

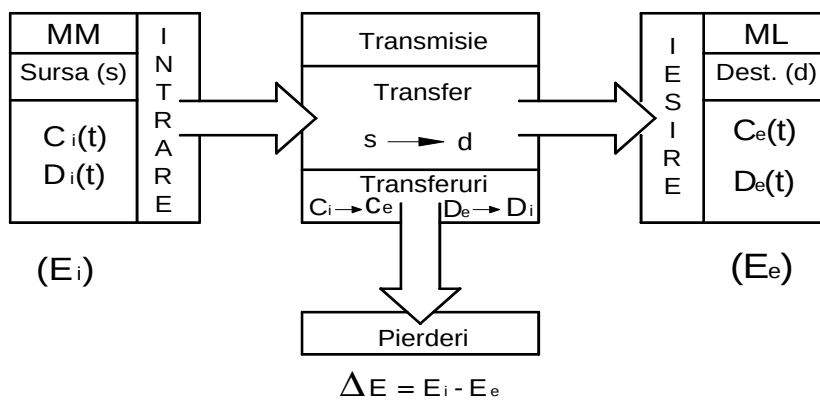
1.Elemente definitorii ale transmisiilor mecanice

Transmisiile (T) realizează parametrii cinematici (C), dinamici (D) și energetici (E) ceruți de procesul de producție prin care se urmărește obținerea unor indicatori tehnico-economici optimi.

Într-o definiție generală *transmisiile* au rolul unei interfețe între mașina motoare (**MM**) și mașina de lucru (**ML**) transferând energia în spațiu și transformând-o în mod convenabil în timp cu pierderi minime de energie.

Schema principială a transmiterii mișcării este redată în figura 1.1.

Fig.1.1



Tipul de suport material al transferului energetic în spațiu și al transformării în timp poate fi de diferite feluri determinând **tipul transmisiei**.

Transmisiile pot fi de următoarele tipuri:

- **mecanice** (de rotație, translație, rototranslație)
- hidraulice (hidrostatice și hidrodinamice)
- pneumatice
- electrice
- magnetice
- hibride $\equiv$ combinație (îmbină avantajele și elimină dezavantajele)

Transmisiile pot fi tratate ca **sisteme**, întrucât întrunesc toate proprietățile acestora după cum urmează:

- **netrivialitatea**, întrucât toate au cel o intrare și o ieșire, între ele existând identitate

- **observabilitatea**, întrucât se poate duce cel puțin un set de mărimi de stare, când se cunosc parametrii de intrare și ieșire
- **controlabilitatea**, întrucât pot fi aduse în timp finit dintr-o stare, la oricare alta, printr-o comandă convenabil aleasă;
- **sensibilitatea**, întrucât unei variații infinitesimale a intrării îi corespunde o variație interfinitezimală a ieșirii;
- **accesibilitatea**, întrucât admitem un număr finit de intrări și ieșiri;
- **stabilitatea**, întrucât au capacitatea de a veni la o stare de echilibru într-un timp nefinit;
- **adaptabilitatea**, întrucât pot satisface condiții suplimentare impuse variațiilor mărimilor de intrare și ieșire;
- **adiționalitatea și finalitatea**, întrucât comportă cel puțin două puncte extreme (intrare și ieșire) și un număr de stări $z(t)$, numărul componentelor de ieșire și intrare fiind oricât de mare dar finit;
- **structurabilitate și funcționabilitate**, întrucât poate avea structuri invariante sau variabile în timp și asigură corelarea parametrilor de intrare și ieșire la diferite valori ale timpului;

Utilizarea unui anumit tip de transmisie este condiționată de următorii parametri:

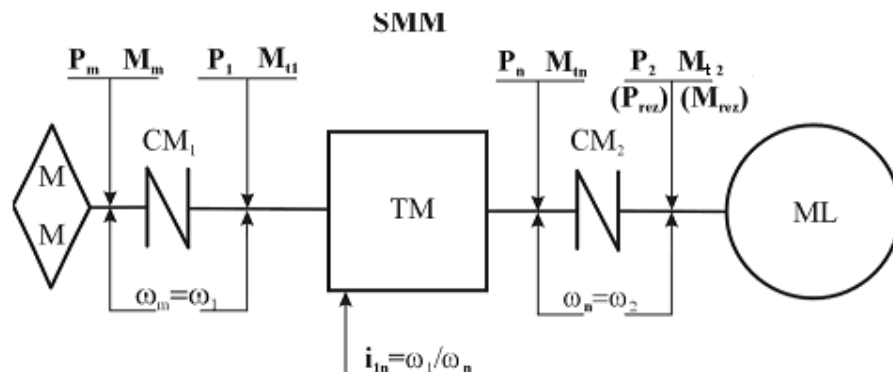
- gama parametrilor cinematici și dinamici;
- constanța parametrilor cinematici și dinamici;
- valoarea torsorului $\bar{\tau}(\bar{F}, \bar{M})$;
- condiții de exploatare;
- fiabilitate;
- costuri, productivitate.

Transmișiile mecanice (TM) sunt părți componente ale sistemelor mecanice mobile (SMM), dispuse între mașina motoare (MM) și mașina de lucru (ML), figura 1.2, având rolul de a realiza acordul parametrilor cinematici, dinamici și energetici ai acestora : $\omega_m, n_m, \omega_c, n_c, P_m, P_{rez}, M_m, M_{rez}$.

În general:

$$(M_{rez} \neq M_m) \cup \left(\omega_c \neq \omega_m \mid \omega_c = \begin{cases} \text{ct.} \\ \text{var.} \end{cases} \right).$$

Fig.1.2



Transmisiile mecanice se utilizează în următoarele situații:

- atunci când momentul de torsiune cerut de mașina de lucru este mai mare decât cel pe care îl poate dezvolta mașina motoare, adică $M_{rez} > M_m$;
- atunci când consumatorul are o altă viteză unghiulară decât aceea standardizată „ ω_{ME} ” pentru motoarele electrice asincrone $\omega_{ME} \in \{75; 100; 150; 300\}$ rad/s;
- atunci când viteza unghiulară la arborele de intrare al consumatorului nu este constantă, ci variază după o anumită lege: $\omega_2 \neq ct$; $\omega_2 = \omega_2(t)$;
- atunci când un singur motor antrenează mai mulți consumatori;
- atunci când din motive constructiv-funcționale sau de siguranță nu pot fi legate direct mașina motoare cu mașina de lucru.

Rolul funcțional al transmisiilor mecanice implică satisfacerea concomitentă a două proprietăți:

1. Transformarea cinematică $\omega_m \Rightarrow \omega_1$; $\omega_1 \Rightarrow \omega_n$; $\omega_c \Rightarrow \omega_2$

2. Transferul energetic $P_m \Rightarrow P_1$; $P_1 \Rightarrow P_n$; $P_c \Rightarrow P_2$

1. Transformarea cinematică vizează modificarea unor parametri ai mișcării, iar în unele situații, chiar natura acesteia.

Măsura transformării cinematice este dată de *raportul de transmitere* definit prin convenție ca și „cât” (sau ca raport) al vitezei unghiulare a elementului motor (ω_m), și cea a elementului condus (ω_c), în sensul fluxului energetic (de la motor la consumator).

$$i = \pm \frac{\omega_m}{\omega_c} \quad (1.1)$$

Semnele $\pm$ pun în evidență sensurile vitezelor unghiulare (- pentru sensuri contrare, + pentru sensuri identice).

Transformarea cinematică poate avea în vedere o singură treaptă:

$$i_{12} = \pm \frac{\omega_1}{\omega_2} \quad (1.2)$$

sau mai multe:

$$i_{1n} = \pm \prod_{j=1}^n i_j = \frac{\omega_1}{\omega_2} \cdot \frac{\omega_2}{\omega_3} \dots \frac{\omega_{n-1}}{\omega_n} = \frac{\omega_1}{\omega_n} \quad (1.3)$$

Raportul de transmitere poate fi:

$i = \text{constant}$; $i = ct$

- reductoare de turație, transmisii prin lanț, curele sincrone

$i = \text{variabil}$; $i = \text{var}$; $i \neq ct$

- în trepte $i \in \{(i_{1n})_I, (i_{1n})_{II} \dots\}$, pentru cutii de viteze cu

$N = I, II, III, \dots$ trepte

- continuu $i \in [i_{\min}, i_{\max}]$, pentru variatoare de turație.

La transmisiile cu raport de transmitere constant, valorile acestuia se pot încadra în următoarele domenii distincte:

- $i > 1 \Leftrightarrow \omega_c > \omega_m \Rightarrow$ TM are **caracter reductor**, cea mai frecventă utilizare;

- $i < 1 \Leftrightarrow \omega_c < \omega_m \Rightarrow$ TM are **caracter multiplicator** (puțin utilizat)
- $i = 1 \Leftrightarrow \omega_c = \omega_m \Rightarrow$ TM are **caracter neutru**, utilizată frecvent cu rol de „inversor” al mișcării;

În cazul variatoarelor de turație, pentru caracterizarea transformării cinematice, este nevoie de asocierea a două mărimi cu caracter sintetic:

a. domeniul (gama) de reglare $(\Delta; \Delta\omega; G)$

b. raportul de transmitere mediu (i_m) .

a). Domeniul de reglare (G) pune în evidență extensia câmpului de viteze unghiulare la elementul condus al transmisiei

$$G = \frac{{}^{(d)}\omega_{2\max}}{\omega_{2\min}}. \quad (1.4)$$

Exprimând raportul de transmitere curent (momentan, instantaneu) :

$$i_x = \frac{\omega_{1x}}{\omega_{2x}},$$

$$\Rightarrow i_{\max} = \frac{\omega_{1\max}}{\omega_{2\min}} \wedge i_{\min} = \frac{\omega_{1\min}}{\omega_{2\max}}, \quad (1.5)$$

$$\forall \omega_1 = ct. \exists \left[i_{\max} = \frac{\omega_1}{\omega_{2\min}} \wedge i_{\min} = \frac{\omega_1}{\omega_{2\max}} \right], \quad (1.6)$$

de unde: $\Rightarrow G = \frac{i_{\max}}{i_{\min}}. \quad (1.7)$

b). Raportul de transmitere mediu (i_m) definește caracterul câmpului de viteze al elementului condus în raport cu viteza unghiulară a elementului motor

$$i_m = \frac{{}^{(d)}\omega_1}{\sqrt{\omega_{2\max} \cdot \omega_{2\min}}} = \sqrt{i_{\max} \cdot i_{\min}}. \quad (1.8)$$

Conform relației (1.8), transmisia mecanică poate fi:

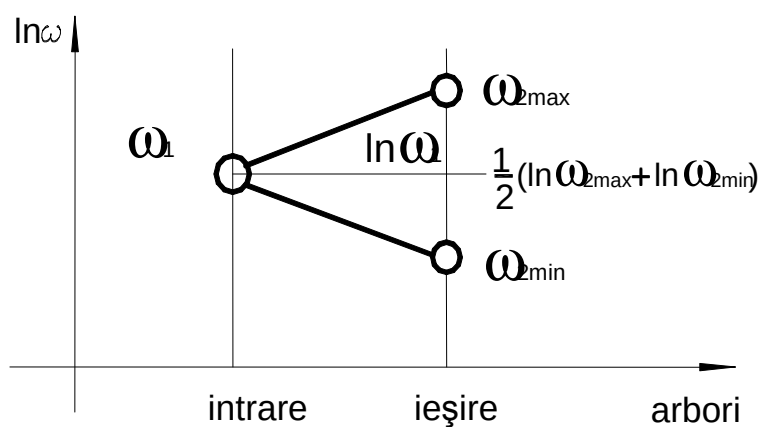
- cu domeniu de reglare simetric (fig. 1.3.a), caracterizat prin:

$$\omega_1^2 = \omega_{2\max} \cdot \omega_{2\min}, \quad (1.9)$$

sau:

$$\frac{\omega_1}{\omega_{2\max}} \cdot \frac{\omega_1}{\omega_{2\min}} = 1 \Rightarrow i_{\min} \cdot i_{\max} = 1 \wedge i_m = 1 \quad (1.10)$$

Fig.1.3.a

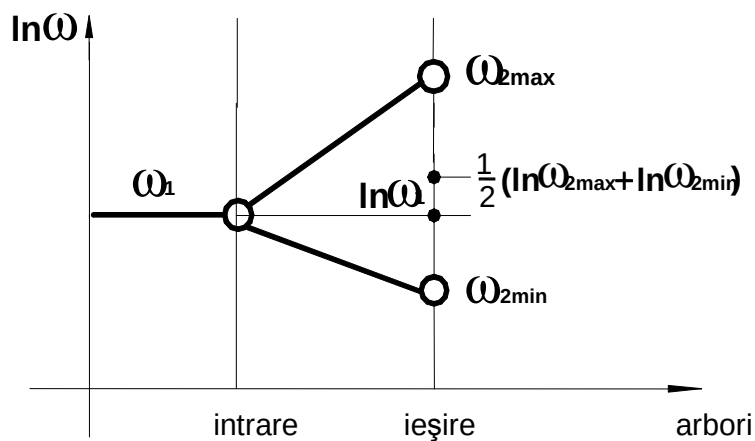


- cu domeniu de reglare asimetric, și anume:

- **caracter multiplicator** (fig.1.3 b), cu proprietatea:

$$\omega_1^2 < \omega_{2\max} \cdot \omega_{2\min}, \quad (1.11)$$

Fig.1.3.b

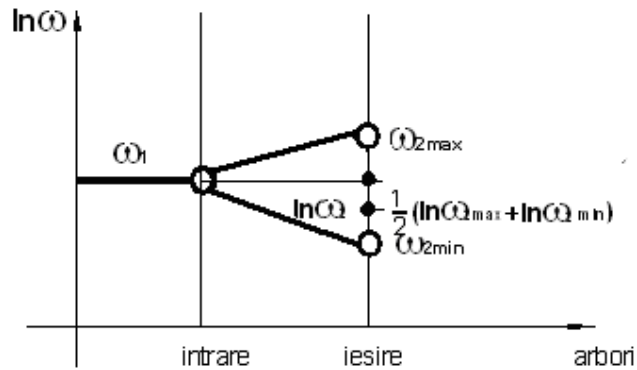


$$\frac{\omega_1}{\omega_{2\max}} \cdot \frac{\omega_1}{\omega_{2\min}} < 1 \Rightarrow i_{\max} \cdot i_{\min} < 1 \wedge i_m < 1 \quad (1.12)$$

- **caracter de reductor** (fig.1.3.c), cu proprietatea:

$$\omega_1^2 > \omega_{2\max} \cdot \omega_{2\min}, \quad (1.13)$$

Fig 1.3.c



$$\text{sau: } \frac{\omega_1}{\omega_{2\max}} \cdot \frac{\omega_1}{\omega_{2\min}} > 1 \Rightarrow i_{\min} \cdot i_{\max} > 1 \wedge i_m > 1 \quad (1.14)$$

2. Transferul energetic. Eficiența transferului energetic este pusă în evidență prin randamentul mecanic al transmisiei:

$$\eta = \frac{L_u}{L_c} = \frac{P_u}{P_c} = \frac{P_l}{P_m} = \frac{E_e}{E_i}. \quad (1.15)$$

Considerând o transmisie mecanică cu doi arbori, parametrii energetici se pot exprima prin:

$$M_{t_1} = \begin{cases} \frac{P_1}{\omega_1} [\text{Nm}] \cup P_1 [\text{W}] \\ 10^3 \frac{P_1}{\omega_1} [\text{Nm}] \cup P_1 [\text{kW}] \\ 10^6 \frac{P_1}{\omega_1} [\text{mNm}] \cup P_1 [\text{kW}]. \end{cases} \quad ; M_{t_2} = i_{1,2} \eta M_{t_1} = M_{rez} = M_{t_r} \quad (1.16)$$

O dimensionare riguroasă a transmisiilor mecanice implică luarea în considerație și a forțelor de inerție. În acest sens valorile nominale ale parametrilor energetici se majorează prin așa-numitul coeficient de regim, $k_r \geq 1$.

Transmisiile mecanice se pot clasifica în funcție de:

1. principiul de funcționare:

- prin frecare (sau forță) - roți de fricțiune, curele, variatoare;
- prin angrenare (sau formă) - roți dințate, curele dințate, lanț.

2. variația raportului de transmitere:

- $i = ct$,
- $i \neq ct$. - în trepte (cutii de viteze, reductoare)
- continuu (variatoare)

Fazele de funcționare a transmisiilor mecanice sunt:

- $\{\omega_1 = 0\} \cup \{M_{rez} = 0\} \rightarrow$ stare de repaus,
- $\{\omega_1 \neq 0\} \cup \{M_{rez} = 0\} \rightarrow$ funcționarea (mers) în gol,
- $\{\omega_1 \neq 0\} \cup \{M_{rez} \neq 0\} \rightarrow$ funcționarea (mers) în sarcină.

Transmisia mecanică poate să apară ca un ansamblu distinct sau poate fi

integrată în mașina motoare sau în mașina de lucru.

Folosirea transmisiilor mecanice devine rațională numai atunci când transferul energetic și transformarea cinematică se efectuează la distanțe dintre axe mici (transmisii cu contact direct: roți de fricțiune și roți dințate) sau mijlocii (transmisii cu element flexibil: curea și lanțuri de transmisie).

Performanțele funcționale ale transmisiilor mecanice vizează: puterea maximă transmisă, viteza periferică limită, randamentul mecanic mediu, durabilitatea la oboseală sau uzură.

Opțiunea pentru un anumit tip de transmisie mecanică are la bază analiza comparativă a mai multor elemente: performanțe funcționale, gabarit, costuri de fabricație etc.

1.1 Exemplificari ale domeniilor de utilizare. Firme constructoare; recomandari privind alegerea si verificarea; programe de calcul specializate.

Firme constructoare

S.C. ICTCM S.A.

http://www.ictcm.ro/DTSM_Titu%20Stanescu1%20841_81_7.htm



Transmisiile mecanice de turatie si putere ridicata, reprezinta mecanisme de inalta precizie realizate la un nivel tehnologic ridicat, datorita parametrilor functionali impusi prin conditiile de utilizare.

Acest tip de transmisie permite o extindere a gamei functionale a transmisiilor de uz general.

Din cauza turatiilor mari, implicit vitezelor periferice, se impune realizarea componentelor functionale (roti, pinioane, arbori, carcasa) in clasa de precizie ridicata, din care cauza tehnologia de fabricatie trebuie sa fie la un inalt nivel.

Aceste transmisi sunt utilizate aproximativ in toate domeniile industriale, datorita gamei de puteri si turatii ridicate.

Caracteristici tehnice:

Tip mecanism	multiplicator
Putere nominala	200 kW
Turatie intrare	1500 rot/min
Raport de transmitere	2
Pozitia de functionare	orizontala
Tip ungere	barbotaj
Tip ulei	TIN 125
Gabarit (L x l x H)	560 x 240 x 410
Masa neta	128 Kg

Transmisii mecanice pe curea - curele de transmisie, fulii

www.optibelt.de

www.goodyearindustrialproducts.com



Transmisii mecanice pe lant:

lanturi de transmisie, fulii, cuplaje elastice

www.chiaravalli.com



Multiplicatorul de turatie cu roti dintate are rolul de a mări turatia de la valoarea redusă a arborelui principal, la valoarea ridicată de care are nevoie generatorul de curent electric. În figura b este prezentat principiul de functionare al acestei componente, iar în figura a este prezentat un multiplicator de turatie eolian.



Multiplicator de turatie eolian

fig.a

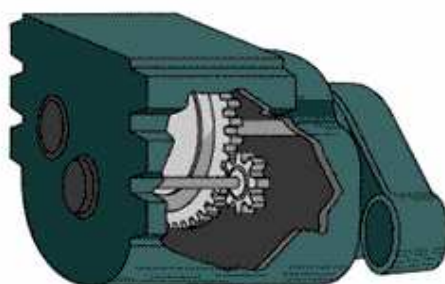


fig.b

Principiul de functionare al multiplicatorului de turatie

Sistemul de pivotare al turbinei eoliene, are rolul de a permite orientarea turbinei după direcția vântului. Componentele principale ale acestui sistem sunt motorul de pivotare și elementul de transmisie a mișcării. Ambele componente au prevăzute elemente de angrenare cu roți dinate. Acest mecanism este antrenat în mișcare cu ajutorul unui sistem automatizat, la orice schimbare a direcției vântului, iar în figura c elementul de transmisie.



Elementul de transmisie al sistemului de pivotare

fig.c.

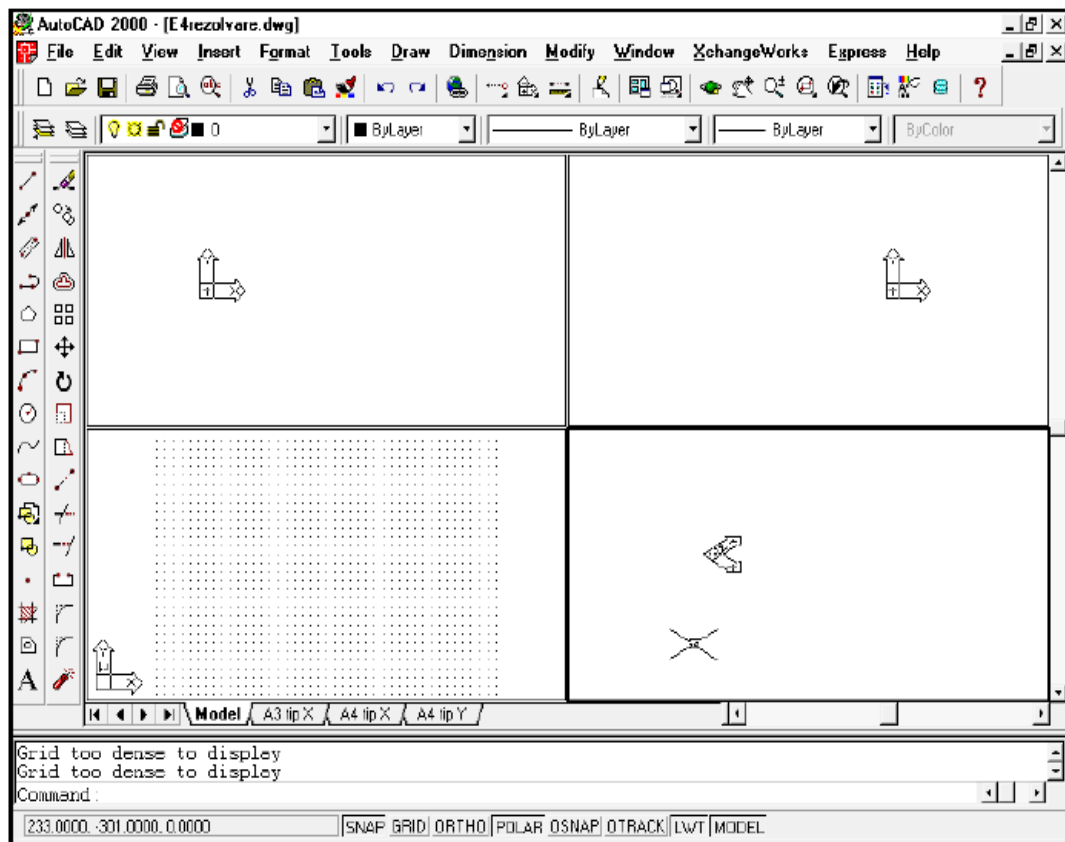
Specificatii program

Alibre Design este un pachet software pentru modelarea asistata de calculator a solidelor, comercializat la un pret de cost semnificativ mai mic decat al produselor similare concurente (Solid Edge, SolidWorks, Inventor, etc).

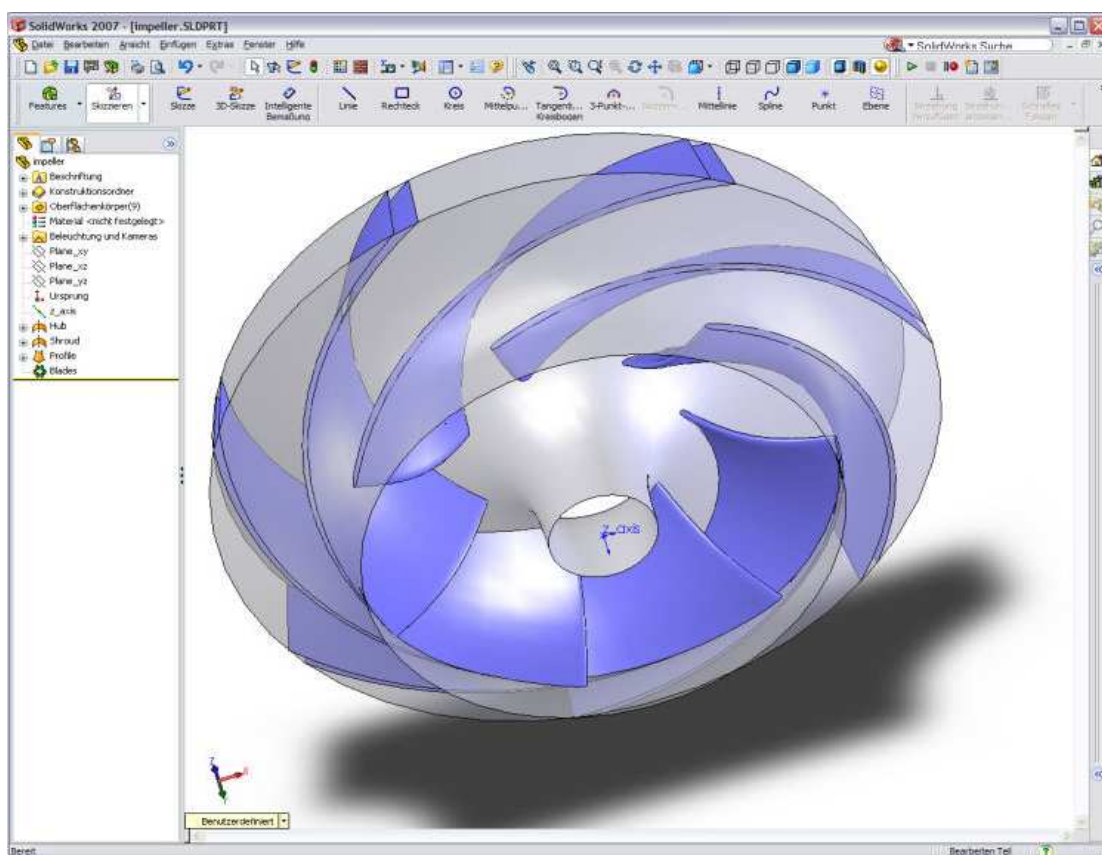
Alibre Design reprezinta o solutie CAD mid-range, care permite rezolvarea majoritatii problemelor legate de proiectarea, modelarea si, in functie de varianta achizitionata, chiar si de fabricatia produselor firmei dumneavoastra

Alibre Design permite realizarea precisa a proiectelor 3D, atat piese individuale cat si ansambluri, precum si generarea asociativa, pe baza modelelor 3D a desenelor 2D de executie si de ansamblu.

AutoCAD si **SolidWorks** sunt doua programe cu grafica puternica si reprezinta o solutie simpla si complexa in proiectarea pieselor indiferent de natura lor



Exemplu de aplicatie in SolidWorks



Firme producatoare de transmisii

http://www.stork-gears.com/site/en/gearbox_c.php?c=c CARLEVARO & CATTANEO, Italia

<http://www.conedrive.com/history.php> CONE – DRIVE GEARS, DIVISION OF MICHIGAN TOOL CO., S.U.A

<http://www.hansentransmissions.com/> HANSEN TRANSMISSION

INTERNATIONAL., Belgia

http://www.stork-gears.com/site/en/gearbox_repair_lohmann_stolterfoht.php

LOHMANN & STOLTERFOHT., Germania

<http://www.neptun-gears.ro/> NEPTUN Câmpina, România

<http://www.machpro.fr/index/TEXROPE.html>

http://www.machpro.fr/fr/14/fr_14883.htm TEXROPE, SOCIÉTÉ INDUSTRIELLE DE TRANSMISSIONS., Franta

<http://www.renk.biz/index2.php?pageid=68&pub=2> ZAHNRÄDERFABRIK RENK AG., Germania

Adrese ale programelor grafice

<http://www.alibre.com/>

<http://www.allycad.com/>

<http://www.rockware.com/product/overview.php?id=246> desktop cad

<http://usa.autodesk.com/adsk/servlet/index?siteID=123112&id=2956700>

<http://www.catia.ro/>

<http://www.cosmosm.com/>

<http://www.solidworks.com/>

http://www.cadmecanic.ro/caddy_professional.html

<http://www.turbocad.com/>

<http://www.ptc.com/products/proengineer/>

<http://www.ptc.com/products/proengineer-mechanica>

<http://www.adacomputers.ro/produse/nx.html> NX

http://www.plm.automation.siemens.com/en_us/products/velocity/solidedge/

<http://www.adacomputers.ro/produse/solid-edge.html>

Company name	Product name	Product Cad type	Additional comments
Cad Design Solutions	CAD CONVERSION SERVICES / PAPER TO CAD & AUTOCAD CONVERSION	CAD TRAINING	Design CAD
Alibre, Inc.	Alibre Design	CAD	Design mecanic, aplicatii de inginerie si productie
AllyCAD	AllyCAD Professional Design	CAD	Design civil, mecanic, de supraveghere, structural si arhitectural
Autodesk	AutoCAD and Architectural Desktop CAD Mechanical Desktop CAD Autodesk Inventor CAD	CAD	
Dassault Systemes	CATIA COSMOS SolidWorks	CAD	
DataSolid	CADdy++ Mechanical Design	CAD	Programare parametrica CAD, modelare parametrica, constrangeri dimensionale si modelare poze (CATIA)
DAKO	WorldCAT family	CAD	WorldCAT este o familie de programe tip CAD ce cuprind interfate catre multe alte programe CAD, un model kernel propriu si un format de fisier special (WID). WorldCAT este realizat in special pentru inginerie mecanica
IMSI/Design	TurboCAD Professional	CAD	Program de programare parametrica CAD, modelare parametrica, constrangeri dimensionale si modelare imagini, disponibile in Editiile Standard, Architectural, Mecanic si Platinum
Parametric Technology Corporation	Pro/ENGINEER Pro/DESKTOP Pro/MECHANICA	CAD	
Siemens PLM Solutions	NX Solid Edge	CAD	

2. Transmisii prin roți de fricțiune

2.1 Considerații generale

Transmisii prin roți de fricțiune (RTF), realizează transferul energetic ca urmare a contactului forțat între două sau mai multe roți sub forma unor corpuri de revoluție.

Dintre **avantajele** acestor transmisii se menționează:

- simplitatea constructivă și funcțională;
- silențiozitate;
- lipsa șocurilor la demarare;
- constituie element de siguranță a lanțului cinematic din care face parte.

Ca **dezavantaje** se enumeră:

- necesită realizarea unor forțe însemnate de apăsare fără de care transmisia nu poate realiza transferul energetic;
- dispozitivele prin care se realizează forțele de apăsare au gabarit însemnat sporind volumul transmisiei;
- arborii și lagărele transmisiei sunt puternic încărcate;
- inconstanța raportului de transmitere datorită fenomenului de alunecare elastică și geometrică;
- valori scăzute ale randamentului;
- durabilitatea transmisiei este mai ridicată datorită uzărilor și oboselii superficiale a materialului suprafețelor active ale roților.

Clasificarea transmisiilor prin roți cu fricțiune se face după următoarele criterii:

a). poziția relativă a arborilor:

- paraleli: $\vec{\omega}_1 \parallel \vec{\omega}_2 \Rightarrow$ roți de fricțiune cilindrice (fig. 2.1.a, b);

- neparaleli $\begin{cases} \text{concurenți} \Rightarrow \text{roți de fricțiune conice (fig. 2.1.c)} \\ \text{incruși} \Rightarrow \text{roți de fricțiune elicoidale (fig. 2.1.d)} \end{cases}$

b). forma contactului inițial:

- liniară $\Rightarrow$ suprafețele de revoluție au generatoarele confundate;
- punctiformă $\Rightarrow$ suprafețele de revoluție au generatoare distincte;

c). sensul de rotație:

- același: $\text{sign} \vec{\omega}_1 = \text{sign} \vec{\omega}_2 \Rightarrow$ contact interior (fig. 2.1.b);

- contrar: $\text{sign} \vec{\omega}_1 = -\text{sign} \vec{\omega}_2 \Rightarrow$ contact exterior (fig. 2.1.a);

d). forma suprafețelor active:

- netedă / lisă (fig. 2.1.a, b, c, d);
- canelată (fig. 2.1.e).

Fig.2.1 a

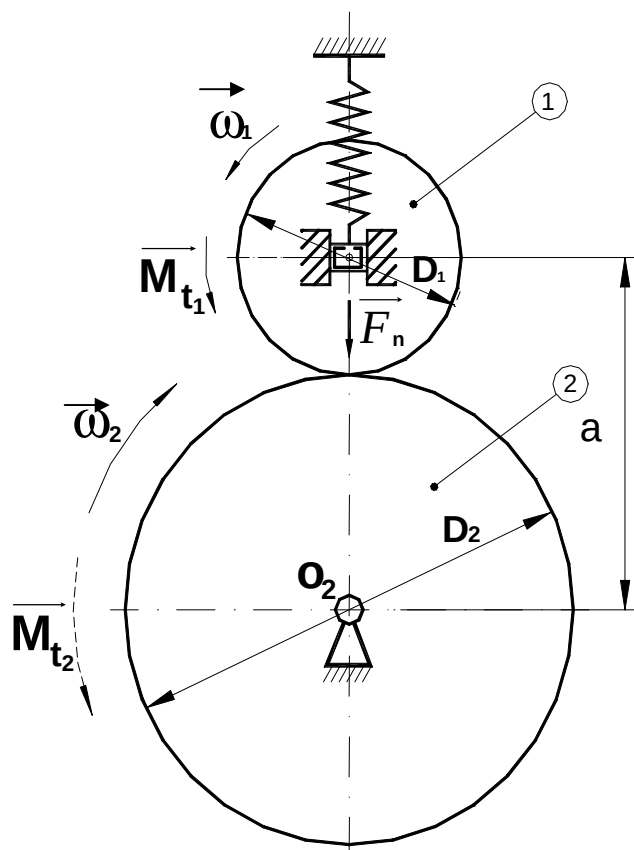


Fig.2.1 b

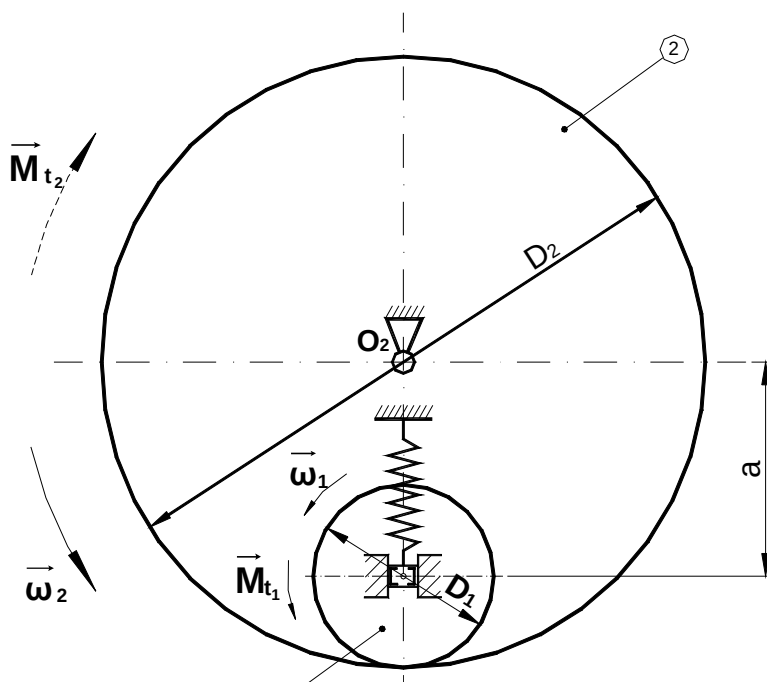


Fig.2.1 c

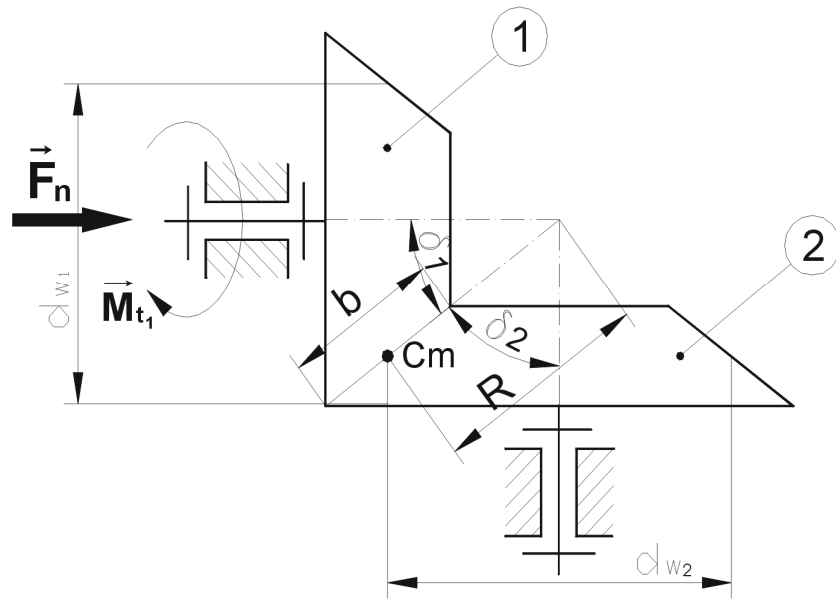


Fig.2.1 d

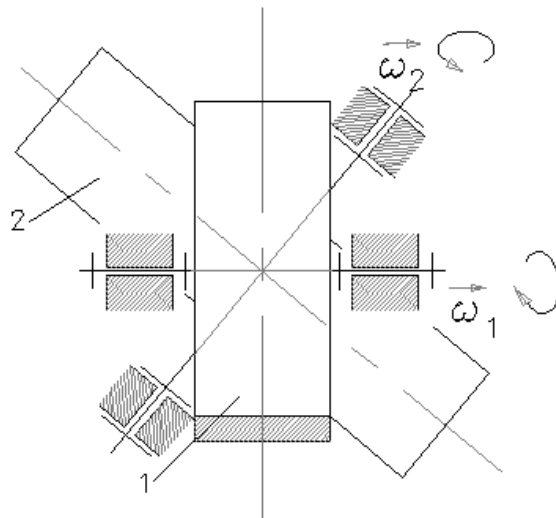
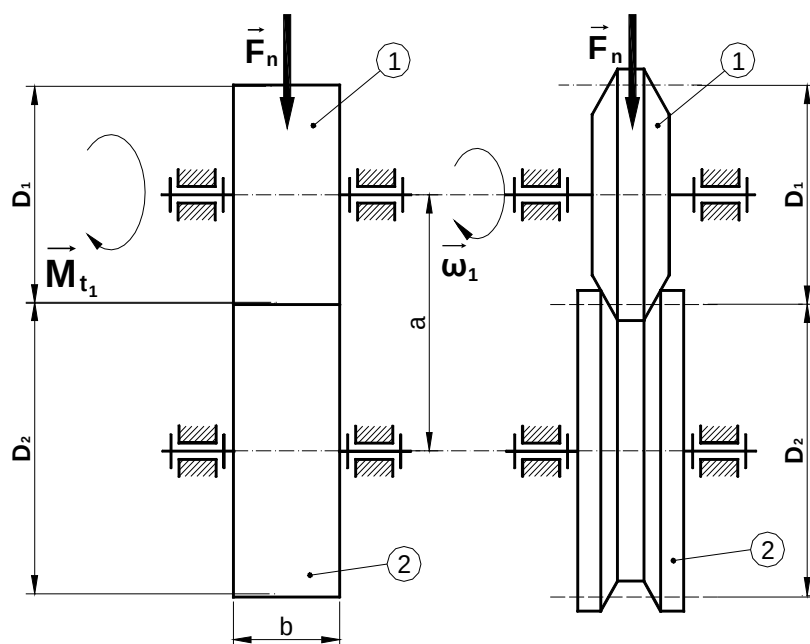


Fig.2.1 e



2.2.Construcția roților de fricțiune

Forma concretă a roților cu fricțiune rezultă din corelarea caracteristicilor funcționale cu materialul și tehnologia de execuție. Sub aspect constructiv, la roțile cu fricțiune se disting coroana sau obada (1), discul (2) și butucul (3) (fig.2.2 a)

Fig.2.2 a

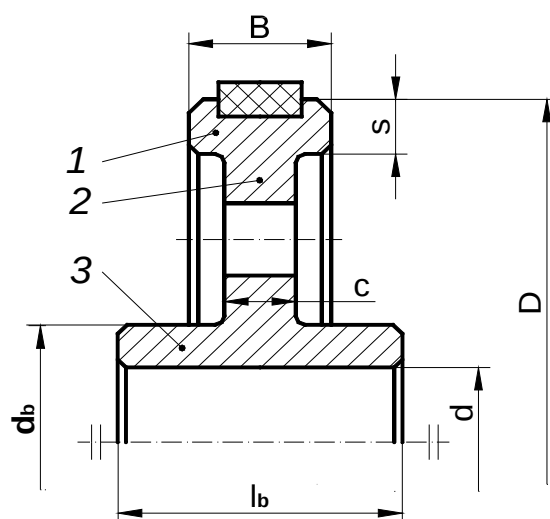


Fig.2.2 b

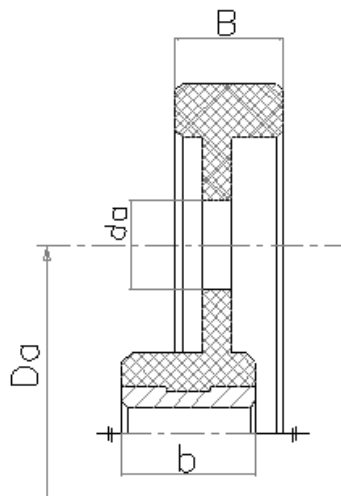
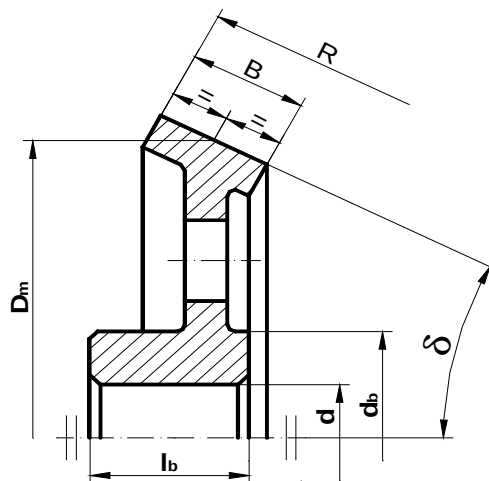


Fig.2.2 c



Distanța dintre axe a , diametrul roții motoare D_1 , respectiv generatoarea R (în cazul roților conice) se stabilesc din condiții de rezistență. Celelalte dimensiuni (l_b , d_b , c , s ș.a) se pot adopta constructiv.

Roțile de fricțiune se execută fie din materiale metalice (oțeluri carbon de calitate și aliate pentru cementare, călire, fonta de înaltă rezistență etc.), fie din materiale nemetalice (ferodou, textolit, cauciuc vulcanizat, mase plastice termorigide etc.).

Frecvent, materialele plastice se plachează pe coroana metalică a roții (fig. 2.2.a) sau se încorporează prin injectare pe butucul metalic (fig. 2.2.b).

2.3.Particularități funcționale ale roților de fricțiune

2.3.1.Transferul energetic

Pentru transmitere a unui moment de torsiune $\vec{M}_{t1}$ este necesar ca roțile de fricțiune 1 și 2 (fig. 2.3) să fie aduse în contact prin intermediul unei forțe $\vec{F}_n$ (forța normală de apăsare), astfel ca: $M_{fr} \geq M_{t1} \Rightarrow \mu F_n \geq F_{t1} \vee \mu F_n = k_r F_{t1}$, (2.1) unde k_r este un coeficient de siguranță împotriva patinării.

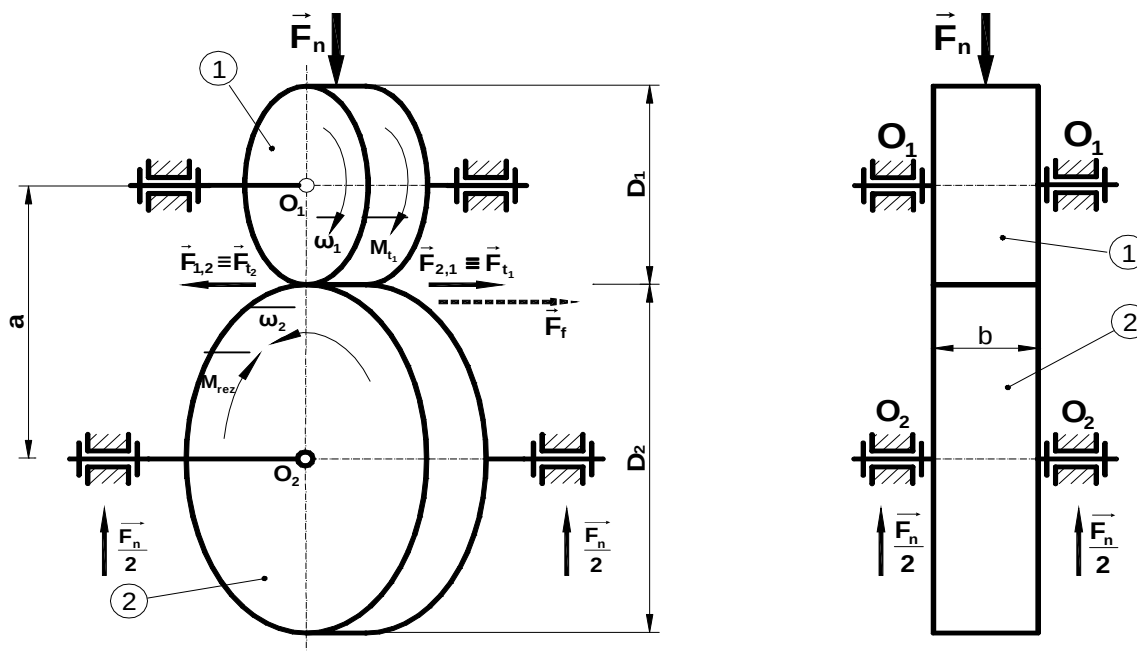


Fig.2.3

Coeficientul de frecare „ μ ” este dependent de natura materialelor în contact, rugozitatea suprafețelor de revoluție, orientarea rizurilor în raport cu direcția de mișcare, mărimea forței de apăsare (presiunea de strivire), viteza relativă, natura mișcării relative (rostogolire, rostogolire cu alunecare), proprietățile lubrifiantului (vâscozitate, onctuozitate, proporția de naftene) etc.

Pentru elementul motor se poate scrie:

$$F_{t1} = \frac{2M_{t1}}{D_1} = \frac{2 \cdot 10^6 P_1}{\omega_1 D_1} = \frac{10^6 P_1}{\omega_1 a} (i \pm 1) \text{ [N]} \cup \begin{cases} a[\text{mm}] \\ P_1[\text{kW}] \end{cases} \quad (2.2)$$

Din relațiile (2.1) și (2.2) se deduce:

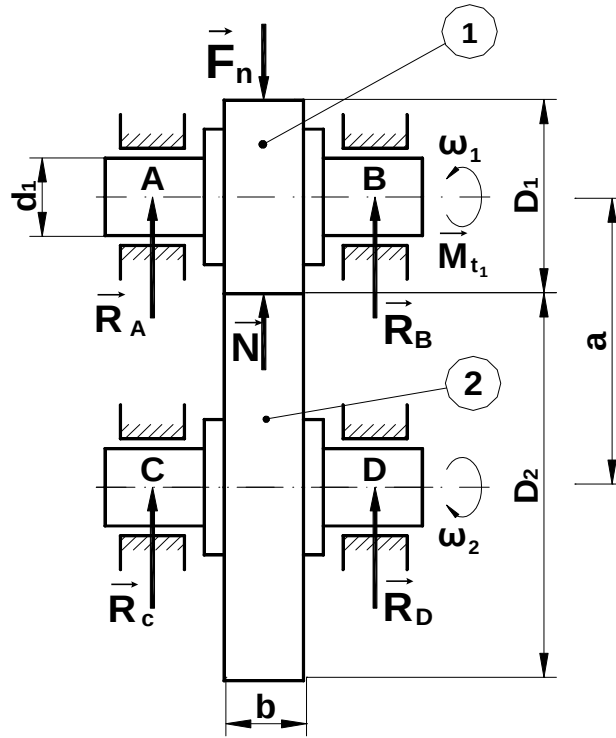
$$F_n = \frac{k_r}{\mu} F_{t1} = \frac{k_r}{\mu} \frac{10^6 P_1}{\omega_1 a} (i \pm 1) \text{ [N]}. \quad (2.3)$$

Expresia de mai sus conduce la observația:

$$\frac{F_{t1}}{F_n} = \varphi = \frac{\mu}{k_r} \ll 1 \vee F_n \gg F_{t1}. \quad (2.4)$$

Arborii transmisiei cu roți de fricțiune (fig.2.4 a) sunt încărcăți de forțele:

Fig.2.4 a



$$\vec{R} = \vec{F}_n + \vec{F}_t,$$

sau

$$R = \sqrt{F_n^2 + F_t^2} = F_t \sqrt{\left(\frac{k_r}{\mu}\right)^2 + 1} \gg F_t \quad (2.5)$$

Forța de apăsare $\vec{F}_n$ se poate micșora $\vec{F}_{nc}$ pentru aceeași valoare a forței tangențiale utile $\vec{F}_{t1}$ dacă se utilizează roți cu obadă canelată (fig. 2.4 b).

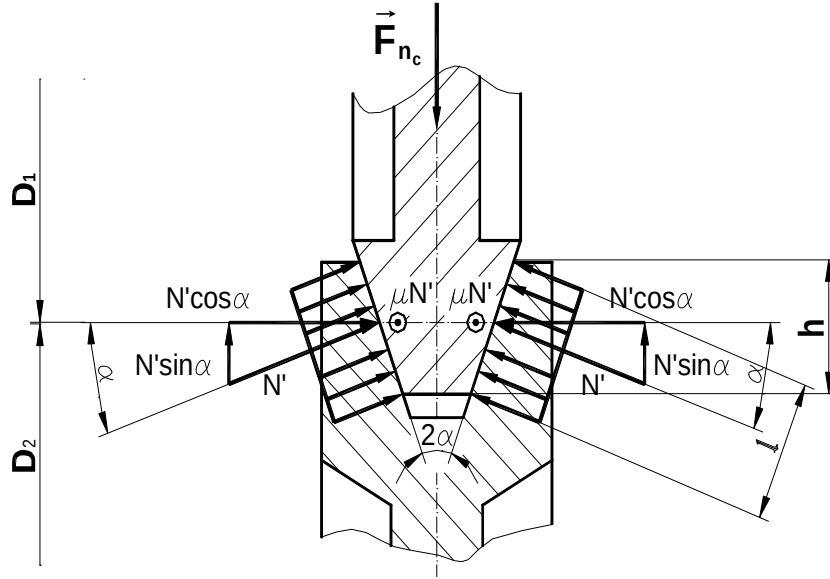
Din condiția de transfer energetic (2.1) rezultă:

$$M_{fr} = 2\mu N' \frac{D_1}{2} \geq \frac{10^6 P_1}{\omega_1} = M_{t1} \quad (2.6)$$

$$\text{La limită:} \quad \Rightarrow N' = \frac{10^6 P_1}{\mu \omega_1 D_1} \text{ [N]} \quad (2.7)$$

Scriind expresia echilibrului de forțe pe direcția verticală se obține:

Fig.2.4 b



$$F_{nc} = 2N' \sin \alpha_c, \Rightarrow N' = \frac{F_{nc}}{2 \sin \alpha_c}. \quad (2.8)$$

Din relațiile (2.7) și (2.8) care exprimă pe N' se deduce:

$$F_{nc} = \frac{2 \cdot 10^6 P_1}{\frac{\mu}{\sin \alpha_c} \omega_1 D_1} = \frac{10^6 P_1 (i \pm 1)}{\mu' \omega_1 a} < F_n, \quad (2.9)$$

în care $\mu' = \frac{\mu}{\sin \alpha_c}$ este coeficientul convențional (aparent) de frecare,

$\vec{F}_n$ - forța de apăsare în cazul roților netede (lise), iar $\vec{F}_{nc}$ - forța de apăsare pentru coroana canelată. Practic, $F_{nc} = F_n \sin \alpha_c$

(ex. ptr. $\alpha_c = 30^\circ$, $2\alpha_c = 60^\circ$, $F_{nc} = 0,5 F_n$).

În adoptarea valorii unghiului $2\alpha_c$ trebuie avut în vedere faptul că reducerea forței de apăsare se asociază cu creșterea pericolului de înțepenire. ($2\alpha_c$ mic produce autoblocare ; $2\alpha_c$ mare greu de realizat tehnologic).

Din condiția limită:

$$F_{t1} = F_{fr} \Rightarrow F_{t1} = 2\mu N = 2\mu p_l^* = \frac{2\mu h p_l^*}{\cos \alpha_c}, \quad (2.10)$$

se obține presiunea efectivă pe unitatea de lungime p_l^* , caracteristica de bază a roților de fricțiune:

$$p_l^* = \frac{10^6 P_1 \cos \alpha_c}{\mu h \omega_1 D_1} \leq (p_l^*)_a. \quad (2.11)$$

Precizări:

- Analiza s-a efectuat pentru o transmisie prin roți cu fricțiune prevăzută cu o singură canelură.
- Pentru roțile prevăzute cu „z” caneluri, F_{t1} se amplifică cu numărul acestora.

2.3.2. Tipuri de alunecări la roțile de fricțiune

Procesul de transmitere a energiei prin frecare este totdeauna însoțit de alunecare. Fenomenul alunecării se manifestă prin patinare, alunecare elastică și alunecare geometrică.

Patinarea apare dacă $\vec{F}_{fr} < \vec{F}_{t_2}$. La proiectarea transmisiei prin fricțiune acest fenomen se ia în considerare prin coeficientul k_r (rel 2.1).

Alunecarea elastică se datorează valorii finite a modulului de elasticitate al materialului roților de fricțiune și apare exclusiv la funcționarea în sarcină.

Sub acțiunea forței de apăsare $\vec{F}_n$ contactul inițial liniar sau punctiform se transformă într-un contact de suprafață (fig.2.5).

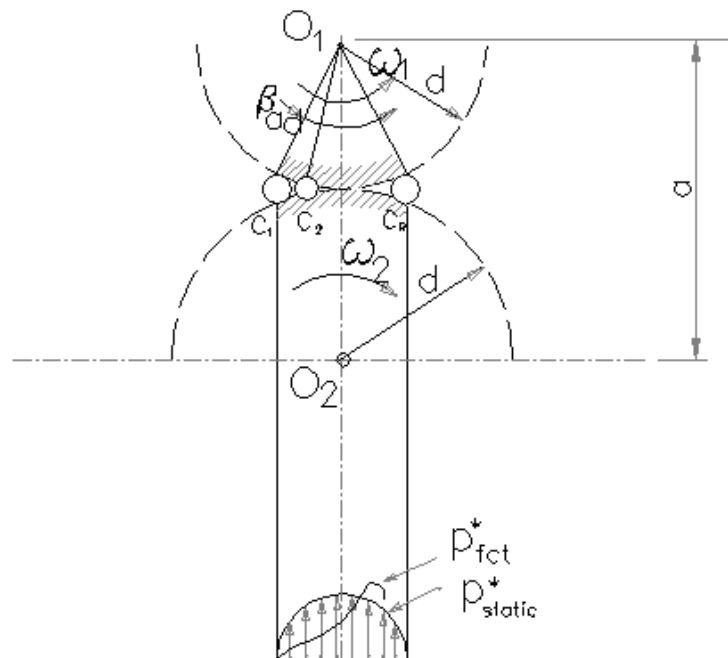


Fig.3.5

La funcționarea în sarcină a transmisiei în stratul superficial se produc alunecări tangențiale de material care distorsionează câmpul de presiune. Acest fenomen este însoțit de perturbații cinematice care au ca efect imediat rămânerea în urmă a roții conduse: $v_1 = v_2 \Rightarrow v_1 > v_{2ef}$.

Fenomenul menționat poate fi caracterizat prin **coeficientul de alunecare elastică** (ξ_e):

$$\xi_e^{(d)} = \frac{|v_{al}|}{v_1} = \frac{v_1 - v_{2ef}}{v_1} = \frac{\omega_1 \frac{D_1}{2} - \omega_{2ef} \frac{D_2}{2}}{\omega_1 \frac{D_1}{2}} = 1 - \frac{\omega_{2ef}}{\omega_1} \cdot \frac{D_2}{D_1}, \quad (2.12)$$

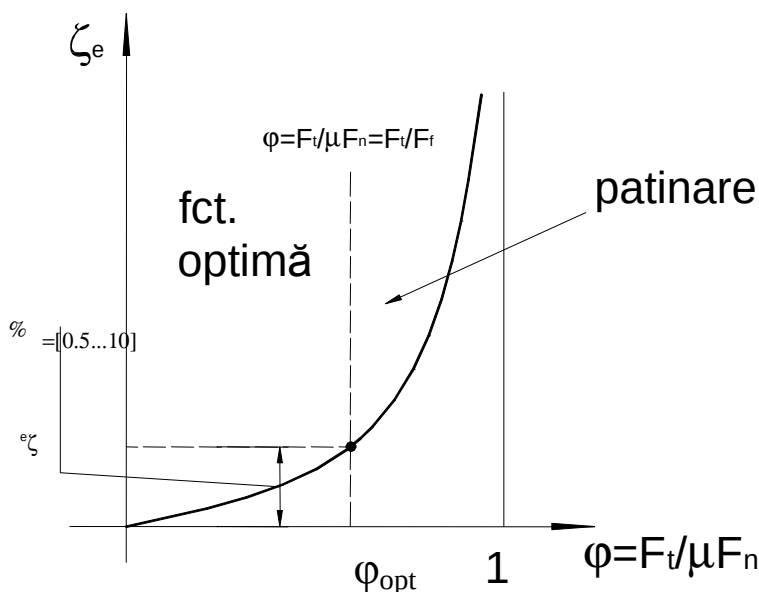
$$\text{de unde} \quad \Rightarrow i_{ef} = \frac{D_2}{D_1(1-\xi_e)} \neq ct. \quad (2.13)$$

Pentru descrierea particularităților funcționale ale transmisiei prin fricțiune este concludent graficul $\xi_e = \xi_e(\varphi)$ - figura 2.6 în care:

$$\varphi = \frac{F_t}{\mu F_n} \quad (2.14)$$

definește **coeficientul de tracțiune**.

Fig.2.6



Obs. În calculele practice, la transmisiile cu roți prin fricțiune din oțel, alunecarea elastică poate fi neglijată, influența ei asupra raportului de transmitere fiind neînsemnată.

Alunecarea geometrică este generată de inegalitatea vitezelor punctelor suprapuse în zona de contact (fig. 2.7).

Analizând vitezele punctelor de contact aparținând roții motoare respectiv roții conduse (fig. 2.7 a și b) rezultă:

$$v_{1x} = \omega_1 \frac{D_{1x}}{2} \neq ct.,$$

$$v_{2x} = \omega_2 \frac{D_{2x}}{2} \neq ct.$$
(2.15 a)

Fig.2.7 a

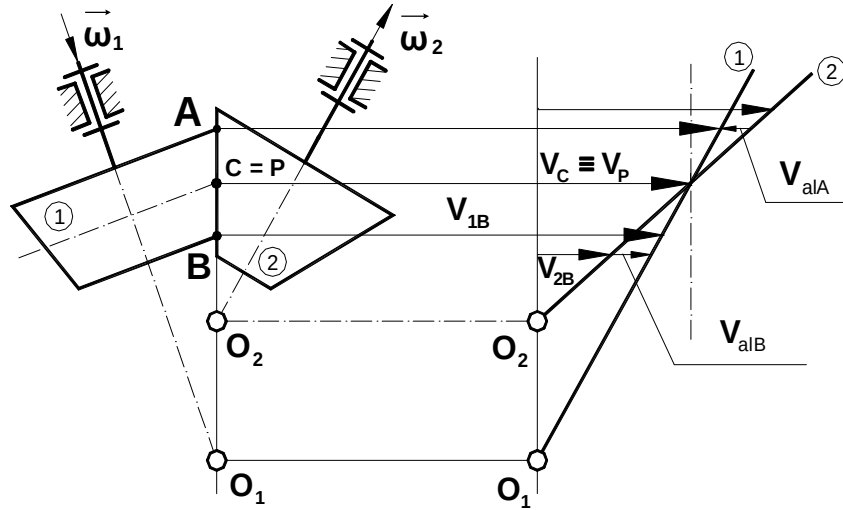
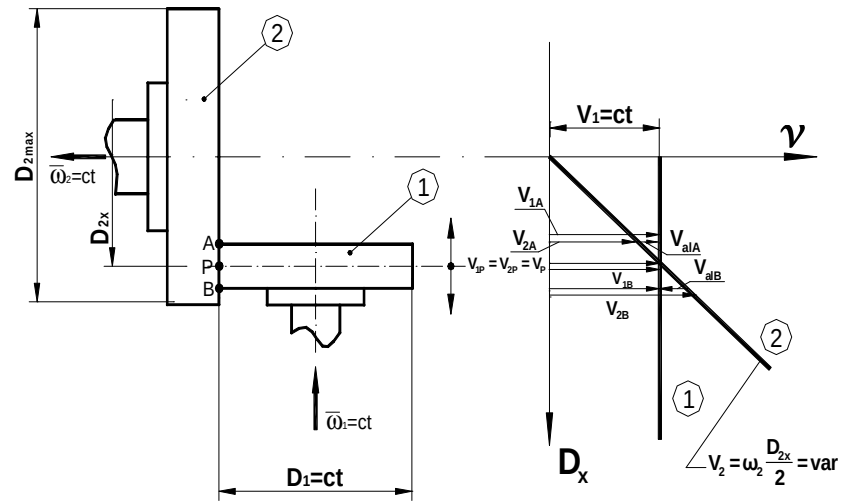


Fig.2.7 b



$$v_1 = \omega_1 \cdot \frac{D_1}{2} = ct.$$

$$v_{2x} = \omega_2 \cdot \frac{D_{2x}}{2} \neq ct.$$
(2.15 b)

Într-un singur punct P, (caracterizat prin rostogolire pură - alunecare nulă) $v_{P_1} = v_{P_2}$. Acest lucru explică producerea unei alunecări relative în zona de contact.

Fenomenul în sine provoacă scăderea randamentului și accentuarea uzurii.

Măsura acestui fenomen este dată de **coeficientul de alunecare geometrică** $\xi_g = \frac{^{(d)}v_{al}}{v_p}$, în care v_p este viteza punctului de contact în care alunecarea este nulă (rostogolire pură).

2.3.3. Avarii caracteristice transmisiilor prin roți de fricțiune

La fiecare rotație punctele ce aparțin suprafețelor active ale roților aflate în mișcare relativă de rostogolire cu alunecare sunt solicitate la contact hertzian după un ciclu pulsator. Capacitatea portantă a roților de fricțiune va fi deci limitată superior de durabilitatea la uzare a zonelor maxim solicitate de pe suprafețele active.

În aceste condiții, la orice roată de fricțiune, indiferent de caracteristica contactului teoretic - punctiform sau liniar - pot fi predominante următoarele forme de avariere prin uzare: oboseala superficială, griparea (uzare adezivă, de aderență), uzarea abrazivă, uzarea corozivă.

a) **Oboseala superficială** (pittingul). Este un fenomen complex generat prin acțiunea ciclică de durată a tensiunilor de contact și are ca efect dislocații în rețeaua superficială cristalină a materialului roților.

Antrenarea (deplasarea) tangențială, asociată forțelor de frecare distribuite în zona de contact, contribuie la mărirea amorșelor de fisuri până la desprinderea unor particule de material și apariția ciupiturilor caracteristice.

Dependent de sensul forțelor de frecare, fisurile au orientări diferite pe suprafețele în contact. În condițiile contactului uns, datorită mișcării relative de rostogolire cu alunecare, lubrifianțul este pompat în fisurile de pe suprafața condusă. Presiunea în spațiul fisurii crește foarte mult, distrugerea accentuându-se prin efectul de pană. Fenomenul nu este caracteristic pentru suprafața motoare.

Evoluția în timp a fenomenului de oboseală superficială este descrisă de o lege exponențială:

$$\sigma_H^m N = const.$$

Experimental s-au pus în evidență două faze în manifestarea pittingului, și anume:

- **pittingul staționar** (ciupirea inițială) cu o evoluție specifică până a nu se atinge solicitarea limită de contact;
- **pittingul progresiv**, manifestat sub forma explozivă la depășirea solicitării limită de contact.

Ca măsuri de prevenire se menționează:

- utilizarea unor lubrifianți cu onctuozitate ridicată;
- reducerea rugozității suprafețelor active;
- executarea unui rodaj îngrijit al transmisiei.

b) **Griparea** (uzarea adezivă, de aderență). Contactul forțat cu alunecare este echivalent, din punct de vedere energetic, cu deplasarea rapidă pe suprafețele active a unei surse termice de mare intensitate (model Blok). Întrucât pe lățimea efectivă de contact schimbul de căldură cu mediul ambiant este practic nul, șocul termic determină creșteri instantanee ale temperaturii locale. Astfel, sunt create condiții fizice pentru întreruperea peliculei de lubrifiant (dacă suprafețele sunt unse) și de producere a unor microsuduri asociate cu smulgeri de material.

Griparea se amorsează și se dezvoltă într-un interval de timp foarte scurt, fiind o formă violentă de degradare specifică transmisiilor de mare viteză, puternic solicitate în condiții de ungere necorespunzătoare.

Griparea poate fi prevenită prin utilizarea unor lubrifianți vâscoși, asigurarea unor rugozități și tratamente termice adecvate suprafețelor active ($HB_1 > HB_2$).

c) **Uzarea abrazivă**. Se manifestă la transmisiile de mică viteză și greu încărcate, la care pelicula de lubrifiant este discontinuă sau nu se poate forma.

Uzarea este agravată de existența în lubrifiant a unor particule dure de SiO_2 sau metalice, desprinse în urma ciupirii, respectiv a unor oxizi metalici proveniți din coroziunea roților, impurități care pătrund odată cu lubrifiantul între suprafețele active.

Uzarea abrazivă este accentuată de alunecarea geometrică și de patinare. Ca măsuri de prevenire se menționează:

- filtrarea uleiului la introducerea în carcasa transmisiei;
- curățirea lubrifiantului în timpul funcționării cu ajutorul unor capcane magnetice.

d) **Uzarea corozivă**. Apare în cazul în care roțile cu fricțiune rămân în contact sub sarcină timp îndelungat (fără a funcționa). Se manifestă prin apariția unor straturi de oxizi pe suprafața de contact, straturi care se desprind în momentul intrării în funcțiune a transmisiilor. Pentru prevenire se are în vedere interdicția de a lăsa transmisia în repaus sub sarcină.

2.4 Elemente ale calculului de verificare și dimensionare

Toate formele de avarii expuse în § 2.3.3 sunt condiționate de tensiunile maxime de contact ce se manifesta local pe suprafețele active.

Nu se cunoaște încă un model matematic care să descrie complet atât rezistența cât și durabilitatea roților cu fricțiune. De aceea, independent de forma predominantă de avariere, dimensionarea se bazează pe limitarea tensiunii maxime de contact.

Sub acțiunea forței de apăsare, localizată în zona de contact, corpurile de rostogolire se deformează și apare un câmp de tensiuni de contact (fig.2.8) (conform teoriei fundamentate de H. Hertz).

Se acceptă metoda bazată pe limitarea tensiunii efective de contact „ σ_H ” la valoarea tensiunii admisibile de contact (de proiectare), „ σ_{Hp} ”.

$$\text{Deci: } \sigma_H \leq \sigma_{Hp} \quad (2.16)$$

Calculule de dimensionare și verificare au la bază relațiile lui

Hertz aplicare pentru:

- contact inițial liniar (în cazul roților cu fricțiune cilindrice, conice, toroidale);
- contact inițial punctiform (în cazul roților cu fricțiune sferice).

Relația generală se redă sub forma:

$$\sigma_H = \left(\frac{1}{\pi} \frac{w_n}{\eta_e} \sum_1^2 c_j \right)^{1/2}, \quad (2.17)$$

în care:

$w_n = \frac{F_n}{b} = p_l^*$ este forța pe unitatea de lungime (fig. 2.4. a);

$\eta_e = \eta_e(v_{1,2}, E_{1,2})$ - modulul de elasticitate echivalent al roților;

$v_{1,2}$ - coeficienții lui Poisson, iar $E_{1,2}$ - modulele de elasticitate longitudinale ale materialelor celor două roți.

$$\sum_1^2 c_j = c_1 + c_2 = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2} = \frac{1}{R_1} \pm \frac{1}{R_2} = \frac{2}{D_1} \left(\frac{i \pm 1}{i} \right) \quad (2.18)$$

este curbura echivalentă a roților (fig. 2.4 a și fig.2.8).

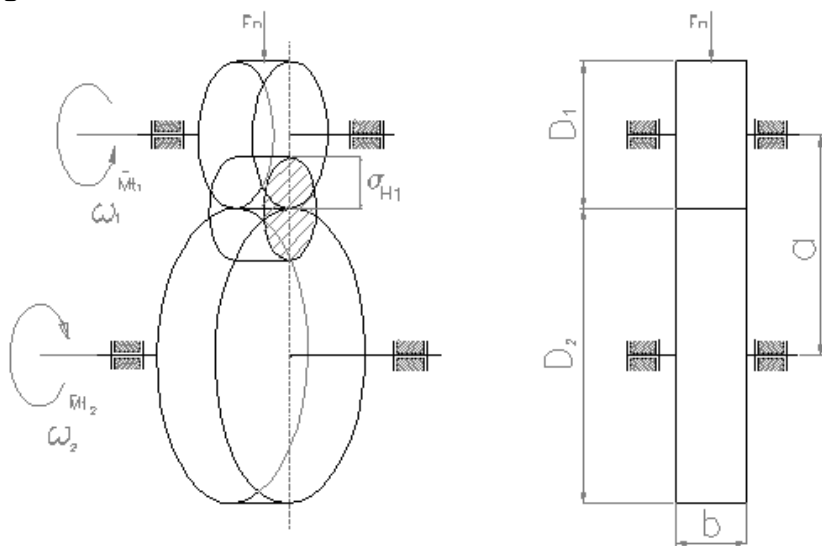
Notându-se $\left(\frac{1}{\pi} \cdot \frac{1}{\eta_e} \right)^{1/2} = z_E$ - coeficient de material, relația

(2.17) devine:

$$\sigma_H = z_E \left(\frac{F_n}{b} \sum_1^2 c_j \right)^{1/2} \leq \sigma_{Hp} \quad (2.19)$$

Se presupun cunoscute: tipul transmisiei, parametrii energetici (P_1 , M_{t1} , F_n), cinemati (i , ω_1 , n_1), regimul de funcționare, caracteristicile mecanice ale materialelor roților (fig.2.8).

Fig.2.8



Se cere:

- verificarea transmisiei dacă se cunosc parametrii geometrici, condițiile de funcționare, caracteristicile materialelor;
- dimensionarea transmisiei - stabilirea mărimilor D_1, D_2, b, a din condiții de rezistență. σ_{H1}

În baza notațiilor din figura 2.8 relația (2.19), după înlocuirea (2.3) și (2.18), și a exprimării $b = \psi_{D1} \cdot D_1$ conduce la:

$$\sigma_H = z_E \left[\frac{k_r}{\mu} \cdot \frac{F_{t1}}{\psi_{D1} \cdot D_1} \cdot \frac{2}{D_1} \cdot \frac{i \pm 1}{i} \right]^{1/2} \leq \sigma_{Hp} \quad (2.20)$$

Scriind condiția la limită ($\sigma_H = \sigma_{Hp}$), relația (2.20) permite dezvoltarea expresiilor de calcul pentru D_1 , respectiv distanța dintre axe „a”, după înlocuirile din (2.2).

Deci:

$$\frac{\sigma_{Hp}^2}{z_E^2} = \left[\frac{k_r}{\mu} \cdot \frac{2}{\psi_{D1} D_1^2} \cdot \frac{2M_{t1}}{D_1} \cdot \frac{i \pm 1}{i} \right] \quad (2.21)$$

$$\Rightarrow D_1 = \sqrt[3]{\frac{z_E^2}{\sigma_{Hp}^2} \cdot \frac{4M_{t1}}{\psi_{D1}} \cdot \frac{k_r}{\mu} \cdot \frac{i \pm 1}{i}} \quad (2.22)$$

de unde

$$\text{Scriind } b = \psi_a \cdot a; \quad D_1 = \frac{2a}{i \pm 1}, M_{t1} = 10^6 \frac{P_1}{\omega_1} [\text{Nmm}] \cup P_1 [\text{kW}], \quad (2.23)$$

Din relația (2.19) după înlocuirea (2.3) și (2.18) rezultă:

$$a = (i \pm 1) \sqrt[3]{\frac{z_E^2}{\sigma_{HP}^2} \cdot \frac{k_r}{\mu} \cdot \frac{10^6 P_1}{\psi_a \omega_1 i}} [\text{mm}]. \quad (2.24)$$

Notă. Calculele de rezistență se limitează la stabilirea unui singur parametru (D_1 sau a), ceilalți parametri se determină din considerente cinematice și geometrice:

$$D_2 = iD_1, a = \frac{1}{2}(D_1 + D_2) = \frac{D_1}{2}(i \pm 1). \quad (2.25)$$

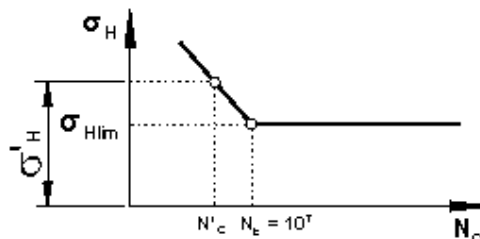
Obs. Dacă N'_c este numărul de cicluri de funcționare și dacă $N'_c < N_b$

$$\Rightarrow \sigma_H'^m \cdot N'_c = \sigma_{Hlim}^m \cdot N_b \quad \text{sau :} \quad (2.26)$$

$$\sigma_H' = \sigma_{Hlim} \cdot \left(\frac{N_b}{N'_c} \right)^{1/m} = z_N \cdot \sigma_{Hlim} \approx \sigma_{Hp}, \quad (2.27)$$

z_N fiind un coeficient al numărului de cicluri de funcționare.

Fig.2.9



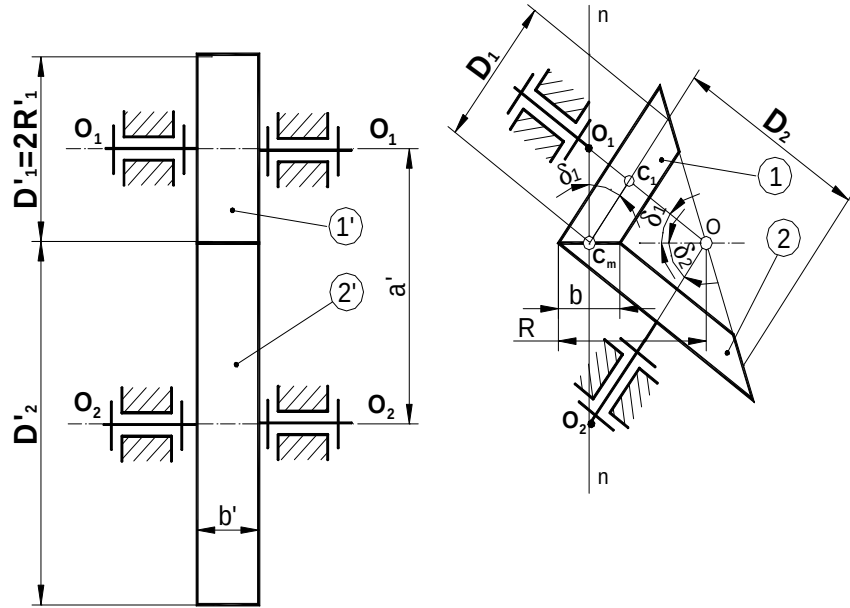
Precizare. Calculul de rezistență al roților cu fricțiune conice se

face în baza relațiilor stabilite la roțile cu fricțiune cilindrice prin înlocuirea în relații a mărimilor echivalente $[D'_{1,2}, a', i', M'_{t1}(P'_1/\omega'_1)]$.

Roțile cilindrice echivalente au aceleași raze de curbură ca și roțile conice în punctul de rostogolire C_m și transmit aceeași forță tangențială ($F_{t1} = F'_{t1}$), conform fig. 2.10.

$$\text{Se acceptă: } b = b'; b = \psi_R \cdot R. \quad (2.28)$$

Fig.2.10



Raportul de transmitere în acest caz se poate scrie:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{D_2}{D_1} = \frac{\overline{OC_m} \sin \delta_2}{\overline{OC_m} \sin \delta_1} = \frac{\sin \delta_2}{\sin \delta_1} \quad (2.29)$$

$$\text{Pentru } \delta_2 + \delta_1 = \pi / 2 \Rightarrow i = \text{ctg} \delta_1 = \text{tg} \delta_2. \quad (2.30)$$

Din $\triangle OC_m O_1$ - figura 2.10- rezultă:

$$\text{tg} \delta_1 = \frac{\overline{O_1 C_m}}{\overline{OC_m}} = \frac{R'_1}{R - \frac{b}{2}}, \text{ de unde } R'_1 = (R - \frac{b}{2}) \text{tg} \delta_1 = (R - \frac{b}{2}) \frac{1}{i}. \quad (2.31)$$

Analog:

$$R'_2 = (R - \frac{b}{2}) \text{tg} \delta_2 = (R - \frac{b}{2}) i. \quad (2.32)$$

Considerând relațiile (2.31) și (2.32) se poate scrie:

$$i' = \frac{R'_2}{R'_1} = \frac{(R - \frac{b}{2}) i}{(R - \frac{b}{2}) \frac{1}{i}} = i^2 \quad (2.33)$$

$$\text{și } a' = R'_1 + R'_2 = (R - \frac{b}{2}) \frac{i^2 \pm 1}{i}. \quad (2.34)$$

Din condiția ca $F_{t1} = F'_{t1}$ se poate scrie:

$$\frac{M_{t1}}{r_{m1}} = \frac{M'_{t1}}{r'_1} \Rightarrow M'_{t1} = M_{t1} \cdot \frac{r_1}{r_{m1}} = M_{t1} \frac{1}{\cos \delta_1} = M_{t1} \frac{\sqrt{i^2 + 1}}{i}. \quad (2.35)$$

În mod similar se obține:

$$\left(\frac{P'_1}{\omega'_1} \right) = \left(\frac{P_1}{\omega_1} \right) \frac{\sqrt{i^2 + 1}}{i}. \quad (2.36)$$

2.5 Elemente cinematice și constructive ale sistemelor de apăsare

Pentru funcționarea transmisiilor prin roți de funcțiune, roțile trebuie aduse într-un contact forțat printr-un **SISTEM DE APĂSARE (SA)**.

Sistemele de apăsare sunt dispozitive prin intermediul cărora se creează forța normală de apăsare (F_n) necesară funcționării transmisiilor prin roți de fricțiune.

2.5.1. Sisteme de apăsare cu acțiune permanentă (SAAP)

Forța pe care o dezvoltă aceste sisteme este constantă ca intensitate și corespunde momentului de torsiune maxim transmis.

$$\forall M_t \neq ct. \Leftrightarrow F_t \neq ct. \exists F_n = F_{\max} = F_n(F_t) = ct.$$

Prin urmare, sistemul realizează o hipertensionare a transmisiei pentru momente de răsucire mai mici decât $M_{t\max}$.

Dintre soluțiile care au la bază acest principiu se menționează:

- sistemul gravitațional (fig. 2.11 a);
- sistemul pneumo sau hidrostatic (fig. 2.11 b);
- sistemul bazat pe reacțiunea elastică introdusă de unul sau mai multe arcuri (fig. 2.11.c).

Fig.2.11 a

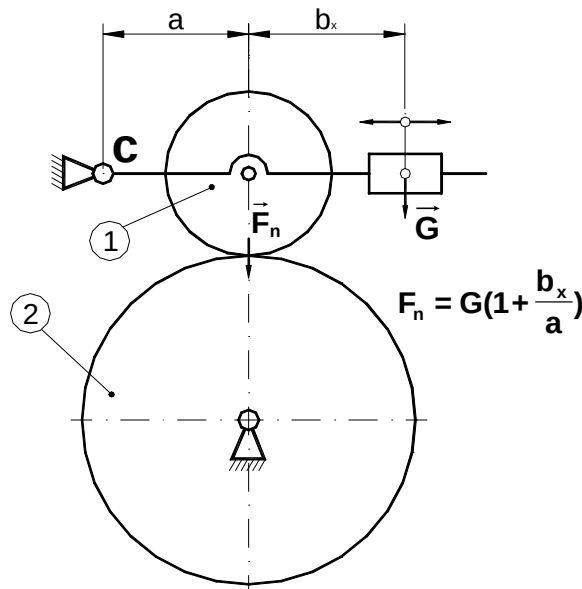


Fig.2.11 b

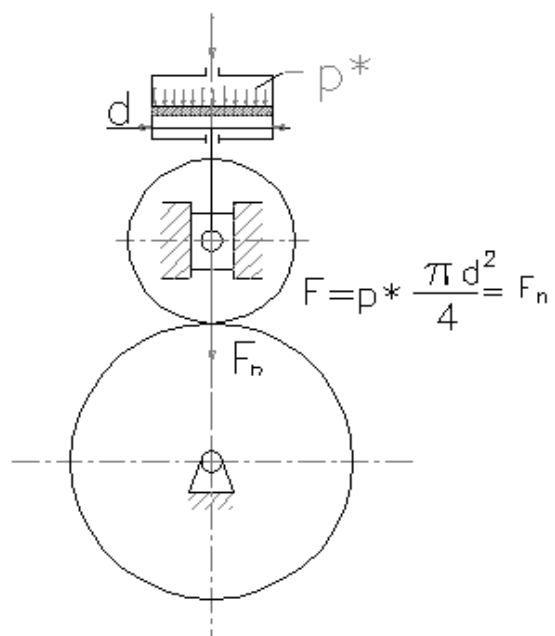
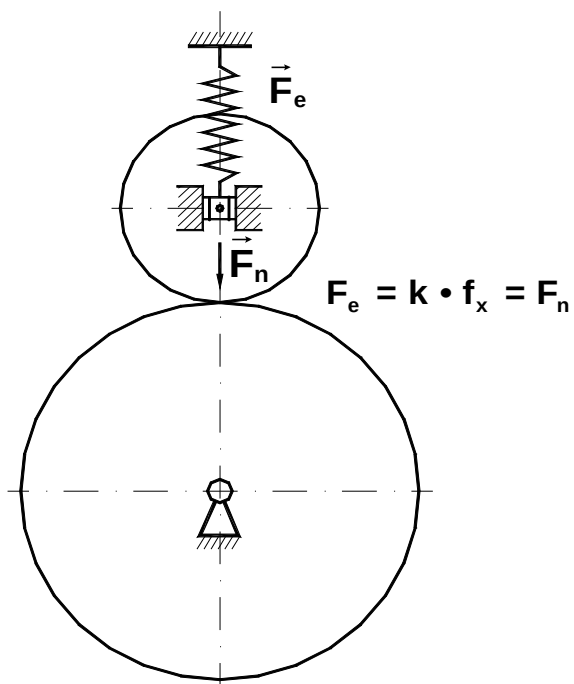


Fig.2.11 c



2.5.2. Sisteme de apăsare cu acțiune automată (SAAA) Astfel de sisteme introduc o forță de apăsare variabilă ca intensitate funcție de momentul de torsiune transmis.

$$\forall M_t \neq ct. \Leftrightarrow F_t \neq ct. \exists F_n = F_n(F_t) \neq ct.$$

În general, soluția își bazează funcționarea pe principiul planului înclinat.

Sistemul de apăsare cu filet (fig. 2.12 a) are unul din arborii roților realizat în construcție tubulară (3) în care se poate înșuruba butucul roții cu fricțiune (1).

La transmiterea momentului de torsiune în dispozitiv va apare o forță axială $F_{ax} = F_r$ ca urmare a efectului de plan înclinat al filetului.

Rolul arcului (4) este de a crea o ușoară forță de apăsare în timpul staționării și la funcționarea în gol a transmisiei.

Condiția de reglare automată a apăsării rezultă din relația:

$$M_{tx} = F_{ax} \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\beta + \varphi) \Rightarrow F_{ax} = \frac{2M_{tx}}{d_2 \operatorname{tg}(\beta + \varphi)}. \quad (2.37)$$

Sistemul de apăsare cu bile prezentat în figura 2.12.b are roata (1) fixată culisant în arborele (3) prin intermediul bilelor montate în canale circulare înclinate.

Fig.2.12 a

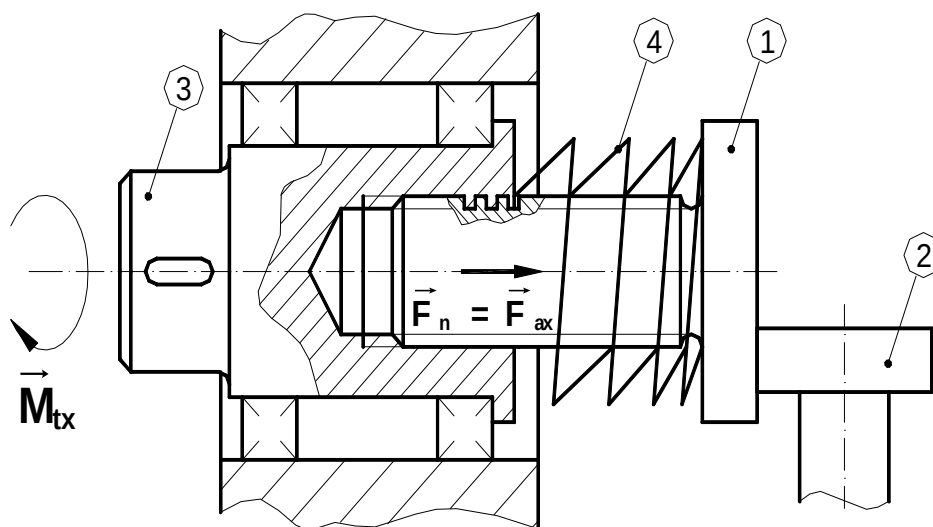
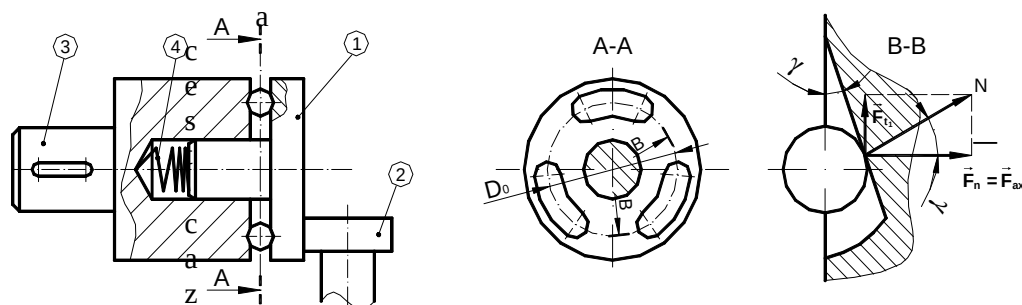


Fig.2.12 b



s
e
In acest caz se poate scrie:

$$M_{tx} = F_{t1} \frac{D_0}{2} = F_n \operatorname{tg} \gamma \cdot \frac{D_0}{2} \Rightarrow F_n = \frac{2M_{tx}}{D_0 \operatorname{tg} \gamma}$$

Se recomandă $\gamma \geq 14^\circ$ pentru a nu se produce înțepenirea bilelor în canal.

Recomandări:

- Roțile de fricțiune căptușite cu materiale nemetalice se uzează repede când alunecările sunt mari (alunecările apar la suprasarcini și în fazele de demarare).

- Dacă ambele roți sunt din fontă, alunecările sunt frecvente și de durată mare, iar roțile se ovalizează.

- Pentru a evita aceste inconveniente, se recomandă ca periferia roților motoare (conducătoare) să fie căptușită cu un material nemetalic.

- Condițiile de montaj cerute transmisiilor prin roți de fricțiune sunt:

- centrarea corectă a roților pe arbori;
- paralelismul riguros al arborilor.

- Deoarece prin baterea penelor de fixare apare o ușoară descentrare a roților se recomandă ca, după montare, roțile să se strunjească la periferie sau, mai bine, la montaj să se folosească pene de fixare inelare.

Din multitudinea variantelor geometrice posibile, s-au impus în construcția de mașini doar cele raționale sub aspect funcțional (alunecări minime) și constructiv (tehnologie simplă).

Din cauza gabaritului nerațional și limitelor coborâte ale randamentului, respectiv a durabilității la uzare și oboseală superficială, roțile de fricțiune nu pot atinge performanțele angrenajelor.

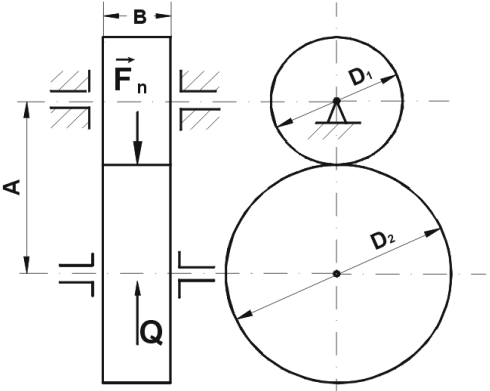
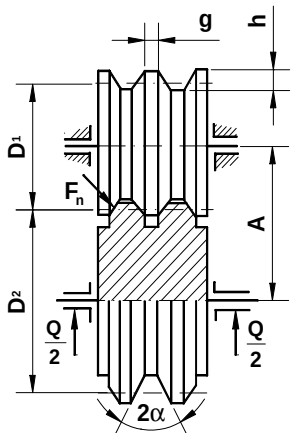
2.6 Probleme

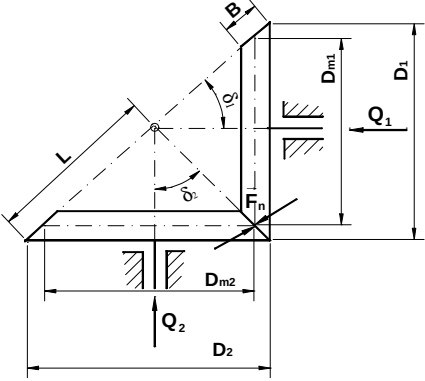
Notății folosite pentru roțile cu fricțiune

A	- distanța dintre axele roților cu fricțiune ;
B	- lungimea liniei de contact(lățimea roților, în cazul roților cilindrice);
c	- coeficientul de siguranță la alunecare ;
D₁, D₂	- diametrele de rostogolire ale roților cu fricțiune, la roțile cu caneluri circulare corespund diametrelor medii, iar la roțile cu fricțiune conice corespund diametrelor maxime;
D_{m1}, D_{m2}	- diametrele medii de rostogolire ale roților cu fricțiune conice;
E₁, E₂	- modulele de elasticitate longitudinale ale materialelor roților de fricțiune;
E_{red}	- modulul de elasticitate redus;
F_n	- forța normală la suprafețele de frecare;
h	- înălțimea profilului canelurilor roților cu fricțiune , cu caneluri circulare ;
i	- raportul de transmitere ;
L	- lungimea generatoarei conurilor de rostogolire ;
M_{t1}	- momentul de torsiune la arborele de intrare (conducător);
n₁	- turația arborelui conducător ;
P	- puterea de transmis ;
R₁, R₂	- razele de rostogolire ale roților cu fricțiune cilindrice, și respectiv razele de rostogolire maxime ale roților cu fricțiune conice ;
z	- numărul canelurilor roților cu fricțiune cu caneluri circulare ;
Q	- forța de apăsare a corpurilor de rostogolire ;
α	- semiunghiul de profil al canelurilor roților cu caneluri circulare ;
δ₁, δ₂	- semiunghiurile conurilor de rostogolire ale roților cu fricțiune conice ;
ψ₁, ψ₂	- coeficienții de lățime pentru roțile cu fricțiune cilindrice, și respectiv conice ;
σ_H , σ_{Hp}	- efortul unitar efectiv de contact, și rezistența admisibilă la contact ;
μ	- coeficientul de frecare de alunecare .

**Relații și recomandări necesare pentru calculul transmisiilor cu roți
cu fricțiune**

Tab 2.1

Tipul transmisiei și schema de calcul	Relațiile de calcul și recomandările necesare
Cu roți cilindrice 	$\sigma_H = 130 \sqrt{\frac{P}{n_1 A^2} \frac{c E_{red}}{\mu B} \frac{(i+1)^3}{i}} \leq \sigma_{Hp};$ $A = (i+1)^3 \sqrt{\left(\frac{130}{\sigma_{Hp}}\right)^2 \frac{c E_{red}}{\mu \psi_A} \frac{P}{i n_1}}$ $P = \frac{A^3}{(i+1)^3} \frac{\mu \psi_A}{c E_{red}} i n_1 \left(\frac{\sigma_{Hp}}{130}\right)^2;$ $E_{red} = \frac{2E_1 E_2}{E_1 + E_2}; c = 1,2...3; \psi_A = 0,2...0,4;$ $B = \psi_A A; R_1 = \frac{A}{i+1};$ $R_2 = i R_1; Q = F_n = \frac{c}{\mu} \frac{M_{t1}}{R_1};$
Cu roți cilindrice și caneluri circulare 	$\sigma_H = 162(i+1)^2 \sqrt{\frac{P}{n_1 A^3} \frac{c E_{red}}{\mu z} \frac{1}{i}} \leq \sigma_{Hp};$ $A = (i+1)^3 \sqrt{\left(\frac{162}{\sigma_{Hp}}\right)^2 \frac{c E_{red}}{\mu z} \frac{P}{i n_1} (i+1)};$ $P = \frac{A^3}{(i+1)^4} \frac{\mu z}{c E_{red}} i n_1 \left(\frac{\sigma_{Hp}}{162}\right)^2;$ $E_{red} = \frac{2E_1 E_2}{E_1 + E_2}; c = 1,2...3; z < 5;$ $D_1 = \frac{2A}{i+1}; D_2 = i D_1; F_n = \frac{c}{\mu} \frac{M_{t1}}{2z R_1};$ $Q = 2z F_n \sin \alpha.$ Se recomandă: $h = 0,08 R_1; 2\alpha = 30^\circ;$ $g = 3 \text{ mm},$ pentru roți din oțel; $g = 5 \text{ mm},$ pentru roți din fontă;

	Tab.2.2
Cu roți conice 	$\sigma_H = 130 \sqrt{\frac{P}{n_1} \frac{c E_{red}}{\mu B} \frac{(i^2 + 1)^{3/2}}{i(L - 0,5B)^2}} \leq \sigma_{Hp};$ $L = \sqrt{i^2 + 1} \sqrt{\left(\frac{130}{\sigma_{Hp}}\right)^2 \frac{c E_{red}}{\mu \psi_L} \frac{P}{i n_1} \frac{1}{(1 - 0,5 \psi_L)^2}};$ $P = \left(\frac{\sigma_{Hp}}{130}\right)^2 n_1 \frac{\mu B}{c E_{red}} \frac{i(L - 0,5B)^2}{(i^2 + 1)^{3/2}};$ $E_{red} = \frac{2E_1 E_2}{E_1 + E_2}; c = 1,2 \dots 3; \psi_L = 0,25 \dots 0,3;$ $\delta_1 = \arctg \frac{1}{i}; \delta_2 = 90^\circ - \delta_1; B = \psi_L L;$ $D_1 = 2L \sin \delta_1; D_2 = i D_1;$ $D_{m1} = D_1 \frac{L - 0,5B}{L}; D_{m2} = i D_{m1};$ $F_n = \frac{c}{\mu} \frac{2M_{t1}}{D_{m1}};$ $Q_1 = F_n \sin \delta_1; Q_2 = F_n \sin \delta_2.$

2.1

Transmisia prin fricțiune cu roți cilindrice transmite o putere $P=5$ kW,

la o turație $n_1 = 1000$ rot/min; raportul de transmitere este $i = 3$. Să se dimensioneze roțile cu fricțiune, materialul din care sunt confecționate fiind **41C10**, cu duritatea **240 HB**. transmisia funcționează cu ungere.

Rezolvare:

Se determină distanța dintre axe

$$A = (i + 1) \sqrt[3]{\left(\frac{130}{\sigma_{Hp}}\right)^2 \frac{cEP}{\mu \psi_A i n_1}} =$$

$$= (3 + 1) \sqrt[3]{\left(\frac{130}{6240}\right)^2 \cdot \frac{1,2 \cdot 2,1 \cdot 10^6}{0,05 \cdot 0,6} \cdot \frac{5}{3 \cdot 1000}} \approx 200 \text{ mm}$$

unde: $c=1,2$; $E=2,1 \cdot 10^5$ MPa; $\sigma_{Hp} = 26 \text{ HB} = 26 \cdot 240 = 624 \text{ MPa}$

Se calculează lățimea roților :

$$B = \psi_A A = 0,3 \cdot 200 = 60 \text{ mm}.$$

Se determină razele roților :

$$R_1 = \frac{A}{i + 1} = \frac{200}{3 + 1} = 50 \text{ mm}; R_2 = \frac{A}{i + 1} i = \frac{200}{3 + 1} \cdot 3 = 150 \text{ mm}.$$

Forța necesară de apăsare :

$$Q = \frac{c}{\mu} \cdot \frac{M_{t_1}}{R_1} = \frac{1,2}{0,05} \cdot \frac{477,5}{5} = 22920 \text{ N},$$

unde :

$$M_{t_1} = 95500 \frac{P}{n_1} = 95500 \frac{5}{1000} = 47750 \text{ mNm}.$$

2.2

Să se verifice dacă transmisia cu roți cu fricțiune cilindrice, la care $R_1 = 50 \text{ mm}$, $R_2 = 200 \text{ mm}$ și $B = 50 \text{ mm}$ - antrenată de un motor electric cu $P = 2,5 \text{ kW}$ și $n_1 = 2960 \text{ rot/min}$ - rezistă la sollicitarea de contact. Roțile sunt confecționate din textolit, și respectiv oțel ($\mu = 0,25$ și $\sigma_{Hp} = 80 \text{ MPa}$).

Rezolvare :

Efortul unitar efectiv la sollicitarea de contact :

$$\begin{aligned} \sigma_H &= 130 \sqrt{\frac{P}{n_1 A^2} \cdot \frac{cE}{\mu B} \cdot \frac{(i+1)^3}{i}} = \\ &= 130 \sqrt{\frac{2,5}{2960 \cdot 25^2} \cdot \frac{1,5 \cdot 0,1166 \cdot 10^6}{0,25 \cdot 5} \cdot \frac{(4+1)^3}{4}} = \\ &= 36 \text{ MPa} < \sigma_{Hp} = 80 \text{ MPa}, \end{aligned}$$

unde:

$$i = \frac{R_2}{R_1} = \frac{200}{50} = 4; c = 1,5; A = R_1 + R_2 = 50 + 200 = 250 \text{ mm};$$

$$E = \frac{2E_1E_2}{E_1 + E_2} = \frac{2 \cdot 6 \cdot 10^4 \cdot 2,1 \cdot 10^6}{6 \cdot 10^4 + 2,1 \cdot 10^6} = 0,1166 \cdot 10^5 \text{ MPa};$$

$$E_1 = 6 \cdot 10^3 \text{ MPa} \text{ și } E_2 = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}.$$

2.3

Avînd de transmis o putere $P = 8 \text{ kW}$, la o turație $n_1 = 900 \text{ rot/min}$ și un raport de transmitere $i = 4$, se cere să se dimensioneze roțile de fricțiune cu caneluri circulare. Materialul roților este oțel, cu $\sigma_{Hp} = 700 \text{ MPa}$; transmisia funcționează fără ungere.

Rezolvare :

Se alege $z = 4$ și $c = 1,5$, $\mu = 0,15$

Se determină distanța dintre axe :

$$\begin{aligned} A &= (i+1) \sqrt[3]{\left(\frac{162}{7000}\right)^2 \cdot \frac{cE}{\mu z} \cdot \frac{P}{in_1} (i+1)} = \\ &= (4+1) \sqrt[3]{\left(\frac{162}{7000}\right)^2 \cdot \frac{1,5 \cdot 2,1 \cdot 10^6}{0,15 \cdot 4} \cdot \frac{8}{4 \cdot 900} \cdot (4+1)} \approx 160 \text{ mm} \end{aligned}$$

Se calculează elementele geometrice ale roților:

$$R_1 = \frac{A}{i+1} = \frac{16}{4+1} = 32 \text{ mm}; R_2 = iR_1 = 4 \cdot 3,2 = 128 \text{ mm};$$

$$h = 0,08 \cdot R_1 = 0,08 \cdot 3,2 \approx 3 \text{ mm}.$$

Forța de apăsare necesară:

$$Q = 2zF_n \sin \alpha = 2 \cdot 4 \cdot 332 \sin 15^\circ = 6870 \text{ N}$$

unde:

$$F_n = \frac{c}{\mu} \cdot \frac{M_{t1}}{2zR_1} = \frac{1,5}{0,15} \cdot \frac{849}{2 \cdot 4 \cdot 3,2} = 3320 \text{ N}$$

$$M_{t1} = 95500 \frac{P}{n_1} = 95500 \frac{8}{900} = 84900 \text{ mNm}.$$

2.4

Să se determine puterea pe care o poate transmite transmisia cu roți cu fricțiune, cu o canelură și forța radială de apăsare necesară. Se cunosc: $n_1 = 2860 \text{ rot/min}$, $D_1 = 20 \text{ mm}$, $D_2 = 80 \text{ mm}$, $c = 1,25$, materialul roților – oțel cu $\sigma_{Hp} = 600 \text{ MPa}$, $\mu = 0,15$.

Rezolvare:

Puterea ce poate fi transmisă, din condiția rezistenței la solicitarea de contact,

$$P = \frac{A^3}{(i+1)^4} \cdot \frac{\mu z}{cE} i n_1 \left(\frac{\sigma_{Hp}}{162} \right)^2 =$$

$$= \frac{5^3}{(4+1)^4} \cdot \frac{0,15 \cdot 1}{1,25 \cdot 2,1 \cdot 10^6} \cdot 4 \cdot 2860 \cdot \left(\frac{6000}{162} \right)^2 = 0,179 \text{ kW},$$

unde:

$$A = \frac{D_1 + D_2}{2} = \frac{20 + 80}{2} = 50 \text{ mm}; i = \frac{D_2}{D_1} = \frac{80}{20} = 4.$$

Forța radială de apăsare necesară

$$Q = 2zF_n \sin \alpha = 2 \cdot 1 \cdot 25 \sin 15^\circ \approx 130 \text{ N};$$

unde:

$$F_n = \frac{c}{\mu} \cdot \frac{M_{t1}}{2zR_1} = \frac{1,25}{0,15} \cdot \frac{6}{2 \cdot 1 \cdot 1} = 250 \text{ N};$$

$$M_{t1} = 95500 \frac{P}{n_1} = 95500 \frac{179}{2860} \approx 600 \text{ mNm}.$$

2.5

Transmisia prin fricțiune cu roți conice transmite o putere $P = 5 \text{ kW}$, la o turație $n_1 = 1440 \text{ rot/min}$; raportul de transmitere $i = 3$. Să se dimensioneze transmisia, știind că materialul roților este 41C10, cu $\sigma_{Hp} = 700 \text{ MPa}$. Transmisia funcționează fără ungere.

Rezolvare:

Se alege $\mu = 0,2$, $\psi_L = 0,25$, $c = 2$, $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$

Se calculează lungimea generatorului conului de rostogolire:

$$L = \sqrt{i^2 + 1} \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{130}{\sigma_{Hp}} \right)^2 \frac{cE}{\mu\psi_L} \cdot \frac{P}{i n_1} \cdot \frac{1}{(1 - 0,5\psi_L)^2}} =$$

$$= \sqrt{3^2 + 1} \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{130}{7000}\right)^2 \cdot \frac{2 \cdot 2,1 \cdot 10^6}{0,2 \cdot 0,25} \cdot \frac{5}{3 \cdot 1440} \cdot \frac{1}{(1 - 0,5 \cdot 0,25)^2}} \approx$$

$$\approx 112 \text{ mm}$$

Elementele geometrice ale roților:

$$B = \psi_L L = 0,25 \cdot 11,2 = 2,8 \text{ cm}; D_1 = 2L \sin \delta_1 = 2 \cdot 11,2 \sin 18^\circ 25' =$$

$$= 7 \text{ cm}; D_2 = iD_1 = 3 \cdot 7 = 21 \text{ cm};$$

$$\delta_1 = \arctg \frac{1}{i} = \arctg \frac{1}{3} = 18^\circ 25'; \delta_2 = 90^\circ - \delta_1 = 90^\circ - 18^\circ 25' = 71^\circ 35'.$$

$$D_{m1} = D_1 \frac{L - 0,5B}{L} = 7 \cdot \frac{11,2 - 0,5 \cdot 2,8}{11,2} = 6,125 \text{ cm};$$

$$D_{m2} = iD_{m1} = 3 \cdot 6,125 = 18,375 \text{ cm}.$$

Forțele de apăsare necesare:

$$Q_1 = F_n \sin \delta_1 = 1084 \sin 18^\circ 25' = 3430 \text{ N};$$

$$Q_2 = F_n \sin \delta_2 = 1084 \sin 71^\circ 35' = 10280 \text{ N}$$

unde:

$$F_n = \frac{c}{\mu} \cdot \frac{2M_{t1}}{D_{m1}} = \frac{2}{0,2} \cdot \frac{2 \cdot 332}{6,125} = 10840 \text{ N};$$

$$M_{t1} = 95500 \frac{P}{n_1} = 95500 \frac{5}{1440} = 3320 \text{ N}.$$

2.6

Să se calculeze transmisia cu roți cu fricțiune cilindrice a unui transportor . Se cunosc : $P = 7,5 \text{ kW}$, $n_1 = 1000 \text{ rot/min}$, $n_2 = 350 \text{ rot/min}$, materialele roților – textolit pe oțel. Se aleg: $c = 1,35$, $\psi_A = 0,3$, $\sigma_{Hp} = 100 \text{ MPa}$; $E_1 = 6 \cdot 10^3 \text{ MPa}$ și $E_2 = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$.

2.7

Să se determine puterea pe care o poate transmite transmisia cu roți cu fricțiune cilindrice și forța necesară de apăsare. Se cunosc: $n_1 = 2860 \text{ rot/min}$, $R_1 = 2 \text{ cm}$, $R_2 = 8 \text{ cm}$, $B = 2 \text{ cm}$, $i = 4$, $c = 1,25$, $\mu = 0,25$. Rola conducătoare este confecționată din textolit, cu $E_1 = 6 \cdot 10^3 \text{ MPa}$ și $\sigma_{Hp} = 80 \text{ MPa}$, iar rola condusă din oțel.

2.8

Să se verifice, la solicitarea de contact, transmisia cu roți cu fricțiune cu caneluri circulare, cunoscându-se : $P = 6 \text{ kW}$, $n_1 = 1000 \text{ rot/min}$, $i = 4,5$, $A = 150 \text{ mm}$, $z = 4$, $c = 1,2$; materialul roților – oțel, cu $\sigma_{Hp} = 700 \text{ MPa}$. Transmisia funcționează fără ungere ($\mu = 0,2$). Să se calculeze forța necesară de apăsare.

2.9

Să se verifice transmisia cu roți cu fricțiune conice, la care $P = 1,5$ kW, $n_1 = 2960$ rot/min, $i = 2,5$, materialul roților – oțel, cu $\sigma_{Hp} = 600$ MPa, $\mu = 0,05$ și $c = 1,75$. Diametrele maxime ale roților au valorile $D_1 = 8$ cm și $D_2 = 20$ cm, iar $B = 3,25$ cm. Să se calculeze semiunghiurile conurilor de rostogolire și forțele de apăsare necesare.

Valorile modulului de elasticitate pentru principalele materiale folosite la transmisiile prin fricțiune

Tab 2.3

Materialul	E [daN / cm ²]
Oțel	$2,1 \cdot 10^6$
Fontă	$(0,8 - 1,1) \cdot 10^6$
Textolit	$(4 - 6,5) \cdot 10^4$
Piele	$0,35 \cdot 10^4$

Rezistențele admisibile la solicitarea de contact pentru roțile cu fricțiune

Tab 2.4

Materialele corpurilor de rostogolire	Starea de ungere	Rezistența admisibilă σ_{Hp} , în [daN / cm ²]	
		Duritatea superficială	
		HB ≤ 350	HB > 350
Oțel/oțel*)	cu ungere	(23...26)HB	250 HRC
Oțel/fontă sau textolit	fără ungere	700...1000	
Oțel/oțel	fără ungere	(12...15)HB	
*) În cazul contactului punctiform, valorile σ_{Hp} se multiplică cu 1,5.			

Valorile coeficienților de frecare, la roțile de fricțiune și la variatoare

Tab 2.5

Materialele corpurilor de rostogolire	Starea de ungere	μ [-]
Oțel pe fontă	cu ungere	0,04...0,05
Oțel pe textolit	fără ungere	0,20...0,30
Oțel călit pe fontă sau oțel	fără ungere	0,15...0,20
Fontă sau oțel pe ferodou	fără ungere	0,15...0,30
Piele pe oțel sau fontă	fără ungere	0,20...0,35
Oțel sau fontă pe cauciuc	fără ungere	0,35...0,45

2.7 Exemplificari ale domeniilor de utilizare. Firme. Programe de calcul.

Firme constructoare de roți de fricțiune:

ALL SPEEDS LTD., Anglia

CONTINENTAL GUMMI-WERKE AG., Germania

<http://www.conti-online.com>

GRAHAM TRANSMISSIONS INC., S.U.A.

HEYNAU GETRIEBE GMBH, Germania

<http://www.heyнау.de/eng/index.htm>

LENZE KG., Germania

NEUWEG FERTIGUNG GMBH., Germania

P.I.V. ANTRIEB WERNER REIMERS KG., Germania

<http://www.pivdrives.com/index.htm>

PRYM – WERKE KG., Germania

ANTRIEBE AG., Elvetia

SHIMPO INDUSTRIAL CO., Japonia

Exemplificari ale domeniilor de utilizare :



Diferite exemple de roți de fricțiune



Bandă transportoare

Banda transportoare este acționată prin intermediul roților de fricțiune.

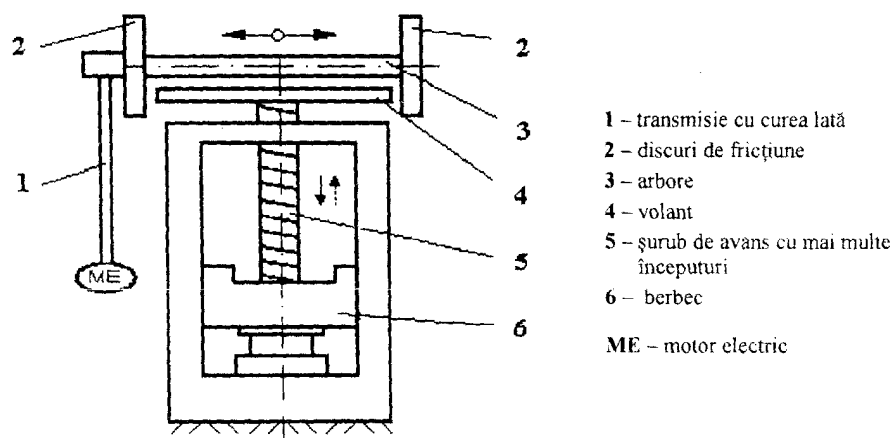


Roți de fricțiune la plug de zăpadă



Plug de zapada

Acest tip de roți este utilizat la sistemul de acționare la pluguri de zăpadă.



În imaginea de mai sus este prezentată schema unei prese cu fricțiune. Ea poate fi utilizată la prelucrarea prin ambutisare.

3. Transmisii prin curele

3.1.Considerații generale

Transmisia prin curele (TC) realizează transferul energetic între doi sau mai mulți arbori prin contactul cu frecare dintre un element flexibil și extensibil, fără fine, denumit curea, montat pretensionat și roțile de curea fixate pe arbori.

Transmisiilor prin curele le sunt caracteristice o serie de **avantaje** dintre care se menționează:

- raport de transmitere mare ($i \leq 30$)
- transmit sarcinile la distanțe mari între arbori;
- funcționează silențios;
- atenuează șocurile și vibrațiile, nu impun condiții deosebite de montaj și întreținere, constituie un element de siguranță (la suprasarcini cureaua poate patina);
- se realizează la un preț de cost redus ;
- simplitate constructivă

Dintre **dezavantajele** acestor transmisii se enumeră:

- capacitate de transmitere redusă, comparativ cu transmisiile prin angrenare (la același gabarit);
- durabilitate limitată, funcționarea este însoțită de alunecare elastică și încărcări electrostatice;
- instabilitate în timp a caracteristicilor reologice ale curelelor;
- sarcini mari în lagăre, etc.

Transmisiile prin curele se clasifică după:

- **forma secțiunii transversale a curelei** (circular, dreptunghiular, trapezoidal);
- **materialul curelei** (piele, textile, textile-cauciuc, oțel-benzi, material plastic);
- **dispunerea axelor** (paralele cu ramuri deschise sau încrucișate, încrucișate cu ramuri semiîncrucișate cu role);
- **modul de întindere a curelei** (fără sau cu dispozitive de întindere).

Transmisiile prin curele își găsesc utilizare în toate domeniile construcției de mașini, în special la acționarea mașinilor de lucru (mașini unelte, mașini agricole, mașini textile, etc.).

În figura 3.1 se exemplifică tipuri de transmisii prin curele cu axe paralele (ramuri deschise – fig. 3.1 a și ramuri încrucișate – fig. 3.1 b) sau cu axe încrucișate (cu ramuri semiîncrucișate – fig. 3.1 c, respectiv cu ramuri deschise și role de ghidare – fig.3.1 d).

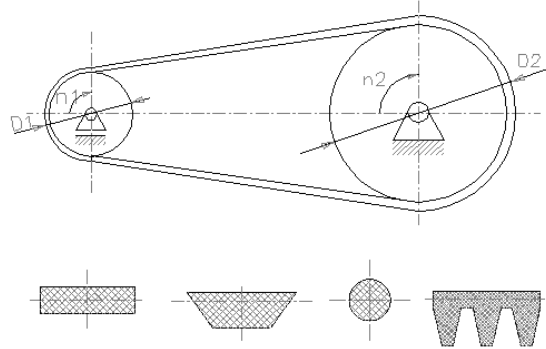
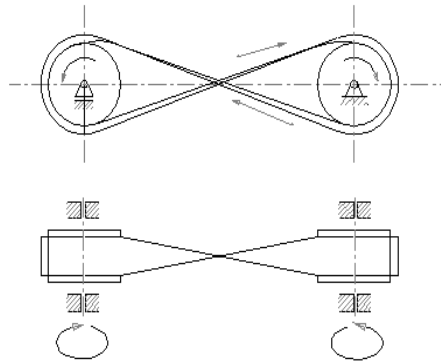
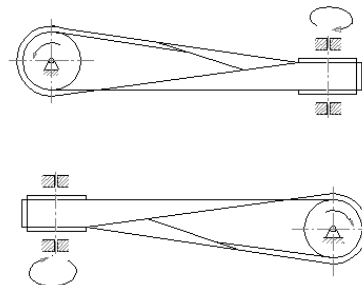
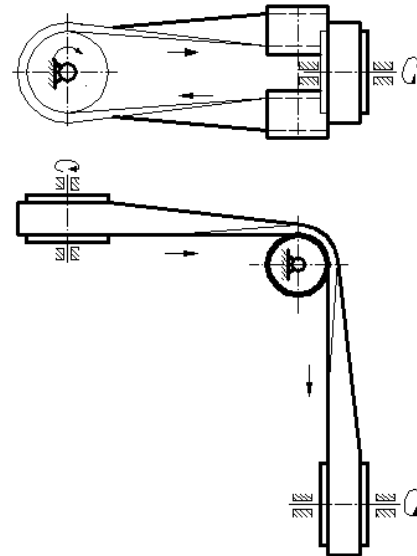
Fig.3.1. a**Fig.3.1.b****Fig.3.1.c**

Fig.3.1.d



3.2. Elemente constructive ale transmisiilor prin curele Principalele componente ale unei transmisii prin curele sunt curelele, roțile de cureauă, dispozitivele de tensionare, arborii și sistemele de rezemare

3.2.1. Cureaua

Constituie elementul de bază al transmisiei care conditionează capacitatea de transmitere, frecvența și natura intervențiilor, gabaritul, etc.

Materialele din care se confecționează curelele trebuie să îndeplinească mai multe condiții (unele contradictorii): rezistență mare la oboseală și uzură, coeficient de frecare ridicat, proprietăți reologice adecvate (modul de elasticitate la întindere mare, flexibilitate ridicată, relaxare practic nulă), densitate mică, rezistență mărită la temperaturi ridicate și la uzură, stabilitate la agenți chimici, să fie ieftine și nedeficitare ș.a.

Deoarece nici un material (de origine organică sau sintetică) nu satisface integral aceste condiții, curelele moderne se realizează într-o structură neomogenă, astfel ca prin reunirea mai multor materiale să se întrunească proprietățile de ansamblu apropiate de cele ale materialului ideal.

Performanțele transmisiilor prin curele sunt: - puterea P ($P \leq 3000 \text{ kw}$), viteza periferică v ($v \leq 50 \text{ m/s}$), raportul de transmitere i , randamentul η ($\eta = 0.92 \dots 0.98$) frecvența flexiunilor f_x - determinate de tipul și construcția curelei.

Cele mai răspândite profile de curea sunt :

a) profil rotund (circular)

Aceste tipuri de curele, (fig. 3.2), se folosesc în transmisiile de mică putere (mecanică fină, industrie textilă, echipamente electronice ș.a.).

Se confecționează din piele tăbăcită, fibre naturale sau sintetice, elastomeri etc.

Dimensiunile caracteristice reglementate prin standard sau norme interne sunt: d (diametrul curelei) și L_p - lungimea primitivă (de referință).

b) profil lat (dreptunghiular)

Se utilizează, practic, fără restricții, pentru transmisiile de putere, indiferent de poziția relativă a arborilor, numărul consumatorilor și conturul transmisiei.

Cureaua se poate confecționa din piele de bovine (tăbăcită cu crom sau tananți - standardizate), - (fig. 3.3 a) - respectiv țesături sau împletituri din fibre naturale (bumbac, mătase, in, cânepă) sau artificiale (vâscoză, poliamide, poliesteri), dispuse stratificat într-o masă de cauciuc vulcanizat, ca înlocuitor eficient al materialelor din piele (considerate deficitare).

Curelele de construcție modernă se execută în structuri neomogene (compound), - (fig. 3.3 b) - prin lipirea a 2-3 folii subțiri din materiale diferite caracteristici bune de aderență și tracțiune, respectiv rezistență ridicată la uzură. Curelele late se identifică prin dimensiunile secțiunii transversale $b \times h$ și lungimea primitivă, L_p , standardizate.

Fig.3.2

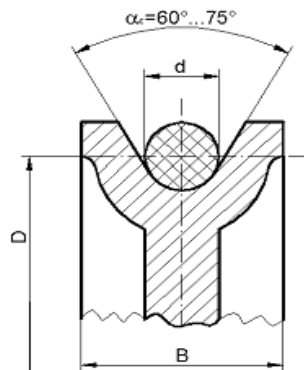
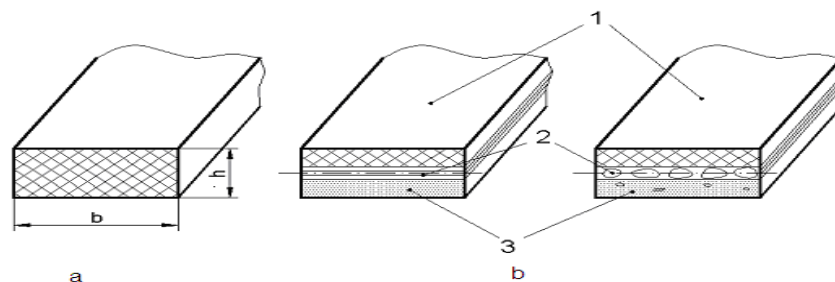


Fig.3.3



c) profil trapezoidal –cunoaște trei variante :simplu,dublu și multiplu.Generalizarea folosirii sale exclusiv pentru transmisiile cu ramuri deschise și semi încrucisate, se explică prin capacitatea de tracțiune superioară pe care o realizează în raport cu profilele late confecționate numai din materiale naturale (piele tăbăcită și țesături simple sau cauciate):

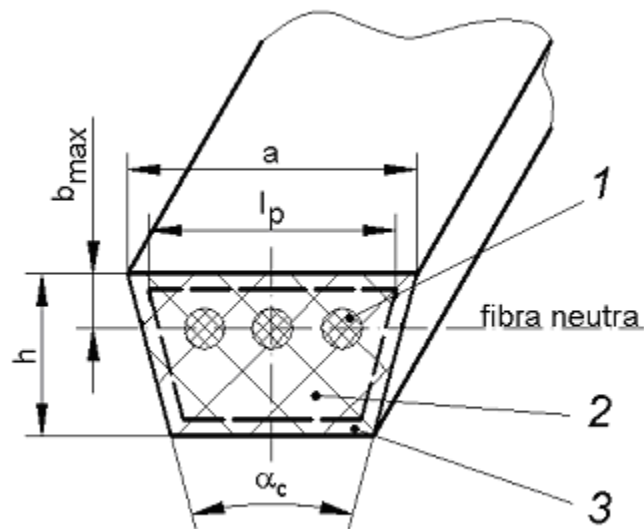
$P \in [0; 600(\text{max.}1200)] \text{ kW}$; $v \leq 30 \dots 60 \text{ m/s}$:

$f_x \leq 30 \dots 50 \text{ Hz}$; $t^\circ \leq 70^\circ \text{C} \dots 80^\circ \text{C}$

$\eta \in (0,92, \dots, 0,96)$; $i \in [1; 8(\text{max } 15)] \cdot d_p/h \geq 7,5 \dots 12,5$;

$z \in [1, \dots, 12 (\text{max } 40)]$ curele în paralel.

Fig.3.4



Cureaua trapezoidală (fig. 3.4) este alcătuită dintr-un element de rezistență (1) încorporat într-o masă de cauciuc vulcanizat (2), iar ansamblul este protejat printr-un înveliș - țesătură cauciucată de mare elasticitate și rezistență la uzare (3).

Elementul de rezistență constă dintr-o inserție țesută dispusă în straturi, care s-a înlocuit la structurile perfecționate printr-un rând de șnururi sau cabluri din fibre artificiale (vâscoză poliamide sau poliesteri). Noile structuri sunt foarte flexibile întrucât elementul de rezistență se plasează în vecinătatea fâșiei neutre.

Dimensiunile caracteristice ale unei curele trapezoidale sunt: lățimea primitivă (l_p), înălțimea profilului (h), distanța dintre fâșia neutră și baza mare a trapezului (b_{max}), unghiul dintre flancurile active ($\alpha = 40^\circ$) și lungimea primitivă ($L_p \in R 20 \text{ U } R 10$).

Standardizarea acestor curele se bazează pe următorul principiu: la o tipodimensiune de profil ($l_p \times h$) corespunde un șir de lungimi primitive (L_p).

Curelele trapezoidale simple sunt standardizate în două grupe:

- 7 profile clasice: Y, Z, A, B, C, D, E, STAS 1164/1-71

$$\frac{l_p}{h} \in [1,3; 1,4;] \text{ si } \frac{b_{\max}}{h} \in [0,25; 0,33;]$$

Curele trapezoidale clasice destinate a lucra în medii explozive sau în locuri unde există pericol de incendiu și sunt susceptibile de a se încălca cu sarcini electrostatice se vor testa, în ceea ce privește proprietățile antielectrostatice (conform standardului).

- 5 profile înguste: SPZ, SPA, SPB, 16 X 15, SPC STAS 7192/2-83

$$\frac{l_p}{h} \in [1,0; 1,1] \text{ si } \frac{b_{\max}}{h} \cong 0,3$$

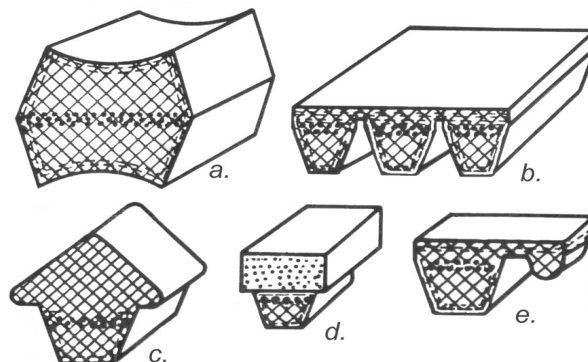
Pentru aceeași tipodimensiune și structură de rezistență profilul îngust realizează o capacitate de tracțiune sporită cu 30...40 % față de cel clasic (pe seama creșterii portanței la strivire a flancurilor active).

-curele trapezoidale late CTL - (simbolizate prin W16; W20; W25; W28; W31,5; W40; W50; W63; W80; W100 - standardizate), având $b/h = 0,25$; $\alpha = 26^\circ \pm 1^\circ$, utilizate preferențial pentru variatoare de turație; pot fi cu baza plată (P) sau dințată (D);

-curele dublu trapezoidale (simbolizate prin DA, DB, DC),(fig.4.5a),nestandardizate, prevăzute în cazul transmisiilor care încorporează consumatori dispuși pe ambele părți ale ramurii curelei. Din cauza flexibilității reduse se recomandă utilizarea acestor curele numai la viteze mici;

-curele trapezoidale multiple (simbolizate prin MY, MZ, MA), (fig. 4.5 b), nestandardizate; înlocuiesc cu performanțe superioare curelele care lucrează în set;

Fig.3.5



Această variantă de profil elimină prin forma constructivă, diferențele de lungime dintre cele „z” elemente ce lucrează în paralel și astfel nu apar buclele energetice disipative specifice transmisiilor prin curele trapezoidale simple.

-curele trapezoidale speciale, (fig. 3.5 c, d, e), nestandardizate, prevăzute pentru echiparea unor transportoare.

Utilizarea curelelor trapezoidale - clasice și înguste - se limitează de valoarea parametrilor energofuncționali.

3.2.2. Roțile de curea

Seriile de diametre primitive ale roților de curea ($d_p \in R\ 20$) și dimensiunile canalelor de pe coroană pentru profilele trapezoidale clasice și înguste sunt normalizate (fig. 3.6 a).

Întrucât la același simbol caracteristic lățimea primitivă a celor două profile este identică, canalul trapezoidal are dimensiunile unificate pentru curelele clasice și înguste.

Lățimea coroanei roții, pentru un set de $z \in N^*$ curele trapezoidale montate în paralel, are valoarea :

$$B_c = 2f + (z-1)e$$

Spre a se compensa modificarea formei profilului la încovoierea pe arcele de înfășurare, unghiul dintre flancurile canalelor trapezoidale se stabilește în funcție de gradul de încovoiere (l_p/D_p) și de coeficientul lui Poisson (ν) din relația:

$$\forall \frac{h}{D_p} \approx \frac{l_p}{D_p} \exists \alpha_c = \alpha - \nu \frac{l_p}{D_p} \in [34^\circ; 38^\circ]$$

În soluțiile moderne roata de curea este de tip interschimbabilă, adică pe același butuc se pot monta cu ușurință roți cu diametre și lățimi diferite (fig.3.6 b).

Fig.3.6.a

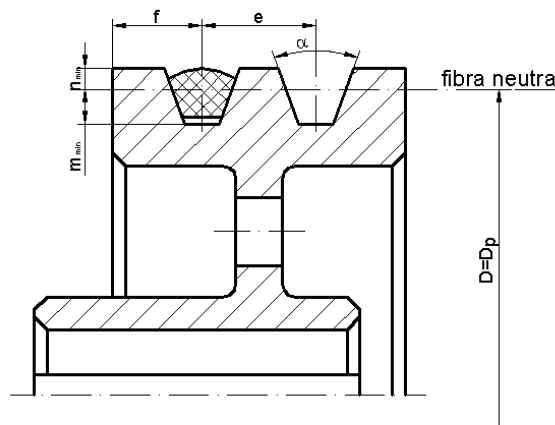


Fig.3.6.b

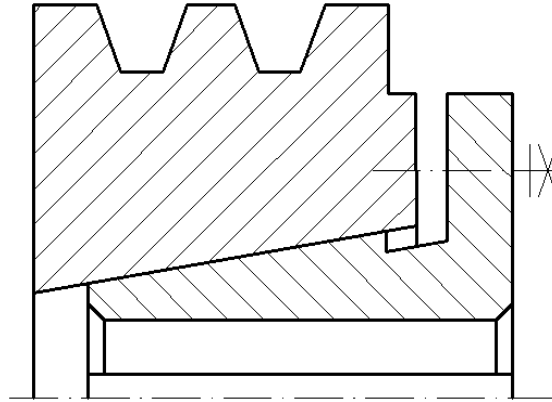
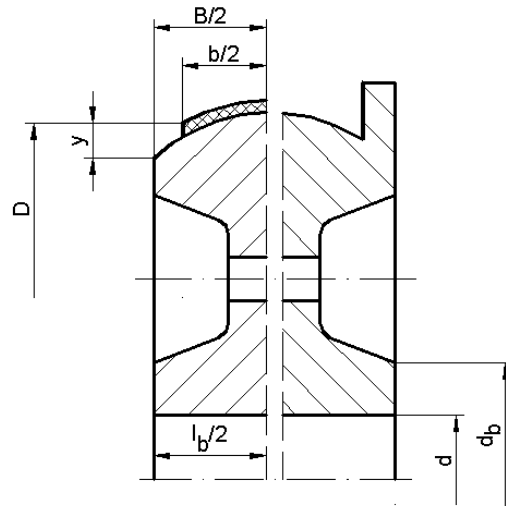


Fig.3.6.c



Soluțiile constructive ale roților de curea trebuie să îndeplinească următoarele condiții: masă minimă și distribuită uniform pe contur, tensiuni interne reduse la construcțiile sudate sau turnate, echilibrare statică și dinamică cât mai bună, suprafețe active ale coroanei prelucrate fin.

Materialele utilizate sunt: fonta cenușie ($v \leq 30$ m/s), oțelul turnat sau laminat; aliajele ușoare și materialele plastice.

Întrucât doar coroana (cu grosime minimă h_c) depinde de forma profilelor, restul elementelor roții, butucul și discul sau spițele, nu diferă esențial de cele ale roților de fricțiune.

Tensiunile principale din coroană se datoresc forțelor centrifuge și au intensitatea:

$$\sigma_t \cong k_m \cdot \rho \cdot v^2 \leq \sigma_{at}$$

unde prin $k_m \in [1,25 ; 1,35]$ se ține seama de influența spițelor asupra stării locale de tensiune.

Butucul cu dimensiunile d_b și l_b se dispune simetric sau asimetric (retras) în raport de coroană.

În soluțiile moderne roata de curea este de tip interschimbabilă, adică pe același butuc se pot monta cu ușurință roți cu diametre și lățimi diferite (fig. 3.6.b)

Roțile pentru curele late standardizate se realizează cu sau fără reborduri (fig.3.6 c). Lățimea coroanei **B** se prevede la dimensiuni superioare lățimii **b** a curelei pentru a evita restricțiile de aliniere frontală a roților.

Pentru asigurarea centrării curelei în planul median al roții suprafața activă a coroanei se bombează. Dimensiunile standard ale roților de curea lată sunt: **B** - lățimea coroanei și **D≡D_p** - diametrul primitiv; celelalte acceptându-se constructiv funcție de diametrul arborelui *d*.

Diametrul primitiv al roții motoare pentru curelele late se poate prelimina cu relația:

$$D_{1\min} = (390...545) \sqrt[3]{\frac{P_1}{\omega_1}} \quad (mm) \quad (3.1)$$

iar pentru curele late compound:

$$D_{1\min} = (360...480) \sqrt[3]{\frac{P_1}{\omega_1}} \quad (mm) \quad (3.2)$$

în care:

P_1 [kW] este puterea roții motoare;

ω_1 [rad/s] - viteza unghiulară a roții motoare.

Pentru curelele trapezoidale diametrul primitiv al roții motoare rezultă din STAS odată cu stabilirea profilului curelei, determinat prin nomograme în funcție de P_1 și n_1 . Calculul de rezistență al roților de curea se face sub formă simplificată, datorită stării de solicitare compuse la care sunt supuse.

În această ipoteză se verifică la

-solicitarea de tracțiune datorită forței centrifuge:

$$(\sigma_t)_{ef} = \rho \cdot v^2 \leq \sigma_{at} \quad (3.3)$$

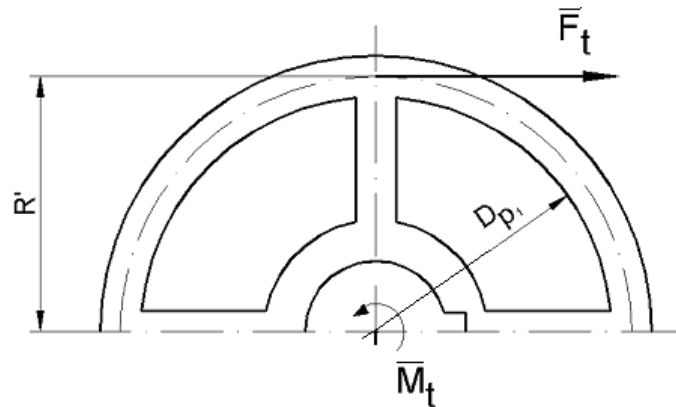
-solicitarea la încovoiere a spițelor admitând că forța tangențială F_t este preluată de o treime din numărul total de spițe n_s (fig.3.7)

$$F_t = \frac{2 M_t}{D_{p1}} = \frac{2 \cdot 10^6 P_1}{\omega_1 D_{p1}} \quad (3.4)$$

$$M_i = F_t \cdot R' = \frac{n_s}{3} \cdot W_z \cdot \sigma_{ai} \quad (3.5)$$

$$(\sigma_i)_{ef} = \frac{3 F_t R'}{n_s W_z} \leq \sigma_{ai} \quad (3.6)$$

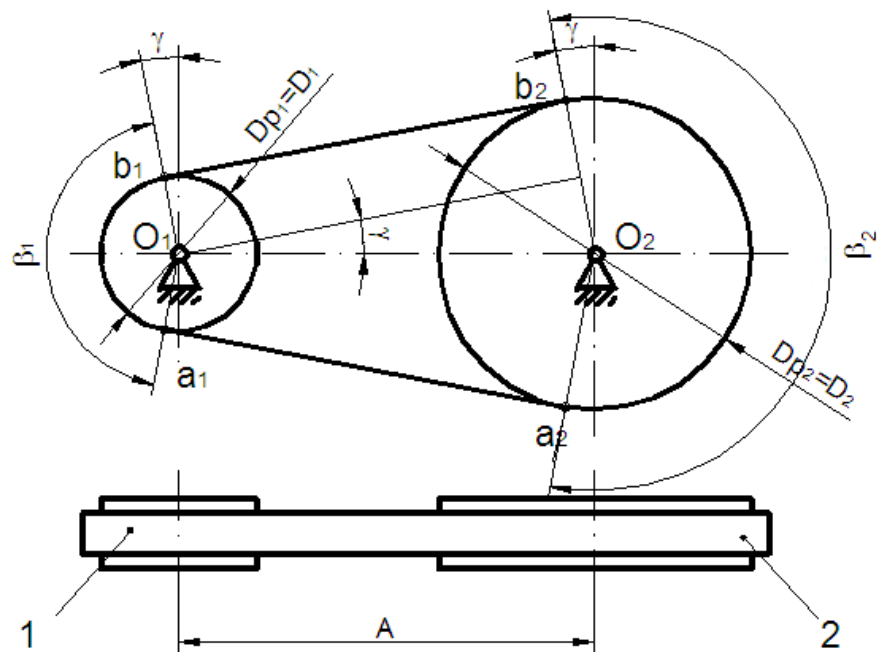
Fig.3.7



3.3.Geometria transmisilor prin curele

În cele ce urmează se va analiza geometria transmisiei în configurație „standard” adică cu axe paralele și ramuri deschise (fig.3.8), comună tuturor curelelor, reduse la fibra neutră (f.n).

Fig.3.8



Calculul are drept scop determinarea diametrelor $D_{1,2}$ preliminarea lungimii curelei în vederea adoptării unei lungimi de curea standardizate (L_p) și stabilirea valorii definitive a distanței dintre axe (A_{ef}).

Dacă distanța dintre axe nu este impusă prin tema de proiectare, ea se admite în intervalul:

$$c_{\min}(D_1 + D_2) \leq A \leq c_{\max}(D_1 + D_2) \quad (3.7)$$

în care valorile $c_{\min}$, respectiv $c_{\max}$ depind de profilul curelei și se adoptă astfel încât să se evite atingerea roților ($c_{\min}$), respectiv vibrațiile transversale nepermise ($c_{\max}$) ale ramurilor. Diametrele $D_{1,2}$ ale roților se vor determina însă, în prealabil, după metodologiile specifice prezentate mai jos. În cazul unui gabarit impus (de obicei pentru distanțe între axe mai mari) sunt necesare conducări (rezemări) suplimentare ale curelei. Calculul geometric al conturului se va adapta corespunzător.

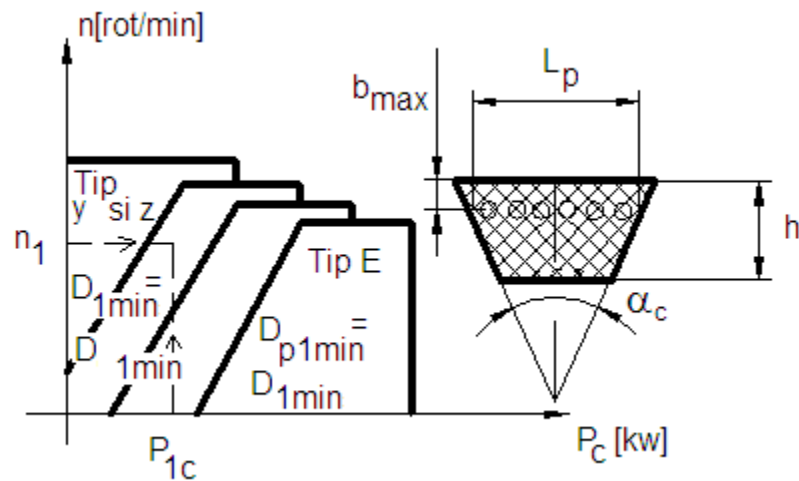
Se cunoaște (exemplu):

- tipul transmisiei;
- elementele A , P_1 , ω_1 , n_1 , i ;
- regimul de funcționare (caracteristici de lucru ale consumatorului).

Se cere: D_1 , D_2 ; $L \Rightarrow L_p$; A_{ef}

*) pentru curele trapezoidale clasice și înguste, calculul este standardizat și în funcție de P_{1c} (corectată după consumator) și n_1 din dependențele $P_1 = P_1(n_1)$ (fig. 3.9) rezultă:

Fig.3.9



- profilul curelei (la intersecția coordonatelor, într-un "câmp" de profil)
- $D_{1\min}$ alegând din standard $D_1 > D_{1\min}$;

- parametrii adimensionali $\frac{h}{(D_1)_{\min}} = \left(\frac{h}{D_1} \right)_a$

- diametrul primitiv minim pentru roata mică se determină din condiția de rezistență la încovoiere la înfășurarea curelei pe roata mică:

$$(\sigma_i)_{ef} \leq \sigma_{ai} \Rightarrow \left(E_i \frac{h}{D_1} \right)_{ef} \leq E_i \left(\frac{h}{D_1} \right)_a \quad (3.8)$$

Raportul $\left(\frac{h}{D_1} \right)_a$ este dat pentru fiecare tip de curea astfel că rezultă :

$$D_{1\min} = h \left(\frac{D}{h} \right)_a \quad (3.9)$$

mărime care se standardizează .

***) pentru curelele late din condiția de transfer energetic se poate scrie:

$$M_{t1} = \frac{10^6 P_1}{\omega_1} = F_t \cdot \frac{D_1}{2} = A_c \cdot \sigma_{ua} \cdot \frac{D_1}{2} = b \times h \cdot \sigma_{ua} \cdot \frac{D_1}{2} \quad (3.10)$$

în care $A_c = b \times h$ este aria secțiunii curelei;

σ_{ua} - tensiunea utilă admisibilă.

Cu notațiile:

$$b = \Psi_{D_1} \cdot D_1 ; \quad h = D_1 \left(\frac{h}{D_1} \right)_a ;$$

Ψ_{D_1} - coeficient diametral;

rezultă:

$$\frac{10^6 P_1}{\omega_1} = \Psi_{D_1} \cdot D_1 \cdot D_1 \left(\frac{h}{D_1} \right)_a \cdot \frac{D_1}{2} \sigma_{ua} \quad (3.11)$$

sau

$$D_1 = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 10^6 P_1}{\Psi_{D_1} \cdot \sigma_{ua} \cdot \omega_1} \left(\frac{D_1}{h} \right)_a} = k_{D_1} \cdot \sqrt[3]{\frac{P_1}{\omega_1}} \quad (3.12)$$

în care:

$$k_{D_1} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 10^6 P_1}{\Psi_{D_1} \cdot \sigma_{ua} \left(\frac{D_1}{h} \right)_a}}$$

Diametrele D_1 si $D_2=iD_1$ se standardizează.În conformitate cu figura 3.8 lungimea conturului curelei L la nivelul fibrei neutre este:

$$L = 2A \cos \gamma + \beta_1 R_1 + \beta_2 R_2 \quad (3.13)$$

Ținând seama de figura 3.8 se pot scrie relațiile:

$$\begin{aligned} \beta_1 &= \pi - 2\gamma; \beta_2 = \pi + 2\gamma; \beta_{1,2} = \pi \mp 2\gamma \\ \sin \gamma &= \frac{D_2 - D_1}{2A}; \quad \gamma \cong \frac{D_2 - D_1}{2A}; \end{aligned} \quad (3.14)$$

Din trigonometrie se știe:

$$\cos \gamma = \sqrt{1 - \sin^2 \gamma} \cong 1 - \frac{\gamma^2}{2} \quad (3.15)$$

Efectuând înlocuirile în relația (3.13) se obține:

$$\begin{aligned} L &= 2A \left(1 - \frac{\gamma^2}{2} \right) + \frac{D_1}{2} (\pi - 2\gamma) + \frac{D_2}{2} (\pi + 2\gamma) = \\ &= 2A - A \left(\frac{D_2 - D_1}{2A} \right)^2 + \frac{\pi}{2} (D_2 + D_1) + \gamma (D_2 - D_1) = \\ &= 2A - \frac{(D_2 - D_1)^2}{4A} + \frac{\pi}{2} (D_2 + D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{2A} = \\ &= 2A + \frac{\pi}{2} (D_2 + D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4A} \end{aligned} \quad (3.16)$$

$$\text{Dacă se notează: } D_m = \frac{D_2 + D_1}{2}; \quad \Delta = \frac{D_2 - D_1}{2}$$

se poate scrie:

$$L = 2A + \pi D_m + \frac{\Delta^2}{A} \quad (3.17)$$

Pentru lungimea calculată L se admite o valoare standardizată L_p ceea ce permite stabilirea valorii efective a distanței dintre axe A_{ef} .

Din relația:

$$L_p = 2A_{ef} + \pi D_m + \frac{\Delta^2}{A} \quad (3.18)$$

se obține ecuația de gradul 2 în A_{ef} :

$$2A_{ef}^2 - A(L_p - \pi D_m) + \Delta^2 = 0$$

a cărei rezolvare conduce la:

$$A_{ef} = \frac{(L_p - \pi D_m) \pm \sqrt{(L_p - \pi D_m)^2 - 8\Delta^2}}{4}$$

deci:

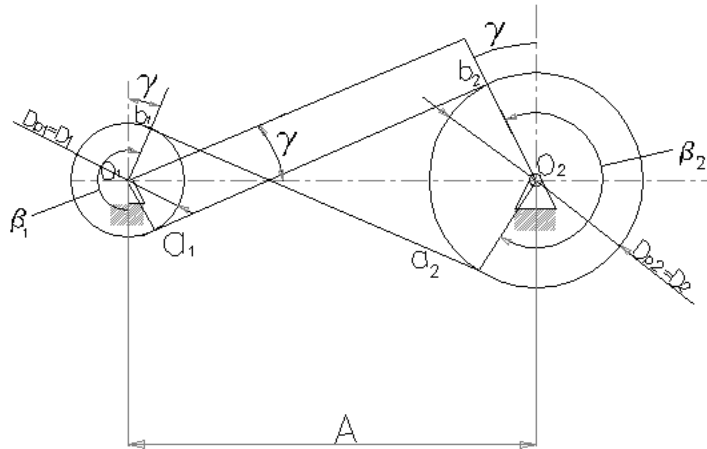
$$A_{ef} = 0,25 \left(L_p - \pi D_m + \sqrt{(L_p - \pi D_m)^2 - 8\Delta^2} \right) \quad (3.19)$$

În cazul transmisiilor cu axe paralele dar ramuri încrucișate (figura 3.12) relațiile de calcul vor fi modificate de parametrii:

$$\beta_1 = \beta_2 = \pi + 2\gamma; \sin \gamma = \frac{D_2 - D_1}{2A}$$

$$\Delta = \frac{D_2 + D_1}{2} = D_m$$

Fig.3.10



ceea ce conduce la:

$$L_p = 2A + \pi D_m + \frac{D_m^2}{A} \quad (3.20)$$

La curele se mai verifică următoarele elemente:

- viteza tangențială periferică a roții mici (egală cu viteza curelei) :

$$v_p = \omega_1 \cdot \frac{D_1}{2} \cdot 10^{-3} \leq v_a \quad [m/s] \quad (3.21)$$

- unghiul de înfășurare pe roata mică $\beta_1 \geq \beta_{\min}$

- frecvența flexiunilor curelei

$$f_x = \frac{x \cdot v \cdot 10^3}{L_p} \leq (f_x)_{\text{adm}} \quad (3.22)$$

în care x este numărul roților de curea; v - viteza curelei.

- abaterea raportului de transmitere:

$$\left(\frac{\Delta i}{i} \right)_{ef} \leq \left(\frac{\Delta i}{i} \right)_a \in [1; 3]\%$$

în care:

$$\Delta i = i_t - i_{ef}; \quad i_{ef} = \frac{D_2}{D_1}$$

$D_{1,2}$ sunt valorile standardizate adoptate.

3.4 Cinetostatica transmisiei prin curele

Se analizează transmisia prin curele din fig.3.11 la care $D_1 < D_2$, respectiv $i > 1$. Sub aspect cinematic și cinetostatic se disting următoarele faze:

Fig.3.11

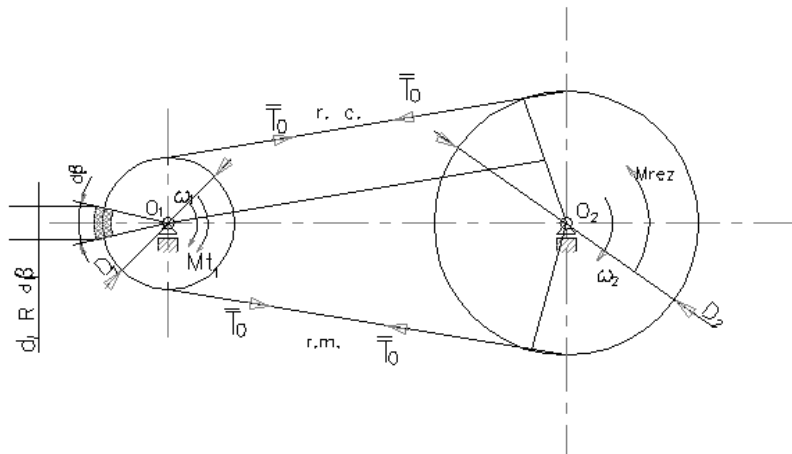
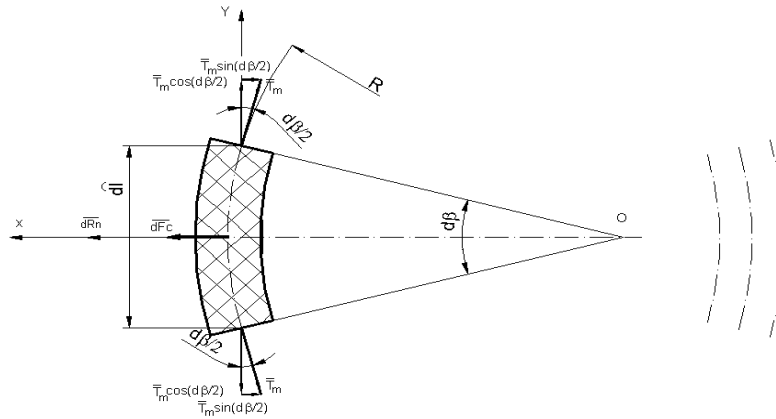


Fig.3.12



a) starea de repaus $\Rightarrow \left. \begin{matrix} \omega_1 \\ M_{t_1} \\ M_{rez} \end{matrix} \right\} = 0 \cup T_0 \neq 0, T_0$ - forța inițială de
montaj din ramurile curelei.

b) funcționarea în gol (fără sarcină)

$$\Rightarrow \left. \begin{matrix} \omega_1 \\ M_{t_1} \\ T_0 \end{matrix} \right\} \neq 0 \cup M_{rez} = 0.$$

În ramurile curelei apare o forță suplimentară (T_m) datorită forței centrifuge ($F_c = mr\omega^2$) - ce ia naștere pe porțiunea de înfășurare a curelei pe roți.

Pentru a determina valoarea forței suplimentare (T_m) se consideră un element infinitesimal de curea (dl) întins de unghiul ($d\beta$) de pe arcu de înfășurare (β) asupra căruia acționează forța centrifugă elementară (dF_c), (fig.3.12).

Din condiția de echilibru a forțelor pe direcția orizontală rezultă:

$$dF_c = 2T_m \sin \frac{d\beta}{2} \cong T_m d\beta \Rightarrow F_c = T_m \cdot \beta, \quad (3.23)$$

sau:

$$\begin{aligned}
dF_c &= dm \cdot R \cdot \omega = dm \cdot \frac{v^2}{R} = dV \cdot \rho \cdot \frac{v^2}{R} = \\
&= A_c \cdot R \cdot d\beta \cdot \rho \cdot \frac{v^2}{R} = A_c \cdot \rho \cdot v^2 \cdot d\beta \Rightarrow \\
&\Rightarrow F_c = A_c \cdot \rho \cdot v^2 \beta
\end{aligned}$$

(3.24)

în care: A_c este aria secțiunii transversale a curelei;

ρ - densitatea materialului curelei;

v - viteza curelei.

Din egalitatea relațiilor (3.23) și (3.24) se obține:

$$T_m = A_c \cdot \rho \cdot v^2 \Rightarrow \sigma_m = \rho \cdot v^2 \quad (3.25)$$

Deci, la funcționarea în gol forța din curea este: $T_0 + T_m$.

Întrucât forța T_m are ca efect îndepărtarea curelei față de roată, rezultă că forța activă (T_0^*) prevăzută pentru a realiza transferul energetic este mai mică decât forța inițială (efectivă sau totală) (T_0), deci:

$$T_0^* = T_0 - T_m. \quad (3.26)$$

Pentru determinarea reacțiunii (R_n) dintre curea și roată (fig. 3.13) se scrie condiția de echilibru a forțelor pe direcția orizontală:

$$dR_n - 2T_0^* \sin d\beta / 2 = 0 \quad (3.27)$$

$$\Rightarrow R_n = T_0^* \cdot \beta. \quad (3.28)$$

Presiunea convențională - “curea-roată”- este:

$$p^* = dR_n / R d\beta = T_0^* d\beta / R d\beta = (T_0 - A_c \cdot \rho \cdot v^2) R \leq p_a^*. \quad (3.29)$$

Din (3.29) rezultă:

$$\bullet p^* \Rightarrow p_{\max} \text{ dacă } v = 0, \text{ deci } p_{\max}^* = \frac{T_0}{R} \leq p_a^*; R_n = 2T_0,$$

$$\bullet p^* \Rightarrow 0 \text{ dacă } T_0 - A_c \rho v^2 = 0, \text{ deci, } v = \sqrt{\frac{T_0}{A_c \cdot \rho}} \cup R_n = 0,$$

$$\left. \begin{array}{l} \omega_1 \\ - \text{funcționarea în sarcină} : \Rightarrow M_{t_1} \\ M_{rez} \end{array} \right\} \neq 0.$$

Datorită frecării dintre cureaua și roată, starea de efort existentă la funcționarea în gol se modifică astfel:

-în ramura motoare T_0^* crește la T_1^* ,

-în ramura condusă T_0^* scade la T_2^* .

Deci:

$$T_1^* - T_0^* = T_0^* - T_2^* \Rightarrow T_1^* + T_2^* = 2T_0^* \wedge T_1 + T_2 = 2T_0. \quad (3.30)$$

Asociind curelei proprietățile firului (corp inextensibil, monodimensional, perfect flexibil și tordabil), admițând aderența pe tot unghiul de înfășurare β_1 , iar coeficientul de frecare $\mu = \text{ct.}$, atunci între

T_1^* și T_2^* există relația dedusă de Euler:

$$\begin{aligned} T_1^* &= T_2^* \cdot e^{\mu\beta_1}, \\ T_1 &= T_2 \cdot e^{\mu\beta_1}. \end{aligned} \quad (3.31)$$

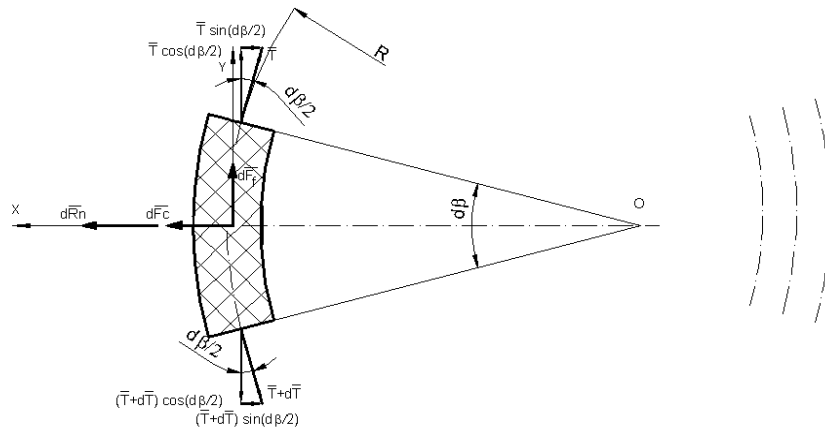
Pentru stabilirea relației (4.31) se consideră elementul infinitezimal de cureaua (fig.3.13) și forțele ce acționează asupra lui.

La funcționarea în sarcină cu $v = \text{const.}$ rezultă:

$$P_m = (T + dT) \cdot v \wedge P_{rez} = (T + dF_f) \cdot v \Rightarrow dT = dF_f. \quad (3.32)$$

Din condiția de echilibru a forțelor pe direcție orizontală rezultă:

Fig.3.13



$$dR_n + dF_c - (T + dT) \sin \frac{d\beta}{2} - T \sin \frac{d\beta}{2} = 0, \quad (3.33)$$

$$dR_n = (T - T_m) d\beta.$$

Notă. Se acceptă $\sin \frac{d\beta}{2} \cong \frac{d\beta}{2}$ și se neglijează produsele a doi termeni infimezimali.
Întrucât:

$$dF_f = \mu \cdot dR_n \Rightarrow \mu(T - T_m) d\beta = dT \vee \frac{dT}{T - T_m} = \mu \cdot d\beta, \quad (3.34)$$

de unde:

$$\int_{T_2}^{T_1} \frac{dT}{T - T_m} = \int_0^{\beta_1} \mu \cdot d\beta \Rightarrow$$

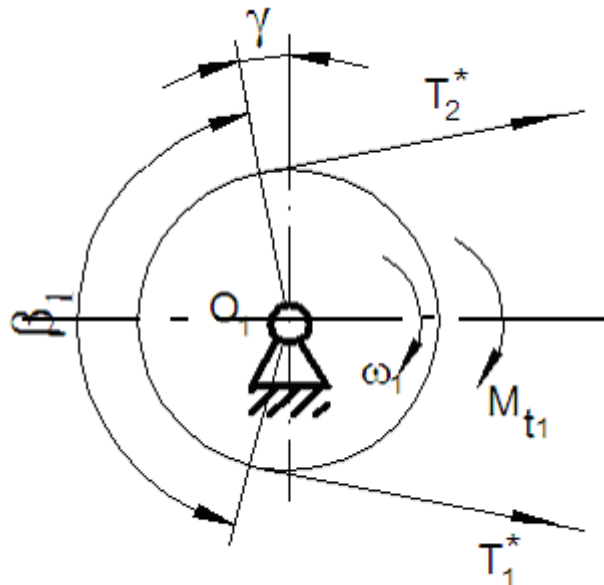
$$\Rightarrow \frac{T_1 - T_m}{T_2 - T_m} = e^{\mu\beta_1} \vee \frac{T_1^*}{T_2^*} = e^{\mu\beta_1}, \quad (3.35)$$

sau:

$$T_1^* = T_2^* \cdot e^{\mu\beta_1} \vee T_1 = T_2 \cdot e^{\mu\beta_1}. \quad (3.36)$$

Din condițiile de echilibru a roții motoare (fig.3.14) rezultă:

Fig.3.14



$$M_{t_1} + T_2^* \frac{D_1}{2} = T_1^* \frac{D_1}{2} \vee F_t \frac{D_1}{2} = (T_1^* - T_2^*) \frac{D_1}{2}, \quad (3.37)$$

de unde:

$$F_t = T_1^* - T_2^*, \quad (3.38)$$

în care F_t este forța tangențială de transmis.

Relațiile (3.30), (3.36) și (3.37) permit stabilirea legăturii

$T_{1,2}^* = T_{1,2}^*(T_0, F_t, \mu, \beta_1)$ după cum urmează:

$$\begin{cases} T_1^* + T_2^* = 2T_0^* \\ T_1^* - T_2^* = F_{t_1} \end{cases} \Rightarrow T_{1,2}^* = T_0^* \pm \frac{F_t}{2}, \quad (3.39)$$

respectiv:

$$\begin{cases} T_1^* = T_2^* \cdot e^{\mu\beta_1} \\ F_t = T_1^* - T_2^* \end{cases} \Rightarrow T_1^* = \frac{F_t \cdot e^{\mu\beta_1}}{e^{\mu\beta_1} - 1} \wedge T_2^* = \frac{F_t}{e^{\mu\beta_1} - 1}. \quad (3.40)$$

Observații:

În ipoteza neglijării efectului forțelor centrifuge, relațiile își conservă forma, dar se scriu fără asterisc.

- În expresia $T_m = A_c \cdot \rho \cdot v^2$ nu apare R , ci numai v , deci efectul forței se resimte pe tot conturul curelei.

Reacțiunea „ R_a ” pe arbore este suma vectorială a forțelor efective din ramuri:

$$R_a = \begin{cases} \vec{T}_1^* + \vec{T}_2^* - \text{la funcționarea în sacina} \\ \vec{T}_0^* + \vec{T}_0^* - \text{la funcționarea în gol} \\ \vec{T}_0 + \vec{T}_0 - \text{în stare de repaus} \end{cases}$$

Deci:

$$\vec{R}_a = \vec{T}_1^* + \vec{T}_2^* = \vec{F}_x + \vec{F}_y,$$

sau:

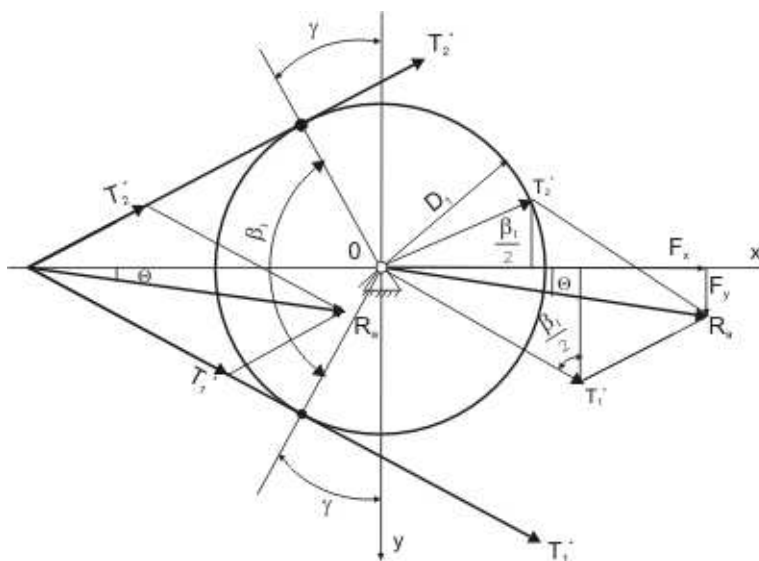
$$R_a = \sqrt{F_x^2 + F_y^2} = \sqrt{(T_1^*)^2 + (T_2^*)^2 + 2T_1^*T_2^* \cos(\widehat{T_1^*T_2^*})}, \quad (3.41)$$

unde:

$$\begin{aligned} F_x &= (T_1^* + T_2^*) \sin \frac{\beta_1}{2} = 2T_0^* \sin \frac{\beta_1}{2} \\ F_y &= (T_1^* - T_2^*) \cos \frac{\beta_1}{2} = F_t \cos \frac{\beta_1}{2}. \end{aligned} \quad (3.42)$$

Din figura 3.15 se deduce:

Fig.3.15



$$\operatorname{tg} \theta = \frac{F_y}{F_x} = \frac{F_t}{2T_0^*} \operatorname{ctg} \frac{\beta_1}{2} = \varphi_0 \operatorname{ctg} \frac{\beta_1}{2}, \quad (3.43)$$

unde:

$$\varphi_0 = \frac{F_t}{2T_0^*} \text{ este coeficientul de tracțiune.}$$

La funcționarea în gol:

$$\Rightarrow \vec{R}_{a_0} = \vec{T}_0^* + \vec{T}_0^* = \vec{F}_x,$$

$$F_x = 2T_0^* \sin \frac{\beta_1}{2}; \quad F_y = 0, \quad \theta = 0. \quad (3.44)$$

Notă. În calcule se acceptă: $R_a \in (2 \div 3)F_t$ pentru transmisia prin curele late și $R_a \in (1,5 \dots 2)F_t$ pentru transmisia prin curele trapezoidale.

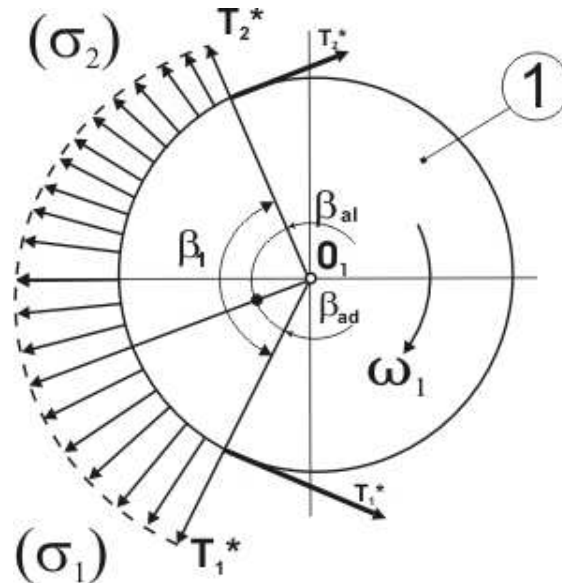
3.5 Particularități funcționale ale transmisiei prin curele

Din analiza relațiilor (3.36) și (3.40) se desprinde observația că forța din curea variază pe lungimea arcului de înfășurare, și anume forța T_1^* din punctul în care cureaua atacă roata descrește la T_2^* în punctul de desprindere a curelei din contact cu aceasta (fig. 3.16). În consecință, se va înregistra și o variație a deformației curelei pe lungimea arcului de înfășurare, ceea ce are ca efect o alunecare relativă între roți și curea, numită **alunecare elastică**. Experimental s-a constatat că alunecarea

elastică are loc numai pe o anumită zonă a arcului de înfășurare, unghiul corespunzător acestuia fiind definit ca **unghi de alunecare** (β_{al}), o latură a acestuia delimitând ieșirea din contact a curelei cu roata. Unghiul β_{ad} se numește **unghi de aderență** și corespunde zonei de repaus relativ curea - roată, în care starea de efort este practic invariabilă.

Limitele de extindere a celor două domenii, în cadrul unghiului de înfășurare, depind de mărimea forței utile F_t . Creșterea forței utile este însoțită de o creștere a unghiului de alunecare, situația limită creându-se în cazul $\beta_{al} = \beta_1$, după care funcționarea transmisiei este însoțită de patinarea curelei pe roată.

Fig.3.16



Datorită fenomenului de alunecare elastică, cureaua va rămâne în urma roții pe arc de alunecare de pe roata motoare, respectiv va fi în avans față de roată pe arc de alunecare de pe roata condusă (rezultă aceeași condiție $v_1 > v_2$).

Pentru stabilirea valorii alunecării elastice se pleacă de la principiul continuității, adică “masa de curea care trece în unitatea de timp printr-o secțiune dată este constantă”:

$$\rho \cdot A \cdot v = \text{const.}, \quad (3.45)$$

în care: A și ρ sunt aria secțiunii, respectiv densitatea curelei tensionate.

Între acești parametri și cei corespunzători curelei netensionate (A_c , respectiv ρ_0) există relațiile:

$$A = A_c (1 - \mu \epsilon)^2, \quad \rho = \frac{\rho_0}{(1 + \epsilon) \cdot (1 - \mu \epsilon)^2}. \quad (3.46)$$

$$\frac{V}{1+\mathcal{E}} = \text{const.} \cup \mathcal{E} = \frac{\sigma}{E_t} = \frac{T^*}{A_c E_t}, \quad (3.47)$$

unde: ϵ este deformația specifică;

μ -coeficientul de frecare dintre curea și roată.

Concluzii:

-alunecarea elastică reflectă legătura dintre viteza curelei și starea locală de tensiune;

-viteza punctelor elementului flexibil și extensibil variază pe conturul transmisiei funcție de mărimea eforturilor locale T_j ;

-la încărcarea transmisiei, efortul din curea variază exponențial pe arcele de înfășurare; starea de deformație se modifică după aceeași lege determinând apariția unei mișcări relative între curea și roată;

-pentru încărcarea maximă, întregul unghi de înfășurare de pe motoare devine arc de alunecare.

Exprimând această relație pentru roata condusă se obține:

$$\frac{v_1}{1+\epsilon_1} = \frac{v_2}{1+\epsilon_2} = \text{const.} \quad (3.48)$$

$$\text{sau: } v_2 = v_1 \frac{1+\epsilon_2}{1+\epsilon_1} \cong v_1(1+\epsilon_2 - \epsilon_1) = v_1(1-\xi_e), \quad (3.49)$$

în care $\xi_e^{(d)} = \epsilon_1 - \epsilon_2$ este **coeficientul de alunecare elastică**.

Vitezele liniare ale roților sunt:

$$v_1 = R_1 \omega_1 \text{ și } v_2 = R_2 \omega_{2\text{ef}} = v_1(1-\xi_e) = R_1 \omega_1(1-\xi_e), \quad (3.50)$$

deci:

$$i_{\text{ef}} = \frac{\omega_1}{\omega_{2\text{ef}}} = \frac{D_2}{D_1(1-\xi_e)} \neq \text{ct} \wedge i = \frac{D_2}{D_1}. \quad (3.51)$$

Relațiile de definire a coeficientului de alunecare elastică se pot scrie sub forma:

$$\xi_e = \frac{v_{al}}{v_1} = \frac{v_1 - v_2}{v_1} = \epsilon_1 - \epsilon_2 = \frac{\sigma_1}{E_t} - \frac{\sigma_2}{E_t} = \frac{T_1^* - T_2^*}{E_t \cdot A_c} = \frac{F_t}{E_t \cdot A_c}, \quad (3.52)$$

ceea ce permite calcularea modului de elasticitate E pe baza lui ξ_e .

Rezultatele teoretice își pierd valabilitatea din momentul în care pe arcul de înfășurare coexistă alunecarea elastică și patinarea sau numai patinarea.

Ele se completează cu date experimentale $\xi_e = \xi_e(\varphi)$ i $\eta = \eta(\omega)$, ce definesc **caracteristica de tracțiune a transmisiei** (fig.3.17).

Fenomenul transmiterii sarcinilor prin curele poate fi surprins cu ajutorul curbelor de alunecare: $\zeta = \zeta(\varphi)$ (fig.3.17), unde φ **este coeficientul de tracțiune** exprimat prin relația:

$$\varphi = \frac{F_t}{2T_0} = \frac{T_1 - T_2}{2T_0} = \frac{\sigma_u}{2\sigma_0}. \quad (3.53)$$

Din analiza acestor curbe (ridicate experimental) rezultă o creștere aproximativ liniară a coeficientului de alunecare elastică ξ_e până când $\varphi = \varphi_{opt}$ corespunzător condițiilor optime de transmitere a puterii. Creșterea coeficientului φ (și deci a forței utile) peste valoarea φ_{opt} conduce la pericolul iminent al patinării (asociat cu o descreștere a randamentului). Prin urmare, condițiile optime de exploatare a transmisiilor prin curele vor fi întrunite de puncte pentru care se poate considera $\varphi = \varphi_{opt}$. Analizând dependența $\xi_e = \xi_e(\varphi)$ pot fi puse în evidență trei zone distincte de funcționare a transmisiei:

- domeniul de utilizare incompletă a capacității de tracțiune,

$$(\varphi < \varphi_{opt}) \cup (\eta < \eta_{max}),$$

- domeniul optim de funcționare

$$(\varphi \cong \varphi_{opt}) \cup (\eta \cong \eta_{max}),$$

- domeniul patinării

$$(\varphi > \varphi_{opt}) \cup (\eta < \eta_{max}), \text{ pt. } \forall \varphi \rightarrow 1 \exists \omega_2 \rightarrow 0.$$

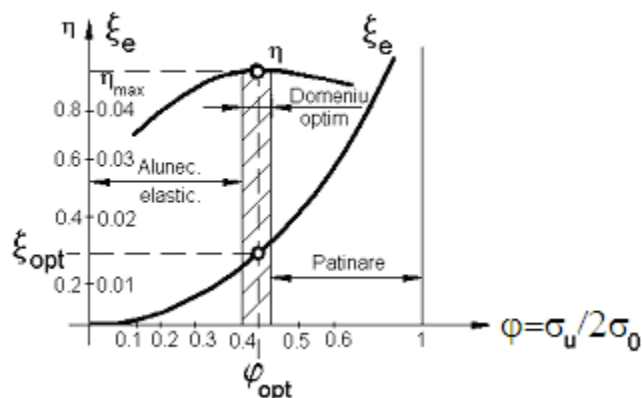
Observații:

1. Valoarea coeficienților de tracțiune optimi pentru diferite tipuri de curele se determină experimental.

2. Mărimea unghiurilor β_{ad} și β_{al} variază cu sarcina sau momentul de transmis în timpul funcționării:

$$\begin{aligned} \forall M_{t_1} = 0 \exists \beta_{ad} = \beta_1 \text{ și } \beta_{al} = 0 \\ \forall M_{t_1} = M_{tmax} \exists \beta_{ad} = 0 \text{ și } \beta_1 = \beta_{al} \Rightarrow \text{patinarea devine} \\ \text{inevitabilă.} \end{aligned}$$

Fig.3.17



3. 6. Tensiunile din curele

Datorită neomogenității materialelor din care sunt executate curelele, cât și a comportamentului diferit al acestora la sarcini exterioare, calculul riguros al stărilor de tensiune este foarte dificil.

Acceptând ipoteza simplificatoare a omogenității secțiunii curelei, respectiv a stării de tensiune uniformă pe întreaga arie transversală, tensiunile din curea pot fi determinate cu relația generală:

$$\sigma_j = \frac{T_j}{A_c} \quad ; \quad j \in (0, 1, 2, u, m, i), \quad (3.54)$$

în care A_c este aria secțiunii transversale a curelei.

Se pot pune în evidență următoarele tensiuni:

-tensiunile nominale sau efective

$$\sigma_1 = \frac{T_1}{A_c} \quad ; \quad \sigma_2 = \frac{T_2}{A_c},$$

-tensiunile inițiale $\sigma_0 = \frac{T_0}{A_c}$,

-tensiunile active $\sigma_1^* = \frac{T_1^*}{A_c} \quad ; \quad \sigma_2^* = \frac{T_2^*}{A_c}, \quad (3.55)$

- tensiunea utilă $\sigma_u = \frac{F_t}{A_c}$,

- tensiunea datorată forțelor centrifuge $\sigma_m = \frac{T_m}{A_c}$,

-tensiunile datorate încovoierii curelei pe roată σ_{i1} și σ_{i2} .

Analiza tensiunilor prezentate conduce la următoarea constatare: cureaua este supusă la *tensiuni de întindere*, datorită forțelor $T_{1,2}, (T_{1,2}^*), T_0, (T_0^*), T_m$ și de *încovoierie*, pe arcele de înfășurare β_1 și β_2 .

Tensiunile de întindere sunt date de forțele T_1 și T_2

$$\sigma_{1,2} = \frac{T_{1,2}}{A_c}. \quad (3.56)$$

Tensiunea de întindere, datorită forțelor centrifuge, are expresia:

$$\sigma_m = \frac{T_m}{A_c} = \rho v^2. \quad (3.57)$$

Tensiunea de încovoiere rezultă scriind ecuația fibrei medii deformate:

$$\frac{l}{R_{1,2}} = \frac{M_i}{E_i I_z} = \frac{\sigma_i W_z}{E_i I_z} = \frac{\sigma_{i,2}}{E_i y_{\max}} = \frac{2}{D_{1,2}}, \quad (3.58)$$

în care:

$M_i = \sigma_i W_z$ este momentul încovoiitor,

$E_i I_z = E_i W_z y_{\max}$ reprezintă rigiditatea la încovoiere a curelei.

Pentru curelele late $y_{\max} = h/2$ iar pentru curelele trapezoidale $y_{\max} = b_{\max}$.

Cu aceasta, expresiile tensiunilor de încovoiere în cazul curelelor trapezoidale, respectiv a curelelor late devin:

$$\sigma_{i,2} = E_i \frac{2y_{\max}}{D_{1,2}}, \sigma_{i,2} = E_i \frac{2b_{\max}}{D_{1,2}}; \sigma_{i1,2} = E_i \frac{h}{D_{1,2}} \quad (3.59)$$

Întrucât în repaus cureaua este pretensionată, eforturile unitare corespunzătoare sunt:

$$\sigma_0 = \frac{T_0}{A_c}. \quad (3.60)$$

Aportul forței tangențiale este evaluat prin tensiunea:

$$\sigma_u = \frac{F_t}{A_c} = \frac{T_1 - T_2}{A_c} = \sigma_1 - \sigma_2. \quad (3.61)$$

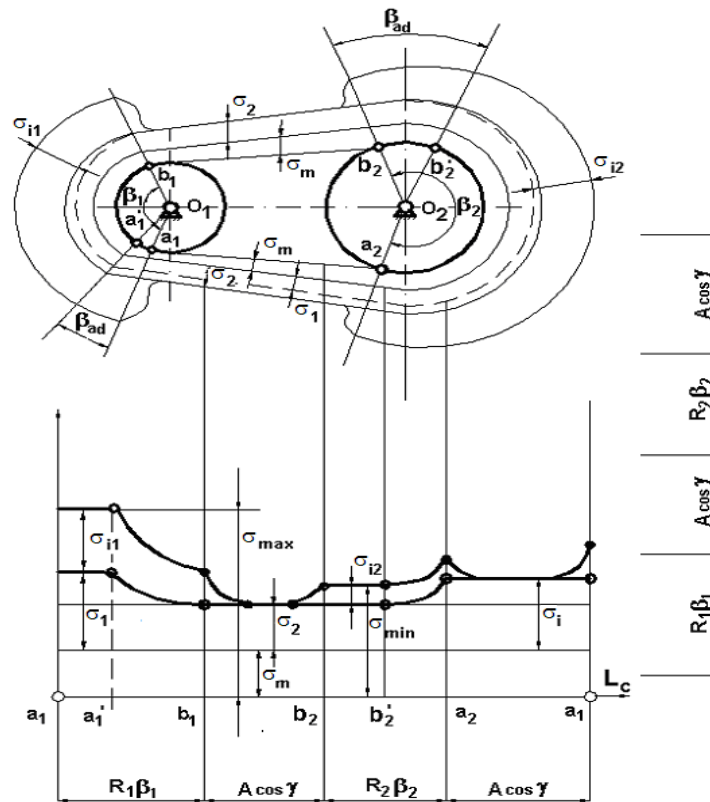
Cu acestea expresia tensiunii maxime din ramura trăgătoare a curelei late devine:

$$\begin{aligned} \sigma_{\max} &= \sigma_1 + \sigma_m + \sigma_{i_1} = \sigma_0 + \frac{\sigma_u}{2} + \sigma_m + \sigma_{i_1} = \\ &= \frac{T_0}{A_c} + \frac{F_t}{2A_c} + \frac{F_c}{A_c} + E_i \frac{h}{D_1}. \end{aligned} \quad (3.62)$$

Distribuția tensiunilor pe conturul unei curele care echipează o transmisie cu axe paralele și ramuri deschise este redată în fig. 3.18 a și b.

Observație. În cazul transmisiilor cu ramuri semiîncrucișate sau încrucișate se ia în considerare și tensiunea datorită răsucirii curelei.

Fig.3.18



3. 7. Proiectarea transmisiilor prin curele

Această etapă comportă o serie de operațiuni succesive, corectate pe parcurs.

Date inițiale curente: $P[kW]$; $\omega_1[rad / s]$; $n_1[rot / min]$, i și condițiile de funcționare. Metodele actuale de calcul nu permit definirea univocă a tuturor parametrilor transmisiei. Astfel, rămâne la latitudinea proiectantului alegerea tipului și profilului curelei: D_1, a sau L .

Anumite condiții restrictive, cum sunt: solicitarea la încovoiere a curelei pe diametrul D_1 , viteza periferică a curelei v , frecvența flexiunilor f_x , cât și condițiile de gabarit impuse limitează superior și inferior parametrii geometrici enumerați anterior.

a. Tipul curelei se alege funcție de destinația și încărcarea transmisiei.

b. Profilul curelei se alege astfel:

- pentru curele multistrat, din cataloage, funcție de f_x și D_1 ;
- pentru curele trapezoidale, standardizate, funcție de P și n (fig.3.9)

c. Calculul geometric și cinematic se bazează pe alegerea preliminară a diametrelor roților și a distanței dintre axe (parametrii geometrici principali întrucât determină gabaritul radial al transmisiei).

Diametrul roții motoare, indiferent de forma profilului, este limitat de solicitarea de încovoiere (rel.3.19), condiție din care se obține:

$$D_{1,2} = \left(\frac{D_{1,2}}{h} \right)_a \cdot h \cup h = \left(\frac{h}{D_{1,2}} \right) \cdot D_{1,2} \quad (3.63)$$

În absența unor condiții sau indicații speciale referitoare la gabaritul transmisiei, distanța dintre axe se acceptă conform relației 3.7.

d. Aria secțiunii transversale a profilului de curea se stabilește printr-un calcul convențional de rezistență la întindere, deci:

$$A_c \geq k_r \frac{F_t}{\sigma_{ua}} \cup F_t = \frac{1}{z} \cdot \frac{M_{t_1}}{R_1} = \frac{1}{z} \cdot \frac{P}{v} \cdot 10^3, \quad (3.64)$$

în care:

- k_r este coeficientul de regim care depinde de natura mașinii motoare și de lucru;
- z numărul de curele (trapezoidale)
- σ_{ua} - tensiunea utilă admisibilă.

Tensiunea utilă admisibilă (σ_{ua}) reprezintă o fracțiune din tensiunea maximă ce solicită ramura motoare.

Valoarea tensiunii utile admisibile se stabilește ca rezultat al unui proces de optimizare având următoarele obiective principale:

- utilizarea eficientă a capacității de tracțiune;
- solicitarea curelei sub nivelul maxim admis de structura de rezistență;
- durabilitatea economică la oboseală sau la uzura abrazivă.

În consecință, metodele de dimensionare ale profilului de curea prezintă diferențieri formale și calitative, conform criteriilor ce au servit la definirea tensiunii utile admisibile (σ_{ua}).

Notă. Toate datele experimentale necesare calculelor de dimensionare sunt obținute pe o transmisie standard cu axe paralele și ramuri deschise, tensionată permanent.

Tensiunea utilă admisibilă (σ_{ua}) se poate determina prin mai multe metode, după cum urmează:

***) Metoda capacității de tracțiune**

După cum s-a menționat din reprezentările grafice $\eta = \eta(\varphi)$ și $\xi_e = \xi_e(\varphi)$,

în care $\varphi = \frac{F_t}{2T_0} = \frac{\sigma_u}{2\sigma_0}$ (fig.3.18), transmisia prin curele trebuie să

funcționeze în domeniul optim caracterizat prin: $\eta_{\max}$; φ_{opt} și ξ_{opt} .

Deci:

$$\varphi_{\text{opt}} = \frac{(\sigma_u)_{\text{opt}}}{2\sigma_0} \Rightarrow (\sigma_u)_{\text{opt}} = 2\varphi_{\text{opt}} \cdot \sigma_0, \quad (3.65)$$

în care $(\sigma_u)_{\text{opt}}$ este tensiunea utilă standard sau optimă.

Valoarea tensiunii utile standard se corectează printr-un coeficient global k_e obținându-se tensiunea utilă admisibilă (σ_{ua}):

$$\sigma_{ua} = k_e (\sigma_u)_{opt} = 2k_e \phi_{opt} \sigma_0, \quad (3.66)$$

în care $k_e = \prod k_j = k_0 k_T k_\beta k_v$, unde:

k_0 este coeficient dependent de tipul constructiv al transmisiei;

k_T - coeficient dependent de modul de tensionare;

k_β - coeficient dependent de raportul de transmitere și viteză;

k_v - coeficient dependent de viteză.

Prin $\prod_{j=1}^n k_j$ se ține seama de influența unor parametri, cum sunt: un-

ghiul de înfășurare β , raportul h/D , viteza v , dinamicitatea transmisiei etc.

$\sigma_0 \in [1; 1,5]$ MPa- pentru curele cu rețea din bumbac sau vâscoză;

$\sigma_0 \in [2; 3,5]$ MPa- pentru curele cu inserție de șnur din fibre sintetice.

Metoda are dezavantajul că nu consideră factorul durabilitate, de aceea se limitează la dimensionarea transmisiilor lente echipate cu curele late din piele și țesături.

Întrucât metoda capacității de tracțiune garantează o singură condiție de optimizare, cureaua dimensionată pe această cale trebuie verificată la rupere și oboseală (durabilitate).

Verificarea la oboseală a curelei se face în baza relației lui Wöhler, scrisă sub forma unei politrope:

$$\sigma^q N = ct., \quad (3.67)$$

în care:

-q este exponent dependent de tipul curelei;

- N - numărul ciclurilor de funcționare.

Acceptându-se convențional numărul ciclurilor de bază $N_b = 10^7$, respectiv rezistența la oboseală σ_b (corespunzătoare lui N_b), se poate scrie:

$$\sigma_b^q \cdot N_b = \sigma_{1max}^q \cdot N \Rightarrow N = N_b \left(\frac{\sigma_b}{\sigma_{1max}} \right)^q. \quad (3.68)$$

Dacă frecvența flexiunilor curelei este:

$$f_x = \frac{v \cdot x}{L_p} \cdot 10^3 [Hz] \cup L_p [mm],$$

atunci numărul de cicluri se va exprima prin:

$$N = 3600 f_x L_h, \quad (3.69)$$

în care L_h [ore] este durata de funcționare.

Din (4.68) și (4.69) rezultă:

$$L_h = \frac{N_b}{3600 \cdot f_x} \cdot \left(\frac{\sigma_b}{\sigma_{1\max}} \right)^q \quad [\text{ore}]. \quad (3.70)$$

Relația (4.66) nu ține seama de faptul că tensiunile pe cele două ramuri nu sunt egale. Pentru a reduce $\sigma_{2\max}$ la $\sigma_{1\max}$ se introduce un coeficient de asimetrie k_i , care depinde de raportul de transmitere i . Dacă regimul de lucru este variabil, cureaua lucrând un anumit timp sub sarcină nominală se introduce un coeficient de regim k_r .

În baza celor menționate, relația (3.70) devine:

$$L_h = k_i \cdot k_r \cdot \frac{N_b}{3600 \cdot f_x} \cdot \left(\frac{\sigma_b}{\sigma_{1\max}} \right)^q \geq (L_h)_a, \quad (3.71)$$

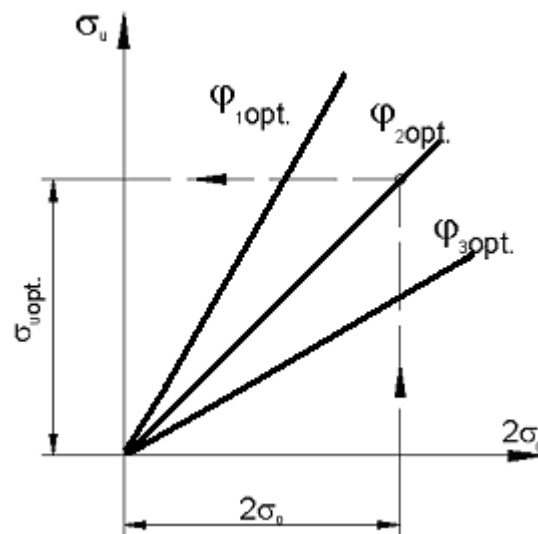
în care:

$$\sigma_{1\max} \leq \sigma_{at}$$

$(L_h)_a$ este durabilitatea admisibilă (economică) a curelei corespunzătoare intervalului de timp între două reparații capitale ale utilajului în care este incorporată transmisia.

Familia de drepte $\sigma_u = \sigma_u(2\sigma_0)$, (fig.3.19), arată importanța deosebită pe care o prezintă creșterea nivelului de tensionare asupra posibilităților de încărcare a transmisiei.

Fig.3.19



**** Metoda rezistenței admisibile**

Completează criteriul de optimizare prezentat anterior cu acela de evitare a ruperii la întindere a curelei.

Se calculează tensiunea maximă [conform relației (3.62)] din ramura curelei care se compară cu tensiunea admisibilă de întindere:

$$\sigma_{\max} : \sigma_{at} \cup \sigma_{at} = \frac{\sigma_r}{c_\sigma}, \quad (3.72)$$

în care:

σ_r este rezistența la rupere a curelei; c_σ - coeficient de siguranță.

Din (3.53) și impunând $\eta = \eta_{\max} \Rightarrow \varphi_{opt} = \frac{(\sigma_u)_{opt}}{2\sigma_0}$:

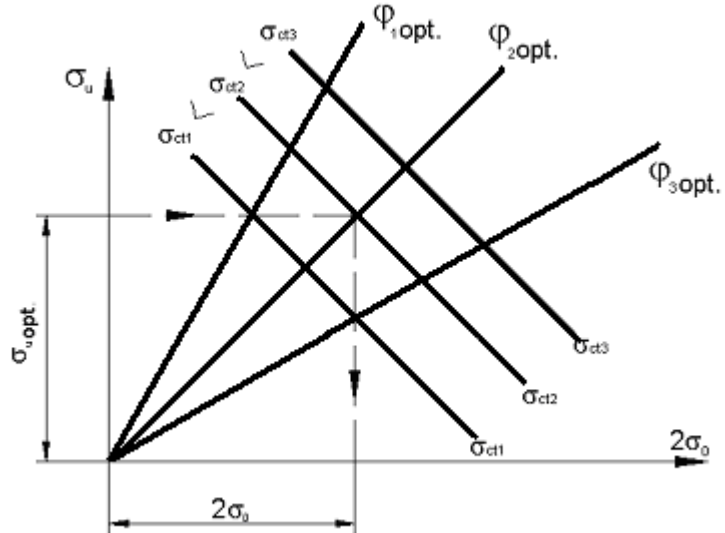
$$\begin{cases} \sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_m + \sigma_{i1} \leq \sigma_{at} \\ \sigma_u = 2\sigma_0 \varphi_{opt}, \end{cases}$$

sau:

$$\begin{cases} (\sigma_u)_{opt} = 2[\sigma_{at} - (\sigma_m + \sigma_{i1})] - 2\sigma_0 \\ (\sigma_u)_{opt} = 2\sigma_0 \varphi_{opt}. \end{cases} \quad (3.73)$$

Soluțiile sistemului de ecuații liniare (3.73) depind de structura de rezistență a curelei și sunt prezentate în figura 3.20.

Fig.3.20



Spre deosebire de cazul precedent, pentru care tensiunea inițială era acceptată arbitrar, metoda capacității de tracțiune impune prin σ_{at} perechea de valori $(\sigma_u)_{opt} \leftrightarrow \sigma_0$.

Din rezolvarea sistemului (3.73) rezultă:

$$(\sigma_u)_{opt} = \frac{2\varphi_{opt}}{\varphi_{opt} + 1} [\sigma_{at} - (\sigma_m + \sigma_{i1})], \quad (3.74)$$

în baza căreia se obține tensiunea utilă admisibilă:

$$\sigma_{ua} = k_e (\sigma_u)_{opt}.$$

Precizări:

- Această metodă se utilizează pentru calculul curelelor rotunde, indiferent de natura materialului și tipul structurii de rezistență a curelei.
- Metoda rezistenței admisibile garantează două condiții de optimizare, deci cureaua se va verifica numai la oboseală.

*****) Metoda durabilității limitate**

Completează primul criteriu cu acela de evitare a ruperii prin oboseală.

Se calculează conform relației (3.62) tensiunea maximă din ramura curelei și se compară cu tensiunea admisibilă convențională funcție de durabilitatea limitată la oboseală $(\sigma_a)_{L_h}$, deci:

$$\sigma_{max} : (\sigma_a)_{L_h}. \quad (3.75)$$

Din (3.53) și considerând $\eta = \eta_{max} \Rightarrow \varphi_{opt}$ conform (3.71) rezultă

$$L_h = k_i k_r \frac{N_b}{3600 \cdot f_x} \left[\frac{\sigma_b}{(\sigma_a)_{L_h}} \right]^q \geq (L_h)_a, \quad (3.76)$$

sau:

$$(\sigma_a)_{L_h} = \sigma_b \left[\frac{k_i k_r N_b}{3600 \cdot f_x (L_h)_a} \right]^{1/q}. \quad (3.77)$$

Similar sistemului (3.73) se poate scrie:

$$\begin{cases} \sigma_{1max} = \sigma_1 + \sigma_m + \sigma_u \leq (\sigma_a)_{L_h} \\ (\sigma_u)_{opt} = 2\varphi_{opt} \sigma_0, \end{cases} \quad (3.78)$$

sau:

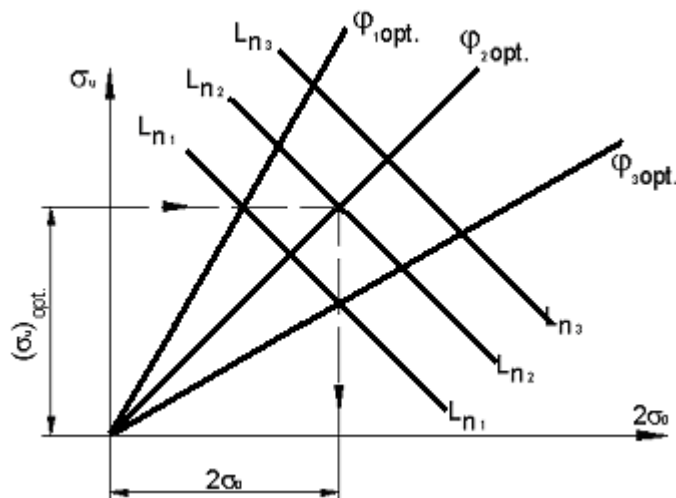
$$\begin{cases} \sigma_0 = 2 \left[(\sigma_a)_{L_h} - (\sigma_m + \sigma_{i1}) \right] - \frac{(\sigma_u)_{opt}}{2} \\ \sigma_0 = \frac{(\sigma_u)_{opt}}{2\varphi_{opt}}, \end{cases} \quad (3.79)$$

rezultând:

$$(\sigma_u)_{opt} = \frac{2\varphi_{opt}}{\varphi_{opt} + 1} \left[(\sigma_a)_{L_h} - (\sigma_m + \sigma_{i_1}) \right]. \quad (3.80)$$

Soluțiile sistemului (3.79) conțin implicit durabilitatea limitată la oboseală și sunt prezentate în figura 3.21.

Fig.3.21



Această metodă de dimensionare se utilizează exclusiv pentru calculul curelelor trapezoidale clasice și înguste independent de structura lor de rezistență.

Notă. Întrucât $(\sigma_a)_{L_h} < \sigma_{at}$, condiția de rezistență la rupere prin întindere a curelei dimensionate cu metoda durabilității limitate este automat îndeplinită.

În ultimă analiză, dimensionarea unei transmisii prin curele trapezoidale se reduce la determinarea numărului de curele z capabile de a transmite puterea P , cunoscută fiind puterea capabilă să fie transmisă de o curea: $P_0 = P_0(\text{profil curea}, D_1, i, n)$:

$$z = \frac{P}{P_0} \cdot \frac{c_d}{c_L \cdot c_\beta}, \quad (3.81)$$

în care:

c_d este coeficientul dinamic (dependent de regimul de lucru);

c_L - coeficientul de lungime (dependent de lungimea primitivă a curelei L_p);

c_β - coeficientul de înfășurare (dependent de unghiul de înfășurare pe roata mică β_1).

Precizare. În metoda tabelară (standardizată) se mai determină:

- unghiurile: γ dintre ramurile curelei și β_1 de înfășurare a curelei pe roata motoare ($\beta_1 \geq \beta_a$);

- viteza periferică a curelei:

$$v_1 = R_{p1} \omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{60 \cdot 1000} D_1 \leq v_a \quad [\text{m/s}] \quad (3.82)$$

- frecvența încovoierii curelei:

$$f_x = \frac{x \cdot v}{L_p} \cdot 10^3 \leq f_a \quad [\text{Hz}] \quad (3.83)$$

Valorile admisibile pentru β_a , v_a , și f_a sunt dependente de tipul curelei și natura elementului de rezistență.

Aria necesară a secțiunii transversale a curelei rezultă în urma unui calcul convențional la tracțiune, deci:

$$A_c \geq k_r \cdot \frac{F_{t1}}{\sigma_{ua}} \quad (3.84)$$

în care:

$$F_{t1} = \frac{1}{z} \cdot \frac{2 M_{t1}}{D_1} = \frac{1}{z} \cdot \frac{2 \cdot 10^6 P_1}{\omega_1 D_1} = \frac{10^6 P_1}{z \cdot v_1}. \quad (3.85)$$

rezultând numărul de curele (z) sau (zA_c) pentru dimensionarea curelelor ce funcționează în set:

$$z = \frac{k_r \cdot 10^6 P_1}{\sigma_{ua} \cdot A_c \cdot v_1} \vee zA_c = \frac{k_r \cdot 10^6 \cdot P_1}{\sigma_{ua} \cdot v_1}, \quad (3.86)$$

Notă: Numărul de curele trapezoidale este limitat $z \in [1; 6](\text{max.12})$.

3.8. Elemente de exploatare optimă a transmisiilor prin curele

Frecarea, fenomen conex funcționării transmisiilor prin curele, constituie și o cauză importantă de disipare a energiei, implicit de reducere a randamentului.

Pe de altă parte, încălzirile intense datorate frecărilor exterioare și histerezei contribuie la degradarea chimică a materialului din care este confecționat elementul flexibil.

Îndeosebi, la soluțiile moderne de curele (late compound și trapezoidale înguste) - caracterizate prin creșterea puterii transmise pe unitatea de secțiune, - această problemă prezintă o mare importanță tehnică și economică.

Grupele de factori funcționali-constructivi care condiționează procesele disipative sunt următoarele:

– **alunecare elastică** (ce se manifestă pe porțiunile active ale arcelor de înfășurare);

- **histereza elastică** (datorată alunecărilor la nivelul suprafețelor de separație intermoleculară în cazul solicitărilor ciclice de întindere și încovoiere);
- **rezistența** opusă de mediu la înaintarea curelei (pierderi prin ventilație);
- **pierderile** în lagărele transmisiei.

Notă. Pentru ansamblul transmisiei prin curele, sursele disipative analizate sunt dispuse în serie pe fluxul energetic.

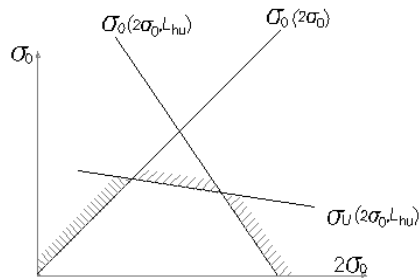
Elementul slab al transmisiei îl constituie **cureaua**. Ca atare, ieșirea din uz a curelei determină deteriorarea ansamblului transmisiei.

Distrușgerea curelei se datorează următoarelor cauze:

- **ruperea** curelei la tracțiune; **oboseala** materialului curelei;
- **uzarea flancurilor** active; **uzarea abrazivă**.

Ca urmare, funcționarea optimă a transmisiei trebuie să se situeze în interiorul domeniului (fig.3.22) delimitat de:

Fig.3.22



- **capacitatea de tracțiune:**

$$\sigma_u = \sigma_u(2\sigma_0), \quad (3.87)$$

- **durabilitatea la oboseală:**

$$\sigma_u = \sigma_u(2\sigma_0, L_{h0}), \quad (3.88)$$

- **durabilitatea la uzare abrazivă:**

$$\sigma_u = \sigma_u(2\sigma_0, L_{hu}). \quad (3.89)$$

Pentru a asigura funcționarea corectă a transmisiilor prin curele se recomandă:

- dispunerea ramurii conduse sus, pentru mărirea unghiului de înfășurare;
- limitarea superioară a lungimii preliminară a curelei la $5(D_1 + D_2)$ -în vederea micșorării efectului vibrațiilor longitudinale și inferioară - din condiția atingerii numărului maxim de flexiuni (f_x);
- limitarea superioară a diametrului roții mici pentru a nu depăși valoarea maximă a vitezelor tangențiale și inferioară pentru a nu atinge stări de tensiune la încovoiere nepermis de mari;

- suprafețele de contact ale roților cu cureaua se vor prelucra îngrijit, pentru îmbunătățirea condițiilor de frecare, precum și din cauza evitării efectelor alunecării elastice;
- tensiunea inițială se va realiza în limitele recomandate profilului de curea, pentru a nu supratensiona cureaua, lagărele și arborii, respectiv pentru a asigura aderența curea-roată necesară transmiterii puterii;
- la anumite intervale de timp, curelele se curăță și se ung cu unsoare organică pentru mărirea flexibilității și a coeficientului de frecare. Se interzice utilizarea sacâzului.

3.9. Elemente ale dispozitivelor de tensionare

Analizând relația (3.66) $[\sigma_{ua} = \sigma_{ua}(\sigma_0)]$ se constată că pentru a transmite o forță tangențială (F_t) este necesară tensionarea transmisiei printr-o forță (T_0) inițială de montaj deoarece:

$$F_t = 2k_e \phi_{opt} T_0. \quad (3.90)$$

Realizarea acestei tensionări se obține prin **dispozitive de tensionare**, care constituie parte integrantă a transmisiei.

Funcție de principiul pe care se bazează comanda și reglarea, **dispozitivele de tensionare (DT)** sunt de două tipuri:

- **cu acțiune permanentă (AP),**
- **cu acțiune automată (AA).**

3.9.1. Scheme cinematice ale dispozitivelor de tensionare cu acțiune permanentă (DTAP)

Dispozitivele care aparțin acestei grupe realizează o tensionare constantă ca intensitate, cu o valoare dependentă de momentul maxim transmis:

$$\forall M_t \neq ct. \Leftrightarrow F_t \neq ct. \exists T_0 = T_0(F_{t_{\max}}) = ct.$$

Printre **avantajele** acestor dispozitive se menționează:

- simplitate constructivă;
- robustețe;
- relativă siguranță în funcționare.

Ca **dezavantaje** se enumeră:

- hipertensionarea curelei tot timpul în care transmisia funcționează la momente de torsiune mai mici decât momentul maxim. Hipertensionarea conduce la reducerea durabilității curelei, creșterea pericolului de obosire a arborilor și lagărelor.
- necesită reglaje periodice, deoarece materialul curelei se relaxează.

Dispozitivele de tensionare cu acțiune permanentă funcționează prin introducerea unei forțe exterioare sau prin crearea unei deformări inițiale.

Din punct de vedere constructiv, dispozitivele de tensionare cu acțiune permanentă sunt realizate prin reglaj cu: **șurub** (fig.3.23), **role** (figura 3.24), **arc** (figura 3.25) etc.

În schema cu **motor glisant** (fig.3.23 a) - motorul electric (ME) de acționare (1) fixat pe placa (5) poartă pe arborele său roata motoare de curea (2). Acesta (ME) poate fi deplasat prin

În schema din figura 3.23.c se indică o variantă de dispozitiv de tensionare cu șurub (3) - piuliță (4) la care roata (2) a transmisiei este fixată pe o cuplă de translație (5).

În toate situațiile din figura 3.23, echilibrul sistemului de forțe conduce la:

$$R_a = 2T_0 \sin \frac{\beta_1}{2} \Rightarrow \frac{R_a}{\sin \frac{\beta_1}{2}} = 2T_0 \cong 2T_0^* = T_1^* + T_2^* = \text{const} \quad (3.91)$$

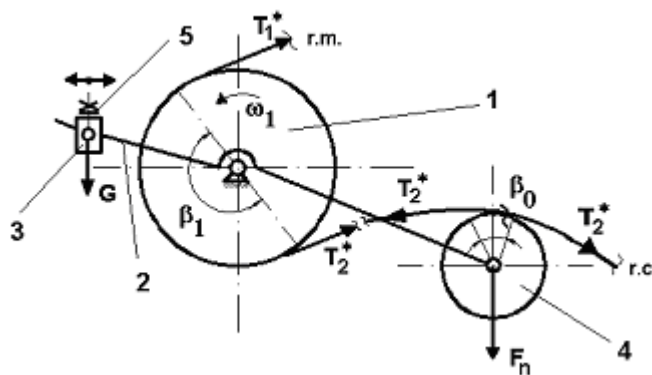
$$\varphi = \frac{F_t}{2T_0} = \frac{T_1^* - T_2^*}{T_1^* + T_2^*} = \frac{e^{\mu\beta_1} - 1}{e^{\mu\beta_1} + 1} \quad (3.92)$$

În schemele cu **rolă de întindere** (fig.3.24) - rola (4) tensionează cureaua apăsând ramura condusă a transmisiei. Apăsarea este realizată printr-un sistem articulat comandat prin greutatea (3) (fig.3.24) sau cu arc (3) (fig.3.25).

Varianta din figura 3.25 are pe arborele roții (1) de curea motoare fixat articulat pârghia (2) pe ale cărei capete sunt dispuse greutatea (3), blocată prin șuruburile (5), respectiv rola de întindere (4).

Prin slăbirea șuruburilor (5) se va permite apoi deplasarea greutății (3), ce poate regla tensiunea inițială din ramura transmisiei

Fig.3.24



Pentru acest dispozitiv, din condiția de echilibru a forțelor se obține:

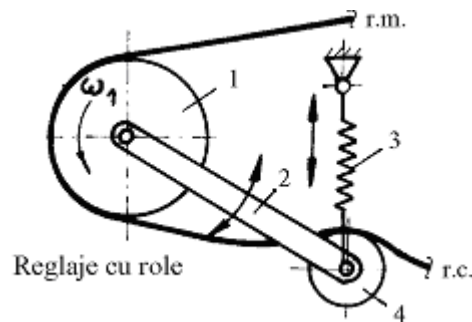
$$F_r = 2T_0 \sin \frac{\beta_0}{2} \Rightarrow \frac{F_r}{\sin \frac{\beta_0}{2}} = 2T_0 = 2T_2^* = \text{const}. \quad (3.93)$$

și

$$\varphi = \frac{F_t}{2T_0} = \frac{T_1^* - T_2^*}{2T_2^*} = \frac{1}{2}(e^{\mu\beta_1} - 1). \quad (3.94)$$

Varianta din figura 3.25 are pe arborele roții (1) de curea motoare fixată articulate la pârghia (2) al cărei capăt poartă rola de întindere (4).

Fig.3.25



Reglarea tensionării se obține modificând pretensionarea al arcului (3) sau utilizând un arc elicoidal cu o altă caracteristică.

Rolele de întindere sunt roți care oscilează în jurul axei roții motoare și se așează totdeauna pe ramura condusă în apropierea roții motoare.

Scopul acestor role este să mărească unghiul de înfășurare (β_1) al curelei pe roată și să asigure întinderea curelei.

Se folosesc în special atunci când raportul de transmitere (i) este mare și când distanța dintre axe (a) este mică.

Dintre **avantajele** pe care le conferă dispozitivele de tensionare permanente cu rolă de întindere se menționează: dimensiuni reduse a transmisiei, funcționarea în bune condiții a transmisiilor înclinate și verticale, care, în general, lucrează mai greu, se micșorează lungimea curelei datorită unor forțe inițiale de montare mai mici etc.

Diametrul rolei de întindere este mai mic sau egal cu diametrul roții motoare

$$d_r \in (0,8...1)D_1.$$

În figura 4.26 se arată schematic felul cum se montează rola de întindere (3) la transmisia: orizontală (fig.3.26 a și b), înclinată (fig.3.26 c) și verticală (fig.3.26d).

Prin alegerea convenabilă a lungimii brațelor pârghiei (4) a valorii greutății (5) și poziției ei se obține apăsarea pe ramura trasă a curelei. Pentru amortizarea micilor vibrații, inerente funcționării transmisiei, între brațul de pârghie (4) și brațul mașinii se montează amortizorul (6).

Obs.

*) Transmisiile cu: $a \neq ct.$ și $L = ct.$ (fig.3.27a) realizează tensionarea

prin deplasarea rotii motoare 1.

Fig.3.26 a

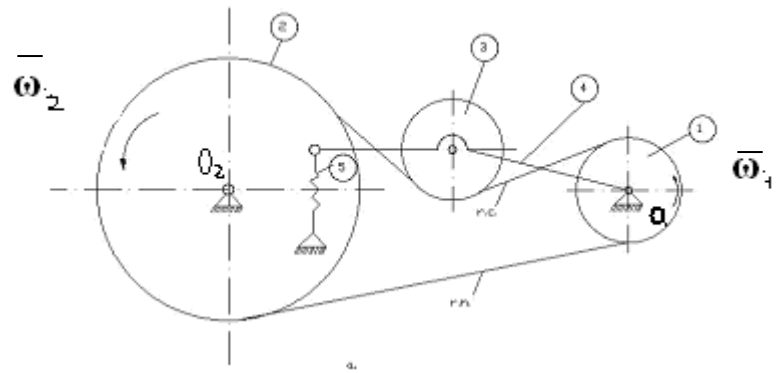


Fig.3.26 b

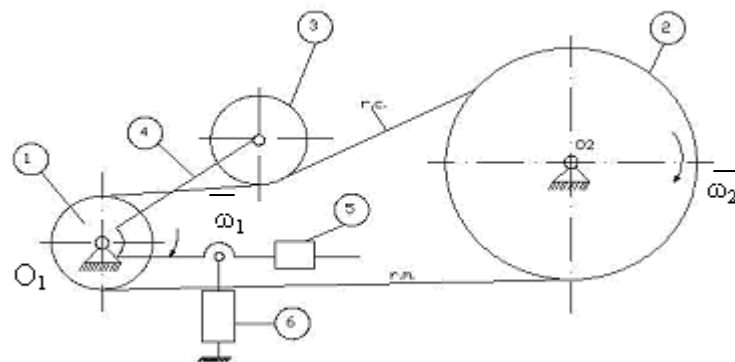


Fig.3.26 c

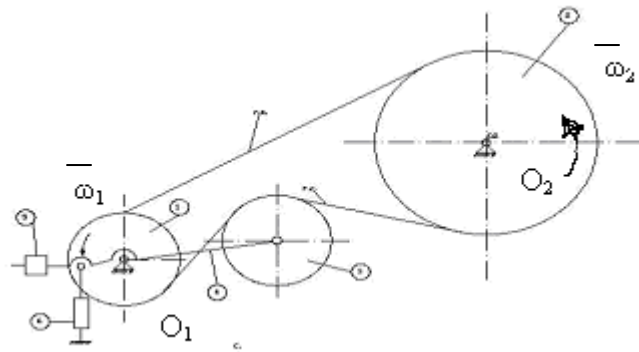
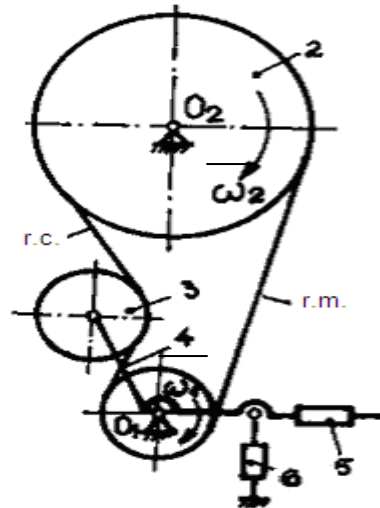


Fig.3.26.d



) Transmisile cu $a=ct.$ si $L=ct.$ (figura 3.27b) realizează tensionarea prin **montarea forțată a curelei pe roți cu o deformăție inițială:

$$\Delta L = \frac{T_0 L}{E_t A_c} \Leftrightarrow T_0 = \epsilon_0 E_t A_c = \sigma_0 A_c. \quad (3.95)$$

Fig.3.27.a

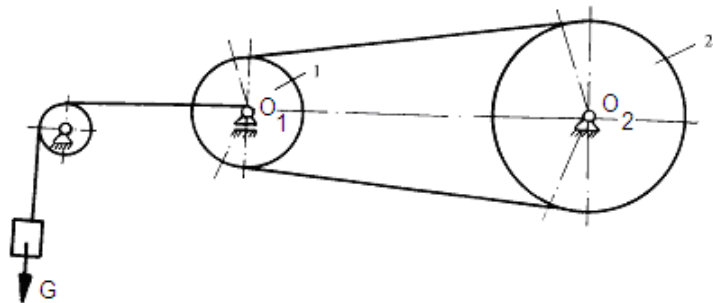
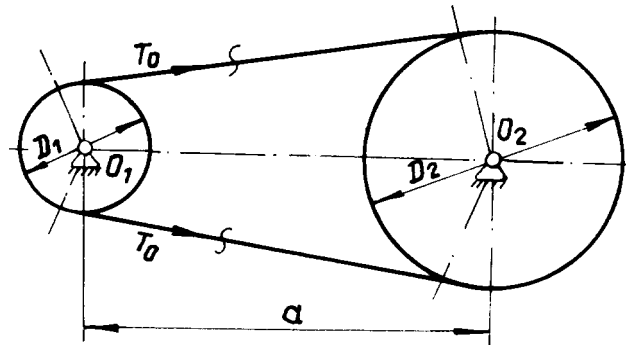


Fig.3.27 b



Procedând la micșorarea lungimii curelei cu o cantitate ΔL după montarea ei, în ramurile sale vor fi induse forțe inițiale T_0 .

Alungirea inițială (ΔL) se distribuie diferit pe contur astfel că relația caracteristică a transmisiilor cu $a, L = \text{const.}$ rezultă din condiția de invariabilitate a lungimii conturului L în repaus și în funcționare:

$$2T_0^* = c_1 T_1^* + c_2 T_2^* = 2T_0 \left(1 - \frac{T_m}{T_0} \right), \quad (3.96)$$

în care c_1 și c_2 sunt coeficienți adimensionali dependenți de mărimi geometrice.

În absența patinării, forțele nominale ($T_{1,2}$) din ramurile curelei precum și cele active $T_{1,2}^*$ sunt:

$$T_{1,2} = \frac{T_0^*}{c_{1,2}} + T_m = \frac{T_0}{c_{1,2}} \left(1 - \frac{T_m}{T_0} \right) + T_m \text{ și } T_{1,2}^* = \frac{T_0^*}{c_{1,2}}, \quad (3.97)$$

iar coeficientul de tracțiune:

$$\varphi = \frac{F_t}{2T_0^*} = \frac{T_1^* - T_2^*}{c_1 T_1^* + c_2 T_2^*} = \frac{e^{\mu\beta_1} - 1}{c_1 e^{\mu\beta_1} + c_2}. \quad (3.98)$$

3.9.2. Scheme cinematice dispozitivelor de tensionare cu acțiune automată (DTAA)

Dispozitivele din această grupă se caracterizează prin realizarea unei tensionări variabile funcție de momentul de torsiune vehiculat prin transmisie, fără intervenția unui operator exterior.

Dintre **avantaje** se menționează:

- durabilitate sporită a elementului intermediar (curea),
- eliminarea pericolului de rupere prin oboseală a arborilor,
- eliminarea ajustării periodice a tensiunii de montaj.

Ca **dezavantaje** se enumeră:

- sunt mai complexe din punct de vedere constructiv,
- costuri mai ridicate.

Dispozitivele de tensionare cu acțiune automată se împart în două categorii:

a) **comandate direct de momentul rezistent** (motor fixat articulat excentric, mecanism planetar la roata motoare);

Fig.3.28 a

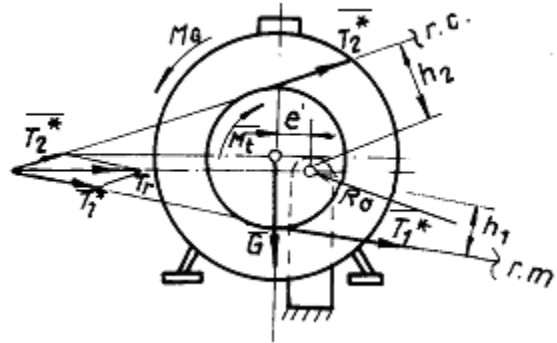
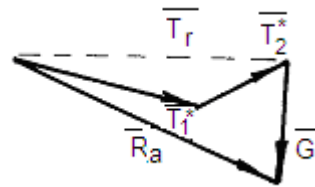


Fig.3.28 b



b) **comandate indirect de momentul rezistent** [role de întindere duble (acționare antagonistă)].

În schema **motor articulat excentric** (fig.3.28), momentul de torsiune ce ia naștere în rotorul motorului va avea ca reacțiune un moment de torsiune statoric. Ca urmare a tendinței de rotire în jurul articulației, în ramurile transmisiei apar forțe active T_1^* și T_2^* .

În repaus sau la funcționarea în gol, cuplul statoric este nul și, ca atare, eforturile din ramurile curelei sunt practic inexistente. Pentru diminuarea șocurilor la intrarea în funcționare în sarcină, dispozitivul este astfel realizat încât greutatea G contribuie la apariția unor eforturi relativ reduse.

În figura 3.28 se prezintă o soluție de reglare automată a tensiunilor din curea, la o transmisie cu distanța dintre axe variabilă, prin bascularea motorului de antrenare în jurul unui punct fix și forțele care acționează asupra roții motoare.

Dacă reacțiunea pe arbore R_a trece prin centrul de rotație al statorului, se poate scrie relația:

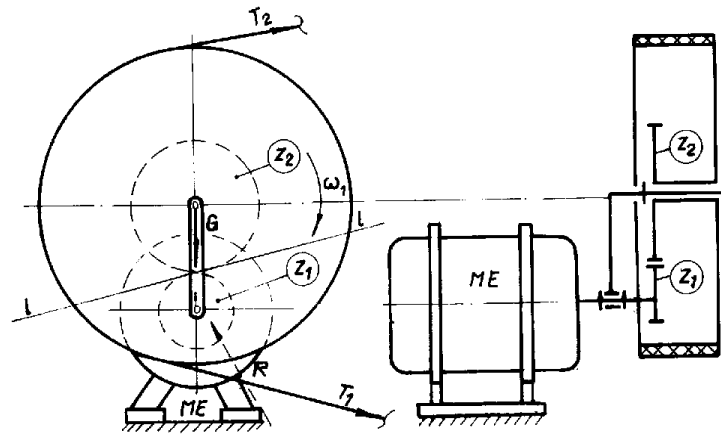
$$T_2^* h_2 - T_1^* h_1 - G e = 0. \quad (3.99)$$

Cum de obicei G este echilibrat cu contragreutăți sau arcuri, relația

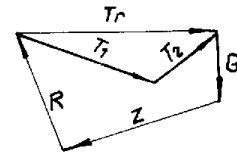
devine:

$$\frac{T_1^*}{T_2^*} = \frac{h_2}{h_1} = e^{\mu\beta_1}. \quad (3.100)$$

Fig.3.29



z- forța din angrenaj
după direcția (l-l)
Această forță realizează
tensiunea inițială din curea.



Schema cu **mecanism planetar** la roata motoare (fig.3.29) este compusă din: motorul electric (1) pe al cărui arbore este montată roata dințată (2) și brațul portsatelit (3), satelitul (4) și roata de curea (5). Dacă momentul de torsiune M_t are sensul din figură, între dinții roților (2) și (4) va lua naștere forța F_n . Forța F_n , acționând excentric, va avea tendința de a răsturna dispozitivul, iar în ramurile curelei vor apărea forțe de întindere proporționale cu momentul de torsiune transmis.

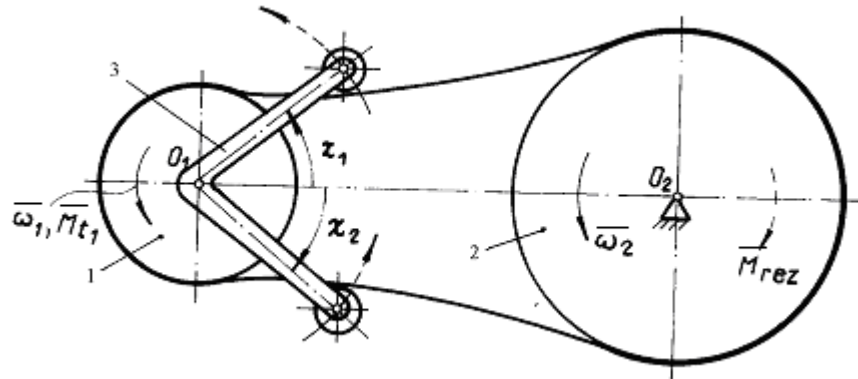
În figură se prezintă o soluție de reglare automată a tensiunilor din curea cu mecanism planetar și forțele care acționează asupra roții motoare.

În schema **role cu acțiune antagonistă** (fig.3.30), pe arborele roții motoare (1) este articulat un cadru (3) la ale cărui extremități sunt montate două role. Cureaua trece pe sub rolele dispozitivului care, în staționare sau la funcționarea în gol, se dispun astfel încât $\psi_1 = \psi_2$. Când momentul de torsiune transmis crește, ramura trăgătoare a transmisiei prezintă tendința de a deveni tangentă la roțile de curea, deci $\psi_1 > \psi_2$.

Modificarea poziției dispozitivului este însoțită de creșterea lungimii

conturului înfășurat de către curea și în consecință, cureaua se întinde proporțional cu momentul de torsiune transmis (M_{t1}).

Fig.3.30



Concluzii

- Prin intermediul dispozitivelor de tensionare automată (sisteme de tensionare cu acțiune automată) se obține ameliorarea parametrilor constructivi și funcționali ai elementului flexibil.

- Apariția acestor dispozitive a constituit un nou salt calitativ în privința posibilităților de utilizare a transmisiei prin curea.

- Dispozitivele de tensionare automată asigură tensionarea optimă a curelei și deci transmiterea parametrilor energo-funcționali cu un randament superior.

3.10 Probleme

Notății utilizate:

a- distanța dintre axe;

A_c - secțiunea curelei;

b, B - lățimea curelei, respectiv a roții de curea;

$c(c_f, c_L, c_B, c_0, c_b, c_v, c_z)$ - coeficientul de corecție;

$D_1(D_{p1})D_2(D_{p2})D_0(D_{p0})$ - diametrul roții motoare(mici), al roții conduse(mari), respectiv al rolei de întindere;

D_m, D_{pm} - diametrul mediu, respectiv diametrul primitiv mediu al roților de curea;

F - forța periferică transmisă;
 f - frecvența încovoierilor curelei;
 G, G_0 - greutatea montată la dispozitivul de întindere; greutatea rolei de întindere;

h - grosimea curelei;
 i - raportul de transmitere;
 K_1, K_2 - coeficienți experimentali;

K_r, K_z, K_t - coeficientul de regim, al numărului de dinți în agrenare, respectiv de tensionare, pentru curelele late dințate;
 L, L_p - lungimea; lungimea primitivă a curelei;
 n_1, n_2 - turația arborelui motor, respectiv condus;
 P - puterea necesară la mașina antrenată;

P_c, P_0 - puterea de calcul; puterea nominală transmisă de o curea;
 P_1 - puterea nominală transmisă de cureaua lată dințată pe un țol latime;
 F_a - forța pe arbore necesară întinderii curelei la motoare;

S_0 - forța inițială - la montaj - din curele;
 F_1, F_2 - forța din ramura conducătoare, respectiv din ramura condusă;
 v - viteza curelei;

x - numărul de roți ale transmisiei;
 z' - numărul de dinți în agrenare;
 z, z_0 - numărul de curele; numărul de curele preliminar;

z_1, z_2 - numărul de dinți ai roților, la transmisiile cu curele late dințate;
 β, γ - unghi de înfășurare, respectiv unghiul dintre ramurile curelei;
 ξ - coeficientul de alunecare elastică;

ϕ_{opt} - coeficientul de tracțiune optim;
 μ - coeficientul de frecare;
 η - randamentul transmisiei prin curele;

σ_0, σ_{ua} - efortul unitar inițial; rezistența utilă admisibilă;
 X, Y - cota de modificare a distanței dintre axe a, necesară întinderii, respectiv montării curelei.

Elemente de calcul

Relațiile și recomandările necesare pentru calculul parametrilor transmisiilor prin curelele late sunt prezentate în tabelul 3.1

Relațiile și recomandările necesare pentru calculul parametrilor transmisiilor prin curele trapezoidale - conform metodicii indicate în STAS 1163-71 - sunt redată în tabelul 3.1

Tab.3.1

**Relațiile si recomandările necesare pentru calculul parametrilor transmisiilor
prin curele late *)**

Parametrul calculat sau ales	Relațiile de calcul. Recomandări.	
	Arbori paraleli, ramuri deschise, doua roți de curea.	Arbori paraleli cu rola de întindere.
Puterea de calcul, P_c	$P_c = P_{cf}/\eta$; $\eta = 0,95$; c_f din STAS 1163-71	
Diametrul roții motoare, d_1	$d_1 = (390...540) \sqrt[3]{\frac{P}{\omega}}$ Se rotunjește la o valoare standardizata, conform STAS 6011-73	
Diametrul roții conduse, d_2	$d_2 = \frac{n_1}{n_2} d_1 (1 - \xi)$ $\xi = 1...2\%$	Diametrul rolei de întindere $d_0 = (1,0..1,5) d_1$
	Se rotunjește la o valoare standardizată, conform STAS 6011-73	
Diametrul mediu al roților de curea, d_m	$D_m = \frac{d_1 + d_2}{2}$	
Raportul de transmitere, i	$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1} * \frac{1}{1 - \xi}$	
Tipul de curea	Se alege in prealabil, conform STAS 5917-71 si STAS 1815-69	
Viteza curelei, v	$V = \frac{\pi d_1 n_1}{60 * 1000} < v_{\max}$ conform tab. 3.5 din STAS	
Distanța dintre axe, a	Se adopta in limitele	
	$0.75(d_1 + d_2) \leq a \leq 2(d_1 + d_2)$	$a \geq 2(d_2 - d_1)$
*) Se consideră că datele inițiale ale problemei: $P; n_1; n_2$ si regimul de funcționare al transmisiei		
Lungimea curelei, L	$L = 2a + \pi d_m + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a}$, lungimi nestandardizate	Se calculează conform geometriei transmisiei.
Unghiul de infasurare, β_a	$\beta_a = \pi - \arcsin \frac{d_2 - d_1}{2a} \geq \beta_a$ $\beta_a = 120^\circ, \text{ curele clasice}$ $\beta_a = 90^\circ, \text{ curele compozite(multistrat)}$	
Coeficientul de corecție, k	$K = k_0 k_t k_\beta k_v$ $k_t - \text{din STAS}, k_v - \text{din STAS}$	$k = k_0 k_t k_\beta$ $k_0 - \text{din STAS},$ $k_\beta - \text{din STAS}$

Coeficientul optim de tracțiune, φ_{opt}	$\varphi_{\text{opt}} = k_1 - k_2 \left(\frac{h}{d}\right)_{\text{max}}$ K_1, K_2 –din STAS; $\left(\frac{h}{d}\right)_{\text{max}}$ -din STAS	
Tensiunea utilă admisă, σ_{ua}	$\sigma_{\text{ua}} = 2k\varphi_{\text{opt}}\sigma_0$; $\sigma_0 \leq 16...20\text{Mpa}$	
Forța tangențială transmisă, F_t	$F_t = 10^3 P_c / v^N$,	
Forța maximă din ramura conducătoare, F_1	$F_1 = 1,25 F_t \frac{e^{\mu\beta_1}}{e^{\mu\beta_1} - 1}$; μ - din tab.4.5 din STAS; coeficientul 1,25 tine seama de solicitarea datorită forței centrifuge.	
Secțiunea necesară a curelei, A_c	$A_c = \frac{F_1}{\sigma_{\text{ua}}}$	
Lățimea curelei, b	$b = A_c / [(h/d)_{\text{max}} * d_1]$, se rotunjește la o valoare imediat superioară conform STAS 5917- 17 si STAS 1815-69	
Grosimea curelei, h	$H = A_c/b$, se verifică conform STAS 5917-71 si STAS 1815-69	
Frecvența încovoierilor curelei,	$f_x = 2 * 10^3 * v / l \leq f_{\text{max}}$	$f_x = x * 10^3 * v / l \leq f_{\text{max}}$
	f_{max} - din tab.3.5	
Forța din ramura condusă, F_2	$F_2 = 1.25 F \frac{e^{\mu\beta_1}}{e^{\mu\beta_1} - 1}$; cu valoarea calculată se dimensionează mecanismul de întindere	
Forța inițială (la montaj)din curea, F_0	$F_0 = A_c \sigma_0$	

Tab.3.2

Relațiile si recomandările necesare pentru calculul parametrilor transmisiilor prin curele trapezoidale *) (după STAS 1163-71)

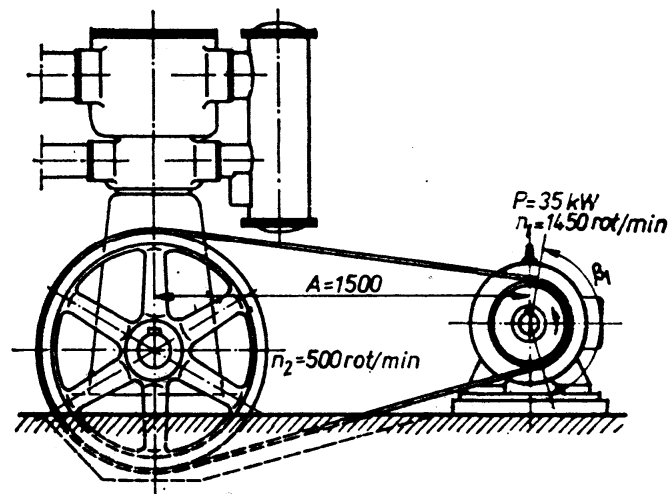
Parametrul calculat sau ales	Relațiile de calcul. **) Recomandări
Puterea de calcul P_c	$P_c = P/\eta$; se recomandă $\eta = 0,95$
Raportul de transmitere i	$i = n_1/n_2$; se recomandă $i \leq 10$ La transmisiile multiplicatoare - la care $n_1 < n_2$ se consideră $i = n_2/n_2 > 1$
Profilul (tipul) curelei	Se alege preliminar conform monogramelor, din STAS 1163-71
Diametrul primitiv al roții mici d_{p1}	Se alege constructiv, în funcție de tipul curelei, conform prescripțiilor STAS 1162-67. In cazul în care nu există limitări din punct de vedere constructiv, d_{p1} se alege cat mai mic conform STAS 1162-67
Diametrul primitiv al roții mari d_{p2}	$d_{p2} = i d_{p1}$ se neglijează alunecarea elastică a curelei
Diametrul primitiv mediu al roților de curea d_{pm}	$d_{pm} = (d_{p1} + d_{p2})/2$

Diametrul primitiv al rolei de întindere d_{p0}	$d_{p0} = (1...1,5)d_{p1}$
Distanța dintre axe, a	Se alege preliminar $0,75(d_{p1} + d_{p2}) \leq a \leq 2(d_{p1} + d_{p2})$
Unghiul dintre ramurile curelei, $\gamma^{***})$	$\gamma = 2 \arcsin (d_{p2} - d_{p1})/2a$
Unghiul de înfasurare la roata mică de curea, β_1	$\beta_1 = 180^\circ - \gamma$
Unghiul de înfășurare la roata mare de curea, β_2	$\beta_2 = 180^\circ + \gamma$
Lungimea primitivă a curelei, L_p	Pentru $\beta_1 \geq 110^\circ$ $L_p = 2a + \pi d_{pm} + (d_{p2} - d_{p1})^2/4a$ Pentru $\beta_1 < 110^\circ$ $L_p = 2a \sin \beta/2 + \pi/360(\beta_1 d_{p1} + \beta_2 d_{p2})$. Lungimea primitivă a curelei se rotunjește la valoarea standardizată cea mai apropiată (STAS 1164-71 și 7172-65)
Distanța dintre axe, a	Se calculează definitiv $a = 0,25[(L_p - \pi d_{pm}) + \sqrt{(L_p - d_{pm})^2 - 2(d_{p2} - d_{p1})^2}]$, relație valabilă pentru $\beta_1 < 110^\circ$, distanța dintre axe se determină din calcule, corespunzătoare geometriei transmisiei.
Viteza periferică a curelei, v	$V = \frac{\pi d_{p1} n_1}{60 \cdot 1000} \leq v_{\max}$, $v_{\max}$ - din tab. 3.5
Coeficientul de funcționare, k_f	Conform tabelului 3, din STAS 1163-71(tab 3.12)
Coeficientul de lungime, k_L	Conform tabelului 4, din STAS 1163-71
Coeficientul de înfasurare, k_β	Conform tabelului 5, din STAS 1163-71(tab 3.6)
Puterea nominală transmisă de o curea, P_0	Pentru curele trapezoidale clasice, conform tabelelor 7...13, din STAS 1163-71 Pentru curele trapezoidale înguste, conform tabelelor 14...18, din STAS 1163-71
Numărul de curele preliminar, z_0	$Z_0 = \frac{k_f P_c}{k_L k_\beta P_0}$
Numărul definitiv de curele, z	$z = \frac{z_0}{k_z}$; k_z - din tabelul 6, STAS 1163-71 se recomandă $z \leq 8$, în cazuri excepționale se admite $z \leq 12$
Numărul de roți din transmisie, x	Rezultă constructiv (inclusiv roata de întindere)
Frecvența încovoierilor curelei, f_x	$f = 10^3 x \cdot v / L_p \leq f_{\max}$; conform tab.3.5
Forța periferică transmisă, F_t	$F_t = 10^3 P_c / v$ N
Forța – pe arbore – necesară întinderii curelei, la montare, F_a	$F_a = (1,5...2) F_t$
Cotele de modificare ale distanței dintre axe	$X \geq 0,03 L_p$, $Y \geq 0,015 L_p$, (Numai la transmisiile fără role de întindere)

3.1

Compresorul din figura 3.31 este acționat printr-o curea lată din piele. Să se dimensioneze transmisia respectivă folosind datele din figura 3.31

Fig.3.31

**Rezolvare**

Se determină diametrul roții motoare:

$$d_1 = (390 \dots 540) \sqrt[3]{\frac{P}{\omega}} = (390 \dots 540) \sqrt[3]{\frac{30 \cdot 30}{\pi \cdot 1450}} = 227 \dots 314 \text{ mm}$$

se adoptă, conform STAS 6011-73, diametrul $d_1 = 315 \text{ mm}$,
determinându-se diametrul roții conduse:

$$d_2 = \frac{n_1}{n_2} d_1 (1 - \xi_1) = \frac{1450}{500} \cdot 315 \cdot 0.98 = 895 \text{ mm},$$

unde : $\xi = 2\% = 0,02$. Conform STAS 6011-73 se adoptă $d_2 = 900 \text{ mm}$.

Diametrul mediu al roților de curea:

$$d_m = (d_1 + d_2) / 2 = (315 + 900) / 2 = 607.5 \text{ mm},$$

Viteza curelei:

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{3.14 \cdot 315 \cdot 1450}{60 \cdot 1000} = 24 \text{ m/s} < v_{\max} = 40 \text{ m/s}$$

$v_{\max} = 40 \text{ m/s}$, din tabelul AI-59.

Lungimea necesară a curelei se determină cu relația:

$$L = 2a + d_m + \frac{(d_2 + d_1)}{4a} = 2 \cdot 1500 + 3,14 \cdot 607,5 + \frac{(900-315)^2}{4 \cdot 1500} = 4965 \text{ mm}$$

Unghiul de infasurare la roata mică:

$$\beta_1 = \pi - \arcsin \frac{d_2 - d_1}{2a} = 180^\circ - 2 \arcsin \frac{900-315}{2 \cdot 1500} = 157^\circ 30' > \beta_a$$

unde : $\beta_a = 120^\circ$, din tab.3.1.

Coeficientul de corecție este:

$$k = k_0 k_t k_\beta k_v = 1 \cdot 0,8 \cdot 0,9175 \cdot 0,81 = 0,594,$$

in care : $k_0 = 1$ (tabelul 3.3) ; $k_t = 0,8$ (tabelul 3.4); $k_\beta = 0,9175$ (tabelul 3.6); $k_v = 0,81$ (tabelul 3.7).

Coeficientul de tracțiune optim:

$$\varphi_{\text{opt}} = k_1 + k_2 (h/d)_{\text{max}} = 0,81 - 8,35 \cdot 0,4 = 0,476$$

unde : $K_1 = 0,81$ si $K_2 = 8,35$ (v.tab.3.8); $(h/d)_{\text{max}} = 1/25$ (v.tab.3.5).

Se calculează rezistența utilă admisă:

$$\sigma_{ua} = 2k\varphi_{\text{opt}}\sigma_0 = 2 \cdot 0,594 \cdot 0,476 \cdot 1,8 = 1,02 \text{ MPa}$$

unde : $\sigma_0 = 1,8 \text{ MPa}$ (v.tab.3.1).

Forța periferică transmisă

$$F = 10^3 P_C / v = 10^2 \cdot 30 / 24 = 1250 \text{ daN},$$

forța maximă din ramura conducătoare fiind:

$$F_1 = 1,25F \frac{e^{\mu\beta_1}}{e^{\mu\beta_1} - 1} = 1,25 \cdot 1250 \cdot \frac{3,95}{2,95} = 2092 \text{ daN}.$$

unde : $\mu = 0,22 + 0,012v = 0,22 + 0,012 \cdot 24 = 0,5$ (v.tab.3.5);

$$\beta_1 = \frac{157,5}{180} \cdot 3,14 = 2,75 \text{ rad}; e^{\mu\beta_1} = e^{0,5 \cdot 2,75} = e^{1,375} = 3,95.$$

Se determină secțiunea necesară a curelei:

$$A_c = F_1 / \sigma_{ua} = 209 / 1,02 = 2051 \text{ mm}^2$$

obținându-se dimensiunile secțiunii:

$$b = \frac{A_c}{(h/d)_{\text{max}} \cdot d_1} = \frac{2051}{0,04 \cdot 315} = 162,7 \text{ mm}$$

se alege conform STAS 615-58 si STAS 6917-71, $b=200 \text{ mm}$. In acest caz:

$$h = \frac{A_c}{b} = 2051 / 180 = 11,4 \text{ mm}$$

dimensiunea obținută încadrându-se in limitele indicate (10...14),

in STAS 5917-71.

Se verifică frecvența încovoierilor curelei:

$$f_x = 2 \cdot 10^3 \sqrt{1} = 2 \cdot 1000 \cdot 24 / 5481 = 8.76 \text{ Hz} < f_{\max} = 10 \text{ Hz},$$

$$f_{\max} = 40 \text{ Hz (v.tab3.5).}$$

Forța care acționează asupra arborilor, la montaj:

$$F_A = 2A_c = \sigma_0 \cos \gamma = 2 \cdot 1853 \cdot 1.8 \cdot 0.924 = 6164 \text{ N, unde,}$$

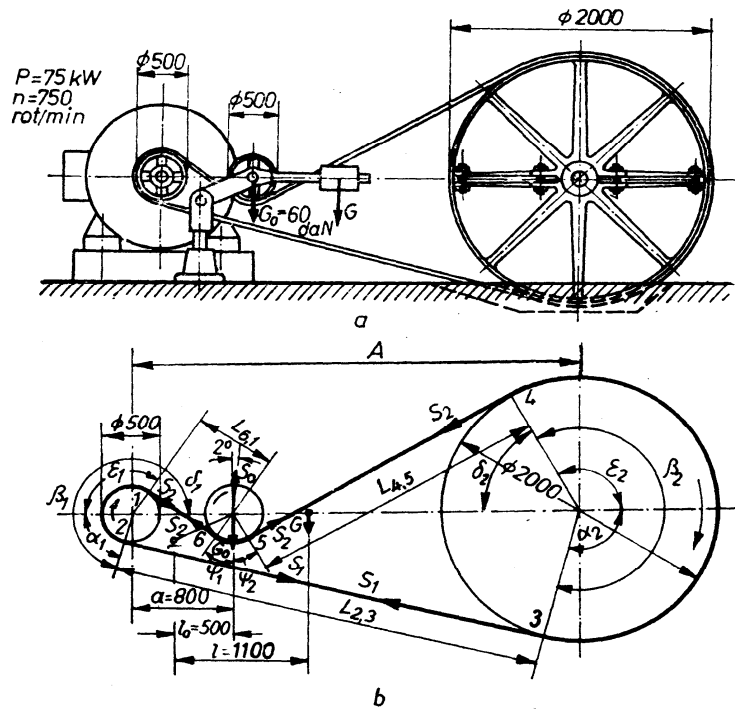
$$\gamma = 2 \arcsin \frac{d_2 - d_1}{2a} = 2 \arcsin \frac{900 - 315}{2 \cdot 1500} = 22^\circ 30'.$$

$$A_c = b \cdot h = 1625 \cdot 11.4 = 1853 \text{ mm}^2$$

3.2

Motorul din figura 3.32 acționează un generator electric prin intermediul unei curele, flexibile, din piele. Cunoscându-se elementele indicate în figură, să se dimensioneze transmisia respectivă.

Fig. 3.32



Rezolvare :

Distanța dintre axe (tab 3.1)

$$a \geq 2(d_2 - d_1) = 2(2000 - 500) = 3000 \text{ mm}.$$

Se determină unghiurile (fig.3.2, b), după cum urmează :

$$\cos \alpha_1 = \frac{d_2 - d_1}{2a} = \frac{2000 - 500}{2 \cdot 3000} = 0,25; \alpha_1 = 75^\circ 30';$$

$$\alpha_1 = \pi - \alpha_1 = 180^\circ - 75^\circ 30'; \alpha_2 = 104^\circ 30';$$

$$\cos \delta_1 = \frac{d_1 + d_0}{2a} = \frac{500 + 500}{2 \cdot 800} = 0,625; \delta_1 = 51^\circ 20';$$

$$\cos \delta_2 = \frac{d_2 + d_0}{2(a - c)} = \frac{2000 + 500}{2 \cdot (3000 - 800)} = 0,568; \delta_2 = 55^\circ 25';$$

$$\psi_1 = \frac{\pi}{2} - \delta_1 = 90^\circ - 51^\circ 20'; \psi_1 = 38^\circ 40';$$

$$\psi_2 = \frac{\pi}{2} - \delta_2 = 90^\circ - 55^\circ 25'; \psi_2 = 34^\circ 35';$$

$$\varepsilon_1 = \pi - \delta_1 = 180^\circ - 51^\circ 20'; \varepsilon_1 = 128^\circ 40';$$

$$\varepsilon_2 = \pi - \delta_2 = 180^\circ - 55^\circ 25'; \varepsilon_2 = 124^\circ 35';$$

$$\beta_1 = \alpha_1 + \varepsilon_1 = 75^\circ 30' + 128^\circ 40'; \beta_1 = 204^\circ > \beta_a = 120^\circ; (\text{v.tab.3.1})$$

$$\beta_2 = \alpha_2 + \varepsilon_2 = 104^\circ 30' + 124^\circ 35'; \beta_2 = 229^\circ$$

Viteza curelei:

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{3.14 \cdot 500 \cdot 750}{60 \cdot 1000} = 19.65 \text{ m/s} < v_{\max} = 40 \text{ m/s}$$

unde $v_{\max} = 40 \text{ m/s}$ din tabelul 3.5

Coeficientul de corecție:

$$k = k_0 k_t k_\beta = 1 \cdot 1,25 \cdot 1,12 = 1,4, (\text{v.tab.3.3...3.6}).$$

Rezistența utilă admisă:

$$\sigma_{ua} = 2k\varphi_{\text{opt}}\sigma_0 = 2 \cdot 1,4 \cdot 0,53 \cdot 2,0 = 2,97 \text{ MPa},$$

$$\text{unde: } \varphi_{\text{opt}} = k_1 - k_2 (h/d)_{\max} = 0,9 - 9,27 \cdot 0,04 = 0,53; K_1 = 0,9 \text{ și}$$

$$K_2 = 9,27 (\text{v.tab.3.8}); (h/d)_{\max} = 1/25 (\text{v.tab.3.5});$$

$$\sigma_0 = 2,0 \text{ daN/cm}^2 (\text{v.tab.3.1}).$$

Forța tangențială transmisă se calculează cu relația:

$$F_t = 10^3 \cdot P_c / v = 10^3 \cdot 75 / 19.65 = 3820 \text{ N}$$

iar forța din ramura conducătoare:

$$F_1 = 1.25 F_t \frac{e^{\mu \beta_1}}{e^{\mu \beta_1} - 1} = \frac{1.25 \cdot 382 \cdot 5.08}{5.08 - 1} = 5950 \text{ N}$$

$$\text{unde: } \mu = 0,22 + 0,012v = 0,22 + 0,012 \cdot 19,65 = 0,456 (\text{v.tab.3.5});$$

$$e^{\mu \beta_1} = e^{0,456 \cdot 3,56} = 5,08.$$

Se determină secțiunea necesară a curelei:

$$A_c = F_1 / \sigma_{ua} = 5950 / 2.97 = 2000 \text{ mm}^2$$

stabilindu-se, apoi, dimensiunile secțiunii:

$$b = \frac{A_c}{(h/d)_{\max} d_1} = \frac{2000}{0.04 \cdot 500} = 100 \text{ mm}$$

se majorează aceasta valoare pentru a putea încadra secțiunea în dimensiunile normalizate (STAS 5917-71), adoptându-se

$$b = 150 \text{ mm}; h = A_c / b = 20000 / 150 = 13.3 \text{ mm}$$

Lungimea curelei este suma distanțelor (pe fibra medie) dintre punctele 1...6...1 pe traseul curelei. Considerând

$h' = h/2 = 13.3/2 = 6.65 \text{ mm}$, distanțele dintre punctele respective sunt:

$$L_{1-2} = \beta_1 \left(\frac{d_1}{2} + h' \right) = 3.56 \left(\frac{500}{2} + 6.65 \right) = 914 \text{ mm};$$

$$L_{2-3} = A \sin \alpha_1 = 3000 \cdot 0.968 \approx 2900 \text{ mm};$$

$$L_{3-4} = \beta_2 \left(\frac{d_2}{2} + h' \right) = 4 \left(\frac{2000}{2} + 6.65 \right) = 4028 \text{ mm};$$

$$L_{4-5} = tg \delta_2 \left(\frac{d_2}{2} + \frac{d_0}{2} + h \right) = 1.46 \left(\frac{2000}{2} + \frac{500}{2} + 13.3 \right) = 1580 \text{ mm};$$

$$L_{5-6} = (\psi_1 + \psi_2) \left(\frac{d_0}{2} + h' \right) = 1.28 \left(\frac{500}{2} + 6.65 \right) = 328 \text{ mm};$$

$$L_{6-1} = tg \delta_1 \left(\frac{d_1}{2} + \frac{d_0}{2} + h \right) = 1.25 \left(\frac{500}{2} + \frac{500}{2} + 13.3 \right) = 750 \text{ mm};$$

$$L = L_{1-2} + L_{2-3} + L_{3-4} + L_{4-5} + L_{5-6} + L_{6-1} = 914 + 2900 + 4028 + 1580 + 328 + 750 \approx 10500 \text{ mm}.$$

Se verifică frecvența încovoierilor curelei:

$$f_x = 10^3 \cdot x \cdot v / L = 10^3 \cdot 3319.65 / 10500 = 5.6 \text{ Hz} < f_{\max} = 10 \text{ Hz}$$

(v.tab.4.5),

Forța din ramura condusă:

$$F_2 = \frac{1.25F_t}{e^{\mu\beta_1} - 1} = \frac{1.25 \cdot 3280}{5.08 - 1} = 117 \text{ daN},$$

unde :

$$\alpha = 90^\circ - \frac{\psi_1 - \psi_2}{2} = 90^\circ - \frac{38^\circ 40' + 34^\circ 35'}{2} = 53^\circ 25'.$$

3.3

Pentru acționarea unui transportor cu bandă (figura 3.33) se întrebuițează un motor de curent continuu, cuplat cu un reductor melcat, cu raportul de transmisie $i_r = 14$ și randamentul $\eta_r = 0.75$ știind că transportorul funcționează în 3 schimburi, să se dimensioneze transmisia prin curele trapezoidale care acționează roata conductoare a benzii, folosind datele constructive din figura 3.3. Să se stabilească forța cu care trebuie deplasat - pe orizontală - arborele roții de curea, pentru a realiza întinderea necesară a curelei - la montaj - precum și cursa care trebuie asigurată sistemului de întindere a curelei.

Rezolvare :

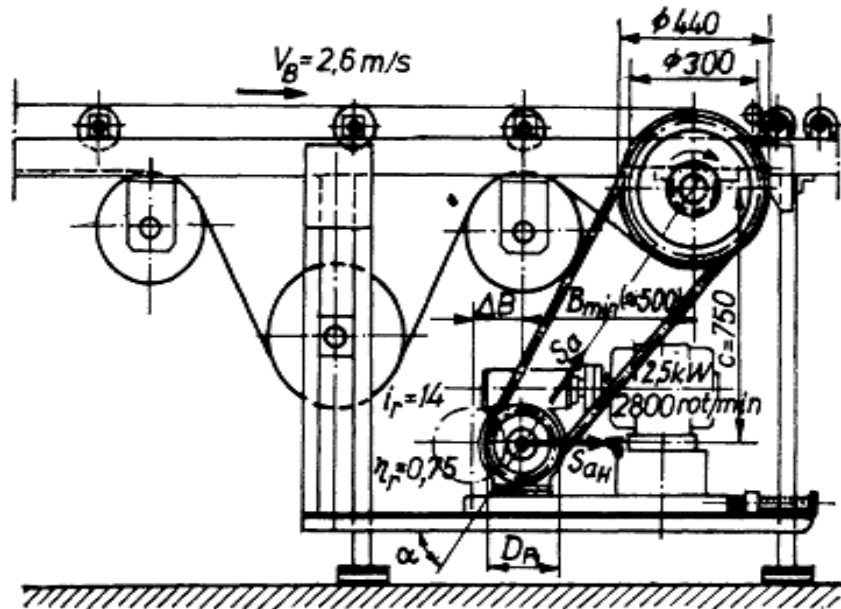
Turația roții mici de curea:

$$n_1 = \frac{n}{i_r} = \frac{2800}{14} = 200 \text{ rot/min},$$

iar turația roții mari de curea:

$$n_2 = \frac{60v_B}{D_e \pi} = \frac{60 \cdot 260}{44 \cdot 3.14} = 113 \text{ rot/min}.$$

Fig.3.33



Raportul de transmitere al transmisiei prin curele

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{200}{113} = 1,77,$$

obtinandu-se diametrul primitiv al roții mici de curea

$$d_{p1} = \frac{d_{p2}}{i} = \frac{300}{1,77} = 170 \text{ mm}$$

Conform nomogramelor din STAS 1163-71 se alege profilul curelei: SPA.

Diametrul primitiv mediu al roților de curea va fi

$$d_{pm} = (d_{p1} + d_{p2}) / 2 = (170 + 300) / 2 = 235 \text{ mm}$$

Distanța dintre axe, preliminară, rezultă din datele constructive (v.fig.3.3):

$$a = \sqrt{B_{\min}^2 + C^2} = \sqrt{500^2 + 750^2} \approx 900 \text{ mm}.$$

Se calculează lungimea primitivă a curelei:

$$L = 2a + d_m + (d_{pm} - d_{p1})/4a = 2900 + 3.14 \cdot 235 + (300 - 170)^2 / 4 \cdot 900 = 2543 \text{ mm},$$

alegându-se o lungime primitivă $L_p = 2500 \text{ mm}$, conform STAS 7192-65.

Se efectuează calculul de definitivare a distanței dintre axe:

$$A = 0.25 \cdot [(L_p - \pi d_{pm}) + (L_p - \pi d_{pm})^2 - 2(d_{p2} - d_{pm})^2] =$$

$$0.25[(2500 - 3.14 \cdot 235) + (2500 - 3.14 \cdot 235)^2 - 2(300 - 170)^2] = 878 \text{ mm}$$

Unghiul de înfășurare la roata mică de curea:

$$\beta_1 = 180^\circ - \gamma = 180^\circ - 8^\circ 30' = 171^\circ 30' > \beta_a = 110^\circ,$$

unde

$$\gamma = 2 \arcsin(d_{p2} - d_{p1}) / 2a = 2 \arcsin(300 - 170) / 2 \cdot 878 = 8^\circ 30'; \beta_a = 110^\circ \text{ (v.tab 3.2)}$$

Viteza periferică a curelei se determină cu relația:

$$v = v_b \cdot d_{p2} / d_e = 2.6 \cdot 300 / 440 = 1.78 \text{ m/s},$$

$$v_{\max} = 40 \text{ m/s, (v.tab.3.5)}$$

Numărul de curele, preliminar, este:

$$z_0 = k_f P_c \eta_r / k_L k_\beta P_0 = 1.6 \cdot 2.5 \cdot 0.75 / 1 \cdot 0.98 \cdot 1.277 = 2.38$$

$$z = z_0 / k_z = 2.38 / 0.95 = 2.5$$

unde : $k_f = 1.6$ (STAS 1163-71); $k_L = 1$ (tab.3, STAS 1163-71);

$k_\beta = 0.983$ (v.tab.3.6); $P_0 = 1.277 \text{ kW}$ (STAS 1163-71)

unde : $c_z = 0.95$ (tab.15, STAS 1163-71); se adopta $z=3$ curele.

Frecvența încovoierilor curelei:

$$f_x = 10^3 x \cdot v / L_p = 10^3 \cdot 2 \cdot 1.78 / 2500 = 1.425 \text{ Hz}$$

$$< f_{\max} = 10 \text{ Hz (v.tab.3.5).}$$

Forța tangențială transmisă rezulta din relația:

$$F_t = 10^3 P_c \eta_r / v = 100 \cdot 2.5 \cdot 0.75 / 1.75 = 1050 \text{ N}$$

iar forța pe arbore, necesară întinderii curelei, la montaj:

$$F_a = (1.5 \dots 2) F = (1.5 \dots 2) 105 = 1575 \dots 2100 \text{ N}$$

Componenta orizontală a acestei forțe

$$F_{ah} = F_a \cos \alpha \approx 2000 \cdot 500 / 878 = 1140 \text{ N}$$

unde : $F_a = 200 \text{ daN}$.

Limitele de reglaj ale distanței dintre axe fiind (v.tab.3.2):
 $+4\% L_p = +100 \text{ mm}$ și $-2\% L_p = -50 \text{ mm}$, se determină variația poziției grupului de antrenare:

$$B = \sqrt{A^2 - C^2} = \sqrt{878^2 - 750^2} = 456 \text{ mm}; B_{\min} = \sqrt{828^2 - 750^2} = 350 \text{ mm};$$

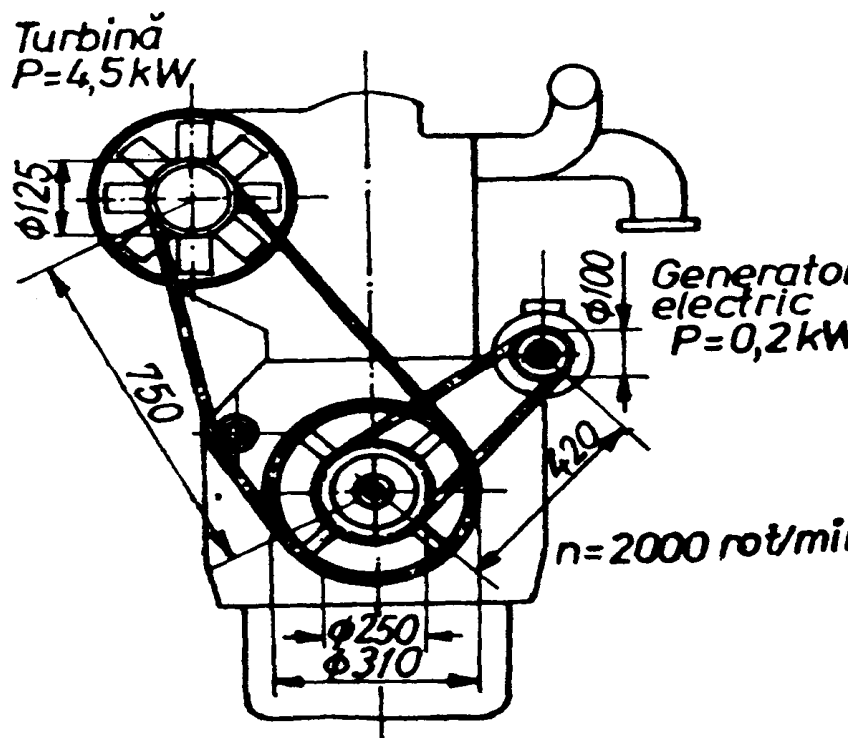
$$B = \sqrt{A^2 - C^2} = \sqrt{978^2 - 750^2} = 627 \text{ mm};$$

$$\Delta B = B_{\max} - B_{\min} = 627 - 350 = 277 \text{ mm}.$$

3.4

Să se dimensioneze transmisia prin curele trapezoidale cu care se acționează turbina unui motor cu ardere internă cunoscându-se elementele indicate în figura 3.34. Transmisia funcționează 15 ore din 24.

Fig.3.34.



Pentru acționarea turbinei care absoarbe 4,5 kW este necesară o putere

$$P_e = \frac{P}{\eta} = \frac{4,5}{0,95} = 4,75 \text{ kW},$$

η fiind randamentul transmisiei prin curele, ales preliminar ($\eta = 0,95$).

Raportul de transmitere:

$$i = (d_{p1} / d_{p2}) = 310 / 125 = 2,48$$

Diametrul primitiv mediu al roților de curea :

$$d_{pm} = (d_{p1} - d_{p2}) / 2 = (310 - 125) / 2 = 217,5 \text{ mm}$$

Unghiul de înfășurare la roata mică de curea :

$$\beta_1 = 180^\circ - \gamma = 180^\circ - 14^\circ 10' = 165^\circ 50' > \beta_a = 110^\circ,$$

(v.tab.3.2)

$$\gamma = 2 \arctg[(d_{p1} - d_{p2}) / 2a] = 14^\circ 10';$$

Lungimea primitivă a curelei :

$$L_p = 2A + \pi D_{pm} +$$

$$(d_{p1} - d_{p2})^2 / 4a = 2 \cdot 750 + 3,14 \cdot 217,5 + (310 - 125)^2 / 4 \cdot 750 = 2194 \text{ mm};$$

se alege o curea cu profil SPZ si $L_p = 2500 \text{ mm}$ (STAS 7192-65).

Viteza periferică a curelei :

$$v = \pi d_1 n_1 / 60 \cdot 1000 = 3,14 \cdot 310 \cdot 2500 / 60 \cdot 1000 = 16,2 \text{ m/s} < 40 \text{ m/s}$$

(v.tab.3.5)

Numărul de curele necesar :

$$z_0 = k_f P_c \eta_r / k_L k_\beta P_0 = 1,1 \cdot 4,75 / 1,07 \cdot 0,965 \cdot 7,7 = 0,656;$$

unde : $k_f = 1,1$ (STAS 1163-71); $k_L = 1,07$ (tab.4, STAS 1163-71); $k_\beta = 0,965$ (tab.3.6); $P_0 = 7,1 \text{ kW}$ (tab.3.5, STAS 1163-71), iar numărul definitiv de curele

$$z = \frac{z_0}{c_z} = \frac{0,71}{1} = 0,71,$$

unde : $k_z = 1$ (tab.15, STAS 1163-71); se adoptă $z=1$ curea.

Frecvența încovoierilor curelei :

$$f_x = 10^3 \cdot v / L_p = 10^3 \cdot 16,2 / 2500 = 19,5 \text{ Hz} < f_{\max} = 50 \text{ Hz}$$

(v.tab3.5).

Forța tangențială transmisă rezultă din relația :

$$F_t = 10^3 P / v = 10^3 \cdot 4,75 / 16,2 = 146,3 \text{ N}$$

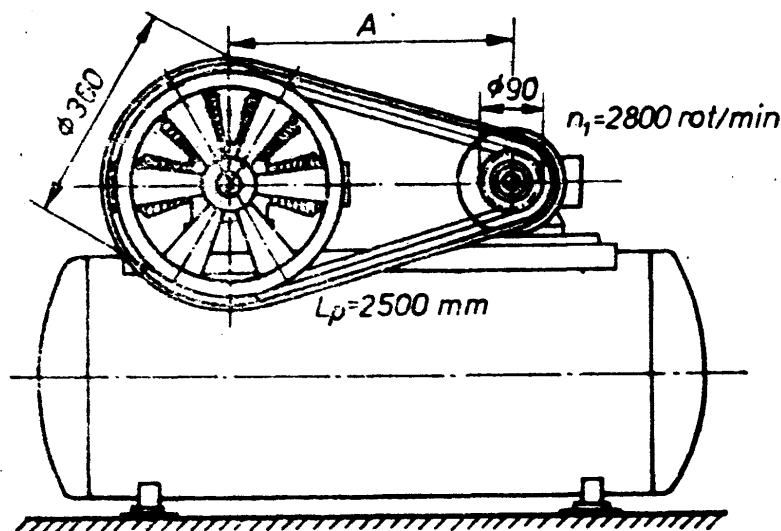
iar forța necesară întinderii curelei, la montaj:

$$F_a = (1,5 \dots 2) f_t = (1,5 \dots 2) \cdot 146 = 219 \dots 292 \text{ N}.$$

3.5

La transmisia prin curea lată, de la o mașină de rectificat, se cunosc,: diametrul mediu al roților de curea $d = 237,5 \text{ mm}$, raportul de transmitere $i = 2$, coeficientul de corecție $k = 0,764$, lungimea necesară a curelei $L = 3550 \text{ mm}$. Să se determine secțiunea necesară ($b \times h$) a curelei, forța necesară pentru întinderea curelei, la montaj, F_a și să se verifice frecvența încovoierilor curelei. Se consideră $\sigma_0 = 18 \text{ Mpa}$

Fig.3.35



3.6

La transmisia prin curea lată ,din figura 3.34, se cunosc următoarele date: $P_e = 10\text{ kW}$, $i = 8$, $d_2 = 1000\text{ mm}$, $n_2 = 350\text{ rot/min}$, $a = 1800\text{ mm}$, $L = 5300\text{ mm}$, precum si dimensiunile referitoare la sistemul de întindere. Să se dimensioneze cureaua necesară - din cauciuc, cu inserție de bumbac - si sa se determine mărimea contragreutății necesare.

3.7

O transmisie prin curele trapezoidale antrenează un compresor cu piston (figura 3.35) de la un electromotor de curent continuu. Sa se determine puterea transmisă cu patru curele tip A sau cu 2 curele tip SPZ cunoscând : $d_{p1} = 90\text{ mm}$, $d_{p2} = 360\text{ mm}$; $L_p = 2500\text{ mm}$; $n_1 = 2800\text{ rot/min}$; instalația funcționeaza 2 schimburi.

3.8

Să se verifice dacă transmisia prin curele trapezoidale SPZ - cu $z = 2$; $P_c = 1,5\text{ kW}$; $n_1 = 1200\text{ rot/min}$; $d_{p1} = 75\text{ mm}$; $d_{p2} = 140\text{ mm}$; $L_p = 800\text{ mm}$, poate antrena - de la un electromotor de curent continuu - un transportor cu lanț , care funcționează in 2 schimburi

3.9

Care va fi numărul necesar de curele, la o transmisie prin curele trapezoidale tip A, la care se cunosc : $d_{p1} = 90\text{ mm}$; $i = 1,5$; $a_{\text{preliminar}} = 500\text{ mm}$; $P_e = 3\text{ kW}$; $n_1 = 2500\text{ rot/min}$. Transmisia funcționează in trei schimburi, antrenând un concasor de la un electromotor asincron, cu moment normal de pornire.

- 3.10** Câte curele trapezoidale înguste, de tip SPA, pot înlocui o transmisie prin curele trapezoidale clasice, de tip B, la care se cunosc : $z = 4$; $n_1 = 2800$ rot/min; $d_{p1} = 125$ mm; $d_{p2} = 150$ mm; $L_p = 1400$ mm ? Condițiile de funcționare sunt identice.
- 3.11** Să se dimensioneze transmisia prin curele trapezoidale care antrenează generatorul electric al unui motor cu ardere internă, cunoscându-se elementele indicate în figura 3.34. Transmisia funcționează în 2 schimburi, zilnic.
- 3.12** Să se determine lungimea necesară a unei curele de transmisie, cunoscând $d_{w1}=80$ mm, $d_{w2}=120$ mm, $A=300$ și configurație standard (cu axe paralele și ramuri deschise).
- 3.13** Să se determine diametrul primitiv minim al unei roți de curea la care se precizează gradul de curbare admis $d_w/h=30$ și $h=8$ mm.
- 3.14** Care este mărimea frecvenței flexiunilor unei curele trapezoidale având: $L_p=1000$ mm, $v_p=40$ m/s și numărul de roți înfășurate egal cu 3?
- 3.15** Se consideră o transmisie prin curele la care $D_{p1}=120$ mm, $D_{p2}=240$ mm și distanța dintre axe $A=240$ mm. Calculați unghiurile de înfășurare ale curelei pe cele două roți și lungimea primitivă a curelei.
- 3.16** Calculați reacțiunea “R” pe arborii unei transmisii prin curele la care forțele din ramuri au valoarea $T_1^*=1500$ N și $T_2^*=50$ N iar unghiul de înclinare al ramurii față de linia centrelor este $\pi/6$.
- 3.17** Să se afle coeficientul de alunecare elastică “ ξ_e ” în cazul unei transmisii prin curele trapezoidale la care $F_t=1100$ N, modulul de elasticitate la tracțiune $E_t=500$ MPa și aria secțiunii transversale a curelei $A_c=100$ mm².
- 3.18** Ce valoare va avea raportul de transmitere al unei transmisii prin curele, în cazul în care alunecarea elastică este caracterizată de un coeficient egal cu unitatea?
- 3.19** Calculați tensiunea utilă din ramura motoare a unei transmisii prin curele știind că: $T_1^*=3000$ N, $T_2^*=1200$ N, $A_c=240$ mm² și $E_t=550$ MPa.
- 3.20** Calculați tensiunile “ σ_m ”, datorate forțelor masice, la o transmisie prin curele unde se cunosc: densitatea materialului $\rho=1000$ kg/m³, diametrul primitiv $D_{p1}=50$ mm și turația $n=1100$

Caracteristicile unor materiale de curea

Tab.3.3

Coefficientul k_0 de construcție și dispunere a transmisiei[23]

Construcția și dispunerea transmisiei	k_0
Transmisii cu ramuri deschise. Linia centrelor Inclinată în raport cu orizontala, $\gamma_0 < 60^\circ$	1
$\gamma_0 = 60 \dots 80^\circ$	0.9
$\gamma_0 = 80 \dots 90^\circ$	0.8
Observație: Pentru transmisii cu ramuri semiîncrucisate sau încrucisate, valorile din tabel se reduc cu 10%, respectiv 20%	

Tab.3.4

Coefficientul k_t al modului de tensionare

Modul de tensionare	k_t
A-variabil. Tensionare permanentă sau automată	1
Tensionare permanentă cu rolă de întindere	1.25
Tensionare pe seama elasticității curelei	0.8

Tab.3.5

	Tipul curelei	Coefficientul de frecare μ	Domeniile de folosire			
			$(h/d)_{\max}$	$f_{\max}, \text{Hz}$	$v_{\max}, \text{m/s}$	$t_a, ^\circ \text{C}$
Piele	Standard	$0.33 + 0.02v$ (partea cu par)	1/30	5	30	35
	Flexibilă		1/25	10	40	
	Foarte flexibilă	$0.22 + 0.012v$ (partea cu carne)	1/20	25	50	45...70

Tab.3.7**Coeficientul de viteză k_v pentru curelele late din materiale elastice**

Viteza curelei,m/s	1	5	10	15	20	25	30
k_v	1.04	1.03	1.0	0.95	0.88	0.79	0.68
Observație: Coeficientul k_v se aplică numai la transmisiile tensionate pe seama elasticității curelei.							

Tab.3.8**Valorile coeficientilor k_1 și k_2 pentru $\sigma_0 = 18 \text{ daN/cm}^2$**

Materialul curelei	Coeficientul experimental	
	k_1	k_2
Piele	0.81	8.35
Cauciuc cu inserție din bumbac	0.70	2.8
Bumbac țesut	0.59	4.2
Bumbac cusut	0.65	4.9
Tesătură din lână	0.50	4.0
Observație: 1-Dacă $\sigma_0 \neq 18 \text{ daN/cm}^2$, valorile din tabel se înmulțesc cu raportul $\sigma_0/18$ 2-La funcționarea în medii umede sau cu suspensii de praf, valorile din tabel se reduc cu 10..30%		

Tab.3.9**Factori suplimentari la transmisii amplificatoare**

Raportul de amplificare (1/i)	Factorul suplimentar
1...1.24	-
1.25...1.74	0.1
1.75...2.49	0.2
2.50...3.79	0.3
≥ 3.50	0.4

Tab.3.10

Coeficientul de regim k_r

Tipul utilajului antrenat	Clasa 1	Clasa 2	Clasa 3
Compresoare, pompe	2.0	2.2	2.4
Benzi transportoare pentru materiale ușoare	1.3	1.5	1.7
Benzi transportoare pt minereu, carbune, nisip	1.6	1.7	1.8
Elevatoare	1.7	1.8	1.9
Transportor elicoidal	1.7	1.9	2.0
Ventilatoare	1.6	1.8	2.0
Exhaustoare, aerisitoare de mână	1.8	2.0	2.2
Generatoare	1.6	1.8	2.0
Mașini-unelte	1.4	1.6	1.9
Strunguri si mașini de filetat	1.5	1.7	1.9
Laminoare, mașini de rabotat	1.5	1.7	1.9
Pompe centrifuge, pompe rotative	1.5	1.7	1.9
Pompe cu piston	2.0	2.2	2.4
Masini textile, războaie de țesut	1.6	1.8	2.0

Tab.3.11

Clasa motorului de antrenare

Clasa motorului de antrenare	Clasa 1	Clasa 2	Clasa 3
Vârfuri de solicitare întâmplătoare, in % din putere nominală	0...149	150...249	250...400
Motoare electrice monofazate, mașini hidraulice	-	-	Toate
Motoare electrice trifazate cu: 3000 rot/min 1500 rot/min 1000 rot/min 750 rot/min	40 CP 100 CP 15 CP 5 CP	1.5...30 CP 5...75 CP 0.75...10 CP 0.5... 3 CP	1... 3 CP
Motoare electrice trifazate cu inele cu: 2000 rot/min 1000 rot/min 750 rot/min	- - -	20 CP 15 CP 7.5 CP	2...15 CP 2..10 CP 1..5 CP
Motoare electrice asincrone cu moment	-	Normal	Mare
Motoare electrice de curent continuu	Derivatie	Compound	Serie
Motoare cu combustie internă	8 cilindri	6 cilindri	4 cilindri

Tab.3.12

Coeficientul de funcționare k_f

Felul încărcării si tipul mașinii acționate		Tipul mașinii de acționare a transmisiei								
Felul încărcării	Tipul mașinii	-Motor de curent alternativ monofazat sau trifazat, cu pornire prin autotransformator sau conectoare stea-triunghi -Motor de c.c. in paralel (schunt) -Motor cu ardere internă cu 4 sau mai multi cilindri -Turbina cu n<600rot/min			-Motor de curent alternativ cu moment de pornire ridicat -Motor de c.c. compound -Motor cu abur sau motor cu ardere internă, cu 2 sau 3 cilindri			-Motor de curent alternativ cu rotorul in scurtcircuit, pornire directă sau cu dubla colivie -Motor de c.c. tip serie -Motor cu ardere internă cu un cilindru		
		Numărul de ore de lucru al transmisiei, din 24 de ore								
		8...16	peste 16	până la 8	8...16	peste 16	până la 8	8...16		
		k _f								
Moment de pornire până la 120% din momentul nominal . Regim de lucru aproape constant.	-Generatoare electrice ușoare. -Pompe și compresoare centrifugale. -Transportoare cu bandă. -Strunguri, mașini de găurit și alezat. -Ventilatoare -Separatoare -Site ușoare	1.0	1.1	1.4	1.1	1.2	1.5	1.2	1.4	1.6

Moment de pornire până la 300% din momentul nominal. Regim de lucru alternativ și șocuri	-Mașini de ridicat, excavat și dragat -Prese cu șurub și cu excentric, cu volant relativ ușor -Foarfeci mecanice, ciocane pneumatice -Mori cu bile, cu pietre, cu valțuri -Concasoare, malaxoare	1.3	1.5	1.7	1.4	1.6	1.8	1.5	1.7	2.0
--	--	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----

***) Se consideră că date inițiale ale problemei : P ; n_1 ; n_2 și regimul de funcționare al transmisiei (tipul mașinii motoare și antrenante, numărul de schimburi, regimul dinamic, etc.)**

****) Pentru arbori paraleli, două roți de curea.**

*****) La transmisii cu mai mult de două roți de curea sau rolă de întindere, unghiurile γ , β_1 , β_2 și lungimea primitivă L_p se determină din calculele corespunzătoare geometriei transmisiei.**

3.11 Exemplificări ale domeniilor de utilizare. Firme constructive; recomandari in alegere si verificare; programe de calcul specializate

Domenii de utilizare:



Transmisie prin curea utilizată la angrenarea unui compresor de către un motor electric.



Transmisie prin curea utilizată la angrenarea unui tocător de către un motor electric.



Utilizarea transmisiei prin curea in vederea acționarii diferitelor funcții ale combinei.



Transmisie prin curea utilizată la angrenarea pompei de apă de către arborele cotit.



Transmisie prin curea utilizată la angrenarea ventilatorului de către un motor electric.



Transmisie prin curea utilizată la angrenarea unui sortător agricol de către un motor electric.

Firme constructive:

CONTINENTAL GUMMI – WERKE AG, Germania- http://www.contitech.de/index_de.html

HABASIT AG., Elvetia
<http://www.habasit.ch/>

HILGER & KERN GMBH, Germania
<http://www.hilgerkern.de/index.cfm?rub=1135>

HI-LO MFG., S.U.A.
<http://www.hi-lo.com/>
http://www.hilo.com/pages/prod_DCv_2.html

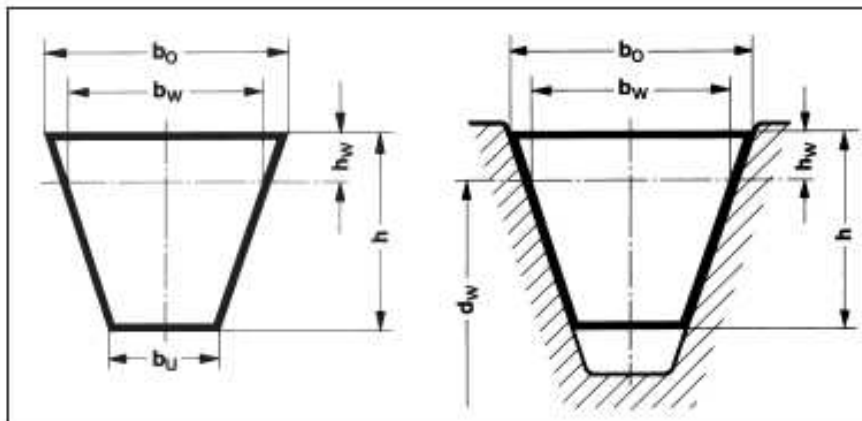
DESCH AG., Germania
<http://de.desch.demo.x2-gmbh.de/>

ROMBELT TRADE, România
<http://www.rombelt.ro/?s=content&id=5>

Date tehnice oferite de către producător

http://www.contitech.de/pages/produkte/antriebsriemen/antrieb-industrie/download_en.html

CONTI ULTRAFLEX® narrow-section wrapped V-belts

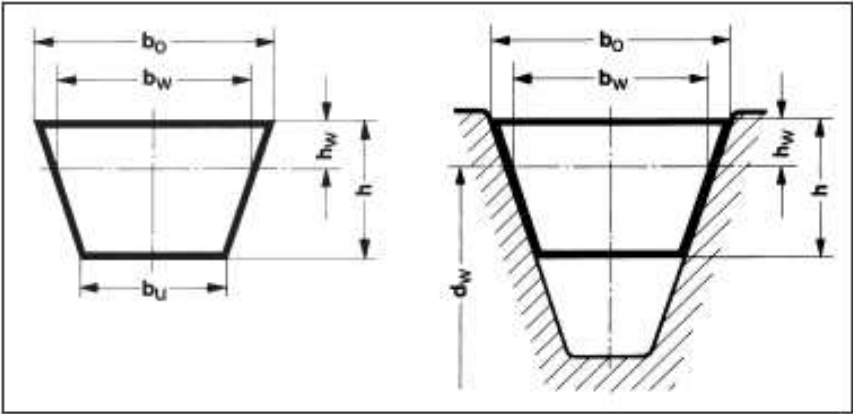


Date dimensionale

Belt section	DIN symbol B.S./ISO symbol	SPZ SPZ	SPA SPA	SPB SPB	SPC SPC
Top belt width $b_o \approx$	mm	9.7	12.7	16.3	22.0
Pitch width b_w	mm	8.5	11.0	14.0	19.0
Bottom belt width b_u	mm	4.0	5.6	7.1	9.3
Height of belt $h \approx$	mm	8	10	13	18
Pitch height $h_w \approx$	mm	2.0	2.8	3.5	4.8
Min. pulley pitch diameter $d_{w \min}^{1)}$	mm	63	90	140	224
Max. flexing frequency $f_{B \max}$	s ⁻¹	100	100	100	100
Max. belt speed $v_{\max}$	m/s	40	40	40	40
Weight per metre	kg/m	0.073	0.100	0.178	0.380
Range of pitch length $L_w^{2)}$ from	mm	512	647	1250	2000
to	mm	3550	4500	8000	12250
Length differential value from L_w $\Delta L = L_s - L_w$	mm	13	18	22	30

¹⁾ d_w corresponds to the datum diameter d_d
²⁾ L_w corresponds to the datum length L_d

CONTI MULTIFLEX®
classical-section wrapped V-belts

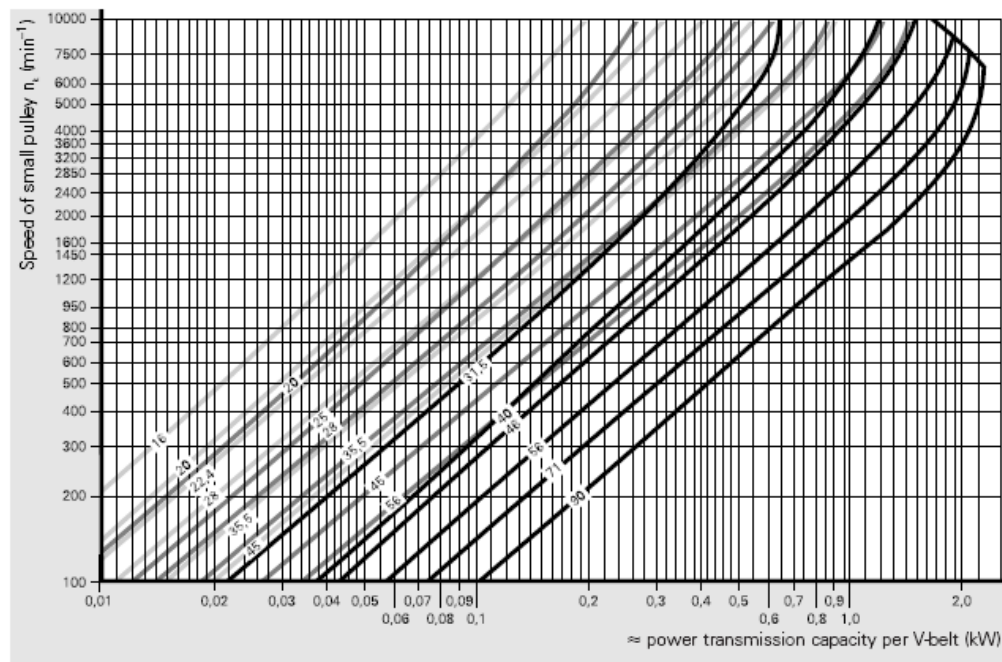


Date dimensionale

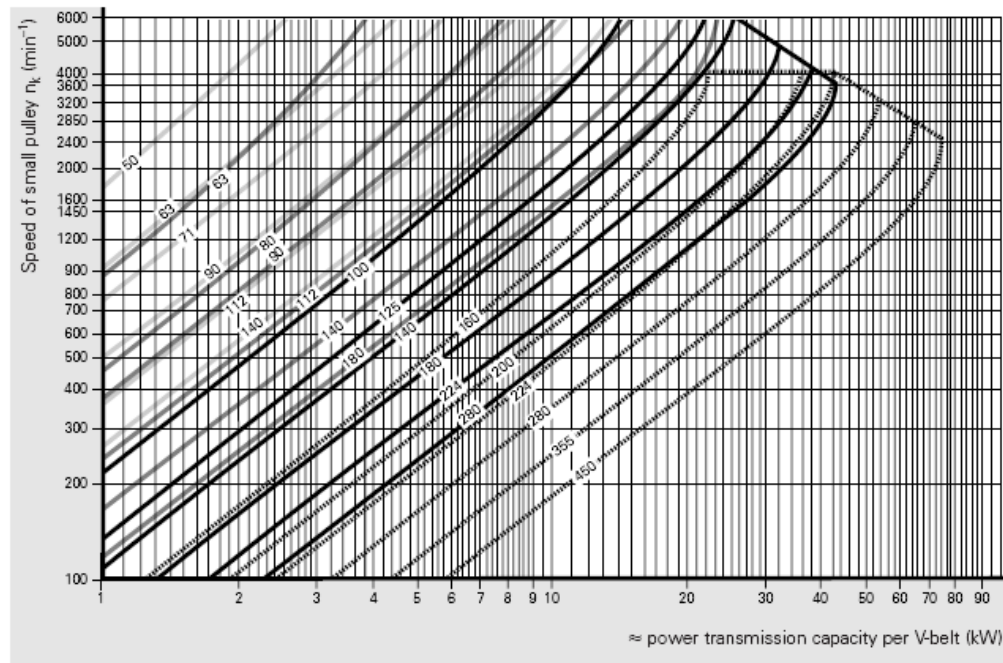
Belt section	DIN symbol B.S./ISO symbol	8	10	13	17	20	22	25	32	40
		–	Z	A	B	–	C	–	D	E
Top belt width $b_o \approx$	mm	8	10	13	17	20	22	25	32	40
Pitch width b_w	mm	6.7	8.5	11.0	14.0	17.0	19.0	21.0	27.0	32.0
Bottom belt width $b_u \approx$	mm	4.6	5.9	7.5	9.4	11.4	12.4	14.0	18.3	22.8
Height of belt $h \approx$	mm	5	6	8	11	12.5	14	16	20	25
Pitch height $h_w \approx$	mm	2.0	2.5	3.3	4.2	4.8	5.7	6.3	8.1	12.0
Min. pulley pitch diameter $d_{w \min}$	mm	35.5	45	71	112	140	180	224	315	450
Max. flexing frequency $f_{B \max}$	s ⁻¹	60	60	60	60	60	60	60	60	60
Max. belt speed $v_{\max}$	m/s	30	30	30	30	30	30	30	30	30
Weight per metre	kg/m	0.040	0.060	0.105	0.170	0.240	0.300	0.430	0.630	0.970
Range of pitch length L_w										
from	mm	549	472	590	658	948	1142	1461	2075	5082
to	mm	1269	2522	5030	7143	6048	8052	9061	12575	11282
Length differential value from L_w $\Delta L = L_w - L_i$	mm	19	22	30	43	48	52	61	75	82

Graficele de mai jos sunt realizate pentru a ajuta clientul/ inginerul proiectant sa aleaga cea mai potrivită curea de transmisie utilizând puterea de transmisie a curelei in raport cu viteza unei fulii mici.

CONTI FO®-Z heavy-duty cogged raw edge V-belts 5 — 6 — 8 —



CONTI FO®-Z heavy-duty cogged raw edge V-belts XPZ — XPA — XPB — XPC —



Fiecare producător de curele vine în ajutorul clientului/ inginerului cu formule de calcul care să-l ajute în realizarea proiectului, cum ar fi:

- distanța dintre axe:

$$a = \frac{1}{4} \cdot \left(L_w - \frac{d_{wg} + d_{wk}}{2} \cdot \pi \right) + \frac{1}{4} \cdot \sqrt{\left(L_w - \frac{d_{wg} + d_{wk}}{2} \cdot \pi \right)^2 - 2 \cdot (d_{wg} - d_{wk})^2} \text{ mm}$$

- viteza curelei:

$$v = \frac{\pi \cdot d_w \cdot n}{60 \cdot 10^3} \text{ m/s}$$

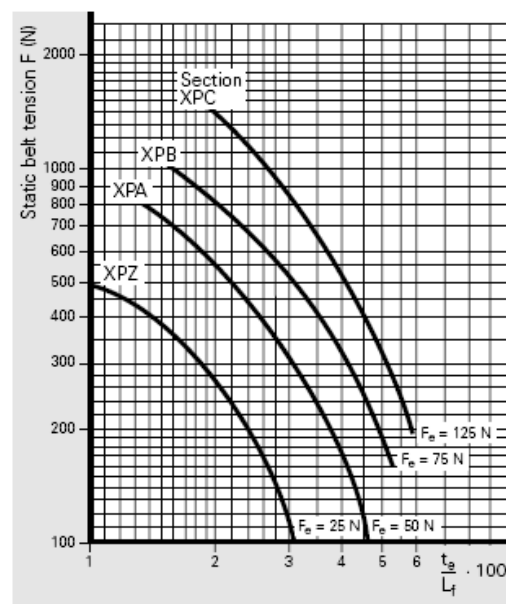
- numărul de curele utilizate:

$$z_{er} = \frac{P \cdot c_2}{P_R \cdot c_1 \cdot c_3}$$

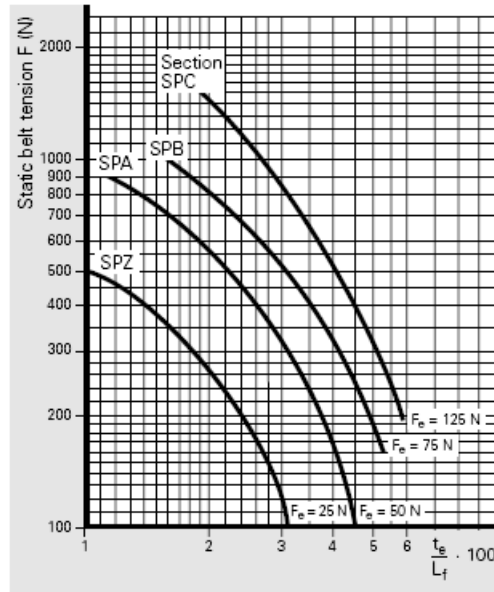
Factorul de tensiune este oferit de către producător în funcție de construcția fuliilor și de încărcările forțelor sub formă de tabel și digrame.

Factorul de tensiune K_1

β ° (degrees)	Service conditions		
	Light-duty drives Constant load	Medium load	Heavy-duty drives High dynamic lading High starting frequency
180	1.50	1.70	1.90
175	1.53	1.73	1.93
170	1.56	1.76	1.96
165	1.59	1.79	1.99
160	1.63	1.83	2.03
155	1.67	1.87	2.07
150	1.71	1.91	2.11
145	1.75	1.95	2.15
140	1.80	2.00	2.20
135	1.85	2.05	2.25
130	1.91	2.11	2.31
125	1.97	2.17	2.37
120	2.04	2.24	2.44
115	2.11	2.31	2.51
110	2.19	2.39	2.59
105	2.28	2.48	2.68
100	2.38	2.58	2.78
95	3.49	2.69	2.89
90	3.62	2.82	3.02



Graficul tensiunilor pentru tipul de curele **CONTI FO-Z**



Graficul tensiunilor pentru tipul de curele **CONTI-ULTRAFLEX**

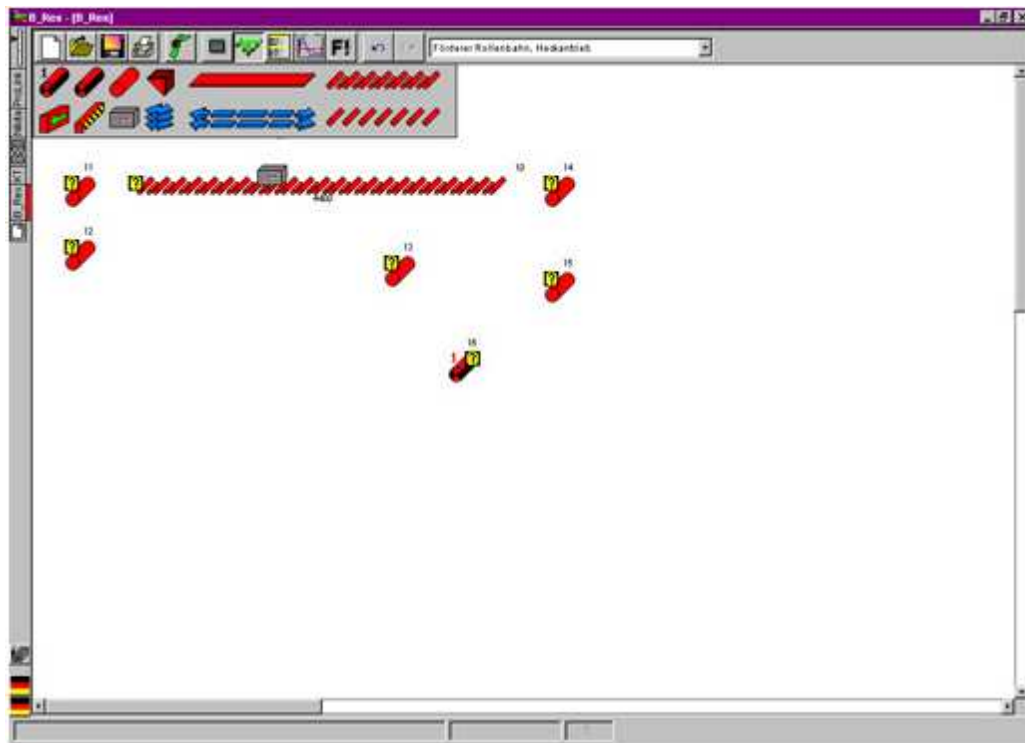
Mai multe detalii sunt oferite de catre producator pe site-ul sau la adresa: http://www.contitech.de/pages/produkte/antriebsriemen/antrieb-industrie/download_en.html, sau în varianta electronică a cărții.

Programe de calcul- exemple

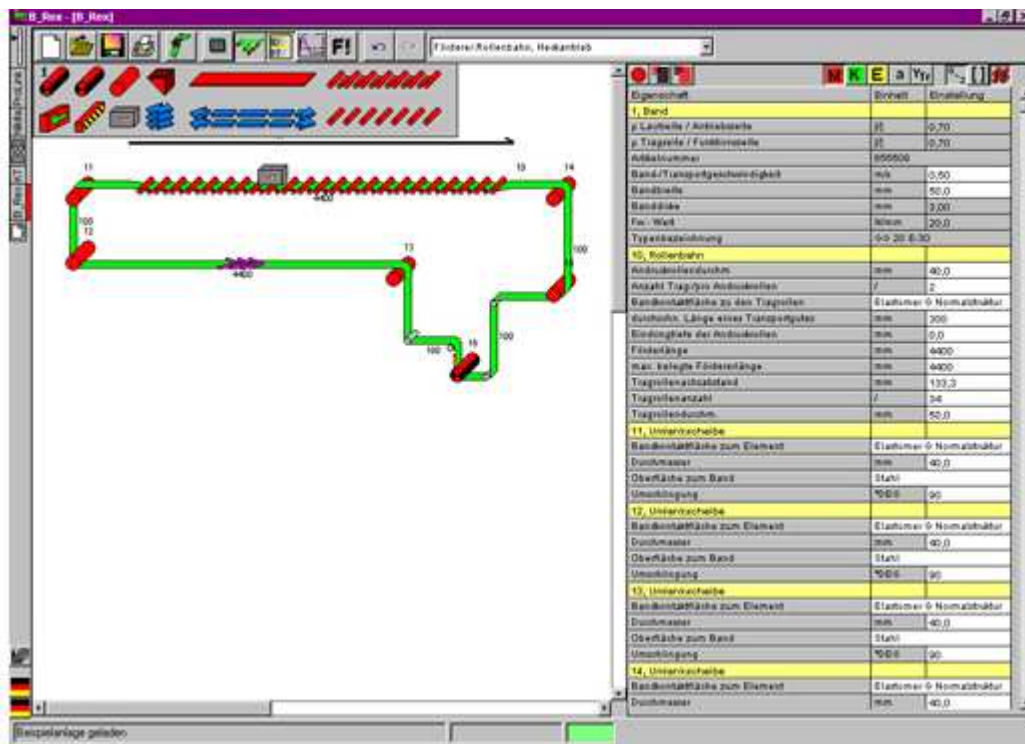
B-REX

<http://www.forbo-siegling.com/Siegling/Siegling.nsf/folders/brexcom>

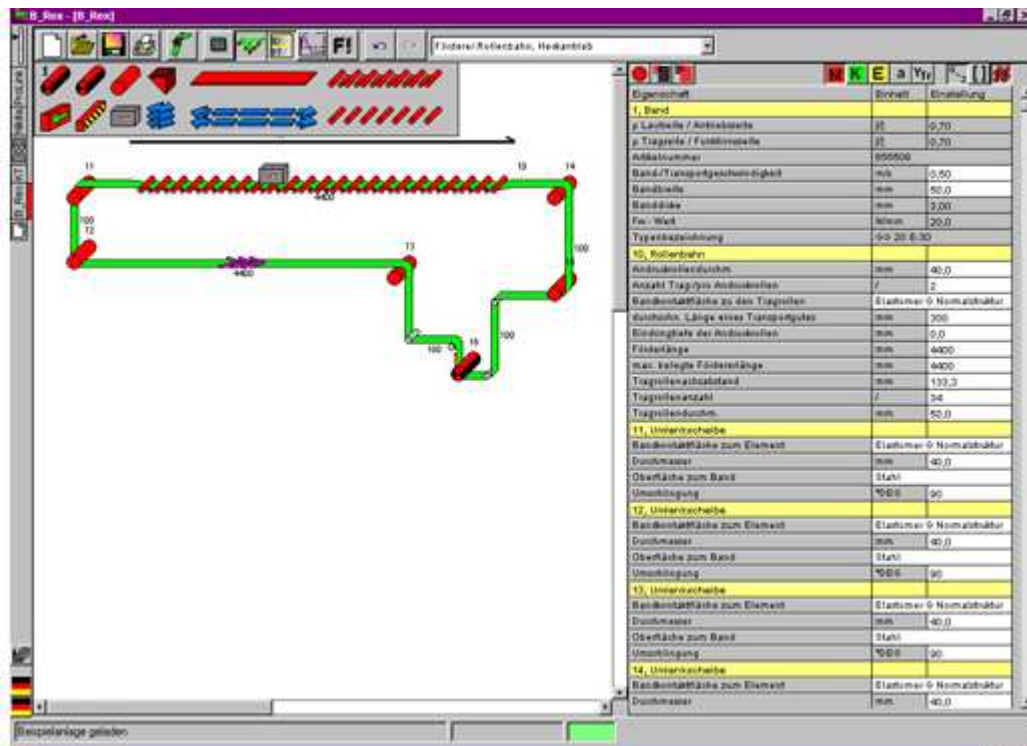
B-REX folosește simboluri pentru modelarea transmisiei, realizarea simulării efectuându-se în programul FORBO SIEGLING. Simularea se realizează în 4 pași.



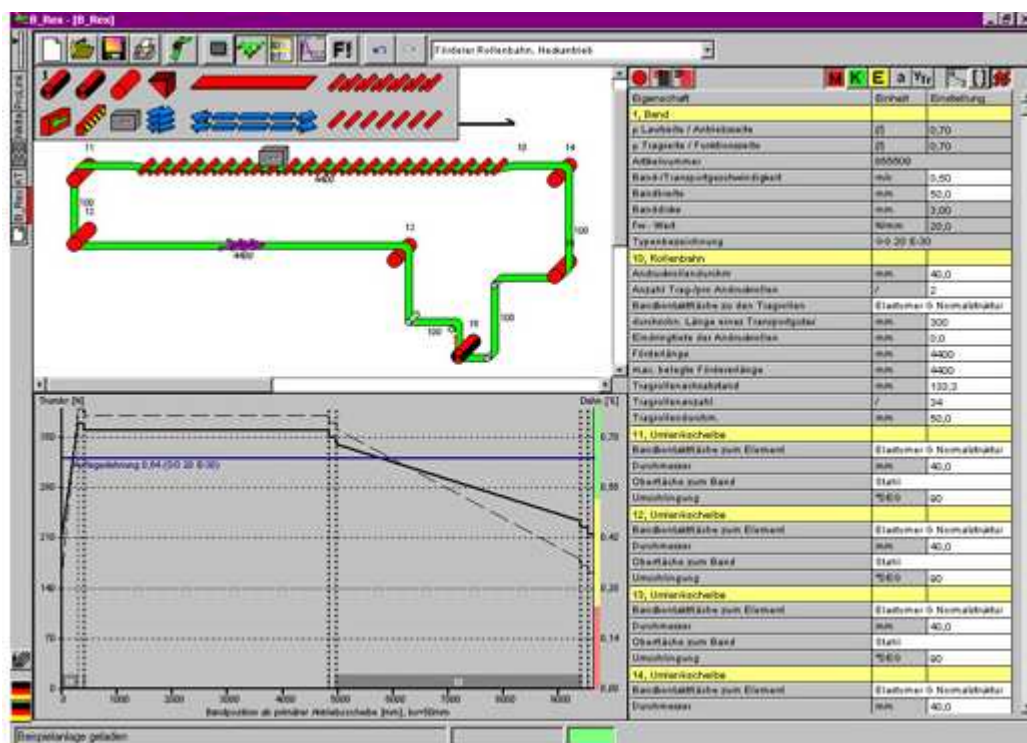
Pasul 1: introducerea componentelor masini



Pasul 2: fixarea curelei



Pasul 3: introducerea caracteristicilor mașinii



Pasul 4: efectuarea calculului

MITCalc - V-Belts Calculation .1.15

www.mitcalc.com

Belt transmissions - V-belts [mm]					
i	Calculation without errors.		Pulley 1	Pulley 2	Pulley 3
ii	☐ Project information				
?	+	V-Belts, 3 Pulleys			
1.0	☐ Manner of loading, operational parameters				
2.0	☐ Design of geometry and number of belts				
3.0	☐ Results, coefficients				
4.0	☐ Pulley and belts dimensions				
?	+	V-Belts, 2 Pulleys			
5.0	☒ Manner of loading, operational parameters				
5.1	Transferred power / power distributed to pulleys	P	15	14,37	[kW]
5.2	Speed of pulleys	n	1500,0	800,0	[/min]
5.3	Transmission ratio	i	1,875		
5.4	Torque	Mk	95,50	171,54	[Nm]
5.5	Type of driving units (loading)	B...Moderate shocks			
5.6	Types of driven machine (loading)	A...Light duty			
5.7	Daily loading of the transmission	B...Over 8 - less than 16 hours			
5.8	Belt slip coefficient		0,94	0,94	☒ [%]
5.9	Transmission efficiency		95,8	95,8	☒ [%]
5.10	Automatic design - press the button				
6.0	☐ Design of geometry and number of belts				
7.0	☐ Results, coefficients				
8.0	☐ Pulley and belts dimensions				
9.0	☒ Graphic output, CAD systems				
9.1	Output of 2D drawing to:	DXF File			
9.2	Scale of 2D drawing	Automatic			
9.3	Use the data from calculation of:	Of two pulleys			
9.4	Detail:	Pulley 1			
		     			
		α 20 [°]			

4. Variatoare mecanice de turatie

4.1 Considerații generale

Multe procese tehnologice din industria alimentară, textilă, constructoare de mașini, din agricultură, transporturi etc. necesită acționări cu turație variabilă.

Varierea turației în trepte se realizează prin cutii de viteze, transmisii cu roți de curea etajate, motoare de curent alternativ cu număr variabil de poli, turbotransmisii hidraulice etc.

Varierea continuă a turației se obține prin intermediul transmisiilor variatoare. Acestea permit modificarea turației în mers asigurând realizarea regimului cinematic optim cât și automatizarea proceselor de producție.

Variatoarele mecanice (VM) constituie frecvent soluția optimă pentru realizarea acordului cinematic și energetic între parametrii **mașinii motoare (MM)** și parametrii variabili ai **mașinii de lucru (ML)**.

Variatoarele de energie pot fi:

- cu acțiune continuă
- cu impulsuri

Variatoarele cu acțiune continuă **se clasifică** după următoarele criterii:

- a) principiul transmiterii energiei
 - prin forță (frecare)
 - prin formă (angrenare)
- b). natura contactului
 - local (hertzian)
 - prin înfășurare
- c). natura elementului prin care se transmite energia:
 - roți de fricțiune
 - curele
 - lanțuri
 - roți dințate.
- d) numărul elementelor reglabile
 - mono
 - duo
- e) cinematic
 - simetric $i_m=1$
 - asimetric $i_m \neq 1$

Variatoarele mecanice sunt transmisii preponderent cu fricțiune caracterizate prin $i \neq ct$; $i_x \in [i_{\min}; i_{\max}]$ astfel încât antrenând elementul motor cu viteza unghiulară:

$$\omega_1 = ct.$$

La ieșire se obține:

$$\omega_{2x} \in [\omega_{2\min}; \omega_{2\max}]$$

Din punct de vedere constructiv, variatoarele pot fi: cu contact direct (realizat prin roți de fricțiune) sau cu element

intermediar flexibil (curea, bandă metalică sau lanț).

Dependent de numărul elementelor reglabile, variatoarele mecanice pot fi de tip "**MONO**" sau "**DUO**".

Principalele calități ce se impun variatoarelor mecanice sunt:

- **transmisterea** aceleiași puteri sau aceleiași moment pe tot domeniul de reglare;
- **randament** ridicat, comparabil cu al angrenajelor, care să nu varieze sensibil raportul de transmitere;
- **gama de reglare** să fie cât mai mare, uzura și alunecarea minime, funcționarea lipsită de vibrații, silențioasă și sigură;
- **reglarea** să se poată realiza pe cât posibil în repaus, în gol sau în sarcină, să se preteze la telecomandă și să necesite forțe de comandă minime;
- **masa și gabaritul** să fie comparabile cu cele ale transmisiilor reglabile în trepte;
- **construcția** să fie în concepție modulară, permițând adaptarea seriei tipizate cu cheltuieli minime la o gamă cât mai largă de cerințe..

Caracteristicile energo-funcționale ale variatoarelor sunt condiționate de tipul și construcția acestora.

Parametrii ce caracterizează variatoarele sunt:

- **P** - puterea;
- **G** $\equiv \Delta\omega$ - gama de reglare;
- **i_m** - raportul de transmitere mediu;
- **η** - randamentul.

Comparativ cu celelalte categorii de variatoare (hidraulice sau electrice), variatoarele mecanice sunt mai simple, mai ieftine, au randament mai bun și o fiabilitate superioară.

Aceste variatoare pot fi cu acțiune continuă sau prin impulsuri.

Observații . Variatoarele cu impulsuri cât și cele cu roți dințate nu fac obiectul prezentei lucrări.

Variatoarele mecanice se concep astfel încât să realizeze la arborele condus caracteristica mașinii de lucru, să funcționeze fără vibrații, silențios și sigur, cu uzură și alunecări minime, la randament ridicat și constant. Elementele constructive ale variatoarelor trebuie să asigure reglarea ușoară a turației (eventual să admită telecomanda), să aibă masă și gabarit minime, cost de fabricație redus s.a.

Transferul energetic între arborele motor și condus se poate realiza prin **contact direct** (în mod curent prin roți de fricțiune) sau prin **element intermediar** (curea, bandă metalică sau lanț).

4.2. Cinematica

Din punct de vedere cinematic, variatoarele pot fi caracterizate prin doi parametri de bază:

-domeniul /(gama) de reglare

$$\Delta_{\omega} = \frac{\omega_{2\max}}{\omega_{1\min}} = \frac{n_{2\max}}{n_{2\min}} \quad (4.1)$$

- **raportul de transmitere mediu**

$$i_m = \frac{\omega_1}{\sqrt{\omega_{2\min} \cdot \omega_{2\max}}} = \frac{n_1}{\sqrt{n_{2\max} \cdot n_{2\min}}}$$

Orice variator asimetric – VA – poate fi înlocuit printr-un sistem cinematic echivalent alcătuit dintr-un reductor – R – $\omega_{2\max}$ și $\omega_{2\min}$ sunt vitezele unghiulare extreme ale arborelui condus, iar ω_1 - viteza unghiulară a arborelui motor (în mod frecvent constantă).

Definind raportul de transmitere curent pentru un variator prin:

$$i_x = \frac{\omega_1}{\omega_{2x}} = \frac{D_{2x}}{D_{1x}},$$

rezultă rapoartele de transmitere extreme:

$$i_{\max} = \frac{\omega_1}{\omega_{2\min}} \wedge i_{\min} = \frac{\omega_1}{\omega_{2\max}}, \quad (4.2)$$

Conform relațiilor de definire rezultă legătura dintre $i_{\max}$, $i_{\min}$, și i_m este

de forma:

$$i_m = i_{\min} \sqrt{\Delta_{\omega}} = \frac{\omega_1}{\omega_{2\max}} \sqrt{\frac{\omega_{2\max}}{\omega_{2\min}}} \quad (4.3)$$

$$\text{și } i_m = i_{\max} \cdot \frac{1}{\sqrt{\Delta_{\omega}}} = \frac{\omega_1}{\omega_{2\min}} \sqrt{\frac{\omega_{2\min}}{\omega_{2\max}}}. \quad (4.4)$$

Sub aspectul asimetriei cinematice se discretizează următoarele situații:

a. Variatorul “simetric” caracterizat prin:

$$\forall i_m = 1 \exists \omega_1^2 = \omega_{2\max} \cdot \omega_{2\min} \Leftrightarrow i_{\min} \cdot i_{\max} = 1 \quad (4.5)$$

sau:

$$\frac{\omega_1}{\omega_{2\max}} \cdot \frac{\omega_1}{\omega_{2\min}} = 1 \Leftrightarrow i_{\max} = \frac{1}{i_{\min}} = \Delta_{\omega}^{1/2} = \sqrt{\frac{i_{\max}}{i_{\min}}} \quad (4.6)$$

Notă. Se preferă variatoarele simetrice întrucât prezintă avantajul unor

gabarite minime și a nivelului maxim posibil de tipizare.

b. Variatorul “asimetric” ($i_m \neq 1$) cu alternativele limită:

b₁. total reductor, caracterizat prin:

$$\forall i_m > 1 \cup \omega_1 \equiv \omega_{2\max} \exists i_{\min} = 1$$

$$\Leftrightarrow i_m = \frac{\omega_1}{\sqrt{\omega_1 \cdot \omega_{2\min}}} = \sqrt{\frac{\omega_{2\max}}{\omega_{2\min}}} = \Delta_{\omega}^{1/2} = \sup. i_m, \quad (4.7)$$

situație rațională doar în cazul antrenării cu viteze unghiulare mari ($\omega_1 = 300 \text{ rad/s}$).

b₂. total multiplicator caracterizat prin:

legat în
serie cu un variator simetric – VS – conform fig. 5.1
unde:

$$\begin{aligned} \forall i_m < 1 \cup \omega_1 \equiv \omega_{2\min} \exists i_{m\max} = 1 \\ \Leftrightarrow i_m = \frac{\omega_1}{\sqrt{\omega_1 \cdot \omega_{2\max}}} = \sqrt{\frac{\omega_{2\min}}{\omega_{2\max}}} = \Delta_{\omega}^{-1/2} = \inf i_m, \end{aligned} \quad (4.8)$$

Orice variator asimetric -VA- poate fi înlocuit printr-un sistem cinematic echivalent alcătuit dintr-un reductor -R- legat în serie cu un variator simetric -VS- conform figurii 4.1.

soluție în general contraindicată datorită condițiilor severe de echilibrare dinamică ($\omega_{2\max} = \omega_1 \cdot \Delta_{\omega}$).

Variatoarele pot fi :

- “MONO” -cu un diametru variabil (fig. 4.2.a, b).

Fig 4.1

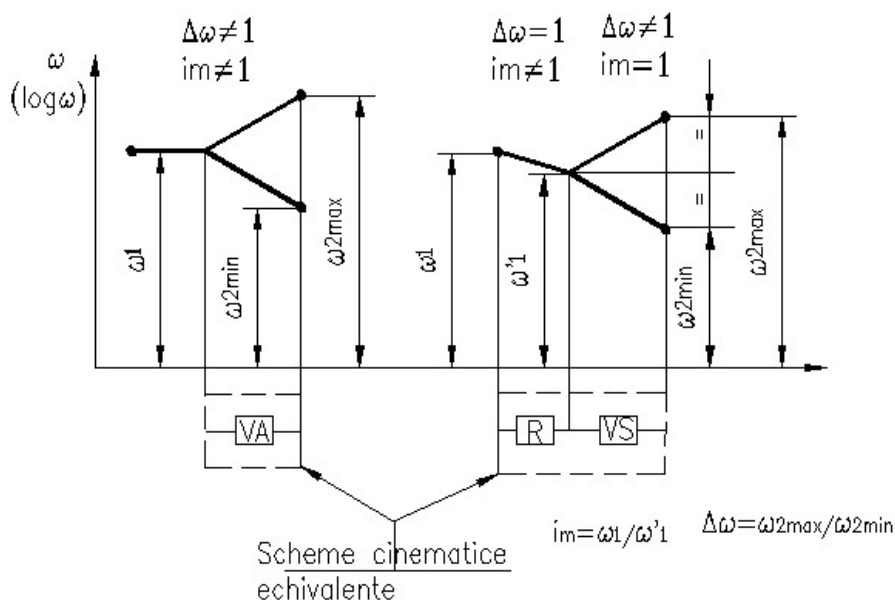
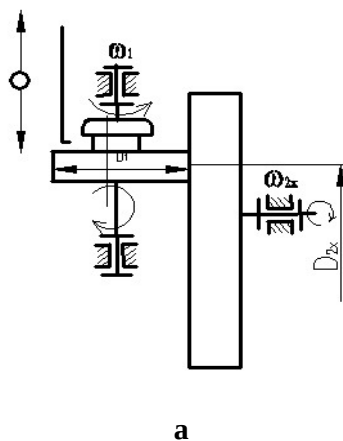
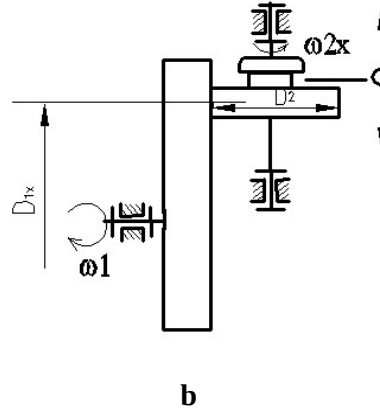


Fig 4.2





$$\forall D_2 = \text{ct.} \exists i_x = \frac{D_2}{D_{1x}} \cup D_{1x} \in [D_{1\min}, D_{1\max}] \Rightarrow \quad (4.9)$$

$$\Rightarrow i_{\min, \max} = (1 - \xi_{\text{em}})^{-1} D_2 / D_{1\max, \min} = i_m \Delta_{\omega}^{\pm 1/2}$$

sau:

$$\forall D_1 = \text{ct.} \exists i_x = \frac{D_{2x}}{D_1} \cup D_{2x} \in [D_{2\min}, D_{2\max}] \Rightarrow \quad (4.10)$$

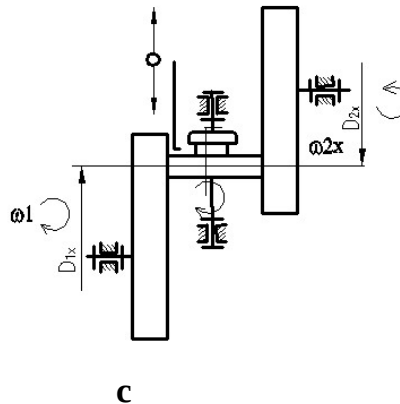
– “DUO” -cu două diametre variabile (fig. 4.2.c):

$$\forall D_{1,2} \neq \text{ct.} \exists i_x = \frac{D_{2x}}{D_{1x}} \cup D_{1,2x} \in [D_{1,2\min}, D_{1,2\max}] \Rightarrow \quad (4.11)$$

$$\Rightarrow i_{\min, \max} = (1 - \xi_{\text{em}})^{-1} \frac{D_{2\min, \max}}{D_{1\max, \min}} = i_m \Delta_{\omega}^{-1/2},$$

respectiv $\Delta_{\omega} = \frac{D_{1\max} \cdot D_{2\max}}{D_{1\min} \cdot D_{2\min}}$, la care se adaugă

condiția suplimentară derivată din egalitatea curselor maxime de reglare pe ambele roți:



$$s_{1\max} = s_{2\max} \Rightarrow D_{1\max} - D_{1\min} = D_{2\max} - D_{2\min} \quad (4.12)$$

Dacă variatorul “DUO” este simetric, relația se simplifică:

$$\forall i_m = 1 \exists \{D_{1,2\min} = D_{\min} \cup D_{1,2\max} = D_{\max}\} \Rightarrow \Delta_\omega = \left(\frac{D_{\max}}{D_{\min}} \right)^2 = i_{\max}^2 \quad (4.13)$$

Observații:

– ξ_e variază cu sarcina pe întregul domeniu de reglare;
pentru simplificarea calculelor se acceptă o valoare medie
 $\xi_{em} = \text{ct.}$

$$M_t = M_t(\omega, t) \wedge P = P(\omega, t) \cup \omega \in [\omega_{\max}, \omega_{\min}] \quad (4.14)$$

4.3. Funcția de transfer

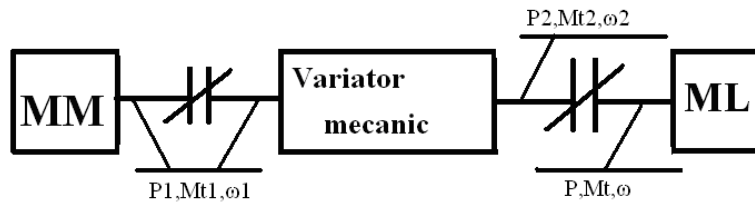
Într-un sistem mecanic mobil (SMM) variatoarele mecanice (VM) se dispun între mașina motoare și mașina de lucru (fig. 4.3).

În cazul cel mai general, momentul de torsiune M_t sau puterea P , necesare antrenării unei mașini de lucru dintr-un agregat, sunt funcții de viteza unghiulară ω și timp t :

Asigurarea funcției de transfer, implică satisfacerea simultană a condițiilor:

$$M_{t2}(\omega_2, t) \geq M_t(\omega, t) \wedge P_2(\omega_2, t) \geq P(\omega, t) \quad (4.15)$$

Fig. 5.3



Ținând seama de registrul larg al caracteristicilor mașinilor de lucru $[M_t(\omega, t) \wedge P(\omega, t)]$, aplicarea integrală a condițiilor de mai sus ar conduce la o diversitate nejustificată economic de variatoare. De aceea, seriile tipizate de variatoare de uz general trebuie astfel concepute încât în regim stabilizat (când $M_{t2} \vee P_2$ nu mai sunt funcții de timp) să satisfacă una din condițiile extreme:

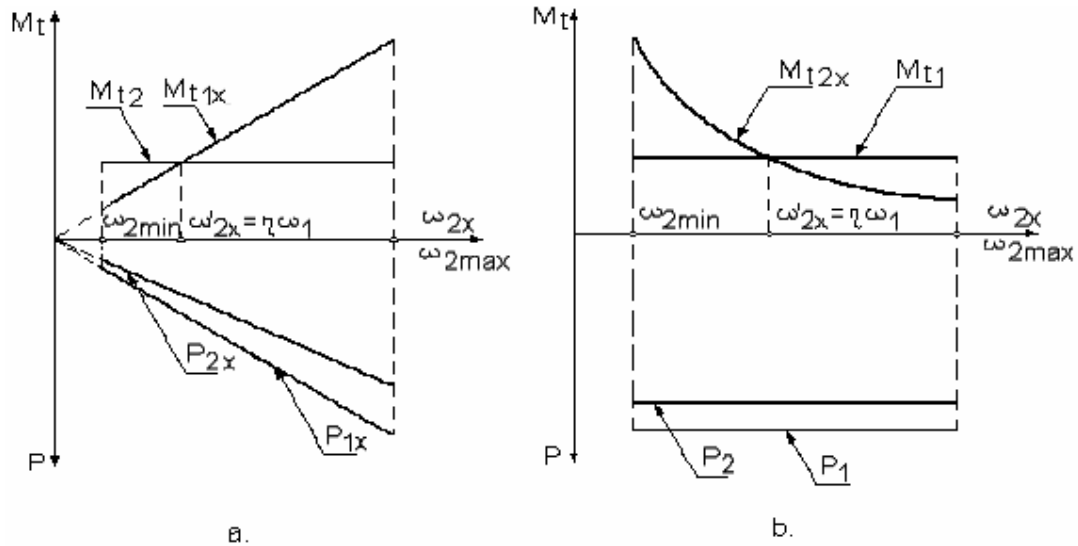
$$M_{t2} = M_{t2}(\omega_2) = \text{ct.} \vee P_2 = P_2(\omega_2) = \text{ct.} \quad (4.16)$$

pe tot domeniul de reglare.

*) Dacă $M_{t2}(\omega_{2x}) = \text{ct.}$, celelalte mărimi depind liniar de ω_{2x} (fig. 4.4.a):

$$\begin{aligned}
 P_{2x} = M_{t2} \cdot \omega_{2x} \cup P_{1x} = \frac{1}{\eta} P_{2x} = \\
 = \frac{1}{\eta} M_{t2} \cdot \omega_{2x} \wedge M_{t1x} = \frac{1}{\eta} \frac{\omega_{2x}}{\omega_1} M_{t2}
 \end{aligned}
 \quad (4.17)$$

Fig 4.4



Se observă depențe liniare atât a puterii la arborele motor cât și condus, precum și a momentului de torsiune la arborele motor în funcție de viteza unghiulară ω_{2x} .

****) Dacă $P_2(\omega_{2x}) = ct$** dependențele devin (fig.4.4 b - lege hiperbolică a momentului de torsiune la arborele condus în funcție de viteza unghiulară ω_{2x} , respectiv momentul motor și momentul condus de valoare constantă pe toată gama de reglare a variatorului de turație).

$$\begin{aligned}
 M_{t2x} = \frac{P_2}{\omega_{2x}} \cup P_1 = \frac{1}{\eta} P_2 = ct. \\
 M_{t1} = \frac{P_1}{\omega_1} = \frac{1}{\eta} \frac{P_2}{\omega_1} = ct.
 \end{aligned}
 \quad (4.18)$$

Din relația (5.19) rezultă că $M_{t2x}(\omega_{2x})$ este o funcție hiperbolică.

Observații. Caracteristica variatoarelor determină dispunerea și construcția dispozitivului de apăsare.

La variatoarele prin curele trapezoidale se recomandă dispunerea discurilor cu revenire forțată pe arborele unde momentului de torsiune este constant pentru a menține coeficientul de tracțiune ϕ în apropierea valorii optime.

Astfel la variatoare cu caracteristica $P_2(\omega_{2x}) = ct$, discurile cu revenire forțată se vor dispune pe arborele motor iar la

tensionarea (apăsarea) să excludă patinarea.

Sistemul automat de tensionare poate fi montat pe arborele motor (1) (de moment constant $M_{t1}=ct.$) sau arborele (2) (de moment variabil $M_{t2} \neq ct.$).

Pentru arborele (1), de cuplu constant, se poate scrie:

$$\begin{aligned} \forall M_{t1} &= F_{t1\max} \cdot R_{1\min} = F_{t1\min} \cdot R_{1\max} = ct. \Leftrightarrow \\ \Leftrightarrow \frac{F_{t1\max}}{F_{t1\min}} &= \frac{R_{1\max}}{R_{1\min}} = \Delta_{\omega}^{1/2} \exists F_d = \frac{M_{t1}}{R_c} = ct. \Leftrightarrow \\ \Leftrightarrow \frac{F_d}{F_{t1\max}} &= k_{ra} \cup \frac{F_d}{F_{t1\min}} = k_{ra} \cdot \Delta_{\omega}^{1/2}. \end{aligned} \quad (4.23)$$

Pentru arborele (2), de cuplu variabil, relațiile iau forma:

$$\begin{aligned} \forall M_{t2x} \in [M_{t2\max} = F_{t2\max} \cdot R_{2\max}; M_{t2\min} = F_{t2\min} \cdot R_{2\min}] \\ \Leftrightarrow \frac{M_{t2\max}}{M_{t2\min}} = \frac{\omega_{2\max}}{\omega_{2\min}} = \Delta_{\omega}; F_{dx} = \frac{M_{t2x}}{R_c} \neq ct. \Leftrightarrow \\ \Leftrightarrow \frac{F_{d\max}}{F_{t2\max}} = k_{ra} \cup \frac{F_{d\min}}{F_{t2\min}} = k_{ra} \Delta_{\omega} \frac{R_{2\min}}{R_{2\max}} \cong k_{ra} \Delta_{\omega}^{1/2}. \end{aligned} \quad (4.24)$$

4.4 Scheme cinematice de variatoare cu roți de fricțiune

Se utilizează individual sau în combinație cu alte tipuri de transmisii mecanice, în construcția mașinilor unelte, a benzilor transportoare, a automobilelor de mic litraj etc.

Diversitatea mare de variatoare cu roți de fricțiune permite o clasificare a acestora după următoarele criterii:

- a). forma inițială a contactului
 - liniar
 - punctiform.
- b). numărul de diametre de reglare:
 - mono
 - duo.
- c). forma elementului cu diametru reglabil:
 - frontale
 - conice
 - toroidale
 - sferice.

Soluțiile mono sunt în construcție simplă dar, datorită gamei de reglare reduse și necesității deplasări relative între elementul motor și condus, se utilizează mai rar.

Majoritatea variatoarelor cu roți de fricțiune sunt de soluție duo.

În această situație sunt necesare elemente intermediare (role, inele, etc.) astfel că, transmiterea energiei are loc prin două contacte cu frecare, înseriate în fluxul energetic.

Variatoarele cu contact inițial liniar au, față de cele cu contact punctiform, neajunsul existenței alunecării geometrice (neajuns compensat prin creșterea capacității de

transmitere).

Din dorința de a realiza soluții cât mai raționale cu maximum de capacitate s-au conturat în ultima vreme, în domeniul variatoarelor cu roți de fricțiune, următoarele tendințe:

- divizarea energiei și transmiterea ei, în paralel, prin mai multe contacte cu frecare;
- utilizarea unor soluții cu descărcarea arborilor și lagărelor de forțele de apăsare;
- utilizarea contactului concav-convex, care conduce la mărirea razei de curbură echivalente și micșorarea tensiunii de contact;
- corelarea automată a apăsării cu mărirea momentului transmis;
- confecționarea elementelor cu fricțiune din oțeluri tratate termic, la duriități foarte mari, cu suprafețe foarte netede, prelucrate la precizii ridicate;
- funcționarea în stare unsă cu ulei din baie, asigurând astfel răcirea mai bună și creșterea rezistenței la uzare;
- utilizarea variatoarelor planetare care se remarcă prin gama de reglare și compactitate mare;
- utilizarea variatoarelor în combinații cu diferențiale, divizând energia, fluxul principal prin angrenaje, restul prin variator.

4.4.1. Variatoare frontale

Au suprafețele elementelor cu diametru reglabil plane. Elementele intermediare cu forme de: role cilindrice (fig.4.6a); bitronconice (fig 4.6b) sau bile (fig.4.6c). În primele două cazuri contactul inițial este liniar, respectiv la cele cu bile este punctiform.

Schema cinematică a **variatorului frontal "MONO"** se prezintă în (fig 4.7).

La variatoarele cu role cilindrice nu se poate evita alunecarea geometrică.

În figura 4.8 se redă reprezentarea vitezelor liniare a elementelor 1 și 2 în baza cărora se determină coeficientul de alunecare geometrică ξ_g .

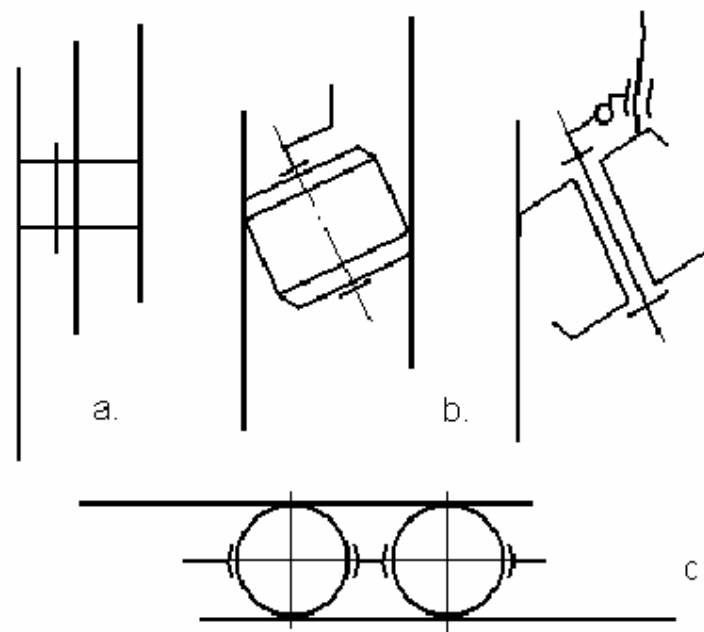
Conform figurii 4.8 se poate scrie:

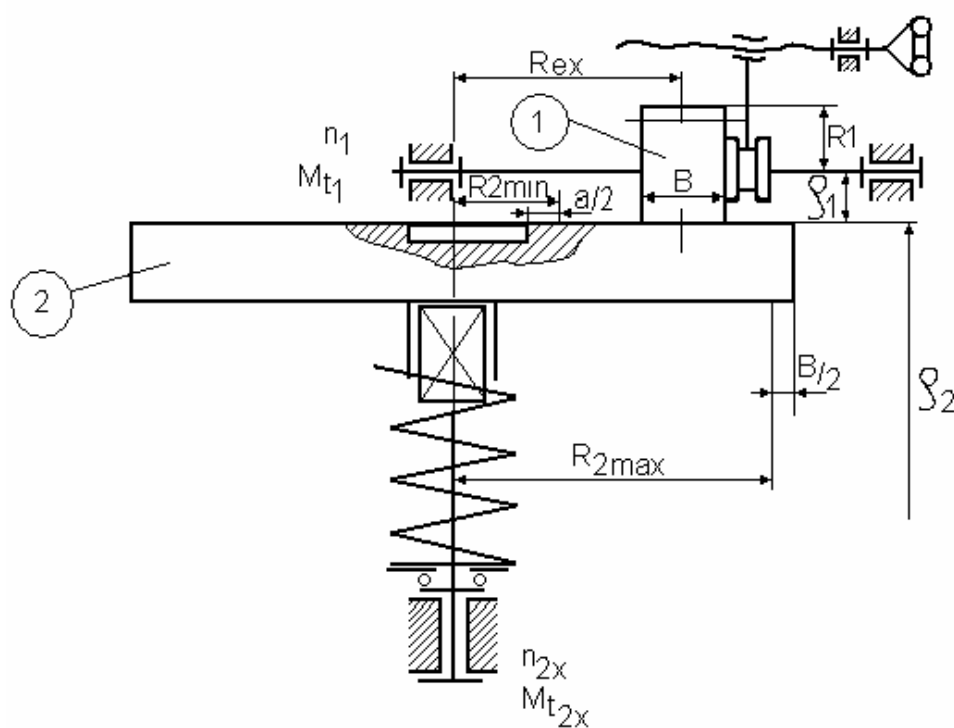
$$v_1 = v_{2x} \Rightarrow \omega_1 R_1 = \omega_{2x} R_{2x}$$

$$\text{și} \quad i_x = \frac{R_{2x}}{R_1} \Rightarrow i_{\min} = \frac{R_{2\min}}{R_1} \quad ; \quad i_{\max} = \frac{R_{2\max}}{R_1}$$

deci:

$$\xi_g^{(d)} = \frac{v_{al}}{v_1} = \frac{v_{2x\max} - v_1}{v_1} = \frac{v_1 - v_{2x\min}}{v_1} \quad (4.25)$$

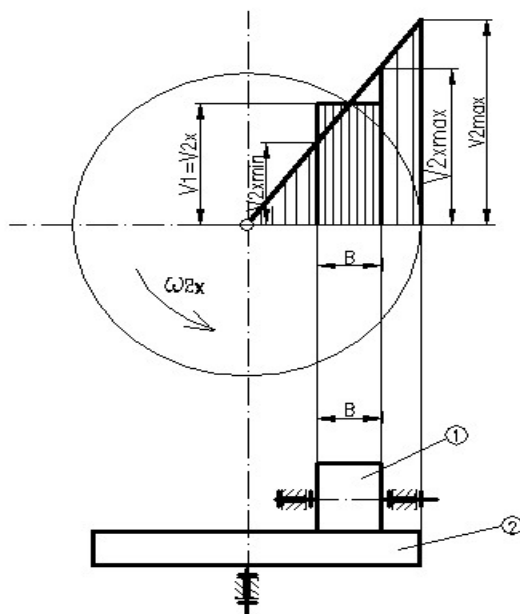
Fig 4.6**Fig 4.7**



rezultând:

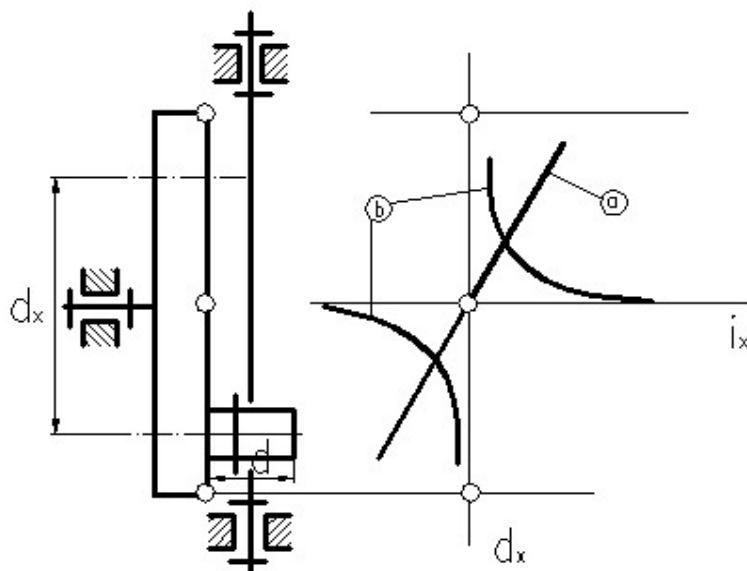
$$\xi_g = \frac{\left(R_{2x} + \frac{B}{2}\right)\omega_{2x} - R_1\omega_1}{R_1\omega_1} = \frac{\left(R_{2x} + \frac{B}{2}\right)\omega_{2x} - R_{2x}\omega_{2x}}{R_{2x}\omega_{2x}} = \frac{B}{2R_{2x}} \quad (4.26)$$

Fig 4.8



Variatorul frontal "MONO" cu disc și rolă conform figurii (4.9) poate avea geometria variabilă la elementul motor sau condus.

Fig 4.9



$$i_x = \frac{n_1}{n_{2x}} = \frac{\omega_1}{\omega_{2x}} = \frac{d_{2x}}{d_1} \text{ - (dreaptă)}$$

b). Dacă $1 \rightarrow d_x$; $2 \rightarrow d$

$$i_x = \frac{n_1}{n_{2x}} = \frac{\omega_1}{\omega_{2x}} = \frac{d_1}{d_{2x}} \text{ - (hiperbolă)}$$

Schema cinematică a **variatorului frontal "DUO"** se prezintă în figura 4.10.

Variatoarele cu un singur element intermediar au neajunsul că încarcă excentric discurile frontale.

Ca urmare, se solicită intens cu forțe radiale și axiale

lagărele ce susțin aceste discuri.

Eliminarea acestui inconvenient îl conferă variantele cu două și patru role intermediare.

Variatoarele frontale cu role bitronconice (fig.4.11) elimină alunecarea geometrică.

Variatoarele frontale cu bile realizează un domeniu de reglare foarte mare ($\Delta\omega \rightarrow \infty$) dar nu pot transmite puteri mari datorită contactului punctiform.

Variația raportului de transmitere în varianta "DUO" se redă în figura 4.12 în baza căreia se poate scrie:

$$i_x = \frac{\omega_1}{\omega_{2x}} = \frac{d_{2x}}{d_{1x}} = \frac{d_{2x}}{a - \frac{d_{2x}}{2}} - (\text{hiperbola})$$

Precizare: Pentru dimensionarea variatoarelor frontale se utilizează relațiile deduse la roțile prin fricțiune particularizate în mod corespunzător.

Fig 4.10

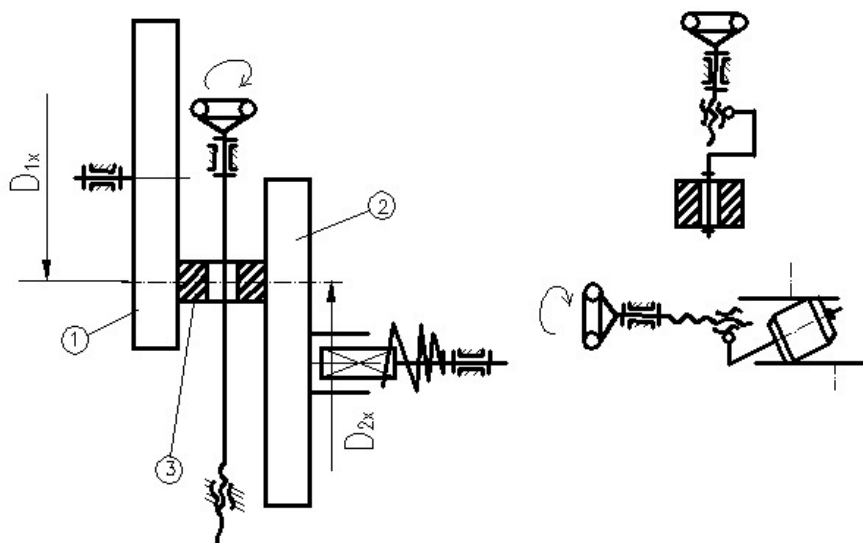


Fig 5.11

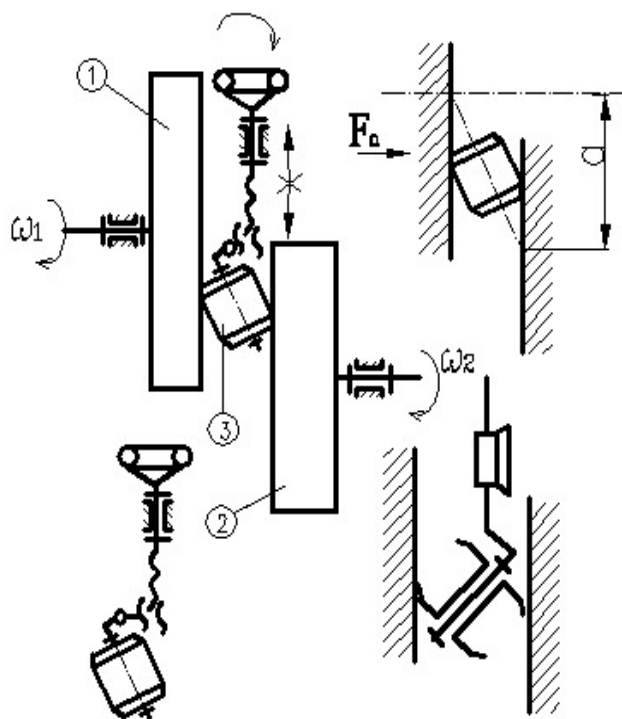
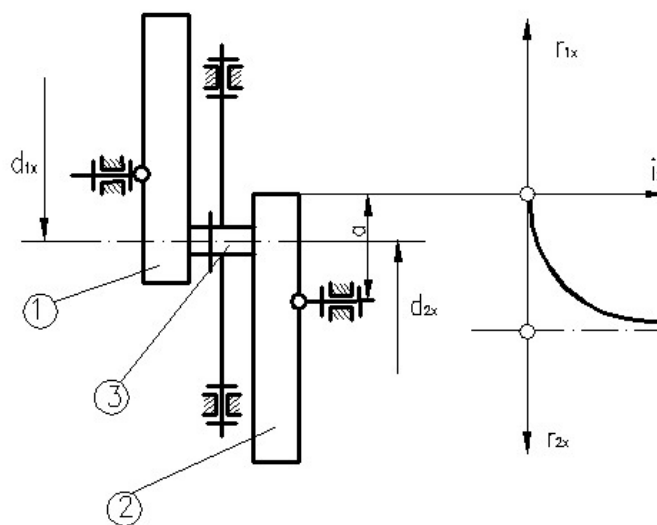


Fig.4.12



4.4.2. Variatoare conice.

Cele mai uzuale soluții din această categorie sunt:

- variatoarele conico-cilindrice (fig.4.13 "MONO") de construcție simplă, utilizate cu rol cinematic în instalații de laborator și în construcția de aparate situații în care randamentul prezintă importanță.

Conform figurii 4.13 se poate scrie:

$$\begin{aligned}
 &*) 1 \rightarrow d_x; \quad 2 \rightarrow d \\
 &i_x = \frac{r_2}{r_{1x}} = \frac{r_2}{x \sin \alpha} \quad - \text{(hiperbolă)}
 \end{aligned}$$

$$*) 1 \rightarrow d; \quad 2 \rightarrow d_x$$

$$i_x = \frac{\omega_1}{\omega_{2x}} = \frac{d_x}{d_1} = \frac{2x \sin \alpha}{d_1} \quad - \text{ (dreaptă)}$$

Variatoarele "DUO" cu element intermediar (rolă sau inel) au construcție relativ simplă dar la domenii de reglare mari ($\Delta_{\omega} > 4$), au neajunsul unui gabarit axial mare.

Variatoarele conico-frontale (fig.4.14) se utilizează în industria poligrafică.

Variatoarele conico-frontale (fig.4.14) se utilizează în industria poligrafică.

Variatoarele "DUO" cu element intermediar (rolă sau inel) au construcție relativ simplă dar la domenii de reglare mari ($\Delta_{\omega} > 4$), au neajunsul unui gabarit axial mare

Variatoarele conico-frontale (fig.4.14) se utilizează în industria poligrafică.

Conform figurii 4.14 se scrie:

$$i_x = \frac{r_2}{r_{1x}} = \frac{r_2}{x \sin \alpha} \quad - \text{ (hiperbolă)}$$

Variatoarele dublu conice (fig.4.15) se utilizează la mașini unelte, textile și funiculare.

Fig 4.13

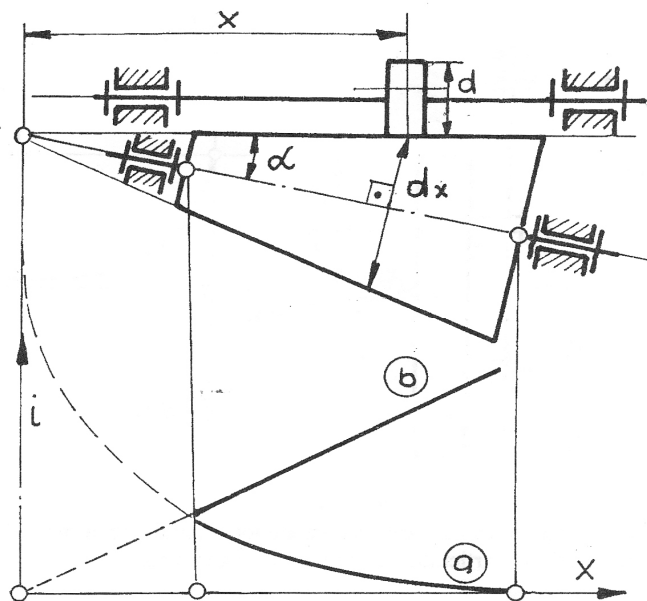
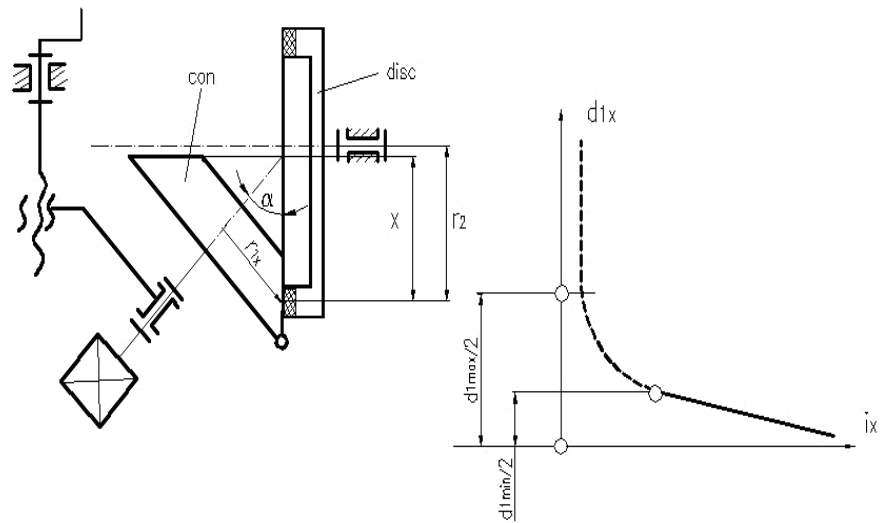


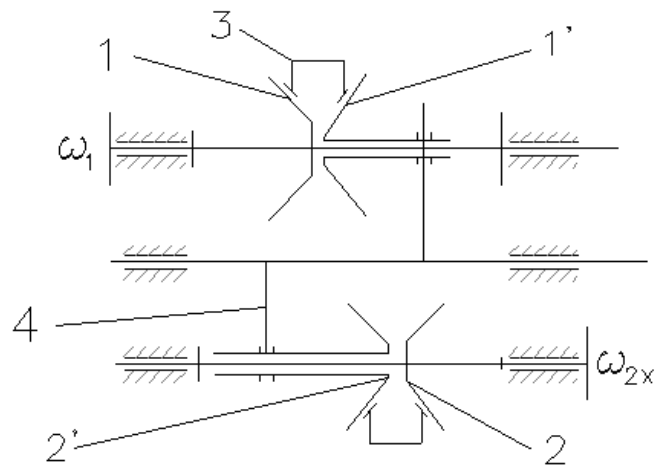
Fig 4.14



4.4.3. Variatoare toroidale

La aceste variatoare legătura dintre elementul motor și elementul condus se realizează prin rolă intermediară sferică (v.bibliografie) dispusă după diametrul cercului generator;
 – rolă intermediară dispusă după o coardă a cercului generator al suprafețelor (fig.4.16);

Fig 4.15



Variatoarele din prima categorie se utilizează în construcția de aparate optice, medicale, la sisteme de comandă în aviație, mașini electronice de calcul, mașini de birou etc.

Soluțiile din varianta a doua se prevăd la mașini-unelte, pompe transportoare etc.

Ambele variante se pot realiza cu domeniul reglare simetric sau asimetric.

Funcționarea este însoțită de alunecări geometrice și uzură (elementele de fricțiune din oțel sunt unse cu ulei pentru a micșora uzura).

4.4.4. Variatoare sferice

Elementele de diametru reglabil sunt role intermediare de formă sferică (fig. 4.17).

Discul motor (1) și condus (2) au suprafețele de contact conice, ca urmare contactul teoretic este punctiform dar, datorită deformației hertziene, apar alunecări geometrice.

Domeniul de reglare poate fi simetric sau asimetric.

Raportul de transmitere curent se reglează prin înclinarea sincronă a elementelor intermediare printr-un mecanism adecvat

Fig 4.16

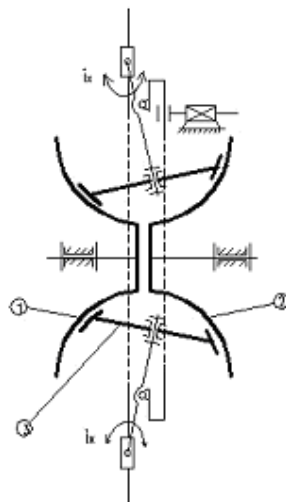
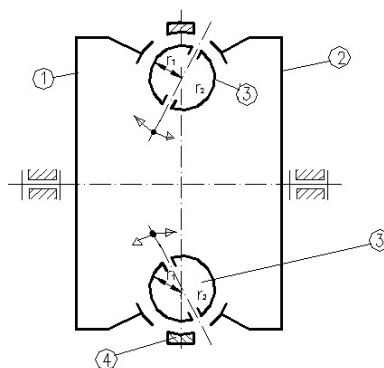


Fig. 4.17



4.5 Scheme cinematice de variatoare cu element intermediar flexibil

Sunt foarte răspândite din cauza simplității constructive și siguranței în funcționare. Elementul intermediar flexibil poate fi de tip curea lată, curea trapezoidală (clasică sau lată) bandă metalică sau lanț. Variatoarele cu element intermediar flexibil se clasifică după următoarele criterii :

a). tipul elementului flexibil:

- curea - lată
- trapezoidală - clasică
- lată
- lanț - PIV cu role
- PIV cu inele

b). numărul de elemente cu diametrul reglabil:

- MONO
- DUO

c). numărul de trepte:

- o treaptă
- două trepte.

În figura 4.18 sunt prezentate variatoare mono cu curea trapezoidală lată. Variantele din figura 4.18.a și b sunt într-o singură treaptă, constând dintr-o roată de diametru constant (1) și una de diametru variabil. Variatoarele mono cu curea trapezoidală asigură modificarea turației și implicit a poziției pe arbore a discurilor cu diametru variabil prin modificarea distanței între axe, realizată prin deplasarea subamsamblului (2) (fig.4.18.a) după o direcție perpendiculară pe axa arborilor (când ambele discuri se deplasează în mod simetric pe arbori) sau după o direcție paralelă cu generatoarea conului (când unul din discuri este fixat axial pe arbore, cureaua menținându-se în același plan median (fig.4.18.b)).

Prin legarea în serie a două variatoare mono de tipul celui din figura 4.18.b se obține schema cinematică a unui variator în trepte.

Fig 4.18

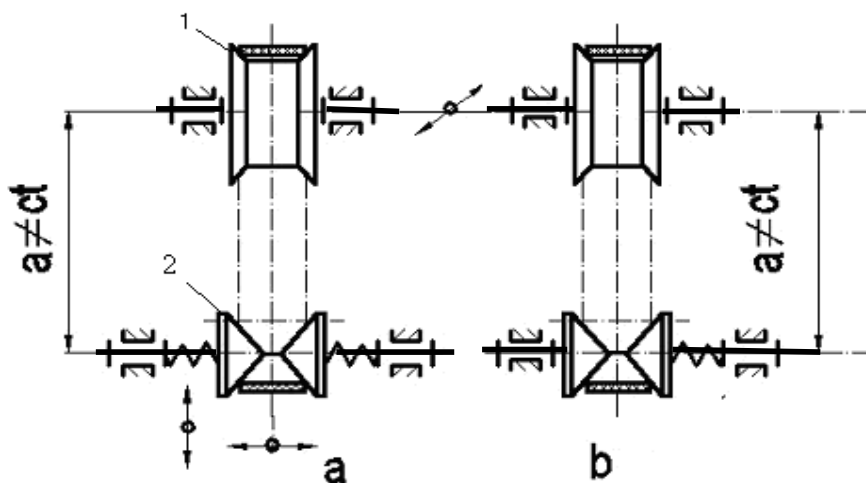
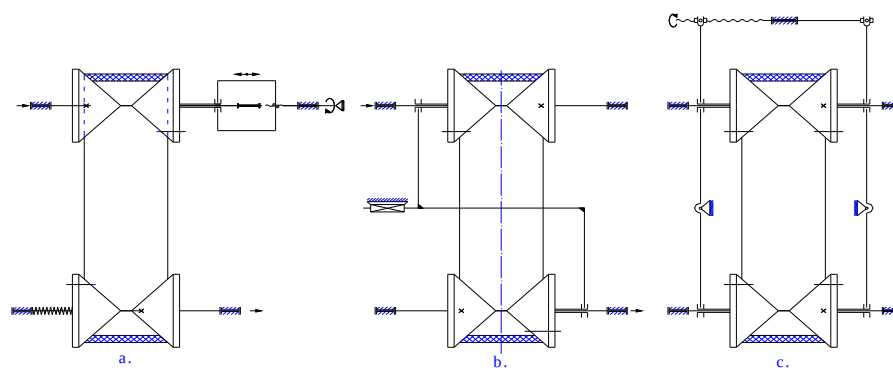


Fig.4.19



Variatoarele duo cu 1, 2 sau 4 conuri comandate funcționează la distanță constantă între axe (fig.4.19 a b c).
Discurile cu poziție variabilă (comandate sau cu revenire forțată) sunt dispuse pe flancurile opuse ale curelei antisimetric (tot din raționamentul menținerii planului meridian al curelei).

Pentru mărirea domeniului de reglare se prevăd variatoare în 2 trepte, cu 2 sau 3 axe geometrice (fig. 4.20).
În fig. 4.21 este prezentată schema cinematică a unui variator duo în două trepte care au discurile comandate.

Mărirea domeniului de reglare se poate realiza la variatoarele de curele trapezoidale prin modificări constructive (discuri cu fante sau discuri în trepte).

Fig. 4.20

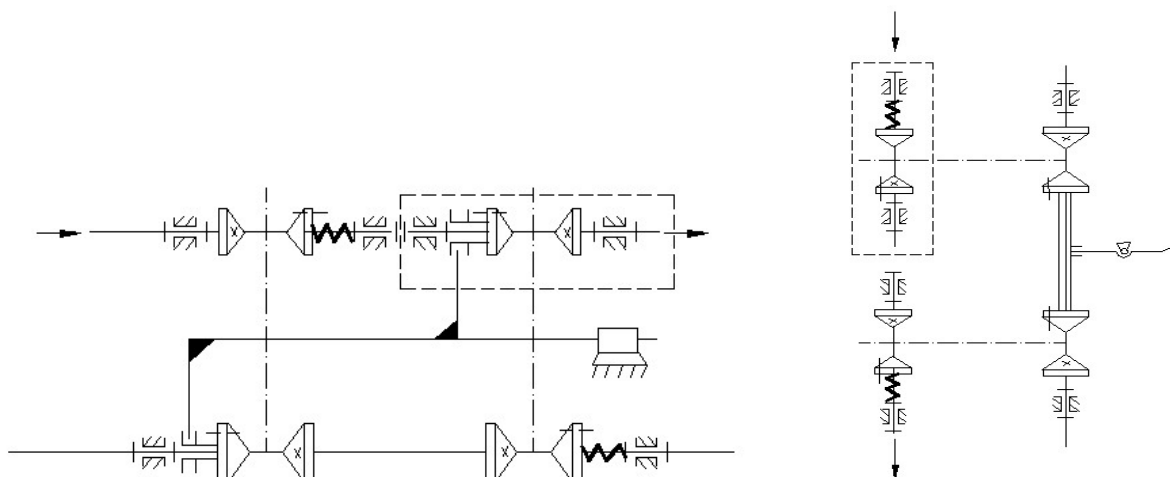
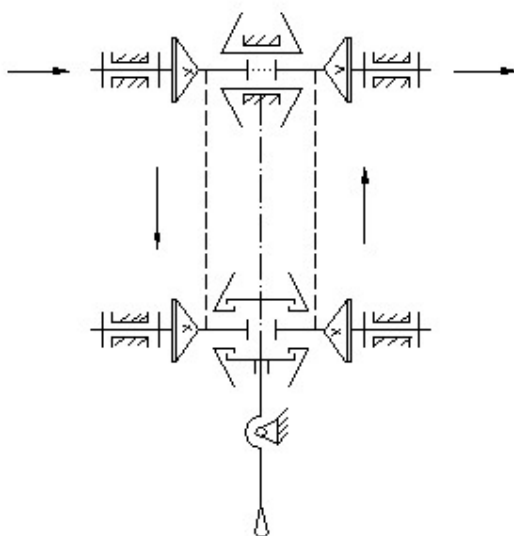


Fig 4.21

4.6. Elemente constructive

Curelele late și cele trapezoidale (clasice și late) utilizate și la variatoare sunt descrise în §3.2.1.

4.6.1 Elementul flexibil

Cureaua trapezoidală lată este compusă din: element de rezistență (1) încorporat într-o masă de cauciuc vulcanizat (2) și înveliș protector (3)- țesătură cauciucată de mare elasticitate și rezistență la uzare (fig 4.22).

Elementul de rezistență constă dintr-un strat de șnururi din fibre artificiale, cu modul de elasticitate la tracțiune mare, plasat în vecinătatea fâșiei neutre.

În execuție individuală, învelișul de protecție înfășoară întregul profil (fig.4.22.a). Pentru execuție în seturi, când curelele se taie sub forma unor inele dintr-un semifabricat manșon realizat pe tambur, învelișul de protecție lipsește pe fețele laterale(fig. 4.22.b).

Pentru a asigura concomitent flexibilitate mare (tensiuni de încovoiere mici) și flancuri înalte (presiuni de contact mici), se practică danturarea intradosului curelelor.

La curelele învelite, danturarea se face prin tăierea dinților cu pietre abrazive.

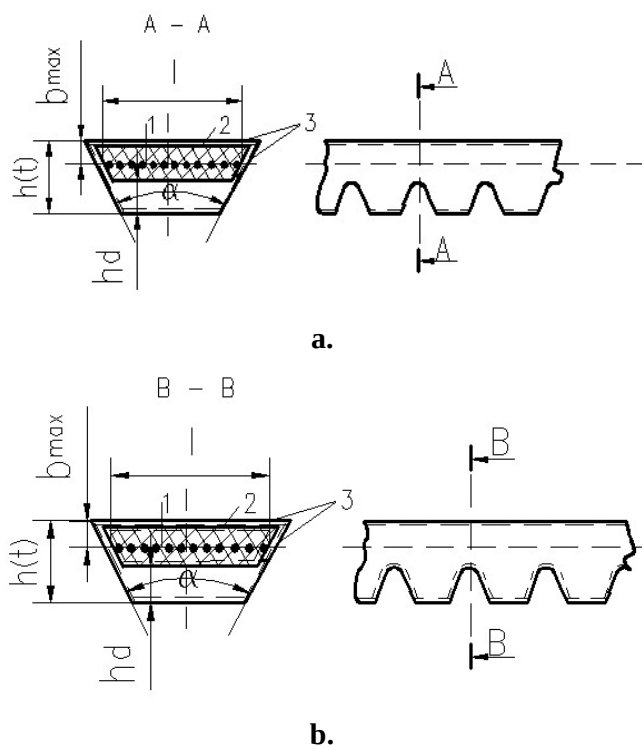
La curelele neînvelite, dințarea se face prin vulcanizare pe tambur canelat.

Forma și dimensiunile danturării executate în scopul măririi flexibilității curelelor nu sunt supuse standardizării, rămânând la latitudinea producătorului.

Profilul trapezoidal lat este caracterizat de aceleași dimensiuni geometrice ca și cel clasic.

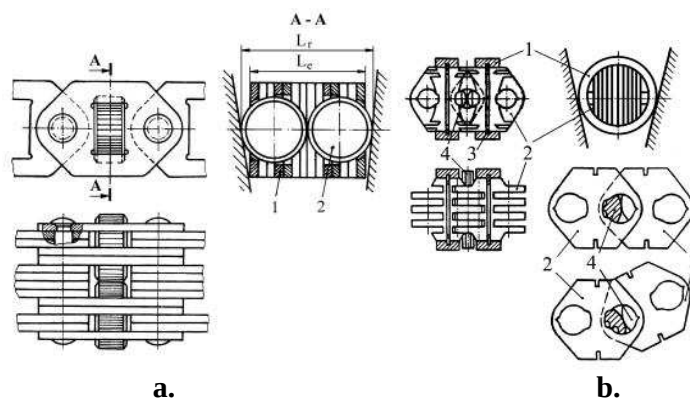
Elementul flexibil din elemente articulate lanț - PIV – se realizează cu role (fig.4.23 a) sau inele (fig.4.23 b).

Fig.4.22



Varianta din figura 4.23 a este constituită din eclise (1) prevăzute cu orificii dreptunghiulare în care se găsesc câte două role (2). Varianta din figura 4.23 b este alcătuită din zalele (1) și (2) - piese cilindrice având câte trei respectiv patru tăieturi (3) paralele cu planul de mișcare a lanțului -bolțul (4), inelul (5) și siguranța elastică (6).

Fig 4.23



Observație: - Toate elementele lanțului sunt executate din oțel călit de mare rezistență.

4.6.2 Rotele variatoarelor

La variatoarele cu curea trapezoidală perechea de discuri tronconice de pe unul din arbori (motor sau condus) la care deplasarea relativă axială este comandată, are rolul mecanismului de variere a raportului de transmitere.

Modificarea diametrului de înfășurare a curelei se obține prin deplasarea axială a numai unuia din discuri (fig.4.24 a) sau prin deplasarea axială concomitentă a ambelor discuri (fig.4.24 b)

Fig 4.24.

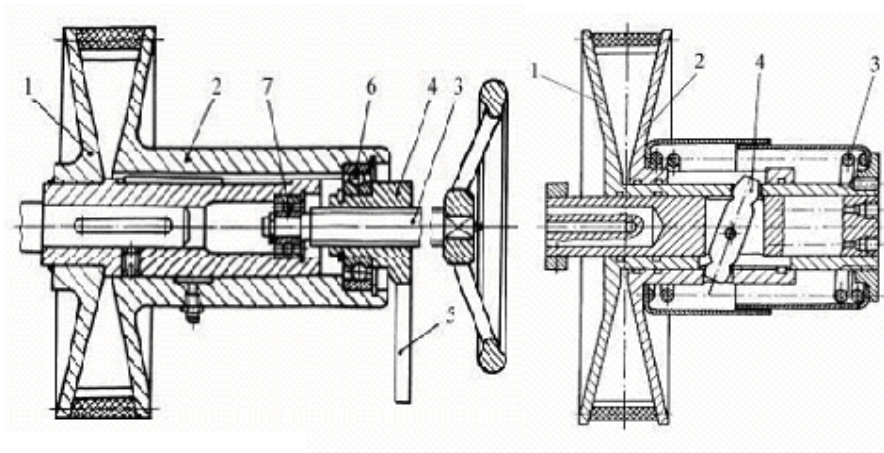
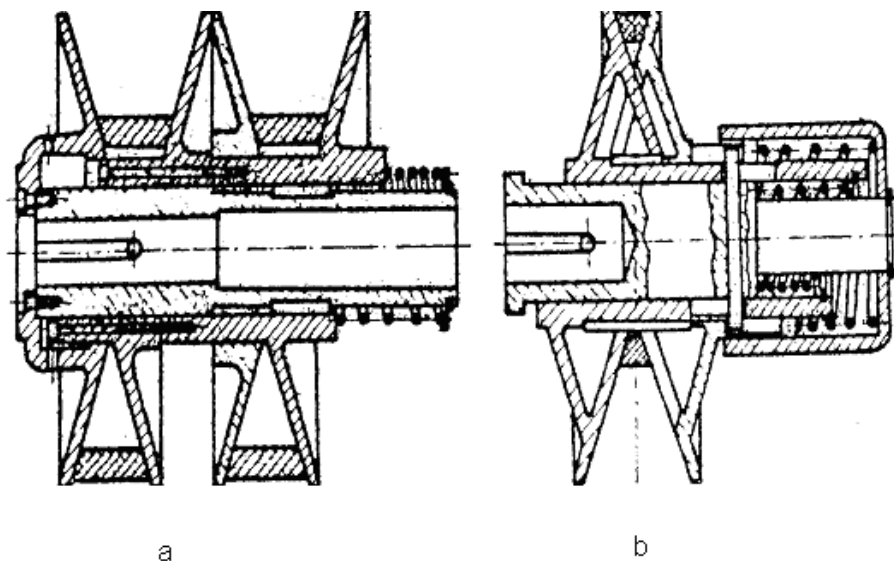


Fig 4.25



În soluția constructivă din figura 4.24 a discul (4) se deplasează axial prin sistemul șurub (1) - piuliță (2).

În soluția constructivă din figura 4.24 b pârghia (1) comandă sincron discurile (2) și (3).

În figura 4.25 a se prezintă discurile cu revenire forțată ale unui variator cu două curele.

Realizarea unor domenii de reglare satisfăcătoare pentru curele trapezoidale clasice prin soluția discurilor cu fante este prezentată în figura 4.25 b.

Observații:

- Pentru a împiedica coroziunea de contact și blocarea ajustajului alunecător dintre discuri atât la discurile comandate cât și la cele cu revenire trebuie luate măsuri constructive.

- Întinderea lanțului se realizează prin saboți cu arc care apasă pe ramuri.

4.7. Elemente de cinematica și geometrie ale variatoarelor echipate prin curele trapezoidale late

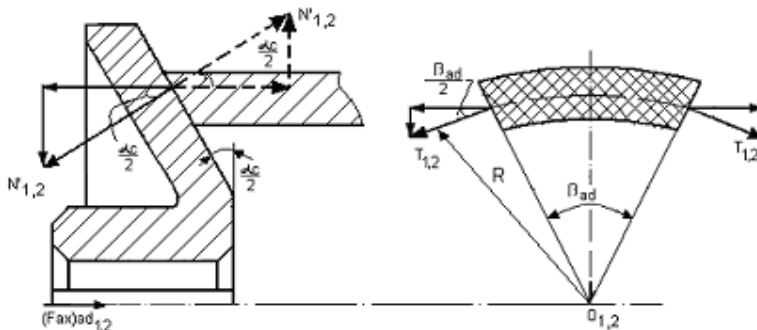
Ca și în cazul transmisiilor prin curele cu raport de transmitere constant, diametrul primitiv este limitat inferior de starea de tensiune datorată încovoierii, iar superior de compatibilități geometrice (condiții de gabarit) și cinemate (viteza tangențială maximă, realizarea domeniului de reglare fără să intervină blocarea axială a roților pe arbore).

Pentru poziția curelei pe diametrul maxim, jocul axial dintre discuri se prescrie (fig.4.26).

Din relația (4.24) se deduce raportul diametrelor limită la una din perechile de discuri, deci gama de reglare:

$$G = \frac{D_{\max}}{D_{\min}} = 1 + \frac{0,95 \frac{l_p}{h} \operatorname{ctg} \frac{\alpha_c}{2} - 2 \left(1 - \frac{b}{h}\right)}{\frac{D_{\min}}{h}} \quad (4.26)$$

Fig.4.26



La un raport dat al diametrelor extreme, gradul maxim de curbare devine:

$$\frac{D_{\min}}{h} \leq \frac{0,95 \frac{l_p}{h} \operatorname{ctg} \frac{\alpha_c}{2} - 2 \left(1 - \frac{b}{h}\right)}{\frac{D_{\max}}{D_{\min}} - 1} \quad (4.27)$$

Având în vedere valorile parametrilor adimensionali l_p/h , b/h și α_c pentru curele trapezoidale late și clasice se pot stabili limitele domeniilor de reglare funcție de tipul curelei și al variatorului.

Dimensionarea variatoarelor echipate prin cureaua trapezoidală lată se face prin determinarea diametrului minim $D_{\min}$ sau a înălțimii h

a curelei. Scriind expresia forței utile maxime (corespunzătoare rulării curelei pe $D_{\min}$) rezultă:

$$\begin{aligned} F_{t \max} &= \frac{2 M_{t1,2}}{D_{1,2 \min}} = 2 \cdot 10^6 \left(\frac{P}{\omega} \right)_{1,2} \frac{1}{D_{1,2 \min}} = \\ &= 2 \cdot 10^6 \left(\frac{P}{\omega} \right)_{1,2} \frac{1}{\left(\frac{D_{1,2 \min}}{h} \right) h} = \sigma_{ua} \cdot A_c = \sigma_{ua} \cdot h^2 \cdot k_A \end{aligned} \quad (4.28)$$

unde: $A_c = h^2 \left[\frac{l_p}{h} + 2 \left(\frac{b}{h} - 1 \right) \operatorname{tg} \frac{\alpha_c}{2} \right]$ este aria transversală a curelei, iar $k_A = \left[\frac{l_p}{h} + 2 \left(\frac{b}{h} - 1 \right) \operatorname{tg} \frac{\alpha_c}{2} \right]$

Neglijând cel de-al doilea termen al parantezei rezultă $k_A \cong l_p/h$.

Din relația (4.28) se deduce „h”, una din dimensiunile prin care se identifică curelele trapezoidale late:

$$h = 100^3 \sqrt{2 \left(\frac{h}{l_p} \right) \left(\frac{P}{\omega} \right)_{1,2} \cdot \left(\frac{h}{D_{\min}} \right) \frac{1}{\sigma_{ua}}} \quad (4.29)$$

unde σ_{ua} este tensiunea utilă admisă.

Cu aceasta se poate calcula diametrul minim:

$$D_{\min} = \left(\frac{D_{\min}}{h} \right) h_{ef} \quad (4.30)$$

Dacă în relația (4.30) este determinat $D_{1 \min}$ (cazul variatoarelor care funcționează la $P(\omega) = \text{ct.}$) celelalte diametre rezultă din condiții cinematice și geometrice. Astfel

$$D_{2 \max} = (1 - \xi) i_{\max} \cdot D_{1 \min} \quad (4.31)$$

Pentru stabilirea relației între diametrele minime ale discurilor se scrie:

$$D_{1 \max} - D_{1 \min} \cong D_{2 \max} - D_{2 \min} \quad (4.32)$$

sau

$$D_{2 \max} = D_{1 \min} \cdot i_{\max} = D_{2 \min} + D_{1 \max} - D_{1 \min} \quad (4.33)$$

de unde împărțind succesiv cu $i_{\max}$ și $D_{2 \max}$ se obține:

$$\frac{D_{1 \min}}{D_{2 \min}} \left(1 + \frac{1}{i_{\max}} \right) = \frac{1}{i_{\max}} \left(\frac{i_{\min} + 1}{i_{\min}} \right) \quad (4.34)$$

sau

$$D_{2\min} = D_{1\min} \frac{(i_{\max} + 1)i_{\min}}{i_{\min} + 1} \quad (4.35)$$

Cel de-al patrulea diametru caracteristic este:

$$D_{1\max} = \frac{D_{2\min}}{(1-\xi)i_{\min}} \quad (4.36)$$

Distanța între axe trebuie să satisfacă următoarea condiție:

$$A \in [A_{\min} = 0,55(D_{1\max} + D_{2\max}), \quad A_{\max} = 3D_{2\max}] \quad (4.37)$$

4.8 Elemente de cinetostatica ale variatoarelor mecanice echipate prin curele trapezoidale late

La variatoarele echipate prin curea la care tensionarea se realizează datorită apăsării unor arcuri, calculul forței de apăsare (și deci dimensionarea arcului) se face pornind de la observația că unghiul de înfășurare β se împarte în două zone, unghi de aderență (β_{ad}) și unghi de alunecare (β_{al}). Pe cele două porțiuni ale arcului de înfășurare fenomenele de interacțiune dintre roată și curea sunt diferite.

Pe arcul de aderență (β_{ad}) alunecarea tangențială se consideră nulă, alunecarea radială devenind preponderentă.

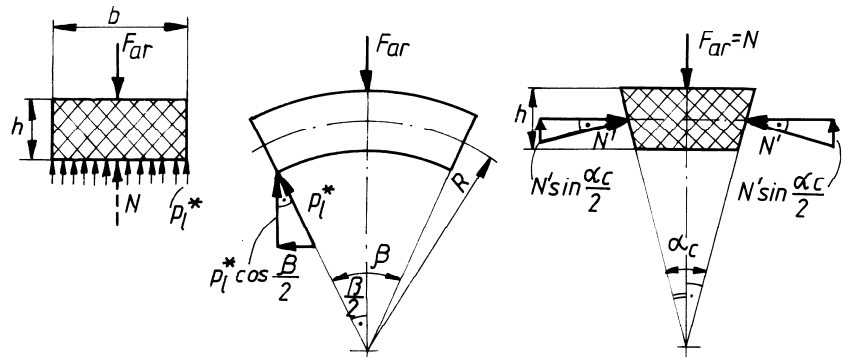
Pe arcul de alunecare (β_{al}) este preponderentă alunecarea tangențială, alunecarea radială fiind neglijabilă.

a. Forța axială rezultată din interacțiunea curea-roată permite dimensionarea dispozitivului de comandă și de revenire forțată a discurilor, fig. 4.27 și 4.28.

$$[F_{ax} = F_{ax}(T_{1,2}^*, F_t)]. \quad (4.38)$$

a₁. Pe arcele de aderență (β_{ad})_{1,2} efortul din curea (T), deformația acesteia și raza de înfășurare R se consideră constante. Analizând sistemul de forțe aferent unghiurilor de aderență (β_{ad})_{1,2} în contextul ipotezelor menționate, rezultă:

Fig 4.27



$$(F_{ax})_{ad1,2} = \frac{1}{2} N' \cos \frac{\alpha_c}{2} \wedge N' \sin \frac{\alpha_c}{2} = 2T \sin \frac{d\beta_{ad}}{2}. \quad (4.39)$$

Admițând aproximația:

$$\sin \frac{d\beta_{ad1,2}}{2} \cong \frac{d\beta_{ad1,2}}{2}, \quad (4.40)$$

$$\Rightarrow N' \sin \frac{\alpha_c}{2} = 2T_{1,2}^* \frac{d\beta_{ad1,2}}{2}.$$

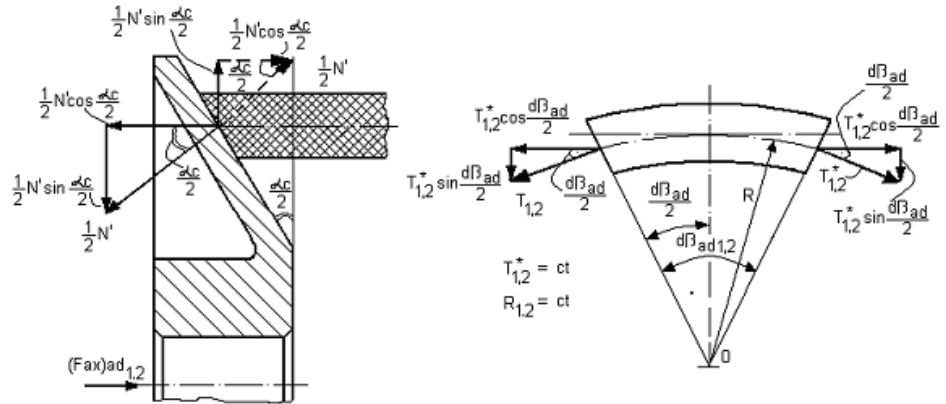
Însumând pe întregul unghi de aderență, se obține:

$$N' = \frac{T_{1,2}^*}{\sin \frac{\alpha_c}{2}} \beta_{ad1,2} \Rightarrow (F_{ax})_{ad1,2} = \frac{1}{2} T_{1,2}^* \beta_{ad1,2} \operatorname{ctg} \frac{\alpha_c}{2}. \quad (4.41)$$

a₂. Pe arcul de alunecare (β_{al}), forța T din curea, deformația curelei și razele de înfășurare R sunt variabile

Pentru a simplifica tratarea analitică se admite $R = \text{const.}$ Conform acestei ipoteze, pe arcul de alunecare, concomitent cu deplasarea tangențială, cureaua va executa și o mișcare în lungul generatoarelor roților. Această mișcare se asociază cu forțe de frecare, $\pm \mu_0 N'$ [semnul (+) pentru roata motoare și semnul (-) pentru roata condusă].

Fig. 4.28



Componenta axială rezultată ca efect al interacțiunii roată-curea va fi:

$$(F_{ax})_{al} = \frac{1}{2} N' \cos \frac{\alpha_c}{2} \pm \frac{1}{2} \mu_0 N' \sin \frac{\alpha_c}{2}. \quad (4.42)$$

Creșterea tensiunii din curea este tocmai forța tangențială, egală cu forța de frecare:

$$dT^* = T_1^* - T_2^* = F_t = 2\mu_0 N'. \quad (4.43)$$

Deci:

$$(F_{ax})_{al} = \left(\cos \frac{\alpha_c}{2} \pm \mu_0 \sin \frac{\alpha_c}{2} \right) \frac{F_t}{2\mu_0}. \quad (4.44)$$

Forța axială totală exercitată de curea asupra discurilor va fi:

$$F_{ax1,2} = (F_{ax})_{ad1,2} + (F_{ax})_{al1,2} =$$

$$= \left(\cos \frac{\alpha_c}{2} \pm \mu_0 \sin \frac{\alpha_c}{2} \right) \frac{F_t}{2\mu_0} + \frac{1}{2} T_{1,2}^* \beta_{ad1,2} \operatorname{ctg} \frac{\alpha_c}{2}. \quad (4.45)$$

Forța datorată interacțiunii roată curea (cu care se dimensionează arcul care asigură revenirea discului mobil) se poate calcula cu relația aproximativă:

$$F_{ax} = \frac{c F_t \cos \frac{\alpha_c}{2}}{2\mu} \quad (4.46)$$

$c = 1,2-1,4$ apăsare pe discurile motoare

$c = 1,7-2,2$ apăsare pe discurile conduse

$\mu = 0,3-0,35$

Precizare. În cazul variatoarelor cu element intermediar flexibil (cu curea trapezoidală lată), atât la discurile comandate, cât și la cele cu revenire forțată se impun măsuri constructive care să împiedice coroziunea de contact și blocarea ajustajului alunecător dintre discurile jumelate.

4.9 Probleme

4.1.

Un variator frontal trebuie să transmită o putere $P = 6 \text{ kW}$, la o turație $n_1 = 1450 \text{ rot/min}$. Să se determine raza rolei conducătoare și forța de apăsare necesară, dacă corpurile de rostogolire sînt confecționate din oțel cu $\sigma_{Hp} = 8000 \text{ daN/cm}^2$, $E = 2,1 \cdot 10^6 \text{ daN/cm}^2$ și $\mu = 0,15$, variatorul funcționînd fără ungere; gama de reglare a turației $G = 3$.

Rezolvare :

Se alege $c = 1,25$ (v. tabelul 65) și $\Psi_D = 0,04$, calculîndu-se, din condiția de rezistență la solicitarea de contact, raza rolei :

$$R = \sqrt[3]{\left(\frac{130}{\sigma_{Hp}}\right)^2 \frac{cE}{\mu \Psi_D} \frac{P}{n_1}} = \sqrt[3]{\left(\frac{130}{8000}\right)^2 \frac{1,25 \cdot 2,1 \cdot 10^6}{0,15 \cdot 0,04} \cdot \frac{6}{1430}} \approx 8 \text{ cm}.$$

Lățimea rolei :

$$B = \Psi_D D_1 = 0,04 \cdot 16 = 0,64 \text{ cm} = 0,64 \text{ cm} \approx 6,5 \text{ mm}.$$

Razele limită de contact ale discului condus :

$$r_{2\min} = 0,4 R_1 = 0,4 \cdot 8 = 3,2 \text{ cm}; \quad r_{2\max} = G r_{2\min} = 3 \cdot 3,2 = 9,6 \text{ cm}.$$

Forța de apăsare necesară :

$$Q = \frac{e}{\mu} \frac{M_{t1}}{R_1} = \frac{1,25}{0,15} \cdot \frac{401}{8} = 418 \text{ daN},$$

Unde :

$$M_{t1} = 95500 \frac{P}{n_1} = 95500 \frac{6}{1430} = 401 \text{ daN} \cdot \text{cm}.$$

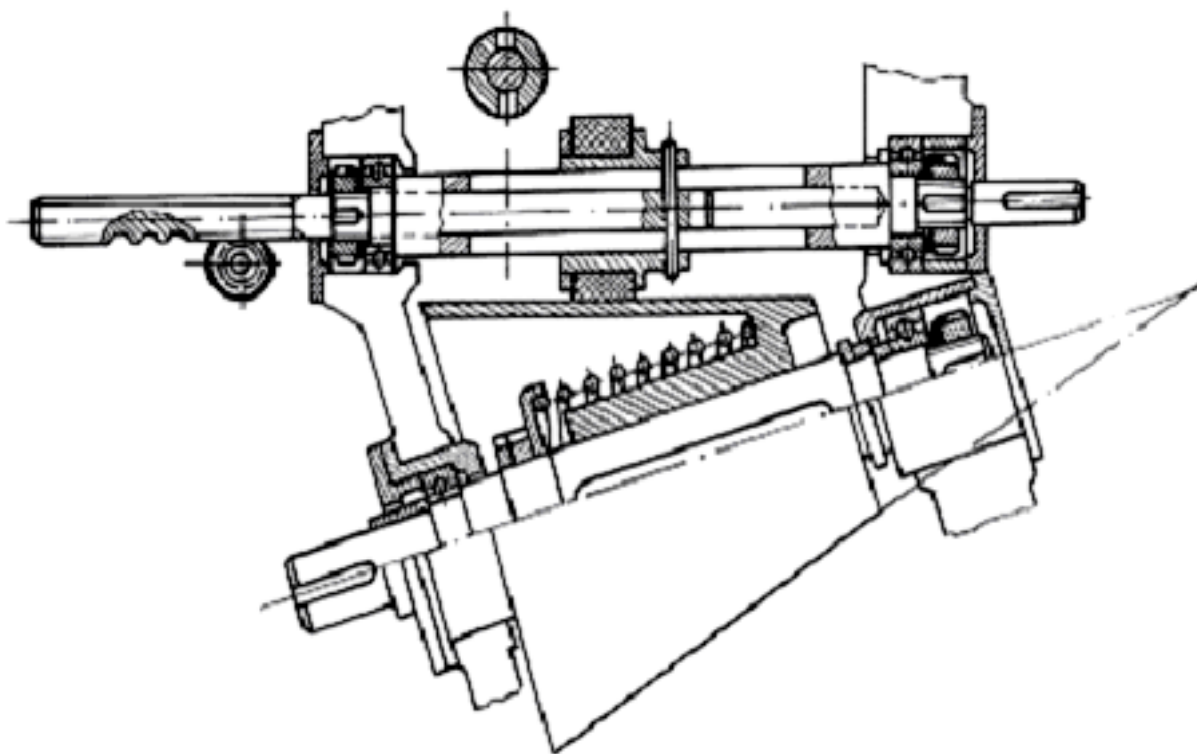
Se calculeaza rapoartele la transmitere limita :

$$i_{\max} = \frac{r_{2\max}}{r_1} = \frac{9,6}{8} = 1,2; i_{\min} = \frac{r_{2\min}}{R_1} = \frac{3,2}{1} = 0,4.$$

4.2

Să se calculeze variatorul conic din figura 4.29 , capabil sa transmita o putere $P=2\text{kW}$, la o turație $n_1=2960 \text{ rot/min}$, cu o gamă de reglare a turației $G=2,5$. Rola conducătoare este executată din textolit , iar conul din oțel.

Fig.4.29



Rezolvare :

Se determină raza rolei conducătoare :

$$R_1 = \sqrt[3]{\left(\frac{162}{\sigma_{Hp}}\right)^2 \frac{cE_{rcd}}{\mu\psi_D} \frac{P}{n_1}} = \sqrt[3]{\left(\frac{162}{1000}\right)^2 \cdot \frac{1,3 \cdot 0,1166 \cdot 10^6}{0,3 \cdot 0,05} \cdot \frac{2}{2960}}$$

Unde : $\mu = 0,3$ j; $\psi_D = 0,05$:

$c=1,3$ (v.tabelul 64); $\sigma_{ak}=1000 \text{ daN/cm}^2$;

$$E_{rcd} = \frac{2E_1E_2}{E_1 + E_2} = \frac{2 \cdot 6 \cdot 10^3 \cdot 2,1 \cdot 10^5}{6 \cdot 10^3 + 2,1 \cdot 10^5} = 0,1166 \cdot 10^5 \text{ daN/cm}^2;$$

$$E_1 = 6 \cdot 10^4 \text{ daN/cm}^2 \text{ și } E_2 = 2,1 \cdot 10^6 \text{ daN/cm}^2$$

Lățimea rolei :

$$B = \Psi_D D_1' 0,05 \cdot 11,4 \approx 0,6 \text{ cm.}$$

Razele de contact limită ale roții conice :

$$r_{2\min} = 0,4 R_1 = 0,4 \cdot 5,7 \approx 2,3 \text{ cm ;}$$

$$r_{2\max} = G r_{2\min} = 2,5 \cdot 2,3 = 5,75 \text{ cm.}$$

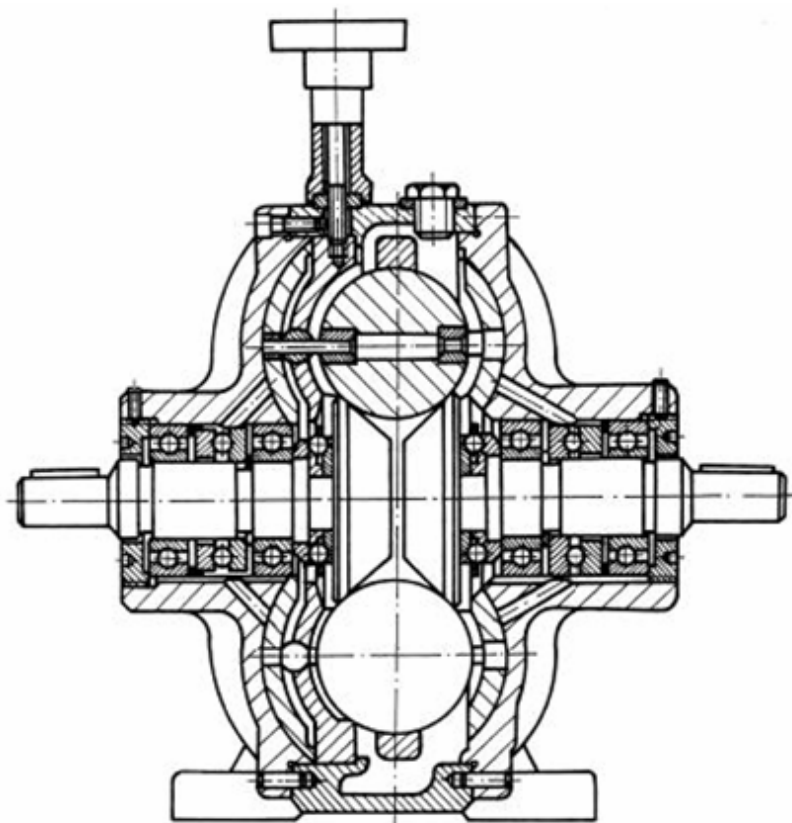
Forța de apăsare necesară :

$$Q = 95500 \frac{P}{n_1} \frac{c}{\mu R_1} \sin \frac{\alpha}{2} = 95500 \frac{2}{2960} \cdot \frac{1,3}{0,3 \cdot 5,7} \sin 60^\circ / 2$$

4.3.

Să se calculeze variatorul sferic din fig.4.30. Se cunosc : $P = 75 \text{ W}$, $n_1 = 1450 \text{ rot/min}$, $n_{2\max} = 4200 \text{ rot/min}$, materialul bilelor și conurilor fiind oțelul din rulmenți.

Fig.4.30



Rezolvare :

Se determină rapoartele de transmitere limită ale variatorului (v.tabelul 5.6) :

$$i_{\max} = \frac{n_1}{n_{2\min}} = \frac{1450}{560} = 2,59; i_{\min} = \frac{n_1}{n_{2\max}} = \frac{1450}{4200} = 0,345.$$

Se verifică gama de reglare a turației :

$$G = \frac{n_{2\max}}{n_{2\min}} = \frac{4200}{560} = 7,5 < 9.$$

Se alege raza bilelor :

$$2r_b \leq \frac{84830}{n_1} = \frac{84830}{1450} = 59,5 \text{ mm}$$

Adoptându-se $2r_b = 50 \text{ mm}$, conform STAS 5906-70.

Se adoptă distanța dintre axa conurilor și centrele bilelor :

$$c = 2,25 r_b = 2,25 \cdot 2,5 = 5,6 \text{ cm}$$

și semiunghiul de rostogolire :

$$\alpha = 45^\circ$$

Se calculează unghiul de înclinare al axei bilelor , față de poziția neutră :

$$\text{tg } \gamma_{\max} = \frac{1}{\text{tg } \alpha} \frac{1 - i_{\max}}{1 + i_{\min}} = \frac{1}{\text{tg } 45^\circ} \cdot \frac{1 - 2,59}{1 + 2,59} = -0,442, \text{ rezultând}$$

$$\gamma_{\max} = 23,88^\circ ;$$

$$\text{tg } \gamma_{\min} = \frac{1}{\text{tg } \alpha} \frac{1 - i_{\min}}{1 + i_{\max}} = \frac{1}{\text{tg } 45^\circ} \frac{1 - 0,345}{1 + 0,345} = 0,4869, \text{ rezultând } \gamma_{\min}$$

$$= 25,96^\circ ;$$

Se adoptă : $|\gamma_{\max}| = \gamma_{\min} = 26^\circ ;$

Se calculează numărul maxim posibil de bile :

$$p_{\max} = \frac{180^\circ}{\arcsin \frac{r_b}{c}} = \frac{180}{\arcsin \frac{2,5}{5,6}} = 6,79,$$

Adoptându-se numărul de bile al variatorului $p = p_{\min} = 3$. Se calculează raza de contact a conurilor .

$$R = C - r_b \cos \alpha = 5,6 - 2,5 \cos 45^\circ = 3,83 \text{ cm}.$$

Distanța axială dintre punctele de contact ale conurilor :

$$B = 2 r_b \sin \alpha = 2 \cdot 2,5 \cdot \sin 45^\circ = 3,5 \text{ cm}.$$

Forța normală admisibilă, din punct de vedere al rezistenței la solidicitatea de contact,

$$F_{\text{nadm}} = \frac{8 \rho_{\text{red min}}^2 \sigma_{\text{Hp}}^3}{E^2} = \frac{8 \cdot 0,683^2 \cdot 30000^3}{(2,1 \cdot 10^6)^2} = 23 \text{ daN},$$

Unde:

$$\rho_{\text{red min}} = \frac{1}{\frac{\cos |\gamma_{\max}|}{R} + \frac{1}{r_b \cos(\alpha + |\gamma_{\max}|)}} = \frac{1}{\frac{\cos 26^\circ}{3,83} + \frac{1}{2,5 \cos(45 + 26)}}$$

$$E = 2,1 \cdot 10^6 \text{ daN} / \text{cm}^2.$$

Forța normală necesară transmiterii sarcinii date în tema de proiectare :

$$F_{nec} = \frac{cM_{t1}}{R\mu p} = \frac{1,25 \cdot 5}{3,83 \cdot 0,04 \cdot 3} \approx 14 daN,$$

Unde : $c=1,25$, $\mu=0,04$;

$$M_{t1} = 95500 \frac{P}{n_1} = 9550 \frac{0,075}{1450} \approx 5 daN \cdot cm.$$

Rezultă :

$$F_{nec} = 14 daN < F_{nadm} = 23 daN,$$

variatorul rezistînd la solicitarea de contact.

Forța axială de apăsare necesară :

$$Q_{nec} = pF_{nec} \sin \alpha = 3 \cdot 14 \sin 45^\circ \approx 30 daN.$$

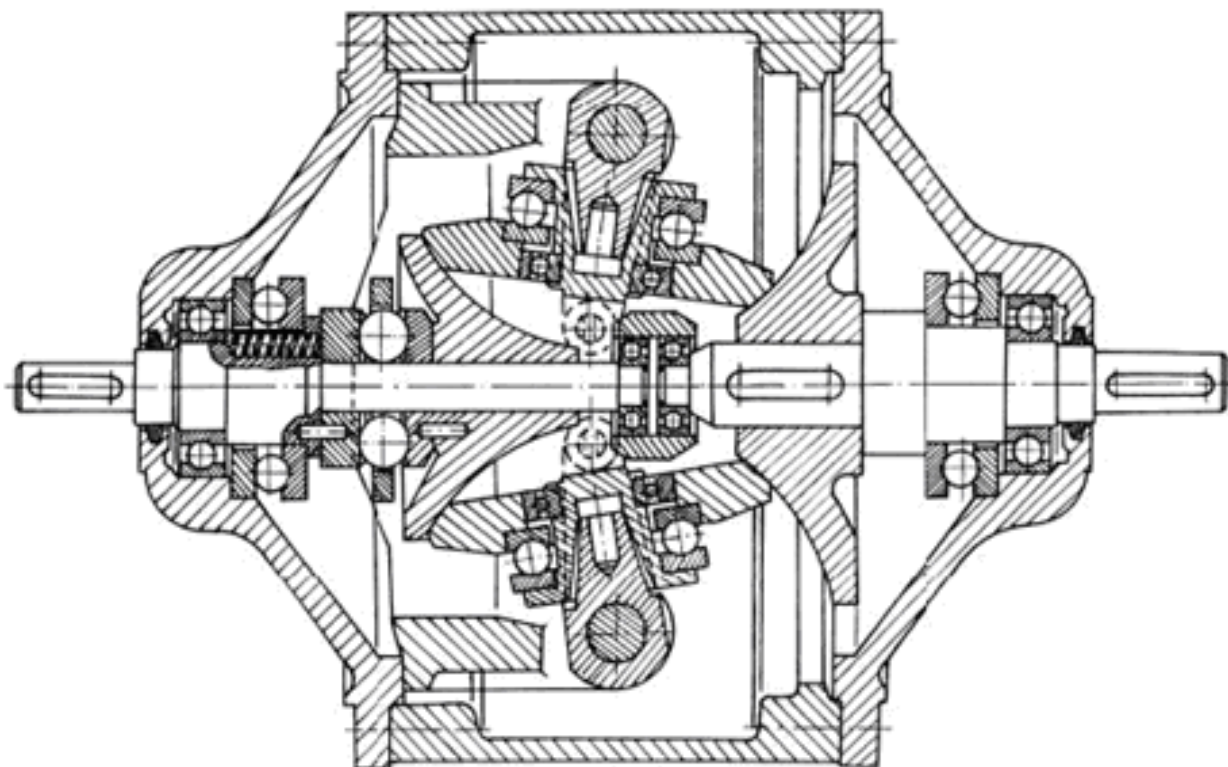
4.4.

Variatorul toroidal din figura 4.31 transmite o putere $P=4,5kW$,

La o turație $n_1=1440$ rot/min. Cunoșcînd gama de reglare a turației $G = \frac{n_{2max}}{n_{2min}} = 4$, să se efectueze calculul cinematic și de

rezistență. Rolele intermediare se execută din textolit și sunt în număr de două ($p=2$), talerele fiind executate din oțel.

Fig.4.31



Rezolvare :

Se aleg : raza minimă de contact a talerelor $r_{\min}=50\text{mm}$, raza de curbură a talerelor $R_0=84\text{mm}$, raza rolei intermediare $R_r=64\text{mm}$.

Se calculeaza raza maximă de contact a talerelor

$$r_{\max} = \sqrt{G r_{\min}} = \sqrt{5 \cdot 4} = 10\text{cm}$$

Se stabilește distanța de la axa de contact a talerelor la articulația axei rolei intermediare :

$$H=1,25 r_{\max} = 1,25 \cdot 10 = 12,5 \text{ cm.}$$

Se calculeaza turațiile limită ale arborelui de ieșire :

$$n_{2\max} = n_1 \sqrt{G} = 1440 \sqrt{4} = 2880 \text{rot / min}; n_{2\min} = \frac{n_1}{\sqrt{G}} = \frac{1440}{\sqrt{4}}$$

Se calculeaza turațiile limita ale rolei intermediare :

$$n_{3\max} = \frac{r_{1\max}}{R_r} n_1 = \frac{10}{6,4} \cdot 1440 = 2250 \text{rot / min};$$

$$n_{3\min} = \frac{r_{1\min}}{R_r} n_1 = \frac{5}{6,4} \cdot 1440 = 1125 \text{rot / min};$$

Forța tangențială maximă , la talerul conducător , corespunzătoare razei minime de contact :

$$F_{t\max 1} = 95500 \frac{P}{n_1} \frac{1}{r_{\min}} = 95500 \frac{4,5}{1440} \frac{1}{5} = 60 \text{daN}.$$

Forța normală maximă dintre talerul conducător și o rolă intermediară :

$$F_{n_{\max 1}} = \frac{c F_{t\max 1}}{p \mu} = \frac{2 \cdot 60}{2 \cdot 0,25} = 240 \text{daN},$$

$$\text{Unde : } \mu = 0,25; e = 2.$$

Se calculează forțele necesare de apăsare (axiale) la cele două talere :

$$Q_1 = p F_{n_{\max 1}} \sin \alpha_1 = 2 \cdot 240 \sin 26^\circ 45' = 216 \text{daN};$$

$$Q_2 = Q_1 \frac{r_{\max}}{r_{\min}} = 216 \frac{10}{5} = 432 \text{daN},$$

Unde:

$$\cos \alpha_1 = \frac{H - r_{\min}}{R_0} = \frac{12,5 - 5}{84} = 0,892; \alpha_1 = 26^\circ 45'.$$

Se calculează forța axială de apăsare la rola intermediară :

$$Q_3 = F_{n_{\max 1}} \cos \theta + \frac{Q_2}{p \sin \alpha_2} \cos \theta = 240 \cos 49^\circ 38' + \frac{432}{2 \sin 72^\circ 41'} \cos 49^\circ 38' \\ = 302 \text{ON}$$

Unde :

$$\cos \alpha_2 = \frac{H - r_{\max}}{R_0} = \frac{12,5 - 10}{8,4} = 0,2976;$$

$$\alpha_2 = 72^\circ 41'; \sin \theta = \frac{R_r}{R_0} = \frac{6,4}{8,4} \approx 0,762; \theta = 49^\circ 38'.$$

Se verifică variatorul la solicitarea de contact :

$$\sigma_{k_{\max}} = \sqrt{\frac{0,35 F_{n \max}}{B \left(\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_3} \right)} \cdot \frac{r_{\min} + R_0}{R_0 r_{\min}}} = \sqrt{\frac{0,35 \cdot 240}{2 \left(\frac{1}{2,1 \cdot 10^6} + \frac{1}{6 \cdot 10^4} \right)} \cdot \frac{5 + 8,4}{5 \cdot 8,4}}$$

Unde :

$$B = 0,2 r_{\max} = 0,2 \cdot 10 = 2 \text{ cm}; E_1 = 2,1 \cdot 10^6 \text{ daN/cm}^2;$$

$$E_3 = 6 \cdot 10^4 \text{ daN/cm}^2$$

Unghiul canalului dispozitivului de apăsare cu bile :

$$\tan \gamma = \frac{M_{t2}}{Q_2 r} = \frac{573}{432 \cdot 3} = 0,442; \gamma_0 = 23^\circ 50',$$

Unde :

$$M_{t2} = 95500 \frac{P}{n_1} i \eta = 95500 \frac{4,5}{1440} 2 \cdot 0,96 = 573 \text{ daN/cm}^2$$

$$\eta = 0,96; r = 30 \text{ mm (adoptat constructiv)};$$

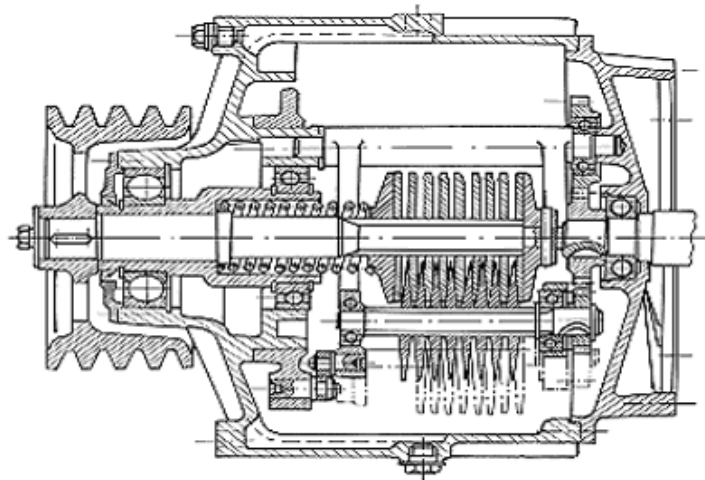
$$i = \sqrt{G} = \sqrt{4} = 2.$$

Se adoptă bile cu $\varnothing 7$ (STAS 5906-70).

4.5.

Să se efectueze calculul geometric și de rezistență al variatorului din figura 4.32. Se cunosc : $P = 20 \text{ kW}$, $n_1 = 1460 \text{ rot/min}$, $G = 4,5$, $n_{2\min} = 375 \text{ rot/min}$, $z_1 = 35$ și $z_{\text{int}} = 25$.

Fig.4.32



Rezolvare :

Determinarea dimensiunilor discurilor de fricțiune.

Se determină momentul de torsiune la arborele de intrare :

$$M_{t1} = 95500 \frac{P}{n_1} = 95500 \frac{20}{1460} = 1308 daN \cdot cm.$$

Momentul de torsiune la unul din arborii intermediari :

$$M_{tint} = \frac{M_{t1}}{p} i_a \eta_a^2 = \frac{1308}{3} \cdot 0,714 \cdot 0,96^2 = 287 daN \cdot cm,$$

Unde :

$$i_a = \frac{z_{int}}{z_1} = \frac{25}{35} = 0,714; p = 3; \eta_a = 0,96$$

Se determina turația arborilor intermediari

$$n_{int} = \frac{n_1}{i_a} = \frac{1460}{0,714} = 2045 rot / min$$

Și turația maximă a arborelui de ieșire

$$n_{2max} = n_{2min} G = 375 \cdot 4,5 = 1688 rot / min.$$

Se calculează rapoartele de transmitere limită dintre arborele intermediar și arborele de ieșire :

$$i_{max} = \frac{n_{int}}{n_{2min}} = \frac{2045}{375} = 5,45; i_{min} = \frac{n_{int}}{n_{2max}} = \frac{2045}{1688} = 1,21.$$

Se determină momentul maxim de torsiune la arborele de ieșire:

$$M_{t2max} = p M_{tint} i_{max} \eta = 3 \cdot 287 \cdot 5,45 \cdot 0,98 = 4599 daN \cdot cm,$$

Diametrul interior al porțiunii canelate a arborelui intermediar :

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{tint}}{0,2 \tau_{at}}} = \sqrt[3]{\frac{287}{0,2 \cdot 150}} \approx 2,14 cm$$

Unde : $\tau_{at} = 150 daN/cm^2$ (v. tabelul 68). Se adoptă un arbore canelat $32 \times 26 \times 6$, STAS 1769-68.

Diametrul arborelui condus :

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{M_{t2max}}{0,2 \tau_{at}}} = \sqrt[3]{\frac{4599}{0,2 \cdot 150}} \approx 5,5 cm$$

În funcție de d_2 calculat, din STAS 1004-71, se aleg dimensiunile secțiunii panii paralele montate pe acest arbore : $b = 16 mm$, $h = 10 mm$.

Se stabilesc razele de contact ale discurilor conice (minimă și maximă) :

$$r_{1min} = 1,1 \left(\frac{D}{2} + \delta_1 \right) = 1,1 \left(\frac{3,2}{2} + 0,3 \right) = 2,1 cm;$$

$$r_{1max} = r_{1min} G = 2,1 \cdot 4,5 \approx 9,5 cm,$$

Unde :

$D = 32 mm$ (conform STAS 1769-68); $\delta_1 = 3 mm$.

Se calculează lungimea liniei de contact a corpurilor de fricțiune :

$$B = 2 \left(r_{1min} - \frac{D}{2} - \delta_1 \right) = 2 \left(2,1 - \frac{3,2}{2} - 0,3 \right) = 0,4 cm.$$

Raza exterioară a discurilor conice :

$$R_1 = r_{1max} + \delta_2 = 9,5 + 0,3 = 9,8 cm$$

Unde:

$$\delta_2 = \frac{B}{2} + 1mm = \frac{0,4}{2} + 0,1 = 0,3cm$$

Raza exterioară a discurilor de fricțiune conduse :

$$R_2 = R_1 + \Delta_1 + \delta_3 - \left(\frac{D}{2} + \delta_1 \right) = 9,8 + 3,25 + 0,2 - \left(\frac{3,2}{2} + 0,3 \right)$$

Unde :

$$\Delta_1 = \frac{d_2 + h}{2} = \frac{5,5 + 1}{2} = 3,25cm; \delta_3 = 2mm;$$

$$h = 10mm (v. STAS 1004 + 71 =).$$

Raza medie de contact a discurilor conduse :

$$r_2 = R_2 - \frac{B}{2} = 11,35 - \frac{0,4}{2} = 11,15cm.$$

Raza interioară a carcasei variatorului :

$$R_c = r_2 + 2r_{1max} + \delta_2 + \delta_4 = 11,15 + 2 \cdot 9,5 + 0,3 + 0,8 = 31,25cm$$

Unde : $\delta_4 = 8mm$ (v. tabelul 68).

Grosimea medie a discului condus :

$$b_1 = b_2 - b_3 = 1 - 0,2 = 0,8cm,$$

Unde :

$$b_2 = 10mm \text{ și } b_3 = 2mm \text{ au fost alese constructiv}$$

Alegerea dimensiunilor roților dințate , care realizează legătura dintre arborele conducător și intermediar , în cazul apropierii maxime a acestor arbori :

$$A_{min} = R_2 + \frac{D}{2} + \delta_1 = 11,35 + \frac{3,2}{2} + 0,3 \approx 13,25cm.$$

Se calculează diametrul cercului de divizare al roții dințate montată pe arborele intermediar :

$$D_{dint} = mz_{int} = 0,4 \cdot 25 = 10cm,$$

cu $m = 4mm$ (adoptat constructiv).

Se verifică existența jocului dintre vârfurile dinților roților montate pe arborele conducător și , respectiv , intermediar , la apropierea maximă a celor doi arbori :

$$\Delta = A_{min} - 2m - D_{dint} \frac{i_a + 1}{2i_a} = 13,25 - 2 \cdot 0,4 - 10 \frac{0,714 + 1}{2 \cdot 0,714} = 0,45cm$$

Diametrul cercului de divizare al roții parazite :
 $D_{dp} = D_{d1} = 14cm$, obținându-se distanțele dintre axele roților :

$$D_{d1} = D_{dint} / i_a = 10 / 0,714 = 14cm.$$

Se adoptă diametrul cercului de divizare al roții parazite :

$$D_{dp} = D_{d1} = 14cm, \text{ obținându-se distanțele dintre axele roților :}$$

$$A_1 = \frac{D_{dint} + D_{dp}}{2} = \frac{10 + 14}{2} = 12cm;$$

$$A_2 = \frac{D_{d1} + D_{dp}}{2} = \frac{14 + 14}{2} = 14cm;$$

Numărul de dinți al roții parazite :

$$z_p = \frac{D_{dp}}{m} = \frac{14}{0,4} = 35.$$

Calculul de verificare al discurilor de fricțiune , la solicitarea de contact.

Se calculează forța tangențială maximă :

$$F_{t\max1} = \frac{M_{t\text{int}}}{2zr_{1\min}} = \frac{287}{2 \cdot 4 \cdot 2,1} = 17 \text{ daN}.$$

Se calculează forța normală maximă :

$$F_{n\max1} = \frac{cF_{t\max1}}{\mu} = \frac{1,2 \cdot 17}{0,035} = 583 \text{ daN},$$

Unde : $\mu = 0,035$ și $c=1,2$.

Forța de apăsare axială :

$$Q = pF_{n\max1} \cos \gamma = 3 \cdot 583 \cos 2^\circ = 1799 \text{ daN},$$

Cu: $\gamma = 2^\circ$.

Se verifică efortul unitar efectiv de contact :

$$\sigma_k = 0,418 \sqrt{\frac{F_{n\max1} E}{B} \frac{\rho_1 + \rho_2}{\rho_1 \rho_2}} = 0,418 \sqrt{\frac{583 \cdot 2,1 \cdot 10^6}{0,4} \frac{60 + 319,5}{60 \cdot 319,5}}$$

Unde :

$$\rho_1 = \rho_{1\min} = \frac{r_{1\min}}{\sin \gamma} = \frac{2,1}{\sin 2^\circ} \approx 60 \text{ cm}; \rho_2 = \frac{r_2}{\sin \gamma} = \frac{11,5}{\sin 2^\circ} \approx 319,5 \text{ m}$$

4.6.

Să se calculeze variatorul cu conuri deplasabile și inel rigid (fig 4.33), capabil să transmită puterea $P=2,8 \text{ kW}$, la o turație $n_1=1440 \text{ rot/min}$ și cu o gamă de reglare a turației $G=6,25$. Inelul se execută din oțel cu $\sigma_{Hp}=6000 \text{ daN/cm}^2$.

Rezolvare :

Se calculează turațiile la arborele de ieșire :

$$n_{2\max} = n_1 \sqrt{G} = 1440 \sqrt{6,25} = 3600 \text{ rot / min};$$

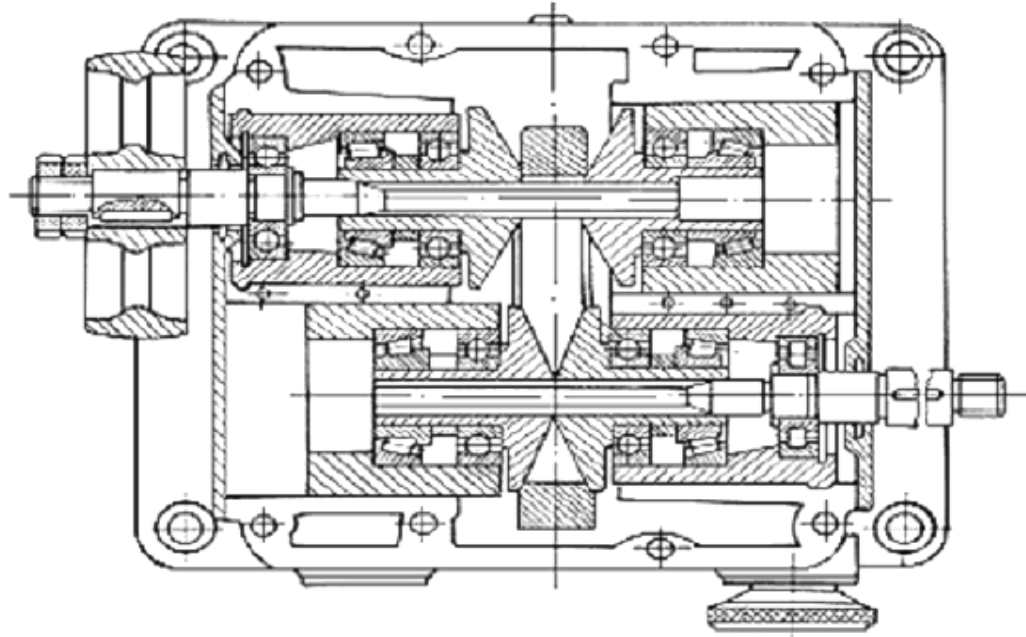
$$n_{2\min} = \frac{n_1}{\sqrt{G}} = \frac{1440}{\sqrt{6,25}} = 576 \text{ rot / min};$$

Rapoartele de transmitere limită :

$$i_{\max} = \frac{n_1}{n_{2\min}} = \frac{1440}{576} = 2,5;$$

$$i_{\min} = \frac{n_1}{n_{2\max}} = \frac{1440}{3600} = 0,4$$

Fig.4.33



Se calculează momentul de torsiune maxim la arborele condus:

$$M_{t2\max} = 95500 \frac{P}{n_{2\min}} \eta = 95500 \frac{2,8}{576} \cdot 0,85 = 295 \text{ daN} \cdot \text{cm},$$

Unde : η , 0,85

Se determină diametrul arborelui condus :

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{M_{t2\max}}{0,2\tau_{at}}} = \sqrt[3]{\frac{395}{0,2 \cdot 150}} \approx 2,4 \text{ cm}$$

Adoptîndu-se $d_2 = 24 \text{ mm}$.

Se adoptă raza minimă de contact $r_{\min} = d_2 = 24 \text{ mm}$ și se calculează raza maximă de contact :

$$r_{\max} = r_{\min} \sqrt{G} = 24 \sqrt{6,25} = 60 \text{ mm}$$

Se adoptă diametrele limită ale conurilor :

$$D_2 = 2r_{\max} + 15 \text{ mm} = 2 \cdot 60 + 15 = 135 \text{ mm};$$

Se adoptă distanța dintre axe :

$$A = 1,15 D_2 = 1,15 \cdot 135 = 155 \text{ mm}.$$

Forța tangențială maximă :

$$F_{t\max} = \frac{M_{t2\max}}{r_{\max}} = \frac{395}{6} = 66 \text{ daN}$$

Și forța normală maximă dintre inel și un con de pe arborele de ieșire :

$$F_{n\max} = \frac{c F_{t\max}}{2\mu} = \frac{1,35 \cdot 66}{2 \cdot 0,2} = 223 \text{ daN}$$

Unde : $c = 1,35$; $\mu = 0,2$.

Forța axială de apăsare maximă :

$$Q_{\max} = F_{n\max} \sin \alpha / 2 = 223 \sin \frac{130^\circ}{2} = 202 \text{ daN}$$

Lăţimea de contact dintre inel şi con se determină din condiţia de rezistenţă la contact :

$$B = \left(\frac{0,418}{\sigma_{Hp}} \right)^2 \frac{F_{n\max}}{\rho_{red}} E_{red} = \left(\frac{0,418}{6000} \right)^2 \cdot 223 \cdot 0,1339 \cdot 2,1 \cdot 10^6$$

Unde :

$$E_{red} = 2,1 \cdot 10^6 \text{ daN} / \text{cm}^2 \text{ (v.tabelul.AII -18);}$$

$$\frac{1}{\rho_{red}} = \frac{1}{\rho_1} - \frac{1}{\rho_2} = \frac{1}{5,7} - \frac{1}{24,1} = 0,1339 \text{ cm}^{-1};$$

$$\rho_1 = \frac{r_{\min}}{\cos \alpha / 2} = \frac{2,4}{\cos 130^\circ / 2} \approx 5,7 \text{ cm}$$

$$\rho_1 = \left(r_{\min} + \frac{A}{2} \right) \frac{1}{\cos \alpha / 2} = \left(2,4 + \frac{15,5}{2} \right) \frac{1}{\cos \frac{130^\circ}{2}} = 24,1 \text{ cm.}$$

Deplasarea axială maximă a conurilor mobile :

$$X = \frac{d_{\max} - d_{\min}}{2} \operatorname{tg} \frac{180 - \alpha}{2} = \frac{2 \cdot 6 - 2 \cdot 2,4}{2} \operatorname{tg} \frac{180^\circ - 130^\circ}{2}$$

4.7.

Să se dimensioneze variatorul cu conuri deplasabile şi cureaa trapezoidală normală (fig.4.34) , capabil să transmită puterea $P=2,2$ kW la o turaţie $n_1=750$ rot/min . Se cunosc turaţiile limită la arborele de ieşire $n_{2\min}=375$ rot/min şi $n_{2\max}=1500$ rot/min . Încărcarea este constantă , instalaţia funcţionând într-un singur schimb. Variatorul antrenează un transportor cu bandă , fiind antrenat la rîndul său de un motor de curent alternativ cu moment de pornire ridicat.

Rezolvare :

Gama de reglare a turaţiei (v.tabelul 6.0):

$$G = \frac{n_{2\max}}{n_{2\min}} = \frac{1500}{375} = 4.$$

Se stabilesc rapoartele de transmitere limită :

$$i_{\max} = \frac{750}{375} = 2; i_{\min} = \frac{n_1}{n_{2\max}} = \frac{750}{1500} = 0,5.$$

Se alege o curea trapezoidală tip B 17×11 , STAS 1164-71 şi un diametru minim de contact $d_{\min}=200$ mm, conform STAS 1162-67.

Se calculează diametrul maxim de contact :

$$d_{\max} = i_{\max} d_{\min} = 2 \cdot 200 = 400 \text{ mm}$$

Se alege o distanţă preliminară dintre axe :

$$A = 0,8(d_{\min} + d_{\max}) = 0,8(200 + 400) = 480 \text{ mm,}$$

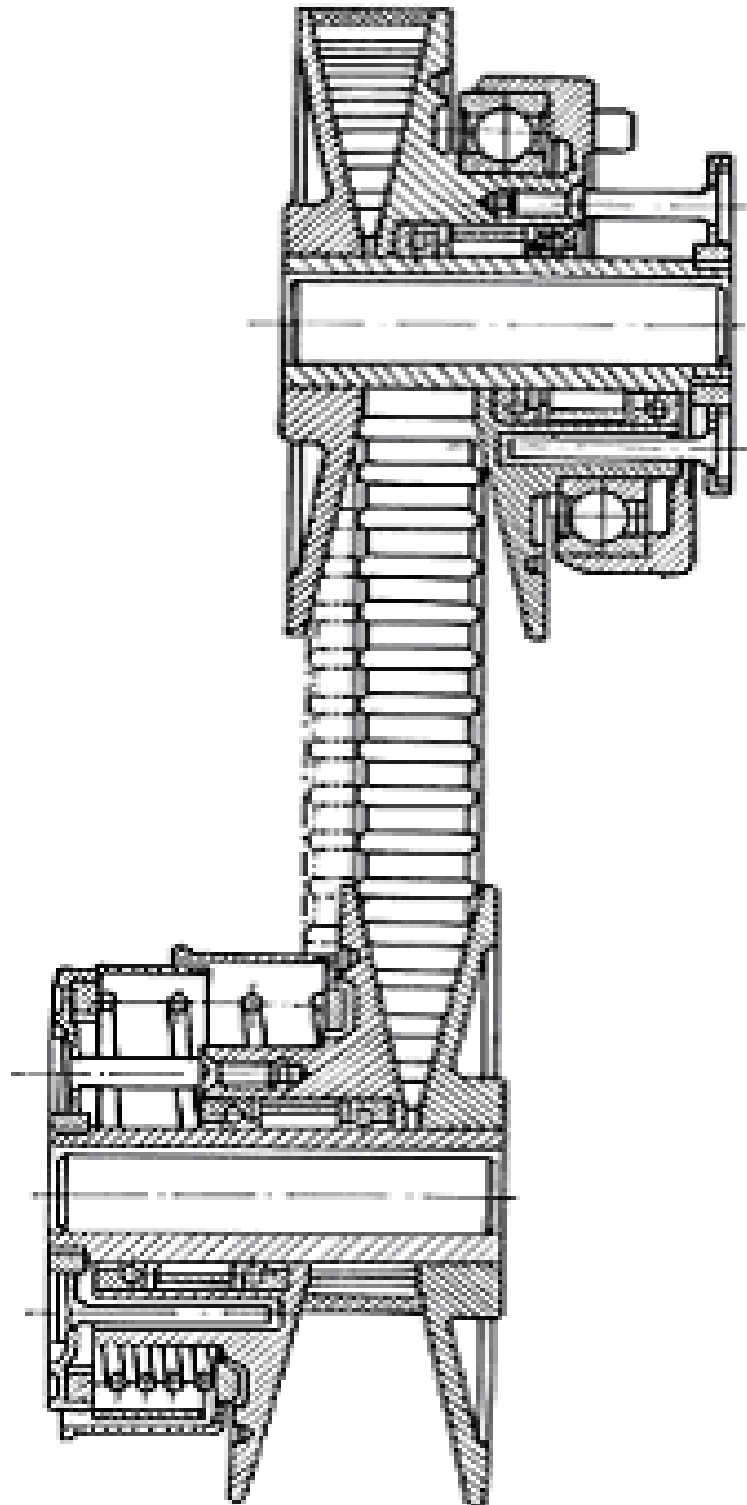
Conform prevederilor STAS 1163-71.

Se calculează unghiul dintre ramurile curelei :

$$\gamma = 2 \arcsin \frac{d_{\max} - d_{\min}}{2A} \approx 57,3 \frac{d_{\max} - d_{\min}}{A} = 57,3 \frac{400 - 200}{480}$$

Şi unghiul de înfaşurare minim :

Fig. 4.34



$$\beta_{\min} = 180^\circ - \gamma = 180^\circ - 23^\circ 53' = 156^\circ 7'$$

Se calculeaza lungimea primitivă a curelei :

Rotunjindu-se la valoarea standardizată $L_p = 2000\text{mm}$ (conform STAS 1164-71).

Se calculeaza distanța dintre axe definitivă :

$$A = p + \sqrt{p^2 - q} = 264,2 + \sqrt{264,2^2 - 5000} = 518,76\text{mm},$$

Unde

$$p = 0,25L_p - 0,393(d_{\max} + d_{\min}) = 0,25 \cdot 2000 - 0,393(200 + 400)$$

$$q = 0,125(d_{\max} - d_{\min})^2 = 0,125(400 - 200)^2 = 5000\text{mm}.$$

Se verifică viteza periferică maximă a curelei :

$$v_{\max} = \frac{\pi d_{\max} n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 400 \cdot 750}{60 \cdot 1000} = 15,7\text{m/s} < v_a = 30\text{m/s}$$

Se verifică dacă cureaua poate transmite puterea dată :

$$P_{\max} = z c_L c_B P_0 / c_f = 1 \cdot 0,98 \cdot 0,94 \cdot 3,48 / 1,1 = 2,9\text{kW} > P = 2\text{kW}$$

Unde : $c_f = 1$ (v.tabelul 3 din STAS 1163-71); $c_L = 0,98$ (v.tabelul 4 din STAS 1163-71);

$c_B = 0,94$ (v.tabelul 5 din STAS 1163-71); $z = 1$ (variatorul ales are o singura curea).

Se verifică frecvența încovoierilor curelei :

$$f = x \frac{v_{\max}}{L_p} \cdot 10^3 = 2 \frac{15,7}{2000} \cdot 10^3 = 15,7 < 40.$$

Se calculează forța periferică transmisă :

$$F_{t\min} = 10^2 \frac{P}{v_{\max}} = 10^2 \frac{2,2}{15,7} = 14\text{daN},$$

$$F_{t\max} = 10^2 \frac{P}{v_{\min}} = 10^2 \frac{2,2}{7,85} = 28\text{daN}$$

$$\text{Unde : } v_{\min} = \frac{\pi d_{\min} n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 200 \cdot 750}{60 \cdot 1000} = 7,85\text{m/s}$$

Forța de întindere a curelei :

$$S_a = 1,75 F_{t\max} = 1,75 \cdot 28 = 49\text{daN}.$$

Se calculează forța de apăsare axială maximă :

$$Q_{\max} = \frac{c F_{t\max}}{2\mu} \cos \frac{\alpha}{2} = \frac{1,4 \cdot 28}{2 \cdot 0,3} \cos \frac{40^\circ}{2} = 64\text{daN}$$

Și minimă :

$$Q_{\min} = \frac{c F_{t\min}}{2\mu} \cos \frac{\alpha}{2} = \frac{1,4 \cdot 14}{2 \cdot 0,3} \cos \frac{40^\circ}{2} = 32\text{daN}$$

Unde : $\mu = 0,3$ și $c = 1,4$ și $\alpha = 40^\circ$.

Forța de apăsare pe arbori :

$$R = 2 A_c \sigma_0 \sin \frac{\beta_{\min}}{2} = 2 \cdot 1,43 \cdot 12 \cdot \sin \frac{156^\circ 7'}{2} \approx 8\text{daN}, \text{ unde:}$$

$$\sigma_0 = 12 \text{ daN/cm}^2; A_c = \left(a - h \cdot \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \right) h = \left(1,7 - 1,1 \operatorname{tg} \frac{40^\circ}{2} \right) 1,1 = 1,43 \text{ cm}^2;$$

$a=17 \text{ mm}$ și $h=11 \text{ mm}$ (conform STAS 1164-71).

Deplasarea axială maximă a conului mobil :

$$X = \frac{d_{\max} - d_{\min}}{2} \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} = \frac{400 - 200}{2} \operatorname{tg} \frac{40^\circ}{2} = 36,4 \text{ mm}$$

Dimensiunile conurilor :

$$D_1 = d_{\min} - 2(h - b) - 3 \text{ mm} = 200 - 2(11 - 4,1) - 3 \approx 183 \text{ mm};$$

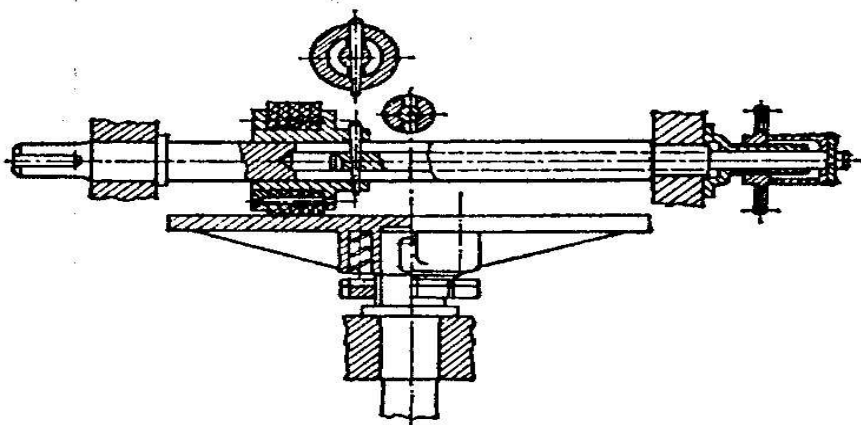
$$D_2 = d_{\max} + 2b + 10 \text{ mm} = 400 + 2 \cdot 4,1 + 10 \approx 418 \text{ mm}$$

Și $b=4,1 \text{ mm}$ (conform STAS 1164+71).

4.8.

Să se verifice dacă variatorul frontal din fig. 4.35, avînd raza rolei conducătoare $R_1=10 \text{ cm}$, poate transmite puterea $P=5 \text{ kW}$, la o turație $n_1=1500 \text{ rot/min}$. Se adoptă: $c=1,2$, $\mu=0,25$, $\sigma_{Hp}=1000 \text{ daN/cm}^2$, $B=5 \text{ cm}$. Rola se executa din textolit iar discul din oțel. Să se calculeze și forța necesară de apăsare.

Fig.4.35



4.9.

Să se verifice dacă un variator conic este capabil să transmită puterea $P=2 \text{ kW}$, la o turație $n_1=1000 \text{ rot/min}$. Se cunosc, $B=60 \text{ mm}$, $R_1=60 \text{ mm}$; materialul corpurilor de rostogolire – oțel cu duritatea de 320 HB. Se alege $c=1,2$, $\mu=0,2$. Să se calculeze și forța de apăsare necesară.

4.10.

La variatorul din prob.4.7, să se calculeze numărul de bile necesare pt. a transmite puterea $P=150 \text{ W}$.

4.11.

Variatorul toroidal din transmisia unei benzi transportatoare trebuie să transmită o putere $P=2,5 \text{ kW}$, la o turație de $n_1=840 \text{ rot/min}$. Se cunosc: $R_0=87 \text{ mm}$, $r_{\min}=45 \text{ mm}$, $r_{\max}=100 \text{ mm}$, $B=18 \text{ mm}$. Materialul rolelor – în număr de două ($p=2$) – este textolit, iar materialul talerelor: OLC 45.

Să se verifice variatorul la solicitarea de contact, dacă $c=2$ și $\mu=0,25$.

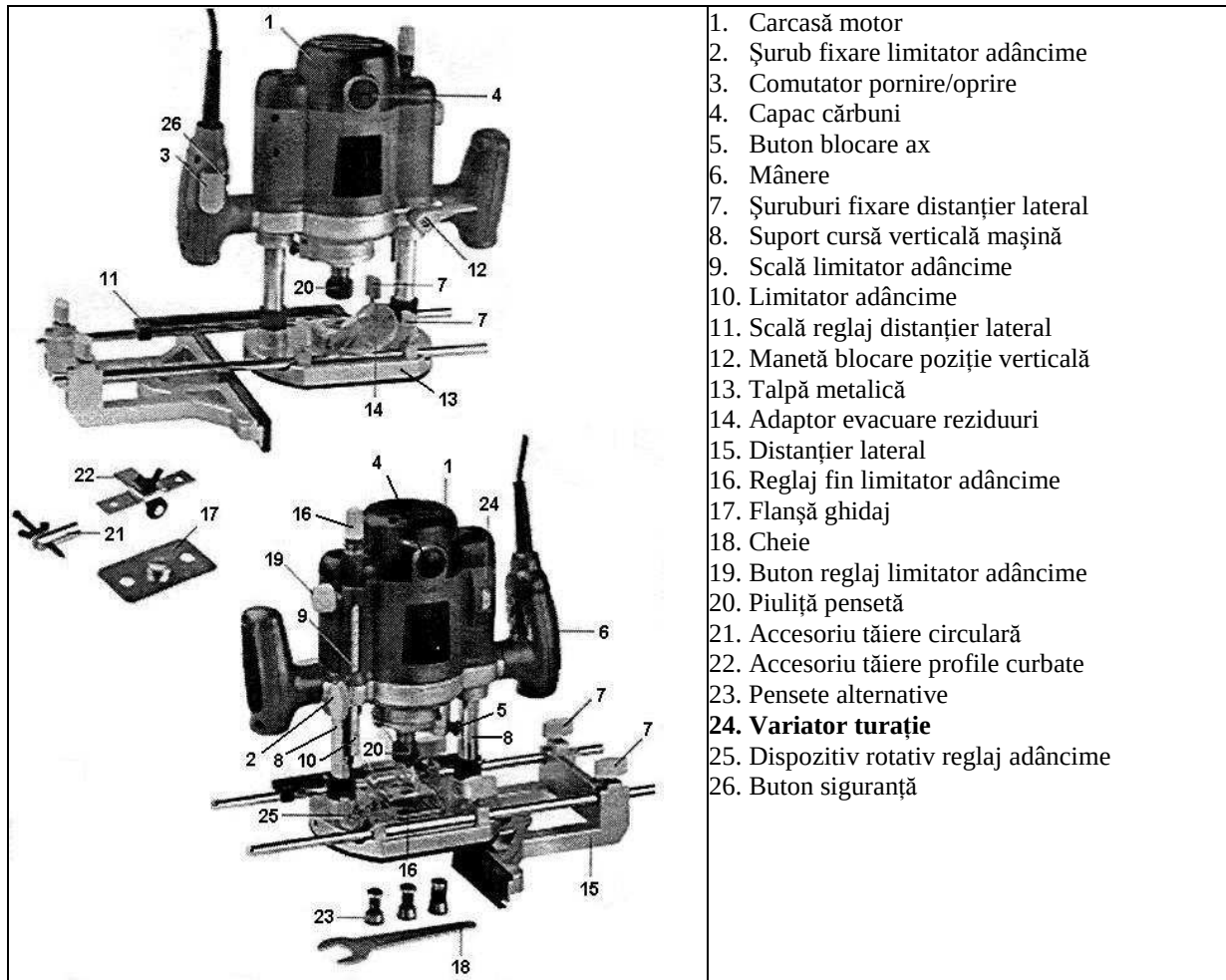
- 4.12.** Sa se determine forțele de apăsare necesare, la variatorul toroidal care transmite o putere $P=3\text{kW}$, la o turație $n_1=1000\text{rot/min}$ având gama de reglare $G = 6,25$. Se adoptă: $c=1,25$, $p = 2$, $\mu=0,2$.
- 4.13.** Să se verifice la solicitarea de contact, variatorul multidisc care transmite puterea $P=15\text{ kW}$ la o turație $n_1=1460\text{rot/min}$. Variatorul are $p=3$ arbori intermediari, pe fiecare fiind montate $z=4$ discuri din oțel, având raza de contact minimă $r_{1\min}=20\text{ mm}$; raza medie de contact a discurilor conduse $r_2=80\text{mm}$. Se adoptă: $c=1,2$, $\mu=0,03$, $i_a=0,03$, $B=4\text{ mm}$, $\gamma=2^\circ$, $\eta_a=0,97$, $\sigma_{Hp}=5000\text{daN/cm}^2$.
- 4.14.** Să se calculeze elementele geometrice și cinematice ale variatorului multidisc, la care se cunosc: gama de reglare a turației $G=4$, turația la arborii discurilor conducătoare $n_{\text{int}}=1800\text{rot/min}$, raza minimă de contact a discurilor conducătoare $r_{1\min}=20\text{ mm}$ și raza medie de contact a discurilor conduse $r_2=100\text{mm}$.
- 4.15.** Să se verifice variatorul cu conuri deplasabile și inel rigid, la care se cunosc: puterea de transmisie: $P = 2,3\text{ kW}$, turația la intrare $n_1=1440\text{rot/min}$, gama de reglare $G = 6,25$, raza de contact minimă $r_{\min}=25\text{ mm}$, lungimea linie de contact dintre inel și conuri $B=5\text{mm}$, $c = 1,3$, $\mu=0,2$ și $\sigma_{Hp} = 6000\text{ daN/cm}^2$.
- 4.16.** Variatorul cu conuri deplasabile și curea trapezoidală din fig. 5.36 transmite o putere $P = 4\text{ kW}$, la o turație $n_1=1440\text{ rot/min}$, având o gamă de reglare a turației $G = 4$. Se mai cunosc: diametrul de contact minim: $d_{\min}=180\text{ mm}$, $c=1,35$, $\mu=0,3$. Se cere să se efectueze calculul cinematic și geometric al variatorului și să se determine forțele de apăsare maximă și minimă, necesare dimensionării dispozitivului de apăsare.
- 4.17.** Calculați raportul de transmitere maxim, respectiv minim, pentru un variator simetric cu gama de reglare $\Delta_\omega=6$.
- 4.18.** Să se calculeze vitezele unghiulare extreme ale arborelui condus ($\omega_{2\min}$, $\omega_{2\max}$) pentru o transmitere tip “variator mecanic” la care se cunosc $\omega_1=150\text{ s}^{-1}$, $\Delta_\omega=3$ și $i_m=1,154$.
- 4.19.** Să se determine gama de reglare Δ_ω și raportul mediu de transmitere i_m , necesare unui variator mecanic, pentru a

funcționa la următorii parametrii cinematici: $\omega_1=150 \text{ s}^{-1}$,
 $\omega_{2\min}=100 \text{ s}^{-1}$, $\omega_{2\max}=200 \text{ s}^{-1}$.

- 4.20.** Să se calculeze eroarea cinematică relativă maximă $|\Delta \omega_2/\omega_1|$ a vitezei unghiulare de antrenare a unui consumator, prin utilizarea unui grup de antrenare existent de tip “moto-variator” cu parametrii proprii: $n_{ME}=1460 \text{ min}^{-1}$, $\Delta\omega=3$ și $i_m=1$. Parametrii de consumator sunt: $\omega_{2\min}=75 \text{ s}^{-1}$ și $\omega_{2\max}=225 \text{ s}^{-1}$.
- 4.21.** Să se determine vitezele unghiulare extreme la arborele condus al unui variator mecaic, $\omega_1=80 \text{ s}^{-1}$, $\Delta\omega=4$ și $i_m=1$.
- 4.22.** Calculați lățimea primitivă necesară a unei curele de variator cu $\alpha_c=26^\circ$, dacă $j=2 \text{ mm}$, variația diametrului de dispunere este de 40 mm , $h=10 \text{ mm}$ și $b=2 \text{ mm}$.
- 4.23.** Calculați valoarea raportului $d_{w \max}/d_{w \min}$ pentru un variator cu $j/l=0,05$, $l_p/h=3,15$, $\alpha_c=26^\circ$, $b/h=0,25$ și $d_{w \min}/h=5,75$.
- 4.24.** Calculați gradul de curbare efectiv al pentru un variator “MONO” cu gama de reglare $\Delta\omega=3$, $l_p/h=3,15$, $\alpha_c=26^\circ$, $b/h=0,25$, $j/l_p=0,05$.
- 4.25.** Se consideră un variator cu cureaua trapezoidală lată ($\alpha_c=26^\circ$), cu gama de reglare $\Delta\omega=3$, înălțimea $h=10 \text{ mm}$ și gradul de curbare $d_{w \min}/h=5,75$. Calculați cursa de reglare a unui disc, în variantă “MONO”.
- 4.26.** Dimensionați diametrele extreme ale unui variator “DUO simetric”, în situația de funcționare $P_2=\text{constant}$, la care înălțimea curelei este de 35 mm , gradul de curbare efectiv este egal cu 4 iar gama de reglare este egală cu 3.

Exemplificari ale domeniilor de utilizare. Firme constructoare; recomandari privind alegerea si verificarea; programe de calcul specializate.

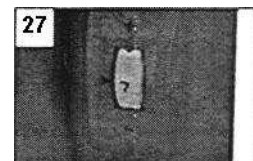
4.10.1 Domenii de utilizare: 1. Masina de frezat verticala er 1500^a



Mod de utilizare:

Reglarea turației:

Variatorul de turație 24 se află pe partea frontală a carcasei aparatului (27). Rotiți butonul de reglaj în sus sau în jos pentru a mări sau micșora turația. Atunci când realizați acest reglaj, țineți cont de faptul că: cu cât este mai mic capul de tăiere, cu atât mai mare va fi turația și invers - cu cât este mai mare capul de tăiere, cu atât mai mică va fi turația; materialele plastice se vor prelucra la o turație mică (altfel se încălzesc foarte mult și se pot topi); cu cât lemnul este de esență mai tare, cu atât turația va fi mai mare (lemnul de esență tare se poate crăpa la turație mică). O freză ce se rotește prea rapid provoacă arderea piesei prelucrate, lăsând pe ea urme de ars.



Atenție! Nu schimbați niciodată turația când mașina este în sarcină.

2. Electrocar „Ciclop” H-404 Q= 2000kg



1. Domeniul de utilizare

Utilajul este destinat transportului sarcinilor containerizate sau paletizate, fiind foarte ușor manevrabil în spațiile înguste din hale industriale, depozite sau magazine. Este deosebit de util pentru transportul marfurilor în gari, autogari și aerogari. Fiind nepoluant, acest utilaj devine indispensabil în ce privește transportul marfii în spații închise.

2. Descriere și funcționare:

Este acționat electric, sursa de energie fiind o baterie de acumulatori, firma HOPPECKE-GERMANIA, iar variația de viteză este realizată printr-un variator electronic, firma ZAPI-ITALIA. Elementele principale ale acționării, baterie de acumulatori, variator electronic, motor electric, au fost alese în baza unui calcul riguros de dimensionare. De la motorul electric de tracțiune, mișcarea este transmisă printr-un reductor și un sistem diferențial la roțile motoare spate.

Cele patru roți sunt echipate cu pneuri. Sistemul de direcție mecanic este sigur și eficient. Suspensia cu arcuri foi face ca utilajul să poată fi exploatat și pe drumuri mai puțin amenajate. Reglarea poziției scaunului în două plane, orizontal și vertical oferă o ergonomie optimă postului de conducere. Electrocarul este echipat cu frână de serviciu și cu frână de staționare, hidraulice.

Sistemul de iluminare și de semnalizare cu care este echipat utilajul face ca transportul să fie efectuat în depline condiții de siguranță. Capacitatea de transport se poate mari, data fiind posibilitatea tractării de remorci.

Variatorul electronic în varianta cu recuperare a energiei, firma ZAPI-ITALIA, preia în timpul frânării 70% din momentul necesar frânării. Având în componență un microprocesor, variatorul electronic permite utilizarea unor regimuri optime de lucru, accelerări și decelerări progresive, fapte care conduc la o utilizare rațională a capacității bateriei de acumulatori.

3. Pompa de transport mortare PFT N2



PFT N2 este o pompa de transport motor, functionand pe principiul pompelor cu snec, cu sistem de antrenare electric. In versiunile constructive FU, respectiv V, productivitatea masinii poate fi reglata continuu, prin intermediul modulatorului electronic, respectiv a **variatorului mecanic**, aflate in configuratia standard a acestor versiuni.

Domeniul de utilizare:

- pentru toate mortarele prefabricate aplicabile mecanizat, aflate in stare umeda
- pentru materialele umede sau pastoase, cu granulatie de max, 3 mm
- materiale fluide cum ar fi: vopsele pe baza de dispersie, grunduri etc.

4.10.2 Firme constructoare de variatoare:

1. ALEXANDRIS ROMÂNIA, Aleea Teiesani Nr.125, sector1, Bucuresti
2. A.L.S. SRL Craiova- Firma infiintata in 2005, distribuitor de convertizoare ABB, variatoare de tensiune sprint electric Anglia.



- 3.
4. ADF Industries SRL

4.10.3 Exemple variatoare:

Exemplul 1: <http://www.reductoare.ro/>



Variatoare mecanice de turatie

Tip	Nm	Gama de reducere
V 0,25	4	1 ÷ 5
V 0,5	8	Puterea transmisa ($n_1 = 1400 \text{ min}^{-1}$) 0,18kW...9,2kW
V 1	16	
V 2	35	Configuratia la iesire - posibilitatea de a monta un reductor elicoidal; - montaj pe picioare si/sau flansa; - arbore de iesire cu pana, dimensional metric sau in inch; - cuplare dupa standard IEC cu reductoare elicoidale sau melc-roata melcata
V 3	56	
V 5,5	72	
V 10	144	

Configuratia la intrare
- flansa pentru motor standard IEC sau NEMA;
- arbore de intrare cu pana

Reglarea vitezei
- manual cu roata de mana;
- de la distanta prin intermediul unui servomecanism;
- OPTIONAL, kit de masurare a vitezei cu display digital.

Exemplul 2: http://www.1001case.ro/Constructii-Instalatii-Instalatii_electrice-Ansamblu_variator_VIMAR_PLANA_p31785.html

Sett Contract S.r.l.: Ansamblu variator VIMAR PLANA



Detalii produs:

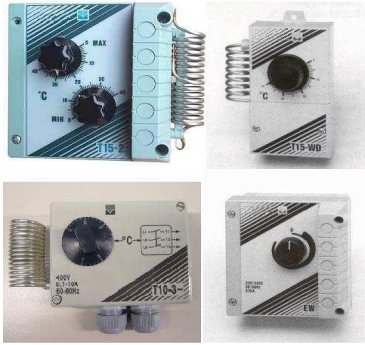
Ansamblu 2 module cu variator pentru sarcini rezistive (becuri cu incandescenta) si sarcini inductive (becuri halogen si transformator feromagnetic/electronic) - (220V, 500W/300VA, push-buton), portfuzibil, siguranta fuzibila 2 A si ornament Reflex Vimar Plana.

Exemplul 3:

http://www.stocuri.com/detaliiprodus/13200/Termostat_mecanic_si_variator_de_turatie.html

ADINTER COMSERV SRL

Termostat mecanic si variator de turatie



Termostate mecanice pentru comanda sistemelor de racire (ventilatie) sau incalzire in una doua sau 4

trepte.

Termostat pentru comanda directa a ventilatoarelor cu motor trifazat ~380V (nu necesita contactor).

Variatoarr de turatie pentru ventilatoare.

Preturi incepand de la 30Euro+TVA, franco Brasov

Tip : produse

Domeniu : Agricultura - Zootehnie

Exemplul 5: <http://www.amitech.ro/v1.html>



Variatoare de turatie Model WA

Caracteristici principale:

Putere intrare = $0.18 \div 7.5$ kW;

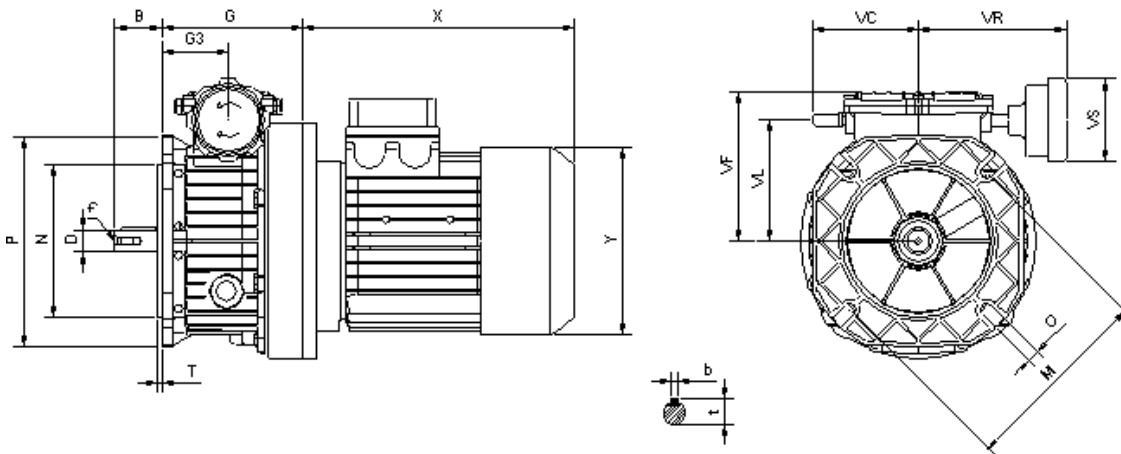
Turatie de intrare = 1500 rpm;

Turatie de iesire = $170 \div 1000$ rpm variabila;

Moment iesire = $1.5 \div 118$ NxM;

Variantă constructivă = B3, B6, V1, V3, V5, V6.

Catalog variatoare: MOTOVARIATOARE MECANICE DE TURATIE



Motovariatoare mecanice de turatie – dimensiuni:

Gabarit	B	D (j6)	G	G3	M	N (f8)	O	P	T	VC	VF	VL	VR	VS	b	f	t	kg.
002	23	11	82.5	40	115	95	9	140	3	79.5	91.5	69	116.5	71	4	M6	12.5	2,3
005	30	14	104	47	130	110	9	160	3.5	79.5	104.5	82	116.5	71	5	M6	16	4
010	40	19	120	57	165	130	11	200	3.5	89.5	127	103	126.5	71	6	M6	21.5	6,7
020	50	24	180	116	165	130	11	200	3.5	97.5	161	126	138	110	8	M8	27	21
030	80	38	237	150	265	230	14	300	4	-	194	163	160	110	10	M10	41	51
050	80	38	237	150	265	230	14	300	4	-	194	163	160	110	10	M10	41	51
100	80	42	267	161	300	250	18	350	5	-	240.5	207	215	160	12	M12	45	84

Tabel selectie motovariatoare mecanice:

Gabarit	Pentru turatie motor 1400 rpm					Pentru turatie motor 2800 rpm					Pentru turatie motor 900 rpm				
	P1	n2 max	n2 min	M2 min	M2 max	P1	n2 max	n2 min	M2 min	M2 max	P1	n2 max	n2 min	M2 min	M2 max
002	0.22	880	170	2	4	0.37	1760	340	1.7	4	0.15	566	109	2.1	4
005	0.55	950	270	4.6	6	0.75	2000	340	3	6	0.37	611	174	4.7	6
010	1.1	950	270	9.1	12	1.5	2000	380	6	24	0.75	611	174	9.5	12
020	1.5	1000	190	12	24	2.2	2000	380	9	24	1.1	660	122	13.5	24
030	3	1000	190	24	64	-	-	-	-	-	1.5	660	122	18	48
050	4	1000	190	32	64	-	-	-	-	-	2.2	660	122	27	64
100	9.2	1000	190	74	144	-	-	-	-	-	5.5	660	122	65	144

P_1 =puterea motorului de antrenare [kW]; n_2 =turatia la iesirea din variator [rpm];
 M_2 =Momentul la iesirea din variator [Nm]

Nota: In tabel puterea motorului P_1 are valoarea maxima recomandata; In functie de aplicatie se pot utiliza cu acelasi gabarit de variator motoare cu puteri mai mici. Proportional cu scaderea puterii motorului se modifica si valoarea momentului la iesirea din variator M_2 .

5. Transmisii prin roți dințate

5.1. Considerații generale

Angrenajul este un mecanism elementar alcătuit din două roți dințate conjugate mobile în jurul a două axe cu poziție invariabilă, una antrenând-o pe cealaltă prin acțiunea dinților aflați consecutiv în contact.

Roata dințată este un organ de mașină sub forma unui corp de revoluție (în general), pe periferia căruia se află dispuse echidistant proeminențe simetrice denumite dinți.

La angrenajele cu raport de transmitere $i \neq ct$, roata cu număr minim de dinți se numește frecvent **“pinion”**, iar conjugata sa **“roată”**.

Dintre **avantajele** specifice angrenajelor se enumeră:

- încărcarea minimă a arborilor și lagărelor;
- precizie cinematică maximă (raport de transmitere riguros constant);
- durabilitate superioară și siguranță în exploatare;
- randament foarte bun (nu apar alunecări elastice și geometrice);
- capacitate portantă ridicată (transmiterea având loc prin formă și nu prin forță);

Ca **dezavantaje** se menționează:

- preț de cost ridicat datorită tehnologiilor și precizie ridicată de execuție;
- vibrații și nivel ridicat de zgomot (îndeosebi la viteze mari);
- nu pot realiza distanțe mari între axe;
- imposibilitatea de protecție la suprasarcini;
- șir limitat pentru rapoartele de transmitere (standardizate).

Domeniile de utilizare preponderente sunt: construcția de mașini, autovehicule, mașini unelte, mașini agricole, mașini de ridicat și transportat, echipamente tehnologice – în construcția unor elemente de reglare, în acționarea echipamentelor de înregistrare.

Parametrii caracteristici sunt: **P** - puterea; **ω** - viteza unghiulară; **v** - viteza liniară; **i** - raport de transmitere (pe o treaptă, cu excluderea celor melcate și cicloidale); **η** - randament dependent de tipul angrenajului.

Angrenajele se pot clasifica după următoarele criterii:

1. Poziția relativă a axelor

- cu axe paralele – cilindrice
- cu axe neparalele – concurente – conice
- hiperboloidale
- încrucișate – elicoidale
- melcate
- hipoide
- spiroide

2. Forma dinților

- drepti – înclinați
- simpli
- compuși (V sau W)
- curbi

Roțile dințate se clasifică după:

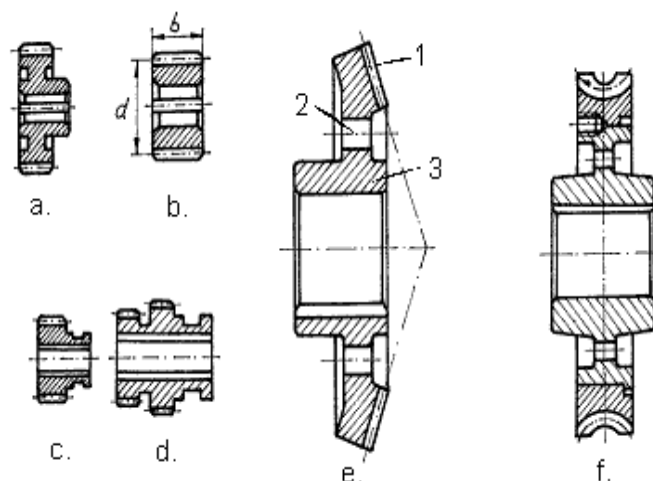
1. Forma profilului danturii

- evolventice
- cicloidale
- arc de cerc

2. Direcția danturii

- dreaptă
- înclinată
- curbă

Fig. 5.1



3. Forma corpurilor de rostogolire

- cilindrice (fig. 5.1 a...d)
- conice (fig. 5.1 e)
- hiperboloidale – elicoidale
- melcate (fig. 5.1 f)
- hipoide

4. Forma constructivă

- cu sau fără butuc (fig. 5.1 a, b)
- fixă pe arbori sau mobile (baladoare) (fig. 5.1 a, b, e, f resp. c, d)
- simple sau multiple (fig. 5.1 c, d)
- dintr-un tot unitar (monobloc) sau asamblate (fig. 5.1 e, f)

Angrenajele sunt definite astfel:

1. Angrenajele evolventice cu axe paralele (alcătuite din roțile dințate cilindrice)

Acestea au ca organ generator și de referință cremaliera normală sau flancată (standardizată), căreia i se asociază modulul normal (standardizat) ca factor de scară.

2. Angrenajele evolventice cu axe concurente (alcătuite din roțile dințate conice) au ca organ generator și de referință, roata plană

(standardizată), căreia i se asociază modulul normal sau frontal maxim ca factor de scară.

Domeniul de utilizare al angrenajelor conice comparativ cu al angrenajelor cilindrice, este mai restrâns deoarece impune restricții referitoare la precizie și tehnologii de execuție strict specializate în funcție de forma dinților.

4. Angrenajele melcate reprezintă un caz particular al angrenajelor elicoidale:

În funcție de forma și geometria melcului se disting:

a). Angrenaje melcate cilindrice cu organ de generare și de referință melcul arhimedic (ZA), evolventic (ZE) sau convolut ($ZN_{1,2}$ și $ZK_{1,2}$) – (standardizat) căruia i se asociază modulul axial ca factor de scară.

b). Angrenaje melcate globoidale (standardizate) la care, prin dubla înfășurare dintre melc și roata melcată, crește numărul de perechi de dinți aflați simultan în angrenare.

Observații:

– la același gabarit (a_i = identic) angrenajul melcat globoidal realizează o capacitate portantă mai mare decât angrenajul melcat cilindric.

– formarea filmului de lubrifianț este mai favorabilă angrenajului melcat globoidal, deoarece liniile de contact sunt aproape perpendiculare pe direcția vitezei de alunecare.

5.2. Materiale utilizate în construcția de roți dințate

Materialele pentru roțile dințate trebuie să asigure caracteristici mecanice sigure (rezistență mare de contact, încovoiere, uzură etc.) și calități tehnologice (precizie și ușurința prelucrării danturii).

Materialele utilizate aparțin mai multor familii calitativ distincte:

aliaje feroase (oțeluri și fonte), aliaje neferoase (bronzuri), materiale sinterizate și mase plastice (injectate sau stratificate).

Alegerea materialelor este determinată de următoarele considerente: – tipul angrenajului; – domeniul de utilizare; – parametrii funcționali, solicitări; – eficiență economică (de aprovizionare, tehnologie de uzinare); gabarit, – atenuare, – vibrații și zgomote etc.

Materiale utilizate recomandate pentru executarea roților dințate:

Materiale feroase:

- oțel carbon obișnuit (standardizat),
- oțel carbon de calitate (de îmbunătățire și de cementare - standardizate).
- oțeluri aliate (standardizate).
- oțel carbon turnat (standardizat).
- fonte cu grafit nodular (maleabilă și antifricțiune - standardizate).

Materiale neferoase:

- bronzuri turnate în piese
- bronzuri sinterizate.

Materiale plastice:

- poliamide, nylon, durethan, relon., ABS etc.

Precizare:

Cercetările recente din aeronautică și industriile mijloacelor de

transporturi, militară, echipamente electronice și sportive etc., recomandă utilizarea materialelor **compozite** pe bază de **elastomeri**, **carbon** și **ceramice** caracterizate prin rezistența la temperaturi ridicate și uzură, evitarea coroziunii, greutate specifică mică, etc.

Se folosesc în mod frecvent oțeluri tratabile termic sau termochimic, fontă, materiale neferoase și plastice.

În funcție de conținutul de carbon (care condiționează duritatea maximă $HB \approx 350$), oțelurile se împart în: **oțeluri de îmbunătățire** ($C \geq 0,25\%$; duritatea $HB < 350$) și **oțeluri de cementare** ($C < 0,25\%$; duritatea $HB > 350$).

Dacă duritatea materialelor roților dințate este $HB < 350$, atunci înainte de tăierea danturii se va aplica tratamentul termic corespunzător. Dinții roții dințate vor avea forma corectă rezultată din danturare. Acest procedeu se utilizează la roțile dințate ale reductoarelor.

Dacă duritatea materialelor roților dințate este $HB > 350$, atunci se danturează întâi roata dințată și apoi se aplică tratamentul termic corespunzător. Acesta conduce la un preț de cost mai ridicat.

Procedeul prezentat, de obținere a roților dințate, se aplică la angrenajele cutiilor de viteze, unde se cer flancuri dure.

Realizarea flancurilor dure este posibilă prin unul din procedeele: cementare, nitrurare, carbonitrurare, călire superficială, călire cu revenire joasă.

5.3. Tehnologia de execuție și forme constructive ale roților dințate

Metodele principale de prelucrare mecanică a roților dințate sunt:

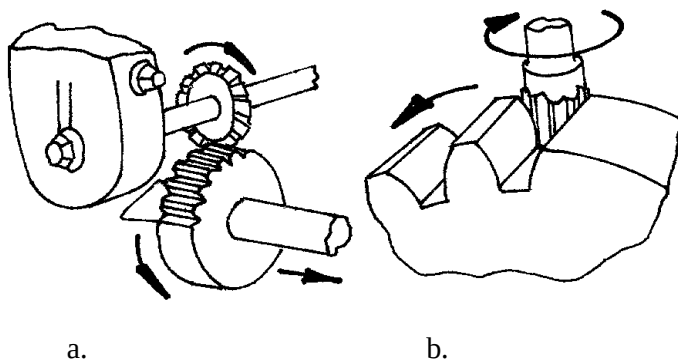
- **divizare sau copiere**
- **rostogolire sau rulare.**

Metoda de divizare constă în executarea golurilor dintre dinții roții (strunjire în prealabil la valoarea corespunzătoare cercului exterior) cu ajutorul frezelor modul disc (fig. 5.2 a) sau a celor deget (fig. 5.2 b) care au forma acestor goluri.

Metoda este economică la producția individuală sau de serie mică, sculele fiind mai ieftine, iar mașina de frezat universală.

Precizia obținută este suficientă până la viteza de 3...4 m/s.

Fig.5.2

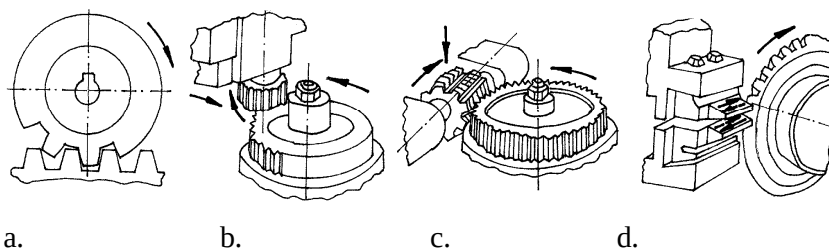


Metoda prin rostogolire este cea mai răspândită și se bazează pe principiul tăierii danturii prin angrenarea roții de danturat cu: cremaliera

sculă pieptene (fig. 5.3 a), freză melc (fig. 5.3 c), cuțit “ roată “cu muchii tăietoare (fig. 5.3 b).

Metoda are avantajul că pot fi tăiate roți cu orice număr de dinți la același modul., este o metodă economică numai la fabricația de serie deoarece necesită scule și mașini.

Fig. 5.3



Observație:

Pentru danturarea roților conice o metodă de mare productivitate este rabotarea (fig. 5.3 d) cu **fasonator roată** sau **cremalieră sculă**.

Roțile dințate cu viteze periferice sub 2 m/s se execută prin turnare, fără prelucrarea ulterioară a danturii, deoarece la această viteză, erorile de pas și profil inerente turnării sunt acceptabile.

Pentru viteze de funcționare mai mari se utilizează și turnarea de precizie, injectarea sau chiar direct prin matrițare.

În general, ca părți componente ale unei roți dințate (fig. 5.1 e) se disting :

- **coroana 1**
- **discul sau spițele 2**
- **butucul 3**

Se menționează că roțile dințate cu:

- $d_a \leq 150$ mm, nu au disc (fig.5.1 b) ;
- $d_a \leq 1,8 \cdot \phi$ (ϕ =diametrul arborelui), se taie direct pe arbore (pinion) (fig.5.4 a și b) ;
- $d_a \leq (150\dots)$ mm se taie separat de arbore (prin așchiere din semifabricate laminate sau forjate) (fig. 5.4 c și d) ;
- $d_a > 300$ mm (max.1500 mm) se execută din elemente componente îmbinate (fig.5.4 e și f) ;
- $d_a > 1500$ mm se execută de obicei din două jumătăți îmbinate prin șuruburi.

Pinioanele se execută cu 5...10 mm mai late decât roțile dințate conjugate.

Roțile din material plastic se execută de obicei, cu butuc de fontă sau oțel.

Desenele de execuție ale roților dințate se întocmesc conform standardelor.

Desenele de execuție al roții dințate vor conține: – elementele de geometrie ale danturii, – elementele angrenajului din care face parte roata, – toleranțele de formă și poziție, – rugozități, cote, abateri nominale de dimensiuni, – condiții tehnice de execuție.

Fig.5.4

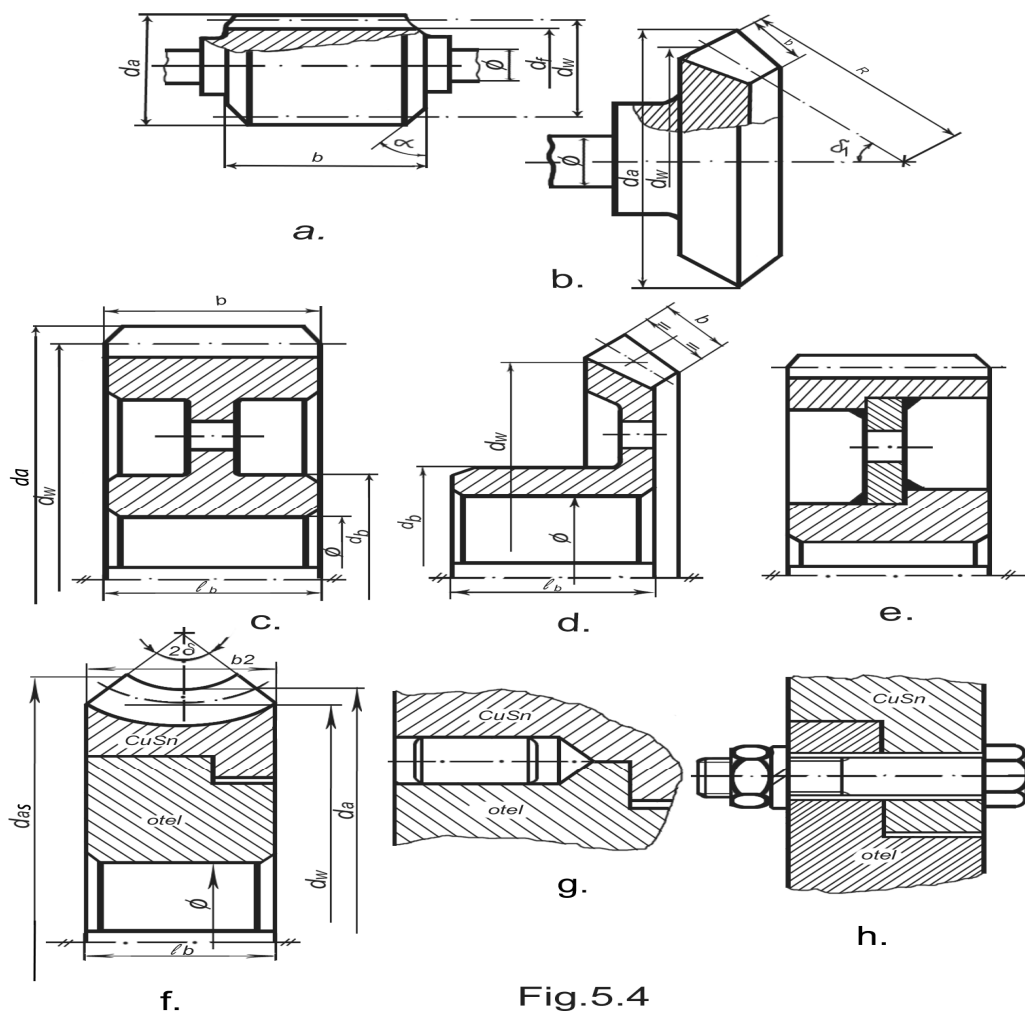


Fig.5.4

În conformitate cu standardele, angrenajele sunt prevăzute cu: **precizie cinematică, precizie de mers lin și precizie de contact între flancuri.**

În desenul de execuție al roților dințate se va menționa clasa de precizie pentru a se putea controla angrenajul.

Precizia prelucrării danturii determină în principal buna funcționare a angrenajelor.

Principalele erori de execuție ale danturii se referă la profilul flancurilor, pasul danturii și la direcția dinților, deoarece ele influențează cinematica și dinamica angrenajului.

Precizia prelucrării angrenajelor prevede 12 clase de precizie (standardizate), cele mai utilizate fiind clasele 5, 6, 7, 8, 9.

Jocul dintre flancuri poate fi: joc mărit (JA), joc nul (JE), joc normal (JN) și joc micșorat (JD).

Angrenajele sunt definite de **cremaliera de referință** pentru roți cilindrice, **roata plana de referință** pentru angrenaje conice, **melcul de referință** pentru angrenajele melcate.

Observații:

- **La angrenaje** sunt standardizate: modulele (**m**), rapoartele de transmitere pe treaptă (**i**), distanța dintre axe (**a**).
- **La roțile dințate** este standardizat modulul (**m**).

5.4. Procese funcționale caracteristice

Alegerea judicioasă a materialelor pentru executarea roților dințate funcție de diferite tipuri de angrenaje și procesele de execuție (prelucrări mecanice, tratamente termice etc.) presupune cunoașterea cât mai precisă a tipurilor și valorilor solicitărilor la care acestea sunt supuse în exploatare.

Dintele, ca element de rezistență al oricărui angrenaj, preia eforturile ce urmează a fi transmise de la arborele motor la arborele condus care efectuează lucrul mecanic util.

Solicitările principale ale unui angrenaj se reduc, deci, la **solicitările dintelui**.

În consecință, calculul complet al unui angrenaj se comportă ca o fază de **calcul de rezistență** în care se preliminează caracteristicile danturii urmată de un **calcul geometric de definitivare** a parametrilor geometrici ai roții dințate, iar în final se execută un **calcul de verificare** prin care se validează soluția adoptată.

Având în vedere cele menționate, la baza alegerii materialelor pentru executarea roților dințate va sta în primul rând calculul de rezistență al danturii.

În principiu, dintele unei roți dințate este supus următoarelor tipuri de solicitări: – solicitări statice (încovoiere), – solicitări dinamice (de oboseală prin încovoiere și șoc), – solicitări de frecare între suprafețele de contact (presiune de contact ciclică, uzare, încălzire) și – acțiunea chimică a mediului de lucru (lubrifiant).

Eforturile rezultate din aceste solicitări acționează simultan, se întrecondiționează în timp și sunt afectate de alți factori (calitatea metalurgică a oțelului, precizia prelucrării, condiții de montaj, exploatare, ungere etc.).

Iată de ce capacitatea portantă a unui angrenaj este limitată superior de rezistența și durabilitatea danturii.

Luarea în considerare a tuturor acestor factori determină dificultatea calculului de rezistență al roții dințate și explică existența diferitelor metode de calcul, precum și numeroasele cercetări ce se fac în acest domeniu.

Deteriorarea angrenajelor este o consecință a proceselor complexe ce se manifestă în zona angrenării sub acțiunea solicitărilor în regim de funcționare.

Principalele deteriorări care apar la angrenaje confirm standardului sunt:

- ruperea dinților la bază (picior) prin oboseală sau la suprasarcini;
- deteriorarea flancurilor active prin uzare, oboseală superficială (pitting), adezivă (gripare) și abrazivă sau deformare plastică la suprasarcini (brinelare).

Ruperea dinților prin oboseală se datorează încovoierei repetate a dintelui, ceea ce conduce la amorsarea ruperii dintelui în zona tensiunilor de întindere (zona A, fig.5.5a). Fisura începe în mod frecvent în zona de racordare a dintelui cu corpul roții unde se produce o puternică concentrare de tensiuni.

Ruperea în secțiunea de bază a dintelui se produce mai frecvent la roțile dințate din materiale dure sau a angrenajelor din materiale plastice.

Ruperea dinților prin suprasarcini are loc datorită unor supraîncărcări statice sau prin șoc.

Preîntâmpinarea acestui mod de distugere a danturii roților dințate, se face prin **calcul la încovoiere**.

Oboseală superficială (pitting) constă din distorsionarea rețelei cristaline (dizlocații) urmată de fisuri care, determină desprinderi locale de materiale, formând pe flancuri denivelări de forma unor gropițe sau ciupituri (fig. 5.5 a).

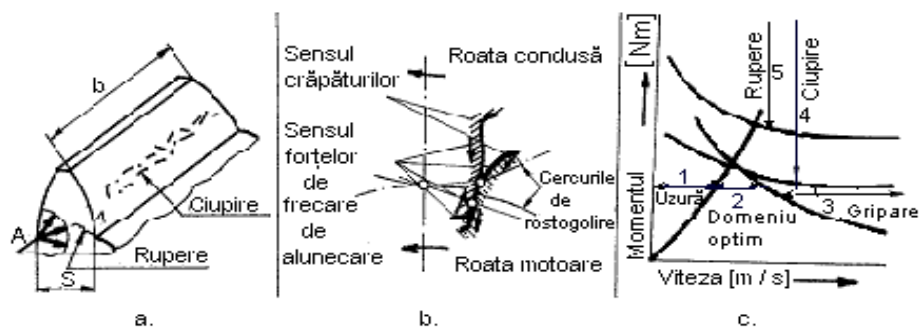
În elucidarea fenomenului de pitting se presupune următoarea evoluție: forțele de frecare la roata conducătoare și condusă au sensuri diferite (fig. 5.5 b) și ca urmare, apare tendința de întindere a stratului superficial la roata motoare și de compresiune la roata condusă. Întrucât rezistența la oboseală a materialelor este mai redusă în cazul tensiunilor de întindere, vor apărea microfisuri care se vor dezvolta în adâncime și pe suprafață, cu preponderență pe flancul dintelui roții motoare.

Pătrunderea uleiului sub presiune și expulzarea lui din aceste microfisuri va degrada suprafața flancului dintelui, ajungându-se la formarea unor gropițe sau ciupituri.

Zona cea mai periclitată este cea din jurul polului angrenării, unde sarcina este preluată de o singură pereche de dinți.

Preîntâmpinarea acestui mod de distrugere a flancurilor danturii roților dințate se face prin dimensionarea la solicitarea de contact.

Fig. 5.5



Uzarea adezivă (gripare) a dinților constă în sudarea moleculară a suprafețelor de contact, datorită căldurii degajate, în urma întreruperii filmului de ulei dintre dinții aflați în anrenare. Particulele de metal se sudează pe flancul dintelui unei roți, rupându-se de pe flancul roții conjugate. Griparea poate fi limitată sau poate cuprinde întreaga suprafață a dinților.

Griparea se produce de obicei, la presiuni și viteze mari, dar se poate evita utilizând uleiuri mai vâscoase sau uleiuri aditivat.

Calculul la gripare constă în limitarea temperaturii de regim.

Uzarea abrazivă constă în îndepărtarea unor particule fine de pe suprafața flancului dinților, datorită alunecării relative a acestora, în condiția existenței unor particule abrazive dure (praf). Ea apare la transmisiile deschise care lucrează în mediu impurificat. Calculul la uzura abrazivă nu este complet elucidat.

Deformarea plastică a flancurilor dinților apare în cazul unor durități foarte reduse ($HB < 200$) ca efect al suprasarcinilor sau al alunecărilor relative.

Exfolierea apare în cazul executării unor tratamente termice greșite, când stratul dur se desprinde de pe flancurile active ale dinților.

În concluzie, domeniile în care diferitele distrugerii caracteristice angrenajelor au caracter predominant, sunt delimitate calitativ în fig. 5.5 c (viteză-încărcare), unde separarea de efecte este convențională.

În realitate, distrugerea unui angrenaj trebuie privită ca un proces cumulativ complex în cadrul căruia coexistă mai multe forme de distrugerii caracteristice angrenajelor.

5.5. Cinetostatica angrenajelor

În timpul transferului energetic între roata motoare și cea condusă, flancurile dinților conjugați sunt încărcate de presiunea de contact (p^*).

Efectul presiunii de contact dintre flancuri se sintetizează printr-o forță de legătură variabilă ca intensitate și direcție.

Forța de legătură $\overline{F}_{na}$ (forța normală în angrenaj) se poate descompune după direcțiile triedrului intrinsec legat de un punct al suprafeței flancului [$\overline{\tau nb} - \overline{\tau} = \overline{n} \times \overline{b}; \overline{n}$ paralel cu linia de angrenare (II); $\overline{b}$ paralel cu generatoarea flancului].

$$\overline{F}_{na} = \overline{\tau} \overline{F}_t + \overline{n} \overline{F}_n + \overline{b} \overline{F}_b \quad (5.1)$$

Din considerente metodice cerute de calculul arborilor și al lagărelor, forța de legătură $\overline{F}_{na}$, se descompune după trei direcții ortogonale legate de axa roții:

$$\overline{F}_{na} = \overline{F}_t + \overline{F}_r + \overline{F}_{ax} \quad (5.2)$$

în care:

$\overline{F}_t$ – componenta tangențială (tangenta la cercul de rostgolare);

$\overline{F}_r$ – componenta radială (perpendiculară pe axa roții);

$\overline{F}_{ax}$ – componenta axială (paralelă cu axa roții).

Precizare.

Descompunerea menționată este dependentă de tipul și geometria angrenajului.

Situația teoretică de calcul acceptă următoarele ipoteze:

- forța de legătură ($\overline{F_{na}}$) este plasată în polul angrenării fiind

normală la suprafața de contact, deci orientată după direcția liniei de angrenare, având intensitatea și direcția constantă;

- se negligează forțele de frecare $\eta \cong 1 \rightarrow P_1 \cong P_2$;

– dinții roților ar fi perfect identici din punct de vedere geometric, iar rigiditatea dinților este infinită.

5.5.1. Cinetostatica angrenajelor cu axe paralele

Fie angrenajul constituit din roțile 1 și 2 (fig. 6.6) cu elementele de geometrie cunoscute ($z_1, z_2, x_{1,2} \neq 0; d_{w1,2}, a \neq a_0, \alpha \neq \alpha_0 = 20^\circ$).

Transferul energetic are loc de la roata motoare 1 cu parametrii ergo - funcționali P_1 și ω_1 la roata condusă 2.

5.5.1.1. Cinetostatica angrenajelor cilindrice cu dinți drepți

Sistemul de forțe din angrenaj este constituit din:

F_{na} - forța normală din angrenaj;

F_t - forța tangențială (tangentă la cercurile de rostogolire sau de divizare);

F_r - forța radială (pe direcția O_1O_2).

Componenta tangențială se determină din condiția de echilibru a roții motoare:

$$M_{t1} - F_{t1} \frac{d_{w1}}{2} = 0 \Rightarrow F_{t1} = \frac{2M_{t1}}{d_{w1}} = \frac{2 \cdot 10^6 P_1}{\omega_1 d_{w1}} \quad (5.3)$$

Direcția componentei tangențiale este după tangenta (tt) la cercurile de rostogolire, iar sensul opus cu al momentului de torsiune.

Din considerația:

$$\eta \cong 1 \Rightarrow P_2 \cong P_1 \quad (5.4)$$

și

$$v_1 = v_2 \Rightarrow \omega_1 \frac{d_{w1}}{2} = \omega_2 \frac{d_{w2}}{2} \quad (5.5)$$

rezultă :

$$F_{t2} = -F_{t1} \quad (5.6)$$

Componenta radială (fig. 6.6) are valoarea:

$$F_{r1} = F_t \tan \alpha = \frac{2 \cdot 10^6 P_1}{\omega_1 d_{w1}} \tan \alpha \quad (5.7)$$

Direcția componentei radiale este după linia centrelor (O_1O_2), iar sensul dinspre polul angrenării spre axa de rotație. Forța normală din angrenaj are mărimea:

$$F_{na} = \frac{F_{t1}}{\cos \alpha} = \frac{2 \cdot 10^6 P_1}{\omega_1 d_{w1} \cos \alpha} \quad (5.8)$$

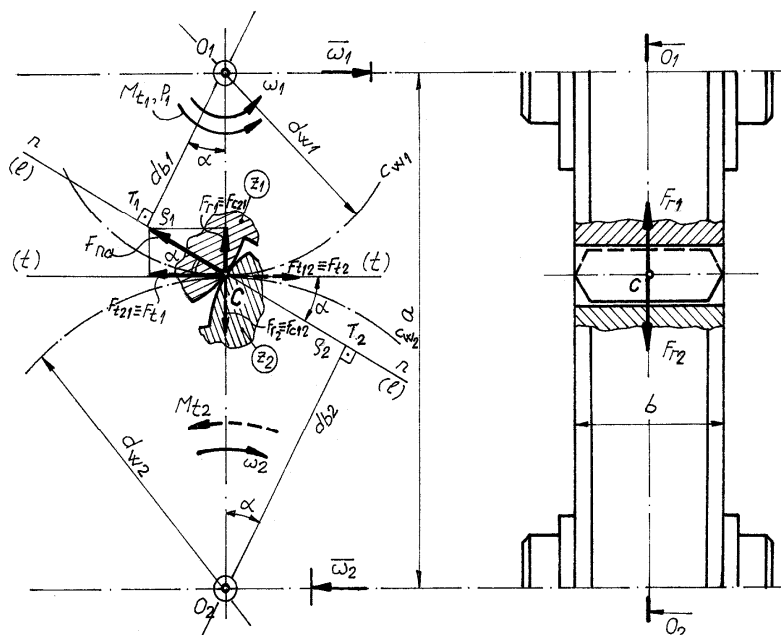
Din exprimarea:

$$a = \frac{1}{2} (d_{w2} \pm d_{w1}) = \frac{d_{w1}}{2} (i \pm 1) \quad (5.9)$$

Rezultă :

$$d_{w1} = \frac{2a}{(i \pm 1)} ; d_{w2} = \frac{2a}{(i \pm 1)} i \quad (5.10)$$

Fig.5.6



deci:

$$F_{t1} = \frac{10^6 P_1}{\omega_1 a} (i \pm 1) ; F_r = \frac{10^6 P_1}{\omega_1 a} (i \pm 1) \tan \alpha \quad (5.11)$$

$$F_{na} = \frac{10^6 P_1}{\omega_1 a \cos \alpha} (i \pm 1)$$

Observație.

În cazul angrenajelor cu **dantură zero** $x_1 = x_2 = 0$ sau **zero deplasat** $x_1 = -x_2$ caracterizate prin $\alpha = \alpha_0 = 20^\circ$; $d_{w1,2} = d_{1,2} = mz_{1,2}$, $a = a_0$, relațiile (6.11) se modifică corespunzător.

Exemplificarea sistemului de forțe într-un reductor cu două trepte și două axe geometrice respectiv trei axe geometrice este prezentată în figura 6.7a și b.

5.5.1.2. Cinetostatica angrenajelor cilindrice cu dinți înclinați

Cel mai general caz de angrenaj cu axe paralele îl constituie angrenajul cilindric cu dinți înclinați și profile deplasate caracterizate prin $\beta \neq 0$; $x_{1,2} \neq 0$; $d_{w1,2} \neq d_{1,2}$, $a \neq a_0$; $\alpha \neq \alpha_0 = 20^\circ$, conform fig.5.8

Sistemul de forțe (fig. 5.8c) este constituit astfel:

– în planul frontal (fig. 5.8a); F_{nc} , F_{t1} , F_{r1} ;

– în planul de angrenare (fig. 5.8b); F_{na} , F_{nt} , F_{ax1} unde:

F_{nt} este forța normală în planul frontal

F_{na} – forța normală în planul de angrenare;

F_{ax1} – forța axială;

semnificația componențelor F_{t1} și F_{r1} s-au precizat în § 5.5.2.

Mărimile forțelor sunt următoarele:

$$F_{t1} = \frac{10^6 P_1}{\omega_1 a} (i \pm 1) \quad (5.12)$$

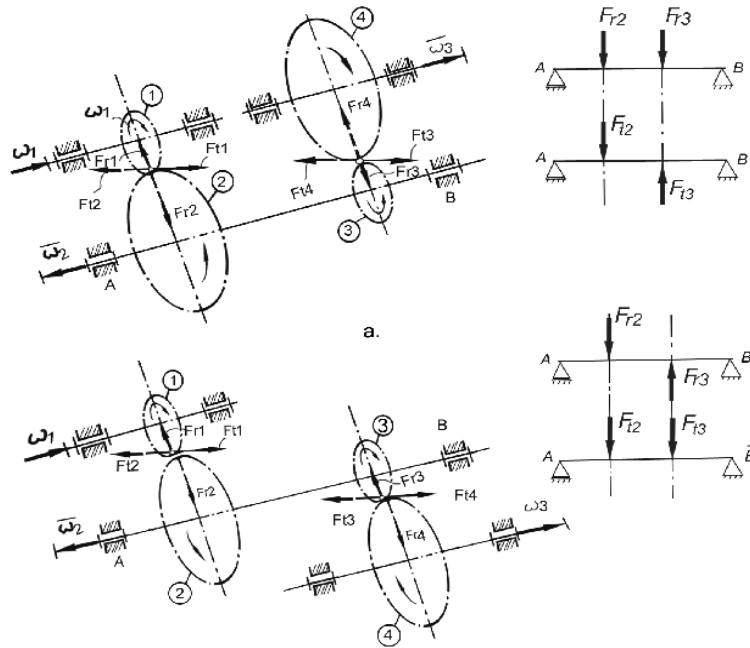
$$F_{r1} = F_{t1} \operatorname{tg} \alpha_t = \frac{10^6 P_1}{\omega_1 a} (i \pm 1) \operatorname{tg} \alpha_t \quad (5.13)$$

$$F_{nt} = \frac{F_{t1}}{\cos \alpha_t} = \frac{10^6 P_1}{\omega_1 a \cos \alpha_t} (i \pm 1) \quad (5.14)$$

$$F_{na} = \frac{F_{nt}}{\cos \beta} = \frac{F_{t1}}{\cos \alpha_t \cos \beta} = \frac{10^6 P_1}{\omega_1 a \cos \alpha_t \cos \alpha} \quad (5.15)$$

$$F_{ax1} = F_{nt} \operatorname{tg} \beta = \frac{F_{t1}}{\cos \alpha_t} \operatorname{tg} \beta = \frac{10^6 P_1}{\omega_1 a \cos \alpha_t} (i \pm 1) \operatorname{tg} \beta \quad (5.16)$$

Fig. 5.7



Direcția forței axiale este paralelă cu axa roții iar sensul ei se stabilește conform convenției:

$$\forall \text{ elice dreapta (RH)} \quad \exists \operatorname{sign} \overline{F_{ax1,2}} = \operatorname{sign} \overline{\omega_{1,2}}$$

$$\forall \text{ elice stânga (LH)} \quad \exists \operatorname{sign} \overline{F_{ax1,2}} = -\operatorname{sign} \overline{\omega_{1,2}}$$

Observații:

- Pentru **angrenaje zero** sau **zero deplasat**

$x_1 = x_2 = 0; x_1 = -x_2; \alpha_1 = \alpha_{t0}; \alpha_n = \alpha_{n0} = 20^\circ; d_{w1,2} = d_{2,2}; a = a_0$
relatiile (5.12)..(5.16) se modifică corespunzător.

- În cazul roților cu dinți compuși (V, Z, și W), componentele axiale rămân forțe interioare roții, nemanifestându-se în exterior.
- Convenția pentru stabilirea sensului forței axiale se aplică întotdeauna asupra pinionului (roata conducătoare), pentru roata condusă este valabilă legea acțiunii și a reacțiunii.
- Exemplificarea sistemului de forțe pentru un reductor într-o singură treaptă, respectiv două trepte este redată în figura 5.9a și b.

Fig.5.8

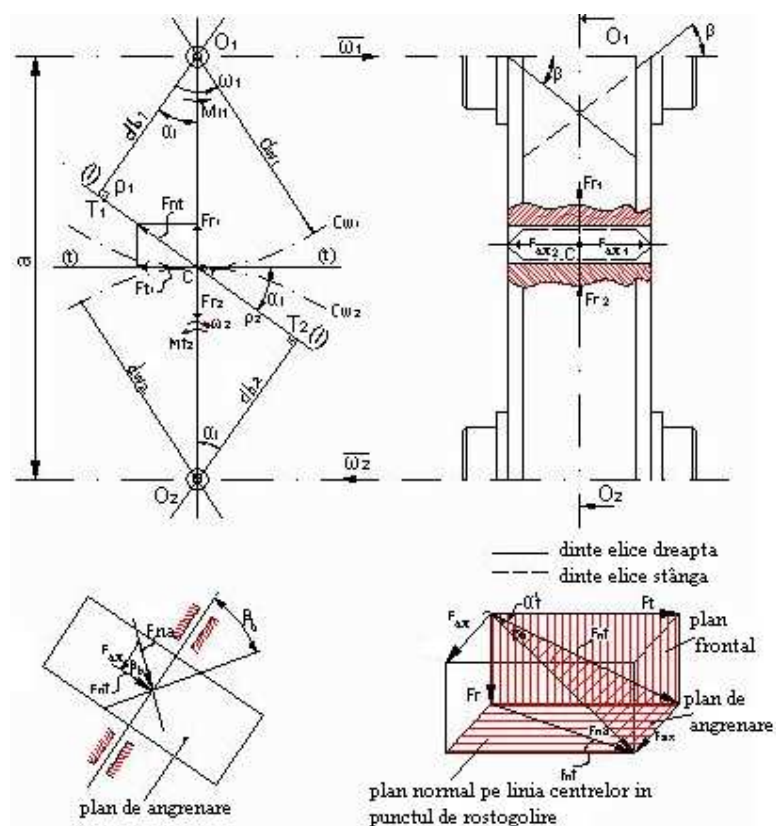
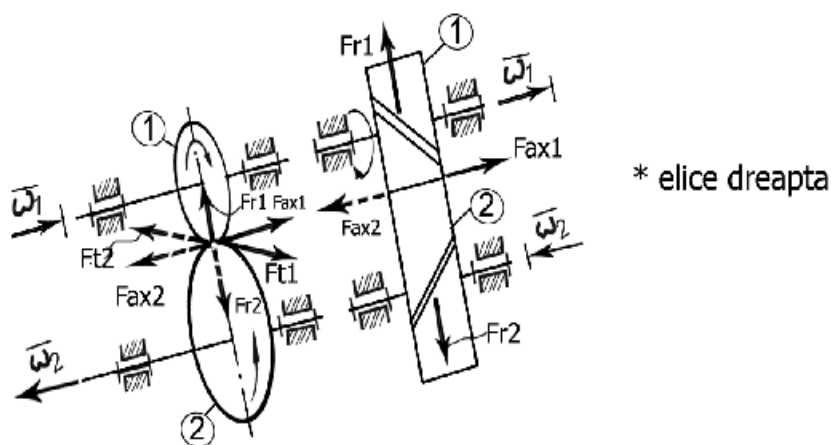


Fig. 5.9 a



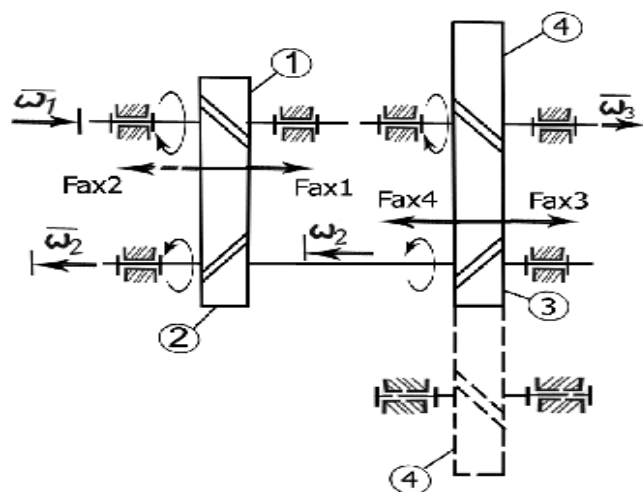
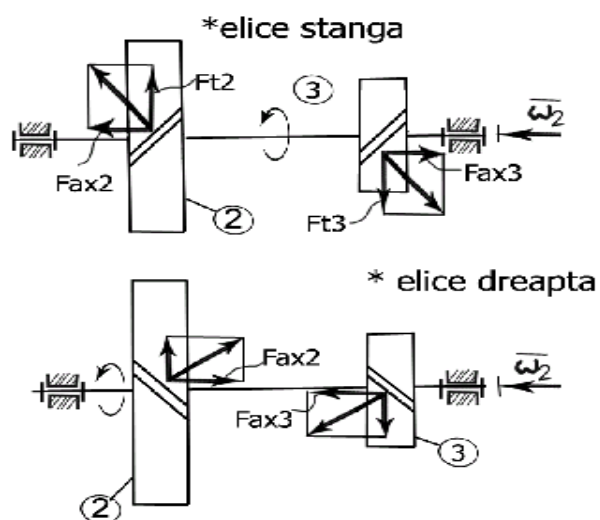


Fig. 5.9 b

**Precizare.**

În figura 5.10 se redau două variante de evidențiere a sistemului de forțe la o roată dințată cilindrică cu dantură înclinată.

Fig. 5.10 a

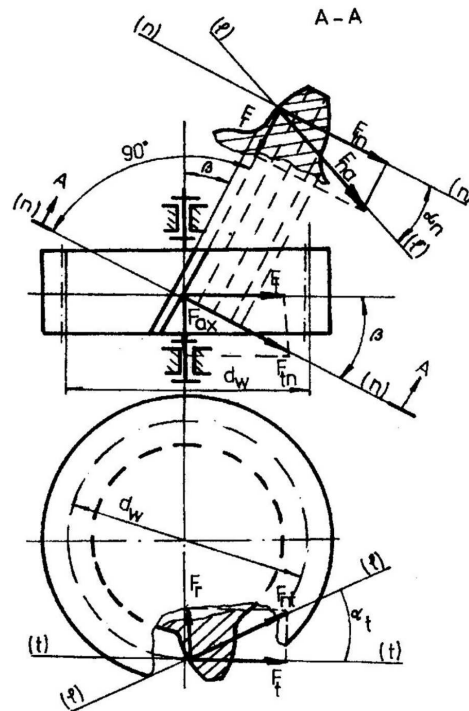
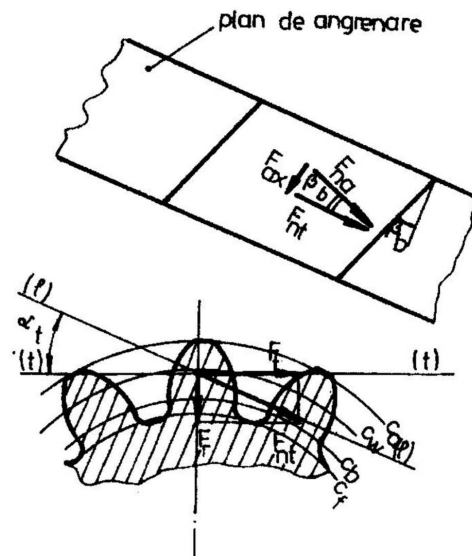


Fig. 5.10 b



Notă:

$F_{x,y}$ (F_{na}, F_{nt}, F_{tn}) are semnificația:

x – tipul de forță (normală, tangențială);

y – planul în care este conținută (de angrenare, frontal, normal)

5.5.2. Cinetostatica angrenajelor cu axe concurente

Fig. 5.11 a

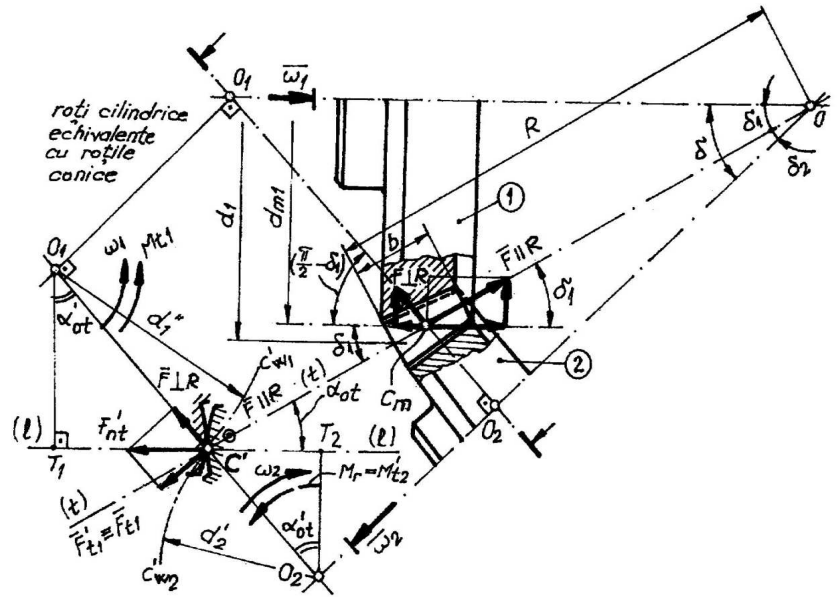
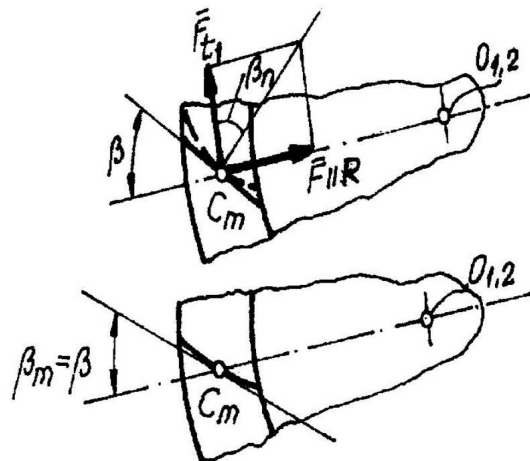


Fig. 5.11 b



Cazul cel mai general al angrenajului cu axe concurente îl constituie angrenajul conic neortogonal cu dinți curbi și profile deplasate.

În prima aproximație, dantura curbă se asimilează uneia înclinată cu unghiul $\beta_m = \beta$ format de generatoarea conului de rostogolire și tangenta dusă în C_m la direcția dintelui curb (drepte conținute în planul tangent la conul de rostogolire - fig. 5.11 b).

Pentru determinarea forței pe dinte se procedează la descompunerea acestuia în componentele:

$$\overline{F}_{na} = \overline{F}_t + \overline{F}_{\perp R} + \overline{F}_{IRR} = \overline{F}_t + \overline{F}_r + \overline{F}_{ax} \quad (5.17)$$

în care:

- F_t este componenta tangențială
- $F_{\perp R}$ și F_{IRR} - componente cuprinse într-un plan axial al roții (sunt dirijate după normala și paralela la generatoarea conului de rostogolire (fig. 5.11 a)).

Mărimea și sensul forțelor componente se stabilește astfel:

Componenta tangențială F_t are mărimea rezultată din studiul echilibrului pinionului conic:

$$F_{t1} \frac{d_{m1}}{2} = M_{t1} \Rightarrow F_{t1} = \frac{2M_{t1}}{d_{m1}} = \frac{2 \cdot 10^6 P_1}{\omega_1 d_{m1}} \quad (5.18)$$

unde :

$$d_{m1,2} = d_{1,2} \left(1 - 0,5 \frac{b}{R} \right) \text{ sunt diametrele medii de rostogolire}$$

(corespunzătoare lui C_m) iar sensul forței este opus sensului momentului M_{t1} .

Din considerația:

$$\forall \eta \cong 1 \Leftrightarrow P_2 \cong P_1 \wedge \omega_1 \frac{d_{m1}}{2} = \omega_2 \frac{d_{m2}}{2} \Rightarrow F_{t1} = F_{t2} \quad (5.19)$$

Componenta $\overline{F}_{\perp R}$ perpendiculară pe generatoarea conului de divizare are mărimea:

$$F_{\perp R} = F_{t1} \operatorname{tg} \alpha_{ot} = F_{t1} \frac{\operatorname{tg} \alpha_{ot}}{\cos \beta_m} = \frac{2 \cdot 10^6 P_1}{\omega_1 d_{m1}} \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha_{on}}{\cos \beta_m} \quad (5.20)$$

Sensul componentei $\overline{F}_{\perp R}$ este întotdeauna dinspre polul spre axa de rotație.

Componenta $\overline{F}_{IRR}$ paralelă cu generatoarea conului de divizare are mărimea:

$$F_{IRR} = F_{t1} \operatorname{tg} \beta_m = \frac{2 \cdot 10^6 P_1}{\omega_1 d_{m1}} \operatorname{tg} \beta_m \quad (5.21)$$

iar sensul poate fi stabilit astfel:

$$\forall \text{ elice dreaptă, } \exists \operatorname{sign} F_{IRR1,2} = \operatorname{sign} \overline{\omega}_{1,2}$$

$$\forall \text{ elice stânga, } \exists \operatorname{sign} F_{IRR1,2} = -\operatorname{sign} \overline{\omega}_{1,2}$$

Întrucât componenta perpendiculară ($\overline{F}_{\perp R}$) și paralelă ($\overline{F}_{\parallel R}$) pe / cu generatoarea (R) nu au orientarea dorită, se procedează la o redescompunere a acestora după două componente de direcție radială respectiv axială a roții deci:

$$\overline{F}_{\perp R} + \overline{F}_{\parallel R} = \overline{F}_{r1} + \overline{F}_{ax1} \quad (5.22)$$

în care:

$$F_{r1} = F_{\perp R} \sin\left(\frac{\pi}{2} - \delta_1\right) + F_{\parallel R} \sin\delta_1 = F_{\perp R} \cos\delta_1 + F_{\parallel R} \sin\delta_1 \quad (5.23)$$

și

$$F_{ax1} = F_{\perp R} \cos\left(\frac{\pi}{2} - \delta_1\right) - F_{\parallel R} \cos\delta_1 = F_{\perp R} \sin\delta_1 - F_{\parallel R} \cos\delta_1 \quad (5.24)$$

Prin particularizare se pot obține relații de calcul pentru angrenajul conic cu dinți înclinați sau drepți.

Sistemul de forțe din angrenajul conic ortogonal

$\left(\delta = \delta_1 + \delta_2 = \frac{\pi}{2}\right)$ cu dinți drepți este redat în figura 5.12

Dacă planul median al roții se prezintă pe linia de angrenare II și forța normală din angrenaj atunci coponentele acesteia vor fi F_{t1} și F'_r (fig. 5.12 a).

Se observă că, spre deosebire de angrenajul cilindric, la angrenajul conic forța radială " F'_r " nu este perpendiculară pe axa roții ci înclinată față de aceasta. De aceea în angrenajele conice apar forțele axiale, chiar în cel cu dinți drepți. Componentele forței radiale F'_r sunt F_{r1} – forța radială și F_{ax1} – forța axială.

Forța tangențială F_{t1} se determină, ca și în cazul angrenajului conic neortogonal [rel.(5.18)], în funcție de care se exprimă celelalte forțe din angrenaj, astfel:

$$F_{r1} = F'_r \cos\delta_1 = F_{t1} \operatorname{tg}\alpha_0 \cos\delta_1 = \frac{2 \cdot 10^6 P_1}{\omega_1 d_{m1}} \operatorname{tg}\alpha_0 \cos\delta_1 = -F_{ax2} \quad (5.25)$$

$$F_{ax1} = F'_r \sin\delta_1 = F_{t1} \operatorname{tg}\alpha_0 \sin\delta_1 = \frac{2 \cdot 10^6 P_1}{\omega_1 d_{m1}} \operatorname{tg}\alpha_0 \sin\delta_1 = -F_{r2} \quad (5.26)$$

Fig.5.12a

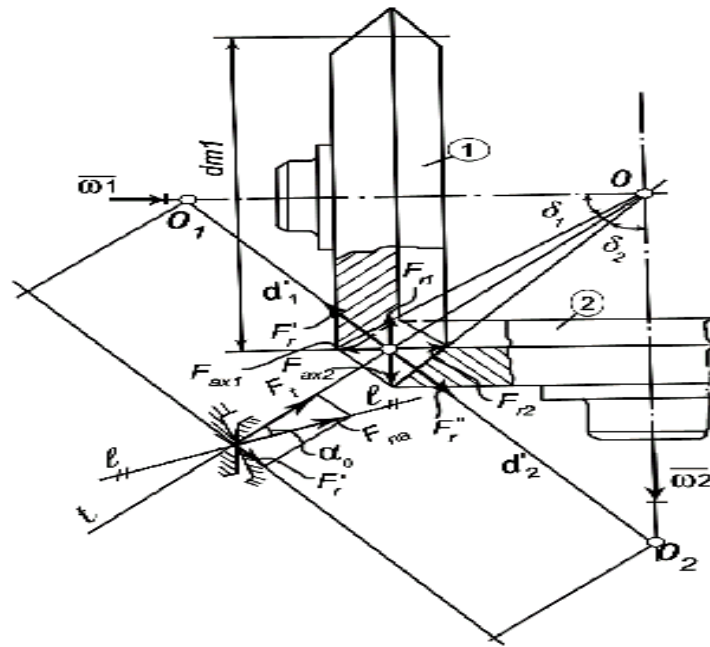


Fig.5.12b

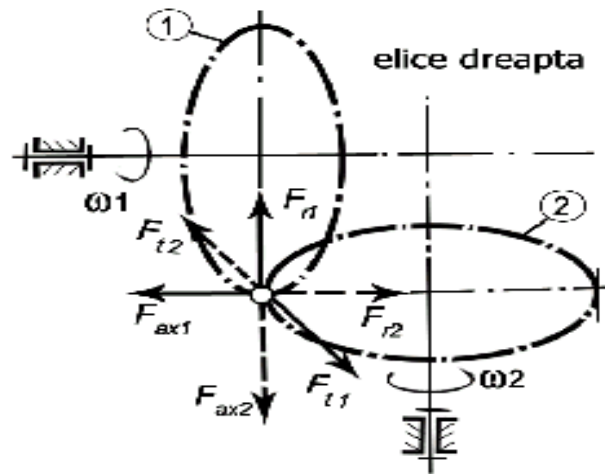
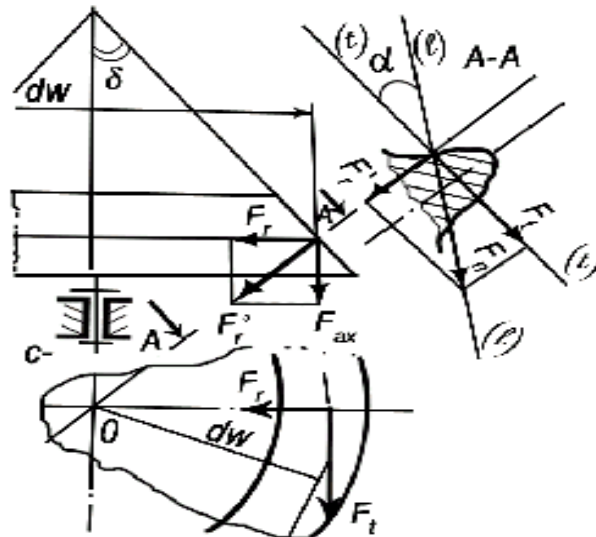


Fig 5.12c



5.5.3. Cinetostatica angrenajelor cu axe încrucișate

Observație : La angrenajul conic având unghiul dintre axe

$\delta = \frac{\pi}{2}$, forța radială la o roată devine forța axială la roata conjugată și invers (fig.5.12b)

Din categoria angrenajelor elicoidale, cea mai mare importanță o prezintă varianta angrenajului melcat; ca atare se va trata numai acest caz particular (fig. 5.13). Sistemul de forțe din angrenajele melcate este redat în figura (5.13 a).

Legătura dintre componentele menționate se stabilește dacă se face o secțiune n-n normală pe direcția spirei melcului (fig.5.13 b), astfel că forța normală F_{na} se descompune în componentele F_{tn} și F_{r1} .

Componenta F_{tn} se compune în punctul C cu forța de frecare μF_{na} (pe direcția lungimii dintelui) obținându-se rezultanta F , care se descompune după direcția axei melcului F_{ax1} (forța axială) și a tangentei la cercul de rostogolire F_{r1} (forța tangențială). În funcție de parametri energo-funcționali: P_1 , ω_1 , M_{t1} , i și η expresiile forțelor tangențiale vor fi :

$$F_{t1} = \frac{2M_{t1}}{d_1} = \frac{2 \cdot 10^6 P_1}{\omega_1 d_1} = -F_{ax2} \quad (5.27)$$

$$F_{t2} = \frac{2i\eta M_{t1}}{d_2} = \frac{2 \cdot 10^6 P_1}{\omega_1 d_1 d_2} = -F_{ax1} \quad (5.28)$$

Relațiile dintre celelalte componente, conform figurii 5.13, sunt:

$$F_{ax1} = \frac{F_{t1}}{\tan(\beta + \varphi)} \quad F_{ax2} = F_{t2} \tan(\beta + \varphi) \quad (5.29)$$

căci

$$\begin{aligned} F_{ax1} &= -F_{t2} \quad F_{t1} = -F_{ax2} \\ F_{r1} &= -F_{r2} = F_n \sin \alpha_n = F_n \tan \alpha_n = F \cos \varphi \tan \alpha_n = \\ &= \frac{F_{ax1} \cos \varphi}{\cos(\beta + \varphi)} \tan \alpha_n = \frac{F_{t2} \cos \varphi}{\cos(\beta + \varphi)} \tan \alpha_n = \\ &= \frac{2 \cdot 10^6 P_1}{i d_1 d_2} \frac{\cos \varphi}{\cos(\beta + \varphi)} \tan \alpha_n \end{aligned} \quad (5.30)$$

Știind că $\tan \alpha_n = \tan \alpha \cos \beta$ și $\cos \varphi \equiv 1 (\varphi \in [1;5])^\circ$ se obține:

$$F_{r1} = -F_{r2} = \frac{F_{ax1}}{\cos(\beta + \varphi)} \tan \alpha \cos \beta \cos \varphi =$$

$$= F_{ax1} \operatorname{tg} \alpha = F_{t1} \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg}(\beta + \varphi)} = \frac{2 \cdot 10^6 P_1}{\omega_1 d_1} \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg}(\beta + \varphi)} \quad (5.31)$$

unde:

β este unghiul de înclinare al elicelor ;

φ este unghiul de frecare ;

α este unghiul de angrenare.

Precizare. În figura 5.14 se redau două variante de evidențiere a sistemului de forțe în angrenajul melcat.

Fig 5.13a

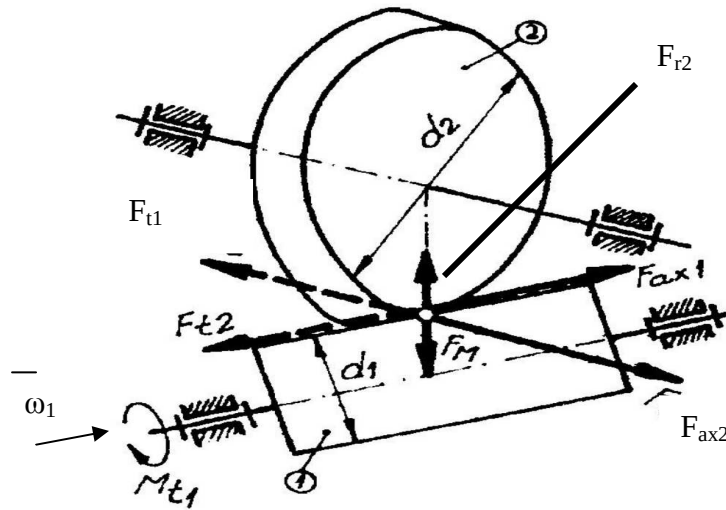
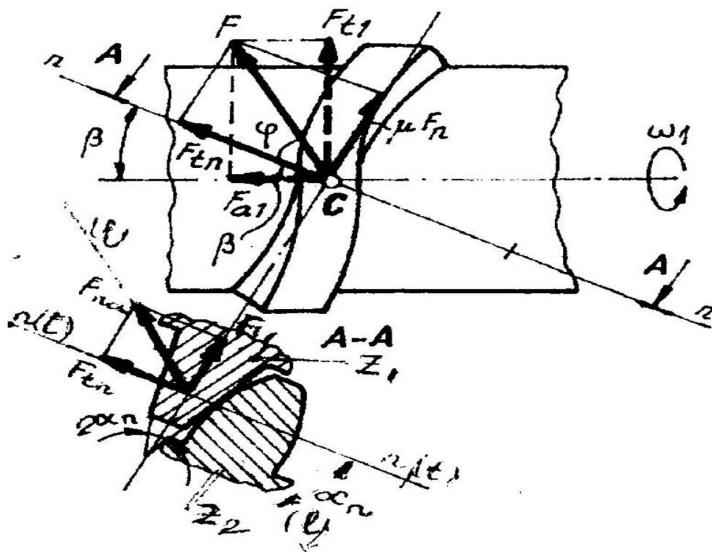


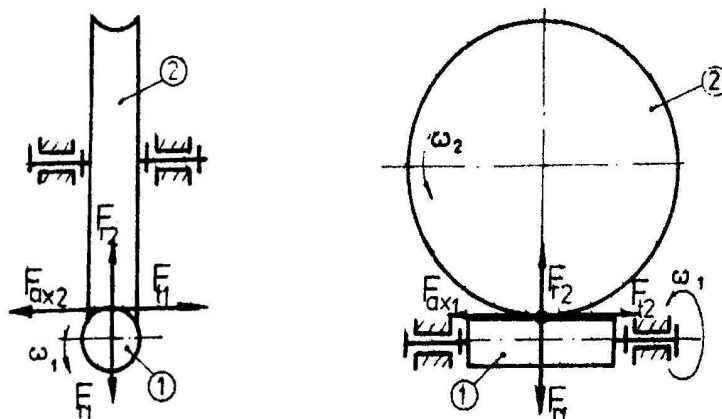
Fig 5.13b



Concluzii

- Angrenajul melcat este constituit dintr-un melc și o roată melcată
- Din punct de vedere constructiv, se deosebesc angrenajele melcate cilindrice și globoidale.

Fig. 5.14



- Geometria angrenajelor melcate se stabilește în funcție de coeficientul diametral $q = \frac{d_1}{m_a}$

Dintre avantajele angrenajelor melcate se menționează :

- gabarit redus ;
- raport de transmitere mare ;
- silențiozitate ;
- presiuni de contact mici ;

Ca dezavantaje se menționează :

- alunecări mari pe lungimea dinților ;
- randament relativ mic ;
- necesită montaj de precizie ;
- necesită materiale de antifricțiune ;

Dintre sferele de utilizare se menționează :

- în construcția reductoarelor melcate;
- în caseta de direcție a autovehiculelor ;
- în construcția mașinilor unelte etc.

5.6. Calculul de rezistență al angrenajelor cilindrice cu dantura în evolventă

Metodica de calcul este conform standardului : STAS 12268-84

5.6.1. Încărcarea reală a angrenajelor

Starea reală de solicitare din angrenaj este diferită de starea teoretică, deoarece în timpul angrenării, datorită impreciziei de execuție și montaj se produc sarcini dinamice suplimentare, iar reparația presiunii de contact pe lățimea dintelui nu este uniformă. Pentru punerea în concordanță cu realitatea a valorilor teoretice ale forțelor (§ 5.5) acestea se corectează prin factori de influență ai sarcinii și rezistenței admisibile. Există două grupe de factori.

a. Factori dependenți de geometria angrenajului sau stabiliți prin convenții. Valoarea lor se stabilește precis din relații de calcul;

b. Factori care consideră influențe greu de apreciat (factori de influență ai forței și rezistenței admisibile). Pentru acești factori se indică mai multe metode de stabilire a lor (notate cu literela A, B și C în ordinea scăderii preciziei de determinare a factorilor).

Metoda A - stabilește mărimea factorilor prin măsurători sau analize matematice cuprinzătoare a transmisiei sau pe baza unei experiențe industriale sigure.

Metoda B - stabilește mărimea factorilor după procedee care sunt eficiente și precise pentru majoritatea cazurilor de utilizare a transmisiei.

Metoda C - stabilește mărimea factorilor după procedee de aproximație simplificate pentru unii factori.

Precizare Cea mai utilizată este **metoda B**.

Cunoscându-se parametri energo-funcționali ai elementului motor: P_1 [KW] – puterea ; n_1 [min⁻¹] – turația ; ω_1 [s⁻¹] - viteza unghiulară; M_{t1} [mNm] – momentul motor; L_h [ore] – durata de funcționare; elemente de geometrie și ciclogramă de încărcare a angrenajului, se calculează valorile teoretice ale parametrilor:

- momentul motor și forța tangențială la roata motoare.

$$M_{t1} = 10^6 \frac{P_1}{\omega_1} = 9,55 \cdot 10^6 \frac{P_1}{n_1} [Nmm] F_{t1} = \frac{2M_{t1}}{d_1} = \frac{2 \cdot 10^6 P_1}{d_1 \omega_1} [N]$$

$$L_h = \left(\text{numar de ani} \times \frac{\text{nr. zile}}{\text{an}} \times \frac{\text{nr. schimburi}}{\text{zi}} \times \frac{\text{nr. ore}}{\text{schimb}} \right) \cdot D_{RL} \quad (5.32)$$

în care D_{RL} este durata relativă de lucru [%] sau [-]

- numărul de cicluri de funcționare [-]

$$N_c = 60 L_h \cdot n_1 = \frac{L_h \cdot \omega_1}{2\pi} \cdot 3600 \text{ (număr cicluri de funcționare)}$$

Forța tangențială reală (efectivă - F_{te}) pe calculul angrenajului la solicitarea flancului prin oboseala de contact (H), respectiv pentru solicitarea de încovoiere a dinților (F) sau gripare (B) are valoarea:

$$F_{te} = K_{h,f,b} F_t \quad (5.33)$$

în care $K_{h,f,b} F_t$ sunt coeficienți de transformare a forței tangențiale teoretice în forță tangențială reală (efectivă). Valoarea coeficienților de transformare se determină ca produs al următorilor factori:

$$K_{H,F,B} = \prod K_j = K_A \cdot K_V \cdot K_{H\beta,F\beta,B\beta} \cdot K_{H\alpha,F\alpha,B\alpha} \quad (5.34)$$

în care :

K_A este factor de utilizare;

K_A - la transmisii reducătoare (standardizate)

$1,1 \times K_A$ - la transmisii multiplicatoare;

$$K_A = K_{am} \cdot K_{A1}$$

K_{am} – efectul mașinii motoare (standardizat)

K_{A1} - efectul mașinii de lucru (standardizat)

K_V – factor dinamic (standardizat)

Notă. Pentru ameliorarea lui K_V se va flanca vârful dintelui sau baza lui și se va îmbunătăți precizia de execuție a angrenajului.

$K_{H\beta,F\beta}$ - factorii de repartiție a sarcinii pe lățimea danturii (standardizati)

Notă. Pentru ameliorare se impune creșterea preciziei de execuție și montaj.

$K_{H\alpha,F\alpha}$ - factorii repartiției între dinți a sarcinii pentru solicitarea de contact $K_{F\alpha}$ și respectiv pentru solicitarea de încovoiere la baza dintelui $K_{F\alpha}$ (standardizati).

5.6.2 Calculul de rezistență al angrenajelor cilindrice cu dantură în evolventă

Calculul de rezistență stabilește structura relațiilor de verificare sau dimensionare pentru solicitarea de contact a flancurilor, încovoiere a dinților sau gripare.

Metoda se aplică angrenajelor cu axe paralele cilindrice exterioare sau interioare cu danturi drepte sau înclinate, cu profil evolventic. Relațiile de calcul permit aplicarea în toate domeniile de utilizare.

Pentru angrenajele cilindrice utilizate în domenii specifice de exemplu: transmisii auto, navale, laminoare etc., unii factori de

influență se pot considera constanți și egali cu unitatea. Deci pentru aceste domenii calculul de rezistență este mai simplu metoda fiind derivată din cea generală.

Metoda de calcul se referă la angrenaje cu $i = c_t$, roți din oțel sau fontă, $m_n \geq 1$, cu profil de referință (standardizat), fără sau cu corecții ale dintelui pe lungime respectiv pe lățime. Angrenajele vor lucra în carcase închise, unse, temperatura mediului ambiant -40° la $+100^\circ$ C.

5.6.2.1 Calculul de rezistență la oboseală de contact a flancurilor dinților.

Calculul se efectuează în punctul de rostogolire C (polul angrenajului) și presupune:

$$\sigma_H \leq \sigma_{HP} \vee S_H = \frac{\sigma_{H \lim}}{\sigma_H} \geq S_{Hp} \quad (5.35)$$

în care:

- σ_H - este tensiunea efectivă de contact a flancurilor, în MP_a ;
- σ_{Hp} - tensiunea admisibilă (de proiectare) de contact a flancurilor, în MP_a ;
- S_H - factor de siguranță efectiv la solicitarea de contact;
- S_{Hp} - factor de siguranță admisibil (de proiectare) la solicitarea de contact;
- $\sigma_{H \lim}$ - tensiunea limită la oboseală de contact a flancurilor, în MP_a .

În timpul în care punctul de contact dintre dinți parcurge segmentul de angrenare, tensiunea de contact variază datorită următoarelor cauze:

- curbura flancurilor dinților ($p_1 = \overline{T_1 C}$; $p_2 = \overline{T_2 C}$) (fig. 5.16) ca o variabilă funcție de poziția punctului de contact și devine maximă în polul C.
- în contact se găsesc una sau mai multe perechi de dinți ceea ce face ca forța normală din angrenaj să se repartizeze când pe una când pe mai multe perechi de dinți;

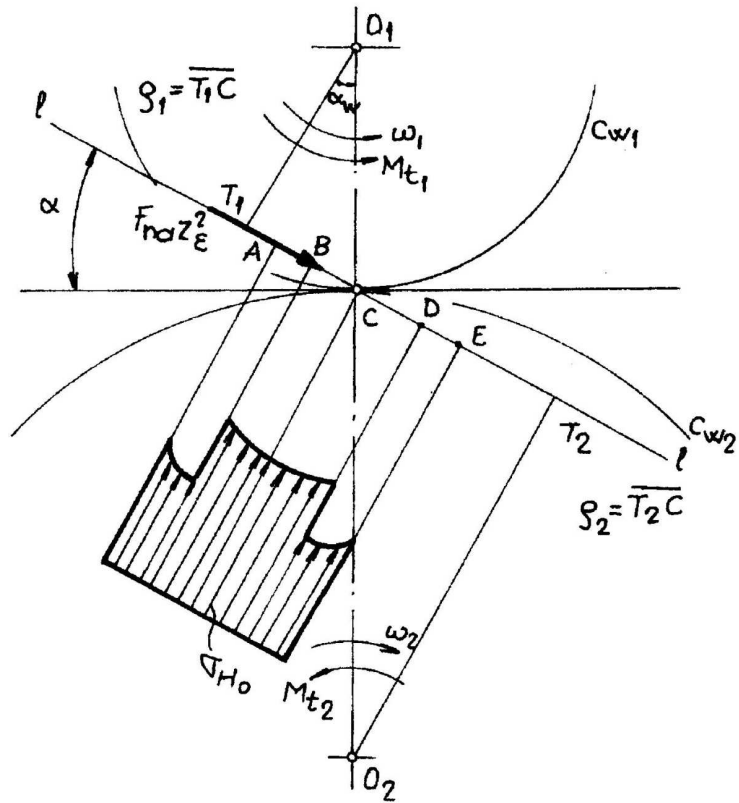
Se acceptă următoarele ipoteze :

- valoarea forței normale din angrenaj pe direcția liniei de angrenare are mărimea $z_\varepsilon^2 F_{na}$ în care:

z_ε este factorul influenței gradului de acoperire la

angrenajele cu dinți drepți. $z_\varepsilon = \left(\frac{4 - \varepsilon_a}{3} \right)$

Fig. 5.15



La angrenaje cu dinți înclinați sau în V apare gradul de acoperire suplimentar ε_β și ca atare, avem :

$$\varepsilon_\beta < 1 \Rightarrow z_\varepsilon = \left[\frac{4 - \varepsilon_\alpha (1 - \varepsilon_\beta)}{3} + \frac{\varepsilon_\beta}{\varepsilon_\alpha} \right]^{1/2}$$

respectiv $\varepsilon_\beta \geq 1 \Rightarrow z_\varepsilon = (1/\varepsilon_\alpha)^{1/2}$

- solicitarea maximă se obține atunci când forța se repartizează pe o singură pereche de dinți.

Relația de verificare se stabilește plecându-se de la relația solicitării de contact a lui Hertz pentru contactul inițial liniar.

Tensiunea nominală de contact (σ_{H0}) are expresia:

$$\sigma_{H0} = \left(\frac{1}{\pi} \frac{\sum C_j}{\eta_e} \frac{z_\varepsilon^2 F_{na}}{b} \right)^{1/2} \quad (5.36)$$

iar tensiunea afectivă (σ_H) va fi:

$$\sigma_H = K_H^{1/2} \cdot \sigma_{H0} \leq \sigma_{H_p} \quad (5.37)$$

în care:

K_H este factor de corecție global la solicitarea de contact a flancurilor.

$$\eta_e = \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \text{ modul de elasticitate echivalent}$$

$$\sum C_j = C_1 + C_2 = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2} = \frac{2}{d_{w1} \sin \alpha_w} \cdot \frac{u \pm 1}{u} \text{ curbura echivalentă}$$

$$\rho_{1,2} = \frac{d_{w1,2}}{2} \cdot \sin \alpha_w; u = \frac{z_2}{z_1} \text{ raport de angrenare;}$$

$$z_2 > z_1; \text{ (fig.5.16)}$$

$$F_{na} = \frac{F_1}{\cos \alpha_w} \text{ forța normală din angrenaj (§ 5.5)}$$

Se notează:

$$\left(\frac{1}{\pi} \cdot \frac{1}{\eta_e} \right)^{1/2} = Z_E \text{ factorul materialelor;}$$

$$\left(\frac{2}{\cos \alpha_w \sin \alpha_w} \right)^{1/2} = Z_H \text{ factorul influenței formei}$$

dinților asupra solicitării de contact
(factor geometric)

$$z_\beta = (\cos \beta)^{1/2} \text{ factorul influenței înclinării danturii .}$$

Prin înlocuire în relația (5.36) se va obține:

$$\sigma_H = Z_E Z_\epsilon Z_H Z_\beta \left(\frac{K_H F_{t1}}{d_{w1} b} \frac{u \pm 1}{u} \right)^{1/2} \leq \sigma_{H_p} \quad (5.38)$$

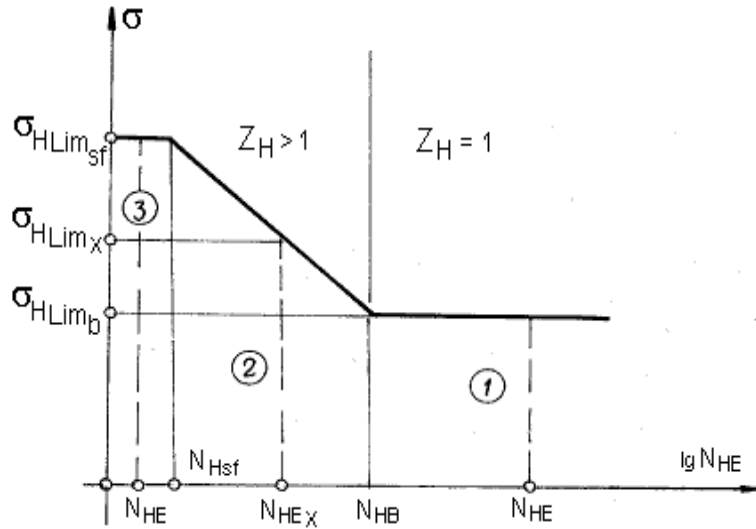
sau sub formă mai generală:

$$\sigma_H = \Pi Z_j \left(\frac{K_H F_{t1}}{d} \cdot \frac{u \pm 1}{b} \cdot \frac{1}{u} \right)^{1/2} \quad j \in (H, \varepsilon, E, \beta) \quad (5.39)$$

Pentru a obține valoarea rezistenței admisibile de contact din relația (5.35) se obține:

$$S_H = \frac{\sigma_{H \lim}}{\sigma_{H p}} \geq S_{H p} \Rightarrow \sigma_{H p} \leq \frac{\sigma_{H \lim}}{S_{H p}} \quad (5.40)$$

Fig. 5.16



Tensiunea limită de contact la oboseală a dinților $\sigma_{H \lim}$, se determină pentru trei domenii reprezentate în fig. 5.16, cu relațiile:

$$1. \sigma_{H \lim} = \sigma_{H \lim b} \cdot Z_L \cdot Z_V \cdot Z_R \cdot Z_W \cdot Z_X$$

$$N_{HB} > N_{HEX} > N_{HSt} \\ \text{și } Z_N = 1$$

$$2. \sigma_{H \lim x} = \sigma_{H \lim} (N_{HB} / N_{Hx})^{1/m_H}$$

$$\sigma_{H \lim x} = \sigma_{H \lim} \cdot Z_N \quad (5.41) \\ N_{HE} < N_{HSt}$$

și :

$$Z_N = \left(\frac{N_{HB}}{N_{Hx}} \right)^{1/m_H}$$

3.

$$\sigma_{H \lim St} = \sigma_{H \lim b} \cdot Z_N \cdot Z_W$$

în care:

Z_L – este factorul influenței ungerii;

Z_V – factorul influenței vitezei;

Z_R – factorul influenței rugozității;

Z_W – factorul influenței durității;

Z_X – factorul influenței dimensiunii;

Z_N – factorul influenței duratei de funcționare (număr de cicluri);

σ_{Hlimb} – tensiunea limită de bază la oboseală pentru solicitarea de contact a dinților (standardizată);

σ_{HlimSt} – tensiunea limită statică de contact a flancurilor dinților [v. standard].

Notă. Valorile factorilor menționați anterior se găsesc în standard.

Calculul de rezistență la oboseală de contact a flancurilor dinților se poate efectua și în baza coeficientului de siguranță, în baza relației (5.40) rezultând:

$$S_H = \frac{\prod Z_j \sigma_{Hlimb}}{K_H^{1/2} \sigma_{H0}} \geq S_{Hp} \quad (5.42)$$

în care:

S_{Hp} este coeficient de siguranță admisibil (v. standard);

σ_{Hlimb} – tensiunea de bază limită la solicitarea de contact (v. standard).

Pentru a stabili **relațiile de dimensionare adică distanța dintre axe**

(a) și modul (m) în relația (5.39) se pune condiția limită $\sigma_H = \sigma_{Hp}$ rezultând:

$$\sigma_{Hp} = \prod Z_j \left(\frac{K_H F_{t1}}{d_{w1} b} \cdot \frac{u \pm 1}{u} \right)^{1/2} \quad (5.43)$$

Înlocuind :

$$d_{w1} = \frac{2a}{u \pm 1}; \quad b = \psi_a \cdot a;$$

$$F_{t1} = \frac{2M_{t1}}{dw_1};$$

în relația 5.43 se va obține :

$$a = (u \pm 1) \left[\frac{1}{2} k_H \left(\frac{\prod Z_j}{\sigma_{Hp}} \right)^2 \frac{M_{t1}}{\psi_a \cdot u} \right]^{1/3} \quad (5.44)$$

Modulul poate fi apoi calculat conform legăturii geometrice :

$$m_n = \frac{2a \cos \beta}{z_1(u \pm 1)} \quad \bigcup \quad z_1 \in [17;30] \quad (5.45)$$

urmând să fie standardizat conform :STAS 822 – 80.

5.6.2.2. Calculul de rezistență la oboseală prin încovoiere a bazei dinților

Evitarea ruperii dinților la oboseală prin încovoiere este garantată cu probabilitatea impusă de realizarea unui factor de siguranță conform relației, în care:

S_F – factor de siguranță efectiv la solicitarea de încovoiere a piciorului dintelui;

S_{Fp} – factor de siguranță admisibil la solicitarea de încovoiere a piciorului dintelui;

σ_{Flim} – tensiunea limită la oboseala de încovoiere a piciorului dintelui, în MPa;

σ_{lim} – tensiunea efectivă la oboseala la încovoiere a piciorului dintelui, în MPa;

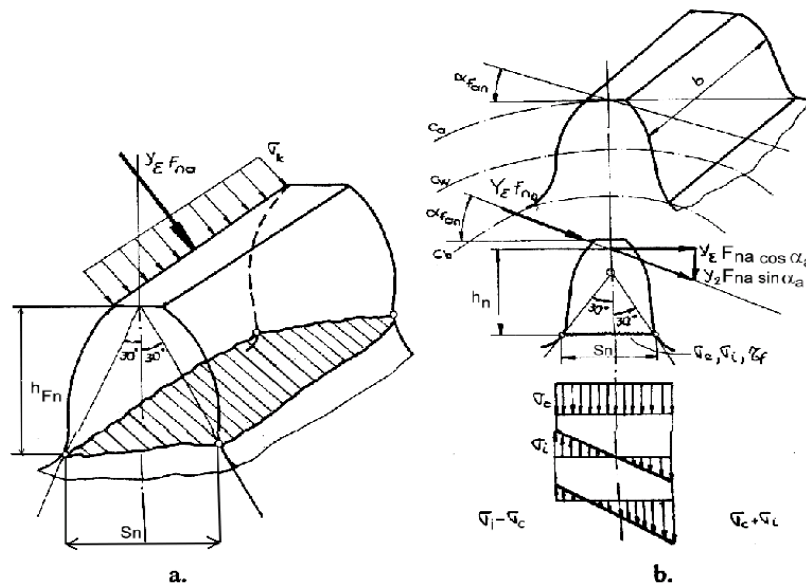
σ_{Fp} – tensiunea admisibilă (de proiectare) la piciorul dintelui, în MPa.

$$S_F = \frac{\sigma_{Flim}}{\sigma_F} \geq S_{Fp} \quad \forall \quad \sigma_F \leq \sigma_{Fp} \quad (5.46)$$

Calculul se va aplica pentru angrenaje plan evolventice acceptându-se următoarele ipoteze:

- forța normală de calcul are valoarea $Y_\epsilon F_{na}$ și este aplicată la vârful dintelui (fig. 5.17a) respectiv Y_ϵ este factorul gradului de acoperire (standardizat);
- forțele de frecare se neglijează;
- dinții se consideră încastrați în coroană, iar secțiunea periculoasă de la baza dintelui corespunde corzii definite prin tangentele duse la profil în punctele de racordare ale dintelui sub un unghi de 30° față de axa dintelui (fig. 5.17b);
- se admite efortul echivalent egal cu efortul unitar la încovoiere pe flancul întins al dintelui $\sigma_{ec} = \sigma_i = \sigma_{F0}$

Fig.5.17



Efortul de încovoiere nominal (σ_{F_0}) are expresia:

$$\begin{aligned}\sigma_{F_0} &= \frac{M_i}{W_z} = \frac{Y_\varepsilon F_{na} \cdot \cos \alpha_a \cdot h_n}{\frac{S_n^2 b}{6}} = \\ &= \frac{F_t}{b m_n} Y_\varepsilon \frac{6 \frac{h_n}{m_n}}{\left(\frac{S_n}{m_n}\right)^2 \cos \alpha_w} = Y_\varepsilon Y_F \frac{F_t}{b m_n}\end{aligned}\quad (5.47)$$

în care:

$$Y_F = \frac{6 \frac{h_n}{m_n} \cos \alpha_a}{\left(\frac{S_n}{m_n}\right)^2 \cos \alpha_w}$$

este factorul de formă al dintelui pentru solicitarea de încovoiere.

Relația (5.47) se completează cu:

Y_{Sa} – factorul concentratorului de tensiune de la piciorul dintelui;

Y_β – factorul înclinării dintelui pentru solicitarea de încovoiere.

Deci:

$$\sigma_{F0} = Y_F Y_\varepsilon Y_{Sa} Y_\beta \frac{F_t}{b m_n} \quad (5.48)$$

Tensiunea efectivă (σ_F) va fi:

$$\sigma_F = K_F \sigma_{F_0} \leq \sigma_{F_p} \quad (5.49)$$

în care K_F este factorul global de corecție la solicitarea de încovoiere a bazei dintelui.

Structura generală a relației de verificare are forma:

$$\sigma_F = \prod_j Y_j \frac{K_F F_t}{b m_n} \leq \sigma_{F_p} \quad (5.50)$$

$j \in (F, \varepsilon, S, \beta)$

Pentru a obține valoarea rezistenței admisibile de încovoiere din relația (5.46) se obține:

$$\sigma_{F_p} \leq \frac{\sigma_{F_{lim}}}{S_{F_p}} \quad (5.51)$$

Tensiunea limită la oboseală de încovoiere a piciorului dintelui se determină pentru trei domenii reprezentate în figura 5.16 din relațiile:

$$\begin{aligned}1. \quad \sigma_{F_{lim}} &= \sigma_{o_{lim}} Y_\delta Y_R Y_X \\ N_{FB} &> N_{Fex} > N_{FSt}\end{aligned}$$

$$2. \sigma_{F \lim X} = \sigma_{F \lim} (N_{FB} / N_{FE})^{1/m_F} \quad (5.51')$$

$$N_{FE} < N_{FSt}$$

$$3. \sigma_{F \lim St} = \sigma_{o \lim} Y_{NSt} Y_{\delta St}$$

în care:

$\sigma_{o \lim}$ este limita la oboseală prin încovoiere pulsatorie a epruvetei netede dedusă prin încercări pe roți dințate;

$\sigma_{F \lim St}$ – tensiunea limită statică la încovoierea dintelui.

Relația de transformare de la roțile încercate la epruveta netedă este:

$$\sigma_{o \lim} = Y_{SF} \sigma_{F \lim} \cong 2 \sigma_{F \lim} \quad (5.52)$$

unde:

Y_{SF} este factorul concentratorului parțial de tensiune de la trecerea de la roți dințate la epruvetă.

în care:

Y_{δ} este factorul sensibilității materialului la concentrator de tensiune.

Y_R – factorul de rugozitate;

Y_X – factorul de dimensiune;

Y_N – factorul duratei de funcționare.

Notă. Valorile factorilor menționați anterior se găsesc în standard.

Calculul de rezistență la oboseală prin încovoiere a bazei dinților se poate efectua și în baza coeficientului de siguranță [rel. (5.46)], rezultând:

$$S_F = \frac{\prod Y_j \sigma_{F \lim b}}{K_F \sigma_{F0}} \geq S_{Fp} \quad (5.53)$$

în care:

$\sigma_{F \lim b}$ este tensiunea limită de bază la solicitarea de încovoiere (v.standard);

S_{Fp} – coeficient de siguranță admisibil.

Pentru a stabili **relațiile de dimensionare, distanța dintre axe (a) și modulul (m)**, în relația (5.50) se pune condiția limită $\sigma_F = \sigma_{Fp}$ rezultând:

$$\sigma_{Fp} = \prod Y_j \frac{K_F F_t}{b m} \quad (5.54)$$

În baza înlocuirilor pentru parametrii: F_t , b și m [rel. (5.43)

§ 5.6.1.1] respectiv $b = \psi_{d1} \cdot d_1$; $a = \frac{m z_1}{2} (u \pm 1)$; $m = \frac{2a}{z_1 (u \pm 1)}$ se obține:

$$a = \left[\frac{\prod Y_j K_F 10^6 P_1 z_1 (u \pm 1)^2}{2 \psi_a \omega_1 \sigma_{Fp}} \right]^{1/3} \quad (5.55)$$

Precizări:

- Calculul geometric și cinematic pentru angrenaje paralele cilindrice exterioare cu danturi drepte în evolventă este prezentat în standard;
- Calculul geometric și cinematic pentru angrenaje paralele cilindrice interioare cu danturi drepte în evolventă este prezent în standard;
- Valorile coeficienților ψ_a , ψ_m și ψ_{d1} se găsesc în titlurile bibliografice indicate.
- Calculul la solicitarea statică de contact a flancurilor dinților și la solicitarea statică prin încovoiere nu a fost tratat în prezentul curs [v.standard].

**5.6.3.Elemente de
calcul
aferente
angrenajelor
cilindrice cu
dantură
înclinată**

Elementele geometrice ale roții echivalente se pun în evidență dacă se secționează o roată dințată cu dinți înclinați cu un plan perpendicular pe dinte, conform figurii 5.18, rezultând o secțiune eliptică.

În secțiunea normală $n-n$, dimensiunile și forma dinților apar identice cu cele ale danturii roților dințate cu dinți drepti de modul m_n rezultă că în această secțiune se poate aplica metoda de calcul de la angrenaje cilindrice cu dinți drepti (§5.6.2.1 și §5.6.2.2).

Dificultatea calculului în acest caz constă în aceea că această secțiune este o elipsă și nu un cerc.

Pentru a ocoli această dificultate, se va înlocui cu suficientă aproximație elipsa, printr-un cerc fictiv de rază egală cu raza de curbură echivalentă maximă a elipsei, obținându-se astfel o roată dințată cilindrică cu dinți drepti.

Concluzie. Roata cilindrică cu dinți drepti, care are raza cercului de rostogolire egală cu raza de curbură echivalentă maximă a elipsei din secțiunea normală pe dinții roții reale se numește **roata echivalentă**.

Conform figurii 5.18, semiaxele elipsei sunt:

$$b_1 = \frac{d}{2} ; a_1^* = \frac{d}{2 \cos \beta} \quad (5.56)$$

iar raza de curbură echivalentă maximă are expresia:

$$\rho_E = \frac{(a_1^*)^2}{b_1^*} = \frac{d}{2 \cos^2 \beta} \quad (5.57)$$

deci diametrul roții echivalente va fi:

$$d_E = 2\rho_E = 2 \frac{d}{2 \cos^2 \beta} = z_E m_n \quad (5.58)$$

Astfel:

$$d = z_E m_n \cos^2 \beta = m_f z = \frac{m_n z}{\cos \beta} \quad (5.59)$$

din care rezultă:

$$z_E = \frac{z}{\cos^3 \beta} \quad (5.60)$$

Lăţimea roţii echivalente are valoarea: $b_E = \frac{b}{\cos \beta}$, iar lungimea totală

a liniei de contact $L_k = \varepsilon_f \cdot b_E$.

Angrenajul echivalent este un angrenaj cilindric cu dinţi drepti care se obţine prin secţionarea cu un plan normal pe dantură a angrenajului cilindric cu dinţi înclinaţi, având modulul egal cu modulul normal al angrenajului cu dinţi înclinaţi.

Elementele angrenajului echivalent şi expresiile acestora sunt:

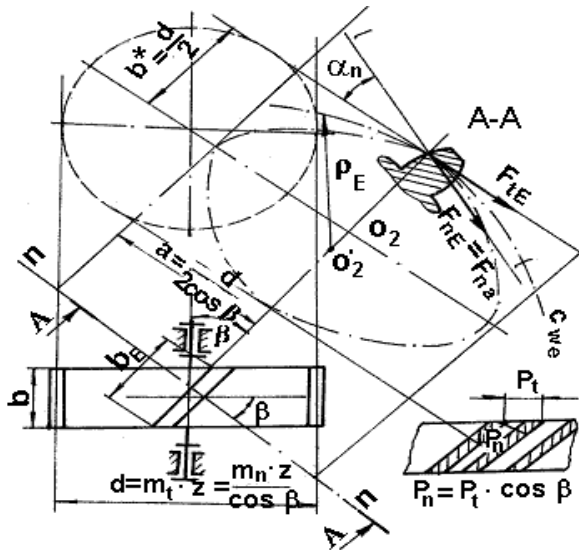
– *Raportul de transmitere echivalent:*

$$i_E = \frac{z_{E2}}{z_{E1}} = \frac{\frac{z_2}{\cos^3 \beta}}{\frac{z_1}{\cos^3 \beta}} = \frac{z_2}{z_1} = i \quad (5.61)$$

– Distanţa dintre axe echivalentă:

$$a_E = \frac{z_{E2} + z_{E1}}{2} m_n = \frac{z_2 + z_1}{2} \frac{m_n}{\cos^3 \beta} = m_f \frac{z_2 + z_1}{2 \cos^2 \beta} = \frac{a}{\cos^2 \beta} \quad (5.62)$$

Fig. 5.18



Calculul de rezistenţă al angrenajelor cilindrice cu dinţi înclinaţi se face în baza aceluiaşi relaţii ca şi a angrenajelor cilindrice cu dinţi drepti (§5.6.2 şi §5.6.2.1) prin folosirea angrenajului echivalent şi a mărimilor aferente acestuia. Mărimile echivalente sunt: d_{wE} – diametrul de rostogolire; z_E – număr de dinţi; a_E – distanţa dintre axe; b_E – lăţimea; α_n – unghi de angrenare în planul normal; F_{tE} – forţa tangenţială; M_{tE} – moment de torsiune; P_E – puterea (toate echivalente).

Parametrii energetici echivalenți (F_{tE} , M_{tE} , P_E) rezultă din condiția ca angrenajul echivalent să fie capabil a transmite aceeași forță ($F_n = F_{na}$) ca și angrenajul real cu dinți înclinați.

Se reamintesc relațiile dintre unghiurile caracteristice ale angrenajului cu dinți înclinați:

$$\cos \alpha_t \cos \beta_b = \cos \beta \cos \alpha_n ; \sin \beta_b = \sin \beta \cos \alpha_n$$

$$\operatorname{tg} \beta_b = \operatorname{tg} \beta \cos \alpha_t ; \operatorname{tg} \alpha_t \cos \beta ; \cos \beta_b = \frac{\sin \alpha_n}{\sin \alpha_t}$$

În angrenajul echivalent forța tangențială este:

$$F_{tE} = F_{na} \cos \alpha_n = \frac{F_t \cos \alpha_n}{\cos \alpha_t \cos \beta_b} \quad (5.63)$$

iar raportul momentelor de torsiune va fi:

$$\begin{aligned} \frac{M_{tE}}{M_t} &= \frac{F_{tE} d_E}{F_t d} = \frac{F_t \cos \alpha_n}{\cos \alpha_t \cos \beta_b} \cdot \frac{d}{\cos^2 \beta} \cdot \frac{1}{F_t d} = \\ &= \frac{\cos \alpha_n}{\cos \alpha_t \cos \beta_b} \cdot \frac{1}{\cos^2 \beta} \end{aligned} \quad (5.64)$$

deci:

$$M_{tE} = M_t \frac{\cos \alpha_n}{\cos \alpha_t \cos \beta_b} \cdot \frac{1}{\cos^2 \beta} \quad (5.65)$$

sau:

$$\left(\frac{P}{\omega} \right)_E = \left(\frac{P}{\omega} \right) \frac{\cos \alpha_n}{\cos \alpha_t \cos \beta_b} \cdot \frac{1}{\cos^2 \beta} \quad (5.66)$$

Precizări

– Forma relațiilor de calcul pentru dimensionare se obține pornind de la exprimările solicitărilor de contact [v. (5.44) și (5.45)] și de încovoiere [v. (5.55) și (5.56)], în care se introduc mărimile determinate anterior.

– În scopul simplificării calculelor de dimensionare, se admite că angrenajul cilindric cu dinți înclinați este de tip zero sau zero deplasat ($\alpha_t = \alpha_{ot}$; $\alpha_n = \alpha_{on}$; $\alpha = \alpha_o$).

– Factorii ce intervin în relații se găsesc în standard, având aceleași semnificații ca și în cazul roților cilindrice echivalente.

– Calculul geometric și cinematic pentru angrenaje paralele cilindrice cu danturi înclinate, în evolventă, este prezetat în standard.

5.6.4. Transmisii cu roți dințate minimale

Tendența de miniaturizare a aparatelor și instalațiilor se materializează în cazul roților dințate în micșorarea modulului și a numărului de dinți.

Scăderea numărului de dinți cu mult sub limita impusă de ascuțire (10 dinți în cazul cremalierii de referință STAS 821-82) este posibilă prin scurtarea capului dintelui în procesul de fabricație, obținându-se roți dințate minimale cu 1...5 dinți.

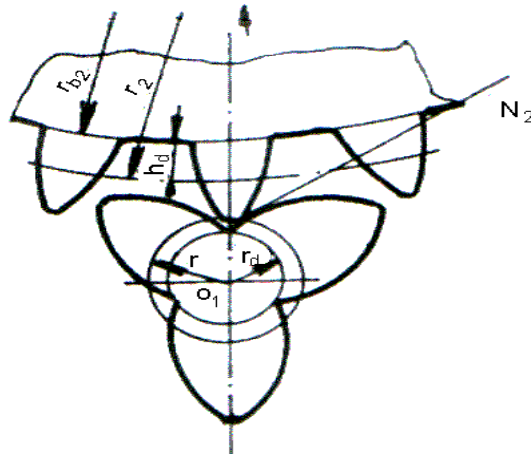
Acestea pot avea dantura dreaptă sau înclinată.

În figura 5.19. este reprezentat un angrenaj format din două roți dințate minimale cu dantură dreaptă.

În calculul de rezistență a danturii, angrenajul cu roată minimală trebuie verificat numai la uzură, datorită faptului că lungimea mare a dintelui conferă acestuia o rezistență sporită la rupere.

Tensiunea de contact se determină cu relația lui Hertz, iar parametri care intervin au aceleași semnificații ca la roțile cu dinți înclinați.

Fig. 5.19



5.6.5. Elemente de calcul aferente angrenajelor conice

Fie angrenajul conic ortogonal cu dinți înclinați sau curbi din figura 5.20, la care se cunosc elementele geometrice ale danturii.

Conform definiției raportului de transmitere se poate scrie:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{d_{m2}}{d_{m1}} = \frac{\left(R - \frac{b}{2}\right) \sin \delta_2}{\left(R - \frac{b}{2}\right) \sin \delta_1} = \operatorname{ctg} \delta_1 = \operatorname{tg} \delta_2 \quad (5.67)$$

respectiv:

$$\cos \delta_1 = \sin \delta_2 = \frac{\operatorname{ctg} \delta_1}{\sqrt{\operatorname{ctg}^2 \delta_1 + 1}} = \frac{i}{\sqrt{i^2 + 1}} \quad (5.68)$$

Se menționează faptul că angrenajului conic i se definește un angrenaj cilindric echivalent, dacă acesta din urmă respectă următoarele condiții de echivalare:

- modulul egal cu cel al conului suplimentar mediu ($C_{ms1,2}$; fig. 5.20);
- înălțimea dintelui egală cu cea a conului suplimentar mediu;
- razele egale cu generatoarele conurilor suplimentare medii;
- forțele din angrenajul echivalent egale cu cele din angrenajul real;
- viteza periferică echivalentă egală cu cea reală;
- dintele în secțiunea cilindrică se consideră de formă dreptunghiulară, deși în realitate este trapezoidal.

În conformitate cu condițiile de echivalare se vor pune în evidență elementele angrenajului echivalent (fig. 5.20). se observă că angrenajul conic are înălțimea și modulul dintelui variabil pe lățimea danturii (B), de aceea în relațiile de calcul se va opera cu modulul mediu .

Din exprimarea:

$$\sin \delta_1 = \frac{r_{m1}}{R - \frac{b}{2}} = \frac{r_1}{R} \Rightarrow r_{m1} = \frac{r_1}{R} \left(R - \frac{b}{2} \right) = r_1 \left(1 - \frac{\psi_R}{2} \right) \quad (5.69)$$

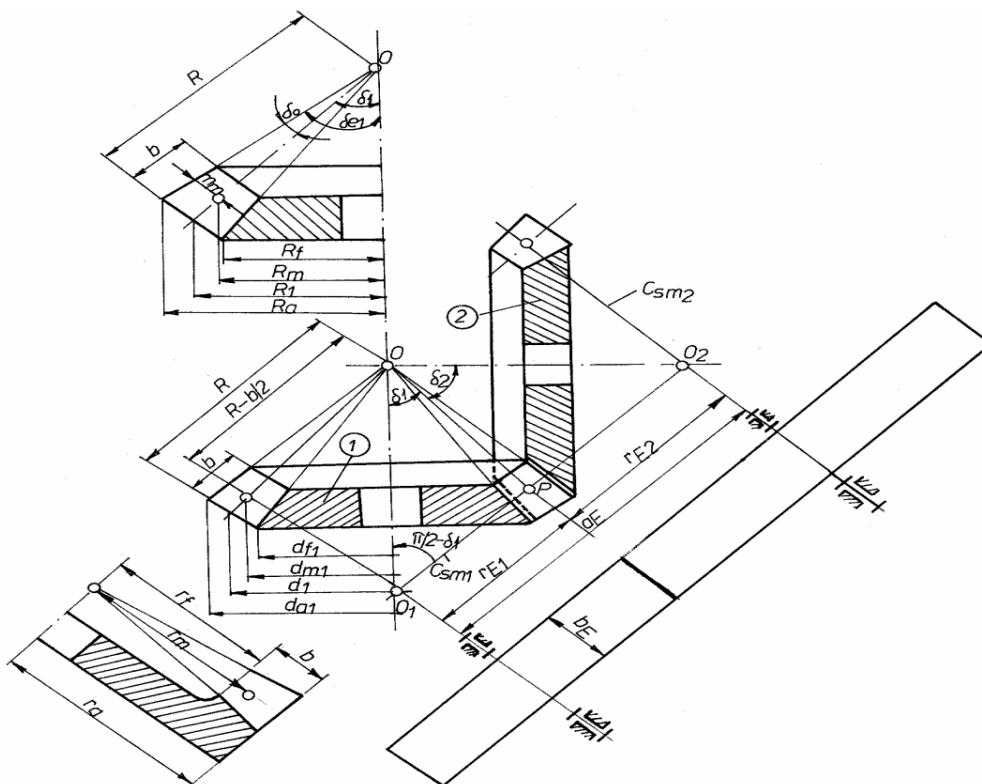
în care ψ_R este coeficient de lățime ($\psi_R \leq 0,3$) :

$$\psi_R = \frac{b}{R}$$

și similar:

$$r_{m2} = r_{m1} \left(1 - \frac{\psi_R}{2} \right) \quad (5.70)$$

Fig. 5.20



Razele echivalente și se vor stabili din conurile suplimentare (fig. 5.20) astfel:

$$\sin\left(\frac{\pi}{2} - \delta_1\right) = \frac{r_{m1}}{r_{E1}} \wedge \sin\left(\frac{\pi}{2} - \delta_2\right) = \frac{r_{m2}}{r_{E2}} \quad (5.71)$$

deci:

$$r_{E1} = \frac{r_{m1}}{\cos \delta_1} = r_1 \left(1 - \frac{\Psi_R}{2}\right) \frac{\sqrt{i^2 + 1}}{i}$$

și

$$r_{E2} = \frac{r_{m2}}{\cos \delta_2} = r_2 \left(1 - \frac{\Psi_R}{2}\right) \sqrt{i^2 + 1} \quad (5.72)$$

Exprimând razele echivalente și de divizare în funcție de modul și numerele de dinți din relațiile (5.72) se obține:

$$z_{E1} m_n = \frac{z_1 m_n}{\cos \delta_1} = z_1 m_n \frac{\sqrt{i^2 + 1}}{i} \quad (5.73)$$

și

$$z_{E2} m_n = \frac{z_2 m_n}{\cos \delta_2} = z_2 m_n \sqrt{i^2 + 1}$$

deci :

$$z_{E1} = z_1 \frac{\sqrt{i^2 + 1}}{i} \wedge z_{E2} = z_2 \sqrt{i^2 + 1} \quad (5.74)$$

$$a_E = r_{E1} + r_{E2} = \left(1 - \frac{\Psi_R}{2}\right) r_1 \frac{(i^2 + 1)^{3/2}}{i} \quad (5.75)$$

și modulul echivalent:

$$m_{nm} = m_E = \frac{r_E}{z_E} = \frac{r_m}{z} = m_n \left(1 - \frac{\Psi_R}{2}\right) \quad (5.76)$$

Parametrii energetici echivalenți rezultă din condiția ca forțele tangențiale la cele două angrenaje (real și echivalent) să fie egale, deci:

$$F_t = F_{tE} = \frac{M_t}{r_M} = \frac{M_{tE}}{r_E} \quad (5.77)$$

din care rezultă:

$$M_{tE} = M_t \frac{r_E}{r_M} = M_t \frac{1}{\cos \delta_1} = M_t \frac{\sqrt{i^2 + 1}}{i} \quad (5.78)$$

respectiv:

$$\left(\frac{P}{\omega}\right)_E = \left(\frac{P}{\omega}\right) \frac{\sqrt{i^2 + 1}}{i} \quad (6.79)$$

Lungimea generatoarei de divizare L în funcție de modulul (m) se determină din considerente de geometrie astfel:

$$L = \sqrt{r_1^2 + r_2^2} = \frac{m}{2} \sqrt{z_1^2 + z_2^2} = \frac{mz_1}{2} \sqrt{i^2 + 1} \Rightarrow m = \frac{2L}{\sqrt{i^2 + 1}} \quad (5.80)$$

Precizări:

Relațiile fundamentale de verificare la solicitarea de contact și încovoiere (§ 5.6.2.1 și § 5.6.2.2) rămân formal identice;

- Calculul de rezistență al danturii angrenajelor conice se face prin înlocuirea mărimilor echivalente determinate anterior în relațiile de calcul ale angrenajelor cilindrice cu dinți drepți (§ 5.6.2.1 și § 5.6.2.2);

- Factorii din relații au aceleași semnificații ca și în cazul roților cilindrice cu dinți drepți și se determină cu aceleași relații în care se utilizează parametrii aferenți roților cilindrice echivalente.

5.6.6. Elemente de calcul aferente angrenajelor melcate (metoda de calcul nu este reglementată prin ISO–DIN)

Parametrii funcționali ai angrenajului (a , m , q) funcție de raportul de transmitere ($i = z_2 / z_1$) sunt redați în standard .

În vederea reducerii sortimentului de freze melc necesare pentru execuția roții melcate și din considerente de rigiditate optimă la încovoiere a melcului, coeficientul diametral este condiționat de mărimea modulului axial[v. standard].

$$\left(q = \frac{d_1}{m_x} = \frac{d_1}{m_t} \right)$$

5.6.6.1. Angrenajul melcat cilindric

La transmisiile melcate de putere și, ca urmare limitele raportului de transmitere vor fi: conform tabelului 5.1.

Ca elemente de ordin constructiv aferente angrenajului melcat cilindric (fig. 5.21) se menționează :

$$a = d_{w1} + d_{w2} = \frac{m}{2} (q + z_2 + 2x)$$

$$d_{w1} = m(q + 2x)$$

$$d_1 = m q \quad (5.81)$$

$$d_2 = d_{w2} = mz_2$$

$$x \in [(-1,5) - 0,5; 0,5]$$

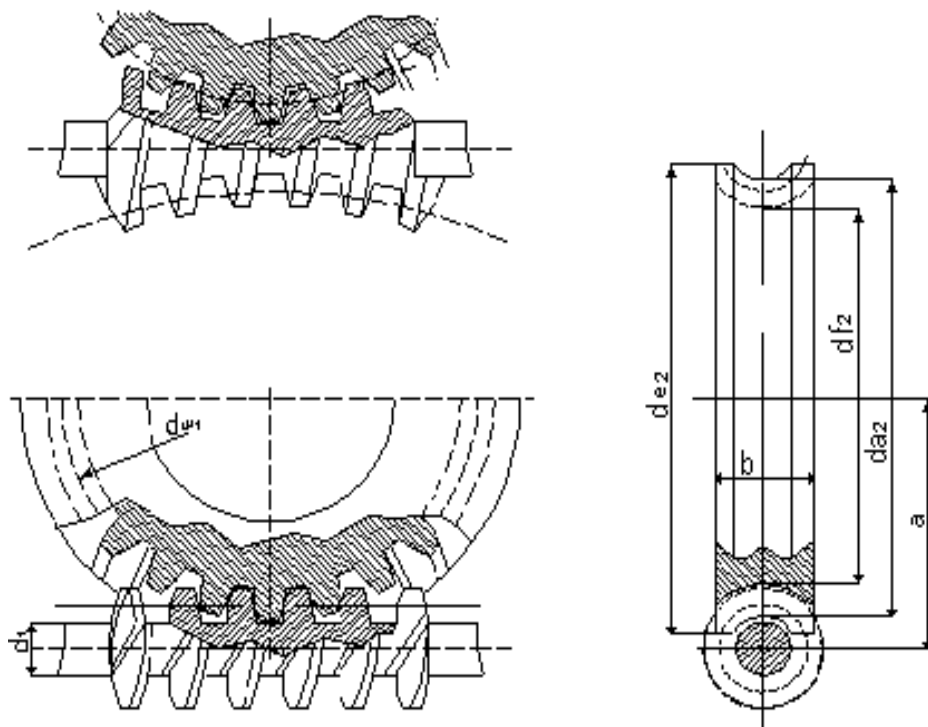
– **Lungimea activă a melcului:**

$$DIN - B_1 \geq 2,5m\sqrt{z_2 + 2(1+x)} \quad (5.82)$$

$$GOST - z_1 \in [1; 2] \Rightarrow B_1 = (11 + 0,06z_2)m;$$

$$z_1 \in [3; 4] \Rightarrow B_1 \geq (12,5 + 0,07z_2)m \quad (5.83)$$

Fig. 5.21



Formule pentru calculul geometric al angrenajelor melcate cilindrice

Tbelul 5.1

Nr. crt.	Denumirea mărimii	Simbol		Angrenaje melcate fără deplasare de profil	Angrenaje melcate cu deplasare de profil
1.	Unghiul dintre axe	δ	grade	$\delta = 90^\circ$	
2.	Numărul de începuturi ale melcului	z_1		$z_1 = 1 \dots 4$	
3.	Numărul de dinți a roții dințate	z_2		$z_2 = i_{12} \cdot z_1$	
4.	Numărul de dinți al roții echivalente	z_{v2}		$z_{v2} = z_2 / \cos^3 \gamma_0$	
5.	Unghiul elicei de referință	γ_0	grade	$\text{tg} \gamma_0 = z_1 / q$	
6.	Coeficientul diametral	q		Se ia din STAS 8945-75	
7.	Diametrul de referință	d_1	mm	$d_1 = q \cdot m_x$	
8.	Diametrul cercului de divizare a roții	d_2	mm	$d_2 = m_x \cdot z_2$	
9.	Diametrele cercurilor de rostogolire	d_{w1} d_{w2}	mm mm	$d_{w1} = m_x \cdot q$ $d_{w2} = m_x \cdot z_2$	$d_{w1} = m_x \cdot (q \pm 2x)$ $d_{w2} = m_x \cdot z_2$
10.	Distanța axială	a	mm	$a = m_x / 2 \cdot (q + z_2)$	$a = m_x / 2 \cdot (q + z_2 \pm 2x)$
11.	Diametrele cercurilor exterioare	d_{a1} d_{a2}	mm mm	$d_{a1} = m_x \cdot (q + 2f_0)$ $d_{a2} = m_x \cdot (z_2 + 2f_0)$	$d_{a1} = m_x \cdot (q + 2f_0)$ $d_{a2} = m_x \cdot (z_2 + 2f_0 \pm 2x)$
12.	Înălțimea dintelui	h	mm	$h = m_x (2f_0 + w_0)$	
13.	Diametrele cercurilor interioare	d_{f1} d_{f2}	mm mm	$d_{f1} = m_x (q - 2f_0 - 2w_0)$ $d_{f2} = m_x (z_2 - 2f_0 - 2w_0)$ $f_0 = 1; w_0 = 0,25$	$d_{f1} = m_x (q - 2f_0 - 2w_0)$ $d_{f2} = m_x (z_2 - 2f_0 - 2w_0 + 2x)$

– Lățimea roții melcate :

$$\begin{aligned} \text{DIN} - b_2 < 0,8d_1 \Rightarrow b_{m2} \cong 0,45m(q+6) \Rightarrow b_2 = b_{m2} \text{ pt. Cu - Sn} \\ b_2 = b_{m2} + 1,8m \text{ pt. Fc si Cu - Al } (d_{a2})_{\max} = d_{a2} + m \end{aligned} \quad (5.84)$$

$$\begin{aligned} \text{GOST} - b_2 < (0,75 \dots 0,67) d_1 ; (d_{a2})_{\max} = d_2 + (2 \dots 1)m ; \\ b_2 \cong (1,1 \dots 1,17) b_2 \end{aligned} \quad (5.85)$$

Gradul de acoperire mediu are expresia aproximativă:

$$\varepsilon_t = \frac{r_{a2}^2 - r_2^2 \cos^2 \alpha_t - r_2 \sin \alpha_t + \frac{m(1-x)}{\sin \alpha_t}}{\pi m \cos^2 \psi \cos \alpha_t} \cup \cos \psi = \cos \theta \frac{\cos \alpha_n}{\cos \alpha_t} \quad (5.86)$$

Cu precizările de ordin constructiv menționate se va defini capacitatea portantă a angrenajului melcat cilindric la oboseală a bazei și flancului dinților roții.

Notă. Materialul melcului este calitativ superior aceluia din care se confecționează roata melcată. Totodată spirele melcului au baza mai robustă.

Forma relațiilor de calcul pentru dimensionare se obține pornind de la exprimările solicitărilor de încovoiere și contact stabilite pentru angrenajul cilindric cu dinți înclinați (ce rămân parțial valabile).

Efectuând înlocuirile și calculele corespunzătoare rezultă distanța dintre axe (a) din condițiile de rezistență la oboseală de contact a flancurilor dinților și oboseală din încovoiere a bazei dinților.

5.6.6.2. Angrenajul melcat globoidal

În planul axial principal dinții conjugați au forma unei cremaliere circulare de flanc tangente la cercul de profilare (fig. 5.22).

$$d_0 = d_{w2} \sin \left(\alpha_1 + \frac{\varphi}{4} \right) \quad (5.87)$$

în care:

$$\varphi = \frac{2\pi}{z_2} \wedge \alpha_1 = \frac{1}{2}(z_0 - 1)\varphi$$

unde la un pas unghiular dat (φ),

$$z_0 = \frac{z_2}{9} + 1$$

reprezintă numărul de dinți ai roții cuprinși de melc ($z_0 > 4$ și fracționar).

Globoidul de divizare are diametrul minim în planul median al roții:

$$d_1 = mq ; d_2 = 2a - d_1 ; \operatorname{tg} \theta = \frac{d_2}{id_1} = \frac{z_2}{iq} \quad (5.88)$$

în care dependența q funcție de m este prezentată în bibliografie.

Ca elemente de ordin constructiv aferente angrenajului melcat globoidal se menționează:

– **dimensiunile radiale ale dinților** ($h_{1,2}$) se aleg astfel încât să realizeze condiția de egală rezistență la încovoiere pe arcul de cuprindere.

$$h_1 = (1,6 \dots 1,8) m ; h_{a1} = (0,5 \dots 0,6) m ;$$

$$\frac{j_r}{m^2} \in [0,15 ; 0,25] \Rightarrow h_{f1} = h_1 - h_a$$

$$h_2 = h_1 ; h_{a2} = h_{f1} - j_r ; h_{f2} = h_{a1} + j_r \quad (5.89)$$

Pentru un joc radial dat rezultă (fig.5.22):

– **lățimile active ale melcului și roții melcate** (fig.5.22) au valorile:

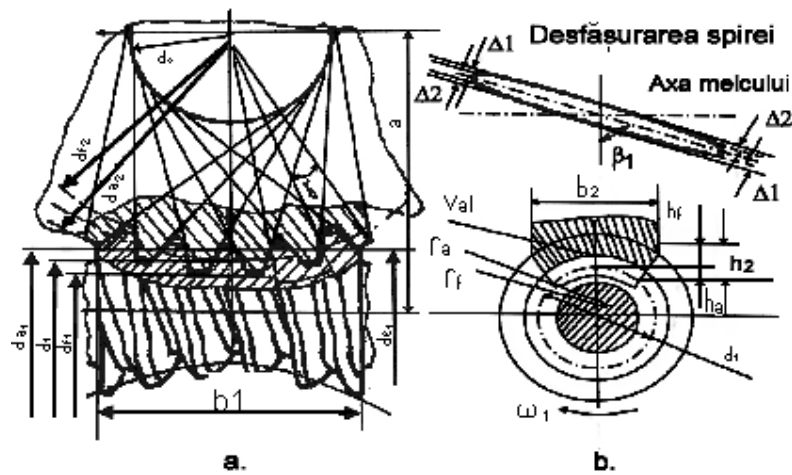
$$b_1 \cong d_2 \sin \frac{\gamma}{2} \cong d_0 - 0,03 a ; b_2 = (0,85 \dots 0,95) d_{f1} ;$$

$$\gamma = \varphi(z_0 + 0,5) \quad (5.90)$$

– **flancarea laterală a melcului** ((fig.5.22) în scopul ameliorării condițiilor de ungere)):

$$\Delta_1 \cong 0,33 a (0,5 z_0 - 1) \cdot 10^{-3} ; \Delta_2 \cong 1,8 \Delta_1 \quad (5.91)$$

Fig.5.22



Notă. Restul dimensiunilor se stabilesc cu ajutorul relațiilor cunoscute de la angrenajul melcat cilindric.

Capacitatea portantă a acestui angrenaj este limitată superior de solicitarea flancurilor la contact hertzian și implicit de gripare (datorită înfășurării reciproce dintre melcul globoidal și roata melcată).

Observații:

- Relațiile de calcul și elementele de geometrie ale tipurilor de angrenaje tratate sunt prezentate în cursurile de Mecanisme.
- S-au tratat acele tipuri de angrenaje care se folosesc cel mai frecvent în construcția de mașini.

5.6.6.3. Mecanisme melcate cu profil exact și aproximativ pentru aparate.
Caracterizare.
Clasificare.

Angrenajul cu melc și roată melcată derivă dintr-un angrenaj elicoidal cu $\beta_{\Sigma} = 90^\circ$, la care, uneia dintre roți i se micșorează diametrul d iar lățimea se mărește astfel încât dintele se transformă într-o spirală ce se înfășoară pe cilindrul de bază (fig.5.23).

Roata are aspectul unui șurub denumit melc, iar numărul dinților z_1 echivalează cu numărul de începuturi ale spirelor.

Angrenajele melcate transmit momente de torsiune între arbori perpendiculari, cu rapoarte de transmitere medii și mari, în construcții compacte.

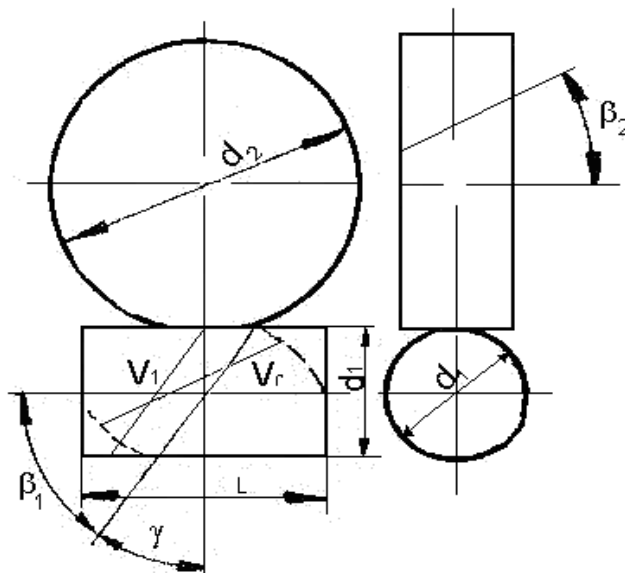
Ele sunt mai silențioase decât angrenajele cilindrice și conice, iar sarcina pe flanc se repartizează pe mai multe linii de contact.

Totuși, aceasta este limitată datorită alunecării relative și încălzirii.

Ca dezavantaje se mai pot menționa: randament scăzut, cost ridicat al sculelor de danturat, precizie ridicată de execuție și montaj.

În construcția de aparate se utilizează angrenaje cu melc și roată melcată cu raport de transmitere constant cât și cu raport variabil.

Fig. 5.23



Ele se utilizează ca angrenaje de putere, la minireductoare, dar și în mecanismele de reglaj ale unor aparate cum ar fi microscopae, telescoape, aparate de radiolocație, cântare, aparate de citire, unde sunt acționate mecanic sau manual.

Materialele se aleg în așa fel încât să formeze un cuplu antifricțiune: oțet călit-bronz sau oțel necălit-bronz.

Melcul se execută din OLC 30, OLC 45, 40 Cr 10, călit până la o duritate HRC=45...60, OLC 10, OLC 15, 15 Cr 08 cementat și călit până la HRC=56...62. oțelurile necălite cu HB<270 se întrebuințează în cazul acționărilor manuale sau la puteri mici.

Roțile melcate sau numai coroana dințată se execută din bronz fosforos, bronz cu nichel pentru viteze de alunecare mari ($v_a > 3$ m/s), bronz cu aluminiu pentru viteze reduse sau materiale plastice.

Particularități geometrice și cinematice.

Pasul axial al melcului p_x se măsoară pe linia de referință, în secțiunea axială între două flancuri omoloage succesive.

În secțiune normală pe dinte, p_n este lungimea arcului pe cilindrul de referință, între flancuri.

Acestea sunt legate prin relațiile:

$$p_n = p_x \cos \gamma; \quad m_n = m_x \cos \gamma; \quad m_t = m_x \operatorname{ctg} \gamma;$$

în care γ este unghiul de pantă al elicei pe cilindrul de referință (cilindrul de divizare la angrenajele nedepasate), egal cu unghiul de înclinare al dinților roții melcate.

Pentru ca melcul și roata melcată să poată angrena este necesar ca pasul axial al melcului să fie egal cu cel frontal al roții, deci :

$$m_{x1} = m_{t2} \text{ și } m_{n1} = m_{n2}$$

Modulul standardizat conform STAS 822-82 este cel axial al melcului (tangențial al roții).

Unghiul de pantă al elicei nu trebuie să depășească valorile corespunzătoare tehnologiei adoptate deoarece creșterea acestuia înrăutățește condițiile de danturare.

Din acest motiv se măresc valorile unghiului de presiune α_n , cu creșterea unghiului γ , apărând pericolul subțierii și ascuțirii dinților, încât înălțimea acestora este definită pentru $\gamma \leq 26.565^\circ$ funcție de modulul standardizat și pentru $\gamma > 26.565^\circ$ în funcție de modulul normal.

Relațiile de la roțile cilindrice în angrenare cu cremaliera sunt aplicabile în secțiunea axială a angrenajului melcat:

$$Z_2 \geq z_{\min} = 2h_{0a}^* / \sin^2 \alpha_x,$$

unde α_x este unghiul de presiune al profilului în secțiune axială :

$$(\operatorname{tg} \alpha_x = \operatorname{tg} \alpha_n / \cos \gamma).$$

Dacă numărul de dinți ai roții este inferior celui minim sau dacă se dorește obținerea unor condiții speciale pentru angrenaj, se va realiza o deplasare a profilului roții melcate (cu deplasarea specifică X), care își modifică diametrul de cap și de picior, melcul rămânând același.

Elementele geometrice ale angrenajului melcat sunt date în literatura de specialitate conform standardelor în vigoare.

Ca sistem de forțe la angrenajul melcat se consideră forța de angrenare F_n între melc și roată, concentrată la intersecția liniei centrelor cu cilindrul de referință al melcului.

Cum viteza relativă și efectele alunecării sunt importante, datorită faptului că se atinge rar regimul hidrodinamic se admite că forța de frecare este $F_r = \mu F_n$, îndreptată în lungul flancului.

Suma vectorială a acestora are trei componente ortogonale (fig.5.23).

– forța periferică din melc este forță axială din roată ($F_{t1} = F_{x2}$);

– forța periferică din roată este forță axială din melc ($F_{t2} = F_{x1}$);

– forțele radiale din cele două elemente sunt egale ($F_{r1} = F_{r2}$);

Valorile forțelor menționate sunt:

$$F_{t1} = F_{x2} = 2M_{t1}/d_{01}; F_{t2} = F_{x1} = 2M_{t2}/d_{02} = F_{t1} \operatorname{ctg}(\gamma + \varphi'); \quad (5.92)$$

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t1} \operatorname{tg} \alpha_n \cos \varphi' / \sin(\gamma + \varphi'); \quad (5.93)$$

unde:

$$M_{t2} = M_{t1} i_{12} \eta \eta_1 - \text{este momentul de torsiune la roata melcată};$$

Randamentul lagărelor:

$\eta_1 = 0.9 \dots 0.95$ – pentru lagăre de alunecare ;

$\eta_1 = 0.95 \dots 0.98$ – pentru rulmenți;

φ' – este unghiul redus de frecare ($\operatorname{tg} \varphi' = \mu / \cos \alpha_n = \mu'$);

α_n – unghiul de presiune al profilului în secțiunea normală.

Dacă mișcarea se transmite de la melc la roată, randamentul este:

$$\eta = \operatorname{tg} \gamma \operatorname{ctg}(\gamma + \varphi').$$

Când mișcarea se transmite de la roată la melc : $\eta = \operatorname{tg}(\gamma - \varphi) \operatorname{ctg} \gamma$.

Randamentul atinge un maxim la $\gamma = 45^\circ - 0,561$. Datorită dificultăților de prelucrare, unghiul de pantă al elicei se ia, însă, $\gamma \leq 24^\circ$. Când $\gamma \leq \varphi$, se produce autoblocarea (mișcarea nu se mai transmite de la roată la melc). Îmbunătățirea randamentului se realizează prin alegerea corespunzătoare a materialului, o prelucrare și ungere bune. Coeficientul de frecare la demaraj este $\mu = 0,1 \dots 0,2$, în timp ce la viteză poate fi:

- $\mu = 0,03 \dots 0,05$, pentru melcul din oțel călit și șlefuit, roata din bronz, ungere bună;

- $\mu = 0,05 \dots 0,1$, pentru melc din oțel îmbunătățit și roata din fontă cenușie sau perlitică.

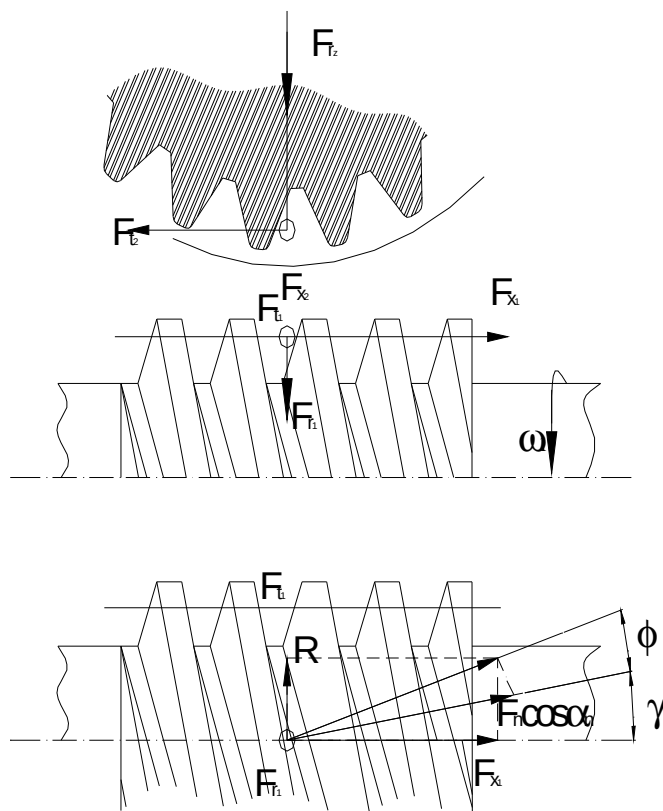
Datorită valorii mari a coeficientului de frecare inițial și a randamentului scăzut, la angrenajele melcate trebuie evitată pornirea sub sarcină maximă.

Viteza de alunecare dintre melc și roată este diferența dintre vitezele flancurilor sau: $v_a = d_1 / \cos \gamma$, unde $v_1 = \pi n_1 d_{01} / 60$ este viteza tangențială a melcului. Poziția melcului față de roată se stabilește în funcție de viteza sa tangențială, pentru a îmbunătăți condițiile de ungere:

- pentru $v_1 \leq 5$ m/s , melcul este plasat sub roată;
- pentru $v_1 > 5$ m/s, melcul este plasat deasupra roții.

Dacă $v_1 \leq 0,8$ m/s se poate asigura lubrifiția prin unsoare consistentă.

Fig. 5.24



5.6.4 Angrenaje melcate simplificate

Sunt întâlnite uneori în construcții de aparate acolo unde angrenajul melcat îndeplinește funcțiuni de mai mică însemnătate (schimbarea axei de rotație la rapoarte $i > 10$ sau $i < 0,1$, transmiterea unor puteri și viteze periferice foarte mici, ș.a.)

Modificările se fac de regulă pentru simplificarea tehnologiei de execuție (bobinare, ștanțare sau alte procedee simple). Principalele simplificări utilizate sunt:

- angrenajul la care melcul este o sârmă înfășurată pe un dorn cilindric (fig.5.25) roata cu care angrenează fiind cilindrică cu dinți înclinați sau dreپți cu dantura în cicloidă; profilul dintelui roții melcate se obține ca un profil conjugat, știind că secțiunea axială a dintelui melcului este un cerc; la mecanismele pentru jucării se pot folosi roți ștanțate din tablă cu rapoarte de transmitere $i < 20 \dots 30$;
- angrenajul a cărui roată melcată este un disc, pe circumferința căruia se găsesc role sau știfturi (fig.5.26) la soluția cu role se recomandă folosirea angrenajului pentru module axiale $m_x \geq 1$; se utilizează pentru mărirea randamentului transmisiei și scăderea frecării în zona de contact a dinților;
- angrenajul cu pas mare pentru melc, rezultat prin înfășurarea elicoidală a unei benzi pe un cilindru (fig.5.27) se utilizează în mecanisme de putere mică, elementul motor fiind roata melcată, carte se obține prin ștanțare din tablă; tehnologia de obținere a melcului este complicată, motiv pentru care utilizarea acestui angrenaj este limitată;
- angrenajul cu bolțuri pe suprafața frontală a roții, paralele cu axa roții melcate (fig.5.28.); se utilizează în dispozitive fără importanță, de viteză scăzută; melcul poate fi obținut prin înfășurarea unei sârme pe un dorn cilindric;
- angrenajul pseudomelcat, folosit în mecanismele multiplicatoare la care elementul motor este roata (fig.5.29.a și b), contactul între dintele triunghiular (trapezoidal) al melcului și dintele roții melcate (cel mai des având forma dintelui de ferăstrău cu înclinarea în direcția mișcării) realizându-se într-un punct.

Fig. 5.25

Fig. 5.26

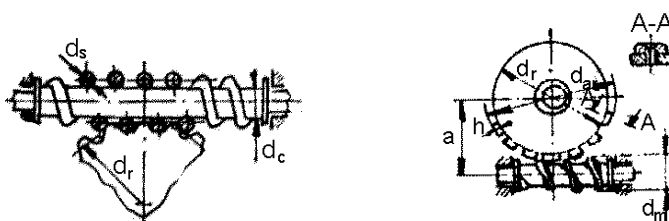


Fig. 5.27

Fig. 5.28

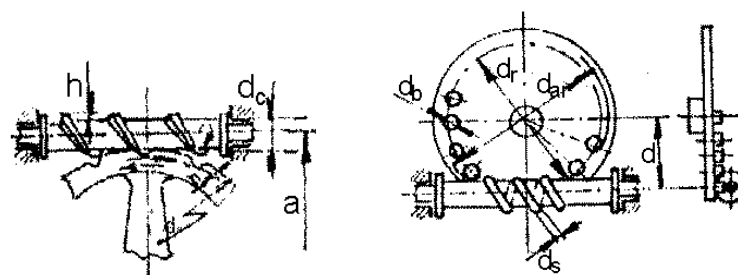
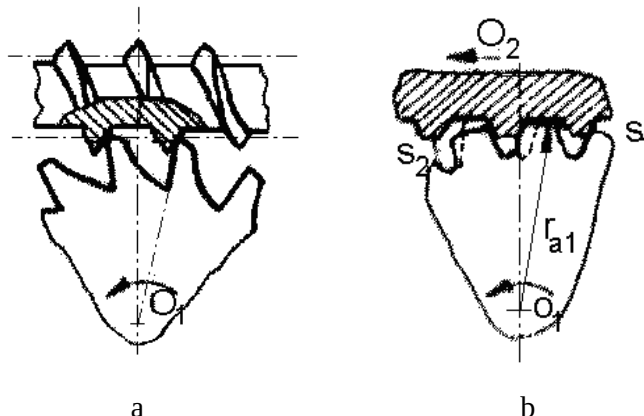


Fig.5.29



Pentru calculul elementelor geometrice principale ale transmisiei cu melc din sârmă înfășurată pe dorn și roată dințată cu dinți înclinați se adoptă inițial distanța între axe a , raportul de transmitere i_{12} , modulul normal al roții, m_{n2} și diametrul sârmei înfășurate, d_s .

Numărul de sârme (începuturi ale melcului) $z_1=1...3$, iar diametrul acestora este egal cu diametrul bilelor utilizate la controlul grosimii dinților roții dințate evolventice:

$$d_s = [(1,7-1,8) - 2x_n \sin \alpha_n] m_n \quad (5.95)$$

unde x_n , α_n , m_n sunt deplasarea specifică, unghiul de referință al profilului și modulul în plan normal ale roții.

Pentru calculul elementelor geometrice ale transmisiei se poate considera că sârma (spira melcului) este tangentă la flancurile în evolventă ale roții, iar centrul b al secțiunii sârmei în plan frontal se găsește la distanța R de centrul roții, dată de relația:

$$R = 0,5 m_n z_2 \cos \alpha_t / (\cos \beta \cos \psi_2) \quad (5.96)$$

în care z_2, β sunt numărul de dinți și unghiul de înclinare de divizare ale roții, iar $\alpha_t = \arctg(\tan \alpha_n / \cos \beta_b)$, β_b fiind unghiul de înclinare a dinților pe cercul de bază.

Unghiul angrenării ψ_2 , care reprezintă unul dintre parametrii mișcării elicoidale, se calculează cu relația:

$$\text{inv} \psi_2 = [d_s / (m_n \cos \alpha_n) - 0,5\pi] / z_2 + \text{inv} \alpha_t \quad (5.97)$$

Unghiul de înclinare a dinților roții pe cilindru de rază R este egal cu unghiul elicei liniei mediane a sârmei melcului:

$$\gamma = \beta_R = \arctg[0,5 m_n z_2 / (R \sin \beta_b)] \quad (5.98)$$

Pentru o bună angrenare, între pasul melcului simplificat, p_1 , și pasul roții pe cercul de rază R , p_R , trebuie să existe relația $p_1 = p_R + \Delta p$, în care Δp

reprezintă o mărime de corecție aleasă între limite determinate. Unghiul de înclinare a dinților roții pe cercul de bază, în acest caz, este:

$$\sin\beta_b = 0,5m_n[1 + 0,5\Delta p z_2/(\pi R)]/(a - R) \quad (5.99)$$

Valorile parametrilor R , α_b , β_b și β_R se determină prin metode iterative cu relațiile (5.95)...(5.99.) impunându-se modulul m_n , numărul de dinți ai roții z_2 , distanța între axe a , diametrul sârmei (relația 6.96) și corecția pasului Δp . În calcul se va ține seama că $\tan\beta_b = \tan\beta \cos\alpha_t$. Diametrul mediu de înfășurare a sârmei va fi $d_m = 2(a - R)$.

5.6.5 Verificarea la gripare. Randamentul și ungerea angrenajelor

a. Griparea este un fenomen caracteristic angrenajelor greu încărcate ce funcționează la viteze medii și mari.

Verificarea la gripare impune respectarea condiției:

$$t_{gr} \leq t_0 + t_{inst} \quad (5.100)$$

în care:

t_{gr} este temperatura limită de gripare;

t_0 – temperatura suprafețelor la intrarea în angrenare;

t_{inst} – temperatura instantanee de contact.

Metoda de calcul la gripare utilizează în general relații criteriale (vezi literatura de specialitate).

b. Randamentul angrenajelor. Pierderile în angrenaj se datoresc următorilor factori: frecarea de alunecare și rostogolire dintre flancuri, frecarea roților cu uleiul, frecarea din lagăre, frecarea dintre elementele în rotație și aerul.

Pentru calculul randamentului parțial al danturii luând în considerare pierderile prin frecare se indică relația:

$$\eta_d \cong 1 - \left(\frac{0,1}{z_1 \cos\beta} + \frac{0,03}{v} \right) \quad (5.101)$$

Valorile estimative ale randamentului danturii unei perechi de roți dințate sunt: $\eta_d = 0,95 \div 0,99$ la angrenaje cilindrice și $\eta_d = 0,94 \div 0,98$ la angrenaje conice.

Randamentul parțial η_u , luând în considerare pierderile prin barbotarea și amestecarea uleiului va fi:

$$\eta_u \cong 1 - \frac{B\Delta_v^{3/2}}{2,7 \cdot 110^6 P} \cong 1 - \frac{P_a}{P} \quad (5.102)$$

în care:

B [mm] este lățimea roții care se scufundă în baia de ulei;

$\Delta_v = (0,75 + 1,0)h$ – adâncimea de scufundare (h este înălțimea dinților și cel puțin 10mm).

Randamentul lagărelor η_l depinde de tipul acestora ($\eta_l = 0,995$) rulmenți cu bile; $\eta_e = 0,99$ rulmenți cu role; $\eta_l = 0,96$ lagăre cu alunecare).

Pierderile prin ventilație, ținând seama de dimensiunile relativ reduse ale roților, sunt în general neglijabile.

c. Ungerea angrenajelor se poate asigura prin barbotare sub presiune, etc.

La ungerea prin barbotare, cantitatea de ulei Q necesară ungerii se determină în funcție de puterea transmisă astfel:

$$Q = (3,5 \div 11)P_a \text{ [l]} \quad (5.103)$$

în care P_a este puterea pierdută prin angrenare (relația 5.102).

La ungerea sub presiune debitul pompei de ulei va fi:

$$Q_a = 40 \frac{P_a}{\Delta t} \text{ [l/min]} \quad (5.104)$$

în care Δt este diferența de temperatură la intrarea și ieșirea uleiului din zona angrenării.

Schimbarea uleiului se face în baza unor prescripții (perioadă de rodaj și funcționare) pe baza unor prescripții în funcție de tipul utilajului reductor, cutie de viteză etc.

Observații:

– Verificarea la gripaj se bazează pe determinarea temperaturii critice, concepută de Blok, care face distincție între temperatura de regim a angrenajului și temperatura fulger (Blitz) ce se dezvoltă pe suprafața de frecare, în perioada angrenării efective a dinților.

– În urma efectuării calculelor de dimensionare și verificare a angrenajelor se elaborează tehnologia și desenele de execuție ale roților dințate.

5.7 Trenuri de angrenaje

5.7.1 Reductoare cu trenuri ordinare

Reductoarele sunt ansambluri formate din angrenaje montate în carcase închise. Ele se dispun între motor și mașina de lucru cu ajutorul cuplajelor sau al unor transmisii (curele, lanț).

Deși există o mare varietate de tipuri constructive, ele pot fi sintetizate în trei grupe:

a. După felul angrenajelor: cilindrice (cu dinți drepecți sau înclinați), conice, elicoidale, melcate, combinate.

b. După poziția arborilor: orizontale, verticale, combinate.

c. După numărul de trepte: cu o treaptă, cu două trepte, cu mai multe trepte.

Gama reductoarelor standardizate și caracteristicile acestora se găsesc în standarde (Reductoare de turație de uz general. Simbolizarea reductoarelor. Reductoare cilindrice cu 1, 2 și 3 trepte.

Dimensiuni principale, Reductoare de turație cilindrice și conice-cilindrice de uz general. Condiții generale), Reductoare melcate cilindrice, seria 1M1-001, 1M2-001, 1M3-001. Dimensiuni principale, Reductoare melcate cilindrice. Condiții generale).

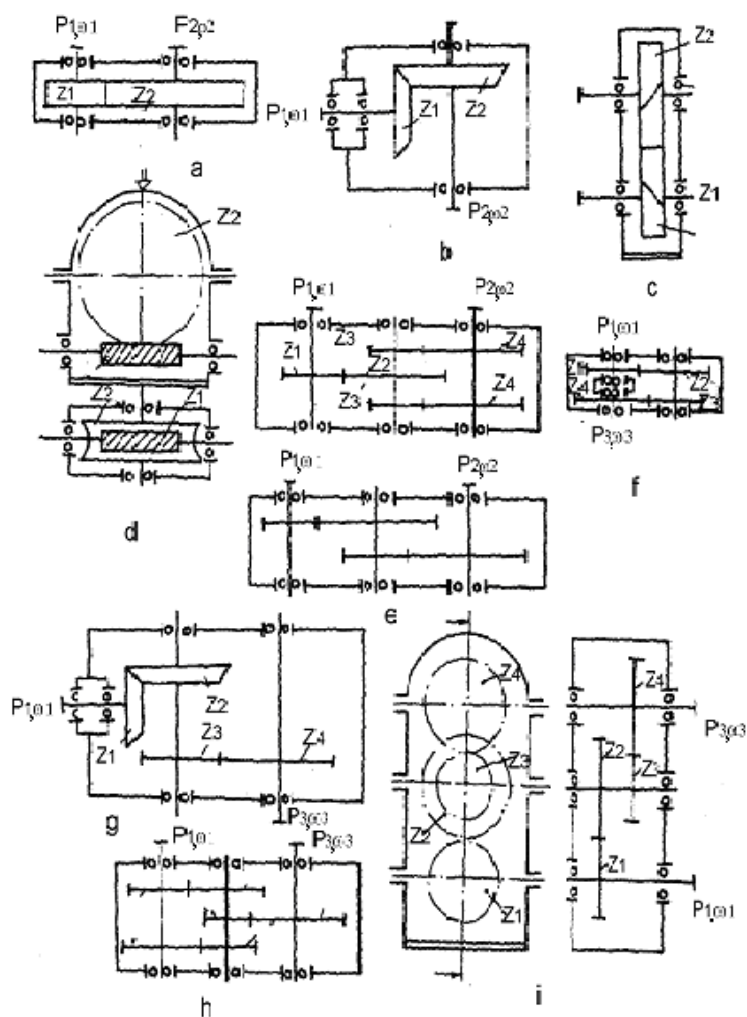
Elementele standardizate ale reductoarelor sunt: **A** = -distanța dintre axe; **i** -raportul de transmitere total; **H** - înălțimea axei.

Exemplificare: $A = i \cdot 10^n$ [$n=1,2,3,\dots$] excepție $i = 2,24$ trece în $2,25$]; $i=2 \div 6$ reductor cu o treaptă; $i = 7,1 \div 40$ reductor cu două trepte; $i = 745 \div 280$ reductor cu trei trepte.

Abaterea admisibilă de la raportul de transmitere nominal este de $\pm 2,5\%$ la reductoarele cu o treaptă și de $\pm 3\%$ la reductoarele cu 2 și 3 trepte.

În standardele de reductoare se prezintă: caracteristicile geometrice, puterile nominale și limita termică a puterii pentru diferite distanțe dintre axe, turația arborelui de intrare și raportul de transmitere.

Fig.5.30



Limita termică a puterii este puterea maximă pe care o suportă reductorul la temperatura limită admisibilă de funcționare ($t_{adm} \leq 78^\circ\text{C}$).

Tipuri constructive de reductoare sunt prezentate în figura 5.30, din care distingem: reductoare cu o treaptă a, b, c, d și reductoare cu două trepte e, f, h, i (e,f,h conțin trepte de divizare a puterii).

Elementele constructive ale unui reductor (fig. 5.31) sunt: corpul 1; capacul 2; lagăre 3; capace de rulmenți 4; capac de vizitare 5; orificiu de golire 6; element de etanșare 7; răsuflătoare 8; nivelă de ulei.9.etc.

Simbolizarea seriei de reductoare cuprinde cuvântul “**Reductor**” urmat de simbolurile a trei grupe de caracteristici care indică:

A_1 – schema cinematică ;
 A_2 – soluția constructivă;
 A_3 – poziția arborilor de cuplare.

Seria unui reductor se notează:

$$\frac{A_{11}A_{12}A_{13}A_{14}}{A_1} \quad \frac{A_{21}A_{22}}{A_2} \quad \frac{A_{31}}{A_3}$$

unde se indică în ordine:

A_{11} – numărul de trepte (o cifră - 1, 2, 3...);

A_{12} –tipul angrenajelor (litere – C, K, M, P);

A_{13} – poziția relativă a axelor angrenajului (1-4 cifre – de la 1 la 9);

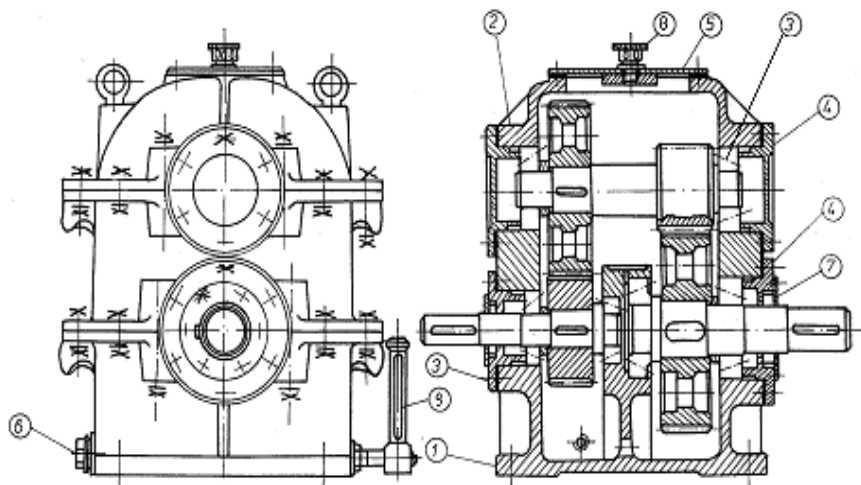
A_{14} – indicații suplimentare (poziția axelor în plan orizontal, vertical etc. – X, Y, Z, E, N);

A_{21} – tipul lagărelor cu o cifră (0+ lagăre rulmenți);

A_{22} – modul de fixare a carcasei (cu două cifre);

A_{31} – poziția arborilor de cuplare (cu două cifre).

Fig. 5.31



Alegerea unui reductor standardizat se face pe baza următorilor parametri: raport de transmitere i , turația la arborele de turație maximă și puterea nominală corespunzătoare lui n și la o durabilitate de 50.000 ore de funcționare la regim constant și fără soc.

5.7.2 Reductoare cu trenuri cicloidale

Dacă în componența trenului apar angrenaje la care cel puțin una dintre axe este mobilă în spațiu, atunci ele constituie un tren cicloidal (planetar sau diferențial).

Roțile cu axe fixe se numesc roți centrale (solare), iar cele cu axe mobile, sateliți. Sateliții sunt purtați pe brațe ce se rotesc în jurul unor axe fixe; aceste brațe se numesc brațe portsatelit.

Aplicarea largă a trenurilor cicloidale în construcția de mașini este justificată prin avantajele pe care le conferă comparativ cu cele ordinare. Printre acestea se pot menționa:

- construcția compactă și gabarit redus deoarece energia transmisă se divizează pe mai mulți sateliți;
- coaxialitatea arborilor (intrare-ieșire), fapt ce simplifică forma constructivă a carcasei și oferă posibilitatea integrării lor cu carcasele motoarelor electrice cu flanșă (în vederea realizării unor grupuri motoreductoare modularizate);
- realizarea unor rapoarte de transmitere mari.

Dintre curențe se enumeră:

- dificultăți tehnologice și de montaj (executarea roților dințate cu danturi interioare și precizie de montare);
- pierderi energetice însemnate (randament scăzut), îndeosebi la rapoarte de transmitere mari;
- sarcina nu se distribuie uniform pe sateliți.

Clasificarea reductoarelor planetare se face în funcție de:

- tipul angrenajelor ce le alcătuiesc
 - cu axe paralele
 - cu axe concurente
- numărul de trepte.

În figura 5.32 sunt prezentate cele mai răspândite reductoare 2K-H (prin K s-a notat roata centrală iar prin H - brațul portsatelit).

La alegerea tipului de angrenaj planetar se impun a fi cunoscute: performanțele cinematice și dinamice, gabaritul și masa, cerințele tehnologice și de montaj.

Pentru a se obține randamente acceptabile la reductoarele planetare de tip 2K-H cu $i_{ab}^H > 0$ se recomandă utilizarea de angrenaje cu dantură interioară (fig. 5.33).

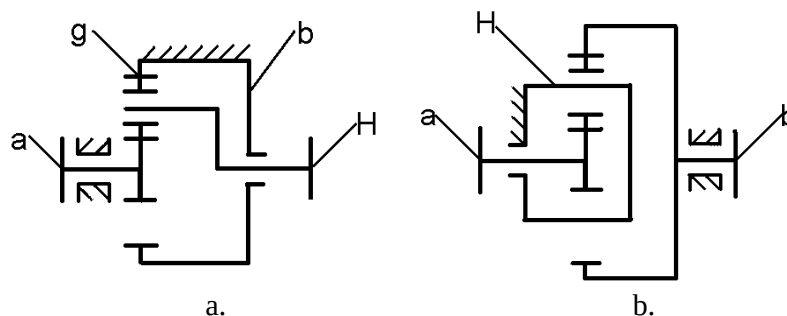
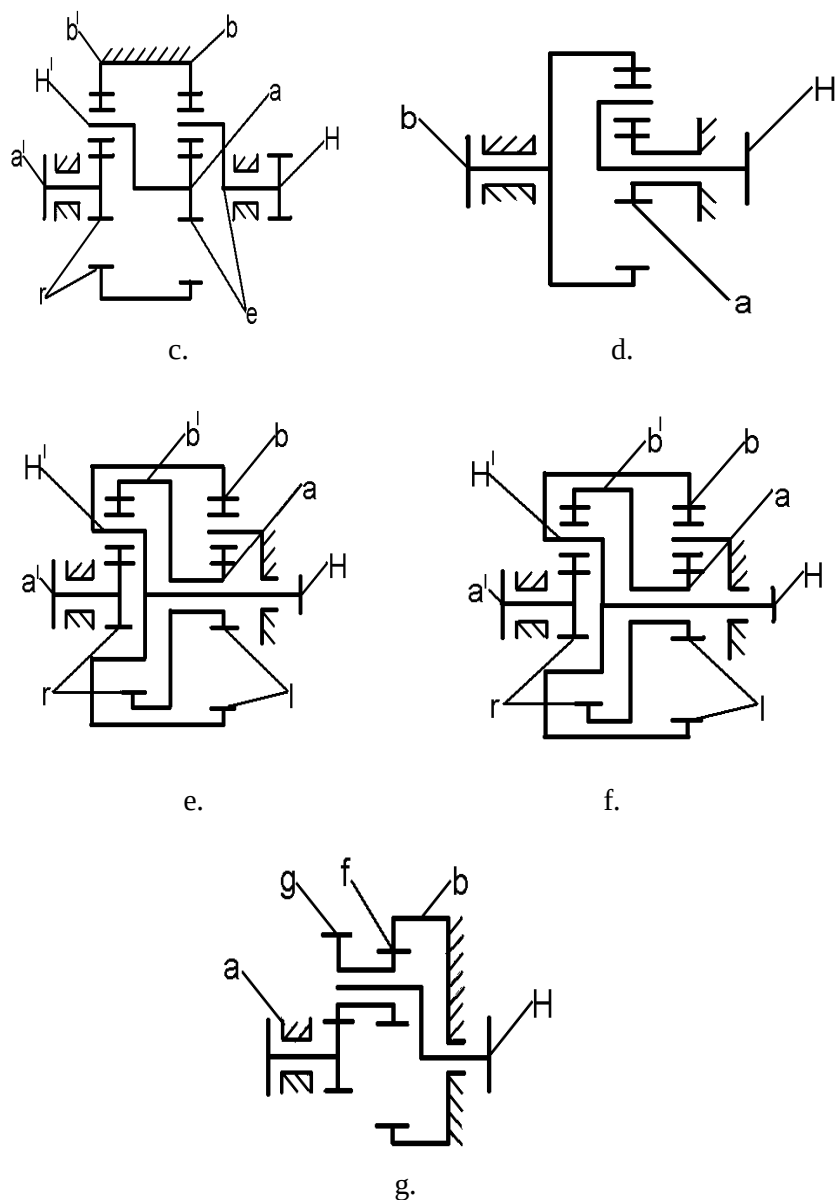


Fig. 5.32



La alegerea tipului de angrenaj planetar se impun a fi cunoscute: performanțele cinematice și dinamice, gabaritul și masa, cerințele tehnologice și de montaj.

Pentru a se obține randamente acceptabile la reductoarele planetare de tip 2K-H cu $i_{ab}^H > 0$ se recomandă utilizarea de angrenaje cu dantură interioară (fig. 5.33).

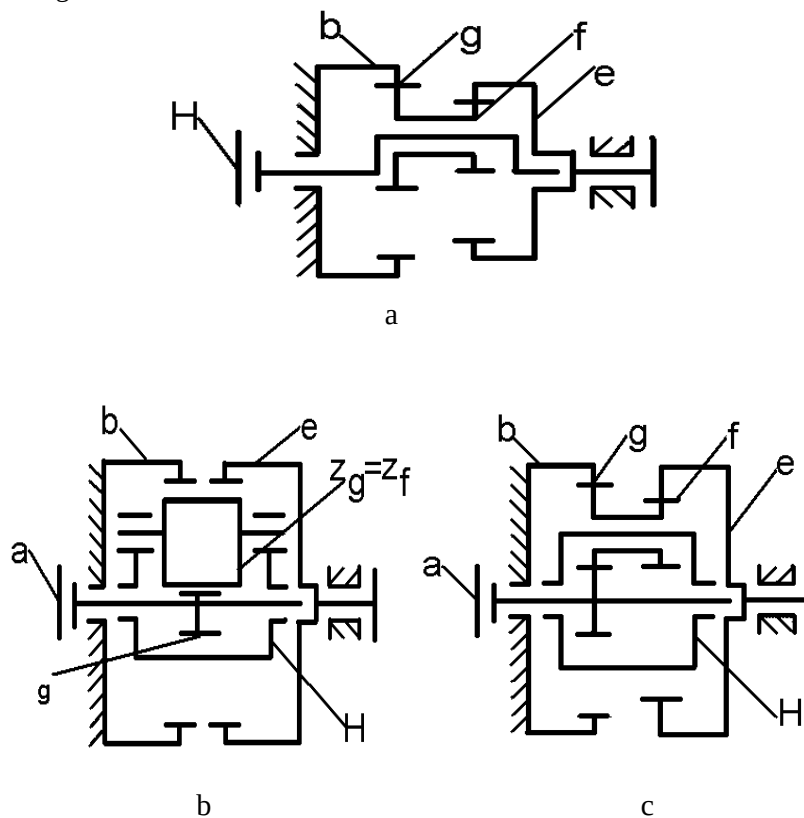
Condiția: $z = z_b - z_g = z_a - z_f$ cât mai apropiată de unitate este satisfăcută numai dacă $n_s = 1$.

Reductoare planetare cu angrenaje conice sunt prezentate în figura 5.34. Acestea se utilizează ca diferențiale la autovehicule, mașini unelte etc.

Calculul de rezistență al reductoarelor planetare, în general, este similar cu cel al angrenajelor ordinare. Se consideră succesiv

perechile de roți dințate cu $i = \frac{z_2}{z_1} > 0$, indiferent de sensul fluxului energetic

Fig. 5.33



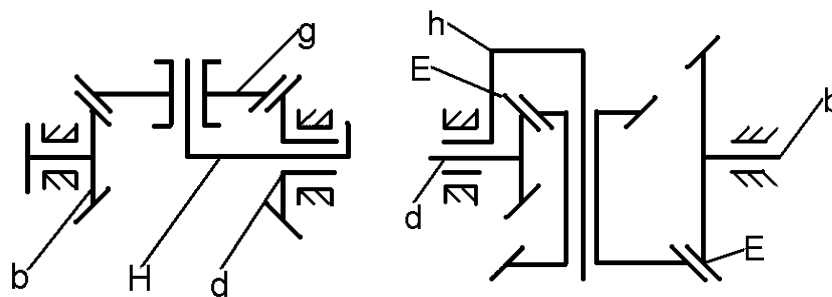
Puterea ce revine unui satelit se determină cu relația:

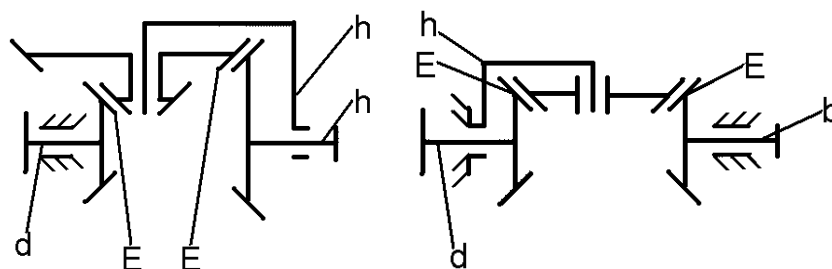
$$P_{1s} = K_{K1i} \frac{P_1}{n_s} \quad [\text{KW}]$$

P_1 – puterea la arborele motor ;
 n_s – număr de sateliți.

(5.105)

Fig. 5.34



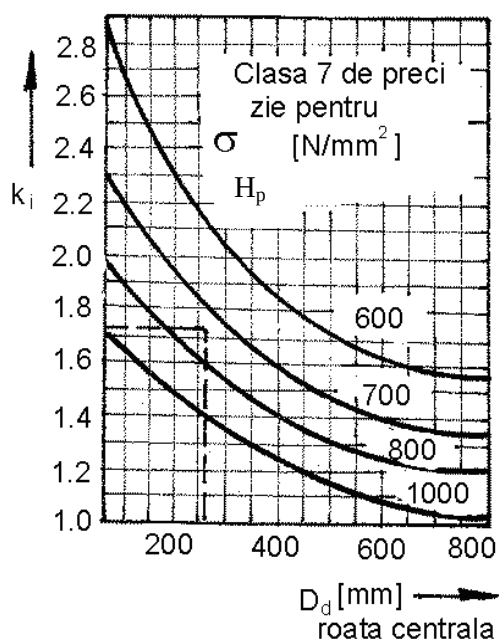


în care $k_{k,i}$ este coeficient de repartizare a sarcinii la solicitarea de contact (k_k) respectiv de încovoiere (k_i), conform figurii 5.35

Între ei există dependența:

$$k_k = 1 + \frac{2}{3}(k_i - 1) \quad (5.106)$$

Fig. 5.35



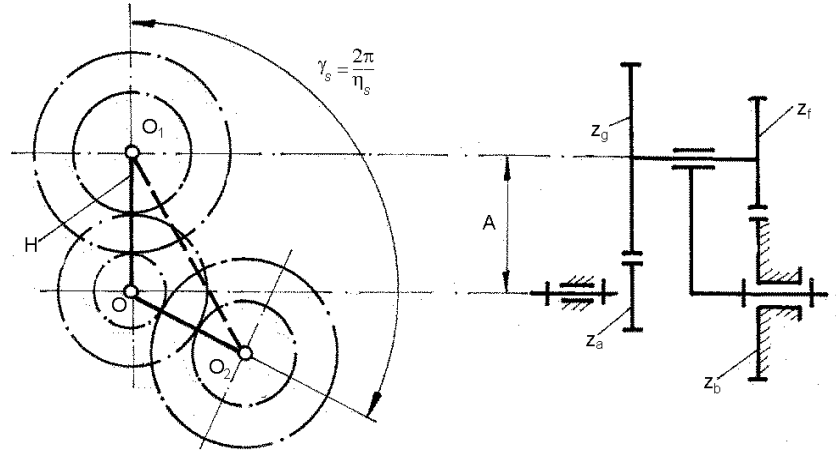
Observație. În relațiile de calcul se va introduce viteza unghiulară în raport cu brațul portsatelit al roții considerate motoare.

Pentru a putea fi realizat fizic, angrenajul planetar trebuie să îndeplinească următoarele trei condiții: de vecinătate, de coaxialitate și de montaj.

a. Condiția de vecinătate exclude intersecția a doi sateliți succesivi. Pentru angrenaje planetare cu sateliți dubli, condiția de

vecinătate se verifică numai pentru sateliții cu diametrul exterior mai mare ($d_{a\max}$ —fig. 5.36).

Fig. 5.36



Condiția de vecinătate se exprimă prin inegalitatea:

$$\overline{O_1O_2} > d_{a\max} \Leftrightarrow 2a \frac{\gamma_s}{2} > d_{a\max} \cup \gamma_s = \frac{2\pi}{n_s} \quad (5.107)$$

Pentru cazul particular caracterizat prin: $m_a \equiv m_f \vee m_b \equiv m_g$; $x_a = x_f = 0 \vee x_b = x_g = 0$, (relația 6.107) poate fi scrisă sub forma:

$$(z_a + z_g) \sin \frac{\pi}{n_s} = (z_b + z_f) \sin \frac{\pi}{n_s} > z_{\max} + 2 \quad (5.108)$$

în care $z_{\max}$ reprezintă numărul de dinți ai satelitului mai mare.

Pentru angrenajele planetare cu dantură interioară (fig. 5.32g), relația (5.107) ia forma:

$$(z_a + z_g) \sin \frac{\pi}{n_s} = (z_b - z_f) \sin \frac{\pi}{n_s} > z_{\max} + 2 \quad (5.109)$$

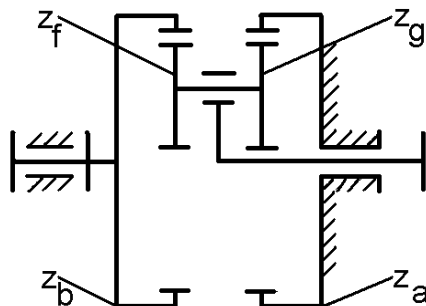
Observație. Pericolul nerespectării condiției de vecinătate sporește proporțional odată cu creșterea numărului de sateliți (relația 5.107), motiv pentru care se recomandă utilizarea a numai 2...4 sateliți identici.

b. Condiția de coaxialitate prezintă aspecte diferite în funcție de: modul de angrenare a roților (exterioară sau interioară), felul roților (cilindrice sau conice), orientarea dinților (drepti, înclinați sau în V), modulele angrenajelor extreme (identice sau diferite).

Toate cazurile de angrenaje planetare se reduc la schemele prezentate în fig. 5.36, 6.32g și 5.37.

În conformitate cu figura 5.37 se consideră: ca primă treaptă (indicele I), ca cea de a doua (indice II).

Fig. 5.37



Condiția de coaxialitate se exprimă prin:

$$a_1 \equiv a_2 \cup a = \frac{m_n}{2 \cos \beta} (z_1 \pm z_2) \frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha_t} \quad (5.110)$$

Relația (5.110) se particularizează pentru reductoare planetare alcătuite din angrenaje exterioare sau interioare cu dinți înclinați, devenind:

$$\frac{m_{nI}(z_a \pm z_g)}{\cos \beta_I \cos \alpha_{tI}} = \frac{m_{nII}(z_b \pm z_f)}{\cos \beta_{II} \cos \alpha_{tII}} \quad (5.111)$$

Dacă: $m_{nI} = m_{nII}$; $\beta_I = \beta_{II} = \beta = 0$; $\alpha_{tI} = \alpha_{tII} = \alpha_t = 0$ din (5.104) se obține:

$$z_a \pm z_g \equiv z_b \pm z_f \quad (5.112)$$

la care se impune condiția suplimentară:

$$|z_a \pm z_g \mp z_b - z_f| \leq 2 \quad (5.113)$$

pentru a nu rezulta deplasări de profil exagerate.

c. Montarea unui satelit sau a unui grup de sateliți este posibilă numai dacă aceștia angrenează simultan corect cu roțile centrale.

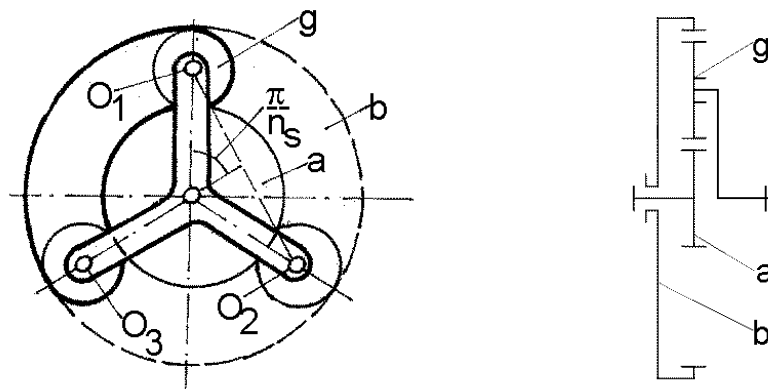
Posibilitatea de montaj, se va exprima din condiția ca arcul ce înfășoară doi sateliți vecini să fie vizibile prin pasul angrenajului (fig. 5.38).

$$\left(\frac{2\pi}{n_s} r_{wa} + \frac{2\pi}{n_s} r_{wb} + 2\pi r_{wg} \right) : p \quad (5.114)$$

Cum: $2\pi r_{wg} = \pi d_{wd} = mz$; $p = \pi m$, din (5.114) rezultă:

$$\frac{z_a + z_b}{n_s} \in \mathbb{N}^* \quad (5.115)$$

Fig. 5. 38



Observație. Numărul de dinți ai roților dințate componente ale unui tren cicloidal nu poate fi ales la întâmplare [relațiile (5.110) și (5.114)].

5.7.3 Cutii de viteze și de avansuri

În construcția autovehiculelor, tractoarelor, mașinilor agricole, mașinilor unelte etc., sunt utilizate trenuri ordinare și cicloidale de angrenaj cu raport de transmitere variabil în trepte (cutii de viteze și avansuri).

Cutiile de viteze au rolul de asigura modificarea raportului de transmitere al transmisiei, varierea forței de tracțiune și a vitezei de deplasare în limitele impuse de condițiile de exploatare.

Cutiile de avans au rolul de a asigura varierea vitezei unghiulare a arborelui de ieșire, transmiterea făcându-se la moment constant.

Cutiile de viteze pot clasifica după:

- modul de modificare a raportului de transmitere
 - în trepte
 - continuu
- combinate
- principiul de funcționare
 - mecanice
 - hidraulice
 - electrice
- modul de acționare al comenzii
 - manuală
 - semiautomate
 - automate

5.7.3.1 Trenul de angrenaje ordinare

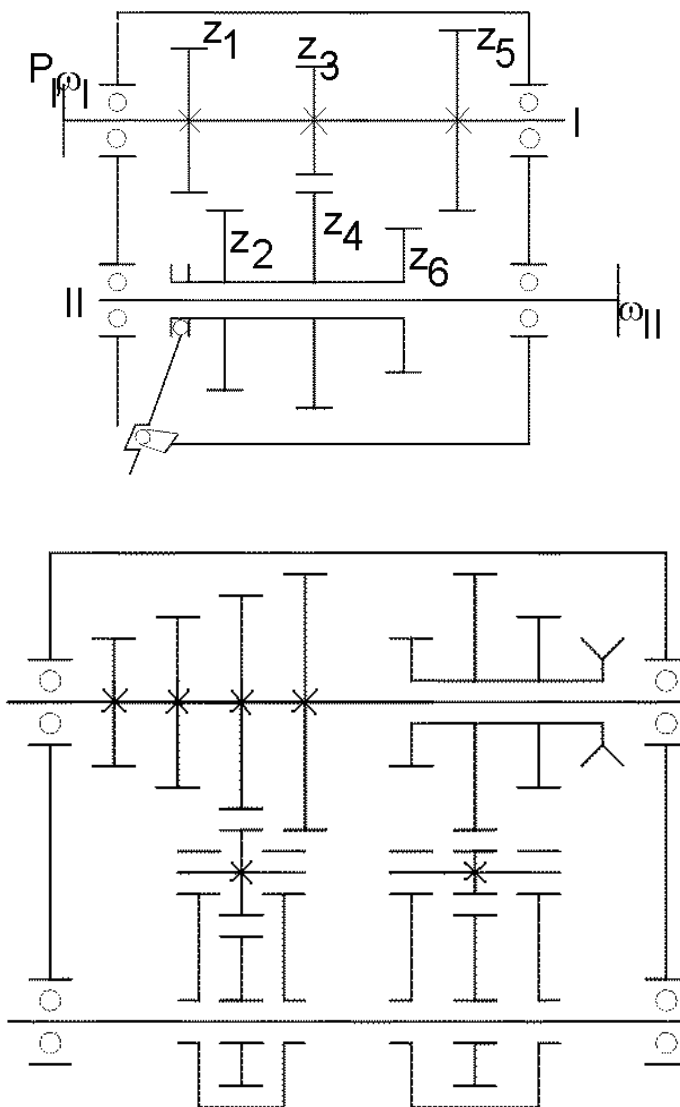
Trenul de angrenaj ordinar este antrenat în mod obișnuit cu o viteză unghiulară ($\omega_1 = \text{ct.}$). La arborele de ieșire se obține un șir de viteze unghiulare variabile în trepte discrete (fig. 5.39).

$$\omega'_{II} = -\omega_1 \frac{Z_1}{Z_2}; \omega''_{II} = -\omega_1 \frac{Z_3}{Z_4}; \omega'''_{II} = -\omega_1 \frac{Z_5}{Z_6} \quad (5.115')$$

adică :

$$\delta_{\omega'_{II}, \omega''_{II}} = \frac{\omega'_{II} - \omega''_{II}}{\omega'_{II}} = 1 - \frac{\omega''_{II}}{\omega'_{II}} = \text{ct} \quad (5.115'')$$

Fig. 5.39



Pentru a realiza o productivitate constantă pe întregul dmeniu de variație a vitezei unghiulare , rezultă că elementele șirului considerat trebuie să îndeplinească condiția:

$$\begin{aligned} \text{având primul termen:} \quad & \omega''_{II} = \varphi \omega'_{II} \\ \text{iar ultimul:} \quad & \omega_{II\min} = \omega'_{II} \\ & \omega_{II\max} = \varphi^{n-1} \omega'_{II} \end{aligned} \quad (5.116)$$

în care n este numărul de trepte.

Rezultă că șirul de elemente considerate trebuie să fie de tipul "progresie geometrică":

$$\omega_{lm\max} = \varphi^{n-1} \omega_{lm\min} \quad (5.117)$$

cu rația:

$$\varphi = \sqrt[n-1]{\frac{\omega_{lm\max}}{\omega_{lm\min}}} = \sqrt[n-1]{\frac{i_{\max}}{i_{\min}}} \quad (5.118)$$

Dacă din condiția de gabarit se acceptă rația φ , atunci rezultă numărul de trepte necesar cutiei de viteze:

$$(n-1)_n \varphi = \ln \frac{\omega_{lm\max}}{\omega_{lm\min}}; \quad n = 1 + \frac{\ln \frac{\omega_{lm\max}}{\omega_{lm\min}}}{\ln \varphi} \quad (5.119)$$

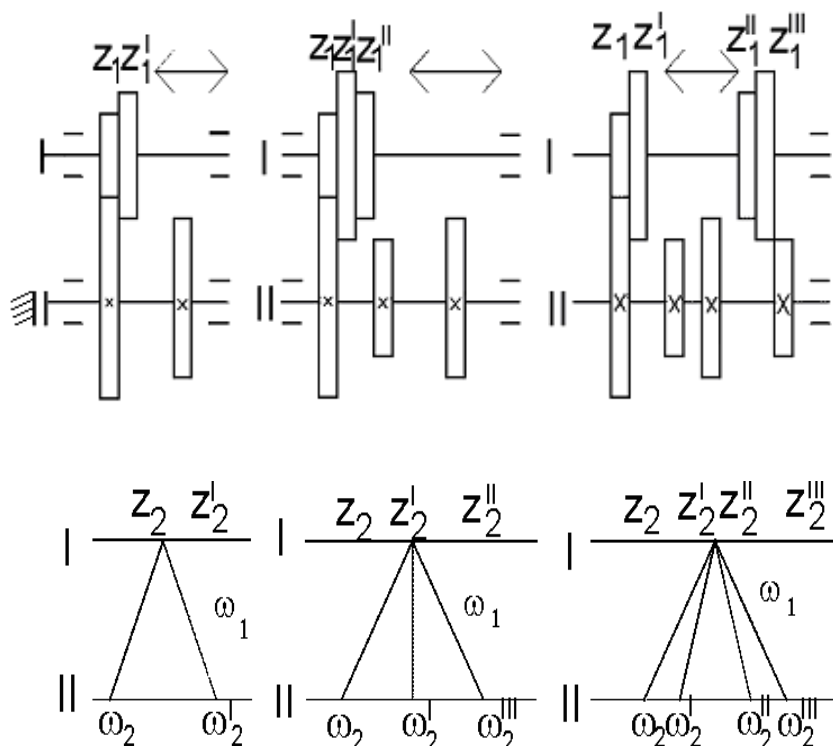
În figura 5.40 sunt prezentate trenuri ordinare care pot intra în componența cutiilor de viteze sau de avansuri.

Observație. Din considerente constructive și funcționale raportul de transmitere al fiecărui angrenaj component trebuie admis:

$i \in [0,52; 2]$ pentru cutii de viteze

$i \in [0,2; 2,8]$ pentru cutii de avans respectiv rația

Fig. 5.40



5.7.3.2. Trenurile de angrenaje cicloidale

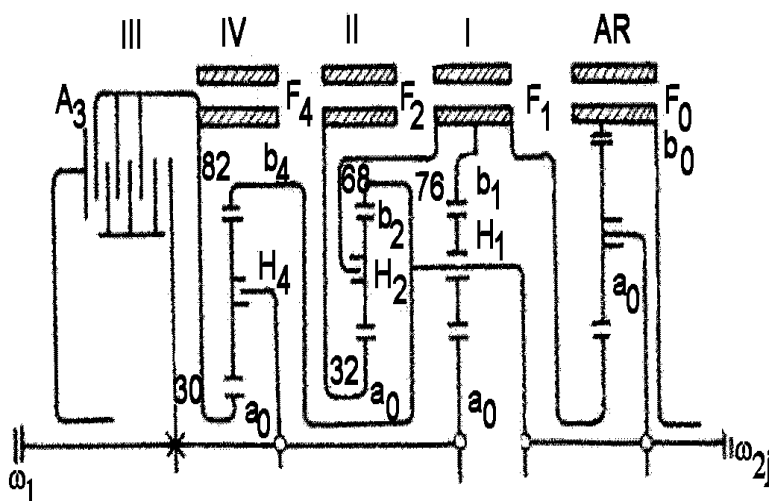
Se utilizează frecvent în construcția cutiilor de viteze ale autovehiculelor. Sunt alcătuite prin înserierea angrenajelor de tip 2K-H la care roțile centrale (cu dantură exterioară sau interioară) pot fi imobilizate sau lăsate liber.

În figura 5.41 se exemplifică o cutie de viteze (tip Wilson) având 4 trepte pentru mersul înapoi.

Stabilirea rapoartelor de transmitere pe fiecare treaptă se face prin aplicarea succesivă a relației Willis:

– pentru *treapta I (reductoare)*, frâna F_1 este blocată și acționează trenul planetar $a_1b_1H_1$, care dă:

Fig. 5.41



$$i_{a1b1}^{H1} = \frac{-\omega_{21}}{\omega_1 - \omega_{21}} = -\frac{38}{76} = -\frac{1}{2} \Rightarrow \frac{1}{3} \omega_1 \quad (5.120)$$

– pentru *treapta a II-a (reductoare)*, frâna F_2 este blocată și acționează trenul planetar $a_2b_2H_2$:

$$i_{a2b2}^{H2} = \frac{\omega_{22} - \omega_{H2}}{-\omega_{H2}} = -\frac{32}{68} \Rightarrow \omega_{H2} = \omega_{22} \frac{68}{100} \quad (5.121)$$

dar primul tren permite să se scrie:

$$a_1 \equiv a_2 \cup a = \frac{m_h}{2 \cos \beta} (z_1 \pm z_2) \frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha_t} \quad (5.122)$$

Înlocuind (5.121) în (5.122) se obține:

$$\omega_{22} = \frac{1}{1,64} \omega_1 \quad (5.123)$$

– pentru *treapta a III-a (priză directă)*, întregul ansamblu se

pune în mișcare de rotație când se cuplează ambreiajul plan multidisc A_3 rezultând:

$$\omega_{22} = \omega_1 \quad (5.124)$$

–pentru *treapta a IV-a (multiplicatoare)*, F_4 este cuplată și acționează trenul planetar $a_H b_H H_H$:

$$i_{a_H b_H}^{H_H} = \frac{\omega_{24} - \omega_1}{-\omega_1} = -\frac{30}{82} \Rightarrow \omega_{24} = 1,38\omega_1 \quad (5.125)$$

–pentru *mersul înapoi* se acționează frâna F_0 , iar mișcarea se transmite prin trenul planetar pentru care:

$$i_{a_0 b_0}^{H_0} = \frac{-\omega_{20}}{\omega_{F_1} - \omega_{20}} = -\frac{37}{77} \Rightarrow \omega_{F_1} = \omega_{20} \frac{114}{37} \quad (5.126)$$

Trenul planetar $a_1 b_1 H_1$ permite determinarea vitezei unghiulare F_1 :

$$\frac{\omega_{F_1} - \omega_{20}}{\omega_1 - \omega_{20}} = -\frac{1}{2} \quad (5.127)$$

Înlocuind (5.126) în (5.127) se obține:

$$\omega_{20} = -\frac{1}{3,16}\omega_1 \quad (5.128)$$

Observație. Randamentul mecanic realizat de această cutie de viteze este foarte ridicat depășind valorile cutiilor de viteze cu trenuri de angrenaje ordinare.

5.7.4. Cutii de viteze cu variator

Acoperirea unui domeniu de reglare deosebit de mare ($\Delta\omega_r$) se poate realiza prin : cutii de viteze cu număr însemnat trepte de reglare (soluție neeconomică - costuri ridicate și gabarit mare) sau inserierea unui variator cu o cutie de viteze (figura 5.42a).

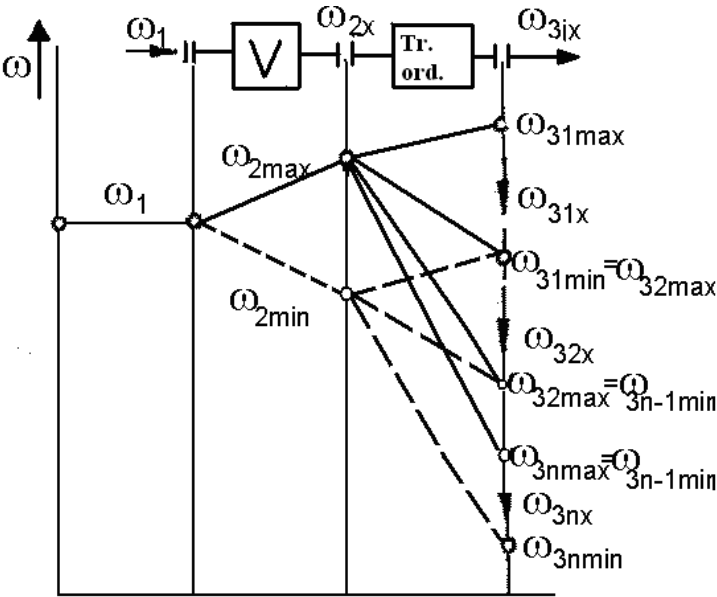
În astfel de cazuri variatorul precede cutia de viteze întrucât are o capacitate portantă mult mai mică decât aceea a angrenajelor componente ale trenurilor.

Acceptând un variator cu domeniul de reglare simetric ($i_m = 1$) și o cutie de viteze asimetrică cu n trepte (fig.5.42b) ce trebuie să acopere un domeniu total $\Delta\omega_r$, se constată că:

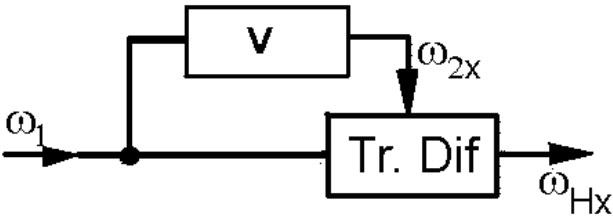
$$i_1 = \frac{\omega_{2x}}{\omega_{31x}}; i_2 = \frac{\omega_{2x}}{\omega_{32x}}; \dots; i_n = \frac{\omega_{2x}}{\omega_{3nx}} \quad (5.129)$$

Fig. 5.42

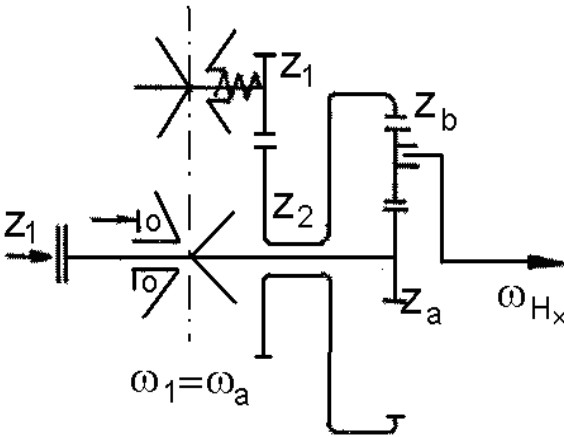
a.



b.



c.



Dacă $i_m = 1$ (cutie de viteze total reductoare) atunci:

$$\begin{aligned}\frac{i_2}{i_1} &= \frac{\omega_{31x}}{\omega_{32x}} = (\Delta\omega)_v \\ \frac{i_3}{i_1} &= \frac{\omega_{31x}}{\omega_{33x}} = (\Delta\omega)_v^2 \\ &\vdots \\ \frac{i_n}{i_1} &= \frac{\omega_{31x}}{\omega_{3nx}} = (\Delta\omega)_v^{n-1}\end{aligned}\quad (5.130)$$

Domeniul de reglare al ansamblului va fi:

$$(\Delta\omega)_t = (\Delta\omega)_v \cdot (\Delta\omega)_{pv} = (\Delta\omega)_v \cdot (\Delta\omega)_v^n \quad (5.131)$$

În cazul trenului diferențial de angajare (fig.5.42b,c) se observă:

$\omega_1 = \omega_2$ și $\omega_{bx} = \omega_{2x} \frac{z_2}{z_1}$, iar conform relației Willis, se obține:

$$i_{cb}^H = \frac{\omega_a^H}{\omega_b^H} = \frac{\omega_a - \omega_{Hx}}{\omega_b - \omega_{Hx}} = -\frac{z_b}{z_a} \cup \frac{\omega_{b\max}}{\omega_{b\min}} = \Delta\omega \quad (5.132)$$

Se poate stabili astfel viteza unghiulară a brațului port satelit (ω_{Ht}), care reprezintă viteza unghiulară a arborelui condus.

5.7.5. Verificarea la încălzirea reductoarelor

Calculul are drept scop de a verifica dacă temperatura de funcționare nu depășește temperatura admisibilă.

Efectuarea calcului se face în regim stabilizat scriindu-se egalitatea dintre căldura produsă datorită pierderilor mecanice într-o unitate de timp:

$$Q' = 10^3 P_n (1 - \eta_a) [J] \quad (5.132')$$

(admițându-se că toate pierderile se transformă în energie termică) și căldura radiată de suprafața reductorului S în aceeași unitate de timp:

$$Q'' = kS\Delta t [J] \quad (5.133)$$

Din egalitatea relațiilor (5.132') și (5.133) se obține:

$$\Delta t = \frac{10^3 P_m (1 - \eta_a)}{kS} \leq 50 [^\circ\text{C}] \quad (5.134)$$

în care: P_m [kW] este puterea medie vehiculată în regim stabilizat;

η_a –randamentul angrenajelor (par.5.6.6);

k –coeficient de transmitere a căldurii;

S [m²] –suprafața liberă de răcire a carcasei.

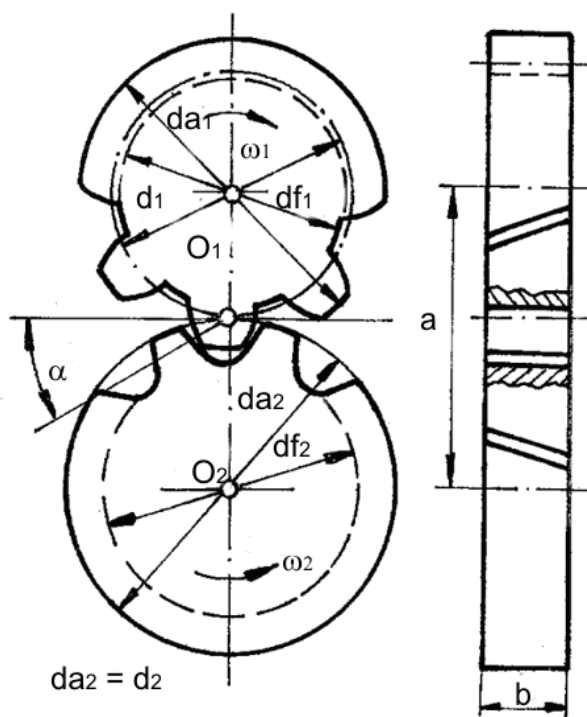
Dacă $\Delta t > \Delta t_{adm} \in [40; 60]^\circ\text{C}$ se procedează fie la creșterea suprafeței libere de răcire a carcasei (prin nervurarea acesteia), fie la îmbunătățirea condițiilor de transfer termic prin adaptarea unei răcirii forțate: ventilarea carcasei (specific reductoarelor melcate) sau răcirea uleiului din baie (cu ajutorul unei serpentine prin care circulă apă).

Angrenajele Novicov sunt caracterizate prin profilul convex al dintelui pionului și concav al roții (fig. 5.43)

5.8 Angrenaje speciale

5.8.1 Angrenaje tip Novicov

Fig. 5.43.



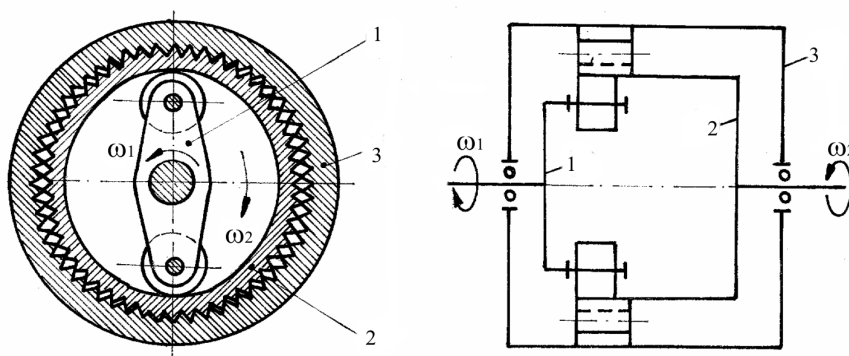
Comparativ cu angrenajele evolventice, ele au o capacitate portantă mai mare, pierderi prin frecare mai mici și o sensibilitate mai mică față de dezaxările provocate de deformațiile elastice ale arborilor.

La angrenajele Novicov, punctul de contact al profilelor se deplasează de-a lungul dintelui și nu de-a lungul profilului, ca la angrenajele evolventice, ceea ce face ca gradul de acoperire în secțiunea frontală să fie zero și deci este exclusiv cu dinți înclinați. Calculul de rezistență al angrenajelor Novicov se face analog cu cel al angrenajelor evolventice.

5.8.2 Angrenaje armonice (elastice)

Angrenajele armonice realizează transmiterea mișcării de rotație pe principiul propagării deformației ondulare mobile în corpul tubular cu perete subțire al unei roți dințate elastice (din acest principiu derivă și denumirea). Sub aspect constructiv se compune din trei elemente principale (fig.5.44):elementul central 1,numit generator de unde; roată elastică cu dantură exterioară 2; coroană rigidă cu dantură interioară 3,montată în carcasa transmisiei.

Fig. 5.44



Comparativ cu angrenajele clasice, angrenajele armonice prezintă următoarele **avantaje**:

- randamente relativ ridicate la valori mari ale raportului de transmitere;
- gabarit redus;
- silențiozitate;
- precizie cinematică ridicată față de erorile tehnologice și funcționale;
- grad de acoperire mare (peste 25% din dinți se găsesc simultan în angrenare).

Domeniile de utilizare cele mai frecvente ale angrenajelor armonice sunt în componența transmisiilor din construcția: reactoarelor atomice, navelor cosmice, calculatoarelor, antenelor radar, avioanelor, capetelor divizoare de precizie, mecanismelor navale ,servo-mecanismelor,moto-reductoarelor, turbinelor cu gaz etc.

Se menționează că angrenajele armonice pot funcționa având drept element conducător oricare din elementele sale componente. Cazul frecvent întâlnit în practică este varianta reductor, având generatorul de unde 1, element conducător, roata elastică 2, element condus și coroana rigidă 3, element fix.Dacă generatorul de unde este element conducător și roata elastică, element condus, se obțin multiplicatoare armonice.

Din punct de vedere constructiv, profilul danturii se poate realiza după orice curbă,dar în practică se realizează profilul evolventic sau rectiliniu.

Generatoarele de unde pot fi de tip: mecanic, hidraulic, pneumatic sau electromagnetic și pot fi cu două, trei sau patru unde, după numărul deformațiilor elastice realizate simultan.

Roata elastică dințată 2, trebuie să aibă un număr de dinți mai mic decât roata rigidă 3 . Drept urmare , pentru angrenarea lor , roata

elastică 2, se deformează inițial cu ajutorul generatorului de unde. Mărirea deformației elastice a roții dințate 2, este:

$$\delta = d_3 - d_2 = \frac{p}{\pi}(z_3 - z_2) = m \cdot n_u \quad (5.135)$$

unde: d_2 și d_3 reprezintă diametrele de divizare a roții elastice și respectiv a coroanei rigide; p este pasul de divizare a transmisiei armonice.

La alegerea numărului de dinți z_2 și z_3 trebuie îndeplinită condiția:

$$z_3 - z_2 = n_u \quad (5.136)$$

unde n_u este numărul de unde produse de generator.

Raportul de transmitere se determină cu relația lui Willis

$$i_{23}^1 = \frac{\omega_2 - \omega_1}{\omega_3 - \omega_1} = \frac{z_3}{z_2} \quad (5.137)$$

La funcționarea ca **reductor** [element motor 1, element condus 2, element fix 3 ($\omega_3 = 0$)] rezultă:

$$i_{23}^1 = \frac{\omega_2 - \omega_1}{-\omega_1} = -\frac{\omega_2}{\omega_1} + 1 = \frac{z_3}{z_2} \Rightarrow \frac{\omega_2}{\omega_1} = 1 - \frac{z_3}{z_2} \quad (5.138)$$

deci:

$$\begin{aligned} i_{12}^3 &= \frac{\omega_1 - \omega_3}{\omega_2 - \omega_3} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{1}{\frac{\omega_2}{\omega_1}} = \frac{1}{1 - \frac{z_3}{z_2}} = \\ &= \frac{z_2}{z_2 - z_3} = -\frac{z_2}{z_3 - z_2} = -\frac{d_2}{d_3 - d_2} = -\frac{d_2}{\delta} \end{aligned} \quad (5.139)$$

respectiv ca **multiplicator** [element motor 2 (ω_2), element condus 1 (ω_1), element fix 3($\omega_3 = 0$)]:

$$i_{21}^3 = \frac{\omega_2}{\omega_1} = 1 - \frac{z_3}{z_2} = -\frac{z_3 - z_2}{z_2} = \frac{1}{i_{12}^3} \quad (5.140)$$

Calculul de rezistență al angrenajelor armonice prezintă câteva particularități legate de roata elastică.

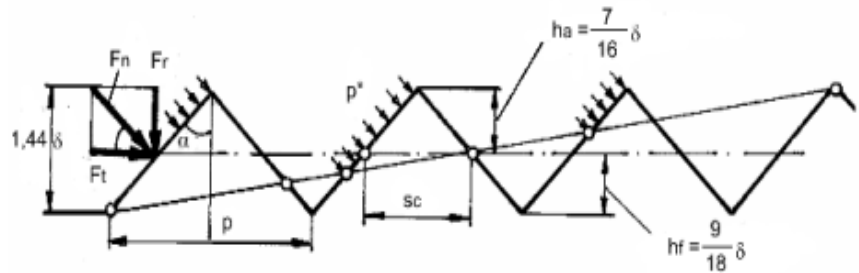
Solicitările principale pe baza cărora se proiectează sau se verifică angrenajele armonice sunt:

- **strivirea** (presiunea de contact pe fețele laterale ale dinților);
 - **forfecarea** (în secțiunea de la baza dintelui).
- Ipotezele de calcul acceptate** sunt următoarele:
- dintele are forma unui triunghi echilateral;

- presiunea de contact este uniform distribuită pe înălțimea și lățimea dintelui (fig.5.45).
- roata rigidă 3 (fig.5.44) se consideră fixă.
- se apreciază că se află în angrenare 50% din numărul total de dinți ai roții elastice z_2 (25% intră în angrenare, 25% termină angrenarea), deci la preluarea sarcinii participă $\frac{z_2}{4}$ dinți.

În conformitate cu reprezentarea din figura 5.45, presiunea de contact (p^*) are expresia:

Fig. 5.45



$$p^* = \frac{F_n}{S} = \frac{F_t}{S \cos \alpha} \quad (5.141)$$

în care:

F_t – este forța tangențială $\left(F_t = \frac{2M_{t1}}{d_2} \cup d_3 = d_2 \text{ în punctul de contact} \right)$;

S – suprafața totală de contact.

Pentru calculul suprafeței totale de contact se estimează că flancurile nu sunt complet încărcate (fig.5.45) și deci numai 50% din suprafața totală S se va lua în considerare, adică:

$$S = \frac{1}{2} \cdot \frac{z_2}{4} \cdot \frac{p}{2 \sin \alpha} b \cdot y_{p^*} = \frac{d_2 b y_{p^*}}{16 \sin \alpha} \quad (5.142)$$

în care $y_{p^*} = \frac{2h_a}{1,44\delta}$ este coeficient de formă al dintelui în cazul solicitării la presiunea de contact.

Înlocuind relația (5.142) în (5.141) se obține:

$$p^* \frac{16F_t \operatorname{tg} \alpha}{d_3 b y_{p^*}} \leq p_a \quad (5.143)$$

Acceptând $b = \psi_d \cdot d_3$ cu $\psi_d \in (0,1 \dots 0,2)$, se poate calcula diametrul d_3 :

$$d_3 \cong \sqrt[3]{\frac{10 \cdot P_1 \operatorname{tg} \alpha}{p^* y_{p^*} \psi_d \cdot n_1}} \quad (5.144)$$

Calculul dinților la forfecare se face cu relația:

$$\tau_f = \frac{F_t}{S_m} \cup S_m = \frac{1}{2} p \frac{z_2}{4} b y_f = \frac{1}{8} p \pi d_3 b y_f \quad (5.145)$$

în care: S_m este secțiunea medie de forfecare ;

y_f –coeficient de formă pentru solicitarea de forfecare.

Observație. Calculul coroanei roții elastice 2, la solicitarea de încovoiere se face cu metodele stabilite în Rezistența materialelor.

5.8.3. Angrenajele cu alte profile de danturare

Angrenaje cu profil cicloidal. La angrenajele multiplicatoare cu raport mare de transmitere și roată condusă cu număr mic de dinți nu pot fi utilizate roți cu profil în evolventă (cu unghi de presiune de 20°) din cauza randamentului instantaneu foarte scăzut al acestora la intrarea în angrenare. Rezultatele bune se obțin folosind roți cu profil cicloidal aproximativ, profil care îndeplinește următoarele condiții:

- angrenarea începe în apropierea polului, încât raza de contact este mică și momentul instantaneu, în acest punct, este mare;
- variația mare a distanței între axe influențează puțin valoarea momentului instantaneu la începutul angrenării, iar variațiile raportului de transmitere nu depășesc limitele admise;
- randamentul mediu este mai mare decât acela al unui angrenaj în evolventă cu același număr de dinți.

Avantajul principal al angrenajelor cu profil cicloidal constă în posibilitatea realizării unui raport de angrenare mare ($u \leq 12,5$), la dimensiuni relativ mici (pinion $z_p = 6 \dots 20$, roata $z_r = 14 \dots 120$).

La o transmisie având roata condusă cu mai puțin de 14 dinți și cu mișcare lentă, intermitentă, roțile cu profil cicloidal aproximativ asigură o funcționare corectă, deși prezintă variații mari ale raportului de transmitere.

Ca dezavantaje se mai pot menționa: precizie mai mare necesară la execuție și montaj, transmiterea mișcării într-o singură direcție, deoarece, datorită jocurilor mari între flancuri, transmiterea în sens contrar dă naștere la șocuri și curse foarte mari. Aceste angrenaje nu se folosesc la viteze ridicate deoarece, ca rezultat al șocurilor, apar zgomete și dinții se uzează rapid.

Din motive legate de dificultatea prelucrării, roțile cu profil cicloidal aproximativ au profilul danturii constituit din segmente de dreaptă și arce de cerc.

Profilul piciorului dintelui este o dreaptă radială (hipocicloidă) obținută cu o ruletă de rază $p_r = 0,5r_b$. Epiciclopedia capului este înlocuită cu un arc de cerc, a cărui rază este $p = k_p m$ (k_p fiind coeficientul capului dintelui și m modulul), astfel încât înălțimea capului dintelui roții se reduce puțin iar cea a capului dintelui pinionului se reduce mult în raport cu profilul cicloidal.

Valorile modulelor variază în următoarele intervale: 0,05...0,1; 0,1...0,2; 0,2...0,3; 0,3...0,5; 0,5...1,0 [mm]. Rația modulului pentru aceste intervale este 0,0025; 0,005; 0,01; 0,02; 0,05 [mm].

Angrenajele cu profil cicloidal aproximativ au prevăzute jocuri de rostogolire mari pentru a permite variații ale distanței între axe în limitele jocului radial, fără riscul blocării.

Jocul de rostogolire este obținut prin reducerea grosimii dinților pinionului, fără ca acesta să periclitizeze rezistența lor, deoarece pinioanele sunt realizate din oțel, iar roțile din alamă. Dinții pinioanelor sunt mai lungi decât cei ai roților.

Angrenaje cu bolțuri. Reprezintă un caz particular al angrenajului cicloidal, la care, dinții uneia din roți (de obicei cea mică) sunt înlocuiți prin bolțuri așezate pe cercul de rază r_{w1} . Teoretic, profilul dintelui roții 1 este reprezentat de punctul C, centrul bolțului.

Prin rostogolirea acestui cerc peste cel de rază r_{w2} , C descrie epicicloida CE care profilează dinții roții, flancul dintelui fiind înfășurătoarea cercurilor cu diametrele egale cu al bolțului și cu centrele pe epicicloida. Piciorul dintelui este profilat de o dreaptă radială racordată la bază cu raza $\rho > d_0/2$. Similar cu angrenajele cicloidale, angrenajul cu bolțuri menține un raport de transmitere constant numai pentru distanța nominală între axe. O reducere a acesteia conduce la contact între muchia dintelui și suprafața bolțului, ceea ce nu este permis la angrenaje multiplicatoare. De aceea, înălțimea capului dintelui trebuie redusă prin înlocuirea epicicloidei cu un arc de cerc. Un exemplu pentru astfel de profil este indicat în tabelul 5.1.

Tab. 5.1

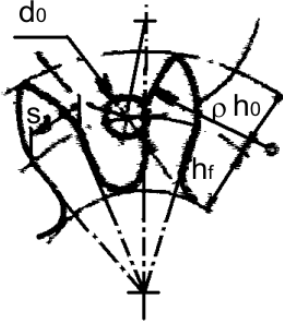
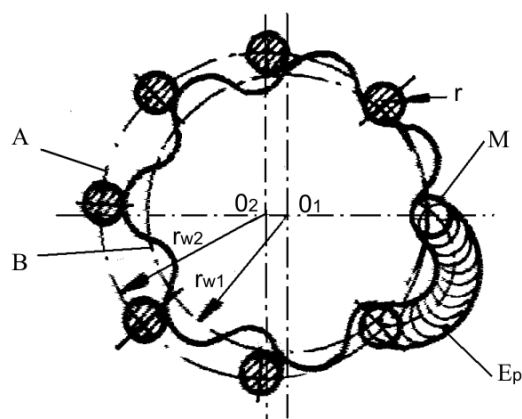
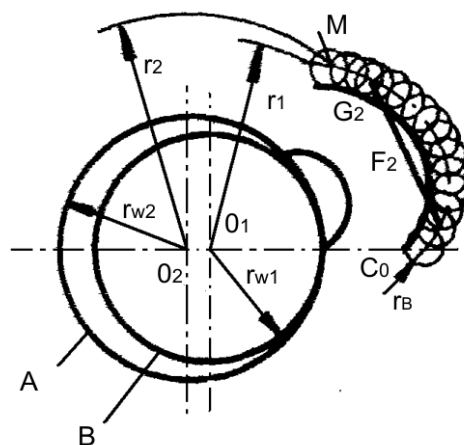
					
Grosimea dintelui $s = 0,5$ $p = 1,57 \text{ m}$			Calitate inferioară	Z_p	$0,5 f_c$
Înălțimea piciorului $h_f = 1,57 \text{ m}$				< 10	1,35
Înălțimea capului $h_a = 0,5 f_{cm}$				≥ 10	1,57
Raza arcului de cap $p = 1,4$ $s = 2,2 \text{ m}$					
Numărul de bolțuri Z_p	≤ 8	> 8	Calitate inferioară	Toate	1,35
Diametrul bolțului d_0	$\pi m/3$	$2\pi m/5$			

Fig. 5.46.



a.



b.

Angrenajele cu bolțuri se pot utiliza și ca angrenaje de putere când profilul teoretic al dintelui roții 1 este o epicicloidă E_p (fig. 5.46, a) generată de punctul M (profilul teoretic al dintelui roții 2) la rostogolirea fără alunecare a cercului de rază r_{w2} pe cercul de rază r_{w1} . Dinții roții 2 sunt materializați prin bolțuri cu diametrul d_0 , cu centrul în M iar profilul real al roții 1 este o curbă echidistantă cu E_p . Între numele de bolțuri și de dinți ai roților există relația $z_2 = z_1$. În anumite situații, gabaritul nu permite montarea numărului necesar de bolțuri pe cercul de rostogolire.

Acest inconvenient se elimină prin generarea profilului danturii, ca în figura 5.46, b de către punctul M situat pe cercul de rază r_1 (rază de divizare), la rostogolirea cercului de rază r_{w2} pe cel de rază r_{w1} . Punctul M descrie astfel o epitrohidă, care este profilul teoretic deplasat al dintelui roții, profilul conjugat acestuia fiind un punct care se materializează printr-un bolț de diametru d_0 .

Profilul real al roții epitrochoidale este echidistant cu $0,5d_0$ celui teoretic. Toate bolțurile sunt dispuse pe cercul de divizare, de rază r_2 , coeficientul de deplasare al angrenajului fiind:

$$X=(r_2-r_{w2})/r_2 \quad (5.146)$$

Pentru aceasta se recomandă valori cuprinse între 0,15 și 0,5 care asigură o bună capacitate portantă. Elementele geometrice ale angrenajului se pot exprima în funcție de coeficientul de deplasare x , diametrul bolțului d_0 , raza de așezare a acestora (raza de divizare) r_2 și numerele de dinți z_1, z_2 . Razele de rostogolire sunt:

$$r_{w1}=r_{w2}i_{21}=r_2(1-x)z_1/z_2 \quad (5.147)$$

Centrele cercurilor de rostogolire se așează la distanța:

$$a=r_{w2}-r_{w1}=r_2(1-x)(z_2-z_1)/z_1 \quad (5.148)$$

Razele cecurilor de cap, de picior și de divizare ale roții cicloidale sunt:

$$r_{a1}=r_2+a-0,5d_0; \quad r_{f1}=r_2-a-0,5d_0; \quad r_1=r_2-a \quad (5.149)$$

Angrenajele cu bolțuri pot lucra în medii murdare și sunt avantajoase prin tehnologia simplă și comportarea bună la șocuri. Ca dezavantaje se pot menționa precizia scăzută de transmitere și uzarea rapidă.

5.8.4 Transmisii cu roți necirculare

Pentru a obține un raport de transmitere cu variație după o lege dată se utilizează roți dințate sau cu suprafețe netede, a căror configurație nu este circulară. Forma roților reprezintă curbe cu înfășurare reciprocă pe care se prelucrează dantura.

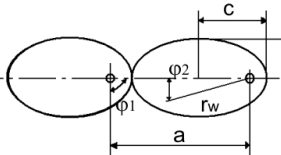
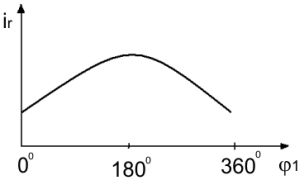
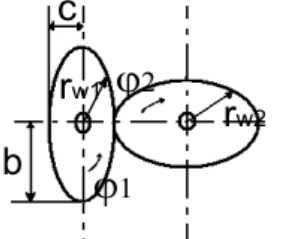
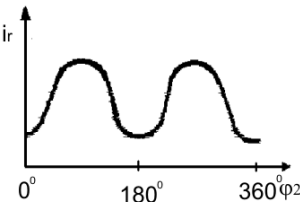
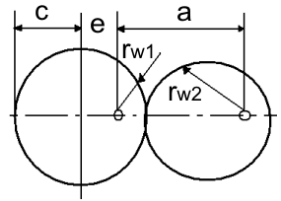
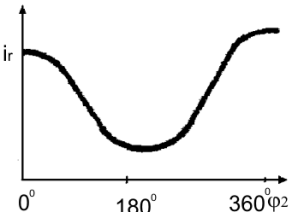
După natura funcției reproduse, contururile de rostogolire sau centroidele roților pot fi închise când se asigură o mișcare continuă, sau deschise când este posibilă o rotire limitată.

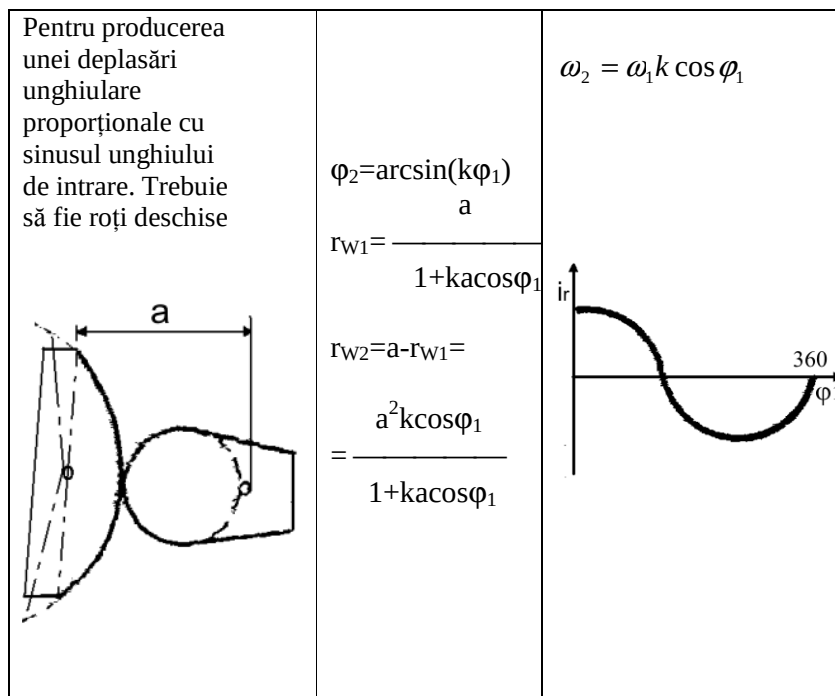
Pentru mărirea cursei se pot întrebuința roți necirculare cu contururi dispuse după o linie elicoidală, când unghiul de rotire poate ajunge până la $(5...6)\pi$. Se utilizează în aparate de măsurat.

În tabelul 5.2. sunt prezentate cele mai uzuale roți necirculare și legea semnalului transmis. Soluțiile prezentate sunt cu centroide deschise și închise.

La roțile necirculare închise, raportul de transmitere mediu (corespunzător unei rotații complete a roții conducătoare) este egal cu unitatea. Este indicată, de asemenea, valoarea parametrilor n_1 și n_2 pentru centroidele închise.

Tab. 5.2.
Tipuri de roți
necirculare

Tipul / indicații Construcitive	Ecuații de bază	Viteza unghiulară a roții conduse
Roțile sunt identice, relativ ușor de fabricat folosite pentru mecanisme cu cursă de înapoiere rapidă, prese de imprimare (tipărire), mecanisme automate. 	$r_w = \frac{b^2}{c(1 + \varepsilon \cos \varphi)}$ $\varepsilon = [1 + (b/c)^2]^{1/2}$ -excentricitate relativă c- semiaxa mare b- semiaxa mică	$\omega_2 = \omega_1 \frac{r^2 + (r^2 - 1) \cos \varphi}{2r}$ $r = \frac{r_{w \max}}{r_{w \min}}$ 
Rotile sunt identice echilibrate mai bine decat adevaratele roți eliptice; sunt folosite acolo unde, pentru o rotație sunt cerute doua cicluri complete de turatie (viteza) 	$r_w = (2cb) / [(c+b) - (c-b) \cos 2\varphi]$ $a = c - b$ c- raza maxima	$\omega_2 = \omega_1 \frac{r^2 + 1 + (r^2 - r) \cos 2\varphi}{2r}$ $r = \frac{c}{b}$ 
Roata dintata standard folosita ca excentric Roata conjugate are o forma specifica. 	$r_{w1} = [c^2 + e^2 + 2ce \cos \varphi_1]^{1/2}$ $\varphi_2 = \varphi_1 + a \int d\varphi / (a - r_{wt})$ $a = r_{w1} + r_{w2}$	$\omega_2 = \omega_1 - \frac{\sqrt{c^2 + e^2 + 2ce \cos \varphi_1}}{a - \sqrt{c^2 + e^2 + 2ce \cos \varphi_1}}$ 



Transmisia prin cruce de Malta

Transmisia prin cruce de Malta servește la transformarea mișcării de rotație continue a elementului conducător într-o mișcare de rotație cu oprire periodică a elementului condus. Din punct de vedere cinematic, interesează coeficientul de mișcare k_t , care reprezintă raportul dintre timpul de mișcare t_m al elementului condus și timpul T corespunzător unei rotații a elementului conducător. Dacă $\omega_1 = \text{const}$, timpul de mișcare a elementului condus va fi :

$$t_m = \frac{60}{\pi n_1} \varphi_{1\max} \quad (5.150)$$

unde $2\varphi_{1\max}$ este unghiul de rotație a elementului 1, corespunzător perioadei de rotație a elementului 2 (cu unghiul $2\varphi_{2\max}$).

Transmisia pe angrenare interioară (fig.5.47) lucrează pe același principiu, cu deosebirea că atât elementul conducător, cât și cel condus se rotesc în același sens.

Conform figurii 5.47 coeficientul de mișcare este :

$$k_t = \frac{2\varphi_{1\max}}{2\pi} = \frac{z+2}{2z} \quad (5.151)$$

și, deci, la $i_s=1$, rezultă $z \geq 3$ și $k_t > 0,5$.

Comparând cele două tipuri de transmisii, se constată că accelerația unghiulară, forțele dinamice și timpul de oprire sunt mai mici la mecanismul cu angrenare interioară, în timp ce gabaritul ambelor tipuri este aproximativ același.

Transmisiile cu cruce de Malta neregulate se deosebesc de cele studiate până aici prin aceea că perioadele de mișcare ale elementului condus nu sunt egale.

Constructiv, aceasta se realizează, prevăzând elementul conducător cu antrenori situați la distanțe inegale de centrul de rotație, iar crucea, cu o serie de canale de adâncime inegală (fig. 5.48)

Fig. 5.47.

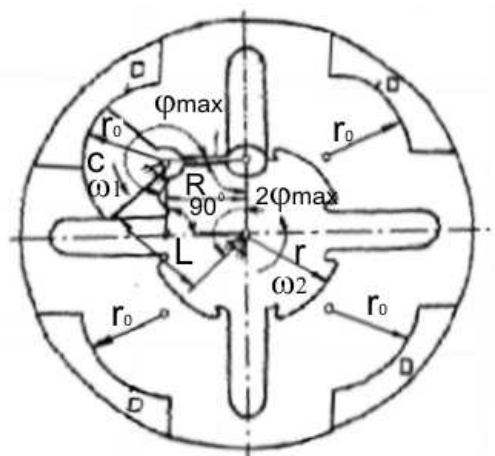
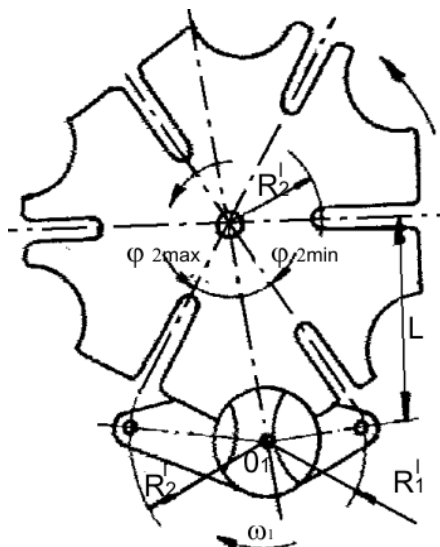


Fig. 5.48.



Numărul de creștături z trebuie să fie multiplu de numărul anteriorilor i_s , adică :

$$z = m i_s \quad (5.152)$$

unde m este numărul rotațiilor elementului conducător la o rotație a elementului condus.

Funcțional se poate scrie că :

$$\varphi'_{2\max} + \varphi''_{2\max} = 2\pi/z$$

iar geometric :

$$R'_1 = L \sin \frac{2\varphi'_{2\max}}{2} \quad (5.153)$$

Calculul la rezistență și durabilitate a transmisiilor cu cruce de Malta are în vedere că pierderile prin frecare sunt relativ mari, iar randamentul este mic ($\eta = 0,80 \dots 0,85$).

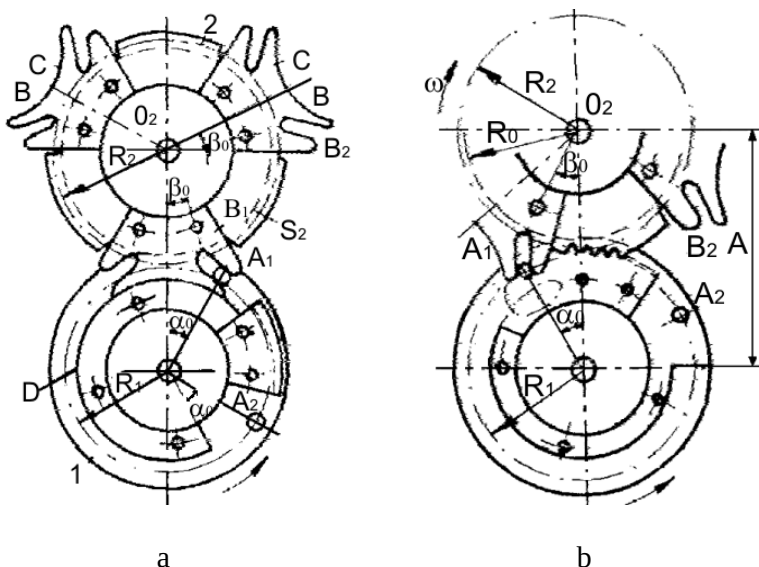
Pentru micșorarea frecării, antrenorii se înlocuiesc cu role montate pe rulmenți și uneori pentru o ungere bună funcționează în baie de ulei. Calculul, aproximativ, la presiunea de contact se face determinându-se presiunea q de pe unitatea de suprafață

$$q = F_n \quad (F_n \leq q_a) \quad (5.154)$$

Valorile lui $q_a = (40 \dots 80)$ N/mm depind de material. În general, suprafețele de lucru ale creștăturii se execută din 41C10 călit la HRC=45...50, iar antrenorii sau rolele din oțel Rul 1, călit până la HRC=58...62.

Transmisia cu elemente stelate. Transmisia cu elemente stelate este denumită astfel, după configurația în formă de stea a unuia din elemente.

Fig. 5.49.



Aceasta permite să se realizeze la elementul condus faze de mișcare alternate cu faze de oprire. Față de transmisia cu cruce de Malta are avantajul că poate fi construită într-o gamă mai largă de variante în ceea ce privește unghiul de mișcare.

Transmisiile cu roți stelate pot avea diferite forme. Ele pot fi cu angrenare exterioară (fig.5.49) sau interioară (fig.5.50) și cu cremalieră (fig.5.51). În ultimul caz, desigur că, în cinematica analitică se va determina legătura dintre translația continuă a cremalierii și rotația intermediară a elementului condus.

La mecanismul din figura 5.49 a, bolțul A_1 de pe elementul conducător 1 pătrunde în creștătura de formă elicoidală de pe roata stelată (elementul condus) 2.

În acest fel la rotația elementului 1 cu unghiul α_0 , roata stelată va avea o mișcare accelerată și se va roti cu unghiul β_0 . În continuare, angrenarea segmentelor dințate S_1 cu S_2 sau rostogolirea lor fără alunecare (segmente de fricțiune) produce o rotație uniformă a roții stelate. La sfârșitul angrenării celui de-al doilea bolț A_2 are loc o perioadă de repaus a roții stelate, când segmentele C și D alunecă unul peste altul.

Fig. 5.50.

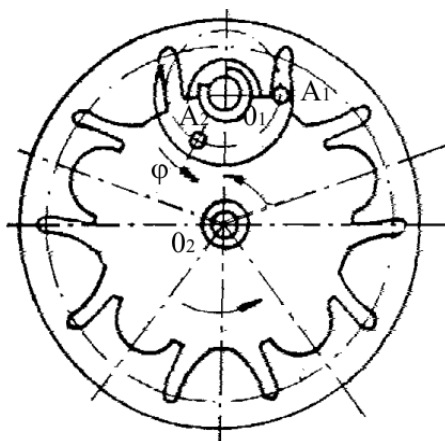
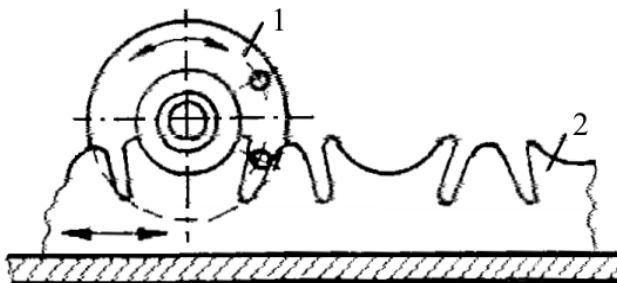
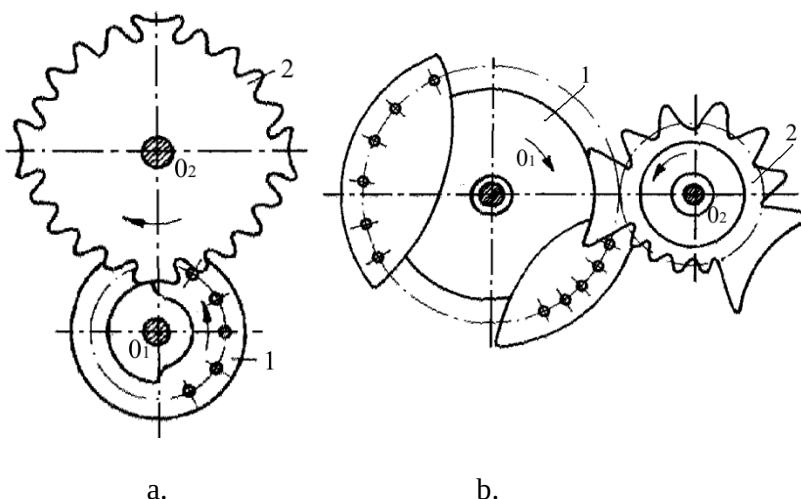


Fig. 5.51.



În locul segmentelor dințate normal, cu profil în evolventă, se utilizează o dantură formată din bolțuri. Aceasta deoarece, din considerente economice, elementele sunt niște piese ștanțate.

Fig. 5.52.



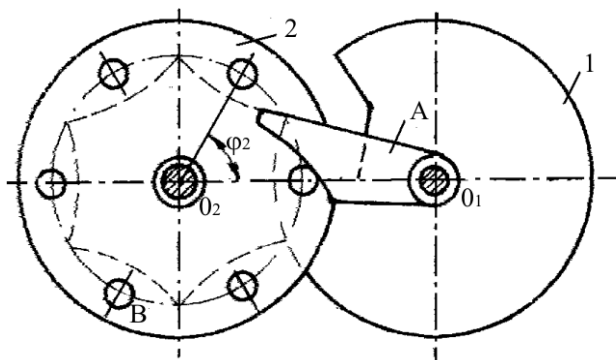
Astfel în figura 5.52 a este reprezentată transmisia stelată de la cuplajul rotativ al unei mașini de calcul. Se vede că profilul elementului condus este danturat cicloidal pe unele porțiuni și format din arce de cerc pe altele.

Roata conducătoare 1 are pe suprafața frontală un număr de bolțuri prin care se realizează angrenarea în fazele de mișcare. Cu ajutorul transmisiei din figura 5.52a se realizează 4 perioade de mișcare și 4 de repaus, raportul de transmitere fiind constant.

În figura 5.52b este reprezentată altă transmisie stelată, cu bolțuri conducătoare, care realizează două perioade de mișcare și două de repaus, dar un raport de transmitere variabil.

Transmisiiile cu elemente stelate sau bolțuri prezintă și alte forme constructive. Astfel, transmisia din figura 5.52 are înlocuită roata stelată printr-un braț profilat A, care devine element conducător și acționează consecutiv asupra fusurilor B de pe roata condusă 2.

Fig. 5.53.



La proiectarea acestui mecanism se ține seama că la o rotație a elementului 1, elementul 2 se rotește cu unghiul φ_2 dat de relația:

$$\varphi_2 = 2\pi/z \quad (5.155)$$

unde z este numărul fusurilor. Totodată trebuie să se țină seama de profilul necesar brațului care, de obicei este cicloidal.

5.9 Probleme:

5.1.

Să se dimensioneze – din condiția de rezistență la contact – angrenajul cilindric cu dinți drepți, capabil să transmită o putere $P=3\text{kW}$, la o turație $n = 1250 \text{ rot/min}$, știind că: materialul pinionului este 41Cr10, ($HB=270$) și al roții OLC 60, ($HB=230$), raportul de transmitere $i = 3,8$, coeficientul de corecție al sarcinii $K_H = 1,3$, durata de funcționare a angrenajului $L_h = 2000$ ore.

Rezolvare :

Se calculează momentul de torsiune :

$$M_t = 10^6 \cdot \frac{P[\text{kW}]}{\omega[\text{s}^{-1}]} = 22376 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad \omega = \frac{\pi n}{30}$$

Distanța dintre axe se calculează conform relației cunoscute, determinându-se preliminar :

$$\psi_a = 0,3;$$

– rezistența admisibilă la contact :

$$\sigma_{HP1} = 27 \text{ HB}_1 = 27 \cdot 270 = 729 \text{ MPa}$$

– numărul de cicluri :

$$N_{C1} = 60n L_h = 60 \cdot 1250 \cdot 2000 = 15 \cdot 10^7 \text{ cicluri};$$

$$N_{C2} = 60 \left(\frac{1250}{3,8} \right) \cdot 2000 = 3,95 \cdot 10^7 \text{ cicluri}.$$

Deoarece $N_{C1} > N_{CB} = 10^7$ cicluri; $N_{C2} > N_{CB}$ rezultă că $z_N = 1$ și atunci $\sigma_{HP1} = \sigma_{H01}$; $\sigma_{HP} = \sigma_{H02}$; se adoptă $\sigma_{HP} = \sigma_{H2} = 621 \text{ MPa}$, deoarece $\sigma_{HP2} < \sigma_{HP1}$. Cu aceste date se obțin în final:

$$a = 97 \text{ mm}$$

adoptându-se, din STAS 6055-68, $a = 100 \text{ mm}$.

5.2.

Să se determine – din condiția de rezistență la contact – distanța dintre axe la angrenajul cilindric cu dinți drepți, capabil să transmită o putere $P = 3\text{kW}$ la o turație $n = 1250 \text{ rot/min}$ știind că: materialul pinionului este 40 Cr 10, ($HB = 270$) și al roții OLC 60, ($HB = 230$); raportul de transmitere $i_z = 3,8$; coeficientul de corecție al sarcinii $k_H = 1,3$; durata de funcționare a angrenajului $L_h = 2000$ ore.

Rezolvare:

Se calculează momentul de torsiune:

$$M_t = 10^6 \cdot \frac{P[\text{kW}]}{\omega[\text{s}^{-1}]} \quad \omega = \frac{\pi n}{30} \quad M_t = 22920 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Distanța dintre axe se calculează cu relația corespunzătoare, determinându-se preliminar:

-se adoptă conform tabelului 5.1, $\psi_a = 0,3$;

-rezistența admisibilă la contact

$$\sigma_{HP1} = \sigma_{H01} k_N; \sigma_{HP2} = \sigma_{H02} k_N; \sigma_{H0} = 27 \text{ HB},$$

obținându-se :

$$\sigma_{H01} = 27HB_1 = 27 \cdot 270 = 729 \text{ MPa};$$

$$\sigma_{H02} = 27 \cdot HB_2 = 27 \cdot 230 = 621 \text{ MPa};$$

-conform relației:

$$N_{C1} = 60n L_h = 60 \cdot 1250 \cdot 2000 = 15 \cdot 10^7 \text{ cicluri};$$

$$N_{C2} = 60 \left(\frac{1250}{3,8} \right) \cdot 2000 = 3,95 \cdot 10^7 \text{ cicluri}.$$

Deoarece $N_{C1} > N_{CB} = 10^7$ cicluri; $N_{C2} > N_{CB}$ rezultă că $k_{N1} = k_{N2} = 1$ și atunci $\sigma_{HP1} = \sigma_{H01}$; $\sigma_{HP2} = \sigma_{H02}$; se adoptă $\sigma_{HP} = \sigma_{HP2} = 621 \text{ MPa}$, deoarece $\sigma_{HP2} < \sigma_{HP1}$. Cu aceste date se obțin în final:

$$a = 96,2 \text{ mm adoptându-se, din STAS 6055-68, } a = 100 \text{ mm}.$$

5.3.

La un angrenaj cilindric cu dinți drepi a rezultat (din calculul de dimensionare la contact) $a = 100 \text{ mm}$ pentru $i_z = 3$, $k_F = 1,4$. Știind că $m = 2 \text{ mm}$, $b = 30 \text{ mm}$, pentru $i_z = 3$, OLC 45, se cere să se verifice dintele la solicitarea de încovoiere.

Rezolvare:

Se determină elementele componente din relația efortului unitar de încovoiere. Astfel: pentru $z_1 = \frac{2a}{m(i_z + 1)} = 25$ dinți, rezultă $k_F = 0,1355$, din

figura 5.54. Momentul de torsiune, capabil a fi transmis, din condiția de rezistență la contact :

$$M_t = 22800 \text{ N} \cdot \text{mm}, \text{ unde: } k_F = 1,4; \psi_a = \frac{b}{a} = \frac{30}{100} = 0,3;$$

$$\sigma_{FP1} = \sigma_{F01} = 26HB = 26 \cdot 200 = 520 \text{ MPa}.$$

Se calculează efortul unitar, efectiv de încovoiere:

$$\sigma_F = 50,255 \text{ MPa} < \sigma_{FP} = 90 \text{ MPa}, \text{ unde:}$$

introducându-se $\sigma_{-1} = 270 \text{ MPa}$ (tab.6.11), $k_{\sigma} = 1,5$. (tab.5.4),

$$y_{Fa} = 2 \text{ (tab.6.5), } y_{\epsilon} = 1,0$$

5.4.

La un angrenaj cilindric cu dinți drepi se cunosc $a = 140 \text{ mm}$, $d_{a1} = 96 \text{ mm}$, $d_{a2} = 200 \text{ mm}$. Știind că este vorba de un angrenaj zero deplasat, cu înălțimea normală a dinților ($h = 2,25 m$) să se determine: modulul de angrenare, numerele de dinți, raportul de transmitere.

Rezolvare:

Din datele problemei rezultă un sistem de trei ecuații cu trei necunoscute:

$$\begin{cases} m(z_1 + z_2) = 2a; \\ m(z_1 + 2) = d_{a1}; \\ m(z_2 + 2) = d_{a2}; \end{cases}$$

$$\begin{cases} m(z_1 + z_2) = 280\text{mm}; \\ m(z_1 + 2) = 96\text{mm}; \\ m(z_2 + 2) = 200\text{mm}; \end{cases}$$

Din acest sistem se obține :

$$\begin{cases} m(z_1 + z_2 + 4) = 296\text{mm}; \\ m(z_1 + z_2) = 280\text{mm}; \end{cases}$$

de unde:

$$4m = 296 - 280; m = 4\text{mm};$$

$$z_1 = \frac{d_{a1}}{m} - 2 = \frac{96}{4} - 2 = 22 \text{ dinți};$$

$$z_2 = \frac{d_{a2}}{m} - 2 = \frac{200}{4} - 2 = 48 \text{ dinți};$$

iar raportul de transmitere :

$$i = \frac{z_2}{z_1} = \frac{48}{22} = 2,1818.$$

5.5.

Un malaxor este acționat de un electromotor prin intermediul unui reductor în două trepte (fig. 5.55). Să se calculeze efortul unitar efectiv de încovoiere al dinților roților angrenajului din treapta a II-a a reductorului. Puterea transmisă de prima treaptă $P_1 = 2\text{kW}$ la $n = 1000\text{rot/min}$. Pinionul treptei a doua are o turație $n_2 = 233\text{rot/min}$. Se cunosc $d_3 = 57\text{mm}$, $d_4 = 240\text{mm}$, $m = 3\text{mm}$, $k_i = k_e = 1,3$ și $\psi_a = 0,4$.

Rezolvare:

Materialul roților dințate nu este indicat. Din datele problemei se poate determina valoarea efortului unitar efectiv de contact, adoptându-se apoi în funcție de valoarea obținută – materialul necesar pentru roată și pinion.

Rezultă :

$$\sigma_H = 586,44\text{MPa MPa},$$

Unde s-a în locuit :

$$M_{t3} = 10^6 \cdot \frac{P_2}{\omega_2} = 80,334 \text{ N}\cdot\text{mm};$$

$$P_2 = \eta P_1 = 0,98 \cdot 2 = 1,96\text{kW} (\eta_{cil} = 0,98, \text{ tab.6.6});$$

$$a = \frac{d_4 - d_3}{2} = \frac{240 - 57}{2} = 91,5 \text{ mm}; i_z = \frac{d_4}{d_3} = \frac{240}{57} = 4,21.$$

Se consideră $\sigma_H = \sigma_{HP}$ și se determină duritatea necesară a materialului roții :

$$HB_{roat\breve{a}} = \frac{\sigma_{HP}}{27} = \frac{586,4}{27} = 217,3,$$

în funcție de această duritate adoptându-se ca material pentru roată: OLC 60, STAS 880-66, cu $\sigma_{-1} = 320\text{MPa}$ și $HB = 200...240$.

Deoarece se recomandă $HB_{pinion} = HB_{roat\breve{a}} + (20...50) = 250$, se alege ca material pentru pinion 40 Cr 10, STAS 791-66, cu $\sigma_{-1} = 360\text{MPa}$ și $HB = (235...341)$.

Se determină efortul unitar de încovoiere :

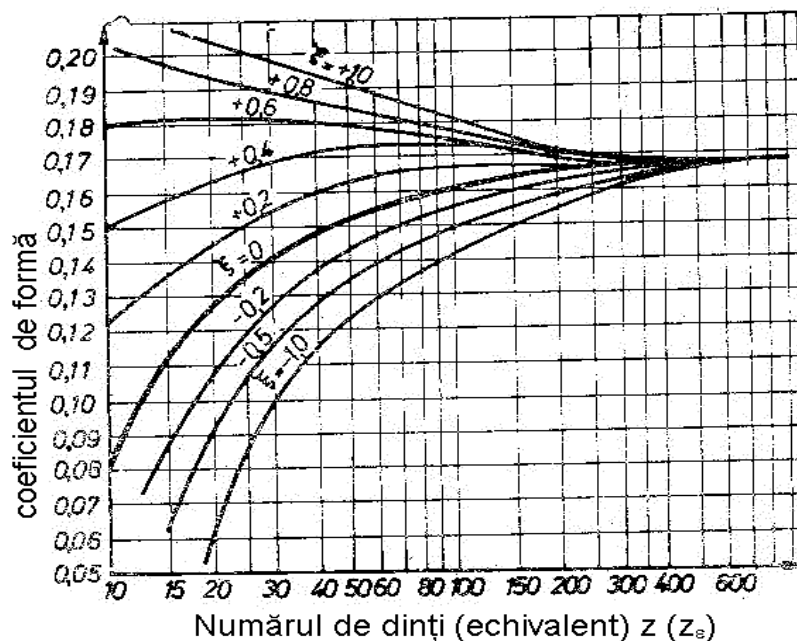
$$\sigma_{F3} = 86,8 \text{ MPa} < \sigma_{FP3},$$

introducând în relația de mai sus următoarele elemente:

$M_{t3} = 80334 \text{ N}\cdot\text{mm}$; $k_F = 1,3$; $z_3 = 19$; $b_2 = \psi_a \cdot a = 0,4 \cdot 91,5 = 36,6 \text{ mm}$; $b_1 = 40 \text{ mm}$.

$c_{F3} = 0,123$ (fig. 5.54, pentru $z_3 = 19$ dinți);

Fig. 5.54



$$\sigma_{HP3} = \frac{\sigma_{-1}}{k_{\sigma} \cdot c_i} = \frac{360}{1,5 \cdot 2} = 120 \text{ MPa};$$

$k_{\sigma} = 1,5$ (tab.5.4); $c_i = 2,0$ (tab.5.5)

Observație:

În calculul lui σ_{F3} s-a adoptat $b_2 = 36,6 \text{ mm}$, deoarece primul pinion se execută mai lat – din condiții constructive – contactul putând avea loc pe toată suprafața acestuia.

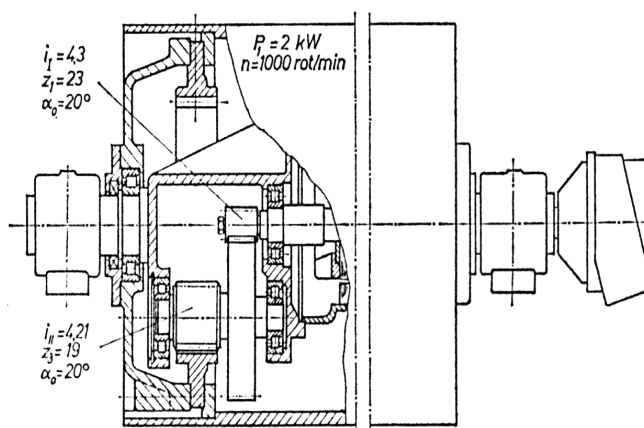
$$\sigma_{F4} = \sigma_{F3} \frac{c_{f3}}{c_{f4}} = 86,8 \frac{0,123}{0,2025} = 52,738 \text{ MPa} < \sigma_{FP4} = 106,7 \text{ MPa},$$

cu:

$$\sigma_{FP4} = \frac{\sigma_{-1}}{k_{\sigma} c_i} = \frac{320}{1,5 \cdot 2} = 106,7 \text{ MPa};$$

$$c_{f4} = c'_{f4} \left(1 + \frac{20}{z} \right) = 0,162 \cdot 1,25 = 0,2025; \quad c'_{f4} = 0,162 \text{ (fig. 5.54).}$$

Fig. 5.55



Roata are o duritate mai mică decât pinionul, la angrenajele cu dinți drepți, această valoare folosindu-se pentru dimensionarea din condiția de contact .

5.6.

Să se dimensioneze angrenajul cilindric cu dinți drepți al reductorului din lanțul cinematic al unei instalații de sablat, știind că $P = 7 \text{ kW}$, $n_1 = 750 \text{ rot/min}$ și $i_z = 4,7$.

Rezolvare :

Se adoptă un oțel aliat de îmbunătățire 40Cr10, cu HB = 270 , astfel că rezistența admisibilă la contact:

$$\sigma_{HP1} = 2,7HB = 2,7 \cdot 270 = 729 \text{ MPa},$$

nefiind indicată durata de funcționare.

Momentul de torsiune la intrarea în reductor se calculează cu relația :

$$M_{t1} = 10^6 \cdot \frac{P_1}{\omega_1} = 89130 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

Se dimensionează angrenajul, din condiția de rezistență la contact, adoptându-se $\psi_a = 0,3$ și $k_H = 1,3$

$$a = 150,04 \text{ mm},$$

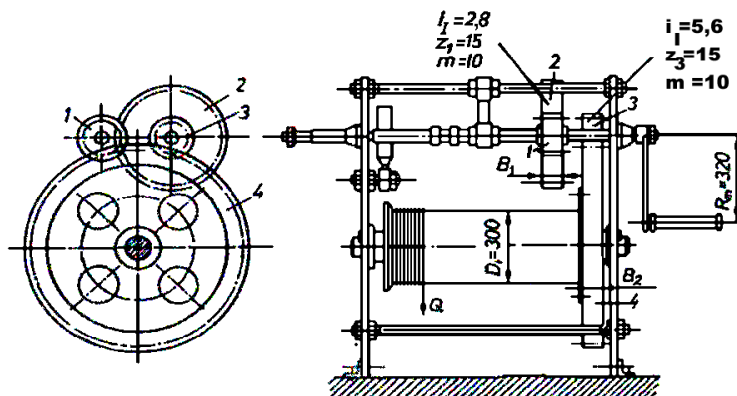
valoare care se rotunjește la $a = 160 \text{ mm}$., conform STAS 6055-68.

5.7.

Troliul din figura 5.56 are roțile dințate executate – în ambele trepte – din fontă turnată (HB = 170). Angrenajele sunt evolventice $\alpha_o = 20^\circ$, modulul $m = 10 \text{ mm}$., (pentru ambele trepte), numărul de dinți fiind $z_1 = z_3 = 15$, rapoartele de transmitere $i_I = 2,8$, $i_{II} = 5,6$ și $b_I = 7m$; $b_{II} = 1,2b_I$. Să se determine sarcina capabilă de ridicat, din condiția de rezistență la solicitarea de contact a treptei a doua.

Care este forța necesară a fi aplicată la manivelă pentru ridicarea sarcinii Q?

Fig. 5.56



Rezolvare:

Se determină rezistența admisibilă la solicitarea de contact.

Neprecizându-se durata de funcționare se adoptă $k_N = 1$;

deci: $\sigma_{HP} = \sigma_{H01}$, iar $\sigma_{H01} = 1,5 \text{ HB} = 1,5 \cdot 200 = 300 \text{ MPa}$.

Se calculează distanțele dintre axe:

$$\psi_{aI} = \frac{m}{2}(z_1 + z_2) = \frac{mz_1}{2}(1 + i_I) = \frac{10 \cdot 15}{2} \cdot 3,8 = 285 \text{ mm.};$$

$$\psi_{aII} = \frac{m}{2}(z_3 + z_4) = \frac{mz_3}{2}(1 + i_{II}) = \frac{10 \cdot 15}{2} \cdot 6,6 = 495 \text{ mm.}$$

Se determină lățimea coroanelor dințate, precum și coeficienții de lățime:

$$b_I = 7m = 7 \cdot 10 = 70 \text{ mm.}; b_{II} = 1,2B_I = 1,2 \cdot 70 = 84 \text{ mm.};$$

$$\psi_{aI} = \frac{b_I}{a_I} = \frac{70}{285} = 0,245; \psi_{aII} = \frac{b_{II}}{a_{II}} = \frac{84}{495} = 0,17.$$

Deoarece nu se prevăd sarcini dinamice ($k_v = 1$), rotirea cu manivelă executându-se la viteze foarte mici, se admite: $k_{z1} = 1,0875$; $k_{z2} = 1,105$, care s-au ales din tabelul 5.7 în funcție de:

$$\psi_{d1} = \frac{\psi_{aI}}{2}(1 + i_I) = \frac{0,245}{2} \cdot 3,8 = 0,4655;$$

$$\psi_{d2} = \frac{\psi_{aII}}{2}(1 + i_{II}) = \frac{0,17}{2} \cdot 6,6 = 0,56.$$

Din relația distanței dintre axe se obține pentru cazul analizat:

$$M_{t2} = 274600 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Momentul la roata dispusă pe același arbore cu tamburul

$$M_{tt} = i_{II} M_{t2} = 5,6 \cdot 274600 = 1537700 \text{ N} \cdot \text{mm},$$

În aceste calcule nu s-a ținut seama de randament.

forța Q determinându-se cu relația:

$$Q = \frac{M_{tt}}{R_t} = \frac{1537700}{15} = 10250 \text{ N.}$$

iar forța la manivelă:

$$F_{man} = \frac{M_{t1}}{R_m} = \frac{9800}{32} = 306 \text{ N.}$$

Pentru ridicarea sarcinii $Q_{limită}$ sunt necesari doi muncitori, dacă fiecare depune o forță manuală de circa 160 N.

5.8.

Cunoscând dimensiunile și momentele caracteristice fiecărei trepte a reductorului din figura 5.55 să se determine forțele din angrenaje. Se cunosc: $d_1 = 34,5 \text{ mm}$, $d_3 = 57 \text{ mm}$; $M_{t1} = 19480 \text{ N} \cdot \text{mm}$; $M_{t3} = 81900 \text{ N} \cdot \text{mm}$. Să se stabilească și sensul de rotație al arborelui de ieșire față de cel de intrare.

Rezolvare:

Se determină forțele tangențiale:

$$F_{t1} = \frac{2M_{t1}}{d_1} = \frac{2 \cdot 19480}{34,5} = 11,3 \text{ N};$$

$$F_{t2} = \frac{2Mt_3}{d_3} = \frac{2 \cdot 81900}{57} = 287 \text{ N};$$

și forțele radiale:

$$F_{r1} = F_{t1} \operatorname{tg} \alpha_0 = 11,3 \cdot 0,364 = 410 \text{ N};$$

$$F_{r3} = F_{t3} \operatorname{tg} \alpha_0 = 287 \cdot 0,364 = 1045 \text{ N}.$$

La angrenajele exterioare sensul de rotație al roții este invers sensului de rotație al pinionului, la angrenajele interioare sensurile fiind identice. Reductorul din figura 5.55, are două trepte: una cu angrenare exterioară (treapta I-a) și una cu angrenare interioară (treapta II-a). Prin urmare, sensul de rotație al arborelui de ieșire este invers sensului de rotație al arborelui de intrare.

5.9.

Să se dimensioneze – din condiția de rezistență la contact – treapta I a reductorului coaxial prezent în figura 5.56. Se cunosc: $P_3 = 6,77 \text{ kW}$, $n_3 = 60 \text{ rot/min}$, $i_{tot} = 25$, $\beta_1 = 15^\circ$, $i_1 \approx 6$, $\psi_a = 0,25$, $\eta_{tot} = 0,92$. Se preconizează întrebuințarea unor materiale cu $HB < 350$; durata de funcționare a reductorului $L_h = 2000$ ore.

Rezolvare:

Pentru determinarea distanței dintre axe se calculează – inițial – elementele componente ale relației.

Momentul de torsiune :

$$M_{t1} = \frac{M_{t3}}{i_{tot} \eta_{tot}} = \frac{1077600}{25 \cdot 0,92} = 46850 \text{ N} \cdot \text{mm},$$

unde:

$$M_{t3} = 10^6 \cdot \frac{P_3}{\omega_3} = 1077600 \text{ N} \cdot \text{mm}; \quad \omega_3 = \frac{\pi n_3}{30}$$

Se adoptă : $k_H = 1,3$ și $k_E = 1,6$.

Ca urmare a indicațiilor din problemă, se vor întrebuința – ca materiale – oțeluri de îmbunătățire ($HB < 350$): pentru pinion OLC 60, îmbunătățit, cu $HB_1 = 230$; pentru roată OLC 45, îmbunătățit, cu $HB_2 = 200$.

Se obțin în acest caz:

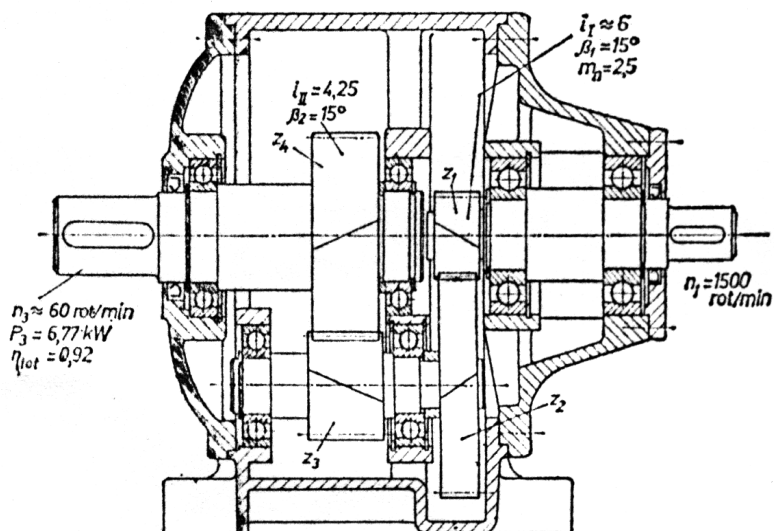
$$\sigma_{H01} = 2,6 HB_1 = 2,6 \cdot 230 = 598 \text{ MPa};$$

$$\sigma_{H02} = 2,6 HB_2 = 2,6 \cdot 200 = 520 \text{ MPa}.$$

Deoarece numărul de cicluri :

$N_{C1} = 60 n_1 L_h = 60 \cdot 1500 \cdot 2000 = 1,8 \cdot 10^8$ cicluri $> N_{CB}$; $N_{C2} = 60 n_2 L_h = 60 \cdot 250 \cdot 2000 = 3 \cdot 10^7$ cicluri $> N_{CB}$, este mai mare decât numărul ciclurilor de bază N_{CB} ($N_{CB} = 10^7$ cicluri), rezultă că $k_{N1} = 1$ și $k_{N2} = 1$, obținându-se rezistența admisibilă la contact :

Fig. 5.57



$$\sigma_{HP} = \frac{598 + 520}{2} = 559 \text{ MPa}$$

Distanța dintre axe este:

$$a = 151,2 \text{ mm},$$

adoptându-se conform STAS: $a = 160 \text{ mm}$.

5.10.

Să se verifice angrenajul primei trepte, a reductorului din figura 5.56, la solicitarea de încovoiere. Elementele necesare calculului sunt indicate în problema 5.9; $d_1 = 46,58 \text{ mm}$; $\beta_1 = 15^\circ$; $\psi_a = 0,25$; $m_n = 2,5 \text{ mm}$; $a = 160 \text{ mm}$; $i_1 = 6$; $\varepsilon = 2,957$

Rezolvare:

Efortul unitar de încovoiere se calculează cu relația cunoscută:

$$\sigma_{F1} = 32,97 \text{ MPa} < \sigma_{FP},$$

în care: $k_F = 1,3845$; $k_\alpha = 1,065$, din tabelul 5.7,

$$\text{în funcție de } \psi_d = \frac{1}{2} \cdot \psi_a \cdot (i_1 + 1) = \frac{1}{2} \cdot 0,25 \cdot 7 = 0,875;$$

$$k_v = 1,3, \text{ din tab.5.8, în funcție de } v = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 46,584 \cdot 1500}{60 \cdot 1000} = 3,655 \text{ m/s și de clasa a 8-a de precizie; } k_\beta = 0,127, \text{ din figura 5.54, în}$$

funcție de $z_1 = \frac{z_1}{\cos^3 \beta_1} = \frac{18}{(0,968)^3} = 19,84$; $k_\varepsilon = 0,8 \cdot \varepsilon = 0,8 \cdot 2,957 = 2,3657$; $\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{-1}}{k_\sigma \cdot c_i} = \frac{3200}{1,5 \cdot 2} = 106,6 \text{ MPa}$; $k_\sigma = 1,5$ (tab.5.4); $c_i = 2,0$ (tabe.5.5).

5.11.

Să se dimensioneze angrenajul cilindric din problema 5.6, în varianta cu dinți înclinați. Pinionul se execută din oțel aliat, de îmbunătățire, 40Cr10, cu duritatea 290 HB, iar roata din OLC 45, cu duritatea 250 HB.

Rezolvare:

Se adoptă $\beta = 12^\circ$ și se admite inițial $\beta_b = \beta$.

Pentru aprecierea lui k_ε se admite $z_1 = 15$ dinți, iar $\psi_a = 0,6$, obținându-se:

$$k_\varepsilon = 0,8 \cdot z_1 \cdot \frac{1+i_z}{2\pi} \cdot \psi_a \cdot \operatorname{tg} \beta = 0,8 \cdot 15 \cdot \frac{1+4,7}{2\pi} \cdot 0,6 \cdot 0,212 = 1,388.$$

Ne fiind precizată durata de funcționare a instalației se apreciază – fiind vorba de un utilaj industrial – o funcționare nelimitată; prin urmare se consideră $k_{N1} = k_{N2} = 1$. În acest caz, se obține

$$\sigma_{HP1} = \sigma_{H01} = 2,7 \text{ HB}_1 = 2,7 \cdot 290 = 783 \text{ MPa};$$

$$\sigma_{HP2} = \sigma_{H02} = 2,7 \text{ HB}_2 = 2,7 \cdot 250 = 675 \text{ MPa},$$

rezultând rezistența admisibilă la solicitarea de contact, pentru dantura înclinată:

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{HP1} + \sigma_{HP2}}{2} = \frac{783 + 675}{2} = 729 \text{ MPa}.$$

Din condiția de rezistență la contact rezultă :

$$a = 109,17 \text{ mm},$$

adoptându-se, conform STAS 6055-58, $a = 100 \text{ mm}$.

Observație:

În cazul în care angrenajul se dimensionează la contact (pentru materiale cu HB < 350), efortul unitar de încovoiere este – în general – mult mai mic comparativ cu rezistența admisibilă.

5.12.

Să se determine forțele care acționează în angrenajul primei trepte a reductorului din figura 5.57, dacă se cunosc: $M_{t1} = 47750 \text{ N} \cdot \text{mm}$, $d_1 = 46,5 \text{ mm}$, $\beta = 14^\circ 30'$, $\alpha_0 = 20^\circ$.

Rezolvare:

Forța tangențială:

$$F_{t1} = \frac{2M_{t1}}{d_1} = \frac{2 \cdot 47750}{46,5} = 2054 \text{ N.}$$

Forța axială :

$$F_{a1} = F_t \tan \beta = 2054 \cdot 0,2586 = 531 \text{ N.}$$

Forța radială :

$$F_{r1} = F_t \frac{\tan \alpha_{0n}}{\cos \beta} = 2054 \frac{0,364}{0,968} = 772,3 \text{ N.}$$

5.13.

Să se stabilească și să se discute – pentru întregul reductor (fig.5.58) – sensul înclinării dinților pentru cele două trepte, alegându-se soluția convenabilă din punctul de vedere al încărcării lagărelor.

Rezolvare:

Conform figurii se observă că roata conducătoare (pinionul 1) acționează cu o forță normală F_{n1} asupra roții conduse 2, datorită înclinării dinților apare și o forță axială $F_{a1} = 531 \text{ N}$ îndreptată spre dreapta pe pinion și spre stânga pe roată (F_{a2}). La fel se întâmplă și la treapta a doua unde apare – datorită forței normale F_{n2} – o forță axială $F_{a3} = 1635,3 \text{ N}$ îndreptată spre dreapta pe roata 4 și spre stânga pe pinionul 3. Lagărul arborelui I preia o forță axială $F_{a1} = 531 \text{ N}$, al arborelui III – o forță axială $F_{a3} = 1635,3 \text{ N}$ și al arborelui II – o forță axială $F_{aII} = F_{a3} - F_{a2} = F_{a1} + F_{a3} = 2166,3 \text{ N}$.

Se preferă montarea roților treptei a doua conform figuri 5.57, b; în acest caz, arborii I și III sunt solicitați cu aceeași forță axială (pentru arborele III se schimbă doar sensul forței), în schimb, pe arborele II forța axială care solicită lagărele este $F_{aII} = F_{a3} - F_{a2} = F_{a3} - F_{a1} = 1104,3 \text{ N}$, adică de aproximativ două ori mai mică decât în cazul precedent.

Observație: La schimbarea sensului de rotație se schimbă sensul forțelor axiale.

5.14.

Să se determine forțele din angrenajul conic al reductorului din figura 5.59, cunoscând puterea la arborele de intrare $P = 3 \text{ kW}$, la o turație $n = 1500 \text{ rot/min}$; $d_1 = 40,037 \text{ mm}$, $\delta_1 = 68^\circ 12'$, $\alpha_0 = 20^\circ$.

Rezolvare:

Se calculează momentul de torsiune la arborele de intrare:

$$M_{t1} = 10^6 \cdot \frac{P}{\omega} = 19100 \text{ N} \cdot \text{mm},$$

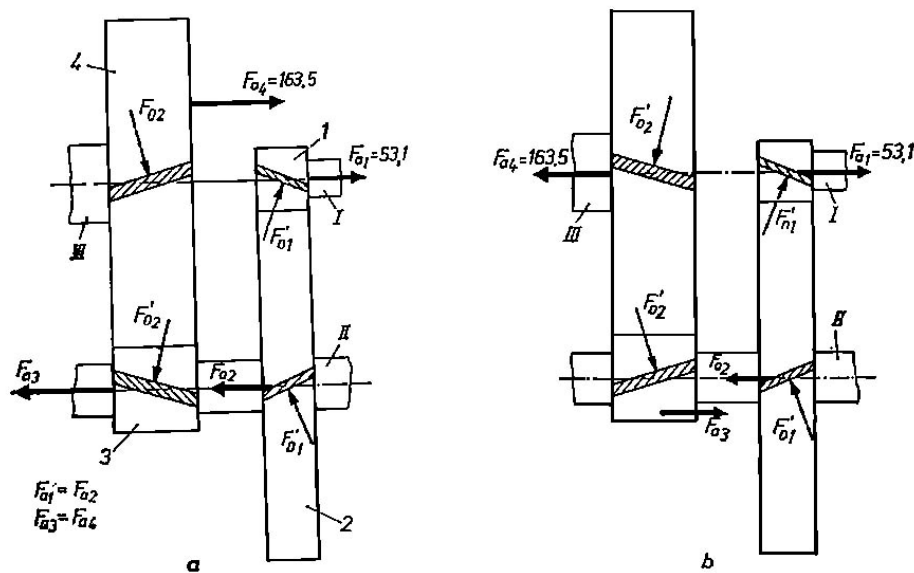
iar forța tangențială :

$$F_{t1} = \frac{2M_{t1}}{d_1} = \frac{2 \cdot 19100}{40,037} = 954 \text{ N} \cdot \text{mm}.$$

Se calculează forța radială:

$$F_{r1} = F_{t1} \tan \alpha_0 \cos \delta_1 = 954 \cdot 0,36397 \cdot 0,92848 = 322,4 \text{ N},$$

Fig. 5.58



Forța axială fiind:

$$F_{a1} = F_{t1} \tan \alpha_0 \sin \delta_1 = 954 \cdot 0,36397 \cdot 0,37137 = 128,9 \text{ N}.$$

Forțele care solicită roata conică condusă se determină astfel:

$$F_{t2} = F_{t1} = 954 \text{ N}; F_{r2} = F_{a1} = 128,9 \text{ N}; \\ F_{a2} = F_{r2} = 322,4 \text{ N}.$$

5.15.

Să se determine eforturile unitare de contact și de încovoiere ale danturii pinionului și roții conice, din treapta I-a a reductorului conico-cilindric, din figură. Se cunosc:

$$M_{t1} = 19480 \text{ N} \cdot \text{mm}, i_z = 2,5; \psi_R = \frac{1}{3}, d_1 = 40,037 \text{ mm}, n_1 = 1500$$

rot/min, $R = 64,62 \text{ mm}$. Ce material se poate adopta, considerând că roata și pinionul sunt executate din același material?

Rezolvare:

Efortul liniar de contact se determină cu relația :

$$\sigma_H = \sqrt{\left(\frac{106\sqrt{i^2+1}}{R} \cdot \frac{M_{t1} k_H}{(1-0,5\psi_R)^2 \psi_R i_z}\right)} =$$

$$= \sqrt{\left(\frac{106\sqrt{2,5^2+1}}{6,462} \cdot \frac{19480 \cdot 1,573}{\left(1-\frac{0,5}{3}\right)^2 \cdot \frac{1}{3} \cdot 2,5}\right)} = 675,4 \text{ MPa},$$

în care : $k_H = k_R \cdot k_v = 1,21 \cdot 1,3 = 1,573$; $k_R = 1,21$;

s-a adoptat în funcție de $\frac{b}{d_1} = \frac{\psi_R \cdot R}{d_1} = \frac{\frac{1}{3} \cdot 64,62}{40,037} = 0,538$ din tabelul 5.7;

$$k_v = 1,3 \text{ în funcție de } v_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 100} = 3,14 \text{ m/s}$$

și de clasa a 7-a de precizie, din tabelul 5.8.

Efortul unitar de încovoiere :

$$\sigma_{F1} = \frac{0,64 M_{t1} k_{Fi}}{z_1 c_{f1} b m_n^2} = \frac{0,64 \cdot 19480 \cdot 1,573}{16 \cdot 0,123 \cdot 2,16 \cdot 0,3^2} = 51,26 \text{ MPa},$$

unde: $c_f' = 0,123$, pentru $z_1 = 16$ dinți, din figura 6.2; se consideră $k_F = k_H$.
Este necesar un material cu o duritate minimă

$$HB_{\min} = \frac{\sigma_c}{2,6} = \frac{675,4}{2,6} = 260,$$

În funcție de această duritate necesară adoptându-se materialul 40 Cr 10, cu HB=270 și $\sigma_{-1} = 360 \text{ MPa}$.

Rezistența admisibilă la încovoiere este :

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{-1}}{k_a c_i} = \frac{360}{1,5 \cdot 2} = 120 \text{ MPa}$$

Verificându-se, prin urmare rezistența danturii la solicitarea de încovoiere:

$$\sigma_{F1} = 51,26 \text{ MPa} < \sigma_{FP} \text{ } 120 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{F2} = \frac{c_{f1}}{c_{f2}} \sigma_{F1} = \frac{0,123}{0,15} \cdot 51,26 = 42,03 \text{ MPa} < \sigma_{FP}.$$

5.16.

Angrenajul conic al reductorului central de la un autocamion, este executat în varianta cu dinți înclinați având unghiul de înclinare de divizare în secțiunea medie $\beta = 25^\circ$.

Momentul de torsiune echivalent la pinionul de atac are valoarea $M_{t1} = 1723290 \text{ N}\cdot\text{mm}$, roțile dințate fiind executate din 41 MoCr 11; raportul de transmitere al angrenajului este 4,375, iar duritatea superficială a materialului 55HRC.

Să se stabilească lungimea generatoarei conului de divizare.

Rezolvare:

Se calculează lungimea generatoarei conului de divizare:

$$R = 106 \sqrt{i_z^2 + 1} \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{t1} k_H}{(1 - 0,5\psi_L)^2 \psi_R i_z \sigma_{HP}^2 v_\beta}} =$$

$$= 106 \sqrt{4,375^2 + 1} \cdot \sqrt[3]{\frac{1723290 \cdot 1,25}{(1 - \frac{0,5}{3})^2 \cdot \frac{1}{3} \cdot 4,375 \cdot 1430^2 \cdot 1,71}} = 187,08 \text{ mm},$$

$$\text{unde: } k_H = 1,25; \psi_R = \frac{1}{3};$$

$$\sigma_{HP} = 2,6 \text{ HB} = 2,6 \cdot 550 = 1430 \text{ MPa, pentru } N_C > N_{CB};$$

$$k_\beta = 0,114 \cdot \sqrt{200 + \beta^2} = 0,114 \sqrt{200 + 25} = 1,71.$$

5.17.

Reductorul conic, din transmisia centrală a unui autoturism (fig. 5.60), este format dintr-un angrenaj conic, cu dinți curbi (în arc de cerc) cu raportul de transmitere $i = 4,15$ și unghiul dintre axele de roților $\delta_a = 90^\circ$. Cunoscând momentul de torsiune de intrare al reductorului $M_{t1} = 354000 \text{ N}\cdot\text{mm}$, se cere să se dimensioneze angrenajul conic, din condiția de rezistență la solicitarea de contact.

Se mai cunosc următoarele date: $z_1 = 8$; $N_C > N_{Cb}$; pinionul și coroana dințată sunt executate din 13 CN 33, cementat, cu duritatea superficială 60 HRC; unghiul de înclinare de divizare, în secțiunea medie, $\beta = 30^\circ$.

Rezolvare:

$$\text{Se adoptă: } \psi_R = \frac{1}{3}, k_H = 1,3;$$

$$v_\beta = 0,114 \sqrt{200 + \beta} = 0,114 \sqrt{200 + 30} = 1,729;$$

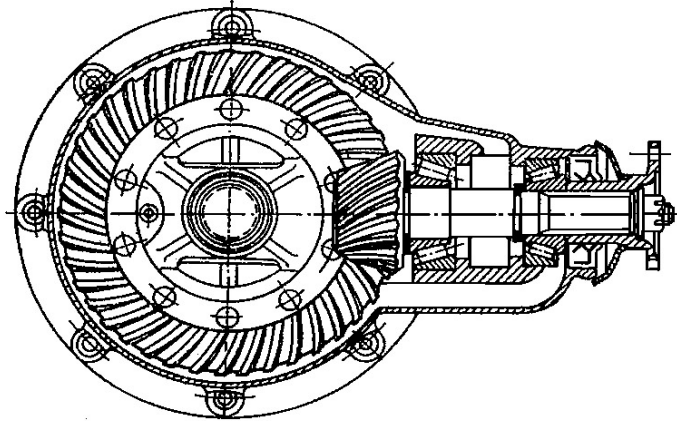
$$\sigma_{HP1} = k_{N1} \sigma_{H01} = 1,0 \cdot 1560 = 1560 \text{ MPa}; k_{N1} = k_{N2} = 1,0;$$

$$\sigma_{H01} = \sigma_{H02} = 26 \cdot 60 = 1560 \text{ MPa.}$$

În acest caz :

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{HP1} + \sigma_{HP2}}{2} = 1560 \text{ MPa.}$$

Fig. 5.60



Se determină lungimea generatoarei conului de divizare :

$$\begin{aligned} R &= 106 \sqrt{i_z^2 + 1} \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{tl} k_H}{(1 - 0,5 \psi_R)^2 \psi_R i_z \sigma_{HP}^2 v_\beta}} = \\ &= 106 \sqrt{4,15^2 + 1} \cdot \sqrt[3]{\frac{3540000 \cdot 1,3}{(1 - \frac{0,5}{3})^2 \cdot \frac{1}{3} \cdot 4,15 \cdot 1560^2 \cdot 1,729}} = 101,79 \text{ mm} \end{aligned}$$

Folosind relația:

$$R = \frac{1}{2} \cdot \sqrt{d_1^2 + d_2^2} = \frac{m_{f \max} z_1}{2} \cdot \sqrt{1 + i_z^2},$$

în care $i_z = \frac{z_2}{z_1} = 4,125$ ($z_1 = 8$; $z_2 = 33$) se obține:

$$m_{f \max} = \frac{2R}{z_1 \sqrt{1 + i_z^2}} = \frac{2 \cdot 101,79}{8 \sqrt{1 + 4,125^2}} = 5,9954 \text{ mm.}$$

Se adoptă din STAS 822–61 $m_{f \max} = 6 \text{ mm}$.

Se recalculează lungimea generatoarei:

$$R = \frac{m_{f \max \text{ STAS}} z_1}{2} \sqrt{1 + i_z^2} = \frac{6 \cdot 8}{2} \sqrt{1 + 4,125^2} = 101,87 \text{ mm.}$$

5.18

Să se determine forțele din angrenajul melcat al reductorului din figura 5.60, dacă puterea la arborele melcului este $P = 1 \text{ kW}$ la o turație de $n_1 = 950 \text{ rot/min}$.

Diametrul de referință al melcului $d_a = 45 \text{ mm}$, raportul de transmitere $i_z = 15,5$, unghiul de înclinare a dintelui melcat $\beta_0 = 12^\circ 31' 44''$, unghiul de angrenare axial $\alpha_{0a} = 20^\circ$.

Care este randamentul angrenajului?

Rezolvare:

Forțele tangențiale se calculează cu relațiile:

$$F_{t1} = \frac{2M_{t1}}{d_a} = \frac{2 \cdot 10050}{45} = 446,7 \text{ N}$$

$$F_{t2} = \frac{F_{t1}}{\tan(\beta_0 + \varphi')} = \frac{446,7}{0,25567} = 1750 \text{ N},$$

$$\text{în care : } M_{t1} = 10^6 \cdot \frac{P}{\omega} = 10050 \text{ N} \cdot \text{mm};$$

$$\mu = 0,03; \text{ în funcție de } v_a = \frac{\pi d_a n_1}{60000 \cos \beta_0} = \frac{3,14 \cdot 45 \cdot 950}{600000 \cdot 0,97619} = 2,2 \text{ m/s};$$

duritatea melcului HRC = 45(OLC 45) și materialul roții – bronz;

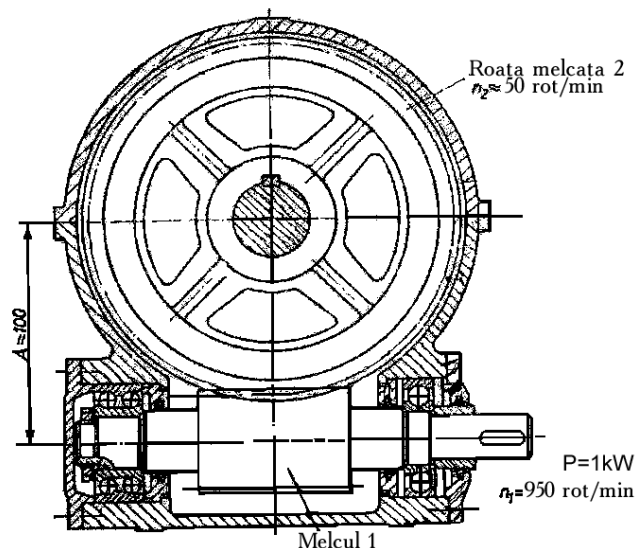
$$\tan \alpha_{n0} = \tan \alpha_{a0} \cos \beta_0 = 0,364 \cdot 0,97619 = 0,3553; \alpha_{n0} = 19^\circ 33' 40'';$$

$$\tan \varphi' = \frac{\mu}{\cos \alpha_{n0}} = \frac{0,03}{0,94229} = 0,03183; \varphi' = 1^\circ 49';$$

$$\beta_0 + \varphi' = 12^\circ 31' 44'' + 1^\circ 49' = 14^\circ 20' 44''; \tan(\beta_0 + \varphi') = 0,25576;$$

$$\cos \alpha_{n0} = 0,94229.$$

Fig. 5.61



Se determină forțele radiale :

$$F_{r1} = F_{r2} = F_t \frac{\operatorname{tg} \alpha_{n0} \cos \varphi'}{\sin(\beta_0 + \varphi')} = 446,7 \frac{0,3353 \cdot 0,9995}{0,24777} = 640 N ,$$

și forțele axiale radiale :

$$F_{a1} = F_{t2} = 11750 N; F_{a2} = F_{t1} = 446,7 N.$$

Se calculează randamentul angrenajului :

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \beta_0}{\operatorname{tg}(\beta_0 + \varphi')} = \frac{0,222}{0,25576} = 0,868 ,$$

obținându-se puterea la roată :

$$P_2 = \eta P_1 = 0,868 \text{ kW}.$$

Momentul de torsiune la roată :

$$M_{t2} = M_{t1} \eta = 10050 \cdot 15,5 \cdot 0,868 = 135200 \text{ N} \cdot \text{mm}.$$

5.19.

Să se verifice – la solicitarea de contact – angrenajul melcat din figura 6.61, fiind cunoscute: $M_{t2} = 137900 \text{ N} \cdot \text{mm}$, $q = 9$, $z_1 = 2$, $z_2 = 31$, $a = 100 \text{ mm}$, $n_2 = 61 \text{ rot/min}$; sarcina este variabilă.

Să se precizeze materialul necesar pentru executarea roții melcate, în vederea preluării – în bune condiții – a efortului unitar de contact.

Rezolvare :

Efortul unitar efectiv de contact se calculează cu relația :

$$\sigma_H = \frac{545}{\frac{z_2}{q}} \sqrt{M_{t2} \left(\frac{\frac{z_2}{q} + 1}{a} \right)^3} = \frac{545}{\frac{31}{9}} \sqrt{1379 \cdot 1,245 \left(\frac{\frac{31}{9} + 1}{10} \right)^3} = 194,3 \text{ MPa} < \sigma_{HP}$$

determinându-se preliminar: $k_m = k_{r m} k_{dm} = 1,083 \cdot 1,15 = 1,354$;

$$k_{r m} = 1 + \left(\frac{z_2}{\theta} \right)^3 = 1 + 0,083 = 1,083;$$

$\theta = 71$, din tabelul 5.9, în funcție de z_1 și q ;

$k_{dm} = 1,15$, din tabelul 5.10, în funcție de clasa a 7-a de precizie și de viteza de alunecare $v_{al} = 2,29$ m/s (v. tabelul 5.11);
 $\sigma_{HP} = 210$ MPa, din tabelul 5.12, pentru materialul Bz cu Al și $v = 2$ m/s.

5.20.

Să se determine efortul unitar de încovoiere care apare în dantura unei roți melcate, dacă momentul de torsiune la arborele roții melcate este :

$M_{t2} = 233760$ N·mm, $n_1 = 120$ rot/min, $z_1 = 1$, $z_2 = 32$ dinți, $m_a = 10$ mm, $d_1 = 120$ mm.

Rezolvare:

Se calculează efortul unitar de încovoiere:

$$\sigma_{F2} = 0,64 \frac{M_{t2} k_m}{z_2 (q + 1,5) c_{fm2} m_a^3} = 0,64 \frac{233760 \cdot 1}{32 \cdot 13,5 \cdot 0,111 \cdot 1^3} = 2,925 \text{ MPa} < \sigma_{FP}$$

Înlocuind în această relație următoarele elemente:

$c_{fm2} = 0,111$, în funcție de :

$z_2 = 32$, din tabelul 5.12; $q = \frac{d_1}{m_a} = \frac{120}{10} = 12$; $k_m = k_{rm} \cdot k_{dm} - 1$; $k_{rm} =$

$1 + \left(\frac{z_2}{\theta}\right)^3 = 1 + \left(\frac{32}{147}\right)^3 \approx 1$ din tabelul 6.9; $k_{dm} = 1$; din tabelul 5.10, în funcție

de $v = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 120 \cdot 1250}{60 \cdot 1000} = 7,85$ m/s și de clasa a 6-a de precizie

(tabelul 5.11)

$\sigma_{FP} = 58$ MPa, din tabelul 5.12.

5.21.

O roată dințată cilindrică, cu dantură dreaptă, cu $z = 35$ dinți – dintr-un angrenaj reversibil – s-a distrus prin ruperea dinților; la demontare se pot măsura $d_e = 148$ mm și $p = 12,56$ mm. Să se determine principalele elemente geometrice ale roții.

5.22.

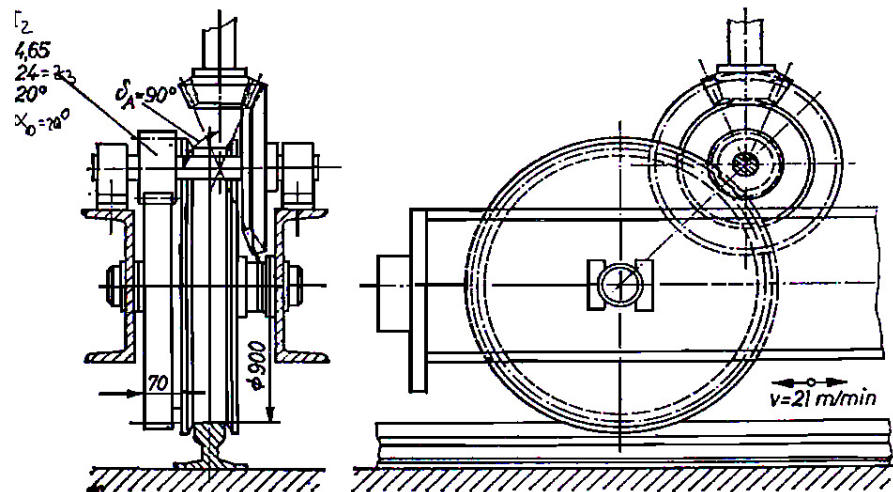
Să se calculeze eforturile unitare efective de încovoiere din dantura primei trepte a reductorului din figura 5.54 reductorul realizează legătura dintre un electromotor – cu $P = 2$ kW, la $n = 1000$ rot/min – și un malaxor. Se cunosc: elementele geometrice ale roților angrenajului $d_1 = 34,5$ mm; $d_2 = 148,5$ mm; $m = 1,5$; $i = 4,3$; materialul pinioanelor 41MoCr17 – călit și revenit la HB = 217 – iar al roții OLC 60, (HB = 180, revenire înaltă).

5.23.

Să se efectueze calculul elementelor geometrice și al gradului de acoperire, pentru treapta a II-a a reductorului din figura 6.55. Angrenajul este interior, nedeplasat, cu unghiul de angrenare $\alpha_0 = 20^\circ$. Se cunosc: $i_{II} = 4,21$; $m = 3$ mm; $z_3 = 19$.

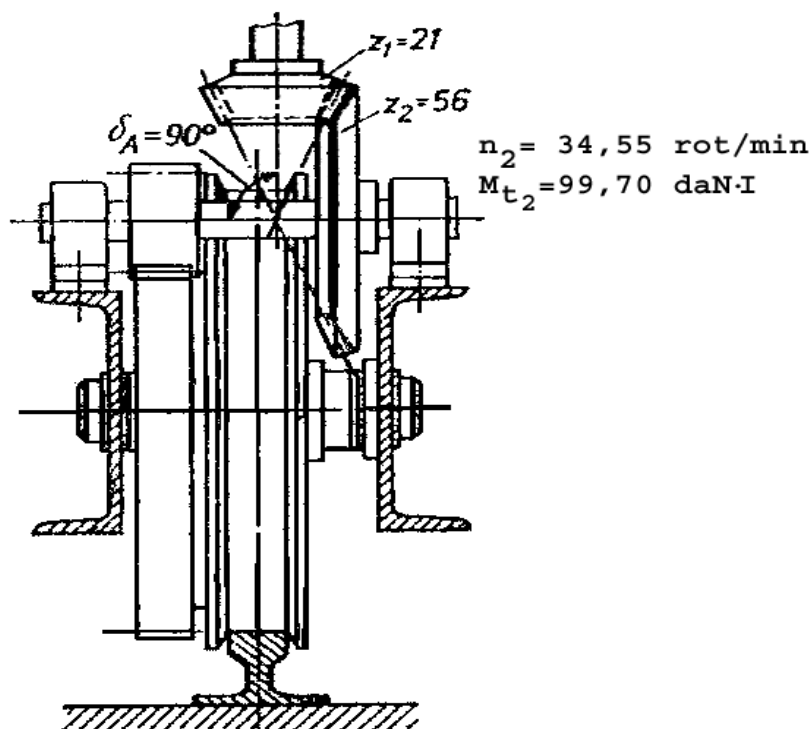
- 5.24. Transmisia intermediară a roții unei macarale (figura 5.62) este un angrenaj cilindric cu dinți drepți, nedeplasat. Pinionul are $z_3 = 24$ dinți. Cunoscând $m = 8$; $i = 4,65$ și $\alpha_0 = 20^\circ$, să se calculeze elementele geometrice ale angrenajului.
- 5.25. Cunoscând elementele geometrice – determinate în problema 5.24– să se calculeze forțele care apar în angrenaj, precum și momentul nominal de torsiune, la pinion M_{t1} . Se cunosc: $M_{t2} = 45\ 000\ N\cdot mm$; $\eta = 0,97$; $i = 4,65$.
- 5.26. Să se determine materialul roților unui angrenaj cilindric, cu dinți drepți, astfel încât acesta să reziste la solicitarea de contact, știind că: $z_1 = 16$ dinți; $z_2 = 40$ dinți; $m = 4$ mm; $a = 112$ mm; $b = 40$ mm; $P = 7$ kW și $n_1 = 1000$ rot/min. Roțile dințate sunt executate în clasa a 7-a de precizie.
- 5.27. Să se calculeze – la solicitarea de încovoiere – dantura angrenajului din treapta intermediară a transmisiei reprezentate în figura 5.62. Se cunosc: $M_{t1} = 997700\ N\cdot mm$; $n_1 = 34,55$ rot/min; $z_1 = 24$; $b = 70$ mm; $m = 8$ mm. Să se stabilească dacă materialul – OLC 45, pentru pinion și roată – este bine ales. În caz contrar care ar trebui să fie lățimea necesară b a danturii?
- 5.28. La angrenajul treptei intermediare – a transmisiei din figura 5.62– se cunosc $M_{t1\ max} = 997700\ N\cdot mm$, $k_H = 1,38$, $i = 4,654$, $\psi_a = 0,13$, $a = 544$ mm. Angrenajul funcționează 3000 ore la sarcina maximă. Cunoscând viteza de deplasare a macaralei $v = 21$ m/min și diametrul roții de rulare $D = 900$ mm, să se determine efortul unitar efectiv de contact. Corespunde materialul OLC 45, cu $HB = 200$ (normalizat) condițiilor de întrebuințare la acest angrenaj?

Fig. 5.62



- 5.29. Să se stabilească materialul necesar pentru executarea pinionului și a roții treptei a II-a a reductorului din figura 5.57 cu condiția respectării distanței dintre axe de 160 mm. Se cunosc: $\psi_{aII} = 0,5$, $M_{t4} = 1098200 \text{ N}\cdot\text{mm}$, $i_{II} = i_{tot}/i_I = 25/5,88 = 4,25$, $k_H = 1,25$, $\beta_d = 15^\circ$, $k_e = 1,25$, $\eta_{II} = 0,959$.
- 5.30. Să se calculeze elementele geometrice și de control dimensional pentru treapta a doua a reductorului prezentat în figura 5.57. Se cunosc: $z_3 = 20$, $a = 160 \text{ mm}$, $i_{II} = 4,25$, $\beta_d = 15^\circ$
- 5.31. Să se determine unghiul de înclinare de referință al danturii, care să permită montarea angrenajului respectiv într-o carcasă cu distanța dintre axe de 105 mm. Se cunosc: $z_1 = 17$, $z_2 = 33$ dinți; $m = 4 \text{ mm}$; $\xi_{n1} = +0,42$; $\xi_{n2} = -0,42$.
- 5.32. Să se determine deplasările specifice de profil ale roților unui angrenaj cilindric cu dinți înclinați cunoscând : $z_1 = 17$ și $z_2 = 33$ dinți, $\beta_d = 12^\circ$, $m_n = 4 \text{ mm}$, $a = 100 \text{ mm}$.
- 5.33. Să se stabilească care sunt forțele din angrenajul treptei a doua a reductorului din figura 2.17, dacă $M_{t2} = 269200 \text{ N}\cdot\text{mm}$, $d_3 = 61,02 \text{ mm}$, $\beta_{d2} = 10^\circ 30'$, $\alpha_{on} = 20^\circ$. Să se determine – cunoscând din calculul treptei întâi $F_t = 2054 \text{ N}$ și $\beta_{d1} = 14^\circ 30'$ – care trebuie să fie valoarea unghiului β_{d2} – unghiul β_{d1} rămânând constant – pentru a menține aceeași valoare a forței axiale. Care trebuie să fie valoarea unghiului β_{d1} în cazul în care unghiul β_{d2} , s-ar menține constant?
- 5.34. Să se determine distanța dintre axe a unui angrenaj cilindric cu dinți înclinați, știind că $z_1 = 21$ și $z_2 = 43$ dinți, $\xi_{n1} = +0,53$, $\xi_{n2} = -0,1$, $\beta_d = 14^\circ$ și $m_n = 8 \text{ mm}$.
- 5.35. La treapta conică a reductorului conico-cilindric, prezentat în figura 5.59 se cunosc: $z_1 = 16$, $\psi_R = 1/3$, $i_z = 2,5$, $R = 64,62 \text{ mm}$, $\delta_1 = 21^\circ 48'$ și $\delta_2 = 68^\circ 12'$. Să se calculeze : numărul de dinți ai roții echivalente; elementele geometrice ale secțiunii medii.
- 5.36. Treapta conică a transmisiei unei roți de macara (fig.5.63) are următoarele elemente cunoscute: $z = 21$, $z = 56$, $m = 6 \text{ mm}$. Să se determine elementele geometrice principale: i , δ_1 , δ_2 , d_{d1} , d_{d2} , R , a_d , b_d , h , γ_{ed} , γ_{id} , d_{e1} , d_{e2} .

Fig. 5.63



- 5.37. Să se calculeze efortul unitar de contact – știind că $k_H = 1,30$ – din treapta conică a transmisiei reprezentată în figura 5.63, cunoscând: $M_{t2} = 997000 \text{ N}\cdot\text{mm}$, $n_2 = 34,55$, $\eta_{tr} = 0,96$, $d_1 = 126 \text{ mm}$, $\psi_R = 1/3$, $R = 179,384 \text{ mm}$, $i_z = 2,67$ și $\sigma_{HP} = 729 \text{ MPa}$.
- 5.38. Motorul unui autocamion dezvoltă o putere de $99,36 \text{ kW}$, la $n = 3000 \text{ rot/min}$. Știind că raportul de transmitere echivalent, al transmisiei de putere dintre motor și reductorul central, este $i = 3,65$ se cere să se dimensioneze transmisia centrală a autocamionului. Se utilizează roți dințate conice, cu dinți înclinați, raportul de transmitere al reductorului central fiind $i = 4,416$.

- 5.39.** Cu datele obținute la problema nr. 5.17 se cere să se efectueze calculul elementelor geometrice ale angrenajului conic, cunoscând că nu că numărul de dinți ai pinionului este $z_1 = 8$, iar ai roții $z_2 = 33$ dinți.
- 5.40.** La angrenajul melcat – al reductorului din figura 5.61 – se cunosc: $d_{e1}=165$ mm, $d_{e2}=155$ mm, $a = 5$ mm, $m = 5$ mm. Să se stabilească care este gradul de acoperire al acestui angrenaj.
- 5.41.** Să se dimensioneze – din condiția de rezistență la solicitarea de contact – treapta melcată a unui reductor melcato-cilindric, cunoscând : puterea la arborele melcului $P = 1,25$ kW la $n = 1250$ rot/min, $i = 32$, materialul roții melcate Bz10T(turnat în cochilie), iar al melcului OLC 45, cu HB<350. Sarcina este constantă, reductorul funcționând 4000 ore.
- 5.42.** Să se determine principalele elemente geometrice ale unui angrenaj melcat, cunoscând din problema 641 $a = 200$ mm, $q = 12$, $z_1 = 1$, $z_2 = 32$.
- 5.43.** Să se determine forțele dintr-un angrenaj melcat, la care se cunosc: puterea la arborele melcului $P = 1,25$ kW la $n = 1250$ rot/min, $z_1 = 1$, $d_{01} = 120$ mm; materialul melcului OLC 45 cu HB<350 și al roții melcate – Bz 10 T; $\varphi' = 1^\circ 6'$; $\beta_0 = 4^\circ 46'$

Coeficientul de lățime ψ_A **Tab. 5.3**

Tipul transmisiei	$\Phi_A = B/A$
Transmisie deschisă	0,1...0,3
Reductoare:	
a) rapide, $v=8...$...25 m/s	0,3
b) obișnuite, $v=2...$...3 m/s	0,6
c) lente, $v=1...$...3 m/s	1,0
Cutii de viteze cu roți baladoare	0,12...0,15

Caracteristicile principalelor materiale folosite în construcția de mașini

Tab.5.5

Materialul	STAS	Simbol	Starea	Caracteristici mecanice			
				σ_{02} , daN/mm ²	σ_r , daN/mm ²	HB	σ_{-1} , daN/mm ²
Oțeluri de uz general pentru construcții	500-68	OL 37	N	20,6..25,5	36,3..44,1		18.5
		OL 42	N	22,5..25,5	41,2...49		20
		OL 50		26,5..28,4	49..60		24
		OL 60		29,4..31,4	60,8..70,6		28
		OL 70		34,3..35,3	min 68,6		33
Oțel carbon de calitate	880-66	OLC 10	N	21	35	110-130	16..22
			C	25	42	140-160	
		OLC 15	N	23	39	120-140	17..22
			C	30	50	160-200	
		OLC 20	N	25	42	130-150	17
			C	35	57	160-200	-
		OLC 35	N	32	54	170-190	18
			I	36	58	180-220	19
		OLC 40	N	34	58	180-200	26
			I	38	62	200-250	-
		OLC 45	N	36	62	190-210	27
			I	40	66	200-260	30
		OLC 50	N	38	65	200-220	34
			I	42	70	200-260	-
		OLC 55	N	40	68	200-250	28
			I	44	73	200-300	29
		OLC 60	N	41	71	200-240	30
			I	46	75	200-300	32
Oțeluri aliate pentru construcții de mașini	791-66	13 CN 35	I	95	115	245-300	37
		25 M ₀ C 11	I	42	65	250-280	38
		35 CN 15	I	52	75	300-320	36
		40 C 10	I	80	100	235-341	36
		41 M ₀ C 11	I	75	95	270-320	38
Oțel carbon turnat în piese	600-65	OT 50	R-N	28	50	138	20
		OT 55	R-N	32	55	153	22
		OT 60	R-N	35	60	169	24
Fonta cenușie turnată în piese	568-67	Fc 30			26..33	186-321	13
		Fc 35			34..38	207-321	15
		Fc 40			36..40	207-363	17

Rezistența admisibilă la ciupire (din condiția de gripare) σ_{Hp} în daN/cm²**Tab. 5.4**

Material		v_{al} , m/s								
Melc	Roata	0,25	0,25	0,5	1	2	3	4	6	8
Oțel calit HRC>45	Bronz cu Al și Fe ($\sigma_r=400$ N/mm ²)	-	-	2500	2300	2100	1800	1600	1200	900
Fonta (Fc 15, Fc 20)	Fc 10	2200	2000	1900	1700	1450	1000	-	-	-
	Fc 15									
Oțel cu 0,2% C Cementat	Fc 15	1900	1600	1300		1150	900	-	-	-
	Fc 20									
OLC 45 OL 60	Fc 10	1700	1400	1100		900	700	-	-	-
	Fc 15									

Coeficientul efectiv de concentrare k_σ **Tab. 5.6**

Materialul si tratamentul termic al roții dințate	k_σ
Oțel, roti normalizate, imbunatatite sau calite (in adancime sau superficial)	1,5...1,8
Oțel, dinți cementati, nitrurati sau cianurati, impreuna cu racordarea	1,2
Oțel, roti cementate cu racordarea rectificata	1
Fonta	1,2

Coeficientul de siguranță la calculul la încovoiere a dintelui roții dințate c_i **Tab. 5.7**

Materialul roții dințate	Tehnologia prefabricantului	Tratament termic	Coeficientul de siguranță c_i
Oțel, fonta	Turnare	Netratat	2,5
		Recoacere, normalizare sau imbunătățire	2
Oțel	Turnare	Cementare	2,1
	Forjare	Calire (HB>350) Calire superficiala	2,5
		Normalizare sau imbunatatire	2

Valorile orientative ale randamentului unei trepte**Tab. 5.8**

Felul angrenajului	Angrenaje inchise, unse cu lubrifiant lichid	Angrenaje deschise, unse cu unsoare consistenta
Cilindric	0,975...0,99	0,95...0,97
Conic	0,96...0,98	0,94...0,95
Melcat (Melci arhimedici)	Pentru $z_1=1$ pentru $z_1=2$ pentru $z_1=3$ Se poate calcula si cu relatia	$\eta=0,70...0,75$; $\eta=0,75...0,82$; $\eta=0,80...0,95$; $\eta = \frac{\tan \beta_0}{\tan(\beta_0 + \varphi')}$

Valori medii ale coeficientului k_r' de concentrare a sarcinii pentru angrenajele care nu se rodeaza

Tab. 5.9

$\Psi_D = B/D_d$ ($\Psi_D = \Psi_A(i+1)/2$)	Roata este amplasată simetric între reazeme	Roata este amplasată în apropierea unui reazem. Arborele este foarte rigid	Roata este amplasată în apropierea unui reazem. Arborele este mai puțin rigid	Roti în consolă
	Valorile medii ale lui k_r'			
0,2	1	1	1,05	1,1
0,4	1	1,05	1,15	1,15
0,8	1,05	1,15	1,3	1,15
1,2	1,15	1,25	1,4	1,3
1,6	1,25	1,35		
2	1,45			
Pentru roțile care se rodează (HB<350) coeficientul k_r se poate deduce conform relației: $k_r = (k_r' + 1)/2$				

Coeficientul dinamic k_d

Tab.5.10

Clasa de precizie	Duritatea superficială a dinților, HB	Viteza periferică, m/s					
		≤1	≤3	≤8	≤12	≤18	≤25
7	≤350 dinți dreپți	-	1,25	1,45	1,55	-	-
	≤350 dinți înclinați	-	1,00	1,00	1,20	1,30	1,50
	>350 dinți dreپți	-	1,20	1,30	1,40	-	-
	>350 dinți înclinați	-	1,00	1,00	1,10	1,20	1,30
8	≤350 dinți dreپți	1,00	1,35	1,55	-	-	-
	≤350 dinți înclinați	-	1,10	1,30	1,40	-	-
	>350 dinți dreپți	1,00	1,30	1,40	-	-	-
	>350 dinți înclinați	-	1,10	1,20	1,30	-	-
9	≤350 dinți dreپți	1,10	1,45	-	-	-	-
	≤350 dinți înclinați	-	1,20	1,40	-	-	-
	>350 dinți dreپți	1,10	1,40	-	-	-	-
	>350 dinți înclinați	-	1,20	1,30	-	-	-

Coeficientul de deformare al melcului, θ

Tab. 5.11

z_1	Valoarea lui q							
	6	7	8	9	10	11	12	13
	Coeficientul de deformare θ							
1	40	55	72	89	108	127	147	168
2	32	44	57	71	86	102	117	134
3	29	39	51	61	76	89	103	118
4	27	36	47	58	70	82	94	108

Valorile coeficientului k_{dm} **Tab. 5.12**

Clasa de precizie	k_{dm}
6	1,00
7	1,15
8	1,30
9	1,60

Alegerea clase de precizie pentru angrenajul melcat**Tab. 5.13**

Clasa De precizie	Caracteristica angrenajului	
	Precizia angrenajului	Viteza periferica, m/s
6	Angrenajul cu precizie marita	>6
7	Angrenajul cu precizie normala	<6
8	Angrenajul cu precizie scazuta	<2
9	Angrenajul cu precizie foarte scazuta	

Valorile coeficientului de forma c_{fm2} pentru angrenaje melcate cu $\alpha=20^\circ$ **Tab. 5.14**

Z_2	C_{fm2}	Z_2	C_{fm2}	Z_2	C_{fm2}	Z_2	C_{fm2}
28	0,107	38	0,118	50	0,129	73...75	0,139
29	0,108	39	0,120	51...52	0,130	76...80	0,140
30	0,109	40	0,121	53...54	0,131	81...84	0,141
31	0,110	41	0,122	55...57	0,132	85...90	0,142
32	0,111	42	0,123	58...60	0,133	91...97	0,143
33	0,112	43	0,124	61	0,134	98...104	0,144
34	0,113	44	0,125	62...64	0,135	105...113	0,145
35	0,114	45-46	0,126	65...66	0,136	114...124	0,146
36	0,115	47	0,127	67...69	0,137	125...141	0,147
37	0,116	48-49	0,128	70...72	0,138	142...175	0,148

Rezistențe admisibile la ciupire și la rupere prin oboseală**Tab. 5.15**

Materialul roții	Felul turnarii	Caracteristici mecanice, daN/cm ²		Rezistența admisibilă, daN/cm ²			
				Duritatea melcului			
				HRC<45		HRC>45	
		σ_r	σ_{02}	σ_{Hp}	σ_{ai}	σ_{Hp}	σ_{ai}
Bz 10 T	În nisip	1800	1000	1300	400	1600	500
Bz 10 T	În cochilie	2600	1500	1900	580	2250	720
Bronz cu nichel	Centrifugal	2900	1700	2100	650	2500	810

Fc 10	În nisip	1000	-	-	340	-	420
Fc 15	În nisip	1500	-	-	380	-	480
Fc 20	În nisip	2000	-	-	430	-	540
Fc 25	În nisip	2500	-	-	480	-	600

Exemplificari ale domeniilor de utilizare. Firme. Programe de calcul

Firme constructoare de transmisii prin roti dintate :

CARLEVARO & CATTANEO, Italia

CONE – DRIVE GEARS, DIVISION OF MICHIGAN TOOL CO., S.U.A.

CROFS LTD., Anglia

DURAND., Franta

FERGUSON MASCHINE CO., S.U.A.

FLENDER GETRIEBE UND ANTRIEBS ELEMENTE., Germania

HANSEN TRANSMISSION INTERNATIONAL., Belgia

HÜTTENWERK SONTHOFEN., Germania

LOHMANN & STOLTERFOHT., Germania

NEPTUN Câmpina, România

VARIO LIMITED.Follsair Works Anglia

TEXROPE, SOCIÉTÉ INDUSTRIELLE DE TRANSMISSIONS., Franta

ZAHNRÄDERFABRIK RENK AG., Germania

www.stork-gears.com

www.conedrive.com

www.stork-gears

www.cmd-transmissions.com

www.camcoindex.com

www.flender.com

www.hansentransmissions.com

www.bruinhof.nl

www.neptun-gears.ro

www.texrope.com

www.renk.de

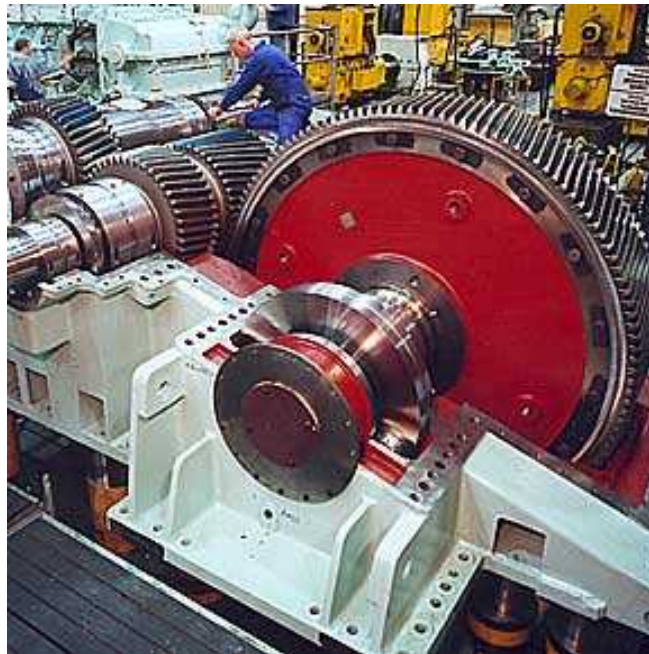
Exemplificari ale domeniilor de utilizare :

Transmisie mecanica:



Single-Engine Marine Gear Unit

Type	Transm. ratio	Power value P/n1 kW/rpm	Number of size ranges
HSU	2-6	1.5-105	10



Industrial Gear Units:
Standard Series (Welded Casing)

Type	Transm. ratio	Distance between shafts mm	Power value $n_2=1500$ rpm
TB	1-4.5	400-1000	5000-50000



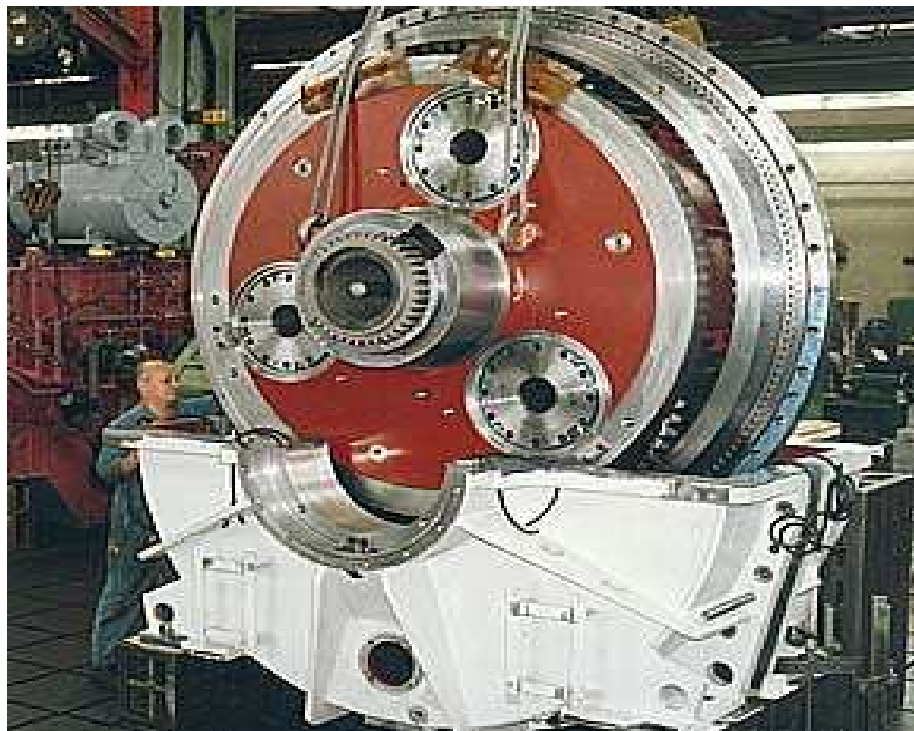
High-Speed Spur Gear Unit (Flexible Series, Welded Casings):

Type	Transm. ratio	Distance between shafts mm	Power value $P/n_1^{1)}$
TA...Xi	1.2-12	200-1000	92-100

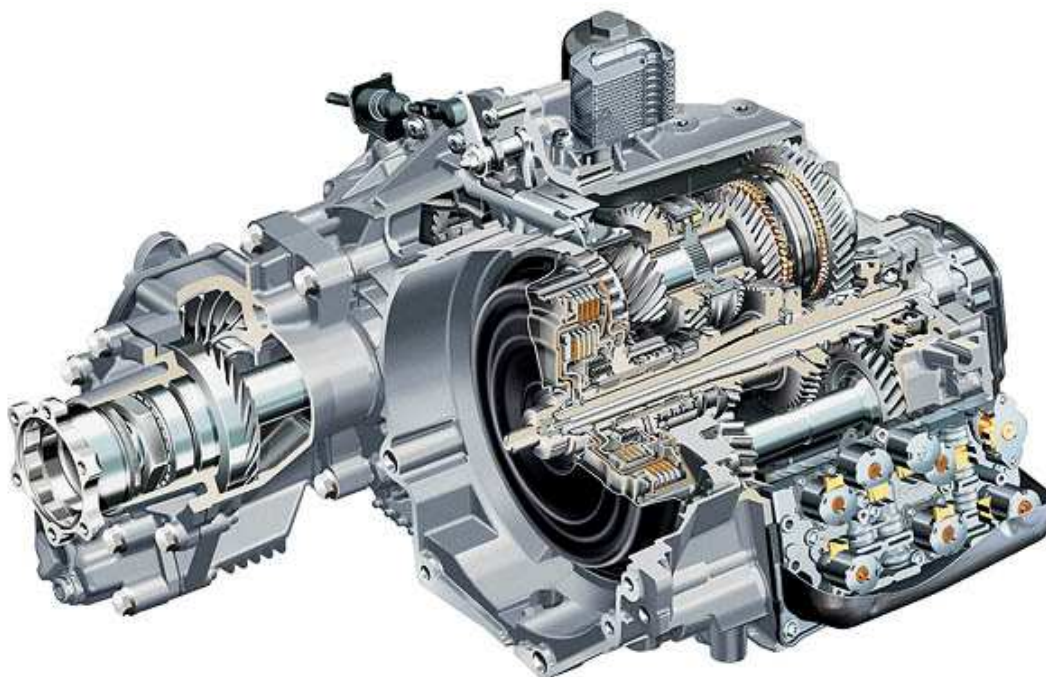


Gear Unit for Water Power Station:

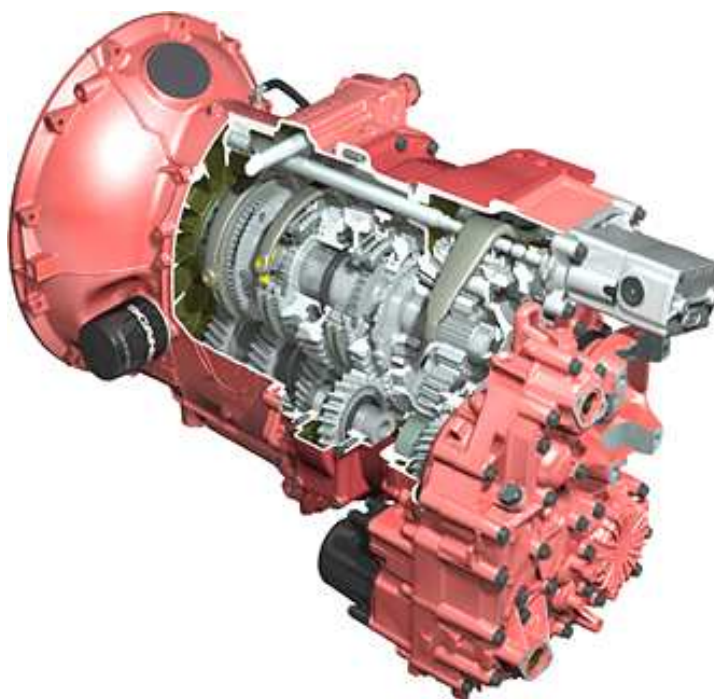
Type	Transm. ratio	Power value $P/n_1^{1)}$
PAR	3-9	20-250



Smart Gearbox :



Scania Gearbox :



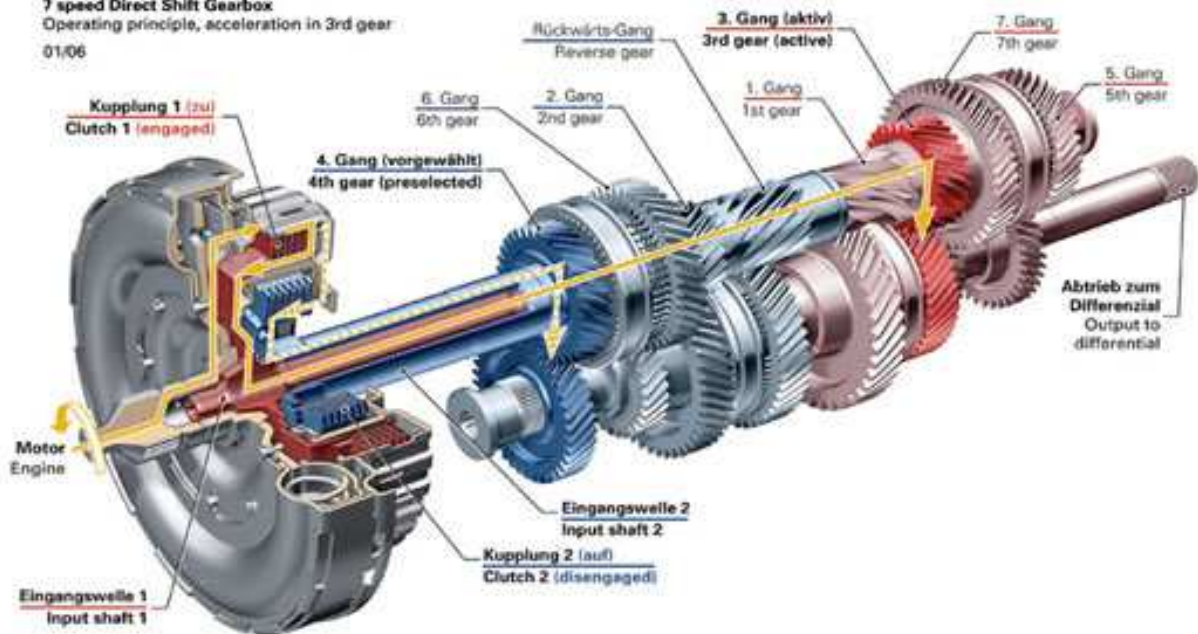
DSG - reprezinta cea mai avansata cutie automata de pe piata ;

- echipaaza anumite modele ale grupului VAG(Audi, WV, Skoda).

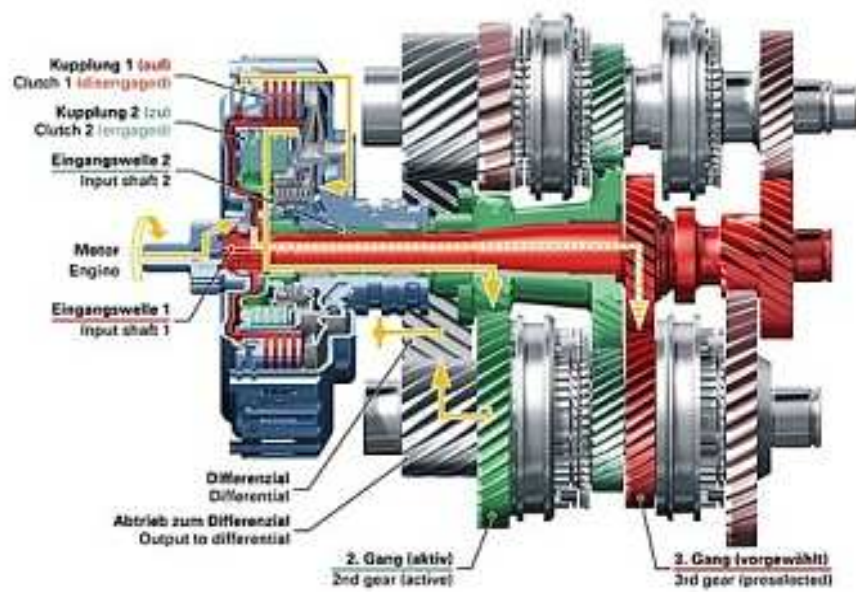


Audi Roadjet Concept

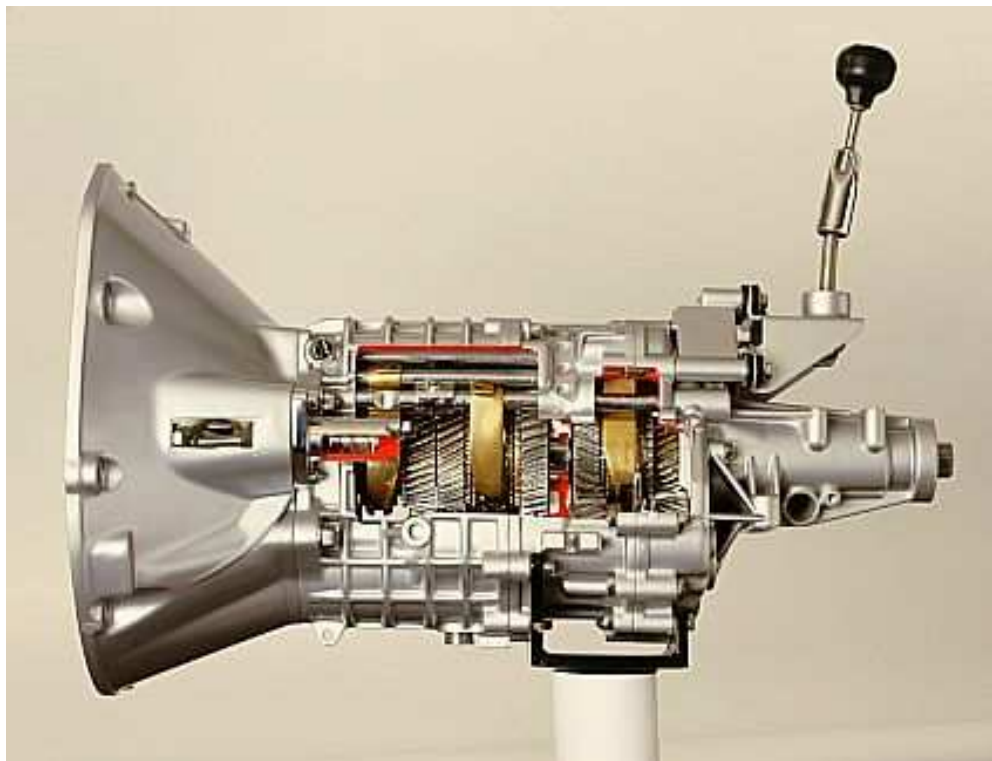
7-Gang-Direktschaltgetriebe
Funktionsprinzip, Beschleunigung im 3. Gang
7 speed Direct Shift Gearbox
Operating principle, acceleration in 3rd gear
01/06



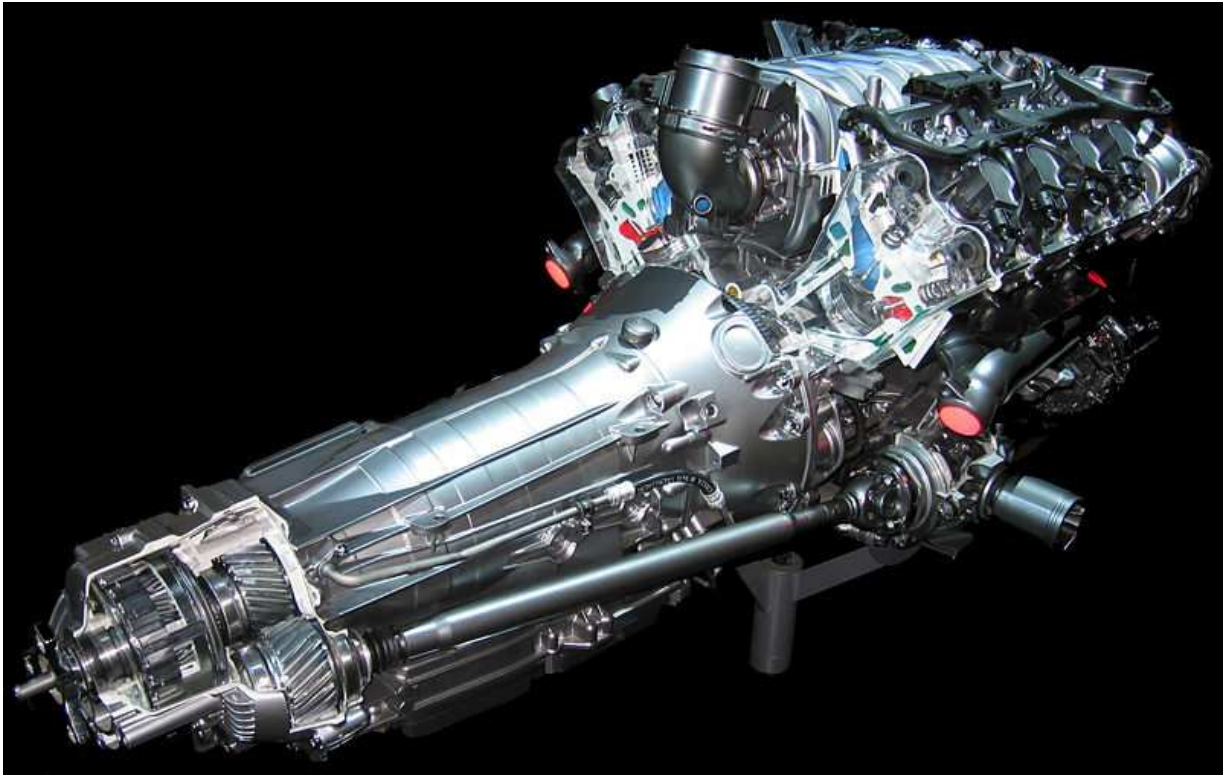
Wolkswagen Gearbox :



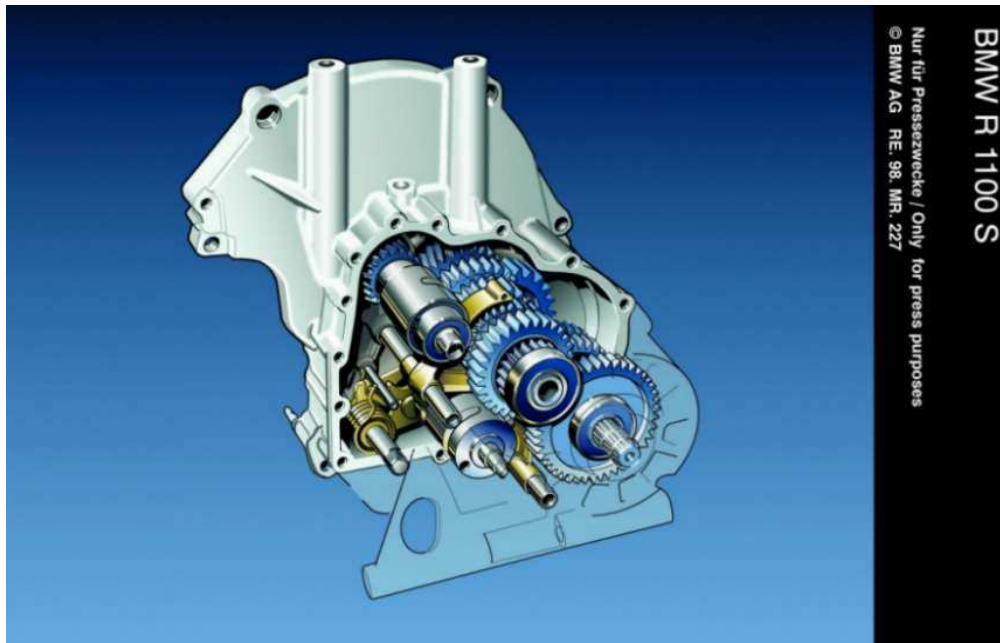
Manual Gearbox :



Mercedes-Benz 4matic Gearbox :



BMW Gearbox :

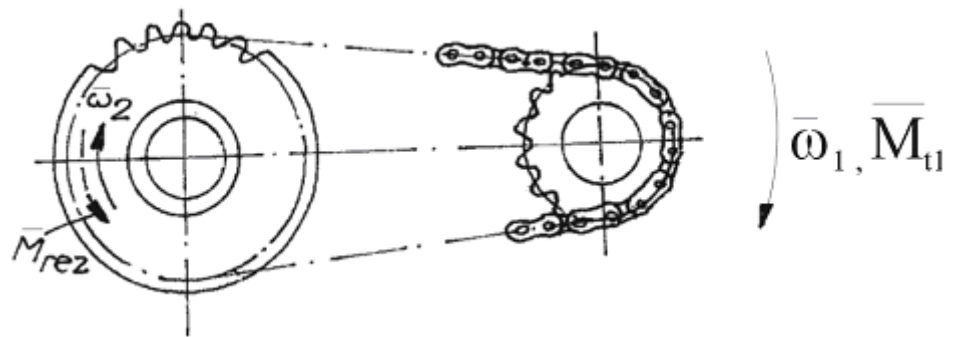


6. Transmisii prin lanțuri

6.1 Considerații generale

Transmisia prin lanț (TL), componentă a transmisiilor mecanice prin angrenare utilizează pentru transferul energiei între roata motoare și roata condusă un element intermediar articulat (denumit lanț de transmisie fig. 6.1). Angrenarea se realizează între dinții roților de lanț și rolele (bucșele, bolțurile) zalelor lanțului.

Fig.6.1



Din componența unei transmisii prin lanț fac parte **roțile de lanț** (o roată motoare și una sau mai multe roți conduse), **lanțul** (format din mai multe elemente asemănătoare articulate între ele, având rolul de a înfășura roțile de lanț și de a asigura transmiterea sarcinilor între arbori), **sistemul de ungere, mecanisme de întindere și protecție**, etc.

Prin construcția sa, **lanțul** – ca element flexibil fără fire înfășurat fără sfârșit peste roțile de lanț – poate prelua numai sarcini exterioare de întindere.

Folosite în cele mai variate sectoare ale construcțiilor de mașini și în special pentru : mașini agricole biciclete, motociclete, laminoare, strunguri, vehicule rutiere, transportoare, macarale, combine pentru extragerea cărbunelui etc., transmisiile prin lanț conferă anumite **avantaje** față de celelalte transmisii mecanice cu element intermediar (ex. curele).

Printre acestea se pot menționa :

- capacitate portantă ridicată , datorită utilizării unui element intermediar metalic ;
- încărcare relativ redusă a arborilor și a lagărelor ce susțin roțile de lanț, transmiterea realizându-se prin formă (angrenare) și nu prin forță (frecare);
- absența fenomenelor de alunecare elastică și geometrică ;
- posibilitatea funcționării în condiții grele de exploatare, mediu poluat (praf, umiditate), temperaturi ridicate, etc. ;
- randament relativ mare ;

- permite realizarea unor construcții compacte cu gabarite reduse în sens axial și radial întrucât roțile de lanț acceptă diametre mici și unghiuri de înfășurare cu valori coborâte ;

Dintre **dezavantaje** se menționează :

- variația ciclică a raportului de transmitere datorită efectului de înfășurare poligonală a lanțului pe conturul roților de lanț ;
- generarea de forțe dinamice suplimentare în ramura motoare, în cea condusă și elementele antrenate de aceasta, ca urmare a variației ciclice a vitezei instantanee a lanțului ;
- funcționarea cu socuri, vibrații și zgomot produs de impactul zalelor la intrarea în angrenare cu dinții roților de lanț ;
- durabilitate limitată la oboseală și uzare a elementelor componente ale transmisiei ;
- întreținere mai pretențioasă decât cea a curelelor.

6.1.1 Performanțe energetice și cinematice :

P – putere de transmis ; **v** – viteza curelei ; **η** – randament ; **i** – raport de transmitere ; **A** – distanța dintre axe ; **ψ** – unghi de înclinare a planului axelor în raport cu orizontala ; **t** – temperatura de funcționare.

Clasificarea lanțurilor articulate, conform standardului, se face după următoarele criterii :

- utilizare
 - lanțuri de transmisie
 - lanțuri de transport
- lungimea zalelor
 - lanțuri cu zale scurte-cu un rând de zale
 - lanțuri cu zale lungi-cu 2 sau mai multe rânduri de zale
- construcție
 - lanțuri cu eclise și bolțuri
 - lanțuri cu eclise, bolțuri și bucșe
 - lanțuri dințate
 - lanțuri cu elemente bloc(fasonate)

Observații:

- Obiectul prezentului capitol îl constituie lanțurile de transmisie întrucât lanțurile de transport se studiază în cadrul disciplinelor de specialitate.
- În construcția de mașini agricole lanțurile de transmisie sau de acționare se utilizează la transmiterea mișcării de rotație la organele active ale mașinilor, în timp ce lanțurile pentru transport sunt utilizate în construcția elevatoarelor și transportoarelor , având forme constructive care cuprind zale prevăzute cu elemente pentru fixarea cuplelor, racletelor etc.

Lanțuri de transmisie

- cu eclise simple (conform standard)
- cu bolțuri
 - cu spații între eclise – Galle (fig. 6.2a)
 - fără spațiu între eclise- Fleyer (fig 6.2b)
- cu bucșe
 - simple (fig. 6.2c)
 - multiple (fig. 6.2d)
- cu role



- cu un singur rând de zale (lanț simplu-fig. 6.2 e)
- cu mai multe rânduri de zale(2...8-lanț multiplu-fig. 6.2f)
- cu eclise cotite-Rotary(fig. 6.2g)
- **Cu eclise dințate**(nestandardizate)
 - după modul de ghidare
 - exterioară(fig. 6.2h)
 - interioară(fig. 6.2i)
 - după construcția articulației
 - simplă
 - cu bucșe segmentate(fig. 6.2j)
 - cu bolțuri segmentate(fig. 6.2k)
- **Speciale** : pentru variatoare ce funcționează prin angrenare, prin frecare, etc.

Elementele componente ale lanțului sunt supuse , în general , unor solicitări complexe variabile în timp , iar unele dintre ele suportă o uzură pronunțată.

Materialele utilizate în construcția **lanțurilor** sunt:

- **oțeluri carbon și aliate de îmbunătățire** (39...46 HRC)
pentru eclise :
- **oțeluri de îmbunătățire călite și revenite cât și oțeluri de cementare și nitrurare** cu (40...50) HRC respectiv cu (50..65) HRC pentru bolțuri, bucșe și role.

Capacitatea portantă, durabilitatea și precizia funcțională sunt influențate de tehnologia de execuție a lanțului.

Formele constructive ale roților de lanț prezintă o mare diversitate deoarece tipodimensiunile lanțurilor de transmisie sunt mari.

În general roțile de lanț (fig.6.3a) au următoarele părți: butucul 1, discul și coroana 3, pe periferia căreia se frezează dinții roții.

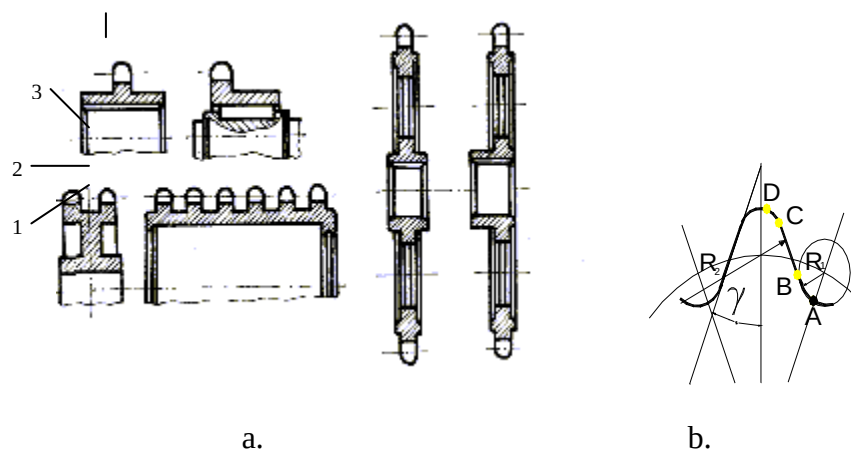
Analizând figura 6.3b , se constată că profilul este alcătuit din trei segmente cu rol funcțional bine precizat :

AB- semiarcul locașului rolei:

BC-segmental activ al profilului realizat din arc de cerc concav sau convex, sau dintr-un segment de dreaptă) ;

CD- arcul capului dintelui ;

Fig 6.3



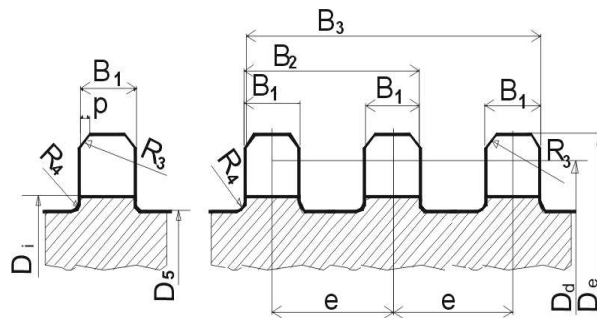
Geometria danturii este definită prin **formă și mărimea profilului dinților în planele frontal și axial** (fig. 6.4). Conform standardului, se definește “Calculul elementelor geometrice ale danturii”

În funcție de numărul de dinți ($z_{1,2}$) al roților, pasul lanțului (p) și diametrul nominal al bolțurilor lanțului, se definesc elementele de geometrie ale roților.

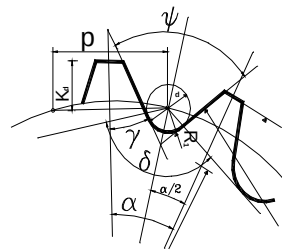
Conform standardului, se definește ”Calculul elementelor geometrice ale profilelor limită ale danturii” .

Profilele roților pentru lanțuri cu eclise dințate (fig.6.5) se caracterizează prin simplitate în planul frontal (fig. 6.5 a) și dependență de modul de centrare a lanțului pe roată (fig. 6.5 b- centrare interioară respectiv fig.6.5c centrare exterioară) pentru profilul axial.

Fig.6.4



a.



b.

Dimensiunile principale (exceptând pasul unghiular $\alpha_{1,2}$ și diametrul de divizare $D_{p1,2}$ conform standard) ale roții (fig.6.5) se calculează cu relații de altă structură.

Observații :

- La angrenaje profilele dinților sunt determinate prin legea angrenării.
- La transmisiile prin lanț profilele dinților se acceptă arbitrar.

Standardele sau recomandările **ISO** prescriu doar dimensiunile limită ale golului dintre dinți, profilul acestora putând fi realizat printr-o largă varietate de forme geometrice.

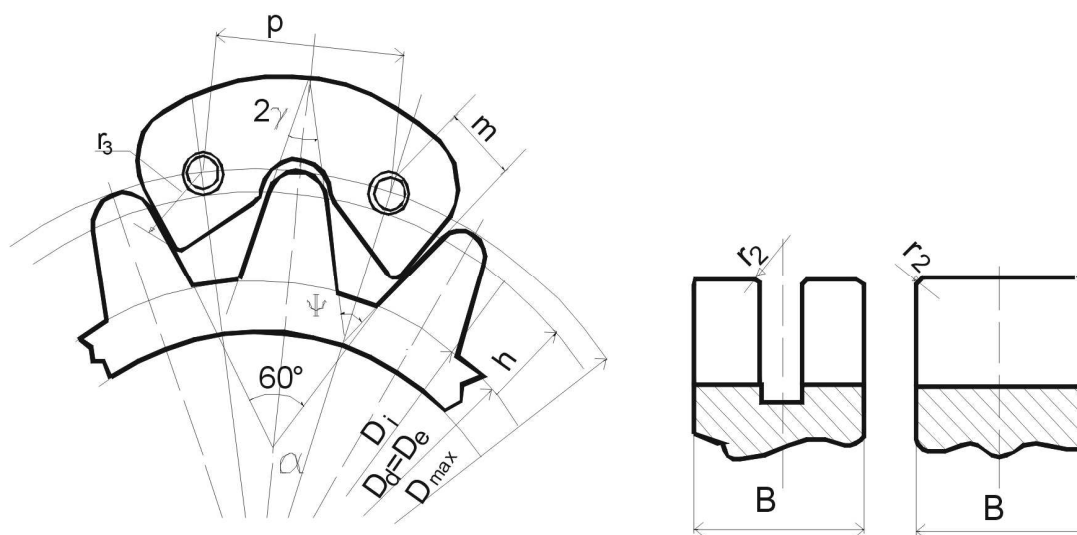
Din considerente funcționale și tehnologice numărul de dinți al roților de lanț se limitează inferior-pentru roata motoare și superior- pentru roata condusă.

Numărul de dinți al roții motoare influențează uzura și durabilitatea lanțului, mărimea sarcinilor dinamice și nivelul de zgomot.

Materialele recomandate pentru confecționarea roților de lanț sunt asemănătoare lanțului, astfel :

- oțeluri tratate având $HRC = 45 \dots 50$ pentru transmisiile greu încărcate sau a celor rapide ;
- oțeluri netratate pentru transmisiile lente, de mică putere, cu funcționare periodică ;
- fonte modificate de înaltă rezistență sau cenușii superioare pentru transmisiile nepretențioase (sub aspectul preciziei), dar funcționând în condiții grele de uzare.

Fig. 6.5



a.

b.

c.

6.2 Elemente de geometrie ale transmisiei prin lanț

Geometria transmisiei prin lanț implică definirea elementelor specifice : lanțului (pasul p , lungimea L , lățimea a etc.) **ale roților de lanț** (numerele de dinți $z_{1,2}$, diametrele de divizare $D_{d1,2}$ etc.) și **ale transmisiei în ansamblu** (distanța între axe A , unghiul ramurilor lanțului cu direcția axelor γ , ungiurile de înfășurare $\beta_{1,2}$ etc.).

Pasul p , definit ca distanța între axele a doua articulații consecutive este o marime de bază a lanțului ; are valori standardizate și condiționează preponderent parametrii geometrici, cinematici și energetici ai transmisiei.

Din figura 6.4 rezultă :

$$R_d = \frac{p}{2 \sin \frac{\pi}{z}} \quad (6.1)$$

sau

$$D_d = \frac{p}{\sin \frac{\pi}{z}} \cong \frac{p}{\pi} z$$

Aproximând înfășurarea poligonală a lanțului pe roți o înfășurare circulară (fig. 6.6), lungimea lanțului se poate scrie :

$$L = BB' + B'C' + C'C + CB \quad (6.2)$$

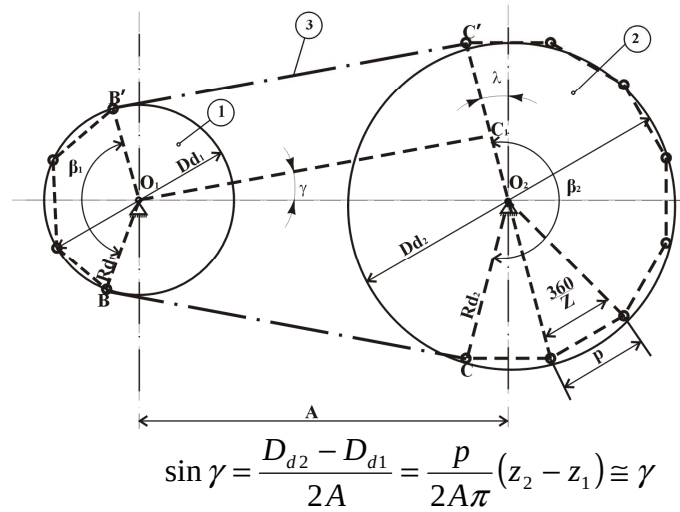
în care :

$$\overline{B'C'} = \overline{CB} = A \cos \gamma$$

$$BB' = \beta_1 \frac{D_{d1}}{2} = \frac{\pi - 2\gamma}{2\pi} p z_1$$

Fig. 6.6

ă



Înlocuind în (6.2) valorile menționate anterior, se obține lungimea lanțului (**L**):

$$L = 2A + \frac{p}{2}(z_2 + z_1) + \frac{p^2}{A} \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \quad (6.3)$$

Numărul de zale (N_z) ale lanțului va fi:

$$N_z = \frac{L}{p} = 2 \frac{A}{p} + \frac{(z_2 + z_1)}{2} + \frac{p}{A} \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \quad (6.4)$$

care se rotunjește la un număr întreg.

Din relația (6.4) se determină distanța dintre axe (**A**) dacă se

cunoaște : N_z , p și $z_{1,2}$ prin rezolvarea ecuației de gradul doi în A :

$$\frac{2}{p} A^2 - \left[N_z - \frac{1}{2}(z_2 + z_1) \right] A + p \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 = 0 \quad (6.5)$$

a cărei soluții conduc la :

$$A = 0,25p \left[N_z - 0,5(z_2 + z_1) \pm \sqrt{\left(N_z - \frac{z_2 + z_1}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right] \quad (6.6)$$

sau din (6.3) se obține :

$$A = 0,25 \left[L - 0,5(z_2 + z_1)p \pm \sqrt{\left(L - \frac{z_2 + z_1}{2} p \right)^2 - 8 \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 p^2} \right] \quad (6.7)$$

Notă :

Pentru a asigura o sageată obligatorie de montaj, respectiv funcționare $y=0,02$ A, distanța între axe, calculată cu relațiile (6.6) și (6.7) se micșorează cu ΔA , valoare dependentă de y , p , z_1 și z_2 .

S-a constatat experimental că funcționarea transmisiei la parametrii optimi este condiționată și de valorile raportului A/p . Astfel pentru valori ale distanței dintre axe cuprinse în intervalul :

$$A_{opt} \in [30...50]p \quad (6.8)$$

funcționarea este corectă fără a mai fi necesare măsuri pentru rezemarea suplimentară a ramurilor (role de ghidare).

6.3 Elemente de cinematică ale transmisiei prin lanț

Așa cum rezultă din figura 6.7, lanțul se înfășoară pe roțile de lanț după un contur poligonal, aceasta având ca efect o variație periodică a parametrilor cinematici ai transmisiei. Pe durata angrenării unei zale (timpul scurs între momentele contactelor în punctul A_1 a două bolțuri consecutive cu dinții corespunzători) unghiurile de poziție $\theta_{1,2x}$ variază în limitele pasului unghiular după legea :

$$\theta_{1,2x} = \frac{\alpha_{1,2}}{2} \cdot \omega_{1,2} t \quad ; \quad \theta_{1,2} \in \left[-\frac{\alpha_{1,2}}{2} ; \frac{\alpha_{1,2}}{2} \right] \quad (6.9)$$

în care : $\omega_{1,2}$ - este viteza unghiulară a roții motoare respectiv a roții conduse ;

t - timpul scurs între momentul intrării în angrenare a bolțului în punctul $A_{1,2}$ și momentul în care bolțul ajunge în punctul $A_{1,2x}$.

Viteza medie a lanțului, ținând seama că la o rotație completă a roții de lanț, rezultă o deplasare egală cu perimetrul poligonului de înfășurare $p z_1$ [mm] va fi :

$$V_m = \omega_{1,2} \frac{D_{d1,2}}{2} = 10^3 \omega_{1,2} \frac{p z_{1,2}}{2\pi} \text{ [m/s]} \quad (6.10)$$

Viteza absolută (viteza instantanee a lanțului) V_1 a punctului de contact dintre dintele roții de lanț și articulația lanțului (pentru roata motoare) (fig. 6.7) se poate analiza prin componentele sale : V_{11} , orientată în lungul ramurii trase și V_{n1} , normala pe această ramură. Acceptând pentru condiții normale de transmitere, egalitatea unghiurilor notate cu $\theta_{1,2}$, vitezele se pot explicita prin relațiile :

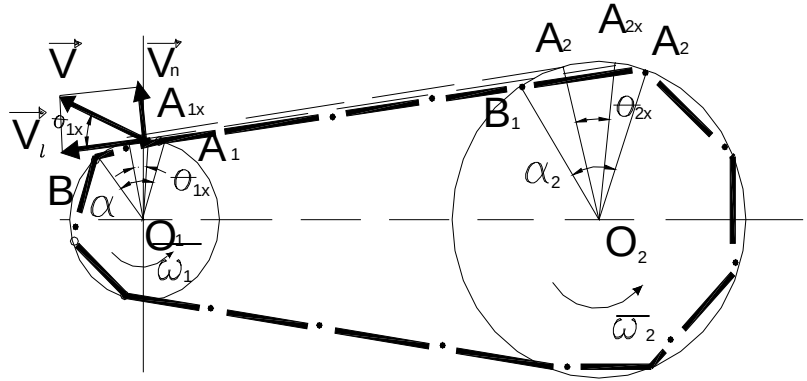
$$V_{11} = V_1 \cos \theta_{1x} = R_{d1} \omega_1 \cos \theta_{1x} \quad (6.11)$$

respectiv :

$$V_{n1} = V_1 \sin \theta_{1x} = R_{d1} \omega_1 \sin \theta_{1x} \quad (6.12)$$

Se observă că vitezele V_{11} și V_{n1} sunt variabile ca mărimi extreme :

Fig. 6.7



$$\max(V_{11}) = R_{d1} \omega_1 = \frac{p \omega_1}{2 \sin \frac{\pi}{z_1}}; (\theta_{1x} = 0)$$

$V_{11} \Rightarrow$

(6.13)

$$\min(V_{11}) = R_{d1} \omega_1 \cos \frac{\pi}{z_1} = \frac{p \omega_1}{2 \operatorname{tg} \frac{\pi}{z_1}}; \left(\theta_{1x} = \frac{\pi}{z_1} \right)$$

$$\max(V_{n1}) = R_{d1} \omega_1 \sin \frac{\pi}{z_1} = \frac{p \omega_1}{2}; (\theta_{1x} = \frac{\pi}{z_1})$$

$V_{n1} \Rightarrow$

(6.14)

$$\min(V_{n1}) = 0; (\theta_{1x} = 0)$$

Viteza are ca efect o mișcare de ridicare-coborâre a lanțului, însoțită de vibrații transversale.

Prin derivarea relațiilor (6.13) și (6.14) se obțin accelerațiile lanțului :

$$\begin{aligned} \max(a_{l1}) &= R_{d1} \omega_1^2 \sin \frac{\pi}{z_1} = \frac{p \omega_1^2}{2}; (\theta_{1x} = \frac{\pi}{z_1}) \\ a_{l1} &\Rightarrow \\ \min(a_{l1}) &= 0; (\theta_{1x} = 0) \end{aligned} \quad (6.15)$$

Componenta a_{l1} produce forțe dinamice suplimentare în lungul ramurii conducătoare, iar componenta a_{n1} dezvoltă forțe dinamice transversale.

Efectul poligonal se manifestă prin variația ciclică a raportului de transmitere.

Din condițiile de continuitate a mișcării :

$$V_{l1} = V_{l2} \Leftrightarrow \omega_1 R_{d1} \cos \theta_{1x} = \omega_2 R_2 \cos \theta_{2x} \quad (6.16)$$

rezultă :

$$i_x = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{R_{d2} \cos \theta_{2x}}{R_{d1} \cos \theta_{1x}} = \frac{\sin \frac{\pi}{z_1} \cos \theta_{2x}}{\sin \frac{\pi}{z_2} \cos \theta_{1x}} \neq ct. \quad (6.18)$$

Relația (6.18) comportă următoarele observații :

a) În cazul în care ramura motoare are un **număr întreg** de zale z_{l1} :

$$\begin{aligned} \forall z_{l1} \in N^* \exists i_{\min} &= \frac{\sin \frac{\pi}{z_1}}{\sin \frac{\pi}{z_2}}; (\theta_1 = \theta_2 = \frac{\pi}{z_2}) \wedge \\ i_{\max} &= \frac{tg \frac{\pi}{z_1}}{tg \frac{\pi}{z_2}}; \left[\theta_1 = \frac{\pi}{z_2}; \theta_2 = 0 \right] \Rightarrow \frac{i_{\max}}{i_{\min}} = \frac{\cos \frac{\pi}{z_2}}{\cos \frac{\pi}{z_1}} \geq 1 \end{aligned} \quad (6.19)$$

Concluzie: Marirea numărului de dinți al roților micșorează domeniul de variație a raportului de transmitere. Situația cea mai avantajoasă corespunde la :

$$i = 1 \Leftrightarrow z_1 = z_2 \Leftrightarrow i_{\min} = i_{\max} = 1$$

b) Dacă numărul de zale al ramurii motoare este **fracționar**, ramura motoare are un număr impar de jumătăți de zale :

$$\forall z_{l1} \in \frac{2N^* + 1}{2} \exists i_{\min} = \frac{\sin \frac{\pi}{z_1}}{tg \frac{\pi}{z_2}}; (\theta_1 = \theta_2 = \frac{\pi}{z_2}) \wedge$$

$$i_{\max} = \frac{\operatorname{tg} \frac{\pi}{z_1}}{\operatorname{tg} \frac{\pi}{z_2}}; \left[\theta_1 = \frac{\pi}{z_2}; \theta_2 = 0 \right] \Rightarrow \frac{i_{\max}}{i_{\min}} = \frac{1}{\cos \frac{\pi}{z_1} \cos \frac{\pi}{z_2}} > 1 \quad (6.20)$$

Cazul este evident avantajos față de cel analizat anterior.

Întrucât se poate admite $\omega_1 = ct. \Rightarrow \omega_2 \neq ct.$, ceea ce permite calculul coeficientului de neuniformitate :

$$\delta = \frac{\omega_{2\max} - \omega_{2\min}}{\omega_{2med}} \in [1,2;2,5]\% \quad (6.21)$$

Raportul de transmitere mediu (mărime utilizată în calcule) este :

$$i = \frac{z_2}{z_1} = \frac{D_{d2}}{D_{d1}} = ct. \quad (7.22)$$

6.4 Elemente de cinetostatica ale transmisiei prin lanț

Întrucât nivelele maxime de solicitare din cele doua ramuri ale transmisiei prin lanț diferă, în calcule de rezistență se reține forța maximă din ramura motoare, identificată prin însumarea forțelor tangențiale (F_t), centrifuge (F_m), de întindere datorită greutateii proprii (F_g) dinamice (F_d) și de șoc (F_s) :

$$F_{1\max} = F_{t1} + F_m + F_g + F_{din} + F_s \quad (6.23)$$

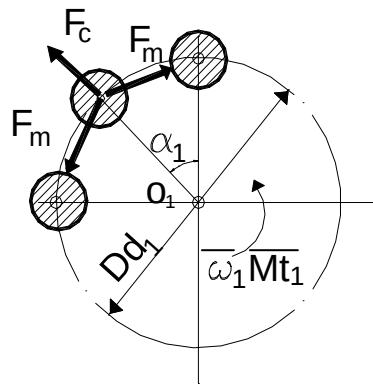
Fora tangențială este :

$$F_{t1} = \frac{2M_{t1}}{D_{d1}} \quad (6.24)$$

în care M_{t1} este momentul de torsiune la arborele motor.

Considerând masa unei zale concentrată în masa articulației, conform fig. 6.8 ($m_0 = \frac{q_1}{g}$ fiind masa liniară a lanțului – N/mm), forța centrifugă ce acționează asupra zalelor este :

Fig. 6.8



$$F_c = mR_{d1}\omega_1^2 = m\frac{V_1^2}{R_{d1}} = 2m\frac{V_1^2}{p}\sin\frac{\pi}{z_1} \quad (6.25)$$

Proiectând forța F_c pe direcțiile zalelor învecinate, se obține efortul din ramuri datorită forțelor centrifuge:

$$F_m = \frac{F_c}{2\sin\frac{\pi}{z_1}} = m_1V_1^2 \quad (6.26)$$

Componenta datorată greutății proprii se determină cu aproximație prin relația:

$$F_c = kq_1A \quad (6.27)$$

unde k este un coeficient care ține seama de înclinarea liniei axelor.

Forțele suplimentare dinamice sunt dependente de componentele accelerației lanțului. Prezintă interes deosebit forțele dinamice datorită accelerației maxime. Astfel, în ramura motoare, forța dinamică rezultă prin însumarea forței datorită accelerării masei m a acestei ramuri, a roții conduse și a tuturor maselor antrenate de aceasta, reduse la axa de rotație a roții 2 (m_{r2}):

$$F_{d1\max} = (m_1 + m_{r2})\frac{p\omega_1^2}{2} = \left[m_1 + \frac{J_{r2}}{R_{d2}^2}\right]\frac{p\omega_1^2}{2} \quad (6.28)$$

în care J_{r2} este momentul de inerție redus la axa roții conduse a maselor antrenate de această roată.

Forța datorată șocului cu care vin în contact dinții roților de lanț cu rolele se stabilește cu relația :

$$F_s = k_s \frac{V}{z_1} \sqrt{pbm} \sin\left[\frac{2\pi}{z_1} - \gamma_1\right] \quad (6.29)$$

unde : $k_s=168$ iar b este lățimea de contact dintre dinte și rolă, și γ este unghiul de flanc al dinților roții de lanț.

Pentru a diminua efectul șocului (spargerea rolelor), se recomandă limitarea superioară a turației și a frecvenței șocului de angrenare.

Observații :

- Forțele dinamice și de șoc se consideră în calcule pentru viteze unghiulare mari ale roții motoare.
- Forța ce acționează asupra arborilor și lagărelor transmisiei are valoarea:

$$F_a \in [1,05;1,15]F_{t1}$$

6.5 Calculul de rezistență al transmisiei prin lanț

Capacitatea portantă și durabilitatea transmisiei prin lanț sunt condiționate de un număr mare de factori constructivi și funcționali, a căror influențe sunt greu de cuprins în relații simple.

Principalele cauze de avarie ale transmisiei sunt :oboseala ecliselor, distrugerea articulațiilor, uzura lanțului, respectiv griparea cuplelor de rotație (fig. 6.9).

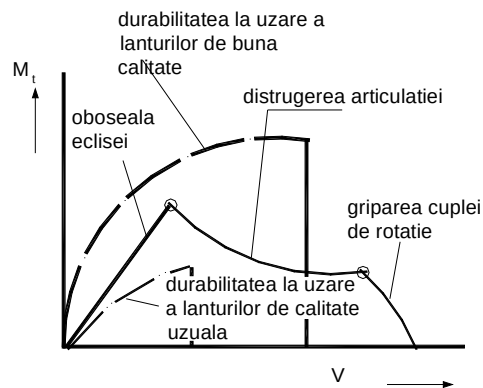
Multitudinea și complexitatea fenomenelor ce apar în procesul de transmitere a puterii (unele încă insuficiente sub aspect experimental) fac să nu existe o metodă de calcul unanim acceptată.

Se utilizează cu precădere metoda DIN 8195 ca fiind cea mai cuprinzătoare și mai precis conturată (care se aplică numai pentru lanțurile cu role și zale scurte).

Conform acestei metode, în calcule se introduc deosebiri constructive și funcționale ale transmisiei proiectate față de transmisia de referință pentru care s-a conceput algoritmul de calcul ($z_{10} = 19$ dinți ; $z_{10} = 100$ zale; $L_{ho} = (1 \dots 1,5) 10^4$ ore de funcționare ; $A_o = 40 p$).

Lanțul, ca element principal al transmisiei care determină capacitatea portantă, durabilitatea și gabaritul, se alege în funcție de puterea de calcul:

Fig. 6.9



$$P_c = \frac{P_1}{\prod_{j=1}^n k_j} [KW]; n=7 \quad (6.30)$$

în care :

P_1 - este puterea la arborele motor ;

k_j - coeficienți de adaptare cu următoarea semnificație;

k_r - coeficient de regim, dependent de numărul de dinți ai roții motoare, de raportul de transmitere și de coeficientul de suprasarcină

$$K_s = \frac{M_{t1max}}{M_{t1}}$$

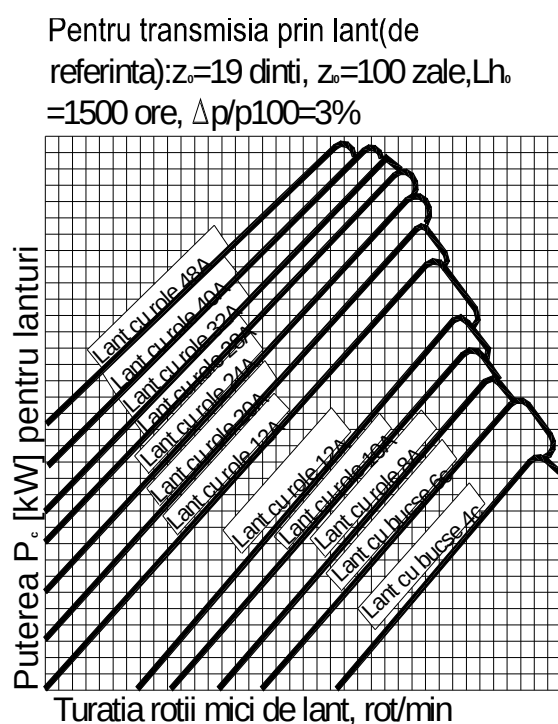
[în care : M_{t1max} și M_{tn} sunt momentele cuplurilor maxim, respectiv

nominal(mediu) corespunzătoare puterii necesare la agregatul acționat]

- k_A – coeficientul distanței dintre axe
- k_{na} – coeficientul numărului de arbori;
- k – coeficientul tipului de lanț;
- k_z – coeficientul tipului zalei de legătură;
- k_n – coeficientul duratei de funcționare;
- k_u – coeficientul modului de ungere.

Determinată fiind puterea de calcul, în baza nomogramei din figura 6.10 se stabilește **tipul lanțului** în funcție de P_c și turația roții mici de lanț n_1 .

Fig. 6.10



O dată aleasă **tipodimensiunea** lanțului, rezultă implicit pasul (p), element geometric definitoriu pentru geometria transmisiei.

Numărul de dinți ($z_1 \in N^*$) ai roții motoare se acceptă dependent de tipul lanțului utilizat, pasul acestuia sau raportul de transmitere. Totodată $z_2 = iz_1 \in N^*$ punându-se și condiția ca $z_2 < z_{2max}$ și $z_{1,2}$ să fie impare și prime între ele.

Calcululele de verificare a transmisiei au la bază satisfacerea simultană a trei condiții de rezistență și anume: **rezistența la rupere a lanțului**, **presiunea de contact în articulații** și **tensiunea hertziană de contact dintre rolă/bucșă**.

a. Verificarea la rupere a lanțului constă, de obicei, în determinarea valorilor coeficienților de siguranță static (k_{st}) sau la solicitări

variabile (k_v) cu relațiile :

$$k_{st} = \frac{S_{rj}}{F_1} \geq 5k_s \Leftrightarrow k_v = \frac{S_{rj}}{k_{st}F_1} \geq 5 \quad (6.32)$$

în care :

$S_{rj}[N]$ este sarcina maximă de rupere a lanțului cu j rânduri de zale.

$F_1 \cong F_{t1} + F_m + F_g$ - forța în ramura motoare a transmisiei.

k_s - coeficient de suprasarcină.

b. Presiunea de strivire efectivă din articulațiile lanțului se stabilește în funcție de forța din ramura motoare , presupunându-se că întregul efort ar fi preluat de o singură articulație :

$$p_s^* = \frac{F_1}{ja_1d_3} \leq p_{as}^*[MPa] \quad (6.33)$$

în care :

a_1d_3 este suprafața de contact (fig. 6.2 e) ;

j – numărul rândurilor de zale ;

p_s^* - presiunea admisibilă de strivire.

Valorile presiunii admisibile de strivire pentru articulațiile lanțului transmisiei standard (p_{a0}^*) indicate în DIN se corectează prin coeficienții de adaptare menționați anterior, la care se adaugă coeficientul drumului de frecare (k_f) și coeficientul regimului de încărcare (k_{rs}).

Deci presiunea admisibilă de strivire (p_{as}^*) va fi :

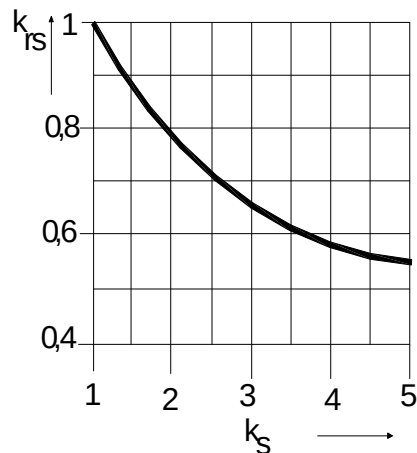
$$p_{as}^* = \prod_{j=1}^{n+2} k_j p_{a0}^*[MPa]; n = 7 \quad (6.34)$$

în care :

$$k_f \cong 6,13 \sqrt[3]{\frac{i}{L_h} \left(\frac{A}{p(i+1)} + 4,75 \right)} \quad (6.35)$$

iar k_{rs} rezultă din (fig. 6.11).

Fig. 6.11



c. **Tensiunea de contact** maximă are expresia :

$$\sigma_{H \max} = \sqrt{\frac{1}{\pi} q \frac{\sum C_j}{\eta_e} Y} \quad \eta_e = \frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \quad (6.36)$$

în care:

$$q = \frac{(F_{n1})_{\max}}{jB_1} \text{ este sarcina distribuită pe lăţimea dintelui.}$$

$$(F_{n1})_{\max} = F_{1\max} \frac{\sin^2 \frac{2\pi}{z_1}}{\sin\left(\frac{2\pi}{z_1} + \gamma\right)} \quad (6.37)$$

şi $B = j B_1$ - lăţimea de contact ;

$E_1 = E_2 = E = 2,15 \cdot 10^5$ [MPa]- modulul de elasticitate longitudinal ;

$\nu_1 = \nu_2 = \nu = 0.3$ - coeficient Poisson (pentru oţel) ;

$$\sum_{j=1}^2 C_j = \frac{1}{r_1} \pm \frac{1}{R_2} \text{ - curbura echivalentă (fig. 6.3 b)} \quad (6.38)$$

Înlocuind în (6.36) relaţiile (6.37) si (6.38) se obţine :

$$\sigma_{H \max} = \sqrt{\frac{1}{\pi \eta_e} \frac{(F_{n1})_{\max}}{jB_1} \frac{R_2 \pm r_1}{r_1 R_2}} \leq \sigma_{aH} \text{ [MPa]} \quad (6.39)$$

în care valoarea lui σ_{aH} este tensiunea de contact admisibilă [MPa].

Observaţii :

- **Pasul lanţului** se poate determina şi pe baza parametrilor cinematici şi energetici ai transmisiei.

Astfel ,scriind forţa tangenţială :

$$F_{t1} = \frac{2M_{t1}}{D_{d1}} = \frac{2 \cdot 10^6 \prod_{j=1}^9 k_j P_1}{\omega_1 D_{d1}} = \frac{2 \cdot 10^6 \pi \prod_{j=1}^9 k_j P_1}{\omega_1 z_1 p} = p_{as}^* \Omega = p_{as}^* a_1 d_3 =$$

$$= p_{as}^* p^2 \psi_p \quad (6.40)$$

rezultă :

$$p = 185 \sqrt{\frac{\prod_{j=1}^9 k_j P_1}{\omega_1 p_{as}^* \psi_p z_1}} \text{ [mm]} \quad (6.41)$$

unde p_{as}^* este presiunea convenţională admisibilă din articulaţie [MPa].

Se constată ca raportul adimensional :

$$\psi_p = \frac{\Omega}{p^2} = \frac{a_1 d_3}{p^2} \quad (6.42)$$

devine analog unui coeficient de formă ,dependent de tipul lanţului şi variază într-un domeniu relativ restrîns , în funcţie de pas.

- **Tipul lanţului** se poate alege şi din diagrame de puteri limită prezente în cataloagele firmelor productoare (fig. 6.12)

6.6 Probleme de montaj și de exploatare specifice transmisiiilor prin lanț

Capacitatea portantă și durabilitatea transmisiei prin lanț, caracterizate printr-o cinematică și cinetostatică de o complexitate deosebită față de celelalte transmisii mecanice, pot fi substanțial îmbunătățite prin aplicarea consecventă a unor măsuri de natură constructivă și funcțională.

Printre acestea trebuie amintite, în primul rând, cele legate de ungerea corectă a transmisiei.

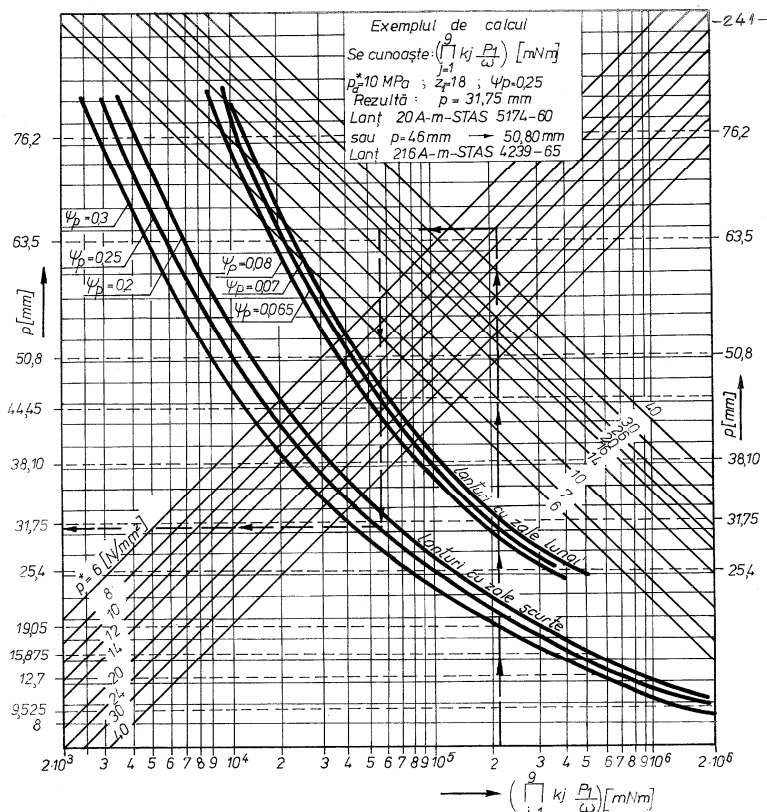
Funcție de viteză și pasul lanțului, se stabilesc, în general, următoarele criterii de alegere a metodei de ungere :

- ungere periodică manuală $v \leq 1$ [m/s];
- ungere prin picurare (gravitațională) $v \leq 4$ [m/s];
- ungere prin imersiune sau barbotare $v \leq 7$ [m/s];
- ungere forțată (sub presiune) $v > 7$ [m/s];

În cazul imersării lanțului, alegerea adâncimii de imersare trebuie făcută în așa fel încât să se evite agitarea violentă a băii, fapt ce împiedică decantarea suspensiilor abrazive, contribuind în același timp la mărirea pierderilor energetice datorate frecărilor cu lubrifianțul.

Funcție de metoda de ungere acceptată, rezultă calitatea și vâscozitatea pe care trebuie să o aibă lubrifianțul la temperatura de funcționare a transmisiei (cca 50°C). Astfel, pentru ungerea manuală se utilizează uleiuri cu vâscozitate relativă [10; 15]°E sau unsori consistente cu punctul de picurare de 70°C; la ungerea prin picurare se folosesc uleiuri cu vâscozitate relativă [10; 15]°E, iar în cazul ungerii prin imersiune sau forțată [5; 7]°E.

Fig. 6.12



Pentru limitarea vibrațiilor ramurilor lanțului se prescrie fie reglarea periodică a tensionării pentru compensarea uzurilor fie dispozitive de întindere ce asigură o reglare controlată sau continuă. Montajul transmisiilor prin lanț se va realiza astfel încât să asigure distanța dintre axe prescrisă cu respectarea săgeții de montaj.

De asemenea , se recomandă ca ramura conducătoare să fie dispusă superior, iar înclinarea liniei axelor față de orizontală să nu fie mai mare de 60°C.

La montare, se va verifica paralelismul axelor arborilor , orizontalitatea arborilor, coplanaritatea roților de lanț, perpendicularitatea roților față de axa arborilor.

În funcționare se va verifica mersul rotund (fără socuri și/sau vibrații), reglarea mărimii forței de întindere (cu menținerea săgeții din ramura condusă la cca 2% din ungimea ramurii).

Pentru transmisiile cu distanțe mari între axe, ramurile, atât cea motoare cât și cea condusă – trebuie susținute prin roți sau role , montate astfel încât să permită formarea săgeții rezultate prin uzarea articulațiilor. Se amintesc printre acestea: roțile parazite de întindere a lanțului cu (15; 21) dinți (din care cel puțin trei dinți în angrenare), role lise de întindere (cu lățime egală cu a roților active) și patinele sau saboții de întindere care acționează asupra ramurii conduse.

6.7 Lanțuri specifice/ speciale

În afara lanțurilor de transmisie prezentate se folosesc lanțuri pentru transportoare , de următoarele tipuri : cu zale pătrate (fig. 6.13 a) pentru roți turnate cu dinți neprelucrați, lanțuri cu zale cu cârlig (fig. 6.13 b), lanțuri cu zale și bolțuri din oțel (fig. 6.13 c), lanțuri cu racle (fig. 6.13 d) și lanțuri cu cupe pentru elevatoare (fig. 6.13 e) etc.

Prezintă importanță atât lanțurile articulate, alcătuite dintr-un număr de plăcuțe articulate cu ajutorul unor bolțuri, prin nituire (fig. 6.14 d), cât și unele construcții specifice cum sunt:

- lanțurile cu nivele (zale) ovale sau dreptunghiulare (fig. 6.14 a), executate din sârmă de oțel, alamă sau bronz , prin îndoirea , sudarea sau lipirea capetelor;
- lanțurile cu elemente ștanțate (patent) (fig. 6.14 b) din tablă de alamă, care au o mobilitate mai redusă decât a celor cu inele , dar sunt mai ușor de executat;
- lanțurile cu zale cârlig (fig. 6.14 c) , executate din sârmă de oțel sau alamă , zalele fiind prinse una de alta prin îndoirea lor în formă de cârlig;
- lanțurile cu mărgelile , alcătuite, fie din bile metalice (din alamă, oțel inoxidabil, oțel carbon, metal Monel), legate între ele prin piese de același material (fig 6.14 e);
- lanțuri cu bile de material plastic (polistiren), montate la distanțe egale, pe un șnur împletit din polistiren (fig. 6.14 f).

Fig.6.13

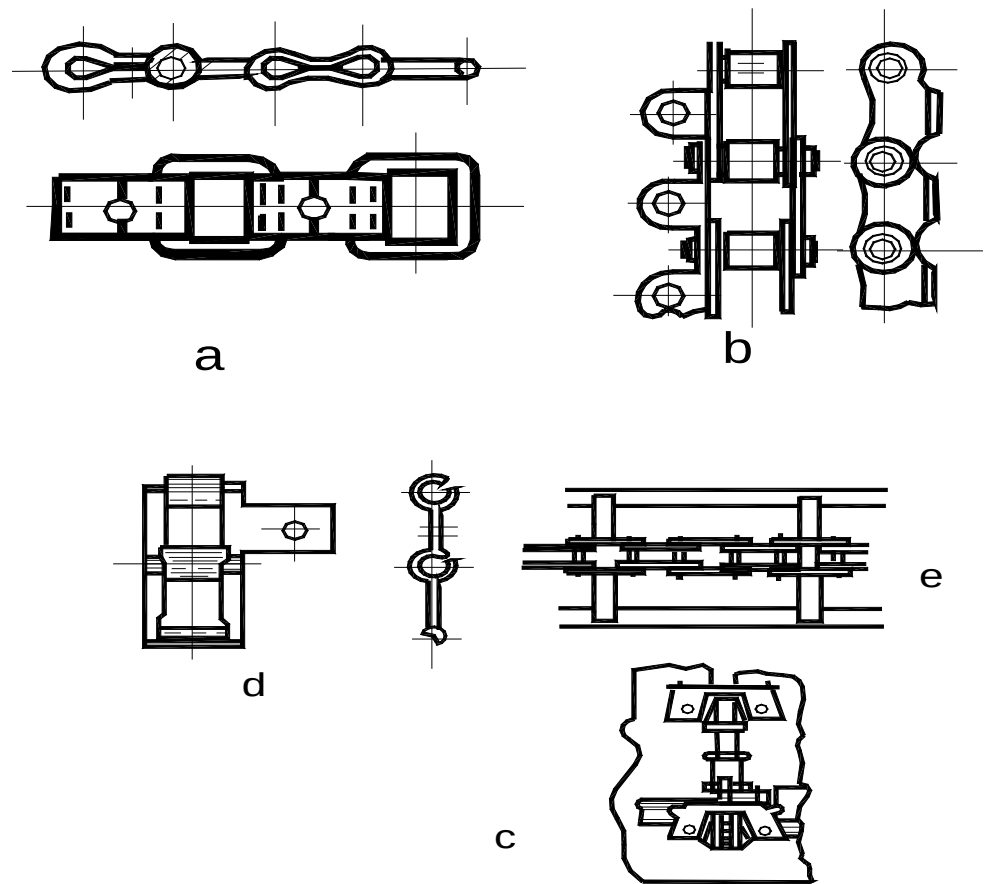
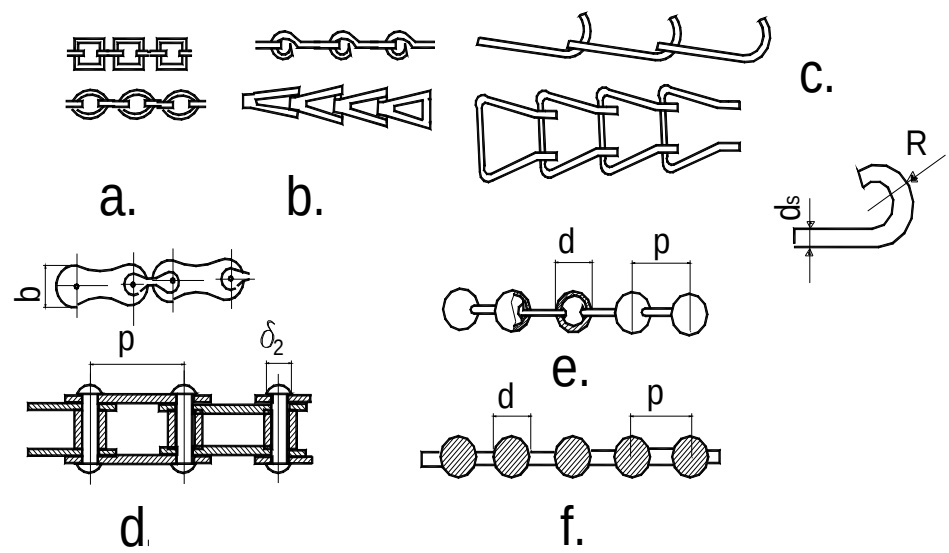


Fig.6.14



Întrucât elasticitatea lanțurilor cu mărgelile din material plastic este datorată șnurului, ele se mai numesc curele cu mărgelile. Tensionarea lor inițială se menține timp îndelungat și constituie un bun izolator electric. În schimb, rezistența, precizia pasului și durabilitatea lanțului cu mărgelile metalice nu sunt prea mari.

Transmisiile prin lanțuri speciale sunt utilizate în construcția roboților industriali, a aparatelor electrice de înaltă tensiune, în componența instalațiilor radio-electronice, la mecanisme de înregistrare, contoare ș.a., datorită unor avantaje ca : eliminarea alunecării și patinării, ceea ce asigură un raport de transmitere constant; micșorarea forței de întindere care este necesară numai pentru menținerea rectiliniei a ramurilor lanțului, determinând o reducere a solicitărilor din arbori și lagăre; micșorarea unghiului de înfășurare care nu mai joacă un rol preponderent în transmiterea mișcării (aceasta permite mărirea raportului de transmitere); transmiterea unei sarcini mari;

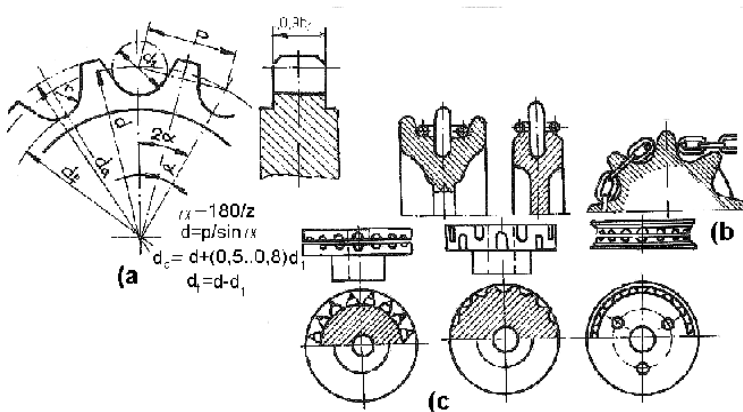
Dezavantajele transmisiilor prin lanț constau în: apariția unor forțe dinamice suplimentare, care, pe lângă solicitări produc zgomot; frecări și uzuri relativ mari între elementele lanțului, pe de o parte (în punctele de articulație) și între aceste elemente și dinții roții, pe de altă parte; necesitatea ungerii; masa pe unitatea de lungime, relativ mare.

Atât forțele dinamice cât și uzura cresc cu viteza. De aceea, lanțurile se întrebuințează, în mod obișnuit la turații reduse.

6.7.1 Calculul geometric și cinematic al transmisiilor prin lanțuri speciale

Relațiile pentru calculul parametrilor de bază geometrici și cinematici pentru transmisiile cu lanțuri sunt centralizate în tabelul 6.1 Sunt prezentate de asemenea, dimensiunile roților de lanț conform figurii 6.15.

Fig. 6.15



Tab.6.1
Caracteristicile
geometrice
și cinematice ale
transmisiilor prin
lanțuri speciale

Mărimi caracteristice	Relații de calcul. Recomandări
Numerele de dinți (goluri-lanțuri cu mărgel) z_1, z_2	Pentru z_1 se recomandă: 1_2 ; 1-2, 2-3, 3-4, 4-5, 5-6, >6; Z_1 27-31, 25-27, 23-25, 21-23, 17-21, 12-17. $z_2 = i_{12} z_1 \leq 120$
Pasul, p Pasul danturii roților pe cercul de divizare, egal cu pasul lanțului	Pentru lanțurile articulate se alege din STAS, pentru lanțurile cu mărgel din literatura de specialitate și constructiv pentru cele cu zale din sârmă și constructiv pentru cele cu zale din sârmă
Diametre de divizare D_{d1}, D_{d2}	$D_d = p / \sin(180^\circ / z)$
Diametrul rolei (bucsei) lanțurilor articulate sau sârmei, d_1	Din STAS sau catalog Pentru lanțurile cu zale din sârmă se poate alege constructiv.
Diametrul de vârf al roților de lanț D_{e1}, D_{e2}	$D_{e \max} = D_d + 1,25p - d_1$ $D_{e \min} = D_d + p(1 - 1,6/z) - d_1$ În cazul lanțurilor cu mărgel, $D_e = p \cdot \operatorname{ctg}(180^\circ / z) - d_s$, unde d_s este diametrul șurubului
Diametrul de fund al roților de lanț, D_{i1}, D_{i2}	$D_i = D_d - d_m$, pentru lanțuri cu mărgel și roți cu goluri sferice sau semisferice; d_m - diametrul mărgel
Diametrul exterior al obezii, D_0	$D_0 = p \cdot \operatorname{ctg}(180^\circ / z) - 1,05b - 1,5$ pentru lanțurile articulate, unde b este lățimea plăcuței $D_0 = p \cdot \operatorname{ctg}(180^\circ / z) - 1,05d_1 - 1,5$ pentru lanțuri din sârmă
Înălțimea dintelui, k_d	$0,5(p - d_1) \leq k_d \leq p(0,625 + 0,8/z) - 0,5d_1$
Unghiul locașului rolei (sârmei)	$120^\circ - 90^\circ / z \leq 140^\circ - 90^\circ / z$
Raza locașului rolei (sârmei) R_1	$0,505d_1 \leq R_1 \leq 0,505d_1 + 0,069d_1^{3/2}$
Raza flancului dintelui, R_2	$0,12d_1(z+2) \leq R_2 \leq 0,008d_1(z^2+180)$
Lățimea dintelui, B	$B = 0,9a_{\min}$, unde $a_{\min}$ este lățimea interioară minimă a lanțului
Distanța între axe, a	Se recomandă $30p \leq a \leq 50p$ Se pot admite limite extreme $a_{\min} = 0,5(D_{e1} + D_{e2}) + (30 \dots 50) \text{ mm}$ $a_{\max} = 80p$
Lungimea lanțului, L	$L \approx 2a + 0,5\pi(D_{d1} + D_{d2}) + (D_{d2} - D_{d1})^2 / (4a)$ $L \approx 2a + 0,5p(z_1 + z_2) + p^2(z_2 - z_1)^2 / (4a)$
Numărului de elemente din care se compune lanțul, z_0	$Z_0 = L/p \approx 2a/p + 0,5(z_1 + z_2) + p(z_2 - z_1)^2 - 2(z_2 - z_1)^2 / (4\pi^2 a)$ Z_0 -întreg
Distanța între axe când se cunosc lungimea lanțului și numărul de elemente (z_0), a	$a = 0,25p \{ z_0 - 0,5(z_1 + z_2) + [z_0 - 0,5(z_1 + z_2)]^2 - 2(z_2 - z_1)^2 / \pi^2 \}^{1/2}$
Unghiul dintre ramurile lanțului, β	$\beta = 2 \arcsin(D_{d2} - D_{d1}) / 2a$
Unghiurile de înfășurare a lanțului pe roți, α_1, α_2	$\alpha_1 = 180^\circ - \beta \geq 120^\circ$ $\alpha_2 = 180^\circ + \beta$
Viteza periferică a roților, v	$V = \omega_1 D_{d1} / 2 \approx p z_1 n_1 / 60$

6.7.2 Forțele din lanț.

Dinamica transmisiei

Analog transmisiei prin curele, transmisiile prin lanțuri speciale au o ramură activă (conducătoare) și o ramură condusă. Forța periferică de transmis este:

$$F = 2M_{t2}/D_{d2} = F_1 - F_2 \quad (6.44)$$

unde F_1 și F_2 sunt forțele din ramurile activă și condusă.

Forța de întindere inițială F_0 este, în general, mică, fiind consecință a greutății ramurii conduse. Ea se poate aprecia prin relația: $F_0 = k_f q a$, unde: q este greutatea pe unitatea de lungime (N/mm); a - lungimea ramurii libere a lanțului (egală, aproximativ cu distanța între axe); k_f - coeficient ce ia în considerare poziția transmisiei; se recomandă valorile: $k_f = 3$, pentru transmisii înclinate cu 40° față de orizontală, și $k_f = 1$, pentru transmisii verticale. Forța de întindere din lanț, datorită forței centrifuge se poate determina din relația $F_c = qv^2/g$. Forța dinamică din ramura conductoare este:

$$F_d \approx 556 \cdot 10^{-7} n_1^2 p q a [N] \quad (6.45)$$

în care n_1 este turația roții motoare (rot/min), p - pasul lanțului, (mm), q (N/mm) și a (mm).

Din relația (6.45) se observă că forțele dinamice devin importante la turații ridicate și la lanțuri grele. Pentru turații joase și, în special, la lanțurile cu inele din sârmă și cu mărgelile, forțele dinamice se pot neglija.

Forța totală din ramura activă va fi: $F_1 = F + F_0 + F_d$, iar cea condusă $F_2 = F_0 + F_d$. Forța de apăsare pe arbore, la viteze mici și medii, se poate considera $R \approx F_1 + F_2 \approx (1..4)F$ și este sensibil mai mică la transmisiile prin curele.

Din cauza naturii complicate a fenomenelor de frecare din transmisiile cu lanț, practic, randamentul se apreciază global ($\eta = 0,96...0,98$).

6.7.3 Calculul de rezistență

În calculul lanțurilor speciale se ține seama că scoaterea lor din funcțiune este datorată fie uzării, fie ruperii acestora. Uzarea cauzează o mărire a pasului, iar ruperea se poate produce într-un element sau prin desfacerea îmbinării dintre acestea.

La lanțurile standardizate, aprecierea ruperii se face global, prin sarcina de rupere, F_r , dată în cataloage. Coeficientul de siguranță va fi, în acest caz, $c_r = F_r / F_1 \geq 7..14$. Pentru lanțurile nestandardizate, calculul constă în verificarea elementelor la presiune de contact și rezistență, considerând sarcina teoretică $F_c = k_1 k_2 k_3 k_4 F_1$.

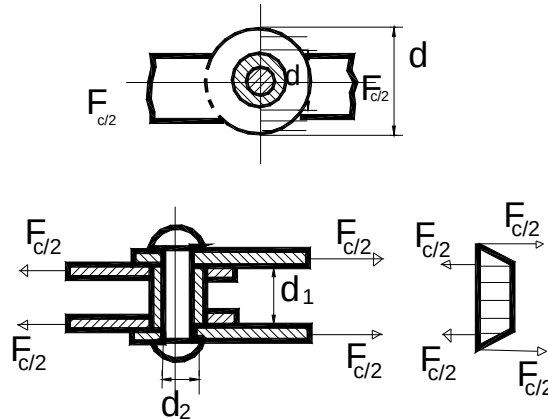
În cazul unui lanț cu plăcuțe (fig.6.16) relațiile de calcul sunt:

- pentru presiunea de contact bolț-bucșă, $p_s = F_c / (a_1 d_2) \leq p_{as}$;
- pentru presiunea de contact bucșă-plăcuță, $p_s = 0,5 F_c / (d_1 s) \leq p_{as}$;
- pentru întinderea din plăcuță, $\sigma_t = 0,5 F_c / (b - d_1) s \leq \sigma_{at}$;
- pentru forfecarea bolțului, $\tau_f = 2 F_c / (\pi d_2^2) \leq \tau_{at}$;
- pentru încovoierea bolțului, $\sigma_i = 5 F_c s / d_2^3 \leq \sigma_{ai}$;

Presiunea de contact admisibilă poate fi luată $p_a = (14...30)$ MPa cu

valori mari la turații mici. Tensiunile admisibile la întindere, forfecare și încovoiere sunt cele ale materialului, conform normelor generale, iar coeficientul de siguranță se adoptă în funcție de tipul lanțului și scopul transmisiei.

Fig. 6.16



La lanțurile cu zale din sârmă sau la cele cu mărgelile interesează, pe lângă determinarea coeficientului de siguranță la rupere și variația pasului datorită forței de întindere.

La un lanț cu inele cârlig, variația pasului este:

$$\Delta p = 2F_1(p - R + 4\pi r^3 d_1^{-2}) / (\pi E d_1^2), \quad (6.46)$$

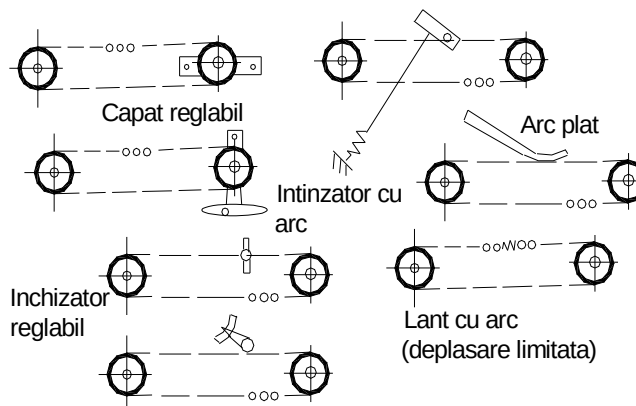
iar cea a unui lanț cu mărgelile:

$$\Delta p = 2F_1(p - d_m) / (\pi E d_s^2) \quad (6.47)$$

unde d_s este diametrul șnurului de legătură între mărgeli. Va rezulta o variație a lungimii ramurii active deci o eroare de poziție (în ipoteza ca imprecizia angrenării lanț - roți profilate este egală cu eroarea introdusă de alungirea lanțului) a roții conduse.

$$\Delta \varphi_2 = \Delta p / (p D_{d2}) \quad (6.49)$$

Fig.6.17



Elementele de: proiectare, construcție, montaj, verificare, reglare, întreținere, exploatare, reparații și protecție a muncii prezintă aspecte

specifice lanțurilor speciale utilizate.

Pentru fiecare mașină unde s-au utilizat lanțuri speciale, se vor consulta notițele tehnice aferente în care se prezintă: componența, funcționarea, exploatarea și întreținerea.

Concluzii:

Transmisiile prin lanț se folosesc aproape în toate domeniile construcțiilor de mașini (locul doi după roți dințate).

Complexitatea constructivă a transmisiei este dependentă de încărcare, turație și domeniul de utilizare.

Pentru a avea o durabilitate ridicată și o funcționare fără întreruperi a transmisiei, axele arborilor vor fi dispuse orizontal sau cu înclinați până la 60°, iar ramura motoare să fie orizontală.

Calculul transmisiei prin lanț utilizează metode convenționale, bazate pe date de referință, care să asigure baza științifică necesară proiectării lor raționale (se va consulta bibliografia).

Se remarcă importanța transmisiilor prin lanț în construcția de utilaj petrolier de schelă, mașini agricole, mașini unelte, industrie ușoară și poligrafică, mașini de construcții și miniere, sectoare importante ale economiei naționale.

6.8. Transmisii prin legare directă

La transmisiile prin legarea elementului de tracțiune, capetele acestuia sunt prinse direct de elementele de la care se transmite mișcarea, realizându-se o precizie superioară de poziționare a elementului condus prin eliminarea alunecării pe roată. Datorită preciziei mari de poziționare pe distanțe mici, un sistem cu bandă metalică și legarea directă este utilizat la poziționarea capului de citire - scriere de la unitățile de memorie cu minidisc flexibil (fig.6.18). Dezavantajul acestor transmisii constă în numărul limitat de rotații. La aparatele de precizie se utilizează elemente cu elasticitate redusă cum sunt benzile din oțel de arc, iar la cele mai puțin precise se folosesc șnururile din bumbac, cânepă, nailon. La transmisiile prin legare directă pot apărea curse moarte, fie datorită unei înfășurări incomplete a elementului de tracțiune pe roată (greșeală de montaj), fie datorită mișcării acestuia la variațiile temperaturii.

De aceea este necesară tensionarea lui pentru utilizarea unor arcuri elicoidale (fig. 6.19b) spirale plane (fig. 6.19c) sau cu ajutorul unor mase de tensionare (fig. 6.19a).

Forța de întindere maximă pentru benzile de oțel se calculează cu relația:

$$F=bh^2\sigma_{ar}/6r \quad (6.50)$$

În care: b, h sunt dimensiunile secțiunii; $\sigma_{ai}=(10...12)$ Mpa - tensiunea admisibilă de încovoiere și r – raza de curbură a profilului rolei sau tamburului pe care se înfășoară banda și care se poate lua $r=1200h$

Grosimea benzii poate fi 0,05; 0,1; 0,2; 0,3; 0,4; 0,5 [mm].

Transmisiile prin bandă sau cabluri metalice se pot utiliza cu succes în construcția unor aparate cu cerințe ridicate de precizie, dacă se ține seama de erorile date de alungirile elastice, de rigiditatea de încovoiere a elementului de tracțiune, de variația temperaturii și imprecizia de execuție și centraj al roților.

Fig. 6.18

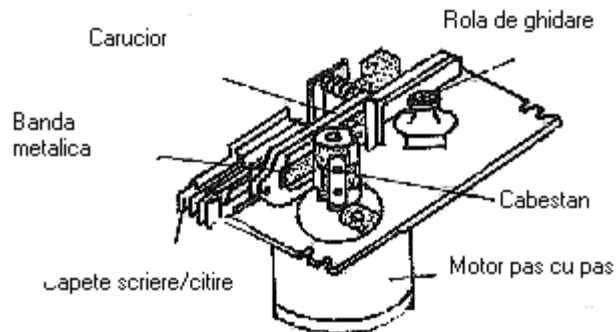
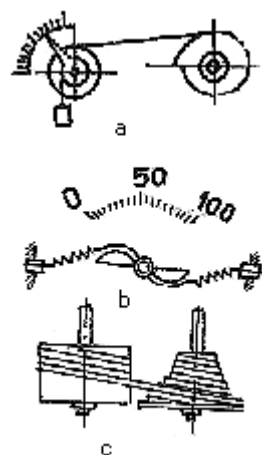


Fig. 6.19



6.9 Probleme

Notații folosite (fig. 6.2)

- a_1 – lungimea suprafeței în contact dintre bolț și bușă;
- A – distanța dintre axe;
- A_a – suprafața de strivire dintre bolț și bușă;
- c_a – coeficientul de siguranță admisibil;
- d_2 – diametrul bolțului;
- D_{d1}, D_{d2} – diametrele de divizare ale roții 1 și, respectiv, 2;
- F_n – forța de întindere datorată forțelor centrifuge;
- F_r – sarcina minimă de rupere, indicată în standardul lanțului;
- F_q – forța de întindere datorată greutateii proprii a lanțului;
- k_A – coeficientul care ține seama de distanța dintre axe;
- k_d – coeficientul de dinamicitate al sarcinii;
- k_e – coeficientul de corecție, global;
- k_r – coeficientul regimului de funcționare;

- k_i – coeficientul care ține seama de înclinarea liniei centrelor față de orizontală;
 k_p – coeficientul care ține seama de poziția liniei centrelor față de orizontală, la calculul forței datorate greutateii proprii a lanțului;
 k_r – coeficientul care ține seama de modul de reglare a transmisiei;
 k_u – coeficientul care ține seama de felul ungerii;
 q_1 – greutatea pe metru liniar de lanț ;
 p_a^* – presiunea admisibilă a peliculei de lubrifiant;
 j – numărul de rânduri de zale;

Relațiile și metodică de calcul

Capacitatea portantă a transmisiilor prin lanț se determină din condiția de rezistență la strivire a peliculei de lubrifiant dintre bolț și bușă. Relațiile și metodică de calcul – a transmisiilor prin lanțuri cu role sau cu bușe – sunt prezentate în tabelul 6.1.

Tabelul 6.1

Relațiile și metodică de calcul a transmisiilor prin lanțuri cu role sau cu bușe

Elemente de calcul	Relații de calcul.Recomandări
Numărul de dinți ai roții mici z_1	Se alege din tabelul 7.3
Numărul de dinți ai roții mari z_2	$z_2 = z_1 i < z_{2\max}$; $z_{2\max} = 120$ -pentru lanțul cu role ; $z_{2\max} = 90$ -pentru lanțul cu bușe.
Pasul p - [mm]	$p \leq \frac{4760}{\sqrt[3]{n_1^2 z_1}}$ Din standarde, se aleg câteva variante de lanțuri cu pași mai mici, în continuare calculul efectuându-se pentru toate variantele alese.
Viteza medie v_m [m/s]	$v_m = \frac{z_1 p n_1}{60 \cdot 1000} < v_{\max} ;$ $v_{\max} \begin{cases} = 15 \text{ m/s} \\ = 30 \text{ m/s} \end{cases}$

Formula utilă admisibilă F_{ua} - [N]	$F_{ua} = A_a \frac{p_a^*}{k_e};$ $A_a = a_1 d_2$; a_1 și d_2 -din STAS ; p_a -din tabelul 7.4; $k_e = k_v * k_A * k_i * k_{rt} * k_u * k_f$; k_v { =1-pentru sarcini statice; =1,2....1,5-pentru sarcini cu șocuri ; k_A { =1-pentru sarcini statice ; =1,25-pentru $A < 25 p$; =0,8-pentru $A = (60...80)p$; k_i { =1-la înclinări ale liniei centrelor roților până la 60° =1,25-la înclinări mai mari de 60° =1-reglarea se obține prin deplasarea uneia din roți ; k_{rt} { =1,1-se folosesc roți sau role de întindere; =1,25-transmisiile fără reglare; k_u { =0,8-ungere prin barbotare sau cu ajutorul unei pompe ; =1-ungere prin picurare; =1,5-ungere periodică; k_f { =1-funcționare într-un schimb; =1,25-funcționare în două schimburi; =1,45-funcționare în trei schimburi;
---	---

Tabelul 6.2(continuare)

Elemente de calcul	Relații de calcul.Recomandări
Puterea utilă admisibilă P_{ua} - [kW]	$P_{ua} = \frac{F_{ua} v_m}{100} \geq P_{dat}$ Se alege,dintre lanțurile care asigură transmiterea puterii indicate în tema de proiectare($P_{ua} \geq P_{dat}$),varianta cu pasul cel mai mic.Dacă problema nu poate fi rezolvată cu un lanț simplu,se alege un lanț dublu sau triplu,considerând că fiecare rând preia aceeași sarcină. Numărul de rânduri : $Z_r = \frac{P_{dat}}{P_{ua}}$
Distanța dintre axe preliminară A_0 - [mm]	$A_0 = (30...50)p$
Numărul de zale N_z	$N_z = \frac{z_1 \div z_2}{2} \div \frac{A_0}{p} \div \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \cdot \frac{p}{A_0}$

Lungimea lanțului L – [mm]	$L = N_z p$
Distanța dintre axe recalculată A [mm]	$A = \frac{p}{4} \left[N_z - \frac{z_1 - z_2}{2} \div \sqrt{\left(N_z - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right]$ Pentru a asigura săgeata de montaj, distanța dintre axe recalculată se micșorează cu cantitatea $(0,002...0,0004)A$: $A = A [1 - (0,002...0,004)]$
Forța din ramura pasivă a lanțului F_1 - [N]	$F_1 = F_q + F_m ;$ $F_q = k_p q \frac{A}{1000} ;$ $k_p \begin{cases} = 6 - \text{la transmisii orizontale;} \\ = 4 - \text{la unghiuri de înclinare până la } 60^\circ \\ = 2 - \text{la unghiuri mai mari de } 40^\circ \\ = 1 - \text{la transmisii verticale;} \end{cases}$ $F_m = \frac{q_1 v_m^2}{g} ; g = 9,81 \text{ m/s}^2 .$
Forța utilă F_u - [N]	$F_u = \frac{2M_{t_1}}{D_{d_1}} = 95\,500 \frac{P_{dat}}{n_1} \cdot \frac{2}{D_{d_1}} ;$ $D_{d_1} = \frac{p}{\sin \frac{180}{z_1}} .$
Forța din ramura activă a lanțului F_2 - [N]	$F_2 = F_u + F_1 ;$
Coeficientul de siguranță la rupere – S	$S = \frac{F_r}{F_2} > c_a = 7...14 .$
Forța care acționează asupra arborilor F_a - [N]	$F_a = K_g F_u ;$ $K_g \begin{cases} = 1,15 - \text{la transmisiile orizontale;} \\ = 1,01 - \text{la cele verticale .} \end{cases}$

6.1. Să se proiecteze transmisia prin lanț – cu bucle și role – dintre un reductor și un transportor cu bandă. Se cunosc: $P = 3 \text{ kW}$; $n_1 = 800 \text{ rot/min}$; $i = 3$; $A = 45 p$, linia centrelor celor două roți fiind înclinată față de orizontală cu 15° . Sarcina care acționează asupra transmisiei este statică. Întinderea lanțului se realizează prin deplasarea unei roți și se asigură o umgere periodică. Transmisia funcționează în 3 schimburi.

Rezolvare:

În funcție de raportul de transmitere ce trebuie realizat – din tabelul 6.3 – se alege numărul de dinți ai roții mici $z_1 = 25$.

Se calculează numărul de dinți ai roții mari și se compară cu numărul maxim de dinți, admis pentru lanțul cu bucle și role .

$$z_2 = iz_1 = 3 * 25 = 75 < z_{max} = 120$$

$$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{75}{25} = 3 ;$$

$$\text{verificarea abaterii } \frac{\Delta u}{i} \cdot 100\% = \frac{0}{3} \in \pm[3;5]\%$$

Se determină pasul maxim

$$p_{\max} = \frac{4760}{\sqrt[3]{n_1^2 z_1}} = \frac{4760}{\sqrt[3]{800^2 \cdot 25}} = 18.89 \text{ mm}$$

Din STAS 5174-66, se aleg următoarele variante de lanțuri: 12 B, cu $p = 19,05$ mm; 10 B cu $p = 15,875$ mm; 08 B, cu $p = 12,70$ mm.

Se verifică viteza medie pentru fiecare variantă de lanț:

$$v_{m(12B)} = \frac{z_1 p n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{25 \cdot 19,05 \cdot 800}{60 \cdot 1000} = 6,35 \text{ m/s} < v_a = 15 \text{ m/s};$$

$$v_{m(10B)} = \frac{25 \cdot 15,875 \cdot 800}{60 \cdot 1000} = 5,29 \text{ m/s} < 15 \text{ m/s};$$

$$v_{m(08B)} = \frac{25 \cdot 12,70 \cdot 800}{60 \cdot 1000} = 4,23 \text{ m/s} < 15 \text{ m/s};$$

Se determină forța utilă admisibilă, pentru toate variantele alese ;

$$k_e = k_d k_A k_i k_r k_u k_f = 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,5 \cdot 1,45 = 2,175;$$

$$F_{ua(12B)} = A_s \frac{p_a}{k_e} = a_1 d_2 \frac{p_a}{k_e} = 1,562 \cdot 0,577 \cdot \frac{210}{2,175} = 87 \text{ daN};$$

$$F_{ua(10B)} = 1,328 \cdot 0,513 \cdot \frac{240}{2,175} = 75 \text{ daN};$$

$$F_{ua(08B)} = 11,30 \cdot 0,45 \cdot \frac{240}{2,175} = 56 \text{ daN},$$

Presiunea admisibilă fiind dată în tabelul 6.4.

Se determină puterea utilă admisibilă:

$$P_{ua(12B)} = \frac{F_{ua} v_m}{100} = \frac{87 \cdot 6,35}{100} = 5,53 \text{ kW};$$

$$P_{ua(10B)} = \frac{75 \cdot 5,29}{100} = 3,97 \text{ kW};$$

$$P_{ua(08B)} = \frac{56 \cdot 4,23}{100} = 2,37 \text{ kW};$$

Se alege lanțul 10 B, care transmite puterea dată $P_{dat} = 3 \text{ kW} < 3,97 \text{ kW} = P_{ua}$.

Se determină A_0 , impus în cazul de față prin temă

$$A_0 = 45 p = 45 \cdot 15,875 \approx 714 \text{ mm}.$$

Se determină numărul de zale:

$$H_z = \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{2A_0}{p} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \cdot \frac{p}{A_0} = \frac{25 + 75}{2} + \frac{2 \cdot 714}{15,875} + \left(\frac{75 - 25}{2 \cdot 3,14} \right)^2 \cdot \frac{15,875}{714} \approx 142 \text{ zale}.$$

Se calculează lungimea lanțului:

$$L = H_z \cdot p = 142 \cdot 15,875 = 2254,25 \text{ mm.}$$

Se recalculează distanța dintre axe:

$$\begin{aligned} A_0 &= \frac{p}{4} \left[H_z - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(H_z - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right] = \\ &= \frac{15,875}{4} \left[142 - \frac{25 + 75}{2} + \sqrt{\left(142 - \frac{25 + 75}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{75 - 25}{2 \cdot 3,14} \right)^2} \right] = 719,14 \text{ mm} \end{aligned}$$

Pentru a realiza săgeata de montaj, se adoptă

$$A_{ef} = A(1 - 0,003) = 719,14(1 - 0,003) \approx 717 \text{ mm.}$$

Forța de întindere datorată greutateii lanțului este:

$$F_g = k_p \cdot q_1 \frac{A}{1000} = 4 \cdot 0,93 \frac{717}{100} \approx 30 \text{ N;}$$

iar forța de întindere datorată forței centrifuge:

$$F_m = q_1 \cdot \frac{v_m^2}{g} = 9,3 \frac{5,29^2}{9,81} \approx 30 \text{ N.}$$

Forța din ramura pasivă

$$F_1 = F_g + F_m = 30 + 30 = 60 \text{ N.}$$

Se calculează forța utilă:

$$F_u = 9550 \frac{P_{dat}}{n_1} \cdot \frac{2}{D_{d1}} = 9550 \frac{3}{800} \cdot \frac{2}{12,66} = 570 \text{ N,}$$

$$\text{unde: } D_{d1} = \frac{p}{\sin \frac{180}{z_1}} = \frac{15,875}{\sin \frac{180}{25}} = 126,66 \text{ mm.}$$

Forța din ramura activă:

$$F_2 = F_u + F_1 = 570 + 60 = 630 \text{ N.}$$

Coeficientul de siguranță la rupere:

$$S = \frac{F_r}{F_2} = \frac{23000}{630} \approx 36,5 > c_a = 7 \dots 14.$$

Forța care soliciță arborii:

$$F_a = k_g F_u = 1,15 \cdot 570 = 660 \text{ N.}$$

6.2. Să se calculeze elementele geometrice ale profilelor limită pentru dantura unei roți de lanț cu role sau cu zale scurte (v. problema 6.1). Se cunosc $z_1 = 25$; $p = 15,875 \text{ mm}$ (lanț 10 B).

Rezolvare:

Forma și dimensiunile principale ale danturii unei astfel de roți de lanț se determină conform STAS 5006-82.

Forma și dimensiunile frontale ale danturii (fig. 6.4)

Diametrul de divizare

$$D_{d1} = \frac{p}{\sin \frac{180}{z_1}} = \frac{15,875}{\sin \frac{180}{25}} = 126,66 \text{ mm,}$$

diametrul de fund fiind

$$D_{i1} = D_{d1} - d_1 = 126,66 - 10,16 = 116,5 \text{ mm,}$$

cu diametrul nominal al rolei lanțului $d_1 = 10,16 \text{ mm}$, conform tabelului 2 din STAS 5174-82.

Se determină diametrul de vârf

$$D_{e1 \max} = D_{d1} + 1,25p - d_1 = 126,66 + 1,25 \cdot 15,875 - 10,16 = 136,34 \text{ mm,}$$

$$D_{e1 \min} = D_{d1} + p(1 - \frac{1,6}{z_1}) - d_1 = 126,66 + 15,875(1 - \frac{1,6}{25}) - 10,16 = 131,36 \text{ mm,}$$

alegându-se $D_{e1} = 134 \text{ mm}$.

Diametrul rolei calibru este:

$$d_c = d_1 = 10,16 \text{ mm,}$$

iar dimensiunea peste role

$$M = D_{d1} \cos \frac{90}{z_1} + d_c = 126,66 \cos \frac{90}{25} + 10,16 = 136,57 \text{ mm.}$$

Raza locașului rolei

$$R_{1\min} = 0,505 d_1 = 0,505 \cdot 10,16 = 5,13 \text{ mm;}$$

$$R_{1\max} = 0,505 d_1 + 0,069 \sqrt[3]{d_1} = 0,505 \cdot 10,16 + 0,069 \sqrt[3]{10,16} = 5,279 \text{ mm.}$$

Unghiul locașului rolei

$$\delta_{\max} = 140^\circ - \frac{90^\circ}{z_1} = 140^\circ - \frac{90^\circ}{25} = 136^\circ 24',$$

$$\delta_{\min} = 120^\circ - \frac{90^\circ}{z_1} = 120^\circ - \frac{90^\circ}{25} = 116^\circ 24'.$$

Raza flancului dintelui

$$R_{2\min} = 0,12 d_1 (z_1 + 2) = 0,12 \cdot 10,16 (25 + 2) = 32,92 \text{ mm,}$$

$$R_{2\max} = 0,008 d_1 (z_1^2 + 180) = 0,008 \cdot 10,16 (25^2 + 180) = 65,43 \text{ mm.}$$

Profilul efectiv al golului dintre dinți (locașul rolei) trebuie să se situeze între profilul minim, determinat de $R_{1\min}$, $\delta_{\max}$ și $R_{2\min}$ și profilul maxim, determinat de $R_{1\max}$, $\delta_{\min}$ și $R_{2\max}$.

Forma și dimensiunile axiale a danturii .

6.4

Să se aleagă și să se verifice lanțul cu role care poate fi folosit la o transmisie la care se cunosc : puterea la roata conducătoare $P = 5 \text{ kW}$, turația $n_1 = 1000 \text{ rot/min}$, raportul de transmitere $i = 2,5$. Linia centrelor este orizontală, $A = 1 \text{ m}$; transmisia funcționează în trei schimburi, reglarea realizându-se cu o roată de întindere, iar ungerea – prin picurare. Sarcina acționează cu șocuri ($k_v = 1,35$).

6.5

La o transmisie prin lanț cu role, având pasul $p = 25,4 \text{ mm}$, se cunosc: turația roții conducătoare $n_1 = 1450 \text{ rot/min}$, turația roții conduse $n_2 = 380 \text{ rot/min}$ și $A = 1400 \text{ mm}$. Să se determine: raportul de transmitere i ; numerele de dinți z_1 și z_2 ; numărul de zale N_z ; lungimea lanțului L . Să se stabilească dacă A se află în limitele recomandate.

6.6

Pentru antrenarea unei mașini, se folosește un lanț cu pasul $p = 15,875 \text{ mm}$. Se cunosc $n_1 = 1450 \text{ rot/min}$, $n_2 = 350 \text{ rot/min}$, $A = 700 \text{ mm}$, linia centrelor este înclinată cu 45° față de orizontală, sarcina acționează static; transmisia este fără reglare, cu ungere periodică, funcționând un schimb. Să se calculeze: viteza medie a lanțului; puterea pe care o poate transmite lanțul cu role pe un singur rând, cu pasul dat; forța care acționează asupra arborilor, în cazul în care lanțul transmite puterea admisibilă.

6.7

Un lanț de la o mașină de ridicat, are pasul $p = 25,4 \text{ mm}$. Se cunosc: $i = 2$, $A = 1200 \text{ mm}$. Să se calculeze: numărul de zale; lungimea L ; diametrele D_{d1} și D_{d2} .

6.8

Să se calculeze puterea utilă admisibilă a lanțului cu role și zale lungi 210 A, STAS 4239-82. Se cunosc: $n_1 = 800 \text{ rot/min}$, $i = 3,2$; transmisia funcționează într-un schimb, fără reglare, cu ungere periodică, sarcina fiind statică; linia centrelor roților este înclinată cu 30° față de orizontală, $A = (30...50)p$.

6.9

Să se calculeze lungimea totală (în "mm") a unui lanț de transmisie standard, având următorii parametrii: $z_1=20$, $z_2=100$, $z_a=40$, $p=12,7 \text{ mm}$.

6.10

Ce lungime va avea lanțul unei transmisii prin lanț cu următoarele caracteristici: $p=15 \text{ mm}$, $z_1=14$, $z_2=28$, $A=300 \text{ mm}$?

6.11

Să se calculeze numărul de zale ale lanțului, la o transmisie prin lanț cu următoarele caracteristici: $p=20 \text{ mm}$, $z_1=16$, $z_2=30$, $A=300 \text{ mm}$.

6.12

Se consideră o transmisie prin lanț cu următoarele caracteristici: $p=40 \text{ mm}$, $z_1=20$, $z_2=50$, $z_a=40$. Să se verifice dacă transmisia poate funcționa în configurația standard (fără rezemări suplimentare).

Numărul recomandabil de dinți pentru roata mică de lanț

Tabelul 6.3

Tipul lanțului	Raportul de transmitere i					
	1...2	2...3	3...4	4...5	5...6	>6
	Numărul de dinți Z_1					
Cu bucle sau cu role	30...27	27...25	25...23	23...21	21...17	17...15
Dințat	35...32	32...30	30...27	27...23	23...19	19...17

Presiune admisibilă în articulațiile lanțurilor p_a , în daN/cm²

Tabelul 6.4

Pasul p în mm	Turația roții mici n_1 , în rot/min											
	<50	200	400	600	800	1000	1200	1600	2000	24000	28000	3200
<i>Pentru lanțuri cu bucle sau cu role</i>												
12...15,87	350	315	285	260	240	225	210	185	165	150	140	-
19,05...24,4	350	300	260	235	210	190	175	150	-	-	-	-
30...38,1	350	290	240	210	185	165	150	-	-	-	-	-
40...50,8	350	260	210	175	150	-	-	-	-	-	-	-
<i>Pentru lanțuri dințate</i>												
12,7...15,87	200	180	165	150	140	130	120	105	95	85	80	70
19,05...25,4	200	170	150	130	120	110	100	85	75	-	-	-
31,75	200	165	140	120	105	95	70	-	-	-	-	-

6.10 Exemplificari ale domeniilor de utilizare. Firme constructoare; recomandari privind alegerea si verificarea; programe de calcul specializate

Exemplificari ale domeniilor de utilizare :

Fig.1



Cea mai simpla modalitate de transmitere a miscarii prin lant se regaseste in cadrul trasmisiei prin lant la bicicleta.

Fig. 2



Un exemplu de utilizare a transmiterii miscarii prin intermediul lantului este sistemul de distributie prin lant al motoarelor cu ardere interna.

In figura se observa lantul ce antreneaza prin intermediul unor roti si arbori supapele de admisiune si evacuare.

Fig. 3



Transmiterea momentului motor la roata in cazul motocicletelor se face , in majoritatea cazurilor , prin intermediul transmisiei prin lant.

Fig. 4



Transmisia de la un arbore la altul prin intermediul unei roti dintate aflate pe fiecare arbore. Rotile sunt legate de un lant care antreneaza dintii rotilor.



Fig. 5

Transmisia prin lant mai este utilizata si in constructia utilajelor agricole , de exemplu in constructia semanatoarelor.

Firme constructoare de transmisii prin lant :

Firma SC ERGOSTIL SRL

- http://www.afacerist.ro/firma/sc_ergostil_srl_86.html

Firma SC ERGOSTIL SRL are ca obiect de activitate productia de confectii metalice usoare si fier forjat, fabricarea angrenajelor si organelor mecanice de transmisie a fortei, comercializarea elementelor ornamentale pentru articole din fier forjat, comercializeaza articole tehnice de cauciuc poliuretanic, rulmenti, reductoare , motoare electrice, role de banda transportoare, banda transportoare, lant industrial, lant de senila pentru utilaje terasiere, comercializarea lanturilor de transmisie dupa cum urmeaza:

*Lant Gall cu role si zale scurte - de la 3/8" la 3"

*Lant Flyer

*Lant PIV - lamelar

*Lant PIV - cu role

*Lanturi speciale pentru utilaje agriicole

*Lant cu eclisa curbata Rotary

MORSE CHIAN CO., S.U.A.

<http://www.emerson-ept.com/eptroot/public/featured/main.asp>

Bine cunoscuta pentru performantele sale dispozitive de transmisii cu lant, Morse produce ambreiaje, angrenaje melcate si alte echipamente de larg consum, inclusiv componente pentru conveiere. Morse are biroul central in Ithaca, New York.

P.I.V. ANTRIEB WERNER REIMERS KG., Germania

<http://www.piv-drives.com/index00.asp>

Producator de cutii de viteze si transmisii pentru o larga varietate de aplicatii industriale

RICARDO MI, Romania

<http://www.ricardo.ro/despre.html>

S.C. RICARDO MI IMPEX S.R.L. este o firma infiintata in anul 1997 , cu capital integral romanesc. Sediul firmei se afla pe strada Demetriade nr. 30 ., Timisoara. Scopul principal este deservirea segmentului industrial, agricol si auto cu rulmenti si accesorii complementare

acestora. In domeniul transmisiilor mecanice. Firma RICARDO MI ofera:fulie pentru curea,fulie pentru lant,curele de transmisie si lanturi.

TOM-CHAIN SRL

http://www.ghidafaceri.ro/sc/733500/TOM-CHAIN_SRL

TOM-CHAIN SRL are ca obiect de activitate producerea si comercializarea de lanturi industriale, pentru sarcini si toata gama de accesorii pentru dispozitive de ridicat

Produse : lanturi pt. sarcini DIN EN 812-2-8 din otel aliat si inoxidabil, lanturi din otel de calitate DIN 32895 , lanturi necalibrate cu zale lungi DIN 763 , Lanturi necalibrate cu zale scurte DIN 5685, lanturi clasa 3 DIN 766 , lanturi rasucite necalibrate DIN 5685 , lanturi de legare cu 1...4 ramuri complet montate SR EN 818-4 din otel aliat si inoxidabil lanturi si dispozitive pt industria forestiera , dispozitive de ancorare cu lant si intinzator cu clichet , accesorii pt dispozitive de ancorare , accesorii pt lanturi de legare: ocheti, carlige, carlige cu autoblocare, chei de tachelaj Ketten Walder Germania / CUI: RO 18403189

CORAM INTERMED SRL

http://www.ghidafaceri.ro/sc/65101/CORAM_INTERMED_SRL

Produse: lanturi cu role si Gall, lanturi industriale, motoare electrice, curele si benzi transportoare, sisteme transportoare, lanturi pt agricultura. Toate produsele au ISO9001, si certificate API. / CUI: R14327615

UZINA MECANICA CUGIR – Cugir

<http://www.umcugir.ro/>

SC UM CUGIR SA executa prelucrari si [produse](#) cum ar fi :

- roti dintate si angrenaje cilindrice, conice cu dinti drepti, cu dinti inclinati, melcate
- roti de curea, roti de lant
- cuplaje si frane electromagnetice
- **lanturi de transmisii si speciale (cu dinti, taietoare)**
- scule aschietoare (freze, brose, tarozi, filiere, came, burghie, alezoare, etc.)
- dispozitive (matrite, stante, dispozitive mecanice si pneumatice)
- verificatoare (calibre, lere filet)
- [tratamente](#) termice (imbunatatiri, cementari, caliri, reveniri, caliri in atmosfera controlata, nitruari, caliri in bai de saruri)
- prelucrari mecanice: frezare, strungire, rectificare, honuire, alezare, etc.
- prelucrari neconventionale (electroeroziune cu fir si cu electrod masiv)

FRIEDR FLENDER., Germania

http://www.flender.com/content_manager/page.php?ID=33511&dbc=1324810c7c6c0833ab1ead6765468715

WESTINGHOUSE GMBH, Germania

http://www.westinghousenuclear.de/Businesses/Nuclear_Services/germany_german.shtm

POWER BELT

www.powerbelt.ro/produse.cfm?type=iea

Companie infiintata in **1999** cu capital integral privat.

Are ca obiect de activitate comercializarea produselor din domeniul transmisiilor mecanice : [simeringuri](#), initial **KTT** (Ungaria) iar mai apoi **INCO-VERITAS** (Polonia) devenind principalul furnizor, [lanturi cu role](#) importate din anul 2002, fabricate la **DAUGAVPILS** (Letonia) si **SATI** (Italia), [roti](#) pentru lanturi **SATI** (Italia) si de asemenea [furtunuri](#) de alimentare din cauciuc marca **FAGUMIT** (Polonia).

Programe de calcul

Exemplu de programme de calcul utilizate pentru calculul rotilor de lant si a lanturilor: Mechanical Desktop CAD, Autodesk Inventor CAD, SolidWorks, CATIA, Pro/ENGINEER, MITCalc.

Fig. 6

Belt / chain transmission with more sprocket wheels

Project information

Input section

1.0 Basic input values

1.1 Units of calculation: Imperial (lbf, in, HP...)

1.2 Type of calculation: Belt transmission calculation

1.3 Pitch - toothed belt / chain: 0,375 [in] L (Standard)

1.4 Transferred power: P 10,00 [HP] MXL (Standard)

1.5 Speed of the driving sprocket wheel: n 1000 [/min] XL (Standard)

1.6 Belt / chain slackside tensions in % of the effective pulling force: 30 [%] L (Standard)

2.0 Calculation table / Calculation

3.0 Calculation of the length of the belt / chain

3.1 Total length of the belt / chain: Lw 92,49 [in]

3.2 Number of teeth / chain links: Z 246,64

3.3 Desired number of teeth / chain links: Z' 248

3.4 Free sprocket wheel / direction: 3 / X

3.5 Calculation of a new position of the slackened

4.0 Graphic output, CAD systems

4.1 2D drawing output to: DXF File

4.2 2D drawing scale: Automatic

4.3 Overlap: a 0,075 [in]

4.4 Overlap: b 0,038 [in]

Calculation

Tables Options DXF Data Dictionary

MITCalc este un program destinat calculului transmisiilor mecanice prin lant si curele cu mai multe roti de ghidare. Programul calculeaza lungimea lantului sau a curelei in functie de de pozitiile si diametrele rotilor de ghidare. Aplicatia dezvoltata in MS Excel , este in mai mult limbi de conversatie internationala, fiind compatibila cu mai multe sisteme CAD(AutoCAD, AutoCAD LT, IntelliCAD, TurboCAD...).

Fig. 7

Roller chain transmission

? Calculation without errors. Sprocket1 Sprocket2

ii ☐ Project information

? + Input section

1.0 ☐ The manner of loading, working parameters

2.0 ☒ Automatic design

2.1 Chain type

2.2 D...Standard roller chains (EU) / DIN 8187, ISO R-606, BS 228

2.3 Axis distance for Automatic design 27,56 Optimal [in]

2.4 Range of smaller sprocket teeth 17 21

2.5 Automatic design - press the button

2.6 Sort results according to parameter Transmission weight

2.7 Table of solutions

Type	z1	z2	n2	i	A	Pp	v	SD	p	SP	Pp
16B - 2	21	53	384.3	2.52	40.18	62.75	1704	22.06	1321	1.23	83

2.9

3.0 ☐ Design and calculation

? + Results section

4.0 ☐ Results, coefficients

5.0 ☐ Dimensions

6.0 ☒ Graphic output, CAD systems

6.1 2D drawing output to: AutoCAD LT xx

6.2 2D drawing scale: Automatic

6.3 Detail: Sprocket1

Calculation Tables Options DXF Data1 Data2 Dictionary

MITCalc realizeaza geometria si verificarea rezistentei lanturilor de transmisii comune, utilizand role de lanturi. Aplicatia ruleaza cu multe sisteme 2D si 3D CAD si include baze de date corespondente ale lanturilor de role. Calculul datelor, procedurilor si algoritmilor este conform ANSI/ASME, ACA (American Chain Association) ISO, DIN, BS si JIS. Aplicatia suporta sistemul metric si englezesc.

7. Transmisii prin curele sincrone

7.1 Elemente constructive și funcționale

Cureaua sincronă CS („curele sincrone”) - produs hibrid - pus la punct relativ recent, reunește optimal calitățile funcționale și constructive ale curelelor cu cele ale lanțurilor de transmisie.

Transmisia prin curele sincrone, componentă a transmisiilor mecanice prin angrenare, utilizează pentru transferul energiei între roata motoare și roata condusă un element intermediar fără fine, cureaua sincronă.

Curelele sincrone au intradosul în unele variante și extradadosul prevăzut cu dantura prismatică, transmițând energia mecanică prin angrenarea dintre cureaua și roțile de cureaua.

Dintre **avantajele** pe care le conferă se menționează:

- funcționarea silențioasă și rigurosă sincronă, prin eliminarea șocurilor la intrarea în angrenare, a efectului poligonal și a alunecării elastice;
- tensionarea inițială și alungirea curelei în timp sunt practic nule, ceea ce reduce substanțial încărcările arborilor respectiv ale lagărelor și exclude necesitatea reglajului periodic al distanței dintre axe (precum și a dispozitivelor constructive aferente);
- construcție compactă și ușoară, cu gabarit redus de cca 27...75% în raport cu curelele și lanțurile de transmisie;
- nu necesită ungere și sunt insensibile la acțiunea agresivă a uleiurilor minerale neaditivat sau a umidității;
- costuri de instalare și întreținere comparabilă cu ale curelelor late sau trapezoidale.

Ca **dezavantaje** se enumeră:

- tipizarea nefiind reglementată prin ISO, pot să apară restricții atât la utilizare cât și la aprovizionare;
- construcția roților de cureaua, sub aspectul complexității, devine comparabilă cu cea a roților dințate, dezavantaj compensat parțial în cadrul producției de serie;
- pretențiile referitoare la abaterile de formă și poziție precum și la precizia de aliniere a roților cresc în comparație cu transmisiile prin curele.

Parametrii energo-funcționali ce caracterizează transmisia prin cureaua sincronă sunt: **P** (puterea); **v** (viteza curelei); ω_1 (viteza unghiulară a roții motoare); **i** (raport de transmisiune); η (randament); **t** (temperatura de funcționare), indici de fiabilitate comparabil cu cei ai angrenajelor.

Sfere de aplicabilitate:

- comandă sau reglare pentru transmisiile cu gabarit redus și înaltă precizie cinematică, de ex.: echipamente periferice pentru calculatoare electronice, mașini de scris, alimentarea cu combustibil și distribuția motoarelor cu ardere internă, aparatură electromenajer etc.;

- realizarea de viteze mari, de ex.: mașini de rectificat, mașini de prelucrarea lemnului etc.;
 - transmisii de putere, de ex.: mașini unelte, textile, antrenarea pompelor, compresoarelor și a echipamentelor portative.
- Elemente constructive ale transmisiei sunt: cureaua și roțile de curea.

7.1.1. Cureaua

Din punct de vedere constructiv este compusă din: element de înaltă rezistență la tracțiune - cablaj continuu din fibre de poliester, sticlă sau oțel - dispus în stratul neutru încorporat într-o masă compactă de elastomer rezistent la uzură (de tip neopren sau poliuretan).

Fig.7.1a

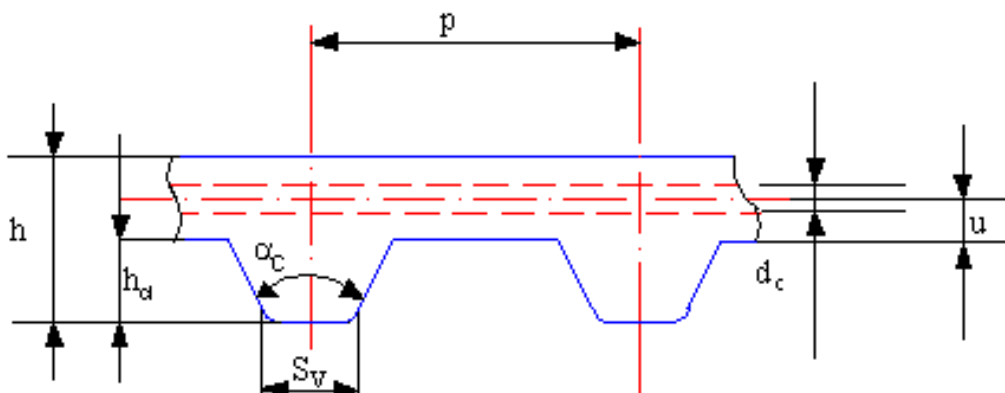
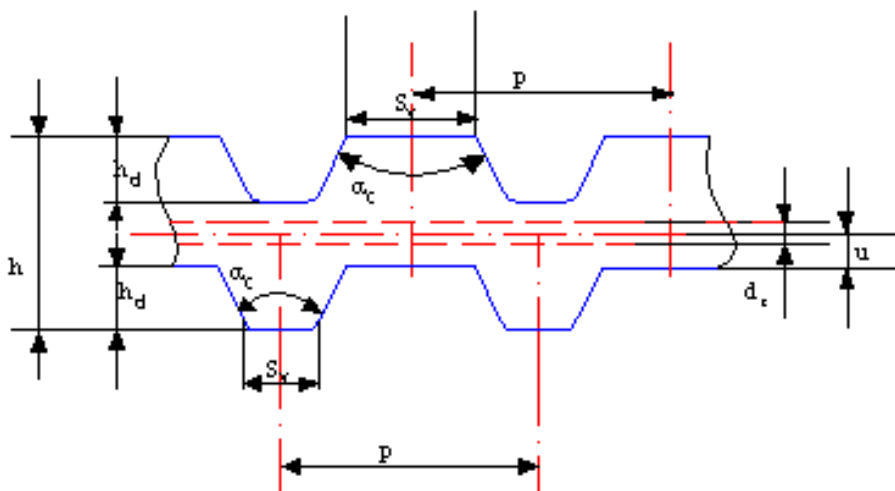


Fig.7.1b



Dantura de formă prismatică (protejată în cazul neoprenului cu un înveliș de nylon) este dispusă pe intradosul, uneori și pe extradosul curelei.

Ansamblul astfel obținut, pe lângă flexibilitate și precizie geometrică, asigură capacitate de încărcare ridicată cu alunecări practic neglijabile.

Elementele de geometrie ale curelei sincrone (fig.7.1) sunt: **p** - pasul; **b** - lăţimea; **h** - grosimea totală; **L_p** - lungimea primitivă căreia îi corespunde un număr întreg de dinţi $\left(z_c = \frac{L_p}{p}\right)$; **α_c** - unghiul

flancurilor curelei; **h_d** - înălţimea danturii egală cu o fracţiune din pas. Unei tipodimensiuni definite prin pasul normal (**p**) îi corespund serii de variante cu lăţimi (**b**) si lungimi primitive (**L_p**) diferite. Combinaţiile geometrice astfel obţinute acoperă constructiv şi funcţional domenii largi pentru **a**, **i** şi **P**.

Observaţie.

Principiile de tipizare formulate anterior se găsesc în normele interne ale producătorilor europeni de curele late dinţate.

7.1.2. Roţile de curea

Coroana roţilor este generată astfel încât în procesul angrenării cu dinţi conjugaţi ai curelei să se asigure un joc de flanc pozitiv (fig.7.2). Jocul la fund devine practic nul pentru $z \geq 20$ dinţi (fig.7.2 a).

Fig.7.2a

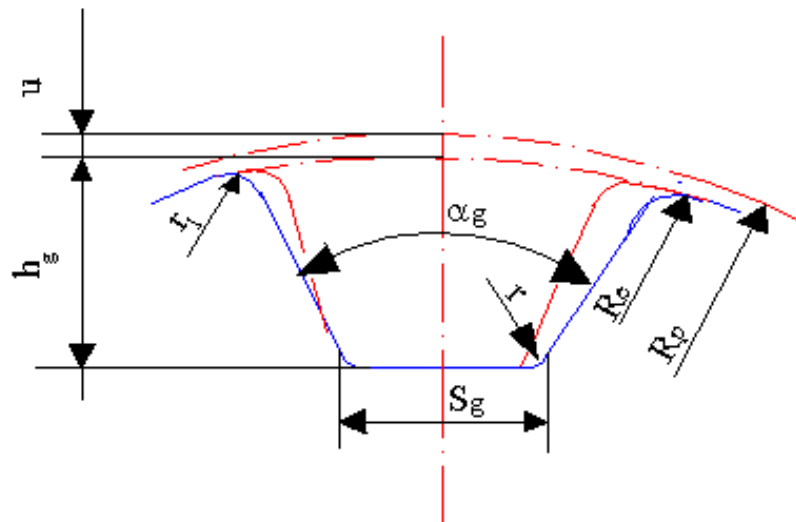
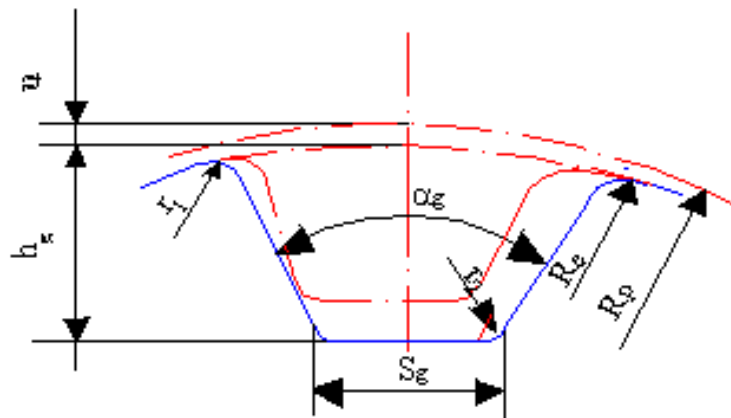


Fig.7.2b



Generarea danturii se realizează prin copiere sau rostogolire cu scule profilate conform golului (abaterile de formă și poziție sunt riguros reglementate întrucât influențează defavorabil durabilitatea curelei).

Discul și butucul roților de curea se pot adapta, fără restricții constructive.

Diametrul de vârf al coroanei dințate se stabilește din relația:

$$D_e = D_p - 2u \quad (7.1)$$

în care:

$D_p = \frac{p \cdot z}{\pi}$ este diametrul primitiv sau de rostogolire (cercurile de divizare și rostogolire se confundă);

u - distanța de la stratul primitiv (neutru) și suprafața de fund a dinților curelei.

Lățimea coroanei dințate depășește întotdeauna lățimea curelei (fig.7.3).

Chiar în ipoteza unei alinieri perfecte, structura neomogenă a elementului de rezistență cât și imperfecțiunile tehnologice, determină tendința de deplasare laterală (dezaxare) a curelei pe roți.

În vederea ghidării curelei, roțile se prevăd bilateral cu reborduri (dacă $a < 8 D_{p1}$ numai la pinion, iar pentru $a > 8 D_{p1}$ sau când arborii sunt verticali, la ambele roți)

(fig.7.3 b). Dacă $i \cong 1$ pe fiecare roată se dispun antisimetric (în diagonală) câte un rebord (fig.7.3 c).

Fig.7.3a

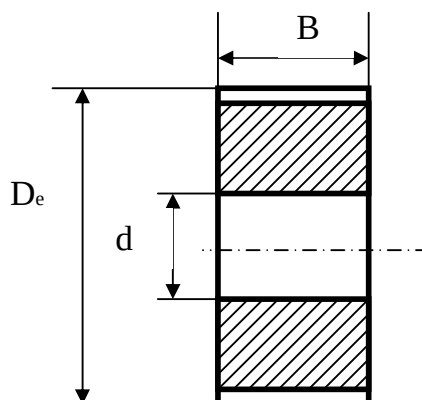


Fig.7.3b

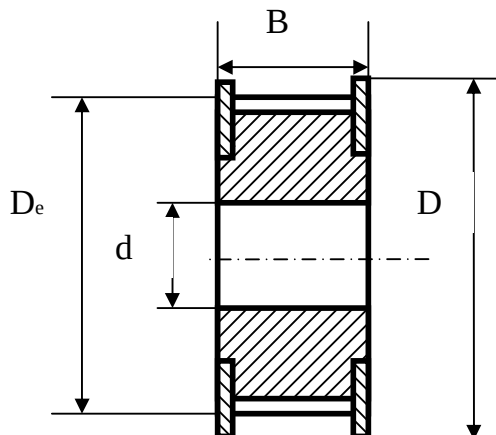
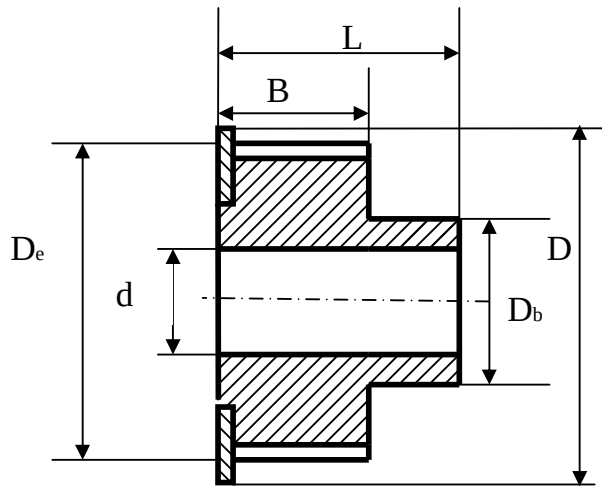


Fig.7.3c

Pentru transmisiile cu doi sau mai mulți consumatori și un contur complicat, se prevăd pe exteriorul sau interiorul ramurii conduse, role de ghidare (compensare) cu coroana lisă.

Rolele de ghidare măresc unghiurile de înfășurare pe roțile de curea (implicit z_{an} - număr de dinți aflați în angrenare) și asigură o ușoară tensionare inițială, precum și compensarea diferențelor dintre lungimea curelei și cea a conturului transmisiei.

Diametrele rolelor de ghidare se admit ca un multiplu de pas $D_0 > k_0 \cdot p$, iar lățimea lor egală cu cea a roților de curea. Materialele uzuale pentru roțile de curea sunt: fontele, oțelurile și aliaje (Al, Cu, Mg, Pb).

Execuția roților de curea în cazul producției de serie este turnarea sub presiune din aliaje ale Zn și Al.

Observație

Se vor evita acele materiale care, sub influența factorilor de mediu, își schimbă dimensiunile (substanțe higroscopice) sau corodează cureaua.

7.2. Elemente de cinematică și cinetostatică

Angrenarea perfectă și rigiditatea foarte mare la întindere a curelei conservă pe întregul contur viteza tangențială a roților.

$$v = \omega \cdot R_p \quad \text{și}$$

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{R_{p2}}{R_{p1}} = \frac{z_2}{z_1} = ct. \quad (7.2)$$

Observații

- Performanțe comparabile realizează doar angrenajele executate cu precizie foarte înaltă.
- Tensionarea inițială a curelei sincrone este redusă iar greutatea sa neglijabilă.

Fig.7.4.a

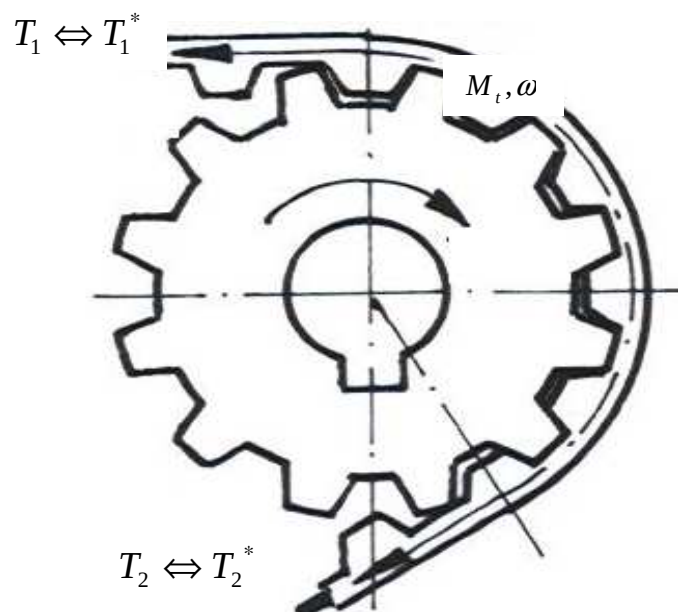
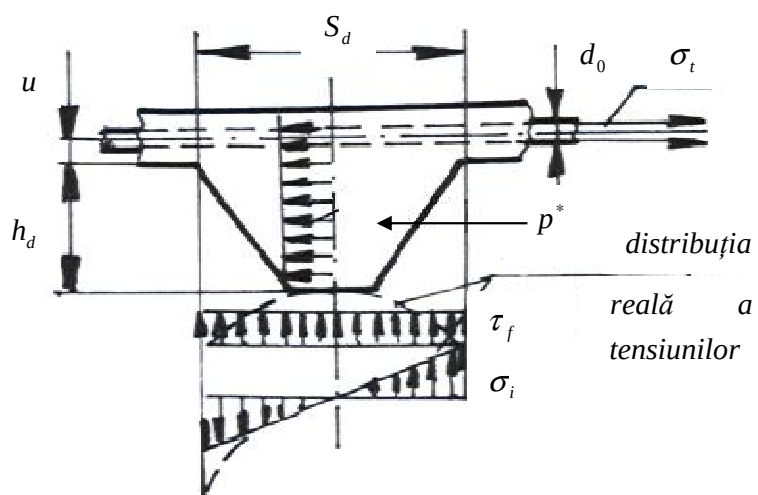


Fig.7.4.b



Echilibrul dinamic al sistemului roată-curea (fig.7.4 a) permite determinarea forțelor din ramurile curelei.

$$T_1^* = F_t = \frac{M_t}{R_p}; \quad T_2^* = 0 \quad (7.3)$$

Luând în considerare și forța centrifugă $T_m = m_1 v^2$, în care m_1 este masa liniară a curelei iar v - viteza curelei, forțele totale din ramuri sunt:

$$\begin{aligned} T_1 &= T_1^* + T_m = F_t + m_1 v^2 \\ T_2 &= T_m = m_1 v^2 \end{aligned} \quad (7.4)$$

Întrucât doar forțele active acționează asupra roților, încărcarea radială pe arbore are intensitatea:

$$T_{ar} = k_m T_1^* = k_m \cdot F_t \quad (7.5)$$

în care $k_m \geq 1$ ia în considerare eventuala tensionare la montaj ($\sim 1,25 \div 1,5$).

Forța activă din ramura motoare (fig.7.4 b) soliciță cureaua la:

- strivire

$$p^* = \frac{T_1^*}{z_{e1} \cdot b \cdot h_d} \leq p_a^* \quad (7.6)$$

- încovoiere

$$\sigma_i = \frac{T_1^* h_d}{z_{e1} \frac{b \cdot s_d^2}{6}} \leq \sigma_{ai} \quad (7.7)$$

- forfecare

$$\tau_f = \frac{T_1^*}{z_{e1} \cdot b \cdot s_d} \leq \tau_{af} \quad (7.8)$$

în care $z_{e1} = \frac{\beta_1}{2\pi} z_1 \geq 2$ reprezintă cota parte din numărul de dinți ai roții motoare [în ipoteza distribuției uniforme a sarcinii pe arc de înfășurare (β_1)], aflat în angrenare.

Efortul total din ramura motoare soliciță la întindere elementul de rezistență al curelei (cordajul compus din n cabluri de diametru d_c , are secțiunea $A_c = n\pi d_c^2 / 4$).

$$\sigma_t = \frac{T_1^* + T_m}{A_c} = \sigma_u + \sigma_m \quad (7.9)$$

La angajarea ramurii motoare pe arcele de înfășurare, elementul de rezistență este solicițat suplimentar la încovoiere:

$$\sigma_{i1,2} = E_i \frac{2Y_{\max}}{D_{p1,2}} \quad (7.10)$$

întrucât $D_{p1} < D_{p2} \Rightarrow \sigma_{i1} > \sigma_{i2}$, deci tensiunea normală maximă are valoarea:

$$\sigma_{\max} = \sigma_u + \sigma_m + \sigma_{i1} \leq \sigma_{at} \quad (7.11)$$

Observație

Capacitatea portantă și durabilitatea curelei late dințate sunt limitate de oboseala elementului de rezistență și a dinților respectiv de uzura suprafețelor de flanc.

$$L_p = z_c p \equiv p \left(2z_a \sin \frac{\beta_1}{2} + \frac{\beta_1 z_1}{2\pi} + \frac{\beta_2 z_2}{2\pi} \right) \equiv$$

$$\equiv \left(2z_a + z_m + \frac{\Delta z^2}{z_a} \right) p = 2a + \frac{p}{2} (z_1 + z_2) + p^2 \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \quad (7.17)$$

în care:

$$z_m = \frac{z_1 + z_2}{2}; \quad \Delta z = \frac{z_2 - z_1}{2\pi}; \quad \beta_{1,2} = \pi \mp 2 \arcsin \frac{\Delta z^2}{z_a}$$

e). După alegerea tipodimensiunii adecvate de curea, întrucât numărul său de dinți este întreg ($z_c \in \mathbb{N}^*$), trebuie recalculată distanța efectivă dintre axe:

$$a = 0,25 \left[(z_c - z_m) + \sqrt{(z_c - z_m)^2 - 8\Delta z^2} \right] p \quad (7.18)$$

f). Se verifică tensiunile admisibile pentru elementul de rezistență și dantura (fig.7.4 b) și relațiile (7.6); (7.7) și (7.8) sau cunoscându-se valorile admisibile ale tensiunilor, se stabilește lățimea curelei b:

$$b = \frac{k_r F_t}{z_{e1} \cdot s_d \cdot p_a^*} = \frac{k_r F_t}{z_{e1} \cdot h \cdot \tau_{af}} \quad (7.19)$$

Observație

Producătorii de curele sincrone indică în cataloage puterea transmisă pe unitate de lățime și un dinte activ (P_{1a}) recomandând o cale de dimensionare aparent mai simplă (v. §.3.6 - stabilirea numărului de curele):

$$b \geq k_r \frac{P}{P_{1a}} \quad (7.20)$$

valoarea obținută se va rotunji la una din valorile tipizate existente în cataloagele de firmă.

7.4 Elemente specifice de montaj

Curelele sincrone trebuie montate îngrijit excluzându-se folosirea unor pârgii care ar deteriora elementul de rezistență sau dantura. În cazul transmisiilor cu distanța dintre axe fixă, montajul curelei și al pinionului se face simultan.

Pretensionarea este extrem de redusă și are drept scop asigurarea angrenării corecte atât la funcționarea în gol cât și în sarcină.

Tensionarea curelelor sincrone se realizează prin modificarea distanței dintre axe sau cu role de întindere.

Notă

Până la apariția standardului aferent transmisiilor prin curele late dințate, se pot consulta prospectele firmelor: Continental Gummi-Werke și MULCO-Maschinentechnischen Arbeitsgemeinschaft

Utilizarea rolei de întindere influențează defavorabil durabilitatea curelelor dințate sincrone cu cca 10...20%.

7.5 Probleme. Elemente de calcul.

Tab. 7.1.

Parametrul calculat sau ales	Relațiile de calcul. **)Recomandări
Coeficientul de regim K_r ***)	Conform tabelului 8.2...8.4
Puterea de calcul P_c ****)	$P_c = K_r P$, în C.P.; 1 kW = 1,36 C.P.
Tipul de curea și profilul dintelui	Conform nomogramei din fig. 7.6 și tab. 7.5
Diametrul primitiv D_{p1} și numărul de dinți z_1	Conform tab. 7.6; $D_{p\min} \sim 16$ mm
Numărul de dinți de la roata mare z_2	$z_2 = iz_2$ se rotunjește z_2 la un număr întreg
Diametrul primitiv al roții mari D_{p2}	$D_{p2} = \frac{z_2}{z_1} D_{p1}$
Viteza curelei, v	$v = \frac{\pi D_{p1} n_1}{60 \cdot 1000} \text{ [m/s]}$
Distanța preliminară dintre axe, A_p	Se adoptă după necesitățile practice sau în limitele $0,75(D_{p1} + D_{p2}) \leq A_p \leq 2(D_{p1} + D_{p2})$, pentru $A_p \geq 8D_{p1}$, se vor prevedea ambele părți cu reborduri
Lungimea primitivă a curelei, L_p	$L_p \approx 2A_p + \frac{\pi}{2}(D_{p1} + D_{p2}) + \frac{(D_{p2} - D_{p1})^2}{4A_p}$ și se rotunjește la un număr întreg de pași
Distanța efectivă dintre axe, A	$A = 0,25[(L_p - \pi D_{pm}) + \sqrt{(L_p - \pi D_{pm})^2 - 2(D_{p2} - D_{p1})^2}]$, unde $D_m = \frac{D_{p1} + D_{p2}}{2}$
Puterea nominală transmisă de curea pe 1 tol lățime, P_1	Conform tabelului 7.7...7.11
Unghiul de înfășurare la roata mică, β_1	$\beta_1 = \pi - 2 \arcsin \frac{D_{p1} - D_{p2}}{2A}$
Numărul de dinți în angrenare, z_{e1}	$z_{e1} = \frac{\beta_1 z_1}{360^\circ}$
Coeficientul numărului de dinți în angrenare, K_z	Conform tabelului 7.12
Lățimea aproximativă a curelei, b'	$b' = \frac{25,4 P_c}{K_z P_1} \text{ [mm]}$
Coeficientul de tensionare, K_t	Conform tabelului 7.13
Lățimea curelei, b	$b = K_t b'$ [mm], se rotunjește la o valoare superioară, de catalog.

*) Se consideră ca date inițiale ale problemei: P_1 ; n_1 ; n_2 și regimul de funcționare al transmisiei (tipul mașinii motoare și antrenate, numărul de ore de funcționare a transmisiei din 24 ore, regimul dinamic etc.).

**) Pentru arbori paraleli, două roți de curea

***) În cazul în care transmisia este amplificatoare ($i < 1$), la valoarea coeficientului K_r din tab. 7.2 se adună valorile indicate în tab. 7.4. Pentru funcționarea fără întrerupere sau a folosirii unei role de întindere se adună 0,2 din valoarea lui K_t .

****) Ținând seama că fabricile producătoare de curele late dințate utilizează în exclusivitate unitățile inch și cai putere, se admit și aici aceste unități.

Să se calculeze transmisia prin curele sincrone dintre un motor electric monofazat - cu moment mare de demarare - și un transportor elicoidal care funcționează fără întrerupere, dacă puterea de transmis este $P = 9 \text{ C.P.} = 12,2 \text{ kW}$, $n_1 = 1750 \text{ rot/min}$, $n_2 = 875 \text{ rot/min}$, iar $a = 300 \text{ mm}$.

Rezolvare:

Se determină coeficientul de regim k_r (din tabelele 7.2-7.4)

$$k_r = 2,0 + 0 + 0,2 = 2,2;$$

Se adaugă 0,2 întrucât transmisia funcționează fără întrerupere

Puterea de calcul

$$P_e = k_r P = 2,2 \cdot 12,2 = 26,84 \text{ kW}$$

Din nomograma din fig. 7.6. rezultă tipul de curea: curea lată dintață cu pasul de $\frac{1}{2}$, (12,700 mm).

Diametrul primitiv d_{p1} și numărul de dinți z_1 se adoptă:

$$d_{p1} = 72,771 \text{ mm}; z_1 = 18.$$

Numărul de dinți ai roții mari

$$z_2 = \frac{n_1}{n_2} z_1 = \frac{1750}{875} 18 = 36$$

Diametrul primitiv al roții mari

$$d_{p2} = \frac{z_2}{z_1} d_{p1} = \frac{36}{18} 72,771 = 145,542 \text{ mm}$$

Se calculează viteza curelei

$$v = \frac{\pi d_{p1} n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 72,771 \cdot 1750}{60 \cdot 1000} = 6,67 \text{ m/s} < v_{\max} = 80 \text{ m/s}$$

Se determină lungimea primitivă a curelei, considerând $a = 300 \text{ mm}$:

$$L = 2a_p + \frac{\pi}{2}(d_{p1} + d_{p2}) + \frac{(d_{p2} - d_{p1})^2}{4a_p} =$$

$$= 2 \cdot 300 + \frac{3,14}{2}(72,771 + 145,542) + \frac{(145,542 - 72,77)^2}{4 \cdot 300} = 947,16 \text{ mm}$$

$L_p \approx 74,57$ pași. Se rotunjește la 75 de pași și se obține

$$L_p = 75 \cdot 12,7 = 925,50 \text{ mm}$$

Distanța efectivă dintre axe

$$a = 0,25[(L_p - \pi d_{pm}) + \sqrt{(L_p - \pi d_{pm})^2 - 2(d_{p2} - d_{p1})^2}] =$$

$$= 0,25 \cdot [(925,5 - 3,14 \cdot 109,15) +$$

$$+ \sqrt{(925,5 - 3,14 \cdot 109,15)^2 - 2 \cdot (145,542 - 72,771)^2}] = 302,69 \text{ mm}$$

Prin urmare,

$$a = 302,69 \text{ mm}$$

Puterea nominală transmisă de curea pe 1 țol lățime (tab. 7.9):

$$P_1=5,51 \text{ CP} = 6,77 \text{ kW}$$

Unghiul de înfășurare la roata mică este

$$\beta = \pi - 2 \cdot \arcsin \frac{d_{p2} - d_{p1}}{2a} = 180^\circ - 2 \cdot \arcsin \frac{142,542 - 72,771}{2 \cdot 302,69} = 166^\circ 10'$$

obținându-se numărul de dinți în angrenare

$$z_{e1} = \frac{\beta_1 z_1}{360^\circ} = \frac{166^\circ 10' \cdot 18}{360^\circ} = 8,30$$

Lățimea aproximativă a curelei

$$b' = \frac{25,4 \cdot P_e}{K_z P_1} = \frac{25,4 \cdot 19,8}{1,00 \cdot 5,51} \approx 91 \text{ mm},$$

unde $k=1,100$ (tab 7.12)

Lățimea aproximativă a curelei se calculează cu relația

$$b = k_t b' = 1,0 \cdot 91 = 91 \text{ mm},$$

în care $k_t=1,0$ (tab. 7.13).

7.2

Să se verifice dacă o transmisie cu cureaua lată dințată dintre un motor electric sincron cu momentul de torsiune mare și un strung paralel – care funcționează cu întreruperi frecvente – poate să transmită o putere $P = 21,68 \text{ C.P.}$, cunoscând: $z_1 = 24$; $z_2 = 72$;
 $n_1 = 1000 \text{ rot/min}$; $p = 7/8'' = 22,225 \text{ mm}$; $a = 500 \text{ mm}$; $b = 102 \text{ mm}$.

7.3

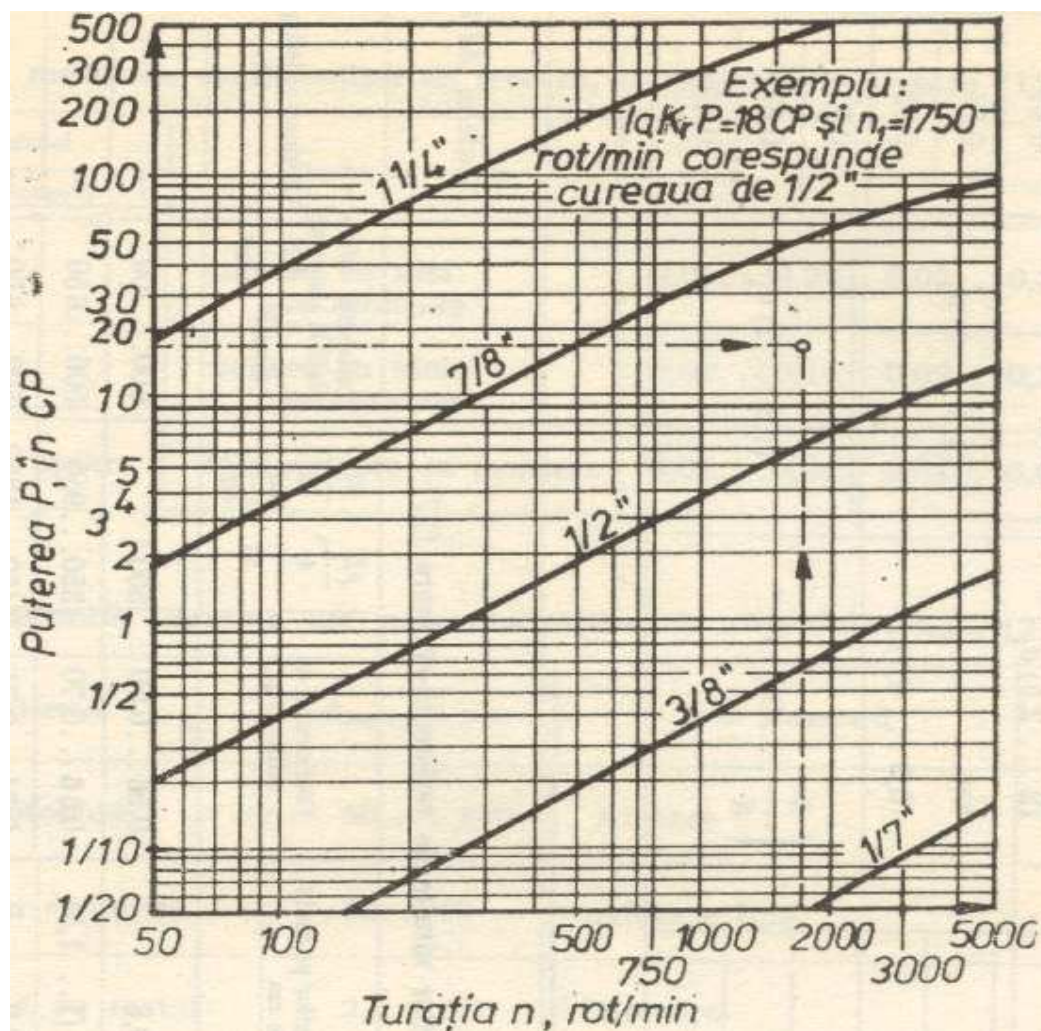
Care este valoarea diametrului exterior al unei roți de cureaua sincronă cu pasul $p=1/2$, $z_1=18$ și distanța la fibra neutră $u=0,67 \text{ mm}$?

7.4

Care este valoarea forței tangențiale la o transmisie prin curele sincrone știind că $p=1/2$, $z_1=16$, $M_{t1}=64670 \text{ Nmm}$?

7.5

Să se calculeze forța din ramura motoare la o transmisie prin curele sincrone cu următoarele caracteristici: $p=1/2$, $z_1=20$, $P_1=5 \text{ kW}$, $M_{t1}=10^5 \text{ Nmm}$. Se neglijează tensionarea inițială și greutatea proprie a curelei.



Tab. 7.2.

Coeficientul de regim, K_r

Tipul utilajului antrenat	Clasa I	Clasa II	Clasa III
Compresoare, pompe	2,0	2,2	2,4
Benzi transportoare pentru materiale ușoare	1,3	1,5	1,7
Benzi transportoare pentru minereu, cărbune, nisip	1,6	1,7	1,8
Elevatoare	1,7	1,8	1,9
Transportor elicoidal	1,7	1,9	2,0
Ventilatoare	1,6	1,8	2,0
Exhaustoare, aerisitoare de mină	1,8	2,0	2,2
Generatoare	1,6	1,8	2,0
Mașini-unelte	1,4	1,6	1,9
Strunguri și mașini de filetat	1,5	1,7	1,9
Laminoare, mașini de rabotat	1,5	1,7	1,9
Pompe centrifuge, pompe rotative	1,5	1,7	1,9
Pompe cu piston	2,0	2,2	2,4
Mașini textile, războaie de țesut	1,6	1,8	2,0

Tab. 7.3.

Clasa motorului de antrenare

Clasa motorului de antrenare		Clasa I	Clasa II	Clasa III
Vârfurile de solicitare întâmplătoare, în % din puterea nominală		0...149	150...249	250...400
Motoarele electrice monofazate, mașini hidraulice		-	-	Toate
Motoare electrice trifazate cu:	3000 rot/ min	40 CP	1,5...30 CP	1...3 CP
	2000 rot/ min	100 CP	5...75 CP	
	1000 rot/ min	15 CP	0,75...10 CP	
	750 rot/ min	5 CP	0,5...3 CP	
Motoare electrice trifazate cu inele cu:	2000 rot/ min	-	20 CP	2...15 CP
	1000 rot/ min	-	15 CP	2...10 CP
	750 rot/ min	-	7,5 CP	1...5 CP
Motoare electrice sincrone cu moment		-	Normal	mare
Motoare electrice de curent continuu		Derivație	Compound	Serie
Motoare cu combustie internă		8 cilindri	6 cilindri	4 cilindri

Tab. 7.4.

Factori suplimentari în transmisii amplificatoare

Raportul de amplificare (1/i)	Factorul suplimentar
1...1,24	-
1,25...1,74	0,1
1,75...2,49	0,2
2,50...3,49	0,3
≥3,50	0,4

Tab. 7.5.

Profilul golului roții de curea

Pasul curelei		Lățimea golului b , mm	Adâncimea golului h , mm	Unghiul de presiune, grade	Raza capului r_1 , mm	Raza piciorului r_2 , mm
țoli	mm					
1/5	5,080	1,32+0,05	1,65-0,08	50±3	≤0,40	0,64+0,05
3/8	9,525	3,05+0,10	2,67-0,10	40±3	≤1,20	1,17+0,13
1/2	12,700	4,19+0,13	3,05-0,13	40±3	≤1,58	1,60+0,13
7/8	22,225	7,90+0,15	7,14-0,13	40±3	≤1,98	2,38+0,13
11/4	31,750	12,17+0,18	10,31-0,13	40±3	≤2,38	3,18+0,13

Tab. 7.6

Valorile minime ale diametrelor roților și numerelor de dinți

Pasul	Turația *), în rot/ min	Diametrul primitiv, în mm	Numărul de dinți
1/5" (5,08 mm)	3500	19,406	12
	1750	17,780	11
	1160	16,180	10
3/8" (9,525 mm)	3500	48,514	16
	1750	42,443	14
	1160	36,373	12
1/2" (12,70 mm)	3500	80,851	20
	1750	72,771	18
	1160	64,668	16
7/8" (22,225mm)	1750	183,921	26
	1160	169,799	24
	870	155,626	22
1 1/4" (31,75mm)	1750	262,763	26
	1160	242,545	24
	870	222,326	22

Tab.7.7.

Puterea pe unitate de lățime pentru profilul 1/ 5", in CP'/ in

z_1	$\frac{n_1}{D_{p1}}$	100	500	1000	1500	2000	2500	3000	3500	4000	5000	8000	10000
30	48,514	0,06	0,30	0,62	0,92	1,23	1,46	1,82	2,11	2,39	2,92	4,21	4,72
28	45,288	0,06	0,29	0,57	0,86	1,15	1,37	1,71	1,98	2,24	2,75	4,02	4,59
24	38,811	0,05	0,24	0,49	0,74	0,98	1,18	1,46	1,71	1,94	2,39	3,59	4,21
22	35,585	0,04	0,22	0,45	0,67	0,90	1,07	1,34	1,57	1,78	2,20	3,34	3,97
21	33,959	0,04	0,21	0,43	0,64	0,86	1,03	1,28	1,49	1,71	2,11	3,23	3,84
20	32,334	0,04	0,20	0,41	0,61	0,82	0,98	1,23	1,42	1,63	2,01	3,10	3,71
18	29,109	0,04	0,18	0,37	0,55	0,74	0,88	1,10	1,28	1,46	1,82	2,92	3,41
16	25,882	0,03	0,16	0,33	0,49	0,65	0,79	0,98	1,15	1,30	1,63	-	-
15	24,257	0,03	0,15	0,31	0,46	0,62	0,74	0,92	1,07	1,23	1,52	-	-
14	22,631	0,03	0,14	0,29	0,43	0,57	0,68	0,86	1,00	1,15	1,42	-	-
12	19,406	0,02	0,12	0,24	0,36	0,49	0,59	0,74	0,86	0,98	1,23	-	-
11	17,80	0,02	0,11	0,22	0,34	0,45	0,54	0,67	-	0,90	1,12	-	-
10	16,18	0,02	0,10	0,20	0,30	0,41	0,49	0,61	-	0,82	1,02	-	-

 n_1 - rot/min și D_{p1} - mm

Tab.7.8

Puterea pe unitate de lăţime pentru profilul 3/ 8", in CP/ in

z_1	$\begin{matrix} n_1 \\ D_{p1} \end{matrix}$	100	500	1000	1500	2000	2500	3000	3500	4000	5000	6000
10	30,327	0,05	0,26	0,52	0,78	-	-	-	-	-	-	-
12	36,372	0,06	0,31	0,62	0,94	1,24	1,55	1,85	-	-	-	-
13	39,420	0,07	0,34	0,68	1,02	1,35	1,68	2,00	2,32	-	-	-
14	42,443	0,07	0,37	0,73	1,09	1,45	1,80	2,15	2,49	2,83	-	-
15	45,466	0,08	0,39	0,78	1,16	1,55	1,92	2,20	2,65	3,00	3,67	4,29
16	48,514	0,08	0,42	0,83	1,24	1,65	2,05	2,44	2,83	3,20	3,91	4,55
17	51,536	0,09	0,44	0,89	1,32	1,75	2,17	2,59	2,99	3,37	4,10	4,75
18	54,584	0,09	0,47	0,94	1,40	1,85	2,30	2,73	3,15	3,65	4,31	4,97
19	57,607	0,10	0,50	0,99	1,47	1,95	2,42	2,87	3,31	3,73	4,50	5,15
20	60,629	0,10	0,52	1,04	1,55	2,05	2,54	3,01	3,46	3,89	4,68	5,34
21	63,677	0,11	0,55	1,14	1,62	2,15	2,66	3,15	3,62	4,06	4,86	5,52
22	66,700	0,12	0,57	1,24	1,70	2,25	2,78	3,29	3,77	4,23	5,04	5,68
24	72,771	0,13	0,63	1,34	1,85	2,44	3,01	3,55	4,06	4,54	5,35	5,93
26	78,841	0,14	0,68	1,45	2,00	2,63	3,24	3,81	4,35	4,83	5,63	6,15
30	84,886	0,15	0,73	1,55	2,15	2,82	3,47	4,06	4,61	5,10	5,86	6,28

 n_1 - rot/min şi D_{p1} - mm**Tab. 7.9.**

Puterea pe unitate de lăţime pentru profilul 1/ 2", in CP/ in

z_1	$\begin{matrix} n_1 \\ D_{p1} \end{matrix}$	100	500	1000	1500	2000	2500	3000	3500	4000	5000	6000
14	56,59	0,25	1,24	2,47	-	-	-	-	-	-	-	-
16	64,67	0,28	1,41	2,82	4,22	5,60	-	-	-	-	-	-
17	68,73	0,30	1,50	3,00	4,48	5,95	-	-	-	-	-	-
18	72,77	0,32	1,59	3,17	4,74	6,28	7,80	9,28	10,71	-	-	-
19	76,81	0,34	1,68	3,35	5,00	6,62	8,21	9,75	11,24	-	-	-
20	80,85	0,35	1,77	3,52	5,26	6,96	8,62	10,23	11,77	13,24	15,93	18,19
21	84,89	0,37	1,86	3,70	5,51	7,30	9,03	10,70	12,31	13,82	16,56	18,82
22	88,93	0,39	1,94	3,87	5,77	7,63	9,44	11,18	12,84	14,40	17,19	19,45
24	97,03	0,42	2,12	4,22	6,28	8,29	10,23	12,08	13,82	15,44	18,22	20,27
26	105,11	0,46	2,30	4,57	6,79	8,95	11,02	12,98	14,80	16,46	19,23	21,10
28	113,18	0,50	2,47	4,91	7,30	9,60	11,80	13,85	15,74	17,43	20,12	21,70
30	121,29	0,53	2,65	5,26	7,80	10,24	12,54	14,67	16,59	18,27	20,77	21,88
32	129,36	0,57	2,82	5,60	8,30	10,87	13,27	15,46	17,40	19,04	21,25	21,85
36	145,54	0,64	3,17	6,29	9,28	12,10	14,68	16,96	18,89	20,40	21,95	21,12
40	161,67	0,71	3,52	6,96	10,24	13,27	15,98	18,27	20,08	21,31	21,73	-
44	177,88	0,78	3,87	7,63	11,18	14,40	17,18	19,42	21,01	21,83	21,77	-

 n_1 - rot/min şi D_{p1} - mm

Tab. 7.10.

Puterea pe unitate de lăţime pentru profilul 7/ 8", în CP' în

z_1	$\begin{matrix} n_1 \\ D_{p1} \end{matrix}$	100	500	1000	1500	2000	2500	3000	3500	4000
18	127,330	0,76	3,78	7,47	-	-	-	-	-	-
20	141,478	0,84	4,20	8,26	12,08	-	-	-	-	-
22	155,625	0,93	4,61	9,05	13,15	16,74	-	-	-	-
24	169,799	1,01	5,02	9,82	14,19	17,89	20,71	22,42	22,81	21,64
26	183,921	1,11	5,44	10,59	15,18	18,94	21,57	22,80	22,34	19,92
28	198,094	1,18	5,85	11,35	16,14	19,87	22,22	22,81	21,29	-
30	212,242	1,26	6,26	12,08	17,03	20,71	22,64	22,44	19,64	-
32	226,390	1,34	6,71	12,80	17,89	21,42	22,84	21,65	-	-
40	282,981	1,68	8,26	15,51	20,71	22,84	22,89	-	-	-

 n_1 - rot/min şi D_{p1} - mm**Tab. 7.11.**

Puterea pe unitate de lăţime pentru profilul 1/ 4", în CP' în

z_1	$\begin{matrix} n_1 \\ D_{p1} \end{matrix}$	100	500	1000	1500	2000	2500	3000
18	181,915	1,33	6,63	12,83	-	-	-	-
20	202,133	1,48	7,31	14,14	19,99	24,44	29,95	27,07
22	222,326	1,63	8,02	15,40	21,50	25,70	27,33	25,79
24	242,545	1,77	8,73	16,62	22,86	26,62	27,06	23,36
26	262,763	1,92	9,43	17,80	24,07	27,18	26,07	-
30	303,200	2,21	10,81	20,01	25,95	27,06	-	-
34	343,611	2,51	12,17	21,98	27,06	25,11	-	-
40	404,241	2,95	14,13	24,44	27,05	-	-	-

 n_1 - rot/min şi D_{p1} - mm**Tab. 7.12.**Coeficientul numărului de dinţi în angrenare K_z

Numărul de dinţi în contact z_{e1}	≥ 6	5	4	3	2
K_z	1,00	0,80	0,60	0,40	0,20

Tab. 7.13.Coeficientul de tensionare K_t

Tipul curelei		1/5 "	3/8 "	1/2 "	7/8 "	1 1/4 "
Lăţimea nominală a curelei <i>b</i>	1/4" 6mm	1,9	-	-	-	-
	3/8" 10	1,4	2,0	-	-	-
	1/2" 13	1,3	1,8	1,7	-	-
	5/8" 16	1,2	1,7	1,5	-	-
	3/4" 19	1,1	1,6	1,3	-	-
	7/8" 22	1,1	1,6	1,3	-	-
	1" 25	1,1	1,6	1,2	-	-
	1 1/4" 32	-	1,5	1,2	-	-
	1 1/2" 38	-	1,5	1,1	-	-
	2" 50	-	1,5	1,1	1,5	1,4
Tipul curelei		1/5 "	3/8 "	1/2 "	7/8 "	1 1/4 "
Lăţimea nominală a curelei <i>b</i>	2 1/2" 63	-	1,4	1,0	1,4	1,3
	3" 76	-	1,4	1,0	1,3	1,3
	4" 102	-	-	1,0	1,3	1,2
	5" 127	-	-	1,0	1,2	1,2
	6" 153	-	-	-	1,2	1,1
	8" 204	-	-	-	1,2	1,1
	10" 254	-	-	-	1,2	1,1
	12" 305	-	-	-	1,2	1,1
	14" 356	-	-	-	1,1	1,0

7.6 Exemplificari ale domeniilor de utilizare. Firme constructive. Programe de calcul. Recomandari in alegere si verificare.

Firme constructoare de transmisii prin lant :

BECKER – ANTRIEBE GMBH, Germania	www.becker-antriebe.de
BERGES MASCH, Germania	
COLOMBES TEXROPE, Franta	
CONTINENTAL GUMMI – WERKE AG, Germania	www.conti-online.com
COURROIES TEXARMÉ, Franta	
DESCH AG., Germania	www.desch.de
FRIEDR. FLENDER, Germania	www.flender.com
HABASIT AG., Elvetia	www.habasit.ch
HILGER & KERN GMBH, Germania	www.hilger-kern.com
MORSE CHAIN CO., S.U.A.	www.emerson-ept.com
PLATT POWER TRANSMISSION, Anglia	
J. E. RHOADS & SONS, INC., S.U.A.	
SIEGLIN GRIEMEN, Germania	
EUG. SCHMIDT & CO, Germania	www.schmidt-elgro.de
HI-LO MFG., S.U.A.	www.hi-lo.com
SOCIÉTÉ DE FABRICATIONS UNICUM., Franta	
SÜDDETSCHKE ELEKTROMOTORENWERKE GMBH., Germania	
VEB GETRIEBE OHORN., Germania	
MULCO EUROPE EWIV, Germania	www.mulco.net

Recomandari in alegerea si verificare produselor :



CONTI SYNCHROBELT®

Curele sincrone

Domenii de utilizare:

Curelele sincrone CONTI SYNCHROBELT® sunt utilizate la transmiterea puterilor în domeniile de putere inferioare și medii. Acestea își găsesc în continuare aplicabilitate acolo unde nu se dorește conductibilitate electrică.

Proprietăți:

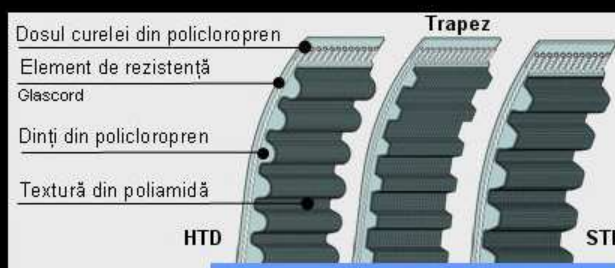
- rezistență moderată la ulei
- rezistență în medii tropicale
- domenii de temperatură ale aplicației de la -20 °C până la +100 °C

Variante:

Curelele sincrone CONTI SYNCHROBELT® sunt disponibile cu profilele trapezoidale și metrice HTD, STD și CTD.



Profil	CONTI SYNCHROBELT® Domeniu lungime L_p în mm
MXL	109,73 - 1026,16
XL	152,40 - 1600,20
L	314,96 - 1524,00
H	609,60 - 4318,00
XH	1289,05 - 4445,00
HTD 3M	111 - 1569
HTD 5M	225 - 2525
HTD 8M	288 - 4400
HTD 14M	966 - 4578
STD S8M	440 - 2848



Curele dintate cu pasul in toli[^ SUS](#)

Sunt curelele sincrone clasice si reprezinta o alternativa economica ce nu necesita intretinerea, folosita in locul transmisiilor prin lant sau prin angrenaje.

Profiluri:



MXL	XL	L	H	XH	XXH	D-XL	D-L	D-H
0,08"	1/5"	3/8"	1/2"	7/8"	1 1/4"	1/5"	3/8"	1/2"
2,032	5,08	9,53	12,7	22,23	31,75	5,08	9,53	12,7

Aplicatii:

- ♦ Masini unelte, tipografie, copiatoare, imprimante, aparate casnice.

Curele dintate cu pasul metric[^ SUS](#)

Sunt curele de transmisie sincrone din poliuretan sau neopren. Produse cu pasul metric prevazute cu insertii metalice sau cord din kevlar.

Profiluri:

HTD 3M; HTD 5M; HTD 8M; HTD 14M

RPP3; RPP5; RPP8; RPP14

Sau profil dublu danturat:

TP 5M; TP 8MGT; TP 14MGT

RPP5-DD; RPP8-DD; RPP14-DD

Curele Poly Chain[^ SUS](#)

Sunt cele mai puternice curele care au fost proiectate pentru momente mari de tractiune si viteze mici in orice aplicatie industriala. Este o alternativa la folosirea lantului cu role si nu necesita lubrefiere si re-tensionare.

Profiluri:

8MGT; 14MGT

F. Curele transmisie sincrone

Coduri: MXL,XL,L,H,XH,DXL,DL,DH,3M(A), 5M(A), 8M(A), 5M-D ,8M-D

CARACTERISTICI :

- * cu dintii trapezoidali, curbilini sau dubla fata, curelele ofera o putere transmisibila ridicata si o functionare durabila si silentioasa.
- * dintii in invels de nylon asigura un angrenaj precis cu canalele fulurilor
- * cordul de tractiune rezist la alungire
- * curelele sincrone clasice reprezinta o alternativa economica ce nu necesita intretinerea, folosita in locul transmisilor prin lant sau prin angrenaje



UTILIZARE :

- *copiatoare, imprimante, camere video
- * aparate electro-casnice
- * masini unelte, motoare electrice
- * pompe, suflante
- * masini tipografice



G. Curele sincrone din poliuretan

Coduri: T2,5,T5,T10,T20,AT5, AT10,T5-D,T10-D

CARACTERISTICI :

- * amestecul de poliuretan flexibil si cordul de tractiune din otel dau posibilitatea transmiterii unei puteri maxime
- * angrenaj perfect al dintilor si tolerante mici
- * rezistenta ridicata la ulei si la multi alti agenti chimici
- * rezistenta la ozon si abraziune
- * stabilitate termica

UTILIZARE :

- * larga utilizare in domeniul aparaturii de birou
- * masini din industria textila
- * masini din industria de hartie
- * masini de cusut
- * compresoare



H. Curele de transmisie sincrone omega

Coduri: 3M, 5M, 8M, 14M

CARACTERISTICI :

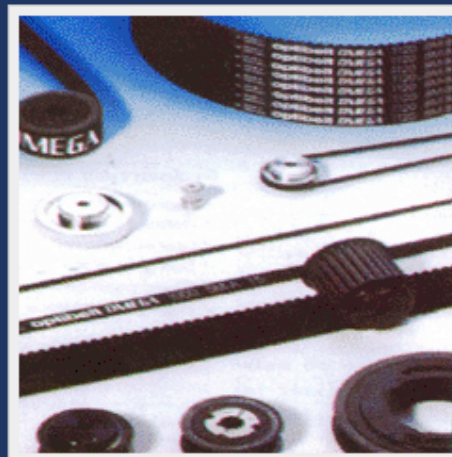
* dintii sunt protejati de un invelis poliamidic ce asigura un nivel de frecare scazut si un coeficient de frictiune optim

* suprafata exterioara a curelei si dintii sunt confectionati dintr-un compus polidioriprenic si sunt vulcanizati intr-un singur tot

* cordul de tractiune din fibra de sticla confera o imbunatatire substantiala a capacitatii de transmisie

* zgomot redus in functionare

* eficienta cu pana la 80% mai mare decat a curelelor sincrone clasice



UTILIZARE :

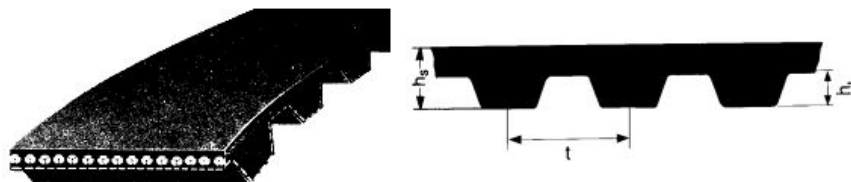
* masini de birou (faxuri, copiatoare, imprimante)

* masini de cusut, aspiratoare, masini de gradinarit

* masini tipografice, utilaje pentru prelucrarea lemnului si a hartiei

* sisteme automate de deschidere a portilor, transport pe cablu etc

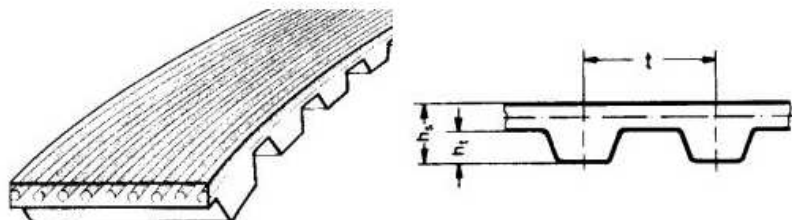
GOODYEAR, OPTIBELT, GATES, SUPERBELT



Profil jele	Înălțimea curelei: h_s [mm]	Înălțimea dinților: h_t [mm]	Pasul: t [mm]
MXL	1,14	0,51	2,032
XL	2,3	1,27	5,080
L	3,6	1,91	9,525
H	4,3	2,29	12,700

Curele sincron de tip ZRM din poliuretan

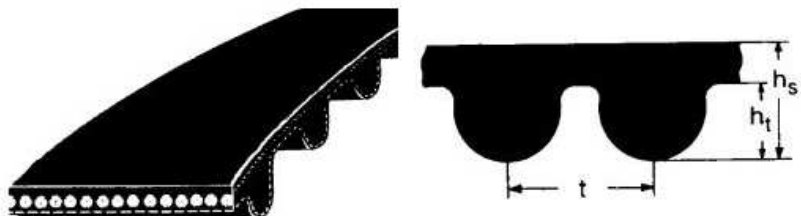
GOODYEAR, OPTIBELT, GATES, SUPERBELT



Profil	Înălțimea curelei: h_s [mm]	Înălțimea dinților: h_t [mm]	Pasul: t [mm]
T 2,5	1,30	0,70	2,5
T 5	2,20	1,20	5
T 10	3,6	1,91	9,525
H	4,50	2,50	10

Curele sincron de tip HTD

GOODYEAR, OPTIBELT, GATES, SUPERBELT

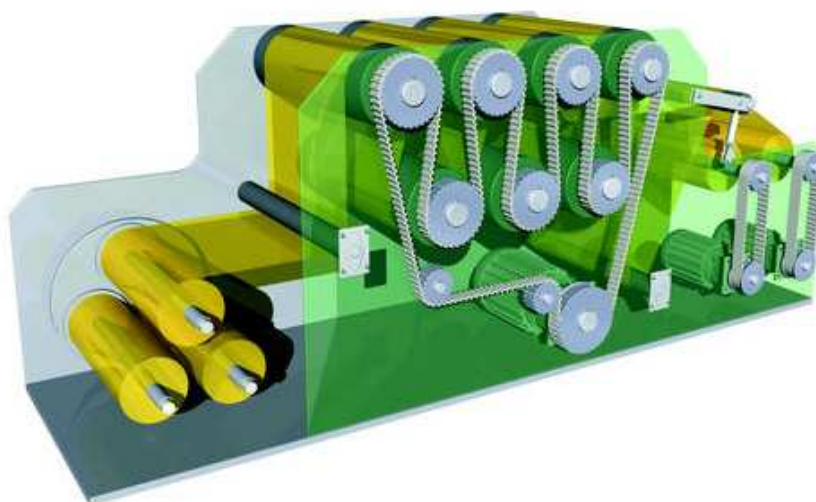


Profil	Înălțimea curelei: h_s [mm]	Înălțimea dinților: h_t [mm]	Pasul: t [mm]
3 M	2,4	1,2	3
5 M	3,6	2,1	5
8 M	5,6	3,36	8
14 M	10,0	6,1	14
20 M	13,2	8,40	20

Exemplificari ale domeniilor de utilizare :

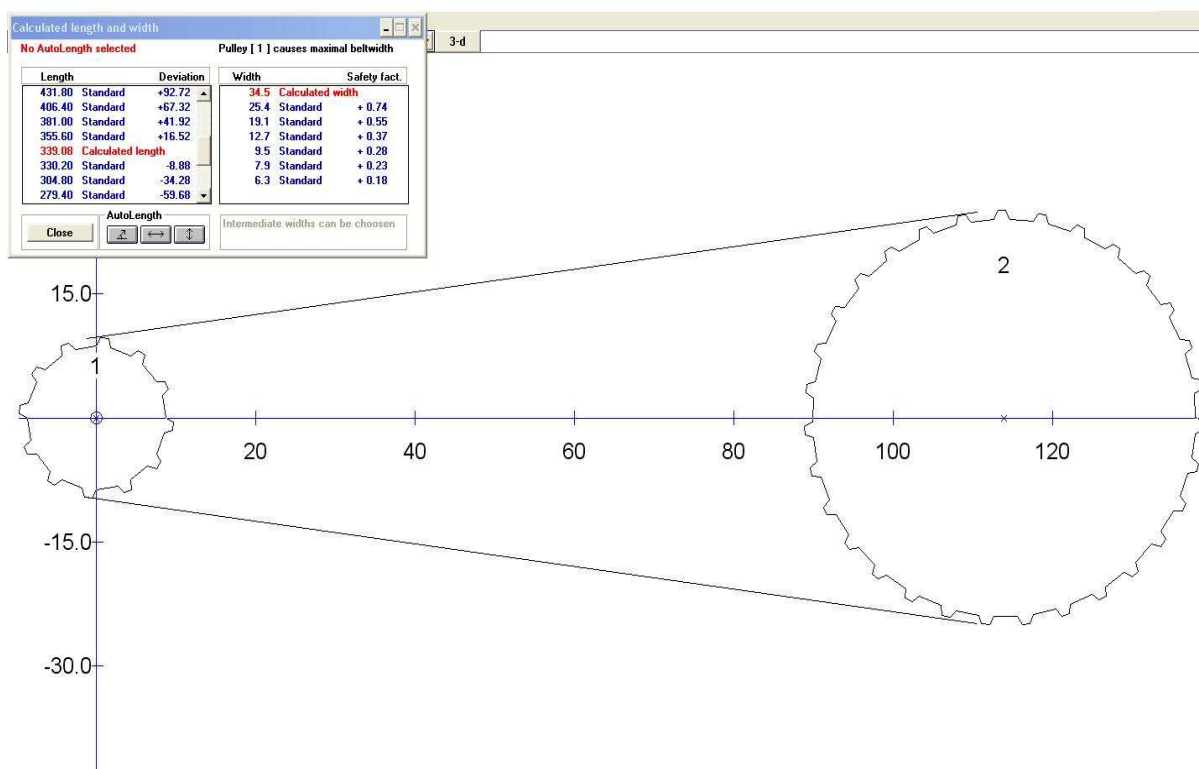


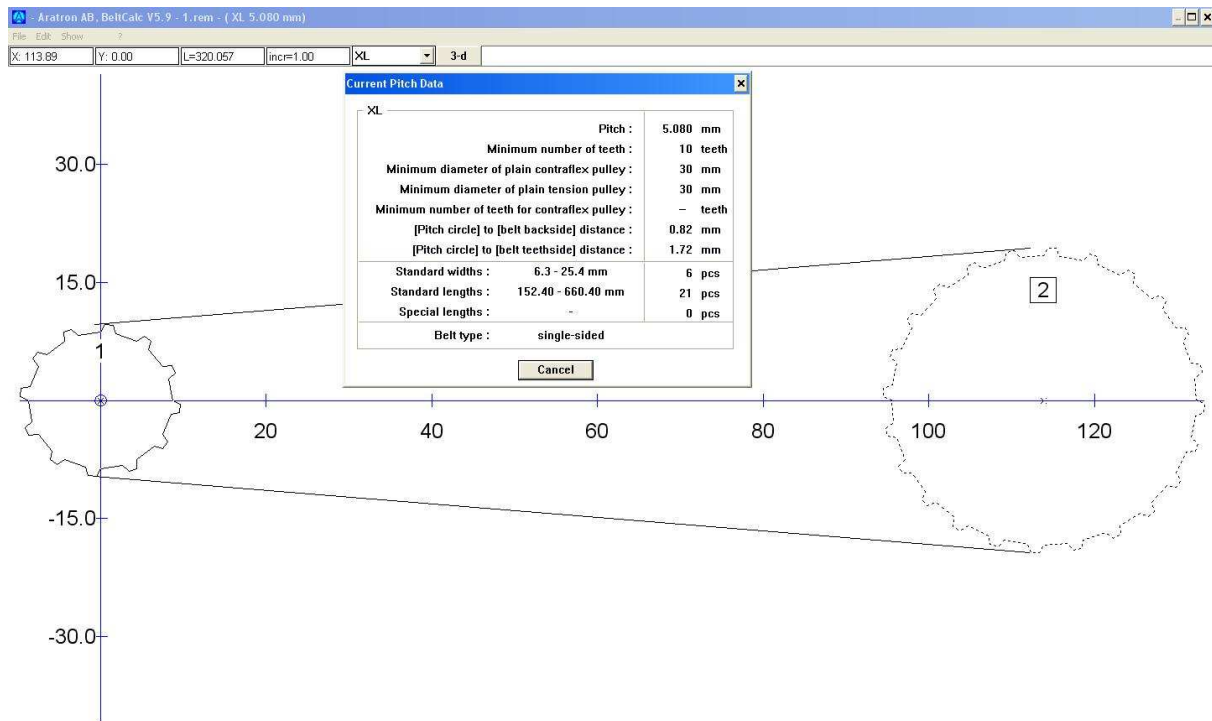
Curea sincron de la Volkswagen



Transmisie mecanica cu curele sincron de la un copiator.

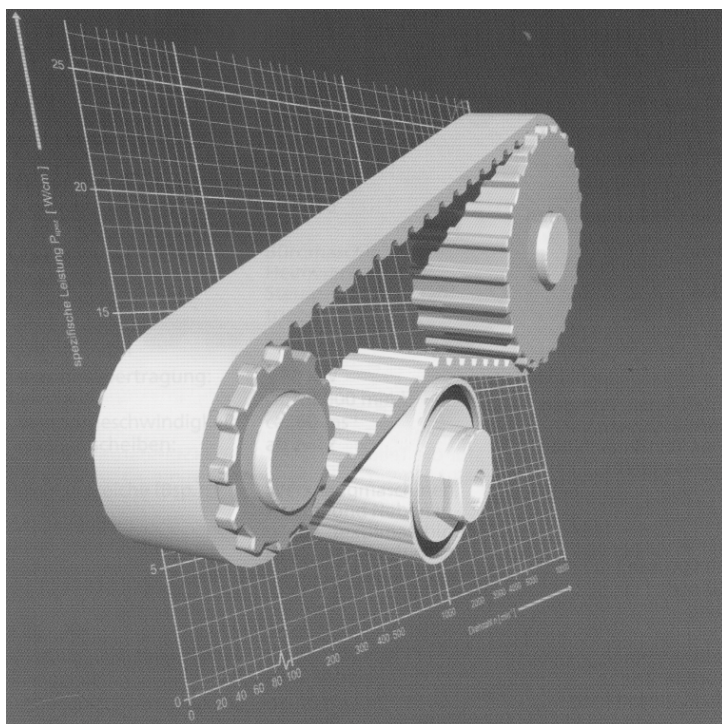
Exemplu de calcul :



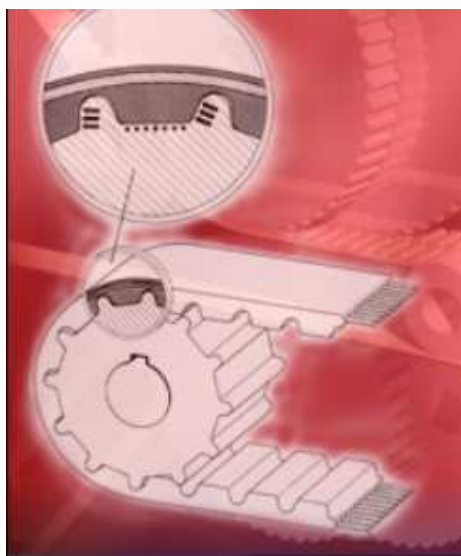


Model de calcul de la firma Mulco. Putem calcula cu acest software manual toti parametrii curelei in fuctie de utilizare sau putem modifica niste modele predefinite. La final programul ne va sugera o curea sincron care se incadreaza in cerintele clientului si se poate face comanda direct la distribuitorii MULCO sau www.mulco.net.





Modelare 3-D al unei transmisii cu curea sincron distribuit de firma MULCO



Profil AT apartinand firmei MULCO

Transmisii de inalta performanta si putere. Datorita cercetarilor in domeniu, s-a ajuns la imbunatirea performantelor cu ajutorul profilelor AT cu cca 30%. De asemenea s-a diminuat deformarea dintilor curelei si intinderea acesteia la maxim dar si distribuirea in egala masura a fortelor pe fiecare dinte al curelei

