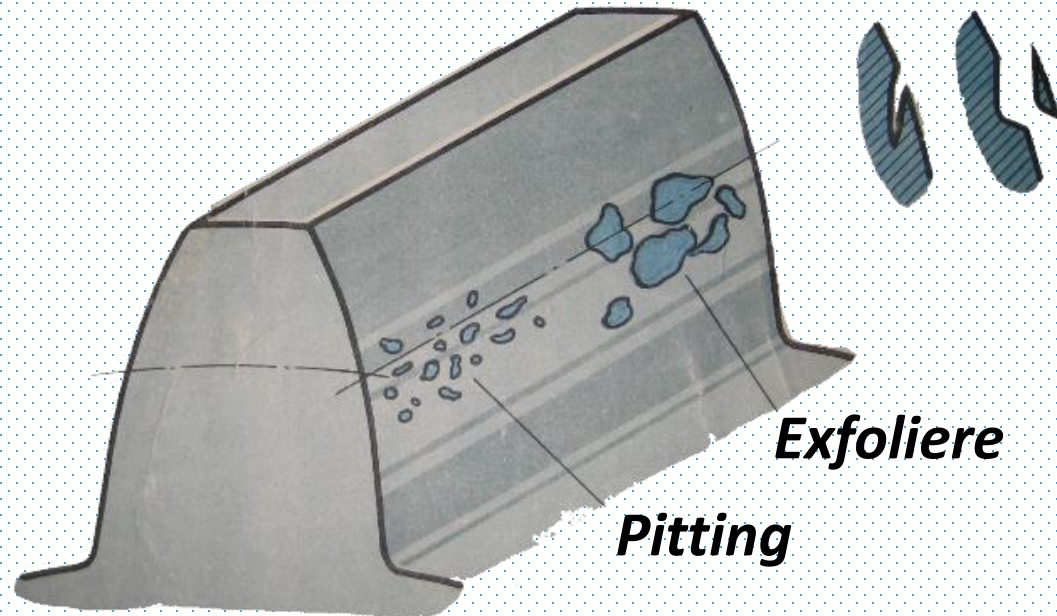


4.2.3 TRANSMISII MECANICE CU ROȚI DINȚATE CILINDRICE CU DINȚI DREPTI

Defecte întâlnite în angrenajele cu roți dințate

2. **Exfolierea** stratului superficial dur al dinților supuși durificării superficiale, și se produce prin înlăturarea unor straturi de material sub formă de folii.

Exfolierea apare pe suprafața dintelui în cazul tratamentelor termice de calitate insuficient de înaltă, când tensiunile interioare remanente nu sunt lichidate prin revenire sau când crusta fragilă a dinților nu are sub ea un miez suficient de rezistent



Exfolierea apare pe suprafața dintelui în cazul suprasarcinilor mari și la încărcări cu vibrații.

Pentru preîntâmpinarea exfolierii se impune condiția:

$$\sigma_H \leq [\sigma_H]$$

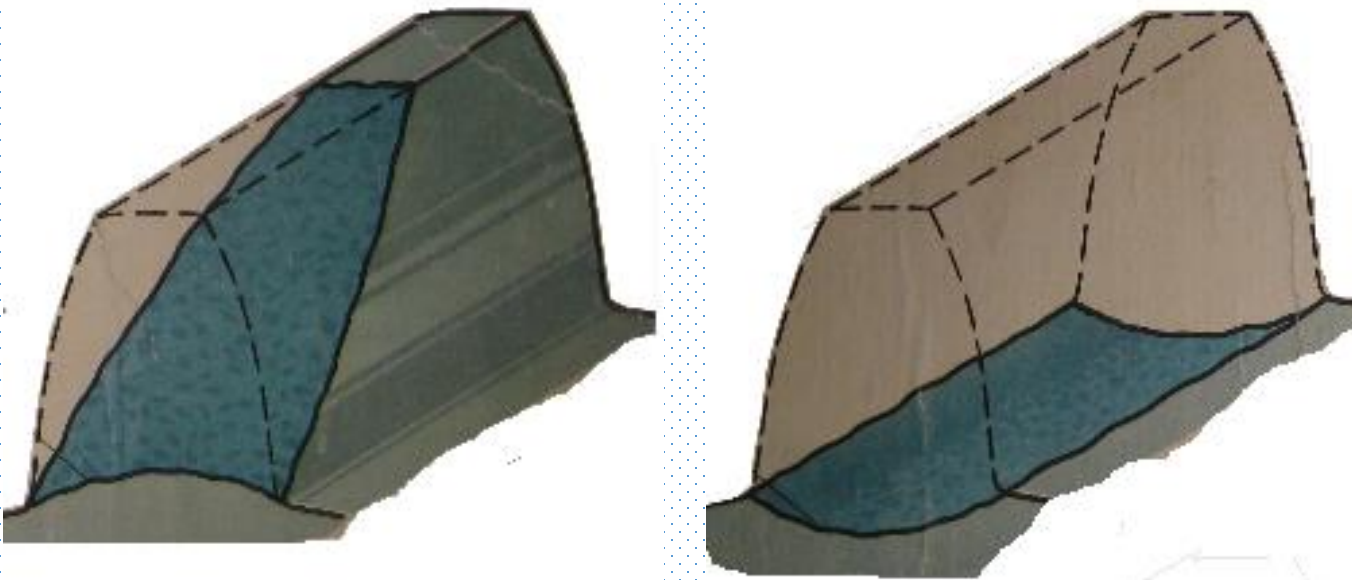


4.2.3 TRANSMISII MECANICE CU ROȚI DINȚATE CILINDRICE CU DINȚI DREPTI

Defecte întâlnite în angrenajele cu roți dințate

3. **Ruperea** dintelui este provocată de tensiunile de încovoiere. În practică se observă, mai frecvent, ruperea colțurilor dinților legată de concentrația tensiunilor.

Se deosebesc 2 tipuri de rupere a dinților:



- ruperea ca urmare a suprasarcinii mari de șoc – se previne prin protejarea mecanismului de suprasarcini și se iau în considerație la calcule;
- ruperea la oboseală se realizează de la acțiunea tensiunilor alternative pe durata de funcționare comparativ lungi – se previne prin calculul de oboseală.



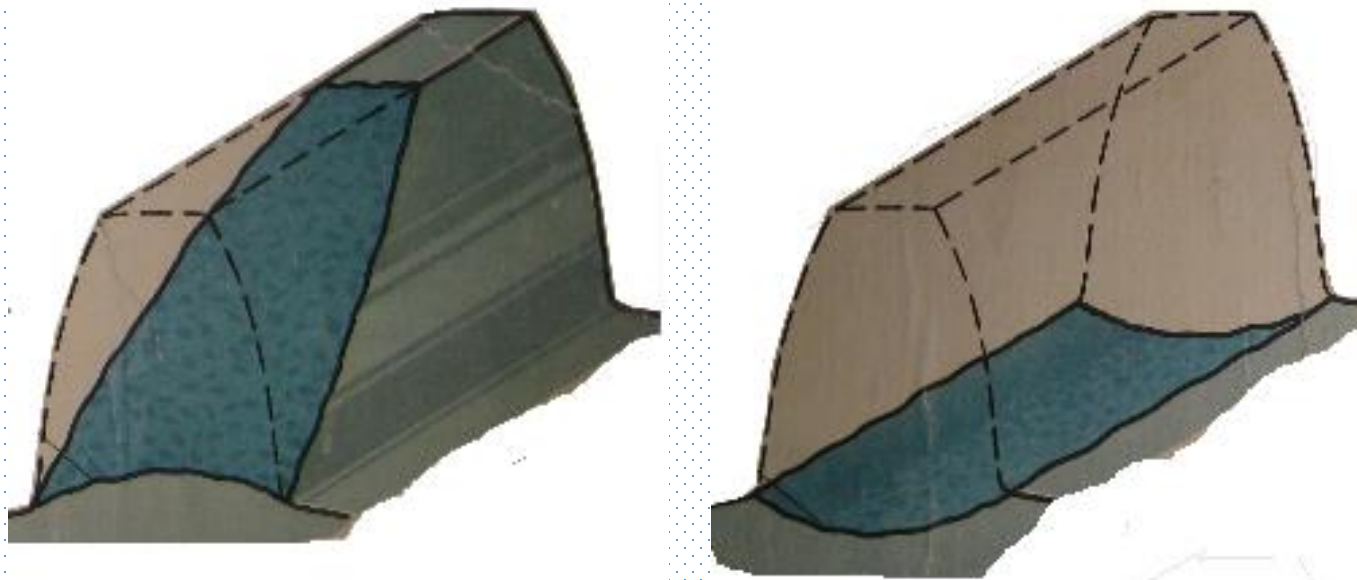
4.2.3 TRANSMISII MECANICE CU ROȚI DINȚATE CILINDRICE CU DINȚI DREPTI

Defecte întâlnite în angrenajele cu roți dințate

Măsurile generale pentru prevenirea ruperii dinților – majorarea modulului angrenajului, tratamentul termic, micșorarea concentrației sarcinii la marginea dinților

Pentru excluderea ruperii dinților se impune condiția:

$$\sigma_F \leq [\sigma_F]$$



Ruperea dinților este caracteristică angrenajelor deschise.

Criteriul de rezistență la rupere a dinților se proiectează și verificarea angrenajelor deschise și la calculul de verificare a angrenajelor închise.

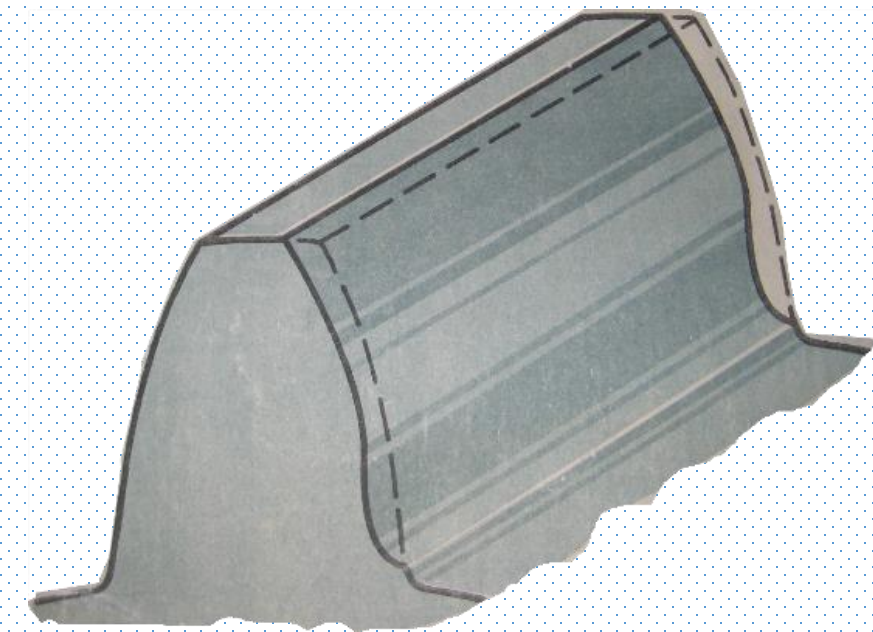


4.2.3 TRANSMISII MECANICE CU ROȚI DINȚATE CILINDRICE CU DINȚI DREPTI

Defecte întâlnite în angrenajele cu roți dințate

4. **Uzura abrazivă a dintelui** se produce prin înlăturarea unui strat de material de pe suprafața flancului dintelui. Stratul înlăturat este neuniform pe înălțimea dintelui.

La angrenajul uzat se mărește jocul în angrenaj, apare zgomotul, cresc sarcinile dinamice.



Rezistența dintelui uzat se micșorează drept urmare a micșorării secțiunii lui transversale.

Uzura abrazivă a dintelui este caracteristică angrenajelor deschise.

Măsurile generale pentru prevenirea uzurii abrazive – mărirea durității suprafețelor dinților, protejarea de murdărie, folosirea uleiurilor cu viscozitatea ridicată



4.2.3 TRANSMISII MECANICE CU ROȚI DINȚATE CILINDRICE CU DINȚI DREPTI

Defecte întâlnite în angrenajele cu roți dințate

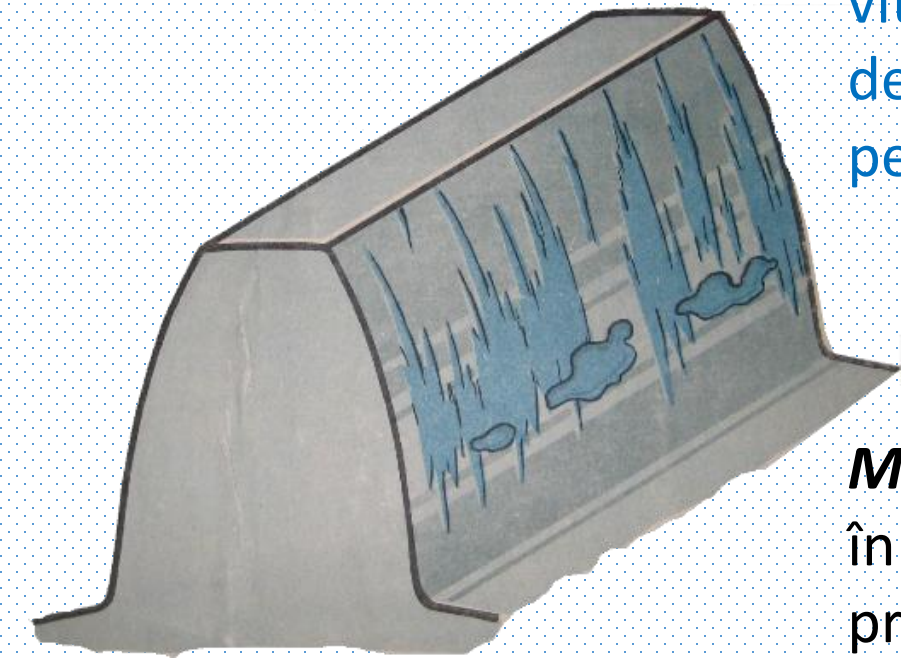
5. **Griparea flancului dintelui** reprezintă procesul de microbrăzdare a flancurilor dinților. Griparea este un proces de uzură catastrofală și se produce în cazul **presiunilor critice** și **temperaturilor critice**.

Griparea se observă prioritar la transmisiile înalt solicitate și la viteze mari. În locul de contact a dinților acestor transmisi se dezvoltă o temperatură înaltă, care contribuie la distrugerea peliculei de ulei și la formarea contactului mecanic.

P_{cr} – presiune critică

T_{cr} – temperatură critică

Măsurile generale pentru prevenirea gripării sunt aceleași ca și în cazul uzurii abrazive – mărirea durității suprafețelor dinților, protejarea de murdărie, folosirea uleiurilor cu viscozitatea ridicată





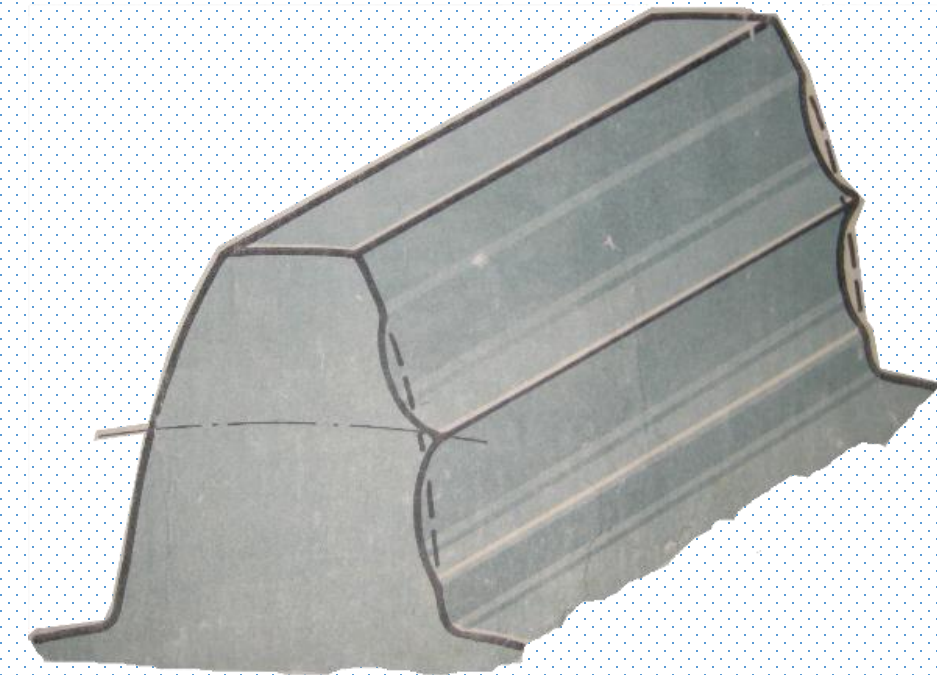
4.2.3 TRANSMISII MECANICE CU ROȚI DINȚATE CILINDRICE CU DINȚI DREPTI

Defecte întâlnite în angrenajele cu roți dințate

6. **Deformarea dintelui (deplasarea plastică)** reprezintă deformații plastice cu deplasări în direcția de alunecare ale dinților roților dințate înalt solícitate și mers lent.

Deformarea dintelui este defect catastrofal.

Măsurile pentru prevenirea deformării dinților
– mărirea durității suprafețelor de lucru a dinților și viscozității uleiurilor.





4.2.3 TRANSMISII MECANICE CU ROȚI DINȚATE CILINDRICE CU DINȚI DREPTI

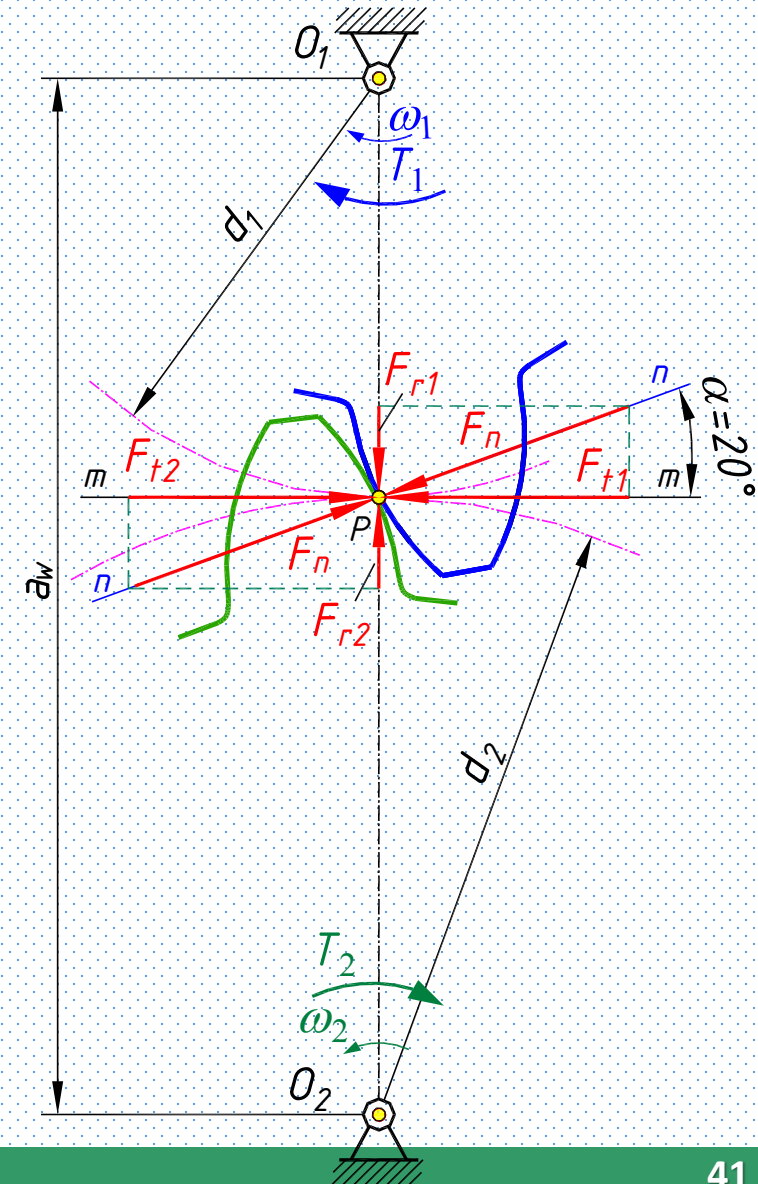
Forțele în angrenajul cu roți dințate cilindrice cu dinți drepti

F_n – forța normală îndreptată pe linia de angrenare ca normala comună la suprafețele de lucru ale dinților. Forțele care acționează în angrenaj se aplică în polul de angrenare.

Forța normală F_n este transferată în pol și se descompune în tangențială F_t și radială F_r .

F_t – forța tangențială (forța motrică, forța utilă) care provoacă mișcarea, deoarece formează, împreună cu brațul $d/2$ față de originea roții, momentul de torsiune T .

Forța radială F_r încarcă suplimentar dintele însă nu transmite mișcarea.





4.2.3 TRANSMISII MECANICE CU ROȚI DINȚATE CILINDRICE CU DINȚI DREPTI

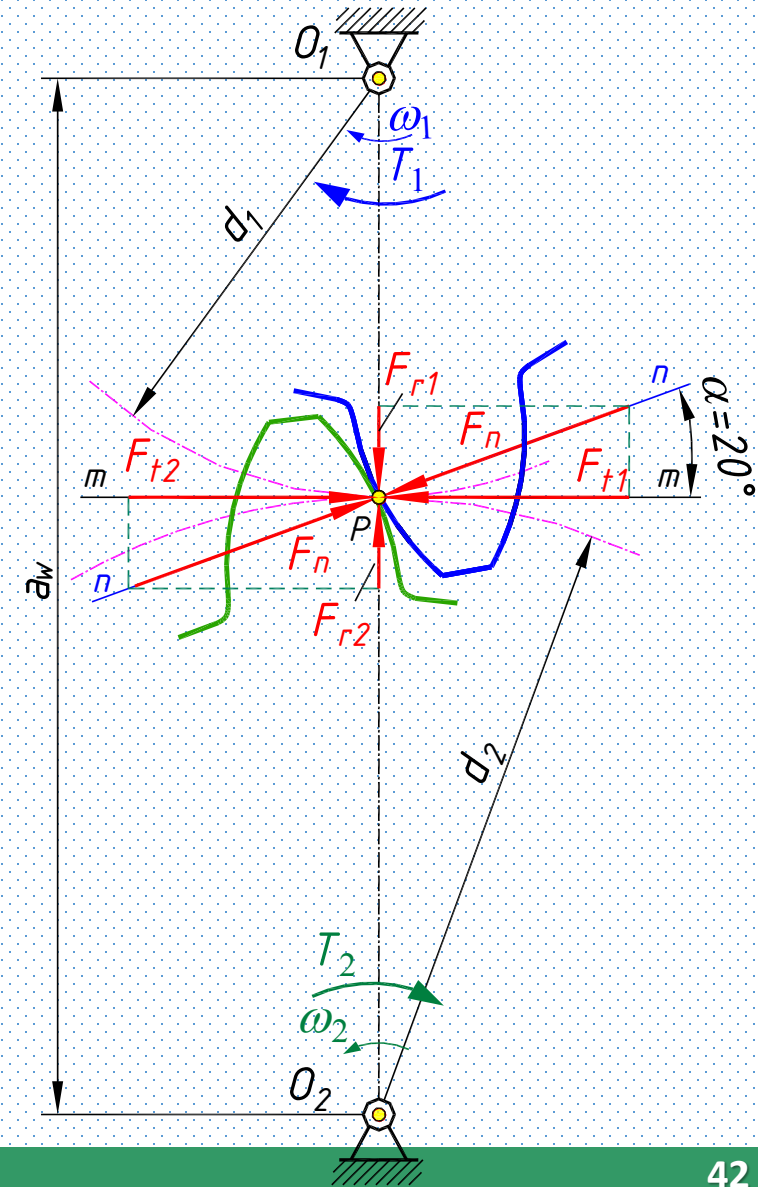
Forțele în angrenajul cu roți dințate cilindrice cu dinți drepti

Cunoscând momentul de torsiune T și diametrul de divizare d se determină:

– forța tangențială: $F_{t1} = 2T_1/d_1$; $F_{t2} = 2T_2/d_2$;

– forța radială. $F_{r1} = F_{t1} \operatorname{tg} \alpha$; $F_{r2} = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha$;

– forța normală. $F_n = F_{t1} / \cos \alpha = F_{t2} / \cos \alpha$





4.2.3 TRANSMISII MECANICE CU ROȚI DINȚATE CILINDRICE CU DINȚI DREPTI

Forțele în angrenajul cu roți dințate cilindrice cu dinți drepti

Forțele determinate sunt forțe nominale

Pentru calculul de proiectare și verificare se utilizează forțele de calcul:

$$F_c = F_{nom} \cdot k$$

unde: k – coeficient de reducere a forței nominale. El are trei componente de bază: $k = k_1 \cdot k_2 \cdot k_3$

k_1 – coeficient ce ia în considerație factorii constructivi de influență asupra calcului;

k_2 – coeficient ce ia în considerație factorii de exploatare;

k_3 – coeficient ce ia în considerație factorii tehnologici la execuție.

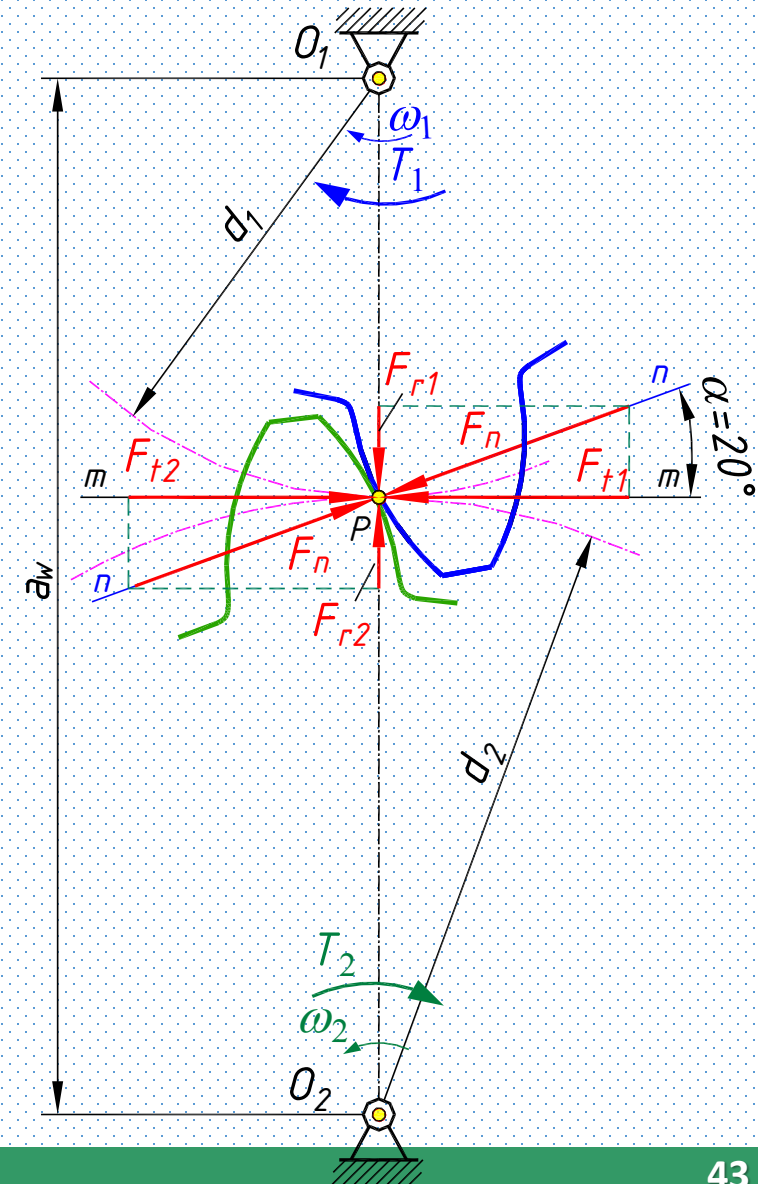
Componentele k_1 și k_2 sunt dependente de:

- tensiunile de contact

$$\sigma_H \Rightarrow k_H = k_1 \cdot k_2 = k_{H\beta} \cdot k_{Hv}$$

- tensiunile de încovoiere

$$\sigma_F \Rightarrow k_F = k_1 \cdot k_2 = k_{F\beta} \cdot k_{Fv}$$





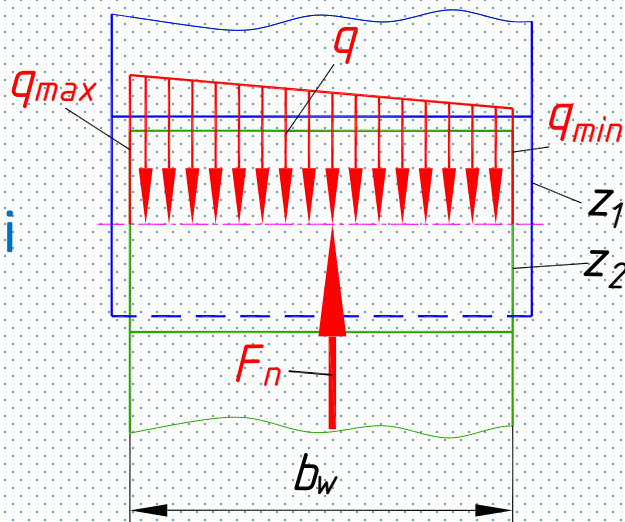
4.2.3 TRANSMISII MECANICE CU ROȚI DINȚATE CILINDRICE CU DINȚI DREPTI

Forțele în angrenajul cu roți dințate cilindrice

$k_{H\beta}$ – coeficientul neuniformității distribuirii sarcinii q pe lungimea liniei de contact a dintelui:

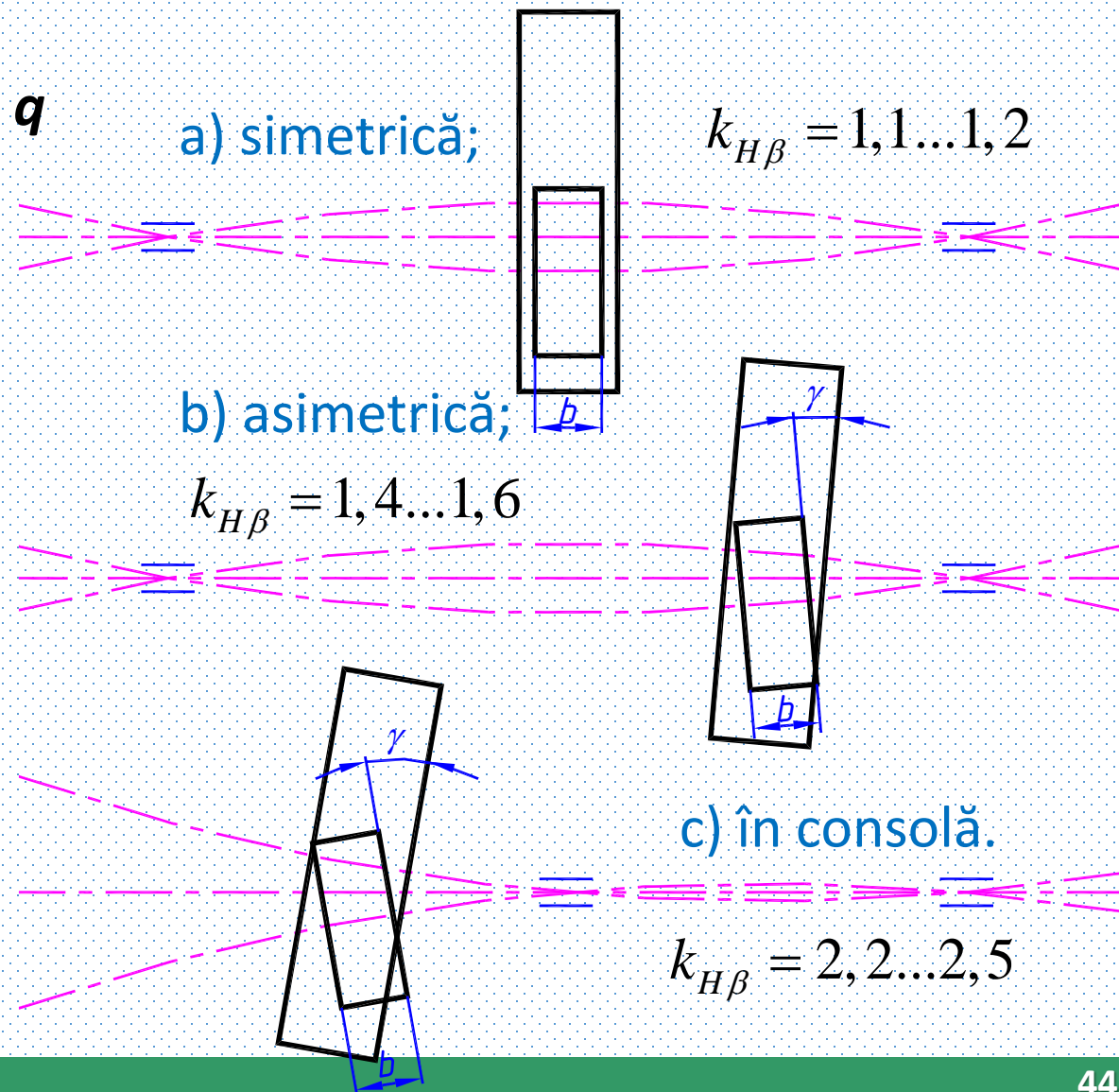
$$k_{H\beta} = \frac{q_{max}}{q_{med}}$$

Neuniformitatea distribuirii sarcinii este legată de deformarea arborilor



Arborii se deformează în direcții contrare sub acțiunea forțelor din angrenaj.

Amplasarea reciprocă a roților dințate pe arborii deformați, în cazurile amplasării roților față de reazeme.





4.2.3 TRANSMISII MECANICE CU ROȚI DINȚATE CILINDRICE CU DINȚI DREPTI

Forțele în angrenajul cu roți dințate cilindrice cu dinți drepti

Coeficientul $k_{H\beta}$ se alege din tabele în dependență de poziția roților față de reazeme (simetrică, asimetrică sau în consolă) și lățimea roților (ψ_{bd} – coeficientul lățimii roții b_2 în raport cu diametrul pinionului d_1).

$$\psi_{bd} = \frac{b_2}{d_1} = 0,1 \dots 1,6 (2)$$

k_{Hv} – coeficientul sarcinii dinamice, depinde de viteza liniară v , și de gradul preciziei de fabricare și montaj

$$k_{Hv} \rightarrow f(v)$$

$k_{F\beta}$ – coeficientul neuniformității distribuirii sarcinii q la piciorul dintelui pe lungimea lui;

k_{Fv} – coeficientul sarcinii dinamice asupra încovoierii la piciorul dintelui, depinde de viteza liniară v , și de gradul preciziei de fabricare și montaj.



4.2.3 TRANSMISII MECANICE CU ROȚI DINȚATE CILINDRICE CU DINȚI DREPTI

Forțele în angrenajul cu roți dințate cilindrice cu dinți drepti

Ca sarcină de calcul se adoptă valoarea maximă a sarcinii specifice distribuită pe linia de contact a dinților

$$q = \frac{F_n}{b_w} \cdot k_{H\beta} \cdot k_{Hv} = \frac{F_t}{b_w \cdot \cos \alpha} \cdot k_{H\beta} \cdot k_{Hv} = \frac{2T_1}{d_1 \cdot b_w \cdot \cos \alpha} \cdot k_{H\beta} \cdot k_{Hv} = \frac{2T_2}{d_2 \cdot b_w \cdot \cos \alpha} \cdot k_{H\beta} \cdot k_{Hv}$$

W_{Ht} – forța tangențială specifică de calcul la tensiuni de contact

$$W_{Ht} = \frac{F_t}{b_w} \cdot k_{H\beta} \cdot k_{Hv}$$

W_{Ft} – forța tangențială specifică de calcul la tensiuni de încovoiere.

$$W_{Ft} = \frac{F_t}{b_w} \cdot k_{F\beta} \cdot k_{Fv}$$



4.2.3 TRANSMISII MECANICE CU ROȚI DINȚATE CILINDRICE CU DINȚI DREPTI

Calculul de proiectare și verificare a angrenajului cu roți dințate cilindrice cu dinți drepti

Calculul de proiectare și verificare al angrenajelor cilindrice cu dantură dreaptă sau înclinată este standardizat. Acest calcul include **calculul rezistenței la presiunea de contact** și **calculul de rezistență la încovoire**.

Calculul rezistenței la presiunea de contact.

Pentru modelarea problemei de proiectare și verificare se admit următoarele ipoteze:

- **Suprafețele de contact sunt absolut netede;**
- Contactul este încărcat numai cu tensiuni normale;
- **Materialul este omogen și continuu**
- Materialul este izotrop (are aceleași constante elastice pe toate direcțiile);
- **Materialul este absolut elastic.**



4.2.3 TRANSMISII MECANICE CU ROȚI DINȚATE CILINDRICE CU DINȚI DREPTI

Calculul de proiectare și verificare a angrenajului cu roți dințate cilindrice cu dinți drepti

Calculul rezistenței la presiunea de contact. Contactul dintre doi dinți poate fi considerat ca contactul dintre doi cilindri, și respectiv este un contact liniar. Conform relației lui Hertz vom avea:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{q}{\rho_{red}} \cdot \frac{E_{red}}{2\pi(1-\mu^2)}} \leq [\sigma_H]$$

unde: q – sarcina specifică distribuită pe linia de contact a dinților;

$$q = \frac{F_n}{b_w} \cdot k_{H\beta} \cdot k_{H\alpha} = \frac{F_t}{b_w \cdot \cos \alpha} \cdot k_{H\beta} \cdot k_{H\alpha} = \frac{2T_1}{d_1 \cdot b_w \cdot \cos \alpha} \cdot k_{H\beta} \cdot k_{H\alpha} = \frac{2T_2}{d_2 \cdot b_w \cdot \cos \alpha} \cdot k_{H\beta} \cdot k_{H\alpha}$$

$\frac{1}{\rho_{red}}$ – raza redusă de curbură a flancurilor dinților în polul de contact;

$$\frac{1}{\rho_{red}} = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2} = \frac{2}{d_1 \sin \alpha} \pm \frac{2}{d_2 \sin \alpha} = \frac{2}{d_1 \sin \alpha} \left(1 \pm \frac{1}{i} \right) = \frac{2}{d_1 \sin \alpha} \left(\frac{i \pm 1}{i} \right)$$

E_{red} – modulul de elasticitate redus a materialelor roților;

$$E_{red} = \frac{2E_1 E_2}{E_1 + E_2}$$

μ – coeficientul lui Poisson (caracteristică de deformare).



4.2.3 TRANSMISII MECANICE CU ROȚI DINȚATE CILINDRICE CU DINȚI DREPTI

Calculul de proiectare și verificare a angrenajului cu roți dințate cilindrice cu dinți drepti

Înlocuind elementele în relația lui Hertz vom avea:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{F_t \cdot k_{H\beta} \cdot k_{Hv}}{b_w \cdot \cos \alpha} \cdot \frac{2}{d_1 \sin \alpha} \cdot \left(\frac{i \pm 1}{i}\right) \cdot \frac{E_{red}}{2\pi(1-\mu^2)}} \leq [\sigma_H]; \quad \cos \alpha \cdot \sin \alpha = \frac{1}{2} \sin 2\alpha$$

$Z_H = \sqrt{\frac{2}{\sin 2\alpha}}$ – coeficient care ține cont de forma suprafețelor conjugate ale dinților;

$Z_M = \sqrt{\frac{E_{red}}{\pi(1-\mu^2)}}$ – coeficient care ia în considerație proprietățile mecanice ale roților dințate;

$W_{Ht} = \frac{F_t}{b_w} \cdot k_{H\beta} \cdot k_{Hv}$ – forța tangențială specifică de calcul la tensiuni de contact.

Astfel în final obținem relația pentru calculul de verificare:

$$\sigma_H = Z_H \cdot Z_M \sqrt{\frac{W_{Ht}}{d_1} \cdot \frac{i \pm 1}{i}} \leq [\sigma_H]$$



4.2.3 TRANSMISII MECANICE CU ROȚI DINȚATE CILINDRICE CU DINȚI DREPTI

Calculul de proiectare și verificare a angrenajului cu roți dințate cilindrice cu dinți drepti

La proiectare se determină dimensiunile roților și caracteristicile geometrice ale angrenajului reieșind din relația pentru calculul de verificare:

$$\sigma_H = Z_H \cdot Z_M \sqrt{\frac{W_{Ht}}{d_1} \cdot \frac{i \pm 1}{i}} \leq [\sigma_H]$$

Înlocuind parametrii cunoscuți inițiali aducem relația la o formă convenabilă pentru calcul;

$$W_{Ht} = \frac{F_t}{b_w} \cdot k_{H\beta} \cdot k_{H\alpha} = \frac{2T_1}{d_1^2 \cdot \psi_{bd}} \cdot k_{H\beta} \cdot k_{H\alpha}; \quad F_t = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2T_2}{d_2}; \quad b_w = \psi_{bd} \cdot d_1; \quad \psi_{bd} = \frac{b_w}{d_1} = 0,1 \dots 1,6 \quad (2)$$

$$\sigma_H = Z_H \cdot Z_M \sqrt{\frac{2T_1 \cdot k_{H\beta} \cdot k_{H\alpha}}{\psi_{bd} \cdot d_1^3} \cdot \frac{i \pm 1}{i}} \leq [\sigma_H];$$

Coeficientul $k_{H\beta}$ se alege din tabele în dependență de poziția roților față de reazeme (simetrică, asimetrică sau în consolă) și lățimea roților (ψ_{bd} – coeficientul lățimii roții b_w în raport cu diametrul pinionului d_1).



4.2.3 TRANSMISII MECANICE CU ROȚI DINȚATE CILINDRICE CU DINȚI DREPTI

Calculul de proiectare și verificare a angrenajului cu roți dințate cilindrice cu dinți drepti

Din condiția de rezistență la tensiuni de contact determină diametrul de divizare a pinionului d_1 :

$$d_1 = k_d \sqrt[3]{\frac{2T_1 \cdot k_{H\beta}}{\psi_{bd} \cdot [\sigma_H]^2} \cdot \frac{i \pm 1}{i}}$$

unde: $k_d = \sqrt[3]{(Z_H \cdot Z_M)^2 \cdot 2k_{Hv}}$ – coeficient diametral.

De asemenea din condiția de rezistență la tensiuni de contact putem determina și distanța dintre axe a_w introducând următoarele substituiri:

$$T_2 = T_1 \cdot i; \quad b_w = \psi_{ba} \cdot a_w; \quad d_1 = \frac{2 \cdot a_w}{i \pm 1}$$

$$a_w = k_a (i \pm 1) \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot k_{H\beta}}{\psi_{ba} \cdot i^2 \cdot [\sigma_H]^2}}$$

unde: $k_a = \sqrt[3]{(Z_H \cdot Z_M)^2 \cdot 0,5k_{Hv}}$ – coeficientul distanței dintre axe.



4.2.3 TRANSMISII MECANICE CU ROȚI DINȚATE CILINDRICE CU DINȚI DREPTI

Calculul de proiectare și verificare a angrenajului cu roți dințate cilindrice cu dinți drepti

Calculul de rezistență la încovoiere.

Cel mai periculos moment în vederea calculului la încovoiere, este momentul de intrare și ieșire din angrenaj a perechii de dinți, deoarece forța normală este concentrată la vârful dintelui.

Pentru modelarea problemei de proiectare și verificare se admit următoarele ipoteze:

- Toată sarcina în angrenaj se transmite cu o pereche de dinți și este aplicată în vârful dintelui;
- Materialul este omogen și continuu;
- Materialul este izotrop (are aceleași constante elastice pe toate direcțiile);
- Materialul este absolut elastic;
- Dintele se examinează sub forma unei bare scurte cu condiția $h \geq S$;
- Se admite aplicarea metodei secțiunilor plane de determinare a sarcinilor și tensiunilor;
- Se admite aplicarea principiului Bernoulli. Secțiunile plane și normale la axa barei înainte de deformare, rămân plane și normale la axa și după deformare;
- Dintele se încarcă suplimentar cu concentratori de tensiuni în zona de racordare a piciorului.



4.2.3 TRANSMISII MECANICE CU ROȚI DINȚATE CILINDRICE CU DINȚI DREPTI

Calculul de proiectare și verificare a angrenajului cu roți dințate cilindrice cu dinți drepti

Tensiunea de încovoiere σ_F la baza dintelui se determină ca diferența dintre tensiunea de încovoiere σ_i și tensiunea de comprimare σ_c :

unde: $\sigma_i = \frac{M_{\hat{i}}}{W}$, – tensiunea de încovoiere a dintelui;

$\sigma_c = \frac{F_r'}{A}$, – tensiunea de comprimare a dintelui;

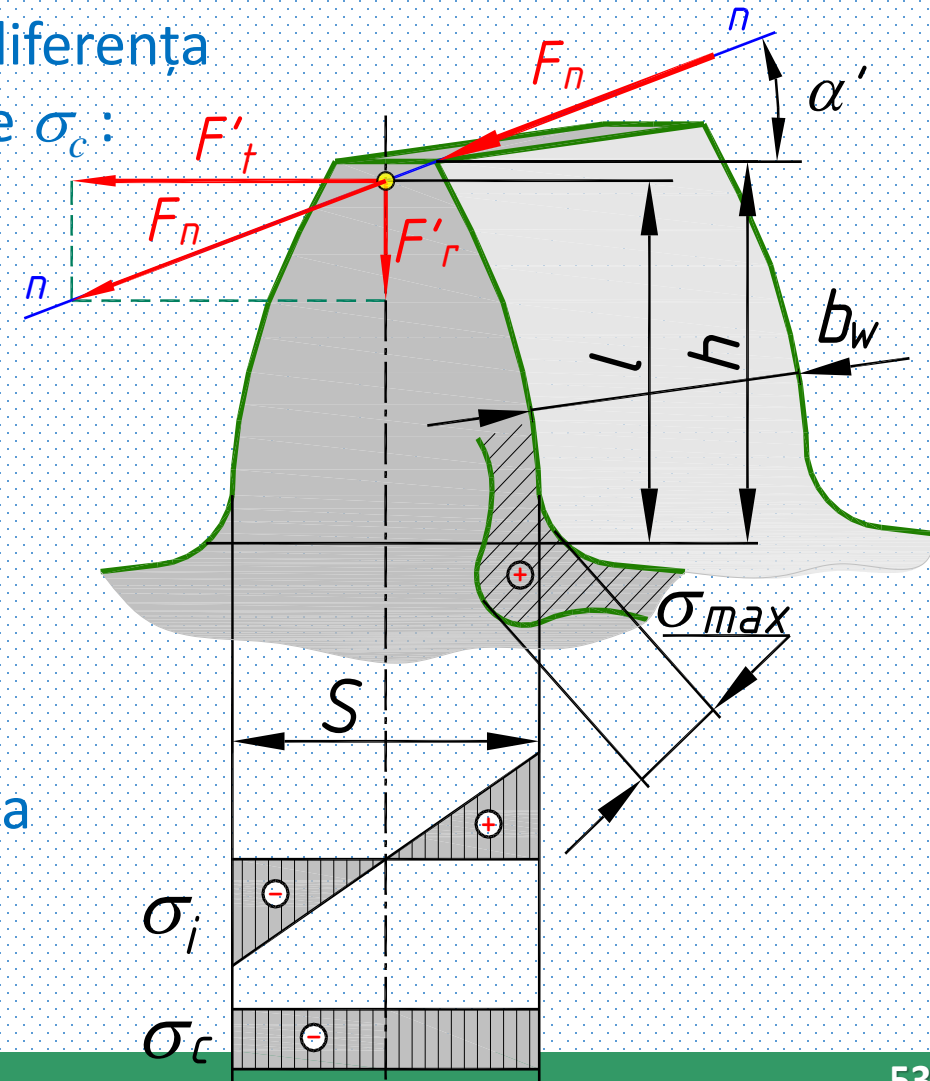
$M_{\hat{i}} = F_t' \cdot l$, – momentul de încovoiere a dintelui;

$k_F = k_{F\beta} \cdot k_{Fv}$ – coeficientul sarcinii de specifice;

k_T – coeficient teoretic de concentrație a tensiunilor;

Tensiunea de încovoiere în secțiunea periculoasă amplasată la baza dintelui:

$$\sigma_F = \left(\frac{F_t' \cdot l}{W} - \frac{F_r'}{A} \right) k_F \cdot k_T \leq [\sigma_F]$$





4.2.3 TRANSMISII MECANICE CU ROȚI DINȚATE CILINDRICE CU DINȚI DREPTI

Calculul de proiectare și verificare a angrenajului cu roți dințate cilindrice cu dinți drepti

În schema de calcul alăturată forța normală se determină din relația:

$$F_n = F_t / \cos \alpha$$

unde: F_t – forța tangențială;

α – unghiul de angrenare;

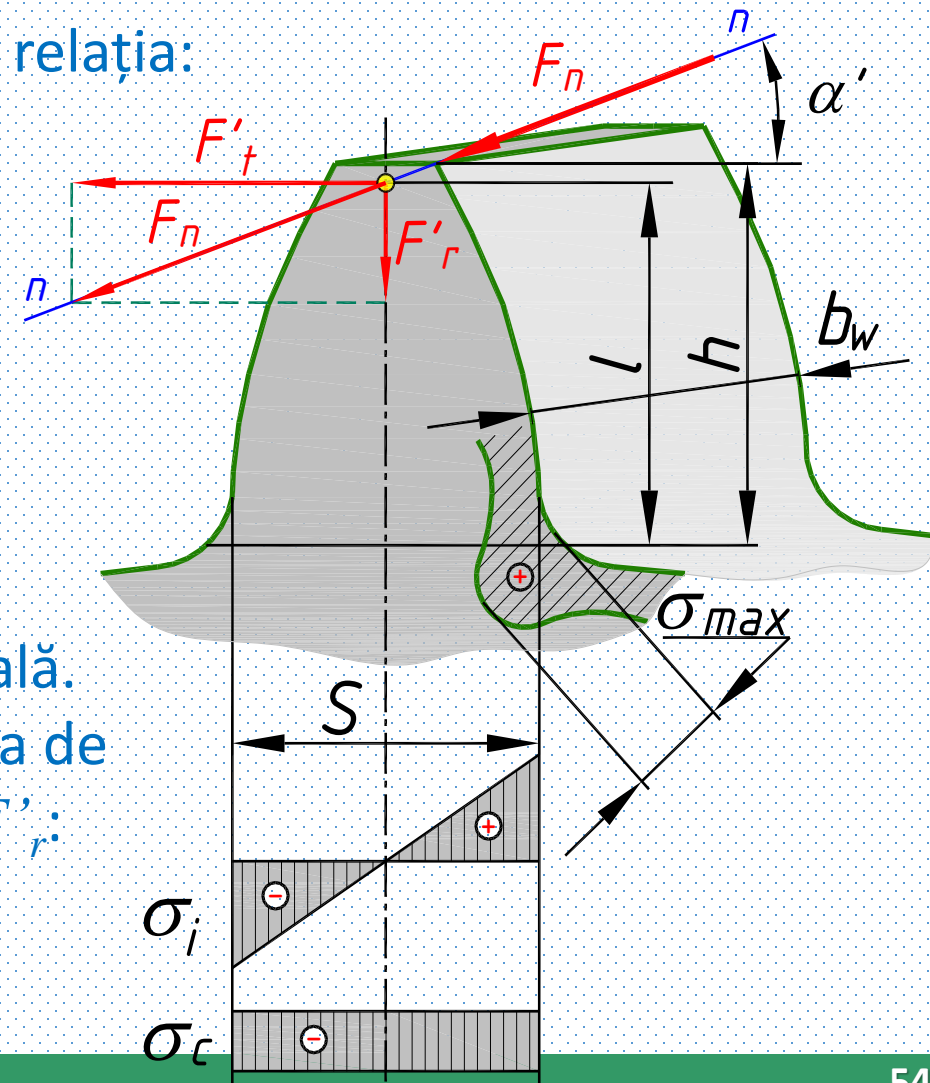
α' – unghiul direcției forței normale F_n aplicată la axa simetriei dintelui. Unghiul α' este puțin mai mare de cât unghiul de angrenare α : $\alpha' = \alpha + \Delta\alpha$

$\Delta\alpha'$ – unghiul axei de simetrie a dintelui față de poziția centrală.

Forța normală F_n se transferă în lungul liniei de acțiune pe axa de simetrie a dintelui și se descompune în componentele F'_t și F'_r :

$$F'_t = F_n \cos \alpha' = F_t \frac{\cos \alpha'}{\cos \alpha},$$

$$F'_r = F_n \sin \alpha' = F_t \frac{\sin \alpha'}{\cos \alpha}$$





4.2.3 TRANSMISII MECANICE CU ROȚI DINȚATE CILINDRICE CU DINȚI DREPTI

2.3.4 Calculul de proiectare și verificare a angrenajului cu roți dințate cilindrice cu dinți drepti

Tensiunea de încovoiere în secțiunea periculoasă amplasată la baza dintelui:

$$\sigma_F = \left(\frac{F'_t \cdot l}{W} - \frac{F'_r}{A} \right) k_F \cdot k_T \leq [\sigma_F]$$

unde: $W = b_w s^2 / 6$ – momentul de rezistență la încovoiere;

$A = b_w s$ – aria secțiunii la baza dintelui;

b_w - lungimea de referință a dintelui;

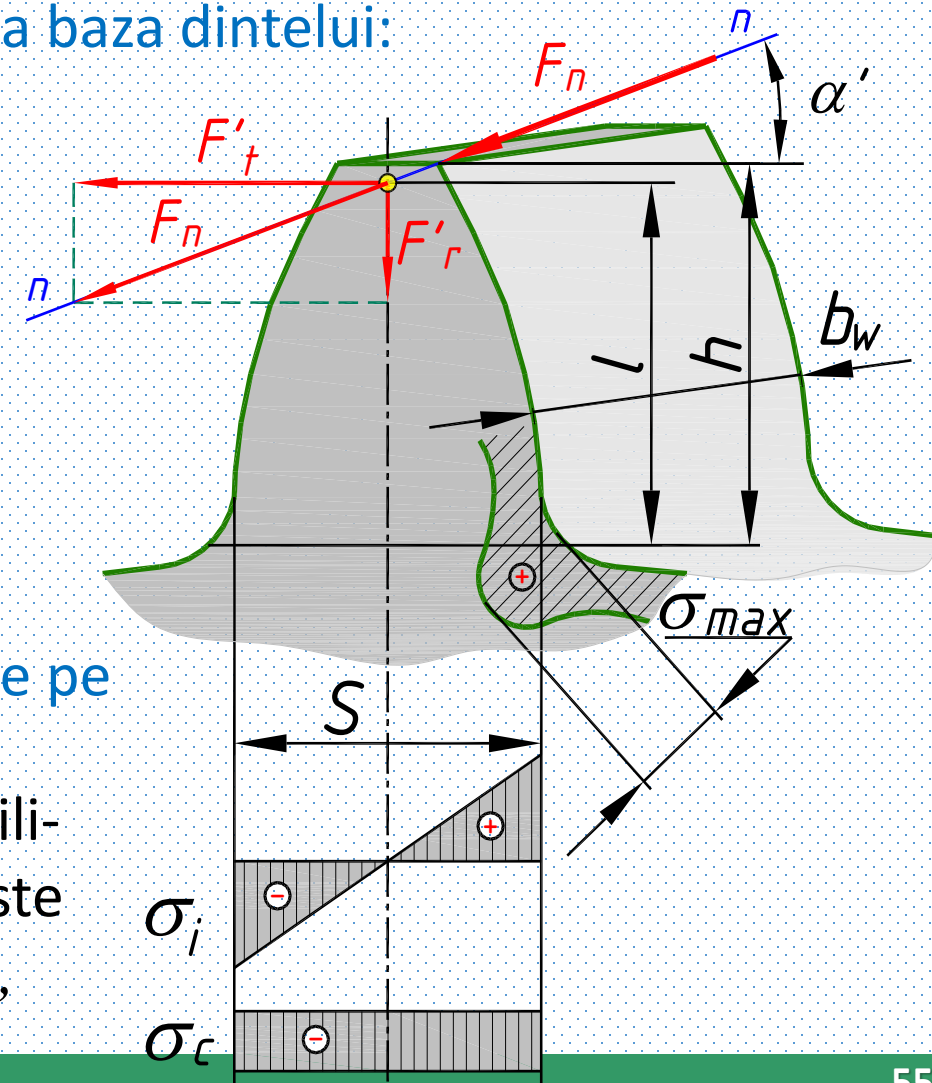
s – grosimea dintelui în secțiunea periculoasă;

l – înălțimea dintelui până la punctul de aplicare a forței pe axa dintelui.

Semnul “-” indică că se adoptă ca tensiuni de calcul tensiunile pe partea întinsă a dintelui.

Valorile dimensiunilor l și s nu sunt comode pentru calcul. Utilizând asemănarea geometrică a dinților de diferit modul, aceste valori se exprimă prin coeficienții adimensionali $l \cdot m$ și $s' = s \cdot m$,

unde m – modulul dinților.





4.2.3 TRANSMISII MECANICE CU ROȚI DINȚATE CILINDRICE CU DINȚI DREPTI

Calculul de proiectare și verificare a angrenajului cu roți dințate cilindrice cu dinți drepti

Înlocuind componentele, relația tensiunii se transformă în următoarea:

$$\sigma_F = \frac{F_t \cdot k_{F\beta} \cdot k_{Fv}}{b_W m} \left[\frac{6 \cdot l'}{(s')^2} \cdot \frac{\cos \alpha'}{\cos \alpha} - \frac{\sin \alpha'}{s' \cos \alpha} \right] k_T \leq [\sigma_F]$$

Introducem W_{Ft} – forța tangențială specifică de calcul

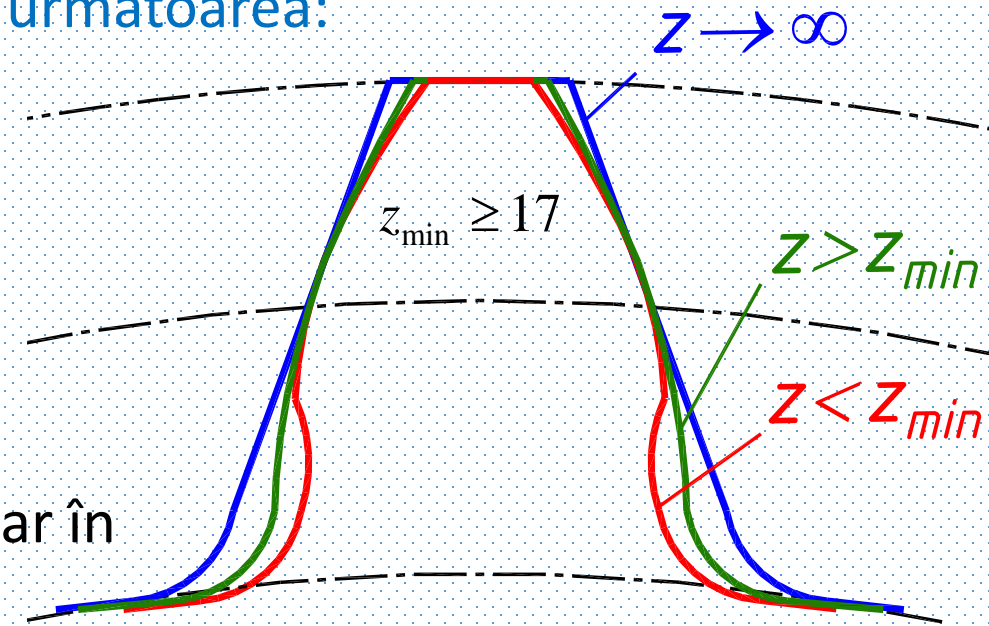
$$W_{Ft} = \frac{F_t \cdot k_{F\beta} \cdot k_{Fv}}{b_W},$$

și Y_F – coeficientul formei dintelui, care se determină tabelar în dependență de numărul de dinți z ,

$$Y_F = \left[\frac{6 \cdot l'}{(s')^2} \cdot \frac{\cos \alpha'}{\cos \alpha} - \frac{\sin \alpha'}{s' \cos \alpha} \right] k_T,$$

obținem condiția de rezistență la încovoiere:

$$\sigma_F = Y_F \frac{W_{Ft}}{m} \leq [\sigma_F]$$



Asupra coeficientului Y_F influențează și factorul de corijare a dintelui. Corijarea se folosește când nu se asigură rezistența la încovoiere sau când $z < 17$.



4.2.3 TRANSMISII MECANICE CU ROȚI DINȚATE CILINDRICE CU DINȚI DREPTI

Calculul de proiectare și verificare a angrenajului cu roți dințate cilindrice cu dinți drepti

Calculul de proiectare la tensiuni de încovoiere.

La calculul de proiectare se determină caracteristicile constructive (geometrice) a dintelui.

Introducem următoarele înlocuiri în condiția de rezistență la încovoiere:

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1}, \quad b_w = \psi_{bd} \cdot d_1, \quad d_1 = m \cdot z_1,$$

Obținem următoarea relație:

$$\sigma_F = Y_{F1} \frac{2T_1 \cdot k_{F\beta} \cdot k_{Fv}}{m^3 \cdot z_1^2 \cdot \psi_{bd}} \leq [\sigma_F]$$

Din această relație determinăm modulul angrenajului:

$$m \geq k_m \sqrt[3]{Y_{F1} \frac{T_1 \cdot k_{F\beta} \cdot k_{Fv}}{\psi_{bd} \cdot z_1^2 \cdot [\sigma_F]}}$$

unde $k_m = 1.4$ – coeficientul modulului (angrenaj cu dinți drepti).



4.2.3 TRANSMISII MECANICE CU ROȚI DINȚATE CILINDRICE CU DINȚI DREPTI

Algoritmul de proiectare a transmisiei cu roți dințate cilindrice cu dinți drepti:

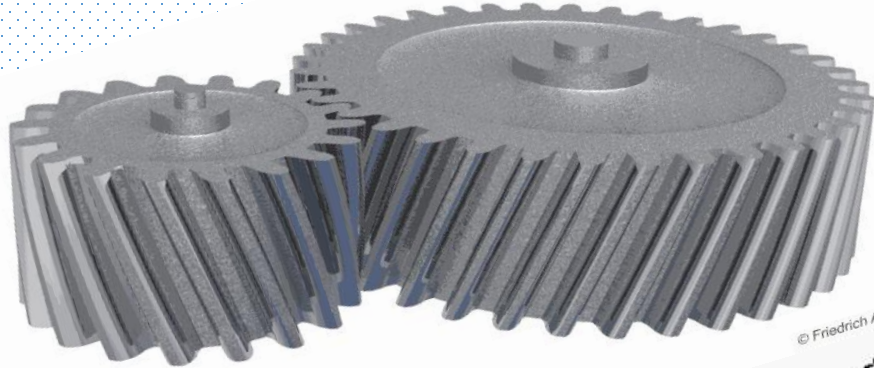
1. Alegerea materialului pentru pinion și roată dințată;
2. Calculul tensiunilor admisibile;
3. Determinarea parametrilor constructivi principali de calcul (d_1 sau a_w și b_w);
4. Determinarea modulului de angrenare, și acceptarea lui din șirul standardizat;
5. Determinarea numărului de dinți z_1 și z_2 ;
6. Concretizarea valorii reale a raportului de transmitere i_{real} . În continuare se va utiliza i_{real} ;
7. Efectuarea calculului geometric al angrenajului;
8. Calculul forțelor în angrenaj;
9. Determinarea vitezei liniare în angrenaj și stabilirea treptei de precizie;
10. Calculul de verificare a angrenajului la tensiuni de contact și la tensiuni de încovoiere.



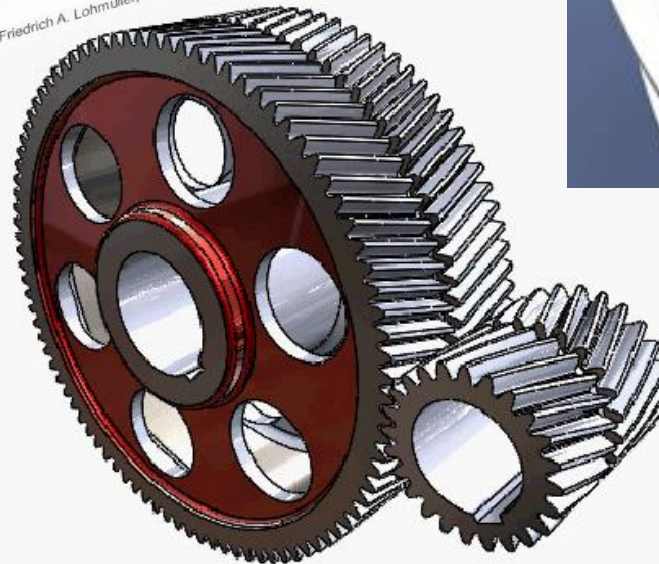
4.2.4 TRANSMISII MECANICE CU ROȚI DINȚATE CILINDRICE CU DINȚI ÎNCLINAȚI

Particularități geometrice a angrenajului cu roți dințate cilindrice cu dinți înclinați

Roțile dințate cu dantura înclinată au dinții înclinați față de generatoarea cilindrului de divizare la un oarecare unghi β . Axele roților rămân paralele.



© Friedrich A. Lohmüller, 2010



Avantajele transmisiilor cu roți dințate cilindrice cu dinți înclinați:

- capacitate portantă mai mare față de roțile cu dinți drepti;
- dimensiuni de gabarit mai mici;
- Sunt mai silențioase.

Dezavantaje:

- apariția caracteristicii geometrice β ;
- apariția forței axiale F_a care soliciță suplimentar reazemele.



4.2.4 TRANSMISII MECANICE CU ROȚI DINȚATE CILINDRICE CU DINȚI ÎNCLINAȚI

Particularități geometrice a angrenajului cu roți dințate cilindrice cu dinți înclinați

Parametrii geometrici a roții dințate cilindrice cu dinți înclinați:

$\beta = 8...20^\circ$ – unghiul de înclinare a dinților;

$l = \frac{b_w}{\cos \beta}$ – lungimea dintelui;

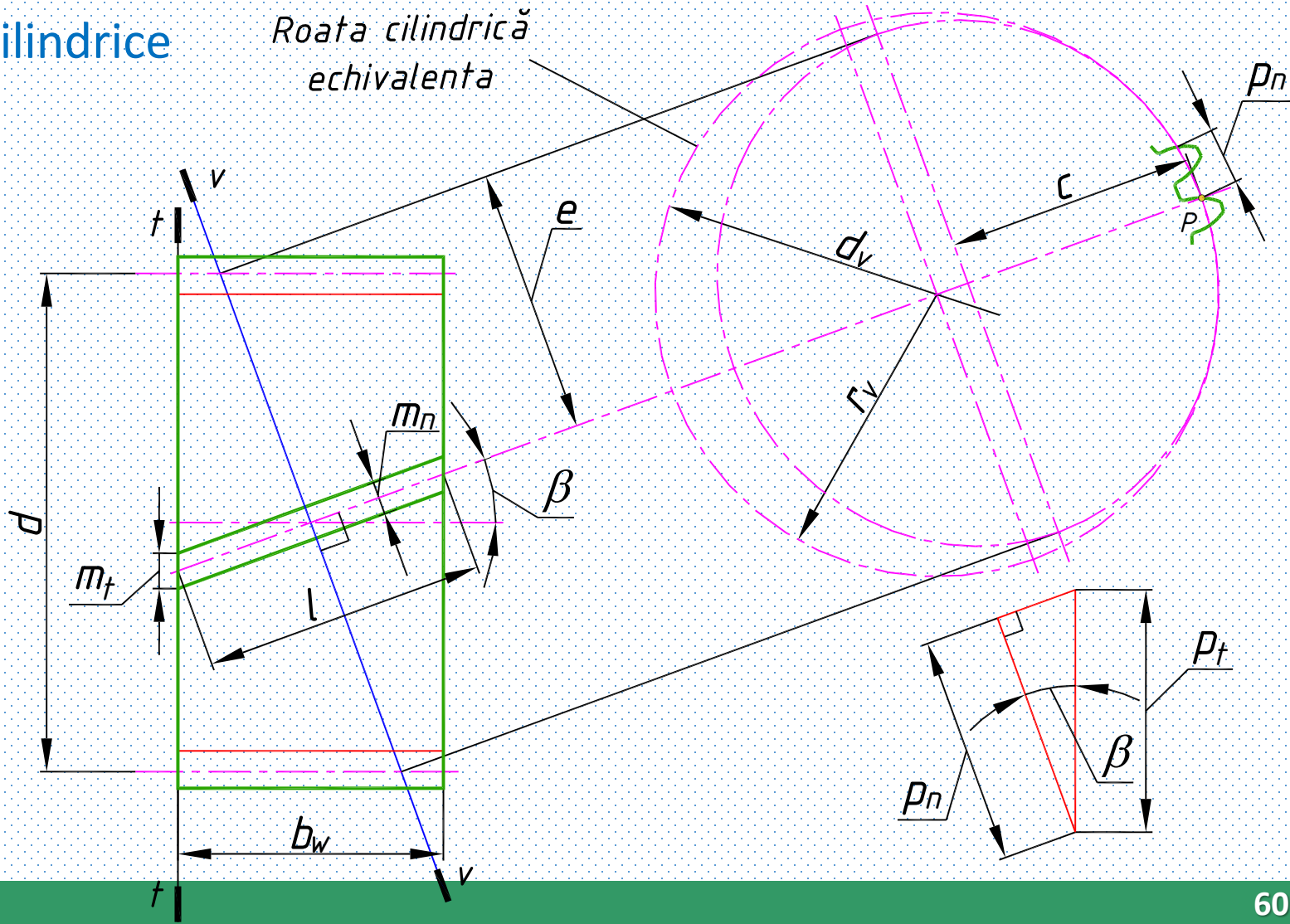
$d = m_t \cdot z$ – diametrul de divizare;

$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta}$, – modulul frontal;

$m_n = \frac{p_n}{\pi}$ – modulul normal;

$$d = m_t \cdot z = \frac{m_n \cdot z}{\cos \beta},$$

b_w – lățimea roții dințate.





4.2.4 TRANSMISII MECANICE CU ROȚI DINȚATE CILINDRICE CU DINȚI ÎNCLINAȚI

Particularități geometrice a angrenajului cu roți dințate cilindrice cu dinți înclinați

Pentru calculul de proiectare și verificare se examinează roata dințată în secțiunea planului $v-v$ (roata dințată cu dinți drepte echivalentă roții cu dinți înclinați).

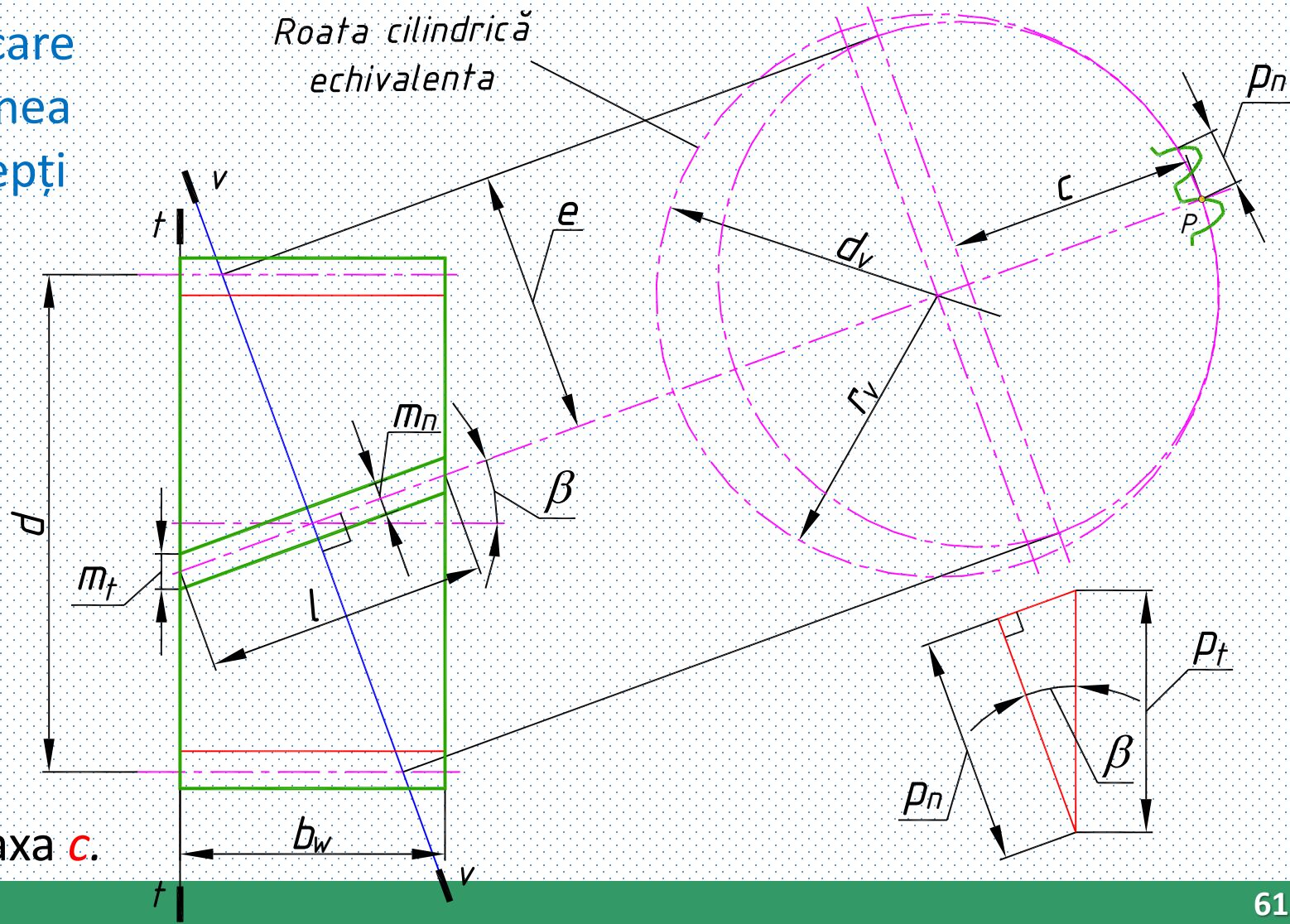
În planul $v-v$ se obține o roată în formă de elipsă cu semiaxa mare e și semiaxa mică c .

$$e = \frac{d}{2 \cos \beta}, \quad c = d/2$$

$$r_v = \frac{e^2}{c} = \frac{d^2}{d \cos^2 \beta} = \frac{d}{2 \cos^2 \beta} \text{ -- raza cer-$$

cului de divizare a roții echivalente.

Polul de angrenare P se află pe semiaxa c .





Particularități geometrice a angrenajului cu roți dințate cilindrice cu dinți înclinați

Determinăm parametrii geometrici ai roții dințate echivalentă cu dinți dreți:

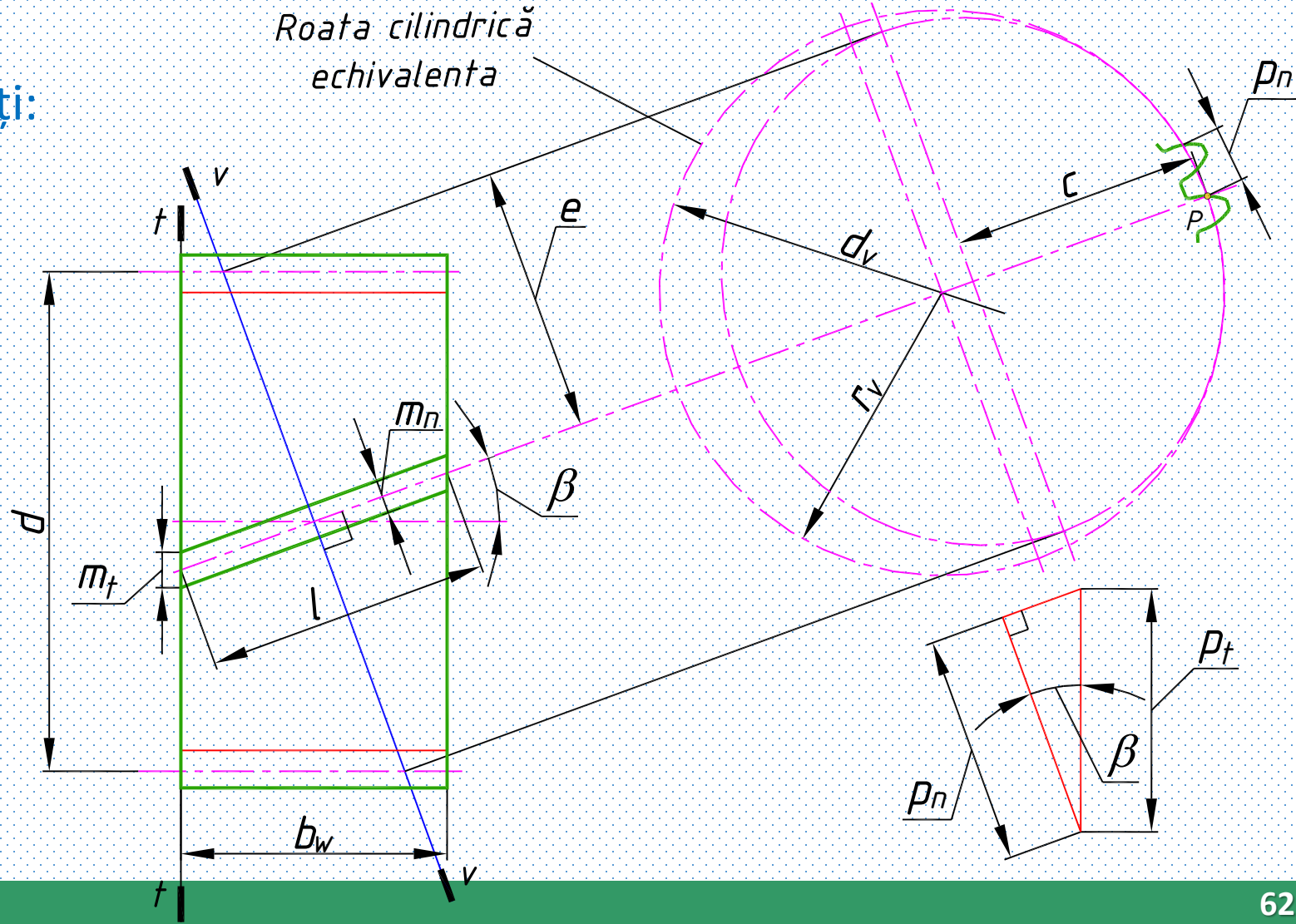
– diametrul de divizare a roții echivalente – d_v :

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

$$d_v = m_n \cdot z_v = \frac{m_t \cdot z}{\cos^2 \beta} = \frac{m_n \cdot z}{\cos^3 \beta}$$

Din relația de mai sus determinăm numărul dinți a roții echivalente – z_v .

$$z_v = \frac{z}{\cos^3 \beta}$$





4.2.4 TRANSMISII MECANICE CU ROȚI DINȚATE CILINDRICE CU DINȚI ÎNCLINAȚI

Particularitățile calculului forțelor în angrenajul cu roți dințate cilindrice cu dinți înclinați

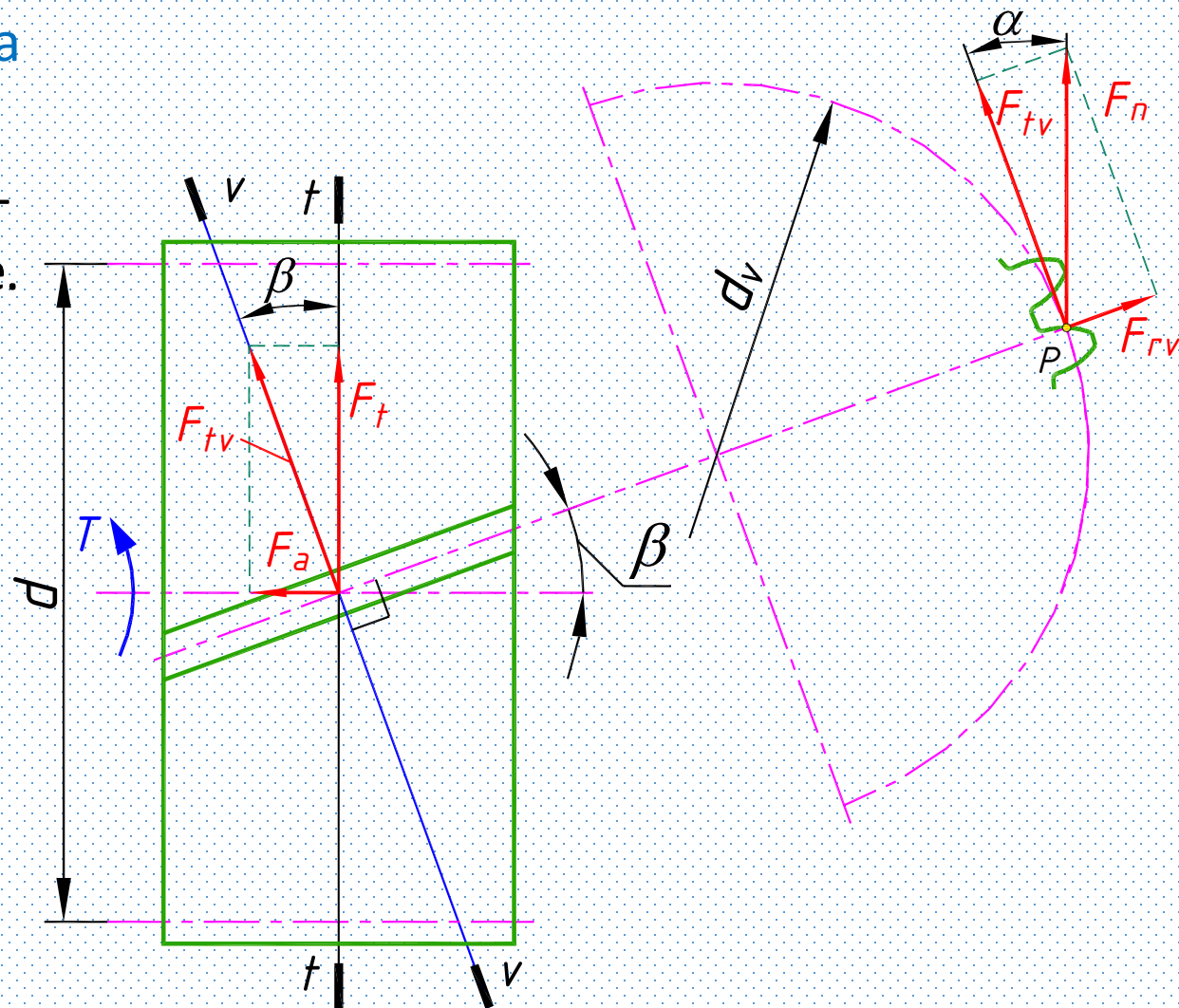
F_n – forța normală îndreptată pe linia de angrenare ca normala comună la suprafețele de lucru ale dinților.

Forța normală F_n este transferată în pol și se descompune în tangențială F_{tv} și radială F_{rv} a roții echivalente.

F_{tv} – forța tangențială a roții echivalente este transferată în planul roții reale și se descompune în tangențială F_t și axială F_a care solicită suplimentar reazemele.

F_t – forța tangențială (forța motrică, forța utilă) care provoacă mișcarea, deoarece formează, împreună cu brațul $d/2$, momentul de torsiune T .

$F_{rv} = F_r$ – forța radială încarcă suplimentar dintele însă nu transmite mișcarea.





4.2.4 TRANSMISII MECANICE CU ROȚI DINȚATE CILINDRICE CU DINȚI ÎNCLINAȚI

Particularitățile calculului forțelor în angrenajul cu roți dințate cilindrice cu dinți înclinați

Cunoscând momentul de torsiune T și diametrul de divizare d se determină:

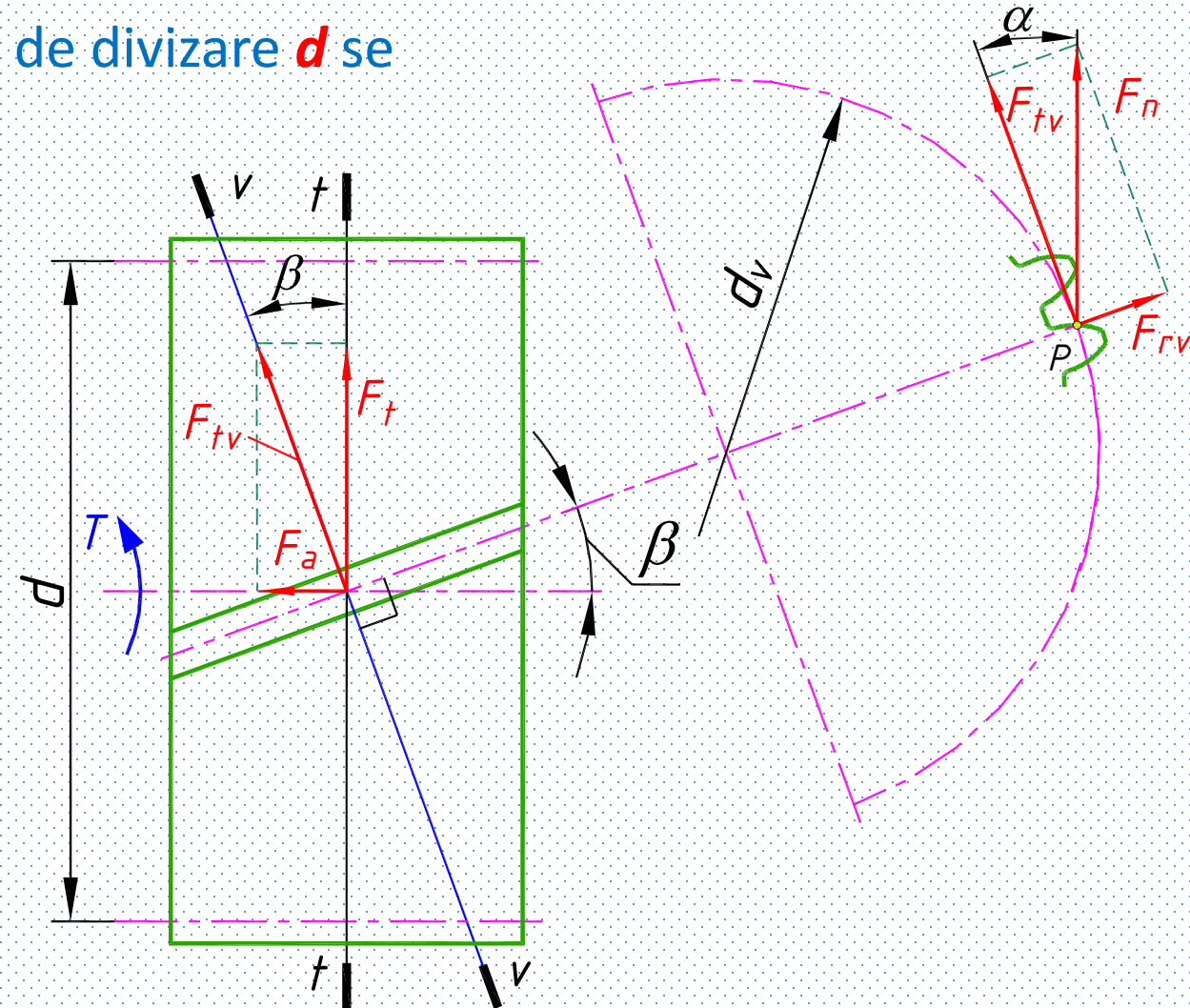
– forța tangențială a roții reale: $F_t = 2T/d$;

– forța tangențială a roții echival.: $F_{tv} = F_t / \cos \beta$;

– forța axială: $F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta$;

– forța radială: $F_{rv} = F_r = F_{tv} \cdot \operatorname{tg} \alpha = F_t \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}$;

– forța normală: $F_n = F_{tv} / \cos \alpha = \frac{F_t}{\cos \alpha \cdot \cos \beta}$.





4.2.4 TRANSMISII MECANICE CU ROȚI DINȚATE CILINDRICE CU DINȚI ÎNCLINAȚI

Particularitățile calculului de proiectare și verificare a angrenajului cilindric cu dinți înclinați

Acest calcul include **calculul rezistenței la presiunea de contact** și **calculul de rezistență la încovoiere**.

Particularitățile calculului rezistenței la presiunea de contact.

Datorită unghiului de înclinare și lungimii mai mare a dintelui în angrenaj se produce multiplicitatea contactului. În contact se află simultan 2, 3 sau mai multe perechi de dinți și deci se produce interacțiune multiplă.

În rezultatul interacțiunii multiple apare o neuniformitate de distribuire a forței între perechile de dinți angrenate și ca urmare sunt introduși următorii coeficienți:

ε_α – coeficientul de acoperire frontală a dintelui;

k_ε – coeficientul scurtării liniei de contact.

Iar valoarea sarcinii specifice distribuită pe linia de contact a dinților va fi:

$$q = \frac{F_n}{l_\Sigma} \cdot k_{H\beta} \cdot k_{Hv} = \frac{F_{t1}}{b_w \cdot k_\varepsilon \cdot \varepsilon_\alpha \cdot \cos \alpha} \cdot k_{H\beta} \cdot k_{Hv} = \frac{2T_1}{d_1 \cdot b_w \cdot k_\varepsilon \cdot \varepsilon_\alpha \cdot \cos \alpha} \cdot k_{H\beta} \cdot k_{Hv}$$



4.2.4 TRANSMISII MECANICE CU ROȚI DINȚATE CILINDRICE CU DINȚI ÎNCLINAȚI

Particularitățile calculului de proiectare și verificare a angrenajului cilindric cu dinți înclinați

Calculul rezistenței la presiunea de contact. Conform relației lui Hertz vom avea:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{q}{\rho_{red}} \cdot \frac{E_{red}}{2\pi(1-\mu^2)}} \leq [\sigma_H]$$

unde: q – sarcina specifică distribuită pe linia de contact a dinților;

$$q = \frac{F_n \cdot k_{H\beta} \cdot k_{Hv}}{l_\Sigma} = \frac{F_{t1} \cdot k_{H\beta} \cdot k_{Hv}}{\frac{b_w}{\cos \beta} \cdot k_\varepsilon \cdot \varepsilon_\alpha \cdot \cos \alpha \cdot \cos \beta} = \frac{2T_1 \cdot k_{H\beta} \cdot k_{Hv}}{d_1 \cdot b_w \cdot k_\varepsilon \cdot \varepsilon_\alpha \cdot \cos \alpha}$$

$\frac{1}{\rho_{red}}$ – raza redusă de curbură a flancurilor dinților roții echivalente în polul de contact;

$$\frac{1}{\rho_{red}} = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2} = \frac{2}{d_{v1} \sin \alpha} \pm \frac{2}{d_{v2} \sin \alpha} = \frac{2 \cos^2 \beta}{d_1 \sin \alpha} \pm \frac{2 \cos^2 \beta}{d_2 \sin \alpha} = \frac{2 \cos^2 \beta}{d_1 \sin \alpha} \left(1 \pm \frac{1}{i}\right) = \frac{2 \cos^2 \beta}{d_1 \sin \alpha} \left(\frac{i \pm 1}{i}\right)$$

E_{red} – modulul de elasticitate redus a materialelor roților;

μ – coeficientul lui Poisson (caracteristică de deformare);

l_Σ – lungimea sumară a liniilor de contact. $l_\Sigma = \frac{b_w}{\cos \beta} \cdot k_\varepsilon \cdot \varepsilon_\alpha$



4.2.4 TRANSMISII MECANICE CU ROȚI DINȚATE CILINDRICE CU DINȚI ÎNCLINAȚI

Particularitățile calculului de proiectare și verificare a angrenajului cilindric cu dinți înclinați

Înlocuind elementele în relația lui Hertz vom avea:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{F_{t1} \cdot k_{H\beta} \cdot k_{Hv}}{b_w \cdot k_\epsilon \cdot \epsilon_\alpha \cdot \cos \alpha} \cdot \frac{2 \cos^2 \beta}{d_1 \sin \alpha} \cdot \left(\frac{i \pm 1}{i}\right) \cdot \frac{E_{red}}{2\pi(1-\mu^2)}} \leq [\sigma_H]; \quad \cos \alpha \cdot \sin \alpha = \frac{1}{2} \sin 2\alpha$$

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cos^2 \beta}{\sin 2\alpha}}$$

– coeficient care ține cont de forma suprafețelor conjugate ale dinților;

$$Z_M = \sqrt{\frac{E_{red}}{\pi(1-\mu^2)}}$$

– coeficient care ia în considerație proprietățile mecanice ale roților dințate;

$$Z_\epsilon = \sqrt{\frac{1}{k_\epsilon \cdot \epsilon_\alpha}}$$

– coeficient care ia în considerație lungimea sumară a liniilor de contact;

$$W_{Ht} = \frac{F_{t1}}{b_w} \cdot k_{H\beta} \cdot k_{Hv} \text{ – forța tangențială specifică de calcul la tensiuni de contact.}$$

Astfel în final obținem relația pentru calculul de verificare:

$$\sigma_H = Z_H \cdot Z_M \cdot Z_\epsilon \sqrt{\frac{W_{Ht}}{d_1} \cdot \frac{i \pm 1}{i}} \leq [\sigma_H]$$



4.2.4 TRANSMISII MECANICE CU ROȚI DINȚATE CILINDRICE CU DINȚI ÎNCLINAȚI

Particularitățile calculului de proiectare și verificare a angrenajului cilindric cu dinți înclinați

La proiectare se determină dimensiunile roților și caracteristicile geometrice ale angrenajului reieșind din relația pentru calculul de verificare:

$$\sigma_H = Z_H \cdot Z_M \cdot Z_\varepsilon \sqrt{\frac{W_{Ht}}{d_1} \cdot \frac{i \pm 1}{i}} \leq [\sigma_H]$$

Înlocuind parametrii cunoscuți inițiali aducem relația la o formă convenabilă pentru calcul;

$$W_{Ht} = \frac{F_t}{b_w} \cdot k_{H\beta} \cdot k_{Hv} = \frac{2T_1}{d_1^2 \cdot \psi_{bd}} \cdot k_{H\beta} \cdot k_{Hv}; \quad F_t = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2T_2}{d_2}; \quad b_w = \psi_{bd} \cdot d_1; \quad \psi_{bd} = \frac{b_w}{d_1} = 0,1 \dots 1,6 \quad (2)$$

$$\sigma_H = Z_H \cdot Z_M \cdot Z_\varepsilon \sqrt{\frac{2T_1 \cdot k_{H\beta} \cdot k_{Hv}}{\psi_{bd} \cdot d_1^3} \cdot \frac{i \pm 1}{i}} \leq [\sigma_H];$$

Coeficientul $k_{H\beta}$ se alege din tabele în dependență de poziția roților față de reazeme (simetrică, asimetrică sau în consolă) și lățimea roților (ψ_{bd} – coeficientul lățimii roții b_w în raport cu diametrul pinionului d_1).



4.2.4 TRANSMISII MECANICE CU ROȚI DINȚATE CILINDRICE CU DINȚI ÎNCLINAȚI

Particularitățile calculului de proiectare și verificare a angrenajului cilindric cu dinți înclinați

Din condiția de rezistență la tensiuni de contact determină diametrul de divizare a pinionului d_1 :

$$d_1 = k_d \sqrt[3]{\frac{2T_1 \cdot k_{H\beta}}{\psi_{bd} \cdot [\sigma_H]^2} \cdot \frac{i \pm 1}{i}}$$

unde: $k_d = \sqrt[3]{(Z_H \cdot Z_M \cdot Z_\varepsilon)^2 \cdot 2k_{Hv}}$ – coeficient diametral.

De asemenea din condiția de rezistență la tensiuni de contact putem determina și distanța dintre axe a_w introducând următoarele substituiri: $T_2 = T_1 \cdot i$; $b_w = \psi_{ba} \cdot a_w$; $d_1 = \frac{2 \cdot a_w}{i \pm 1}$

$$a_w = k_a (i \pm 1) \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot k_{H\beta}}{\psi_{ba} \cdot i^2 \cdot [\sigma_H]^2}},$$

unde: $k_a = \sqrt[3]{(Z_H \cdot Z_M \cdot Z_\varepsilon)^2 \cdot 0,5k_{Hv}}$ – coeficientul distanței dintre axe.

Valorile coeficienților k_d și k_a pentru roți dințate din oțel vor avea următoarele valori:

$k_d = 780(MPa)^{1/3}$; $k_a = 490(MPa)^{1/3}$ – pentru angrenaje cu dinți drepți;

$k_d = 680(MPa)^{1/3}$; $k_a = 430(MPa)^{1/3}$ – pentru angrenaje cu dinți înclinați.



4.2.4 TRANSMISIILE MECANICE CU ROȚI DINȚATE CILINDRICE CU DINȚI ÎNCLINAȚI

Particularitățile calculului de proiectare și verificare a angrenajului cilindric cu dinți înclinați

Particularitățile calculului de rezistență la încovoiere.

Cel mai periculos moment în vederea calculului la încovoiere, este momentul de intrare și ieșire din angrenaj a perechii de dinți, deoarece forța normală este concentrată la vârful dintelui.

Pentru transmisiile cu dantura înclinată relația pentru determinarea tensiunii de încovoiere va avea următoarea formă:

$$\sigma_F = Y_F Y_\beta Y_\varepsilon \frac{W_{Ft}}{m_n} \leq [\sigma_F]$$

unde: Y_F – coeficientul formei dintelui, care se determină tabelar în dependență de numărul de dinți ai roții echivalente z_v : $z_v = \frac{z}{\cos^3 \beta}$,

Y_β – coeficientul unghiului de înclinare a dintelui β : $Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{140}$,

Y_ε – coeficientul care ia în considerație suprapunerea dinților: $Y_\varepsilon = \frac{1}{k_\varepsilon \cdot \varepsilon_\alpha}$,

ε_α – coeficientul de acoperire frontală a dintelui;

k_ε – coeficientul scurtării liniei de contact.



4.2.4 TRANSMISII MECANICE CU ROȚI DINȚATE CILINDRICE CU DINȚI ÎNCLINAȚI

Particularitățile calculului de proiectare și verificare a angrenajului cilindric cu dinți înclinați

Calculul de proiectare la tensiuni de încovoiere.

La calculul de proiectare se determină caracteristicile constructive (geometrice) a dintelui.

Introducem următoarele înlocuiri în condiția de rezistență la încovoiere:

$$W_{Ft} = \frac{F_t \cdot k_{F\beta} \cdot k_{Fv}}{b_w}, \quad F_t = \frac{2T_1}{d_1}, \quad b_w = \psi_{bd} \cdot d_1, \quad d_1 = m_t \cdot z_1, \quad m_t = \frac{m_n}{\cos \beta},$$

Obținem următoarea relație: $\sigma_F = Y_{F1} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta \frac{2T_1 \cdot k_{F\beta} \cdot k_{Fv}}{m_n^3 \cdot z_1^2 \cdot \psi_{bd}} \leq [\sigma_F]$

Din această relație determinăm modulul angrenajului:

$$m_n \geq k_m \sqrt[3]{Y_{F1} \frac{T_1 \cdot k_{F\beta} \cdot k_{Fv}}{\psi_{bd} \cdot z_1^2 \cdot [\sigma_F]}}$$

unde $k_m=1.4$ – coeficientul modulului (angrenaj cu dinți drepti);

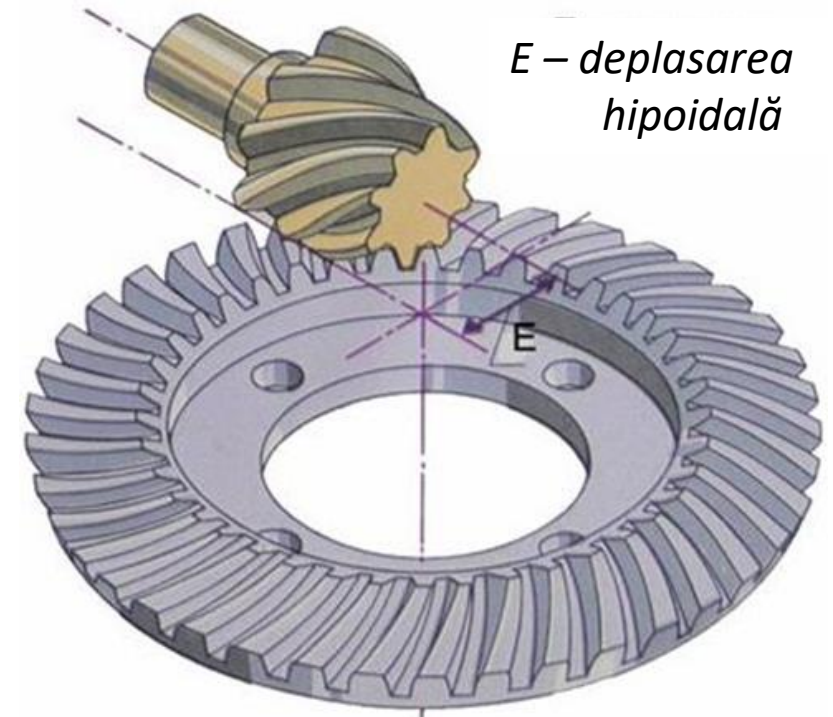
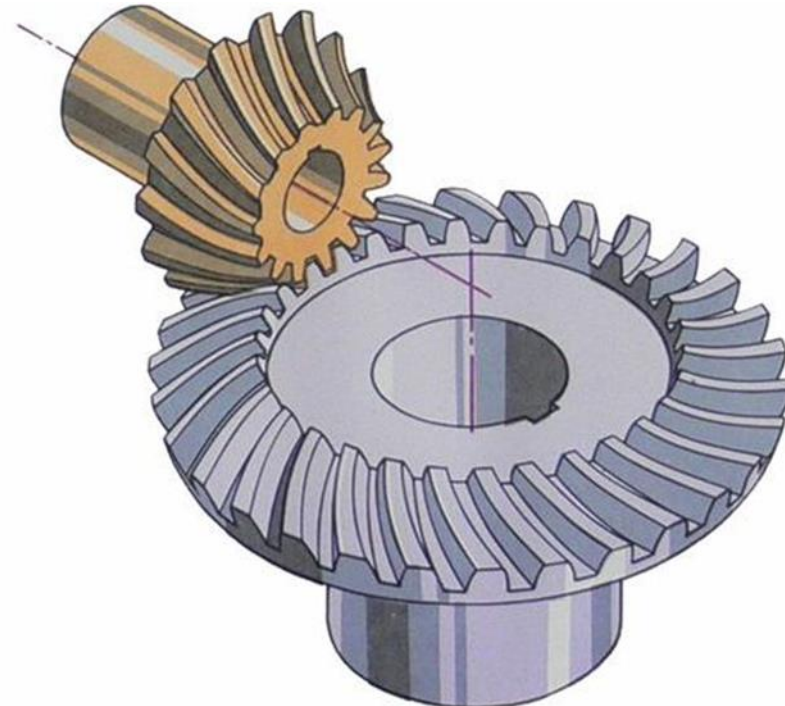
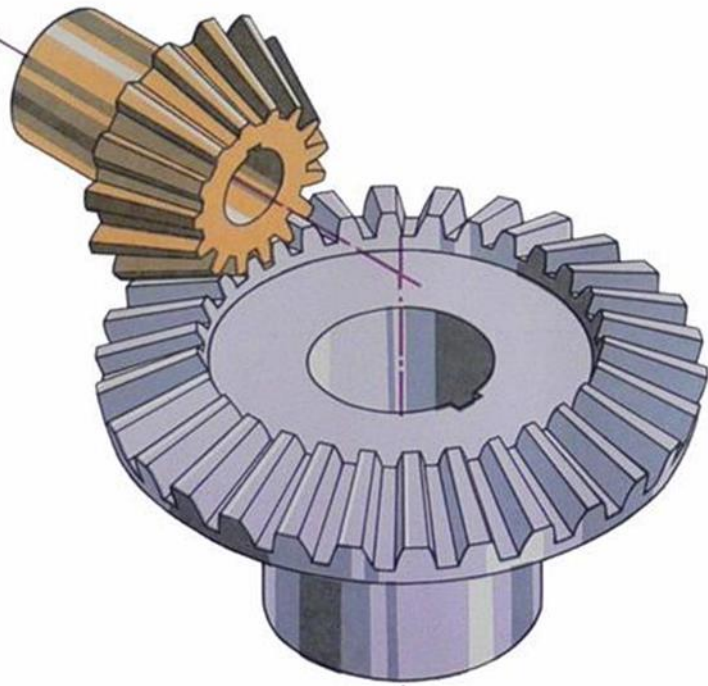
$k_m=1.12$ – coeficientul modulului (angrenaj cu dinți înclinați).



4.2.5 TRANSMISII MECANICE CU ROȚI DINȚATE CONICE

Noțiuni generale și caracteristica

Roțile dințate conice se utilizează în transmisiile la care axele arborilor se intersectează sub un oarecare unghi sumar $\delta_{\Sigma} = \delta_1 + \delta_2$, ($10^{\circ} \leq \delta_{\Sigma} \leq 170^{\circ}$). Cele mai răspândite sunt transmisiile cu unghiul sumar $\delta_{\Sigma} = 90^{\circ}$, unde: δ_1 – unghiul generatoarei de divizare a pinionului iar δ_2 – unghiul generatoarei de divizare a roții.



E – deplasarea hipoidală

Angrenaj conic cu dinți drepti; Angrenaj conic cu dinți curbilinii; Angrenaj conic cu hipoidal.



4.2.5 TRANSMISII MECANICE CU ROȚI DINȚATE CONICE

În comparație cu transmisiile cilindrice, acestea posedă gabarite și masă mai ridicată, sunt mai complicate în execuție și montare, necesită o fixare precisă a poziționării axiale a roților. Cele mai răspândite sunt transmisiile cu dinți dreți și circulari. Acestea din urmă posedă o capacitate portantă mai ridicată și sunt mai silențioase.

Așa cum una dintre roți se amplasează pe consolă, neuniformitatea distribuirii sarcinii pe lungimea dintelui sporește simțitor. Acest fapt conduce la aceea că potrivit datelor experimentale, capacitatea portantă a transmisiei conice alcătuieste numai $\approx 0,85(85\%)$ în comparație cu cea cilindrică.

Cu toate acestea, transmisiile conice sunt destul de răspândite întrucât construcția de mașini adesea impune amplasarea arborilor sub un unghi.



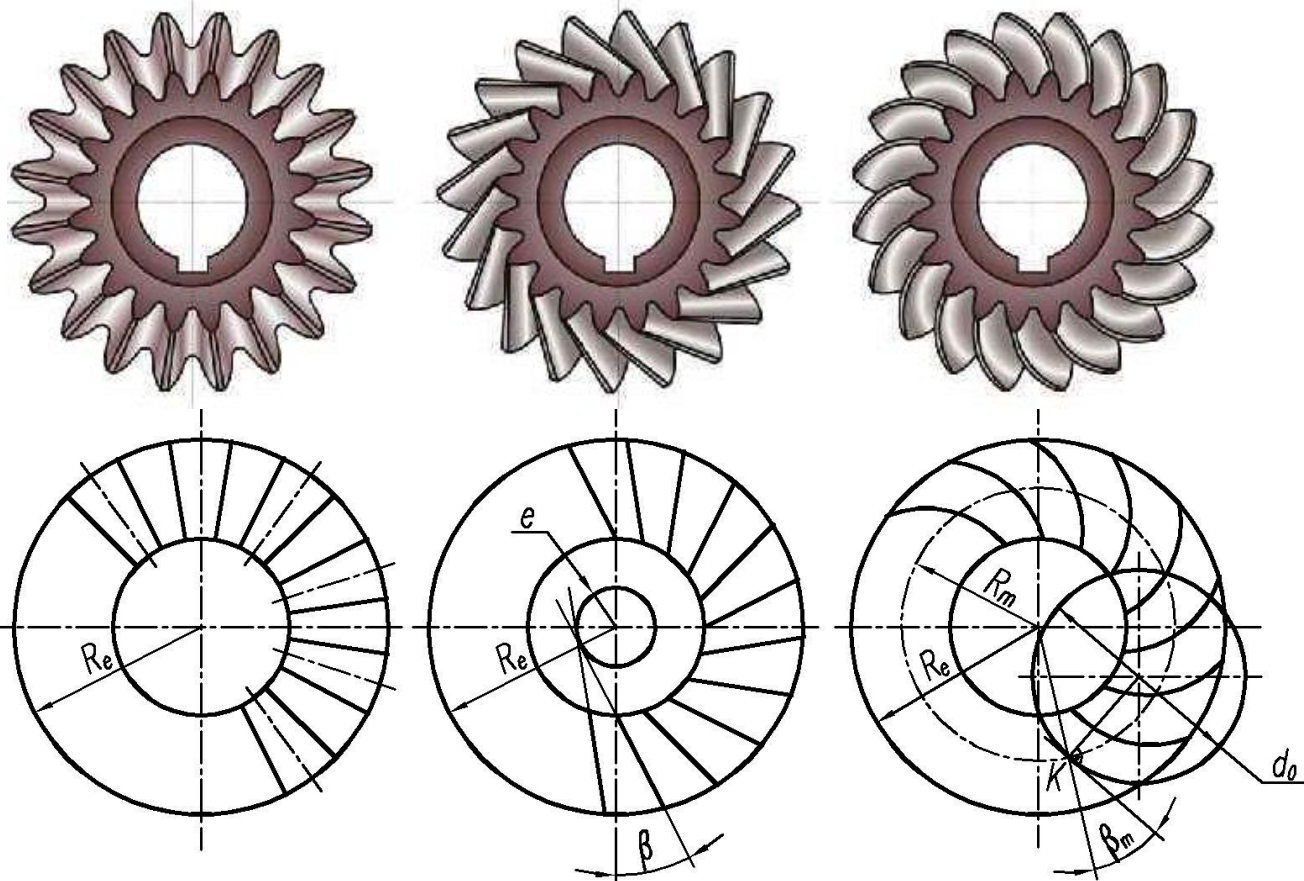


4.2.5 TRANSMISII MECANICE CU ROȚI DINȚATE CONICE

Particularități geometrice a angrenajului cu roți dințate conice

După poziția și forma dintelui angrenajele cu roți dințate conice pot fi:

cu dinți dreapți; cu dinți înclinați; cu dinți curbilinii.



Raportul de transmitere

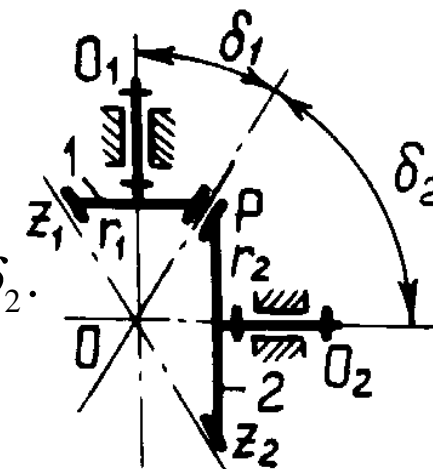
Unghiurile generatoarelor de divizare inițiale δ_1 și δ_2 sunt legate de raportul de transmitere.

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{r_2}{r_1},$$

$$r_1 = OP \sin \delta_1; \quad r_2 = OP \sin \delta_2.$$

$$i_{12} = \frac{OP \sin \delta_2}{OP \sin \delta_1} = \frac{\sin \delta_2}{\sin \delta_1}.$$

În cazul când $\delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$



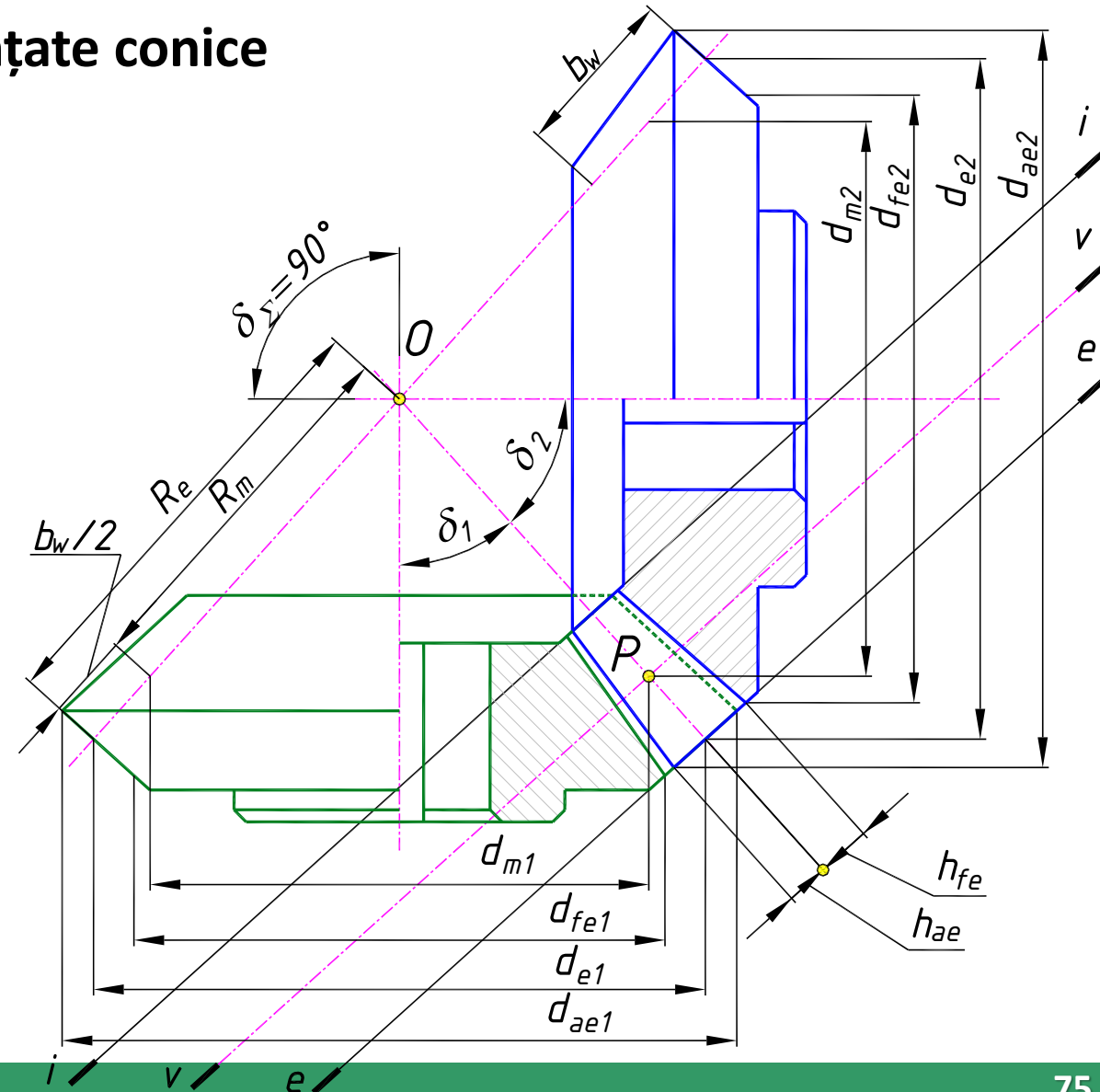
$$i_{12} = \operatorname{tg} \delta_2$$



4.2.5 TRANSMISII MECANICE CU ROȚI DINȚATE CONICE

Particularități geometrice a angrenajului cu roți dințate conice

- $\delta_1 = 90 - \delta_2$ – unghiul generatoarei de divizare a pinionului;
- $\delta_2 = \arctg i_{12}$ – unghiul generatoarei de divizare a roții;
- $R_e = d_e / 2 \sin \delta$ – lungimea exterioară a generatoarei conurilor de divizare;
- $R_m = R_e - 0.5b_w$ – lungimea medie a generatoarei conurilor de divizare;
- $m_e = p_e / \pi$ – modulul pe secțiunea exterioară;
- $m_m = m_e \frac{R_m}{R_e}$ – modulul pe secțiunea exterioară;
- $b_w = \psi_{bd} \cdot d_{m1}$ – lățimea coroanei dințate.



Transmisia conică se standardizează pe secțiunea exterioară.



4.2.5 TRANSMISII MECANICE CU ROȚI DINȚATE CONICE

Particularități geometrice a angrenajului cu roți dințate conice

$$d_{e1} = m_e \cdot z_1$$

– diametrul de divizare pe secțiunea exterioară;

$$d_{e2} = m_e \cdot z_2$$

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2m_e \cdot \cos \delta_1$$

– diametrul de cap al dinților pe secțiunea exterioară;

$$d_{ae2} = d_{e2} + 2m_e \cdot \cos \delta_2$$

$$d_{fe1} = d_{e1} - 2,5m_e \cdot \cos \delta_1$$

– diametrul de picior al dinților pe secțiunea exterioară;

$$d_{fe2} = d_{e2} - 2,5m_e \cdot \cos \delta_2$$

$$d_{m1} = m_m \cdot z_1$$

– diametrul de divizare pe secțiunea medie a dinților;

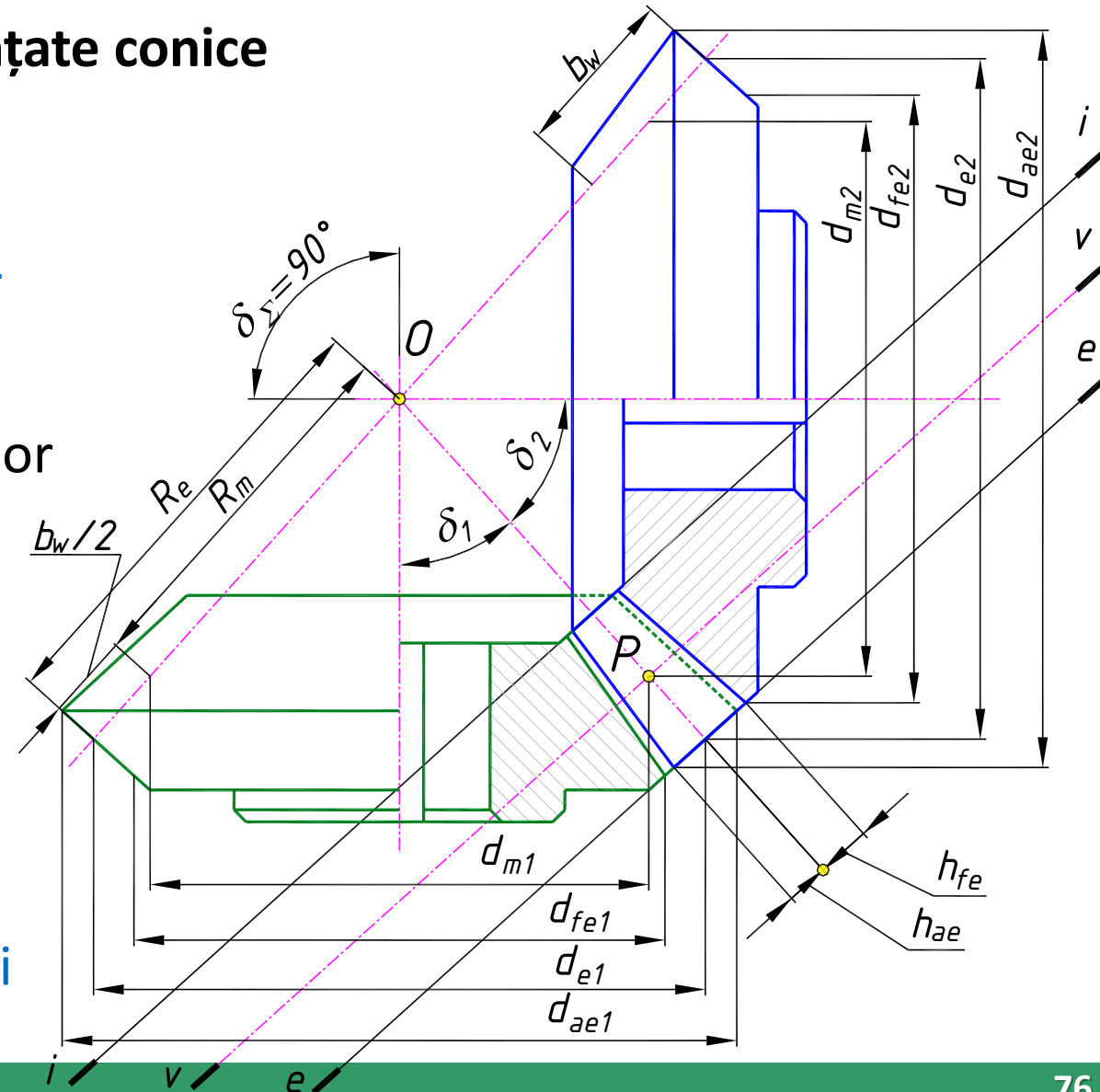
$$d_{m2} = m_m \cdot z_2$$

$$h_{ae} = 1 \cdot m_e$$

– înălțimea capului dintelui pe secțiunea exterioară;

$$h_{fe} = 1,25 \cdot m_e$$

– înălțimea piciorului dintelui pe secțiunea exterioară.





4.2.5 TRANSMISII MECANICE CU ROȚI DINȚATE CONICE

Particularități geometrice a angrenajului cu roți dințate conice – roata echivalentă

Pentru calculul de proiectare și verificare se examinează roata dințată în secțiunea planului $v-v$ (roata dințată cu dinți drepti echivalentă roții conice).

Planul $v-v$ a secțiunii roții echivalente se suprapune cu planul secțiunii medii.

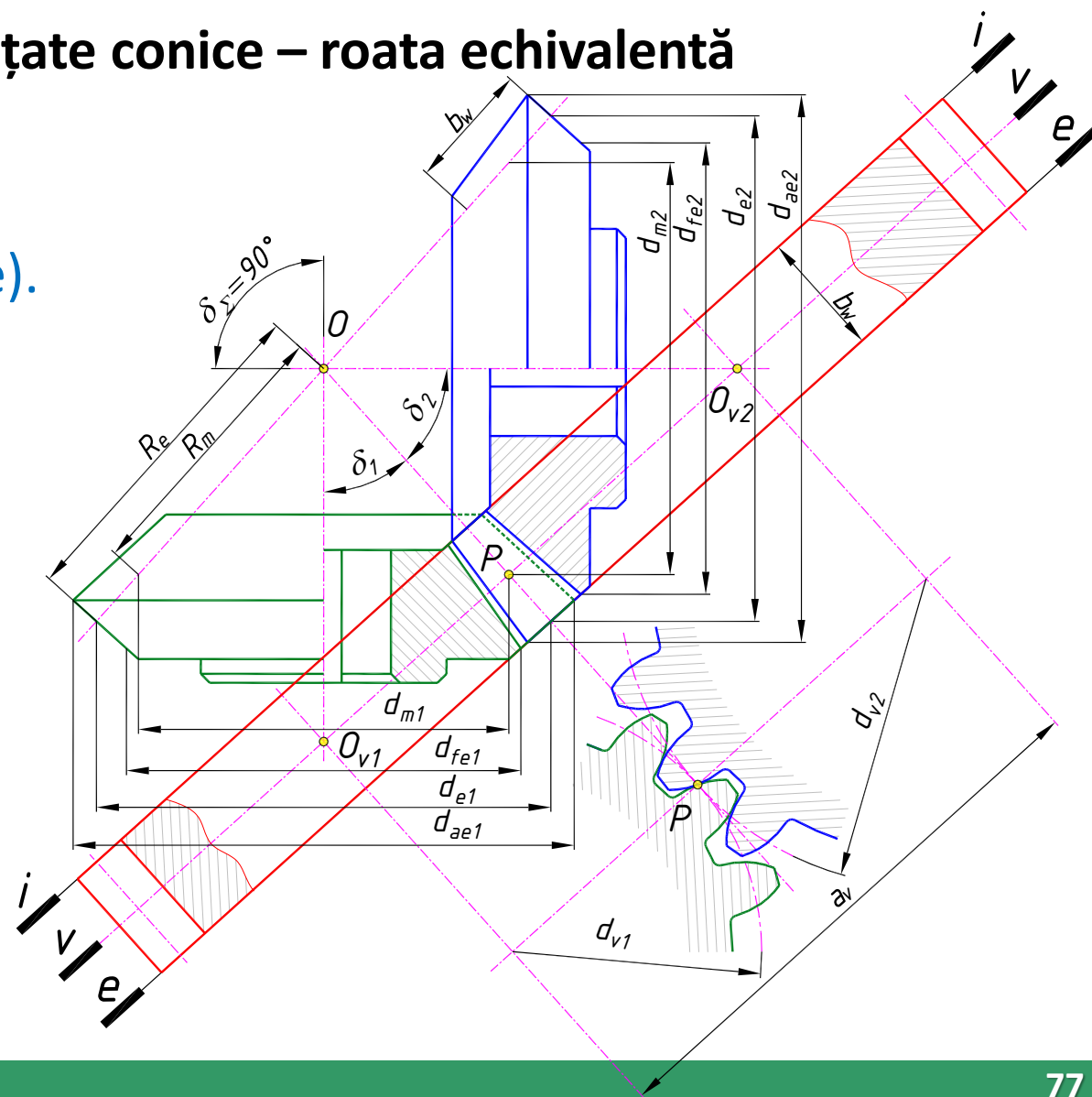
Modulul roții echivalente va fi (m_m).

$d_{v1} = \frac{d_{m1}}{\cos \delta_1}$ – diametrele de divizare a roților echivalente.

$$d_{v2} = \frac{d_{m2}}{\cos \delta_2}$$

$$d_{v1} = \frac{d_{m1}}{\cos \delta_1} = m_m \cdot z_{v1} = \frac{m_m \cdot z_1}{\cos \delta_1} \Rightarrow z_{v1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1}$$

z_{v1}, z_{v2} – numărul de dinți a roților echivalente.





4.2.5 TRANSMISII MECANICE CU ROȚI DINȚATE CONICE

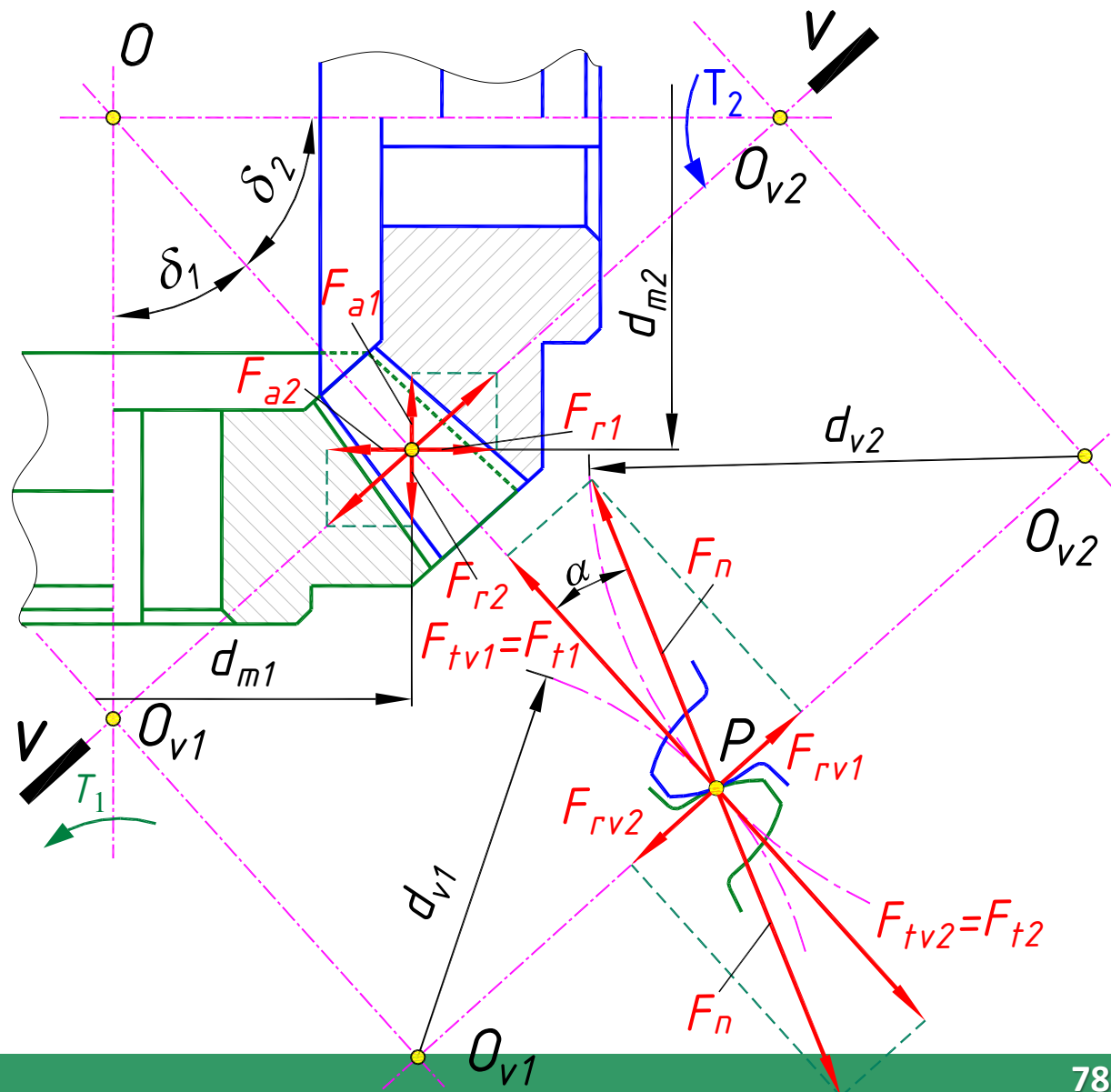
Calculul forțelor în angrenajul cu roți dințate conice conice

F_n – forța normală îndreptată pe linia de angrenare ca normala comună la suprafețele de lucru ale dinților.

Forța normală F_n este transferată în pol și se descompune în tangențială F_{tv} și radială F_{rv} a roții echivalente.

F_{rv} – forța radială a roții echivalente este transferată în planul roții reale și se descompune în radială F_r și axială F_a .

$F_{tv} = F_t$ – forța tangențială (forța motrică, forța utilă) care provoacă mișcarea, deoarece formează, împreună cu brațul $d_m/2$, momentul de torsiune T .





4.2.5 TRANSMISII MECANICE CU ROȚI DINȚATE CONICE

Calculul forțelor în angrenajul cu roți dințate conice conice

Cunoscând momentul de torsiune T și diametrul de divizare d_m se determină:

– forța tangențială :

$$F_t = 2T / d_m ;$$

– forța radială a roții echival.:

$$F_{rv} = F_t \cdot \operatorname{tg} \delta ;$$

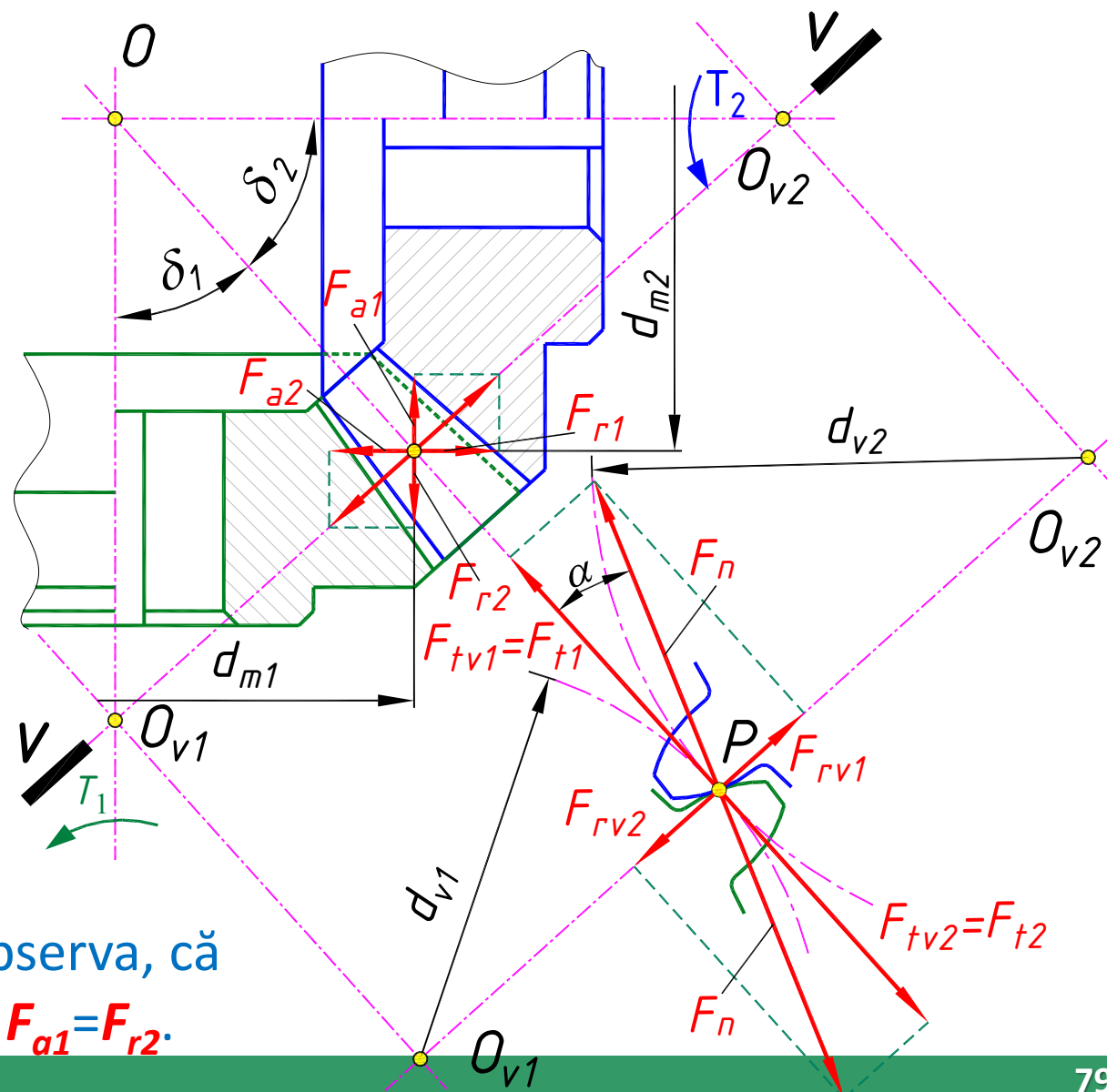
– forța radială: $F_r = F_{rv} \cdot \cos \delta = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta ;$

– forța axială: $F_a = F_{rv} \cdot \sin \delta = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta ;$

– forța normală:

$$F_n = F_t / \cos \alpha .$$

Reieșind din schema amplasării forțelor putem observa, că neglijând semnul și randamentul, forța $F_{r1} = F_{a2}$ și $F_{a1} = F_{r2}$.





4.2.5 TRANSMISII MECANICE CU ROȚI DINȚATE CONICE

Particularitățile calculului de proiectare și verificare a angrenajului conic cu dinți drepți

Calculul include **calculul rezistenței la presiunea de contact** și **calculul de rezistență la încovoiere**.

Particularitățile calculului rezistenței la presiunea de contact.

Conform relației lui Hertz vom avea:
$$\sigma_H = \sqrt{\frac{q}{\rho_{red}} \cdot \frac{E_{red}}{2\pi(1-\mu^2)}} \leq [\sigma_H]$$

unde: q – sarcina specifică distribuită pe linia de contact a dinților;

$$q = \frac{F_n \cdot k_{H\beta} \cdot k_{Hv}}{b_w} = \frac{F_{t1} \cdot k_{H\beta} \cdot k_{Hv}}{b_w \cdot \cos \alpha} = \frac{2T_1 \cdot k_{H\beta} \cdot k_{Hv}}{d_{m1} \cdot b_w \cdot \cos \alpha}$$

$\frac{1}{\rho_{red}}$ – raza redusă de curbură a flancurilor dinților roții echivalente în polul de contact;

$$d_{v1} = \frac{d_{m1}}{\cos \delta_1} \Rightarrow \rho_{v1} = \frac{d_{v1}}{2} \sin \alpha = \frac{d_{m1}}{2 \cos \delta_1} \sin \alpha; \quad d_{v2} = \frac{d_{m2}}{\cos \delta_2} \Rightarrow \rho_{v2} = \frac{d_{v2}}{2} \sin \alpha = \frac{d_{m2}}{2 \cos \delta_2} \sin \alpha;$$

$$\frac{1}{\rho_{red}} = \frac{1}{\rho_{v1}} + \frac{1}{\rho_{v2}} = \frac{2 \cos \delta_1}{d_{m1} \sin \alpha} + \frac{2 \cos \delta_2}{d_{m2} \sin \alpha} = \frac{2}{d_{m1} \sin \alpha} \left(\cos \delta_1 + \frac{\cos \delta_2}{i} \right)$$

E_{red} – modulul de elasticitate redus a materialelor roților;

μ – coeficientul lui Poisson (caracteristică de deformare);



4.2.5 TRANSMISII MECANICE CU ROȚI DINȚATE CONICE

Particularitățile calculului de proiectare și verificare a angrenajului conic cu dinți dreapți

În cazul când $\delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$, $tg \delta_2 = i$, *introducem următoarele înlocuiri:*

$$tg \delta_1 = ctg \delta_2 = \frac{1}{tg \delta_2}; \quad \cos \delta_1 = \frac{1}{\sqrt{tg^2 \delta_1 + 1}} = \frac{tg \delta_2}{\sqrt{tg^2 \delta_2 + 1}} = \frac{i}{\sqrt{i^2 + 1}}; \quad \cos \delta_2 = \frac{1}{\sqrt{tg^2 \delta_2 + 1}} = \frac{1}{\sqrt{i^2 + 1}}.$$

Înlocuind în relația razei redusă de curbură a flancurilor dinților vom avea:

$$\frac{1}{\rho_{red}} = \frac{2}{d_{m1} \sin \alpha} \left(\cos \delta_1 + \frac{\cos \delta_2}{i} \right) = \frac{2}{d_{m1} \sin \alpha} \left(\frac{\sqrt{i^2 + 1}}{i} \right)$$

Înlocuind elementele în relația lui Hertz vom avea:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{F_{t1} \cdot k_{H\beta} \cdot k_{Hv}}{b_w \cdot \cos \alpha} \cdot \frac{2}{d_{m1} \sin \alpha} \cdot \left(\frac{\sqrt{i^2 + 1}}{i} \right) \cdot \frac{E_{red}}{2\pi(1 - \mu^2)}} \leq [\sigma_H];$$



4.2.5 TRANSMISII MECANICE CU ROȚI DINȚATE CONICE

Particularitățile calculului de proiectare și verificare a angrenajului conic cu dinți drepți

Introducem următorii coeficienți pentru simplificarea calcului: $\cos \alpha \cdot \sin \alpha = \frac{1}{2} \sin 2\alpha$

$Z_H = \sqrt{\frac{2}{\sin 2\alpha}}$ – coeficient care ține cont de forma suprafețelor conjugate ale dinților;

$Z_M = \sqrt{\frac{E_{red}}{\pi(1-\mu^2)}}$ – coeficient care ia în considerație proprietățile mecanice ale roților dințate;

$W_{Ht} = \frac{F_{t1}}{b_w} \cdot k_{H\beta} \cdot k_{Hv}$ – forța tangențială specifică de calcul la tensiuni de contact.

Astfel în final obținem relația pentru calculul de verificare:

$$\sigma_H = Z_H \cdot Z_M \cdot \sqrt{\frac{W_{Ht}}{d_{m1} \cdot \Theta_H} \cdot \frac{\sqrt{i^2 + 1}}{i}} \leq [\sigma_H]$$

Dimensiunile secțiunilor transversale ale dintelui roții conice se modifică proporțional distanței acestor secțiuni de la vârful conului. Aceasta duce la reducerea rigidității părții interioare a dintelui. În consecință se reduce rezistența dintelui. Pentru aceasta se introduce un coeficient $\Theta_H = 0,85$ – pentru oțel.



4.2.5 TRANSMISII MECANICE CU ROȚI DINȚATE CONICE

Particularitățile calculului de proiectare și verificare a angrenajului conic cu dinți drepți

La proiectare se determină dimensiunile roților și caracteristicile geometrice ale angrenajului reieșind din relația pentru calculul de verificare:

$$\sigma_H = Z_H \cdot Z_M \cdot \sqrt{\frac{W_{Ht}}{d_{m1} \cdot \Theta_H} \cdot \frac{\sqrt{i^2 + 1}}{i}} \leq [\sigma_H]$$

Înlocuind parametrii cunoscuți inițiali aducem relația la o formă convenabilă pentru calcul;

$$W_{Ht} = \frac{F_t}{b_w} \cdot k_{H\beta} \cdot k_{Hv} = \frac{2T_1}{d_{m1}^2 \cdot \psi_{bd}} \cdot k_{H\beta} \cdot k_{Hv}; \quad F_t = \frac{2T_1}{d_{m1}} = \frac{2T_2}{d_{m2}}; \quad b_w = \psi_{bd} \cdot d_{m1}; \quad \psi_{bd} = \frac{b_w}{d_{m1}} = 0,3 \dots 0,6$$

$$\sigma_H = Z_H \cdot Z_M \cdot \sqrt{\frac{2T_1 \cdot k_{H\beta} \cdot k_{Hv}}{\psi_{bd} \cdot d_{m1}^3 \cdot \Theta_H} \cdot \frac{\sqrt{i^2 + 1}}{i}} \leq [\sigma_H];$$



4.2.5 TRANSMISII MECANICE CU ROȚI DINȚATE CONICE

Particularitățile calculului de proiectare și verificare a angrenajului conic cu dinți drepți

Din condiția de rezistență la tensiuni de contact determină diametrul de divizare a pinionului d_{m1} :

$$d_{m1} = k_d \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot k_{H\beta}}{\Theta_H \cdot \psi_{bd} \cdot [\sigma_H]^2} \cdot \frac{\sqrt{i^2 + 1}}{i}}$$

unde: $k_d = \sqrt[3]{(Z_H \cdot Z_M)^2 \cdot 2k_{Hv}}$ – coeficient diametral. $k_d = 780(MPa)^{1/3}$

De asemenea din condiția de rezistență la tensiuni de contact putem determina diametrul de divizare pe secțiunea exterioară a roții d_{e2} introducând următoarea substituție: $T_2 = T_1 \cdot i$;

$$d_{e2} = k_d \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot i \cdot k_{H\beta}}{\Theta_H \cdot [\sigma_H]^2}}$$

unde: $k_d = 165$ – coeficient diametral.



4.2.5 TRANSMISII MECANICE CU ROȚI DINȚATE CONICE

Particularitățile calculului de proiectare și verificare a angrenajului conic cu dinți drepți

Particularitățile calculului de rezistență la încovoiere.

Cel mai periculos moment în vederea calculului la încovoiere, este momentul de intrare și ieșire din angrenaj a perechii de dinți, deoarece forța normală este concentrată la vârful dintelui.

Dimensiunile secțiunilor transversale ale dintelui roții conice se modifică proporțional distanței acestor secțiuni de la vârful conului. Toate secțiunile transversale ale dintelui sunt geometric similare. Prin urmare, sarcina specifică q se distribuie neuniform pe lungimea dintelui. Ea variază în raport cu valoarea deformației și rigidității dintelui în diferite secțiuni.

Se poate demonstra că sarcina q se distribuie după legea triunghiului, vârful căruia coincide cu vârful conului divizor, și că tensiunile de încovoiere sunt aceleași pe toată lungimea dintelui.

Aceasta permite de a efectua calculul după oarecare dintre secțiuni. Cel mai convenabil este secțiunea medie a dintelui cu sarcina q_{med} . Prin analogie cu transmisia cilindrică cu dinți drepți vom avea:

$$\sigma_F = Y_F \frac{W_{Ft}}{0,85 \cdot m_m} \leq [\sigma_F]$$



4.2.5 TRANSMISII MECANICE CU ROȚI DINȚATE CONICE

Particularitățile calculului de proiectare și verificare a angrenajului conic cu dinți drepți

$$\sigma_F = Y_F \frac{W_{Ft}}{0,85 \cdot m_m} \leq [\sigma_F]$$

unde: Y_F – coeficientul formei dintelui, care se determină tabelar în dependență de numărul de dinți ai roții echivalente z_v : $z_v = \frac{z}{\cos \delta}$,

La calculul de proiectare se determină caracteristicile constructive (geometrice) a dintelui.

Introducem următoarele înlocuiri în condiția de rezistență la încovoiere:

$$W_{Ft} = \frac{F_t \cdot k_{F\beta} \cdot k_{Fv}}{b_w}, \quad m_m = m_e \frac{R_m}{R_e}, \quad R_e = \frac{d_e}{2 \sin \delta}, \quad R_m = R_e - 0.5b_w$$

Obținem următoarea relație:

$$\sigma_F = Y_F \frac{F_t \cdot k_{F\beta} \cdot k_{Fv}}{m_e \cdot b_w \cdot 0,85} \leq [\sigma_F]$$



4.2.5 TRANSMISII MECANICE CU ROȚI DINȚATE CONICE

Particularitățile calculului de proiectare și verificare a angrenajului conic

Calculul de proiectare la tensiuni de încovoiere.

La calculul de proiectare se determină caracteristicile constructive (geometrice) a dintelui.

$$\sigma_F = Y_F \frac{F_t \cdot k_{F\beta} \cdot k_{Fv}}{m_e \cdot b_w \cdot 0,85} \leq [\sigma_F]$$

Din această relație determinăm modulul angrenajului:

$$m_e \geq Y_F \frac{F_t \cdot k_{F\beta} \cdot k_{Fv}}{b_w \cdot 0,85 \cdot [\sigma_F]}$$

Modulul calculate al angrenajului se rotunjește în creștere până la o valoare standard din șirul standardizat